

第122研究部会

舶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

昭和46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45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（日本舶用工業会）
	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）	前田 宗雄（川崎汽船）
	松永 秀臣（日本海事協会）	松見 韶（日本鋼管）
	丸山 浩一（ヤンマーディーゼル）	村上 和夫（日本鋼管）
	村松 省吾（三保造船所）	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1小委員会委員名簿（敬称略、順不同）

主査	小路 博（三菱重工業）	
委員	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（日本舶用工業会）
	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）
	丸山 浩一（ヤンマーディーゼル）	水品 正昭（日本鋼管）
	村上 和夫（日本鋼管）	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	野村 寛（日立造船）
----	------------

委 員	井ノ内 一 雄 (船舶技術研究所)	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)	小 路 博 (三菱重工業)
	武 本 喜 之 (石川島播磨重工業)	恒 屋 礼二郎 (三菱重工業)
	中 野 英 明 (川崎重工業)	永 井 将 (日立造船)
	原 野 二 郎 (三井造船)	平 子 善 夫 (大阪府立大学)
	藤 田 秀 雄 (明治大学)	前 田 宗 雄 (川崎汽船)
	松 永 秀 臣 (日本海事協会)	松 見 韶 (日本鋼管)
	村 上 和 夫 (日本鋼管)	本 岡 隆 雄 (三菱重工業)

第122 研究部会第3小委員会委員名簿(敬称略、順不同)

主 査	津 田 公 一 (東京大学)	
委 員	今 橋 武 (住友重機械工業)	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)
	武 本 喜 之 (石川島播磨重工業)	中 野 英 明 (川崎重工業)
	永 井 将 (日立造船)	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)	松 見 韶 (日本鋼管)
	丸 山 浩 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	平 子 善 夫 (大阪府立大学)	
委 員	池 上 詢 (京都大学)	井ノ内 一 雄 (船舶技術研究所)
	今 橋 武 (住友重機械工業)	大 東 俊 一 (京都大学)
	孝 橋 謙 一 (阪神内燃機工業)	小 路 博 (三菱重工業)
	武 本 喜 之 (石川島播磨重工業)	中 野 英 明 (川崎重工業)
	永 井 将 (日立造船)	原 野 二 郎 (三井造船)
	藤 田 秀 雄 (明治大学)	松 見 韶 (日本鋼管)
	村 上 和 夫 (日本鋼管)	

目 次

第1章 排気弁の耐久力向上の研究	1
1. はじめに	1
2. 実験装置	1
2.1 実験機関	1
2.2 補機	4
3. 実験	7
3.1 機関性能確認試験	7
3.2 排気弁および弁座温度	8
4. おわりに	9
第2章 燃料弁の耐久性向上試験	10
1. 緒言	10
2. 試験方法	10
2.1 実船試験要領	10
2.2 船上調査	20
2.3 陸上調査	20
3. 試験結果	22
3.1 実船試験結果	22
3.2 噴射試験結果	26
3.3 切断調査結果	30
4. 昭和46年度の耐久性向上試験に対する最適試験法の調査	30
5. 結 言	35
第3章 動弁機構の耐久性向上の研究	36
概 要	36
1. 弁系部品の特性の研究	36
1.1 弁ばねの静特性	36
1.2 弁ばねの動特性	36
1.3 オイルクッション特性	36
1.4 弁系全体および各部の剛性	38
1.5 弁系の衝撃に対する応答	38
1.6 カムリフトの実測	38
2. 実機運転による弁系振動の測定	38
2.1 測定要目	38
2.2 運 転 条 件	38
3. 弁系挙動の算定法の研究	38
4. 研究計画進捗状況	45
第4章 燃料噴射系の性能改善および耐久性向上の研究	46
1. 目 的	46
2. 燃料噴射系の諸元	46

3. 燃料噴射系のシミュレーション	50
3.1 従来の方法	50
3.2 本委員会の方法	51
3.3 記 号	51
3.4 基 礎 式	51
3.5 計算方法とプログラミング	54
4. 計 算 結 果	56
4.1 基準状態における計算	56
4.2 基準状態の数値を変えた場合の計算結果	56
4.3 計算結果の考察	56
5. 計算結果と実験結果との比較	63
5.1 実験装置および実験方法	63
5.2 計算結果と実験結果との比較	67
6. 結 言	67

第1章 排気弁の耐久力向上の研究

1. はじめに

船用ディーゼル機関の運転の無人化を行なうには、まだいくつかの課題が残されている。なかでも、排気弁の焼損対策は重要であり、各社とも実機を対象にいろいろ研究しているが、まだユーザの要求にはほど遠いのが実状である。

そこで、昭和44年度のSR113研究部会で排気弁焼損の実態調査を行ない問題点を整理するとともに、焼損対策のための研究方針について検討した。

その結果、排気弁の焼損現象には、

- 1) 弁まわりの剛性、材料などの設計に起因する因子と、
- 2) 燃料油、シリンダ油、作動温度などの運転条件に起因する因子

が関与しており、これが単独に、あるいは複合された結果、弁棒・弁座の変形、摩耗、腐食、シート・フェースの凹痕、堆積物の剝離などの形態をとつて焼損事故をもたらすことが明らかになった。これらの焼損に対する各因子の影響度は、いまのところ明らかでないが、変形による場合を除けば、焼損現象に関してそこに付着した燃焼生成物の挙動が重要なことはほぼ確かである。よつて、船用ディーゼル機関用排気弁の焼損現象をみるには、それに近い燃焼生成物の生ずる実験装置で研究するのが好ましい。

この点では実用機関が最適であるが、実際面では難かしいことが多い。そこで、小形機関(ボア100mmφ)、中形機関(ボア190mmφ)、燃焼器等で重油燃焼試験を行ない、それぞれの燃焼生成物を分析した。その結果、実機に近い燃焼生成物を得るには、少なくともボア190mmφ程度の実験機関の必要なことがわかった。

本報告は、この結論に基づき実施中の2カ年研究の初年度の研究結果である。なお、本年度の研究の主目的は実験装置の設計製作およびその性能確認試験までであり、実質的な排気弁の焼損対策のための研究は昭和46年度以降に持ちこまれる。

2. 実験装置

2.1 実験機関

昭和44年度の研究結果に従い、表1の主要目のもとに実験機関を設計した。

表1 機関主要目

呼 称	NDT 19 / 300 形機関
形 式	2 サイクル・クロスヘッド形、単筒
掃 気 方 法	ユニフロ、別駆動空気源過給
ボア × ストローク	190 mm φ × 300 mm
圧 縮 比	12.5
出力 × 回転数	113 PS × 600 rpm
正味平均有効圧力	10 Kg/cm ²
平均ピストン速度	6 m/s

本機関の正面、縦断面、横断面をそれぞれ図1、図2、図3に、その外観写真を図4に示す。図示するとおり、本機関は単筒であるために、特につぎの対策が打たれている。

- 1) 機関の船首および船尾側に図1に示すようなバランスを設け、機関往復部不釣合力の1次および2次の成分のバランスをはかる。

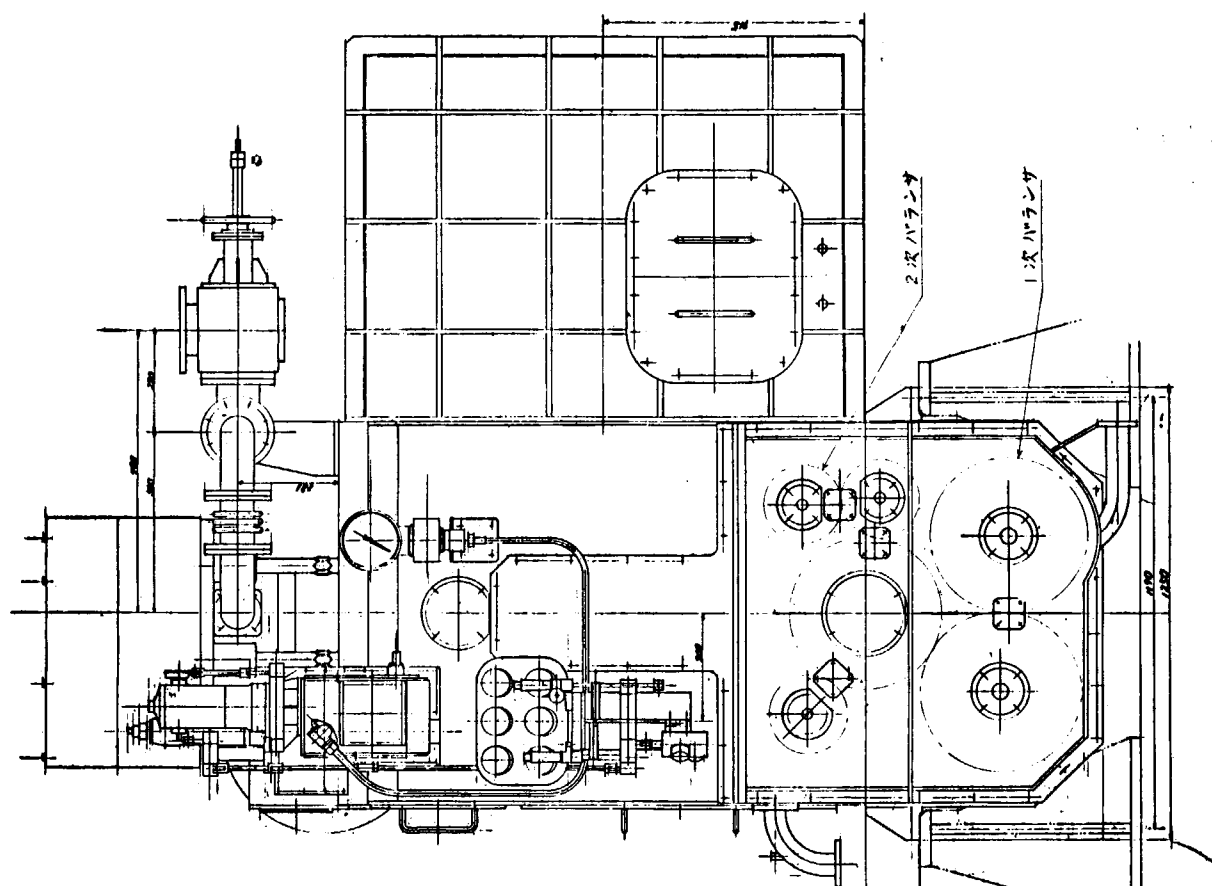


図 1 正面図

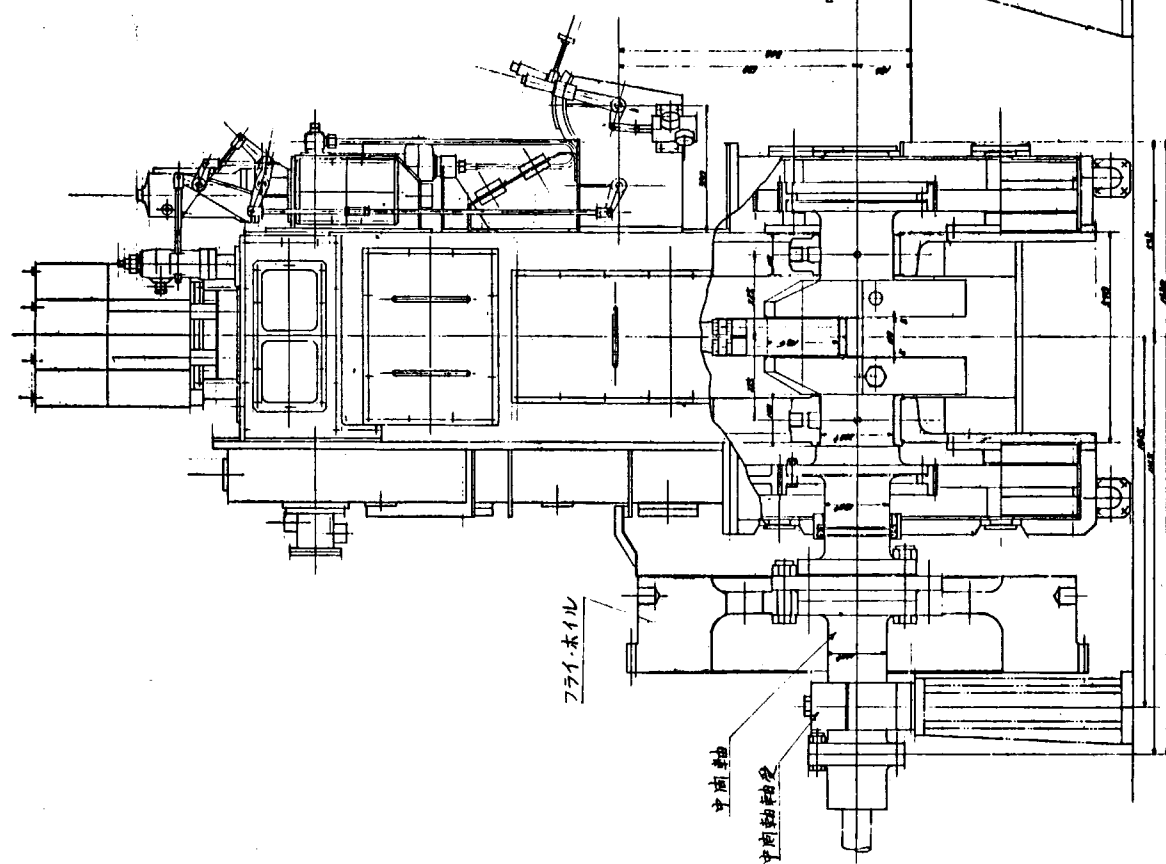


図 2 縦断面図

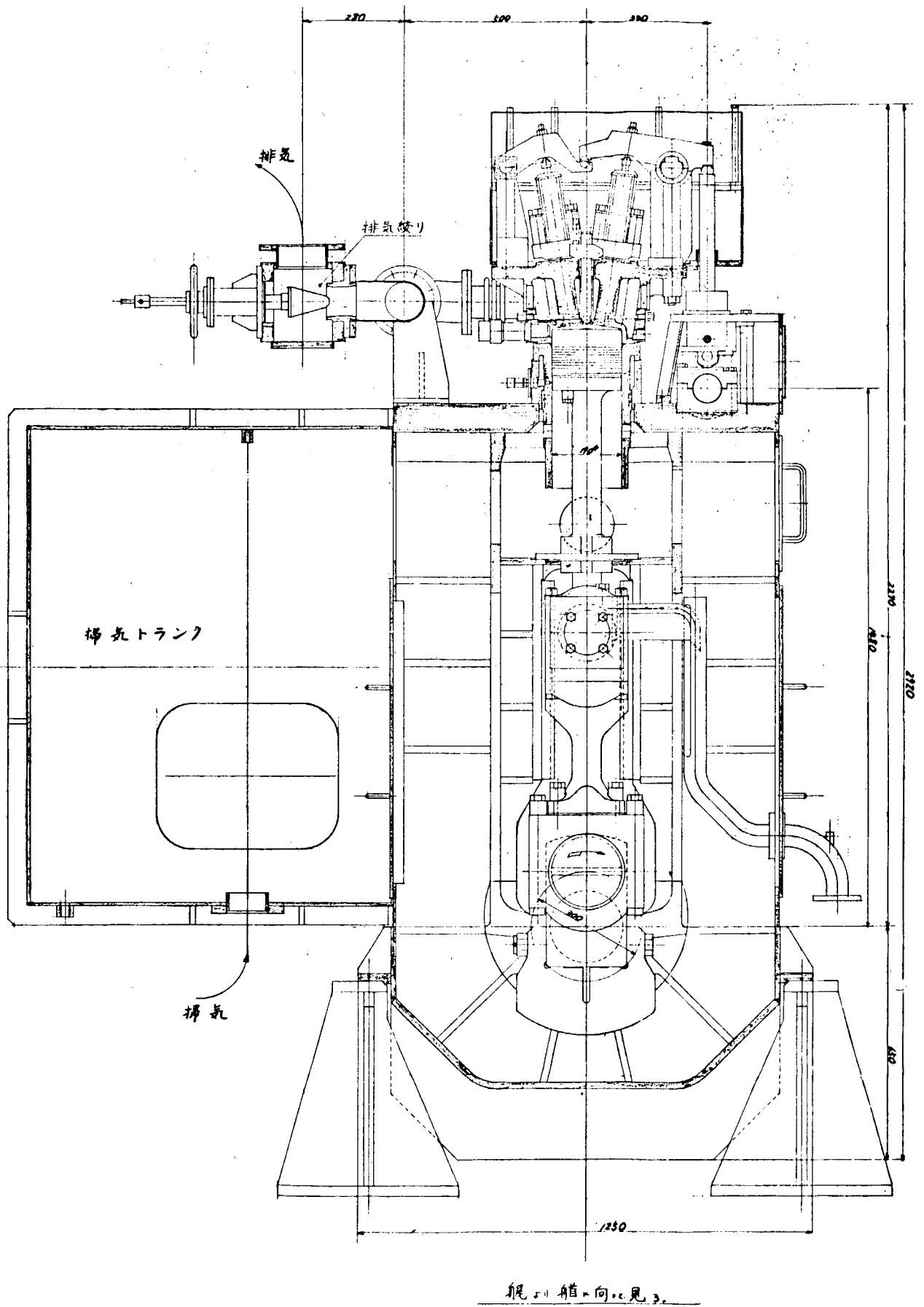


図 3 横断面図

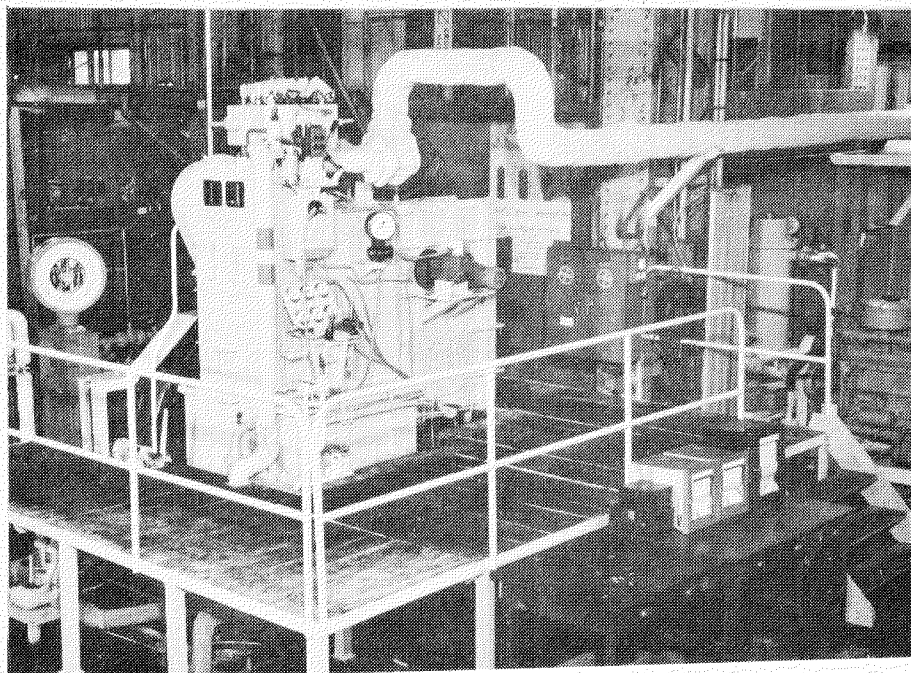


図4 実験機関の外観

2) 掃気圧力の変動を小さくするために、掃気トランクの容量を十分大きくとる。

3) 実用機関に近い排気弁出口圧力を得るために排気絞りノズルを設ける。

4) 回転変動を小さくするために、フライホイールを十分大きくする。

一方、本機関の排気弁焼損研究用装置としての特徴はつぎのとおりである。

1) ボア190mm程度の機関では排気弁を直接シリンダカバーに組込むのが普通であるが、本機関では弁筒方式を採用し、大形機関との類似と解放点検の便宜をはかっている。また、こうすることによって弁座の冷却試験が可能になる。

図5に本機関用冷却弁座形排気弁の組立図を示す。

2) 単筒機関の欠点を補うために排気弁を4本にして実験能率の向上を狙っている。

3) クロスヘッド形であるために、排気弁の焼損に対するシリンダ油の影響試験につごうがよい。

この他にも、シリンダ油注油器および掃気源を機関と切り離し、それぞれの影響度を見易くするなどのいろいろな配慮がなされている。

2.2 補 機

実験機関用主要補機の仕様を表2に、また、これらの系統図を図6に示す。図に示すとおり、燃油はA・O重油および

表2 主要補機の仕様

品 目	製 作 所	仕 様
動 力 計	東京ブラント工業	タナカ式水動力計 P-3.5型
清 水 冷 却 器	瀬尾 高圧工業	伝熱面積 5.5 m ²
潤滑油冷却器	"	" 7.5 m ²
空 気 冷 却 器	"	" 12.4 m ²
清 水 ポンプ	高 砂 鉄 工	KK-H型 80 l/min × 6 Kg/cm ²
潤滑油ポンプ	荏 原 製 作 所	GPFM型 90 l/min × 10 Kg/cm ²
燃油供給ポンプ	長 野 計 器	NT-10型 6 l/min × 10 Kg/cm ²
シリンダ油注油器	島 津 製 作 所	NET-2型
O重油清浄機	三菱化工機	
空 気 圧 縮 機	三菱重工業	DB-31 改造 × 2基
圧縮機用機関	"	DO-20 120PS × 1,800rpm

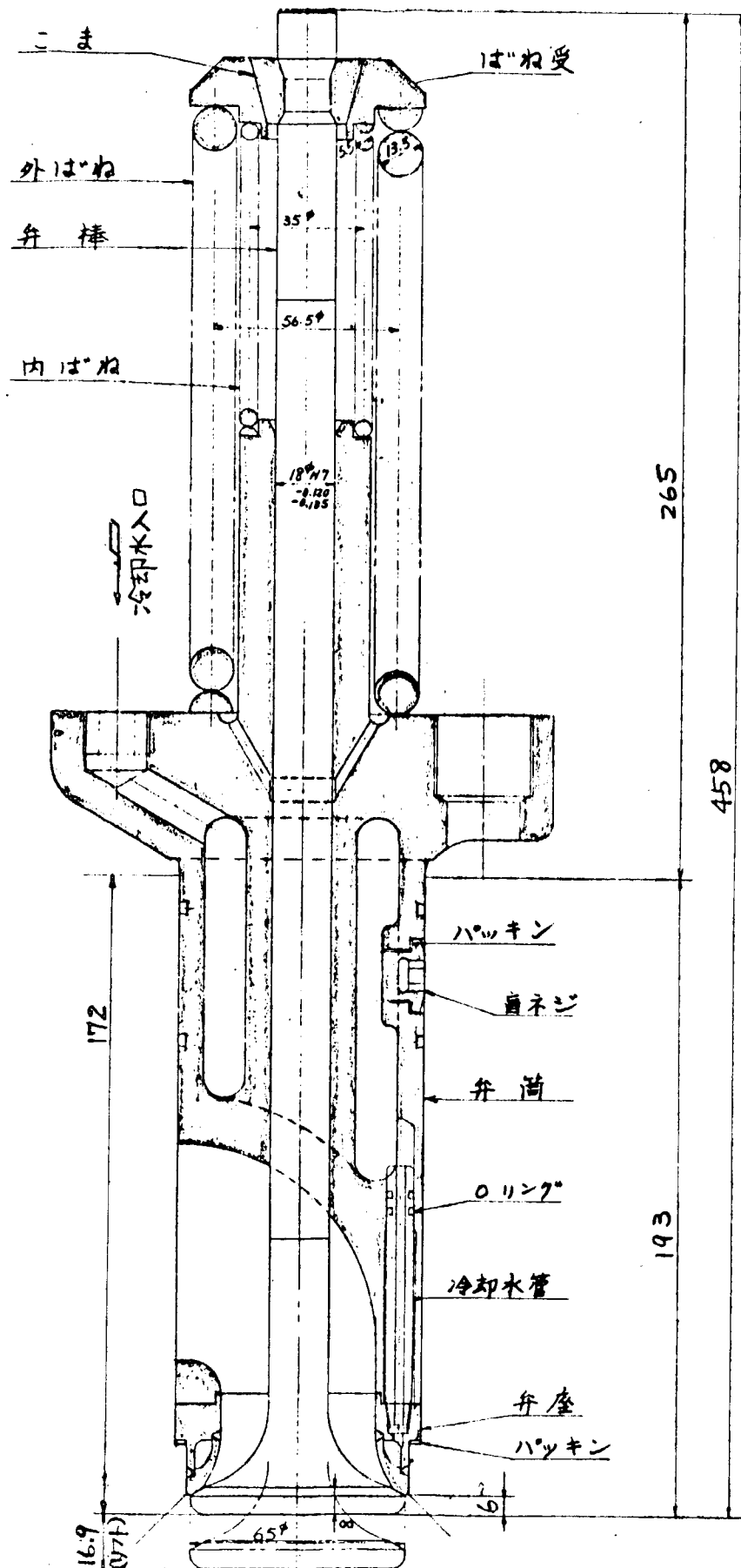


図 5 排気弁組立図 (水冷却型)

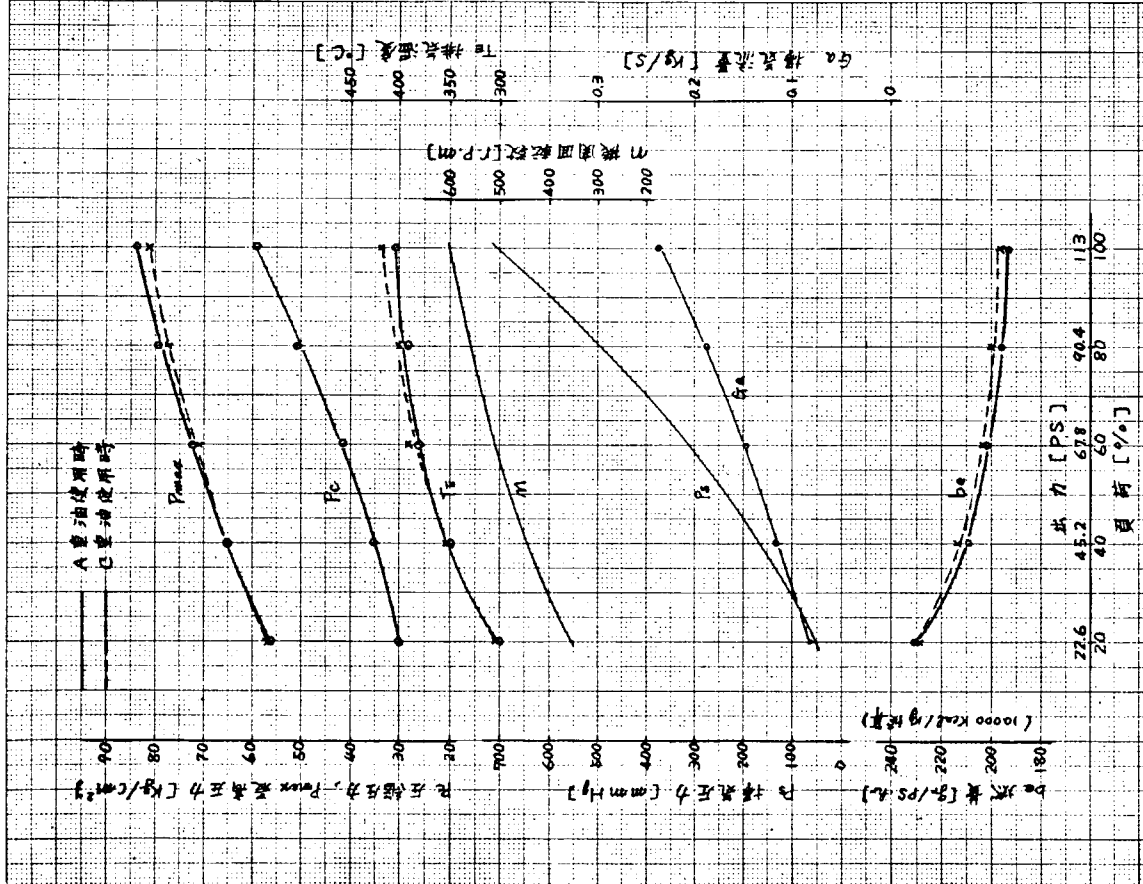


図 7 機 関 性 能

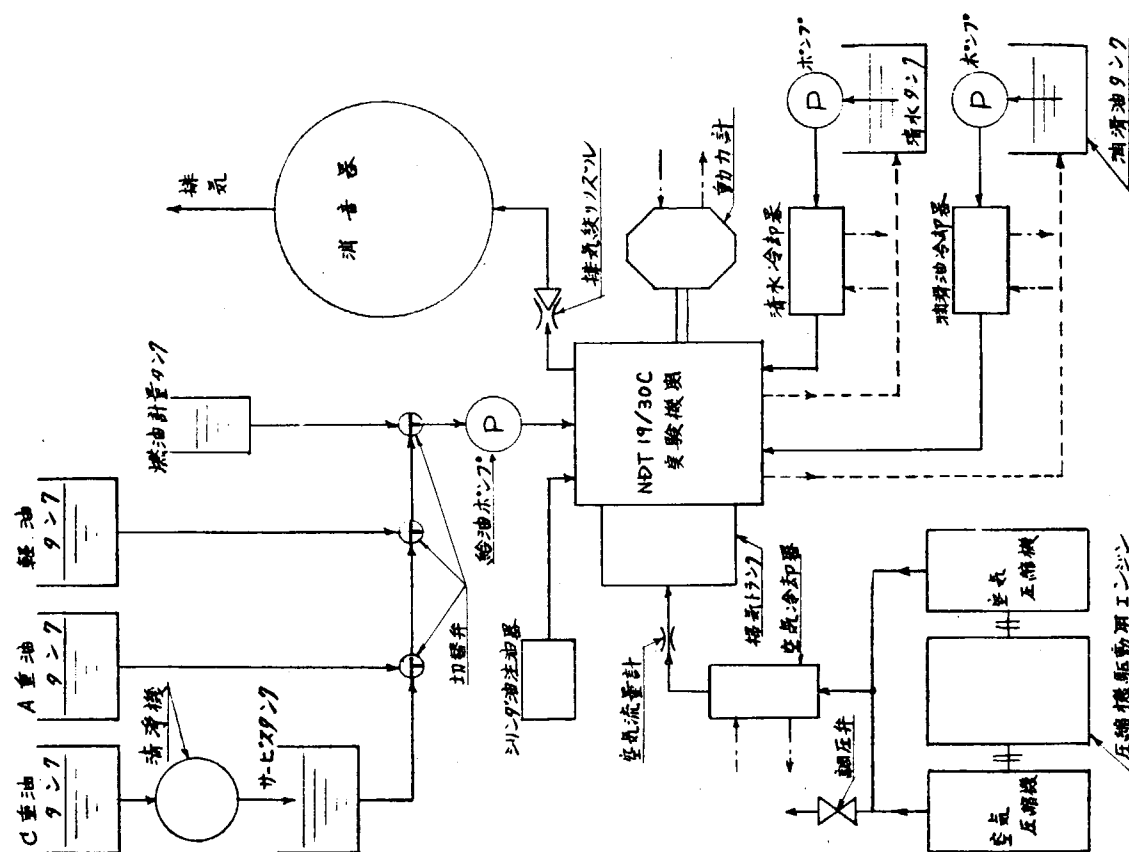


図 6 実験装置ブロック線図

び軽油が任意に切替えて使用できる。なお、C重油燃料系には、加熱および保温装置があり、サービスタンク内の油は、連続清浄が可能である。空気圧縮機は自動車用機関のカム軸を改造して圧縮機にしたもので、同じく自動車用機関によつて駆動される。実験機関に必要な掃気量および圧力は、この空気源で十分賄うことができる。各冷却器および動力計の冷却は海水で行なう。

3. 実 験

この目的は、予備運転によつて機関性能を確保し、昭和46年度以降に予定している排気弁焼損対策試験を行なう上の障害を除去することである。

実験機関は昭和45年末に据付を完了し、昭和46年初からなじみ運転を開始した。試作機関であることもあつて、なじみ運転過程で1次バランザギヤ軸の焼付、排気カムのスカッフイング、揺腕軸の潤滑油過多などの不具合が生じた。以下、これらの対策を終つてから後の実験結果について述べる。

3.1 機関性能確認試験

3.1.1 実験準備

実験機関では空気源が別駆動であるため、掃気圧力 P_s の与え方が重要である。そこで、過給機付実用大形機関について調べたところ、つぎの近似式の成立することがわかつた。

$$(L/L_0)^{1.6} \approx (P_s/P_{s0})$$

ここに、 L_0 および P_{s0} は全負荷での出力および掃気圧力、 L および P_s はそれぞれ部分負荷での値である。そこで本実験では、実用機関を参考にして、

$$L_0 = 1.13 P_s \text{ のとき、 } P_s = 700 \text{ mm Hg}$$

とおいてみることにする。

一方、排気絞りは全負荷時のカバー出口の排気温度が約400℃になるように調整した。このときの絞りの面積はシリンダ断面積の5.5%である。

なお、この実験のおもな計測項目と計測装置は表2のとおりである。

表2 計測項目および計測装置

計 測 項 目	計 測
筒 内 圧 力	ファンボロ式指圧器
掃 気 圧 力	水銀マノメータ
温 度	CA熱電対で検出し、打点式温度計で記録
掃 気 流 量	丸形オリフイス、水マノメータ
燃 費	5g精度、20Kg台秤
機 関 回 転 数	機関付タコメータ

3.1.2 実験結果

AおよびC重油による船用特性に沿つた運転結果を図7に比較して示す。C重油の性状は表3のとおりであり、清浄後機関入口温度を85℃に加熱して使用した。

表3 C重油の性状

粘 度 RW1 at 50℃	引 火 点	残 炭	硫 黄
363秒	124℃	8.3%	2.6%

図7ならびに実験中の運転結果からつぎのようなことがわかった。

- 1) C重油使用時の機関性能はA重油の場合に比べるとやや劣るが、その差はそれほど大きくない。煙色も比較的に良好であつたがC重油の場合には、さらに改良代があるように見受けられた。
- 2) 全負荷での排気温度 T_E は、今回は約 400°C に選んだが、排気絞りや掃気圧力によつて、この温度は、かなり大幅に変えることができる。
- 3) 実験機関は単筒機関のために機械効率 η_m が低く、全負荷時で $\eta_m \approx 80\%$ であつた。一方、実用大形機関では $\eta_m = 90\%$ 前後だから筒内での仕事を考えると、実験機関全負荷時の正味平均有効圧力 $P_{me} = 1.0 \text{ Kg/cm}^2$ は実用機関の $P_{me} = 1.1 \sim 1.15 \text{ Kg/cm}^2$ に相当するとみてよい。逆に、実用機関の $P_{me} = 1.0 \text{ Kg/cm}^2$ 程度の試験をするには、実験機関では $P_{me} \approx 9 \text{ Kg/cm}^2$ (約 100 PS) でよいことになる。
- 4) 燃費が大きいのも機械効率が低いこと、およびシリンダ径が小さいために燃焼条件が悪いことなどから理解できる。

以上のとおり、さらに性能改善および検討の余地はあるが、ほぼ所期の機関性能が達成され、本実験機関を使用した昭和46年度以降の研究が予定どおり実施できる見通しを得た。

3.2 排気弁および弁座温度

排気弁および弁座温度は、大形機関では一般に直接熱電対で計測されるが、排気弁が小形になると、鋼の焼戻軟化性を利用するのが便利である。

そこで、排気弁として耐えるだけの強度があり、しかも焼戻温度による硬度変化が明りよな炭素工具鋼SK5を選び、その焼戻硬度から弁棒・弁座の温度を推定することにした。

供試弁棒・弁座は仕上代を 1 mm 残して、 850°C で1時間加熱後油焼入れしたのち正規の寸法に仕上げた。また、同じ素材から直径 50 mm ϕ 、厚さ 15 mm の試片を切り出し、弁棒・弁座と同じ方法で焼を入れた。焼入れ後の硬度はピンス硬度 $H_v 580 \sim 600$ と多少低目であつた。

これらの試片を 300°C から 700°C まで 100°C とびに5時間加熱後空冷したときの硬度の軟化状況を図8に示す。図示のとおり、 300°C ではほとんど硬度変化がないため、今回の実験ではこれ以下の温度は推定できない。

一方、供試弁棒・弁座も試片の加熱時間と同じ5時間だけ実験機関で使用した。運転条件はつぎのとおりで、図7の全負荷の場合である。

正味平均有効圧力	1.0 Kg/cm^2
出力	1.13 PS
回転数	600 rpm
排気弁出口温度	400°C
燃料油	A重油

運転後の供試弁棒および弁座を縦断し、その硬度分布と図8から推定される運転時の弁棒・弁座の温度分布を図9および図10に示す。弁棒温度は傘おもて中心で 600°C 、フェース面で 450°C 、弁座はシート部が一番高く 400°C 程度になつている。なお、弁棒・弁座の円周方向における温度差は誤差範囲内にあり、あまり明りようで

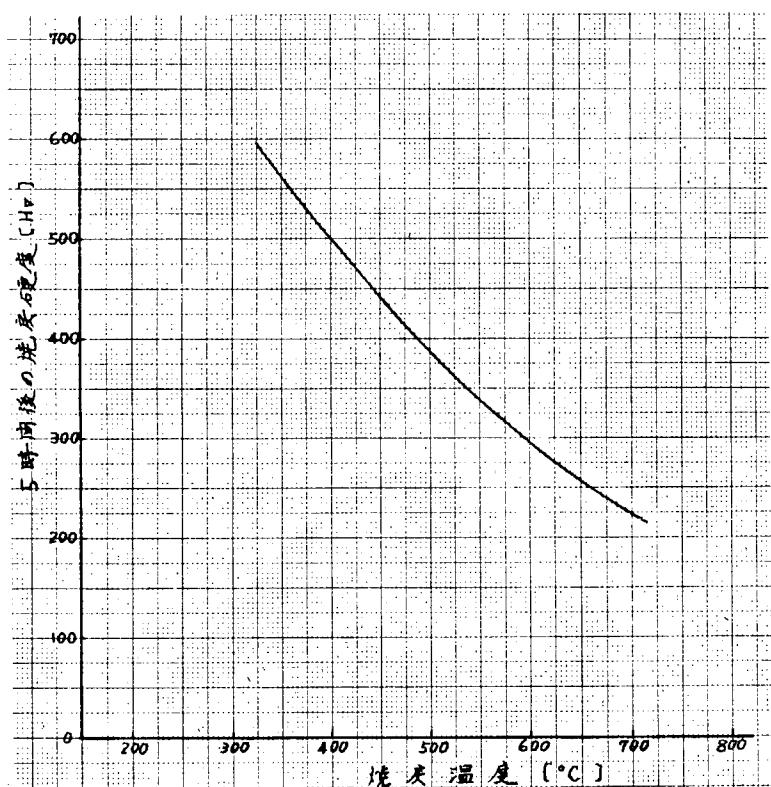


図8 炭素工具鋼SK-5の焼戻硬度

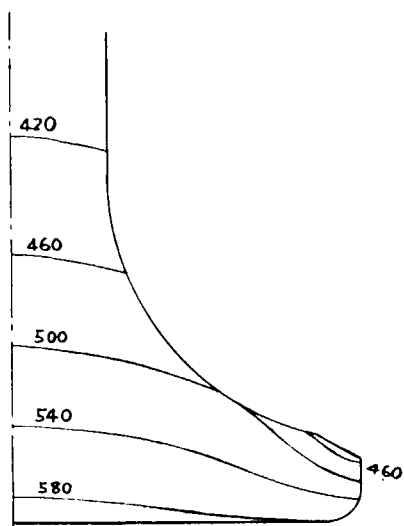


図9 排気弁の作動温度

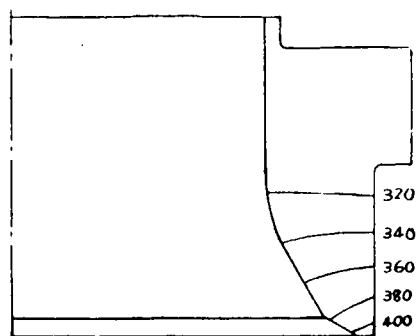


図10 弁座の作動温度

はなかつた。なお、この温度はほぼ大形機関なみであり本実験機関によつて大形機関に近い温度条件下における排気弁の試験のできることがわかる。

4. おわりに

本年度研究の主目的は、さきにも述べたとおり、昭和46年度以降に予定している排気弁焼損対策のための研究に適した実験装置の製作である。

予備実験の結果は、AおよびC重油燃焼時の機関性能、ならびに排気弁・弁座の作動温度ともほぼ計画どおりであり、所期の成果をおさめることができた。

昭和46年度以降は、本実験機関を用いて排気弁の焼損に及ぼす諸因子の影響度を明らかにし、焼損対策の方向づけを行なう計画である。

第2章 燃料弁の耐久性向上試験

1. 緒 言

ディーゼル機関の燃料弁はその経年変化、すなわち噴口の摩耗拡大、スピンドル弁座の摩耗、スピンドルガイドの摩耗、スピンドルステイック、油密不良などによる噴霧不良、噴射の切れの不良によるカーボンフラワなどによつて燃焼の悪化をきたし、機関性能の低下、燃焼室壁熱負荷の上昇をもたらすといわれている。また、アトマイザチップの焼損や冷却油室側面の腐食などが弁自体の寿命を早める可能性がある。

したがつて、早い時期に交換、補修しているのが現状であり、機関の無人化、長期無開放運転において最も重要な問題点である。しかし、燃料弁の実際の経年変化がどのように存在し、またそれが機関性能にどのように影響しているかはあまり明らかでない。

そこで、実船における燃料弁の経年変化の実状を把握し、それが燃料弁の噴射特性にどのように影響するかを調査して、その使用限度を設定するとともに、経年変化の作用因子を調査してその軽減方策を確立し、燃料弁の耐久性向上をはかるため、昭和45年度の研究としてつぎの試験、調査を行なつた。

1) 現用燃料弁の経年変化把握のための実船試験

○船上調査

外見調査、ハンドポンプによる噴射テスト、機関性能調査

○陸上調査

外観の詳細調査、流量計測、モータ駆動ポンプによる噴射試験、試料弁の切断調査、使用燃料油・燃料弁冷却油の分析

2) 昭和46年度の耐久性向上試験に対する最適試験法の調査

2. 試験方法

2.1 実船試験要領

供試験船は表1に示すものであるが、その選定にあつてはつぎの条件を満足するものとした。

- 1) 限られた期間に多数のテストを行なうため、10気筒以上の機関を積載した船であること。
- 2) 試験期間中に入渠のないこと。
- 3) 安定した負荷、しかも高負荷で運航されていること。
- 4) 毎航必ず日本に帰港すること。
- 5) 試料弁が装着可能な弁本体を有した船であること。
- 6) 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。

試験用試料弁は図1に示す3種のもので、現在各船で使用されているものである。各部品の材料は、各種スピンドルガイドは窒化鋼、フラット形のスピンドルは不収縮工具鋼、両コニカル形のスピンドルは高速度工具鋼、フラット形・2ピースコニカル形のアトマイ

ザチップはそれぞれ不収縮工具鋼および合金工具鋼、アトマイザキャップは炭素工具鋼、各種ユニオンナットは炭素鋼である。

表1 供試験船諸元

船 種	タンカー	
載 貨 重 量	164,600トン	
航 路	日本—ペルシア湾	
航海ビンチ	約 40日	
主 機	日立B/W 12K84EF形機関	
	シリンダ径	840 mm
	ストローク	1,800 mm
	シリンダ数	12
	図示馬力(M.C.O)	33,600 PS
	正味馬力(")	30,900 PS
	回 転 数(")	114 rpm
	図示平均有効圧(")	11.1 Kg/cm ²

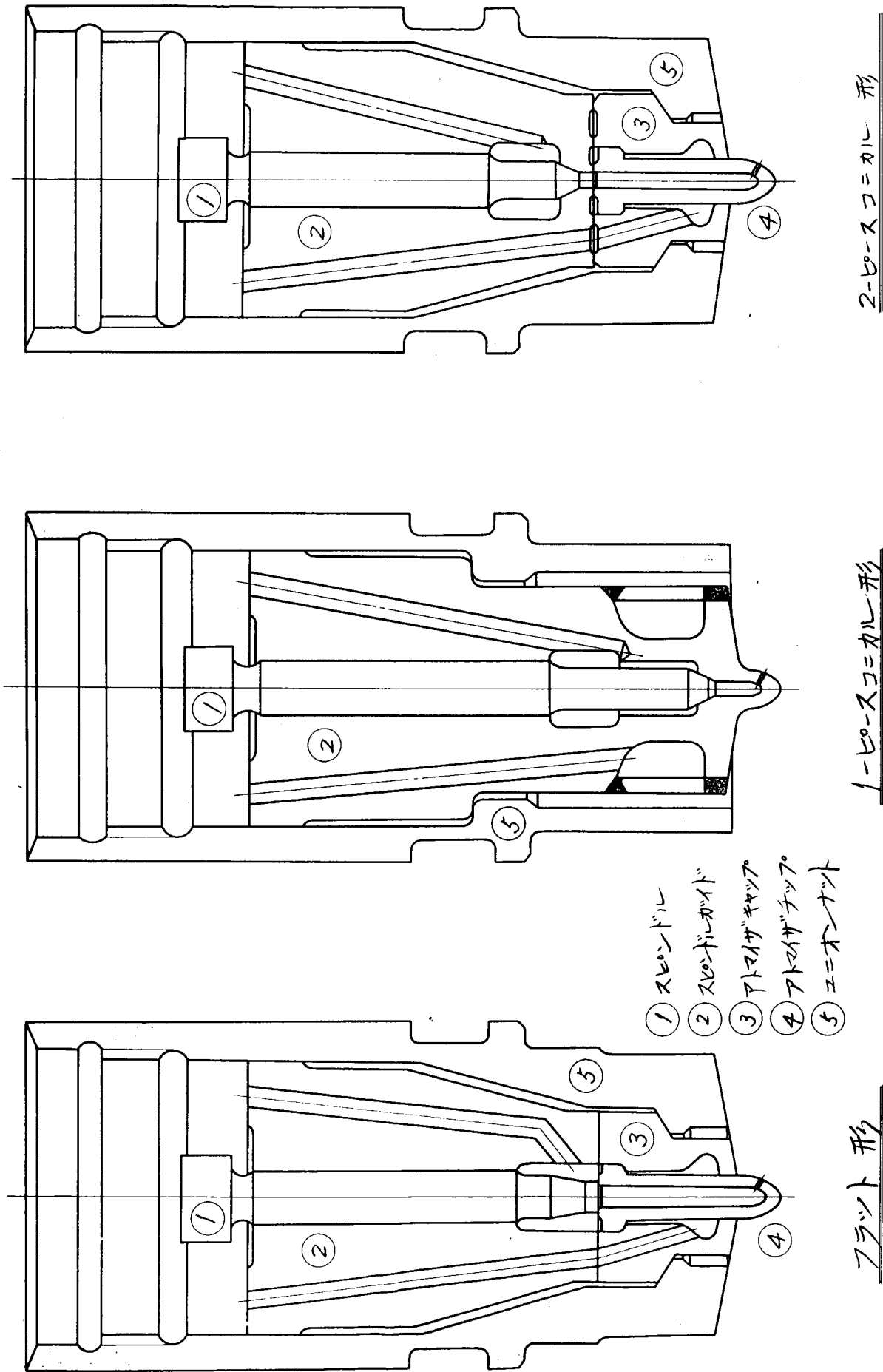


図1 試料弁の種類

(12K84EF)

日時：昭和45年12月5日～6日

取替弁流は、1F-13F、1P-14P、1A-15F、2F-13C2、2P-14C2、2A-15C2、3F-13C1、3P-14C1、3A-15C1である。

抜出困難で諸調査が出来なかつた201を陸揚げして見た結果では他と同様異常な点は見られなかつた。抜出困難の原因はライナー・おさふさフランジの取付けを逆にしていたことである。本体は真赤に錆びていた。

また、1C1の開弁圧力が高いのは本船で調整したためである。(リッブリング取替のため抜いた。

注1) 油密テスト時使用油は軽油であるが、弁内に残つてゐるC重油のため、通常の値より大きい。1A~3Aに組込む新しい弁でのテスト結果を小文字で添えたが、その差が歴然である。

注2) 一般計測データは↑2月4日計測のもの
()内は平均値を示す。

- 12 -

表 3. SR122 燃料弁チェックリスト No.2

(12K84EF)

船名 ..

場所：

日時：昭和46年1月13日～14日

二航海を終えて …… 全て順調、計画通り新しい舟を組込む。これで試料舟は全て使用した。

$\left\{ \begin{array}{l} \text{F} - 16 \text{ F} \\ \text{P} - 17 \text{ F} \\ \text{A} - 18 \text{ F} \end{array} \right\}$ cyl. 4

cyl. 5

○№7 cyl.P;Aの弁は抜出し要具を使用した。

一般計測データは1月1日に計測したものである。
()内は平均値を示す。

[illegible]

これにより、1ピースコニカル形は、全て引き上げられたことになる。

注2) 一般計測データは3月27日に計測したものである。
()内は平均値を示す。

- 18 -

試料弁の数はそれぞれ18個(番号、フラット形1F~18F、1ピースコニカル形1C1~18C1、2ピースコニカル形1C2~18C2)であり、つぎの要領で供試船への組込みおよび使用済み弁の抽出を行なった。

- 1) 本船入渠時、3種各12個の弁を全シリンダに組込む。
- 2) 1次航帰港時、3種各3個の弁を抽出し1次航使用の試料とする。そのあとに3種各3個の弁を組込む。
- 3) 2次航帰港時、入渠時組込んだうちの3種各3個の弁を抽出し2次航使用の試料とする。そのあとに3種各3個の弁を組込む。
- 4) 3次航帰港時、入渠時組込んだうちの3種各3個の弁を抽出し3次航使用の試料とする。
- 5) 6次航帰港時、全部の弁を抽出する。

この場合、入渠時組込んだものは6次航使用の試料に、1次航帰港時組込んだものは5次航使用の試料に、2次航帰港時組込んだものは4次航使用の試料になる。

2.2 船上調査

訪船は毎航行ない、全シリンダの弁を抜き調査した。調査項目は表2~5のチェックリストに示すように弁取付ボルトの分解トルク(弁取付時のトルクは $1.6\text{Kg}\cdot\text{m}$)、焼損、腐食、カーボン付着などの外見調査、噴口のつまり、スピンドルスティック、噴霧状況、開弁圧力、油もれなどの噴射テストおよび機関性能に関する一般計測項目(航海中の機関性能データ)の調査などである。

このうち、外見調査、噴射テストによつてアトマイザチップ焼損大、スピンドルスティックおよび油もれが発見されたもの以外で不良弁と判断されたものでも機関性能データに異常がなければ試験を続行した。すなわち、噴射テストによつて少々開弁圧力が低下しても、あるいは霧化、噴霧のきれが悪くても機関の燃焼状態には影響ないと判断した。

2.3 陸上調査

2.3.1 外見調査

抽出した弁について陸上にてアトマイザチップ焼損、アトマイザチップの腐食、噴口径(線ゲージ(精度 $1/100\text{mm}$)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。

図2にコニカル形弁の弁座部調査要具を示す。

2.3.2 流量計測

噴口摩擦量測定の方法として一定ヘッド(約 1m)より水を流出させ、噴口よりの流量を測定し、これより噴口摩擦の程度を計測することを計画し装置を製作した(図3)が、測定結果のばらつきが大きく、再現性がないため、試験を断念した。

2.3.3 噴射試験

抽出した弁の噴霧特性の経年変化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、噴霧状況を高速度写真撮影によりとらえるほか、オシログラフにより噴射圧力、弁リフトを計測した。

本試験は船内におけるハンドポンプによる噴射

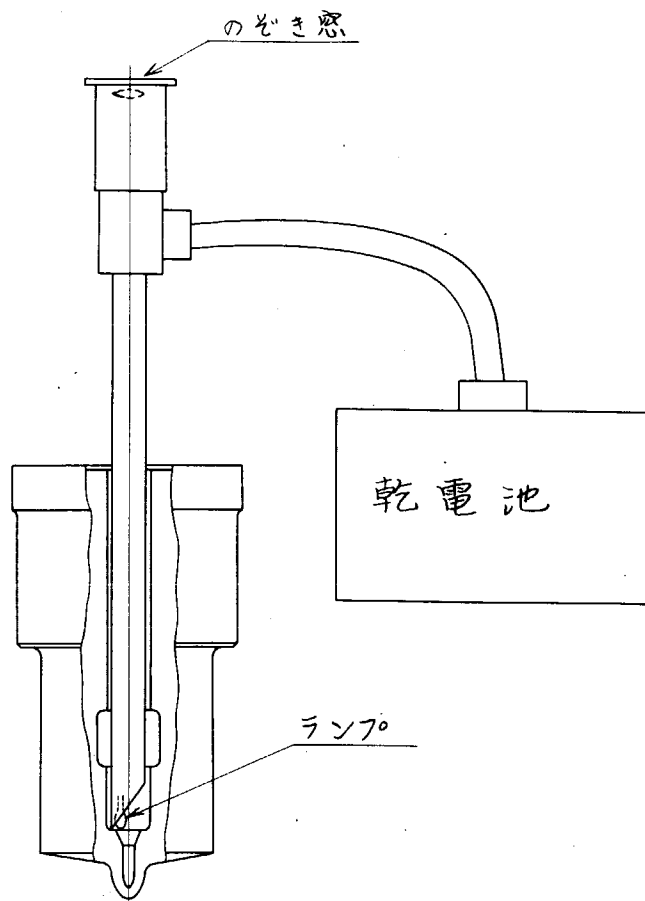


図2 コニカル形弁の弁座調査要具

試験との比較を行なうのも目的の1つである。

試験装置の概略を図4、5に示す。カム軸駆動用のモーターには誘導モーター（870rpm, 7.5kW）を使用し、これからVベルトによつて2段減速して、実物のカム軸（1シリンダ分）を114rpmで回転駆動させる。このカム軸に対して燃料ポンプを実機と同じ関係位置に組立ててカム軸上のカムにより駆動する。燃料ポンプから弁に至る経路も実機の場合と同様で、噴射量を同一状態にするため、3本の弁を接続しているが、その中の1本を測定用として観察できる位置に組立てている。

燃料は、通常の陸上運転に使用しているA重油で、供給ポンプにより約3~4 Kg/cm²に圧力を高めている。温度調整は行なっていない。

供試弁は、3次航終了時までには持ち帰った各弁および各種新品の弁で、これを表8、9に示す組合わせで試験をした。ポンプマークはC.S.O. 相当の36とし、開弁圧力は使用時の値に設定した。また、3航海使用の弁に対しては、ポンプマーク、開弁圧力を変更した試験を参考のために追加した。

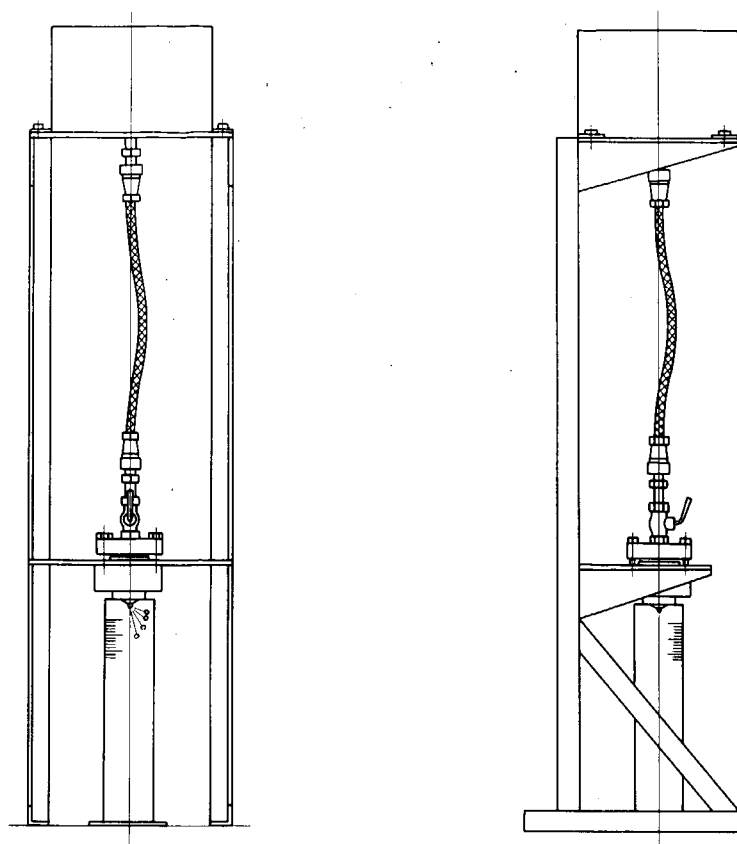


図3 流量計測装置

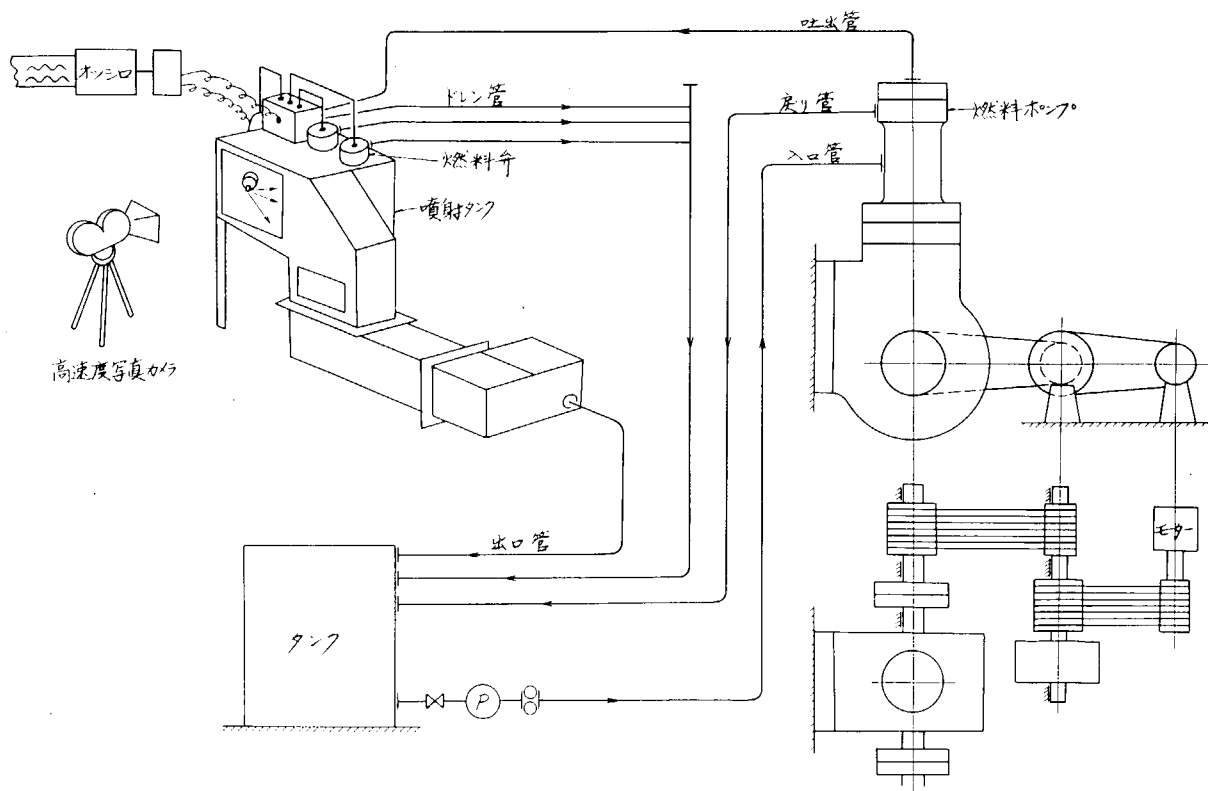


図4 噴射テスト装置略図

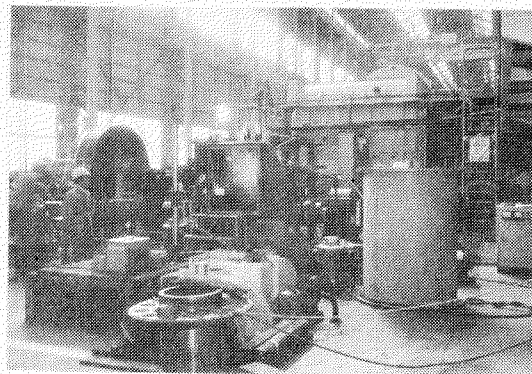
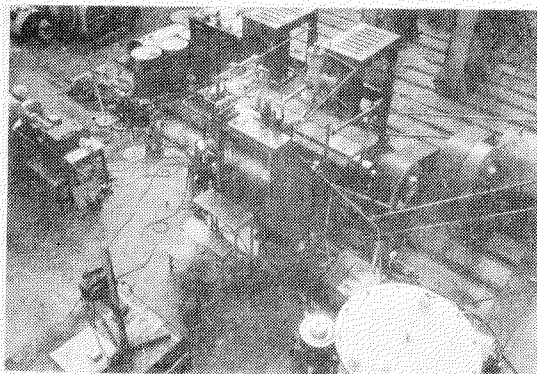


図5 噴射試験装置

2.3.4 切断調査

抽出弁の噴口の摩耗、弁座形状の変化、焼損、腐食などを詳細に調査するため、切断し、断面の観察を行なった。

2.3.5 使用油分析

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。

3. 試験結果

3.1 実船試験結果

試験結果の1例として、1～4次航までの試験における機関性能諸数値を図6に、使用燃料油分析結果を表6に、燃料弁冷却油分析結果を表7に、チェックリストを表2～5に、シリンタカバーより弁を拔出す前にシリンタ内より写した弁の状態例を図7～9にそれぞれ示す。

表6 燃料油分析結果

航 海 数		1	2	3	噴 射 試 験
成 分	残留炭素 %	8.36	8.40	8.74	0.15
	灰 分 %	0.04	0.03	0.04	Tr
	硫 黄 %	3.03	2.96	2.93	1.13
	水 分 %	0.02	0.04	—	0.01
比 重 (15/4C)		0.985	0.938	—	0.848
粘 度	C.S.	1668	764	153.7	at 20C
	R.W. % at 50C	680"	308"	505"	42.4
	R.W. % at 75C	45.12	27.95	43.22	at 38C
引 火 点 C		110	—	—	92.0
高 位 発 熱 量 kcal/Kg		10,422	10,334	10,392	10,874
低 位 発 熱 量 kcal/Kg		9,807	9,724	9,792	10,166

表7 燃料弁冷却油分析結果

航 海 数		1	2	3
成 分	残留炭素 %	1.88	2.42	3.44
	灰 分 %	0.006	0.009	0.006
	硫 黄 %	1.68	2.02	2.11
	水 分 %	0.01	Tr	Tr
比 重 (15/4C)		0.868	0.868	0.877
粘 度	R.W. % at 38C	42.4	50.9	50.8
	R.W. % at 50C	37.9	3.6	43.2
引 火 点 C		84	—	—
高 位 発 熱 量 kcal/Kg		10,763	10,687	10,694
低 位 発 熱 量 kcal/Kg		10,042	9,978	9,995

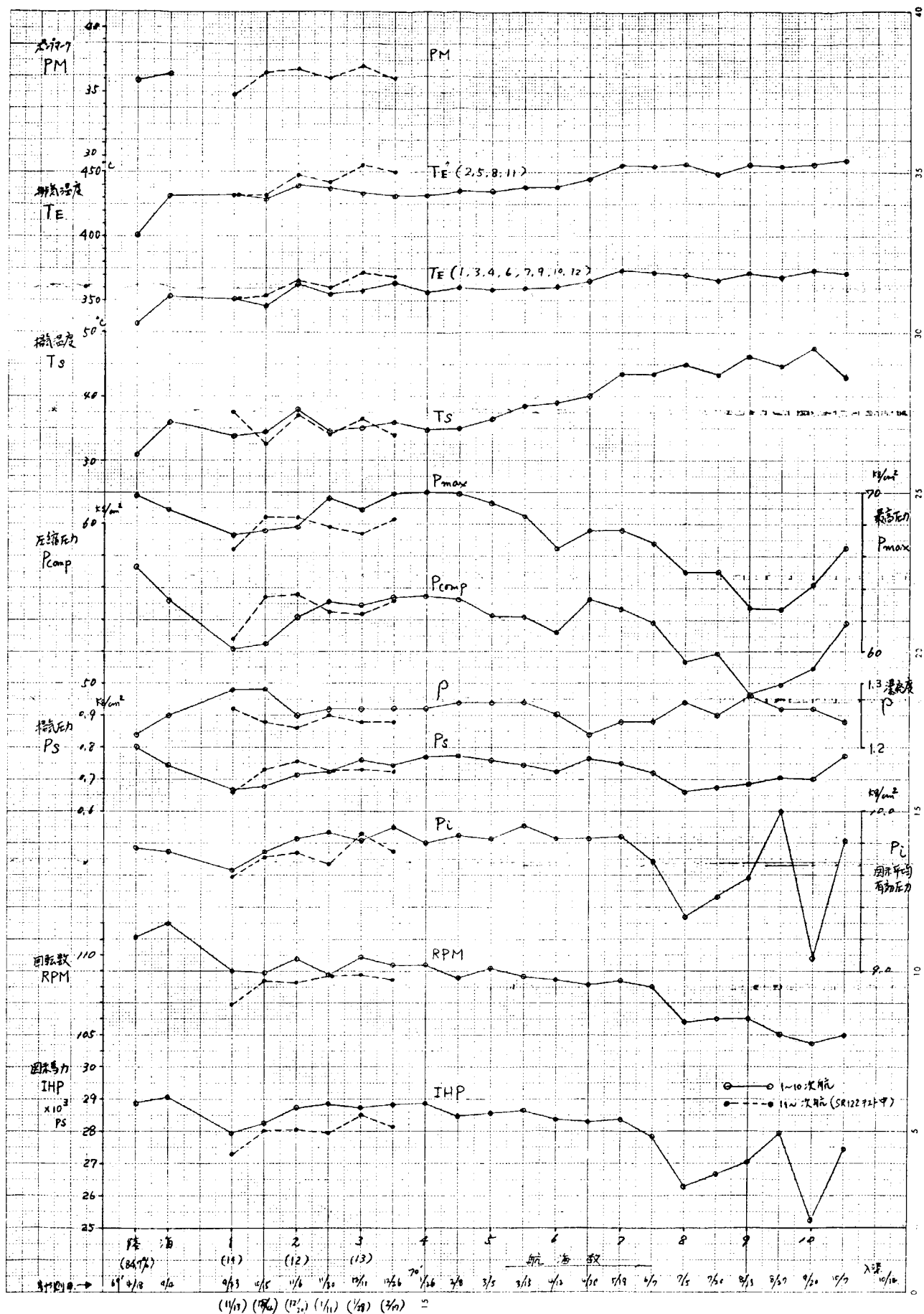


図6 実船テスト用船機関性能諸元

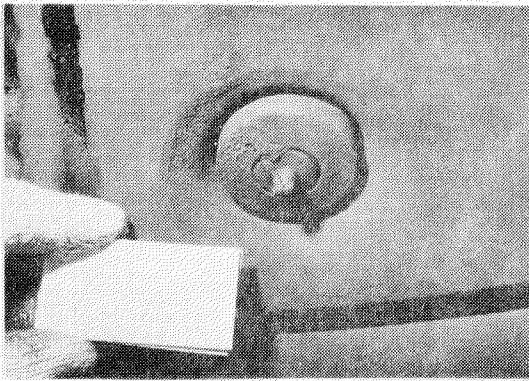


図7 フラット形
(シリンダ内より写す。)

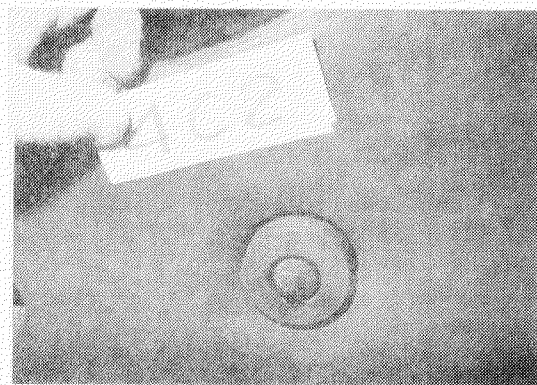


図8 2ピースコニカル形
(シリンダ内より写す。)

抽出計画に従って抽出された弁について諸調査を行なった結果はつぎのとおりである。

1) 開弁圧力低下の状態

開弁圧力低下の状態は図10のとおりで 30 kg/cm^2 程度低下しても機関性能に影響は認められなかった。

2) ハンドポンプによる噴射テスト結果

船上にて行なったテスト結果によると全て良好であつた。

3) アトマイザチップの焼損

1ピースコニカル形において最も大きく1次航より認められ、約2400時間で使用困難となつた(約1mm焼損)。図12にその1例を示す。他の種類の弁については数個にわずかに認められた程度であつた。

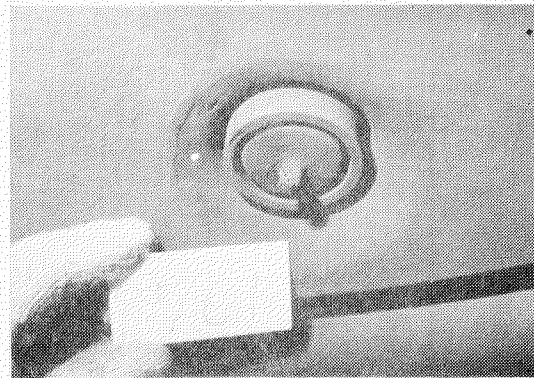


図9 1ピースコニカル形
(シリンダ内より写す。ユニオンサソリの焼損が見える。)

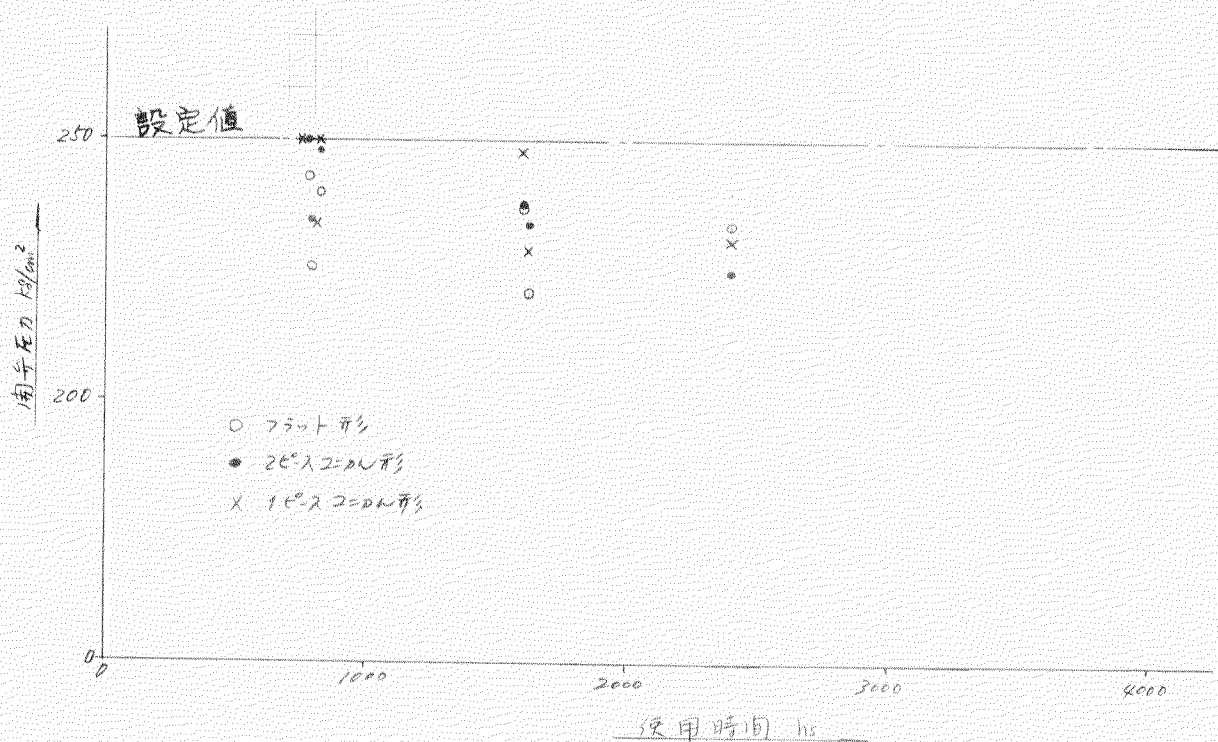


図10 開弁圧力の変化(平均値)

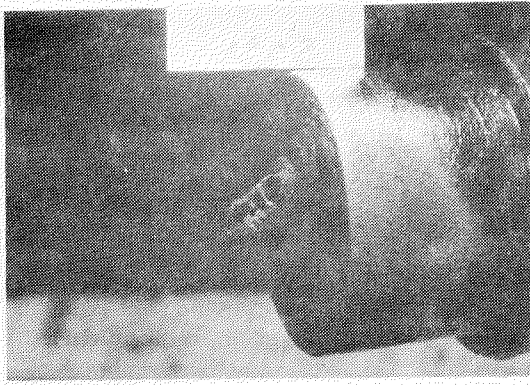


図11 カーボン付着の多いものの例
(2ピースコニカル形)

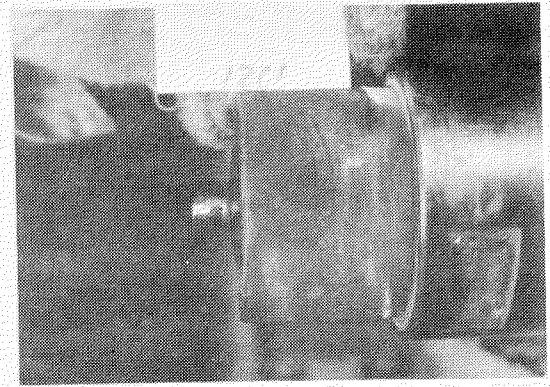


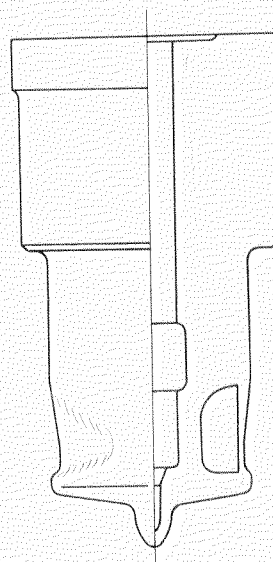
図12 約2,400時間使用後の1ピースコニカル形
弁の(アトマイザチップ焼損)

4) アトマイザキャップおよび1ピースコニカル形のスピンドルガイド冷却油室側面の腐食

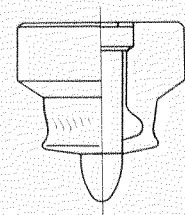
図13に示すとおり全て噴口と反対側に発生し、1ピースコニカル形においては約2,400時間で腐食深さは最大約1.2mm、フラット形および2ピースコニカル形においては最大約0.7mmであつたが、ともに再使用可能であつた。

5) 1ピースコニカル形のユニオンナットの焼損

図9に示すように噴口側に現われ、1次航より認められて、徐々に大きくなつて来たが、使用上差しつかえなかつた。



1ピースコニカル形



フラット形および2ピースコニカル形

図13 冷却油室側面の腐食

6) アトマイザチップのカーボン付着

これは全数に認められたが、全体的に見て1ピースコニカル形が最も少なく、フラット形、2ピースコニカル形がやや多い。図11に顕著なものを示す。スピンドル弁座より噴口までの容積の相違が影響するものと考えられる。

7) スピンドル弁座部の状態

特に異常はないが、フラット形のアトマイザ側、両コニカル形のスピンドル側に約1mmの幅で爪で感じる程度のカラーがつき、1ピース、2ピース両コニカル形のスピンドルガイド側の上縁の周囲に細かいかけが点在している程度であつたが、油もれもなく、機能上差しつかえないものであつた。

8) スピンドルとスピンドルガイドの間隙の変化

この間隙の変化は全く認められない。

9) スピンドルおよびスピンドルガイドの摩耗によるリフトの変化

フラット形が約800時間で最大0.1mm、1,600時間で0.015mm、2,400時間で0.05mm、1ピースコニカル形は同じく0.01mm、0.02mm、0.04mm、2ピースコニカル形は同じく0.005mm、0.01mm、0.02mmとなり、フラット形が最も大きいが生産に寿命に影響を及ぼす程度ではない。

10) フラット形および2ピースコニカル形のスピンドルガイドとアトマイザキャップの当り面の高圧用穴から冷却用穴への油もれ

この油もれの傾向は全数に認められたが、その量は、メンテナンス上問題にはならない程度であつた。

11) スピンドルガイドと弁本体間のガイドピンの切損

1 ピースコニカル形の場合、スピンドルガイドとユニオンナツトの間にカーボンが固着し、弁の分解時ともまわりして、スピンドルガイドと弁本体間のガイドピンが切損した。

約2,400時間で全数切損した。

なお、抽出計画とは別に不良弁として陸あげされたものには1ピースコニカル形の焼損大のもの(約2,400時間使用したもの)、弁本体の拔出しが困難なため、拔出し時に破損したもの、フラット形でユニオンナツトがゆるみ、油密不良となり、かつスピンドルステイックぎみのものなどがあつた。

3.2 噴射試験結果

各試験結果(弁リフト、F.O.最高圧力、F.O.供給圧力、温度)を表8, 9に示す。噴射状態を高速写真で撮影した結果の一例を図15, 16に、また、そのときの弁リフト、F.O.圧力の変化記録を図17に示す。

噴射試験によつて得られた結果はつぎのとおりである。

1) 噴射状態

使用時間の差による明りような違いは認められないが、若干の噴射の乱れ、切れの悪さが観察される。

弁の種類から見ると、2ピースコニカル形に比べ、1ピースコニカル形とフラット形が、いくぶん悪いようである。

2) F.O.最高圧力の変化

図22に示すが使用時間に従つていくぶん下がり気味である。2ピースコニカル形の790時間使用の弁は680 Kg/cm^2 で1.615, 2,395時間に比べて低いが、F.O.温度が他より高いためかもしれない。1ピースコニカル形は他に比べて圧力の降下が著しく、約50 Kg/cm^2 であるが、これはチップ焼損などから判断される使用限度に対応するとも考えられる。

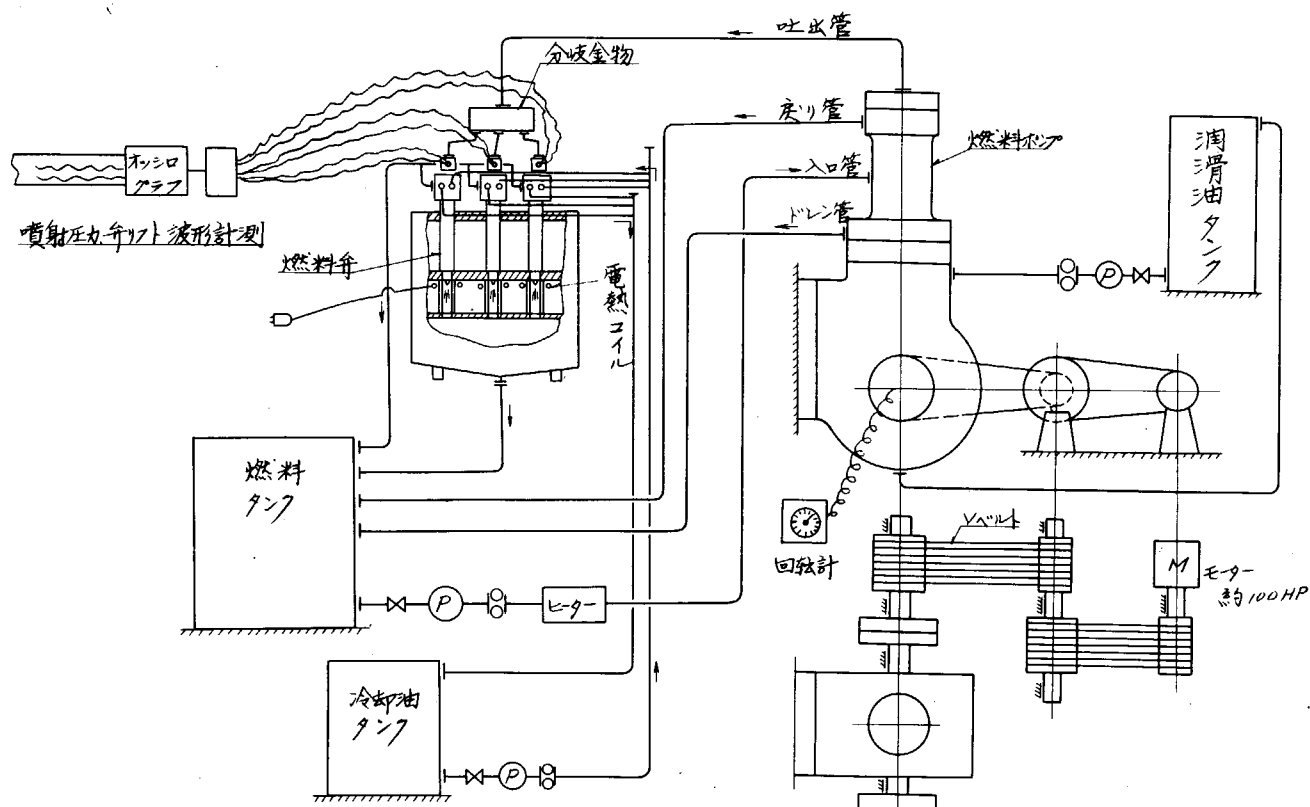


図14 実物模型テスト装置図

表8 噴射試験計測結果 (1)

計測 No.	弁No.	弁使用 時間 (hr.)	開弁圧力 (Kg/cm ²)	弁リフト (mm)	F.O. 最高圧力 (Kg/cm ²)	ポンプ マーク	F.O. 供給圧力 (Kg/cm ²)	F.O. 供給温度 (°C)
1	1 F	790	245	—	699	36	4	23
	2 F	"	220	—	695	"	"	24
	3 F	"	230	—	697	"	"	24
2	102	790	240	0.765	679	36	3.8	32
	202	"	240	0.817	684	"	"	"
	302	"	235	0.917	684	"	"	"
3	101	790	260	0.869	679	36	3.5	22
	301	"	230	0.839	670	"	"	25
	*102	"	240	—	—	—	—	—
4	4 F	1,615	225	0.717	693	36	3.7	20
	5 F	"	210	0.712	696	"	3.8	21
	6 F	"	220	0.726	690	"	"	22
5	402	1,615	240	0.802	705	36	3.6	18
	502	"	230	0.783	697	"	"	"
	602	"	230	0.802	701	"	"	"
6	401	1,615	220	0.849	659	36	3.4	18
	501	"	220	0.835	659	"	"	"
	601	"	225	0.874	662	"	3.6	"
7	7 F	2,395	220	0.642	687	36	3.6	18
	10F	"	230	0.627	692	"	"	"
	10F	"	230	0.642	612	26	"	"
8	*8 F	"	230	0.642	557	20	"	"
			260	—	—	—	—	—

表9 噴射試験計測結果 (2)

計測 No.	弁No.	弁使用 時間 (hr.)	開弁圧力 (Kg/cm ²)	弁リフト (mm)	F.O. 最高圧力 (Kg/cm ²)	ポンプ マーク	F.O. 供給圧力 (Kg/cm ²)	F.O. 供給温度 (°C)
8	702	2,395	220	0.925	698	36	3.7	13
	802	"	"	"	695	36	"	16
	802	"	"	"	626	26	"	"
9	802	"	"	"	556	20	"	"
	*902	"	"	—	—	—	—	—
	701	2,395	225	0.914	650	36	3.7	13
10	801	"	240	"	661	36	"	17
	801	"	"	"	590	26	"	17
	801	"	"	"	543	20	"	20
11	*901	"	"	—	—	—	—	—
	N F	新品	250	0.667	699	36	3.6	20
	NC1	"	"	1.024	697	"	"	19
12	NC2	"	"	0.771	697	"	"	20
	7 F	2,395	190	0.626	676	36	3.6	14
	*10F	"	"	—	—	—	—	—
13	*8 F	"	"	—	—	—	—	—
	702	2,395	190	0.917	697	36	3.6	14
	*802	"	"	—	—	—	—	—
14	*902	"	"	—	—	—	—	—
	7 F	2,395	150	0.626	679	36	3.9	8
	*10F	"	"	—	—	—	—	—
15	*8 F	"	"	—	—	—	—	—
	702	2,395	150	0.892	695	36	3.9	8
	*802	"	"	—	—	—	—	—
16	*902	"	"	—	—	—	—	—

弁 No. 702 (2,395 hr. 使用)

弁 リ フ ト : 0.925 mm

P.O. 最高圧力 : 6.98 Kg/cm²

開 弁 圧 力 : 2.20 Kg/cm²

1/1200^{sec}/1コマ

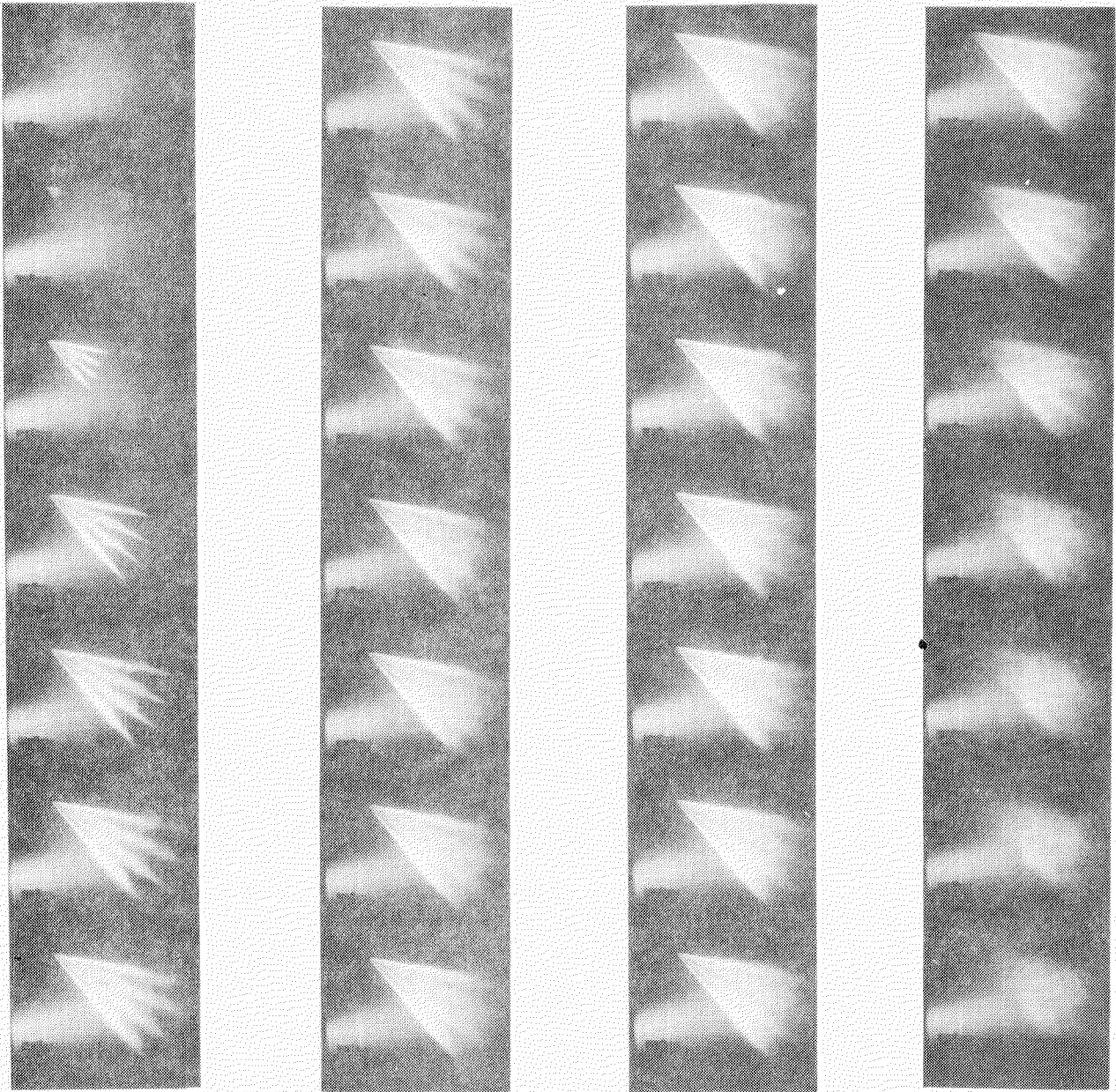


図15 噴射状況高速写真

弁 No. NC2 (新品)

弁 リフト : 0.771²⁸⁰

F.O.最高圧力 : 6.97kg/cm²

開弁圧力 : 2.50kg/cm²

1/1200⁵⁰⁰/1コマ

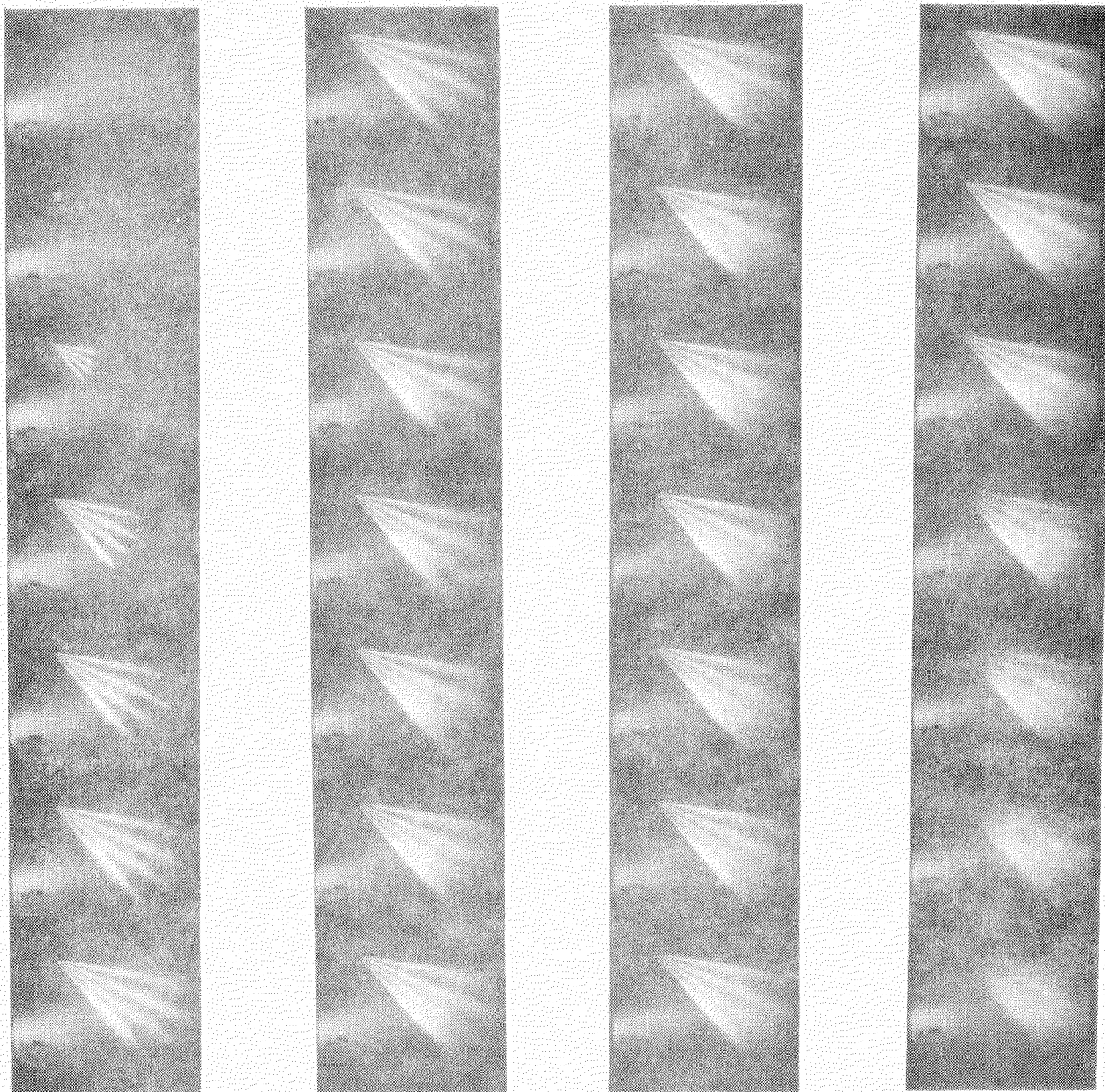


図16 噴射状況高速写真

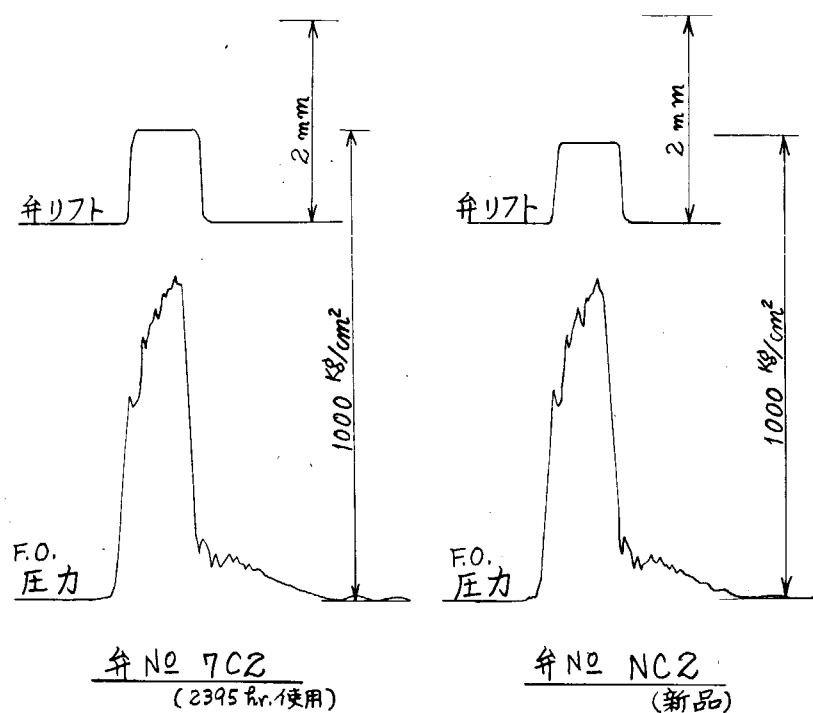


図 17 弁リフトおよび F.O. 圧力波形

3) 弁リフトの変化

明りような変化は認められない。これは新品の弁リフトが表 9 の計測値 1.0 にあるように若干のばらつきがあるので、異なる弁に対しては使用時間による違いは判断しにくい。

3.3 切断調査結果

各試料弁を切断し、内部の状況、主要部硬度を調査した。切断後のマクロ写真およびチップ先端、弁座部分の顕微鏡写真を図 1.8～2.1 に示し、硬度試験結果を図 2.3 に、また、噴口径の測定結果を表 1.0 に示す。なお、ここに示すものは、3 航海使用弁と新品弁の 1 例である。

その結果、つぎの点が認められた。

1) チップ先端の焼損

外見調査からもわかるように、1 ピースコニカル形 (701) 以外はほとんど認められず、3 航海使用 (2,395 時間) しても非常に良好である。

2) 噴口径の増大

両端のダレは表 1.0 のように最大でも 0.01～0.015 mm 程度で、ほとんど変化はない。

3) 弁座およびチップ先端 (噴口部付近) の硬度

新品から比べると若干の低下はあるが、噴口径の増大がなく、焼損も著しくないことから使用上で問題となる値ではない。2 ピースコニカル形で新品と 2,395 時間使用弁との差は HV で 50 である。

4. 昭和 46 年度の耐久性向上試験に対する最適試験法の調査

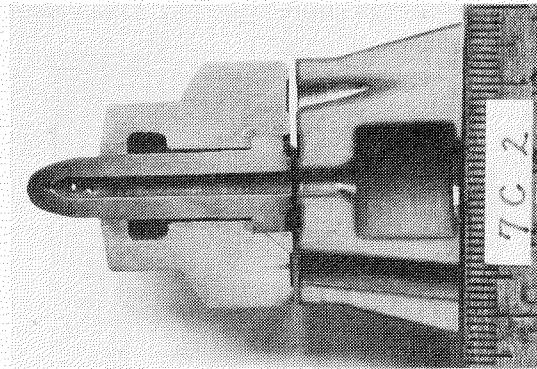
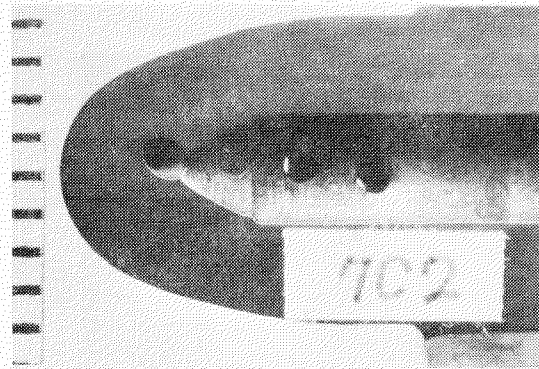
来年度の試験方法として実物模型試験と実船試験とが考えられるが、実物模型試験を行なう場合は図 1.4 の概略図に示すような試験装置により実船試験試料の調査として行なう噴射テストと似た要領で行なうことができる。

しかしながらこの試験では温度、雰囲気を実船と同様にすることは困難であり、弁の耐久性のうちアトマイザチップの焼損、腐食、カーボン付着、燃料油分解などによる影響は調査できない。したがって主としてスピンドル摺動、弁座部の耐久性試験のみに焦点を合わせることになる。(熱による弁座部硬度低下による耐久性の問題に対しては電熱その他なん

噴口付近 ×100



弁座部 ×100



噴口付近 ×100



弁座部 ×100



図18 弁座NC2 切断写真

図19 弁座7C2 切断写真

噴口付近 ×100



弁座部 ×100

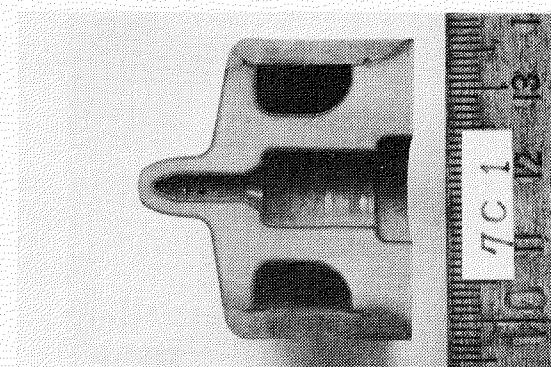
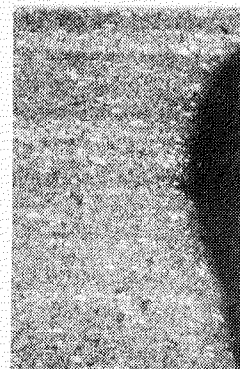


図20 弁6.7C1 切断写真

噴口付近 ×100



弁座部 ×100

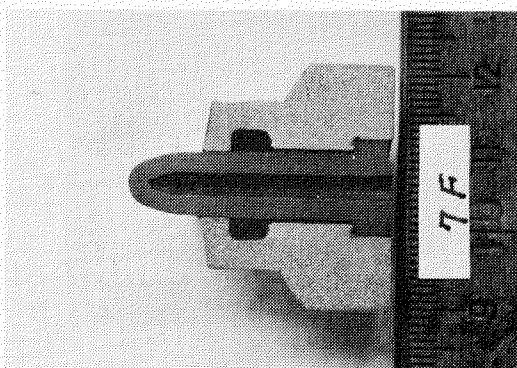
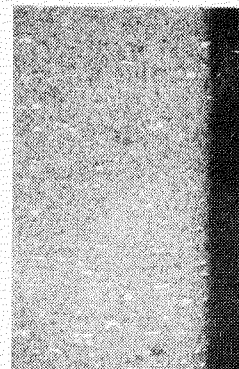


図21 弁6.7F 切断写真

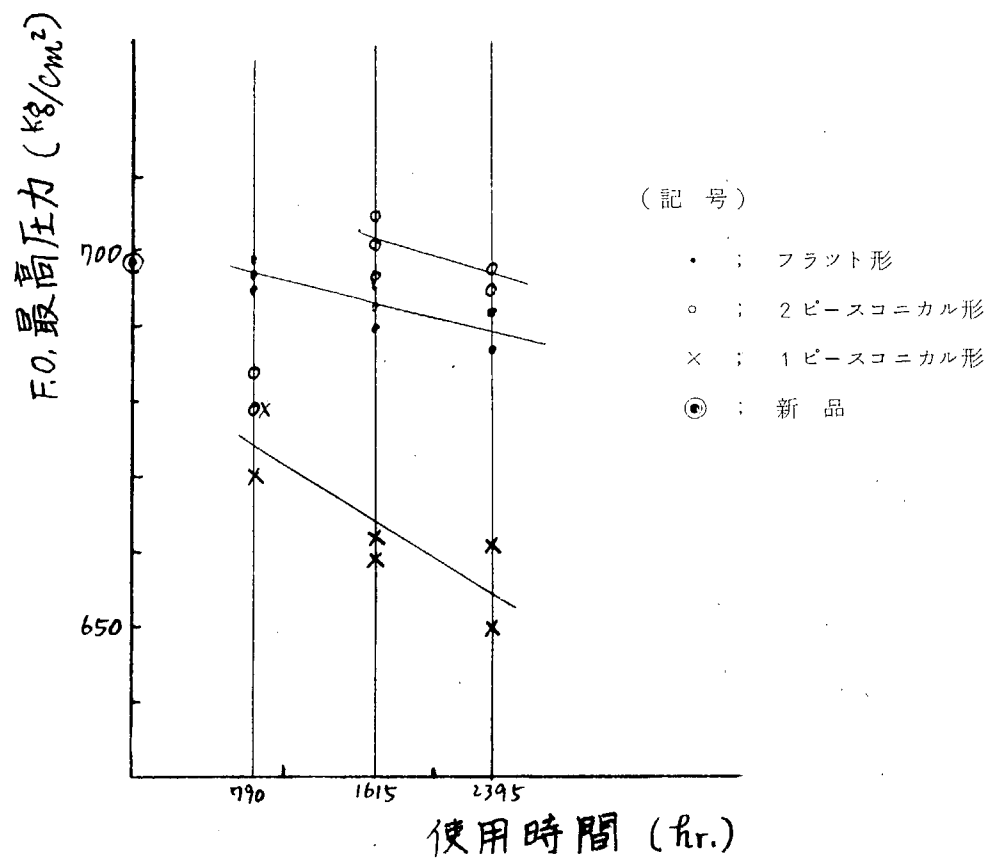
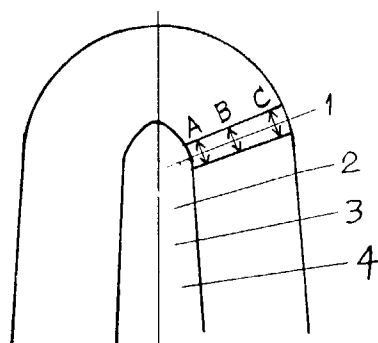


図22 F.O. 最高圧力の変化

表10 アトマイザ噴口径計測結果

噴口 計測 位置 弁 No.	1			2			3			4		
	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C
7 F	0.95	0.95	0.96	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.955	0.95	0.95	0.95
7 C 1	0.96	0.975	0.99	0.955	0.96	0.97	0.95	0.96	0.965	0.95	0.95	0.96
7 C 2	0.95	0.955	0.96	0.95	0.95	0.955	0.95	0.95	0.955	0.95	0.95	0.955
N C 2	0.95	0.95	0.955	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.95	0.955

(ピンゲージによる)



噴口計測位置

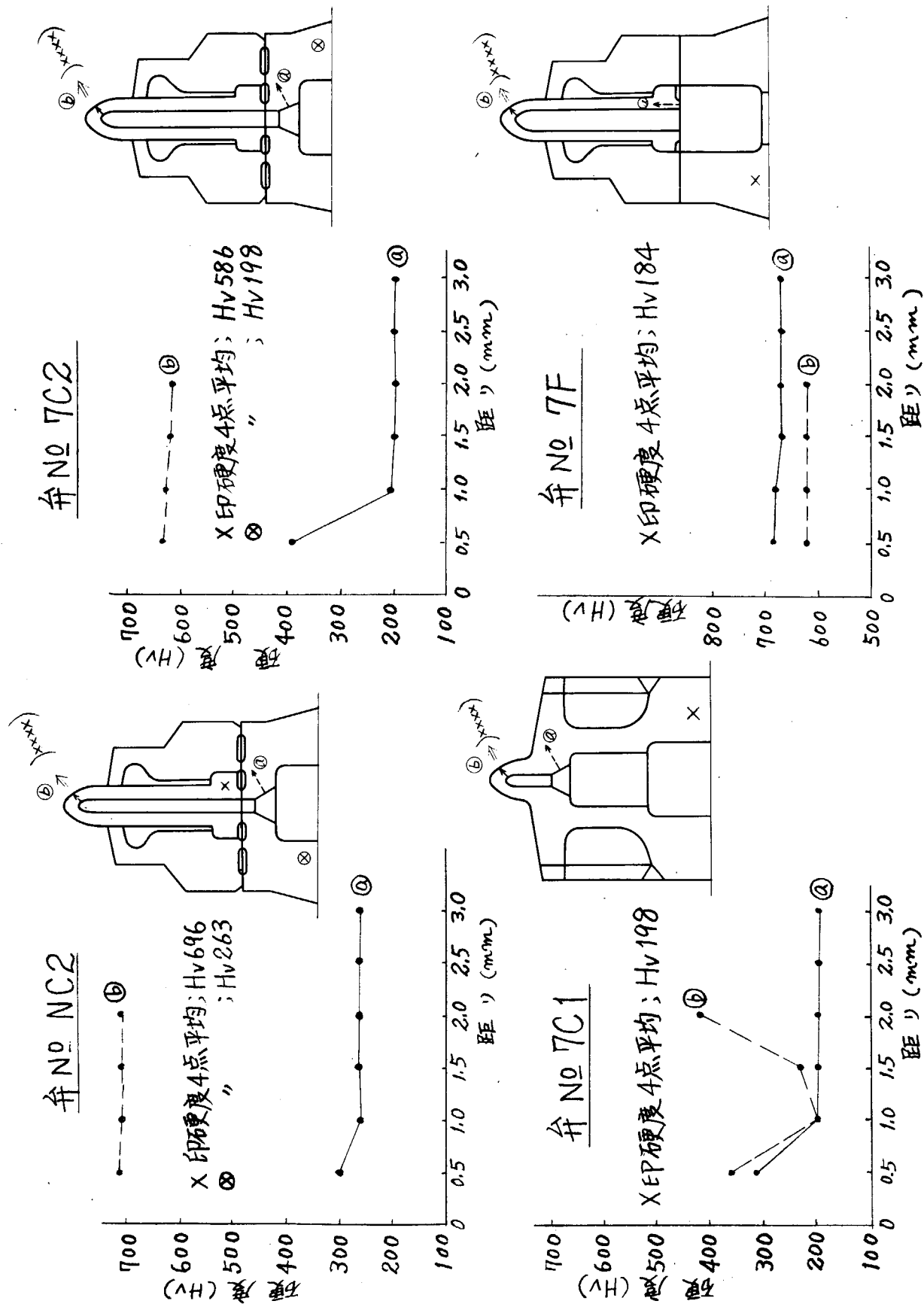


图23 硬度分布测定结果

らかの方法で熱を加えることが考えられる。)

また、試料の数は装置の規模、時間によつて決まるが、いま装置を単気筒分(燃料弁5個)、期間を10カ月(正味90日 $\div$ 10カ月 $\times$ 25日 $\times\frac{1}{5}$)とすれば、実船での6航海分(約240日)の試料はとれないことになる。したがつて噴口径一回転数を変えるか、燃料カムを変える(現在1サイクル1行程を数行程に増やす)かして時間を $\frac{1}{4}$ に短縮すれば、実働360日(=90日 $\times$ 4)相当の時間が得られ6航海分の試料は案に得られることになるが、単気筒では3種の弁で各3個の試料(40日、80日、240日相当の試料)しかとれない。これを数気筒に増やすことは予算、場所の両面から実施困難である。

また、前節での結果より、米年度の課題としてスピンドル弁座部の寿命延長の他にアトマイザの焼損、腐食対策、弁本体の拔出し困難対策が主として考えられるので、これらを解決するためにも実物模型試験よりも実船試験のほうに適している。

以上のような理由から、昭和46年度の試験も昭和45年度と同様に実船による試験を行なうこととした。

5. 結 言

前述の結果を要約すればつぎのようになる。

- 1) 各種とも多少の噴口径、開弁圧力、スピンドルリフト、スピンドル弁座部の変化、アトマイザチップへのカーボン付着(スピンドル弁座から噴口までの容積の小さい1ピースコニカル形が最も少なかった)があつたが、機関性能および噴霧性能にはほとんど影響は認められなかった。
- 2) 弁の寿命はアトマイザチップの焼損、冷却油室側面(フラット形、2ピースコニカル形の場合はアトマイザキャップ、1ピースコニカル形の場合はスピンドルガイドに属する)の腐食によつて決まり、1ピースコニカル形の場合は約2,400時間でアトマイザチップが使用不可能となつた。

フラット形、2ピースコニカル形にも少々焼損、腐食が見られたが、1ピースコニカル形よりも相当長い期間の使用に耐えられる。

- 3) 燃料弁の開放は従来1航海(約800時間)ごとに行なわれているが、今回の試験結果から見れば、機関に特に異常がなければ1ピースコニカル形であれば2,000～2,500時間ごと、フラット形および2ピースコニカル形ではこれよりも相当長い時間ごとに開放すればよく、したがつて現在の燃料弁を使用しても保守の間隔は現状より相当大幅に延長可能であることがわかつた。

以上のように3種の弁のうちフラット形および2ピースコニカル形が耐久性にすぐれていることがわかつたので、来年度はこれらについてさらに耐久性向上のための研究を行なう。

改善すべき点として、つぎの3つがあげられる。

- 1) アトマイザチップの焼損およびアトマイザキャップ腐食
- 2) スピンドル弁座部の寿命延長
- 3) 弁本体の拔出し困難

これらの試験方法としては実船試験または実物模型実験が考えられるが、後者では上述1)、3)の試験が難しい。また、規模、時間の関係上試料弁の数が限定されるなどの理由から実施困難であり、前者のほうに適しているので来年度も引き続き実船による試験を行なうことにした。

第3章 動弁機構の耐久性向上の研究

概 要

排気弁および動弁機構の耐久性を向上させるには、動弁機構の電算機による解析が必要との観点から、その解析法を明らかにするためにつきのような研究を実施した。

(1) 弁系部品の特性の研究

弁系の振動を解明する要点の1つは、弁系各部を構成する部品の静的および動的特性を把握することである。そこでB & W K 8 4 形機関の弁系各部品の単独および合成の特性を理論的実験的に研究した。

- すなわち、
- 1) 弁ばねの静特性
 - 2) 弁ばねの動特性
 - 3) オイルクツシヨンの静特性
 - 4) 弁系全体の剛性および各部の剛性
 - 5) 弁系の衝撃に対する応答
 - 6) カムリフト

について調べた結果、オイルクツシヨンの複雑な特性と、弁系各部の剛性分布等が明らかになった。

(2) 実機運転による弁系振動の測定

弁系の取扱いの適否を論ずるには、詳細な実測データとの対比がぜひとも必要なので、B & W K 8 4 形機関について弁系の挙動を可能な限り入念に計測した。4 5 年 1 2 月の計測に先立ち、同年 9 月に予備計測を実施し、測定法の検討とともに、本番計測に遺漏なきを期した。機関の運転条件は、プロペラ特性線上、回転数一定線上、 $P_{me} = 0$ 線上のそれぞれ数点をとつた他、オイルクツシヨンの働きをなくしたもの、弁ばね取付長を 10 mm 長くしたものも実測して、それぞれの効果を調べた。

その結果、弁、レバーの運動ばかりでなく、弁系各部のひずみ、オイルクツシヨン油圧、弁ばねのサージングが同時に捉えられ、特にオイルクツシヨンの挙動の重要性が実験的に明らかになった。

(3) 弁系挙動の算定法の研究

上記(1)、(2)項の実測結果に基いて、船用機関の弁系の特徴をとらえ、計算の精度等を考慮に入れて、動弁機構の振動系に対応する力学系を設定し、電算機による理論解析を行ない、弁系各部の設計法確立の資とするものである。

本年度は最も簡潔な系である 1 質点系を設定し、計算結果を実測値と対照した。この結果、1 質点系を適用するには、弁系の減衰、特に中間ばね受系の減衰およびオイルクツシヨンの動特性を的確に把握することが先決であり、弁ばねの振動等の考慮による計算精度向上はつきの段階であると考えられる。

1. 弁系部品の特性の研究

1.1 弁ばねの静特性

B & W K 8 4 形機関では、2 重コイルバネを 2 組上下直列に配しているが、この 2 種のばねの静たわみ特性を実測した。小ばね（内側）の測定例を図 1 に示す。

1.2 弁ばねの動特性

小ばね（内側）および大ばね（外側）の両者に対して、加振機を用いて、サージング特性を調べた。小ばねの測定例を図 2 に示す。

1.3 オイルクツシヨン特性

ローラーガイドからオイルクツシヨン部を取出し、ピストンに静荷重を加えて、ピストンの動きを捉えた。図 3 にその例を示す。

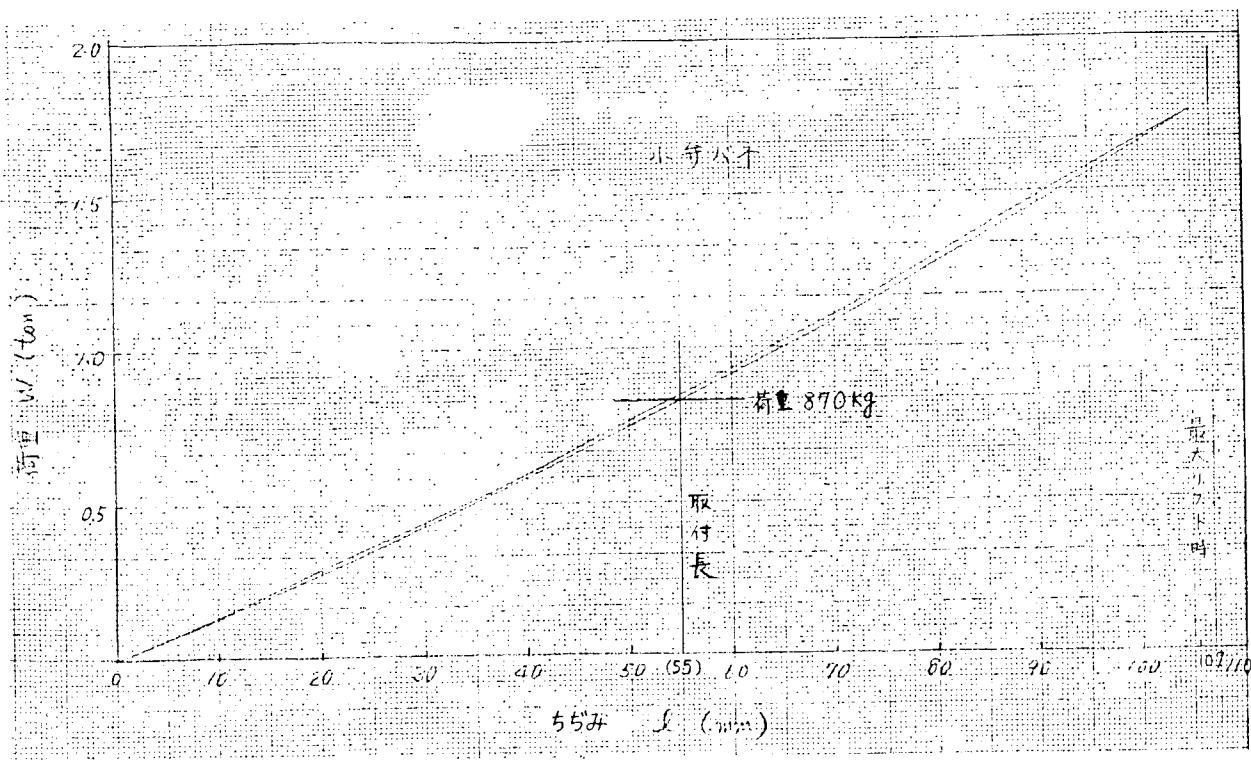


図1 弁バネ静特性試験

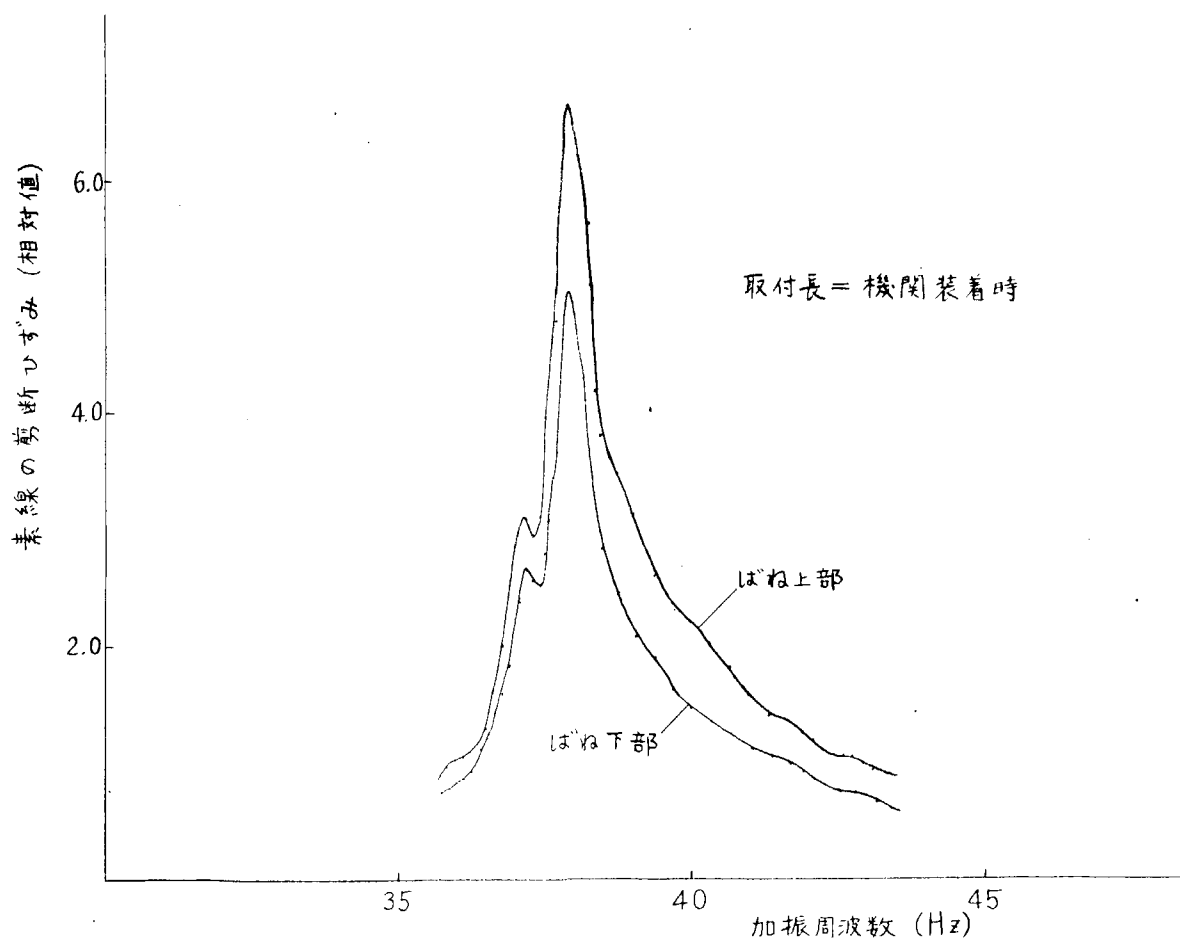


図2 弁ばね (内側小ばね) 動特性試験

1.4 弁系全体および各部の剛性

実機において弁框をとりはずし、かわりに油圧シリンダをおき、レバーを押すことによつて弁系全体および各部の変形を測定した。その測定例を図4に示す。この測定に際して、オイルクッション部の油は除き、クッションの効果はななくした。系全体の変形に対して、各部の寄与する割合は、レバーおよびレバー支柱65%、つき棒25%、ローラーガイドとカム軸10%程度であつた。

1.5 弁系の衝撃に対する応答

弁をカムによつて押し、弁座からはなした状態で、レバーをハンマーして、各部の動きを観測した。図5にその例を示すが、過渡振動にあらわれる振動の振動数は、運転時の弁系にあらわれるその2倍程度の大きさである。

1.6 カムリフトの実測

弁、変位、オイルクッション部相対変位測定用PUの検定も兼ねて、カムリフトを実測した。図6にその結果を示す。設計値とのずれは、測定誤差内に収まっている。

2. 実機運転による弁系振動の測定

本年度は、カム軸の挙動の影響の少ないデータを得るため、駆動チェーンに最も近いシリンダについて計測を行なつた。

2.1 測定要目

- (1) 弁の動き …… 変位、速度（レバー回転角速度）、加速度（レバー角速度微分）
- (2) 弁系各部の変形 …… レバー、つき棒のひずみ
- (3) 弁ばねの振動、変形 …… 素線のひずみ
- (4) オイルクッション作動 …… オイルクッション内油圧、同部相対変位
- (5) そ の 他 …… 燃焼室圧力、排気圧力、チェーン振動、カム軸ねじり振動、カム角マーク、クランク角マーク、同時計測マーク

2.2 運転条件

- (1) 標準機関条件
 - (a) プロペラ特性線上 …… 図7にその例を示す。
 - (b) 113 RPM 一定線上
 - (c) $P_{me} = 0$ 線上 …… 図8にその例を示す。
- (2) オイルクッション無効化試験 …… 図9にその例を示す。
- (3) 弁ばねの取付長を10mm長くしたもの …… 図10にその例を示す。

3. 弁系挙動の算定法の研究

B & W K 8 4 形機関の弁系の挙動を扱う手初めとして、オイルクッションの効果を無視した1質点系を設定し計算を試みた。図11に計算例を示す。図9のオイルクッションを無効化した試験結果と対比して、つぎのようなことが指摘されよう。

計算では、図4の静的なヒステリシスのみを減衰として取り入れて計算しているが、実測をみると、過渡振動の振幅は計算値より小さく、実系では、弁に対して、図4のヒステリシス以外に大きな減衰が存在しているものと解される。

その減衰としては、図4の測定に入り込まなかつた弁棒案内部の摩擦、弁ばねの減衰、レバーと中間ばね受との結合による減衰等が考えられるが、このうち、弁棒案内部の摩擦は、弁速度が正から負、負から正に移り変るときに働く乾性摩擦的な減衰であると想像されるから主要なものではない。また、弁ばねの減衰もそれほど大きいとは考えられないので、残るレバーと中間ばね受の結合による減衰効果が最も大きいのではないかと推定される。

そこで、中間ばね受の挙動を取り扱う系を設定するのが先決で、つぎに弁ばねのサージング、オイルクッションの特性

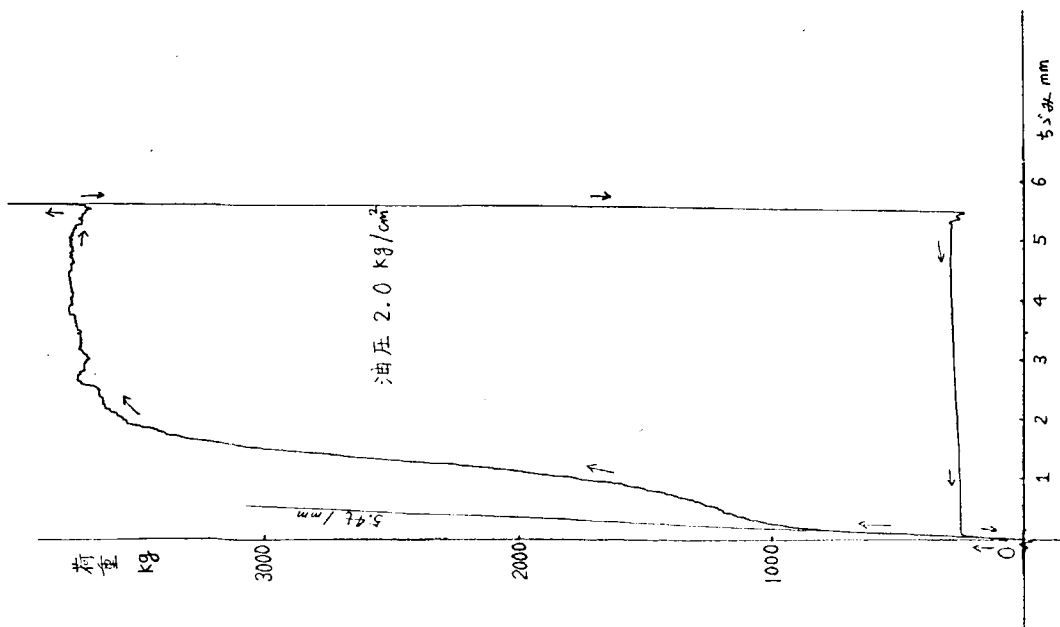


図3 オイルクラッキング特性

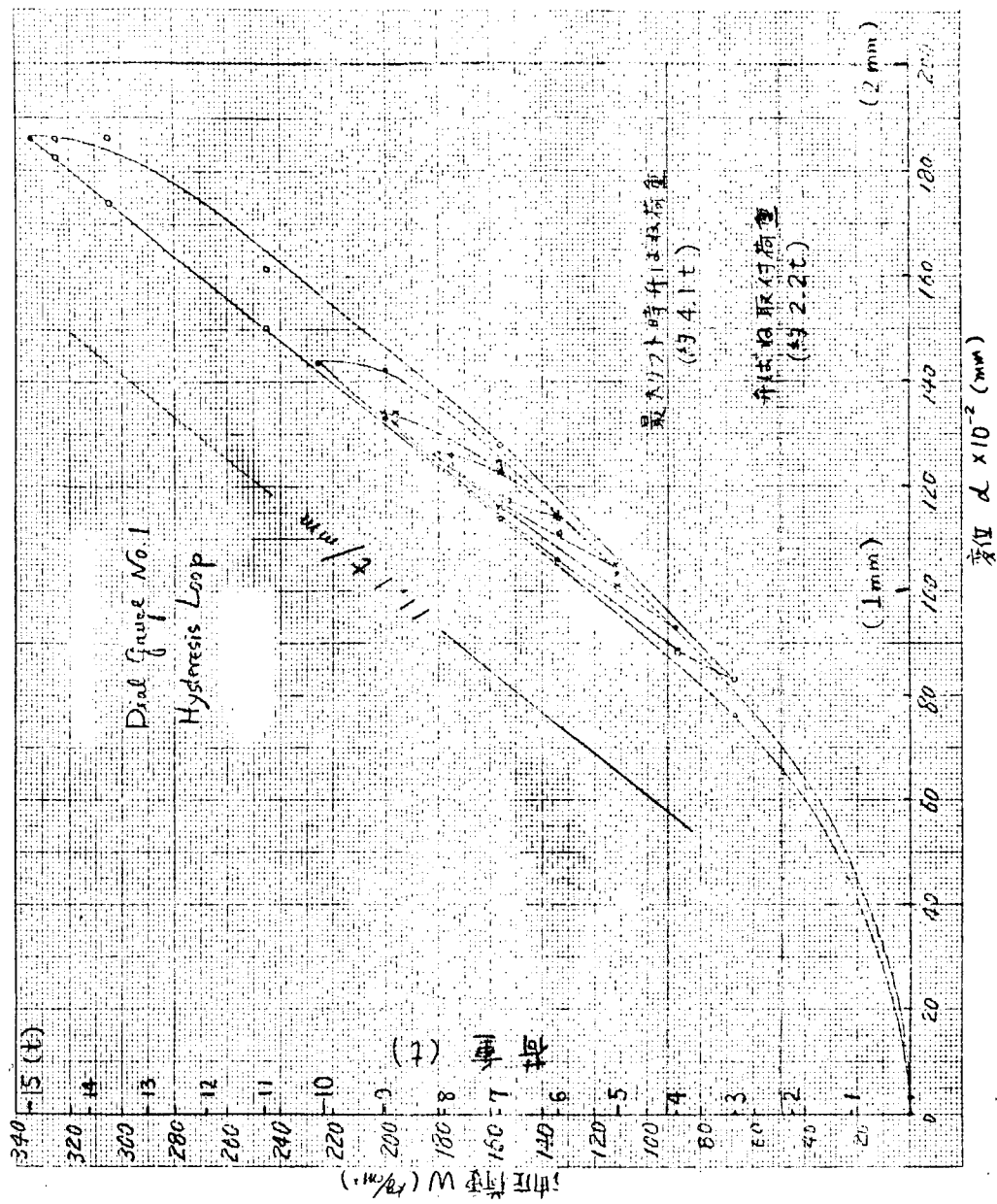


図4 弁系全体剛性試験

弁加速度

弁速度

弁変位

225 Hz

220~230 Hz

1/10 sec

図5 弁系のハンマリングに対する応答

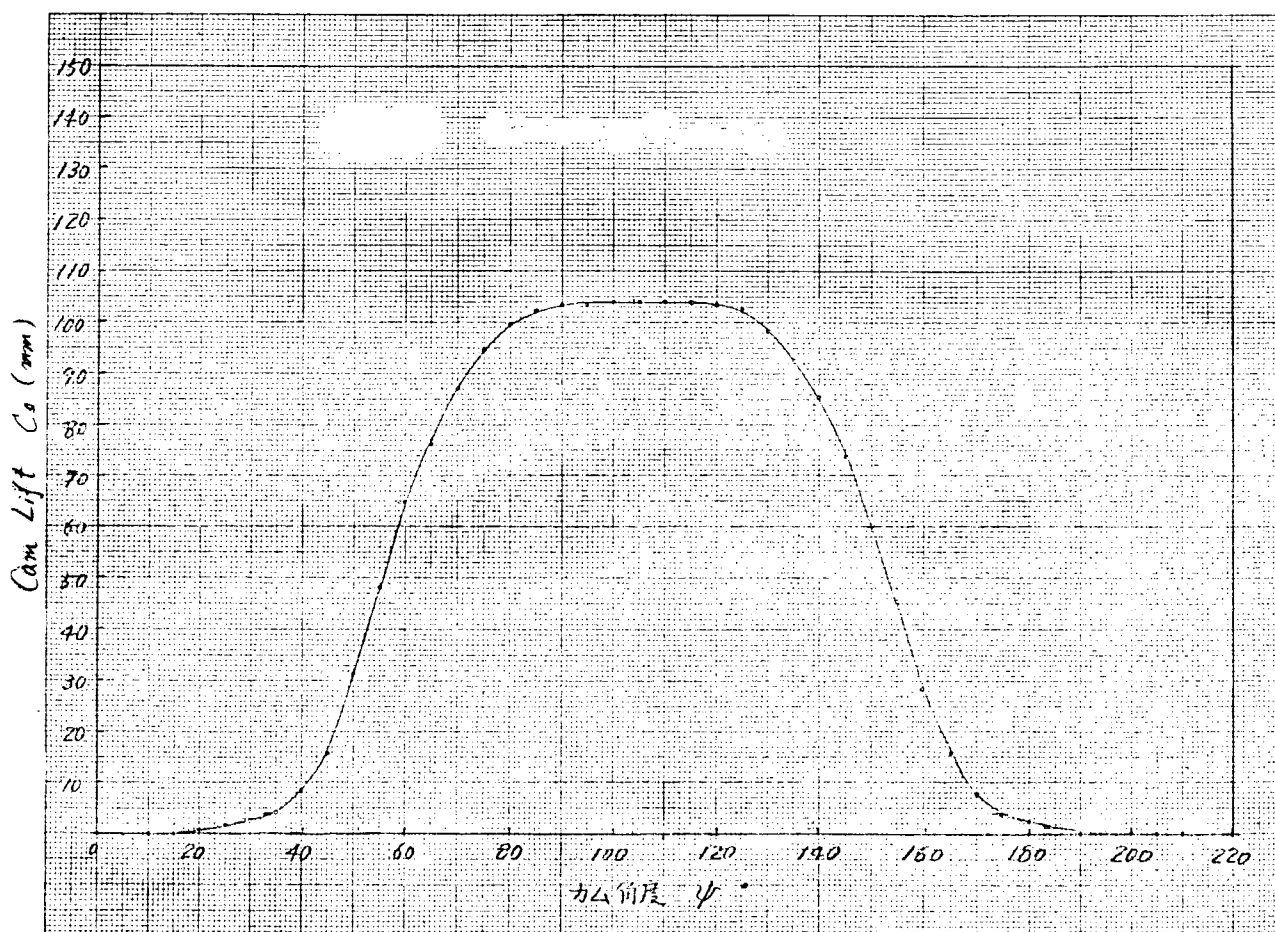


図6 ノギスによるカムリフト測定

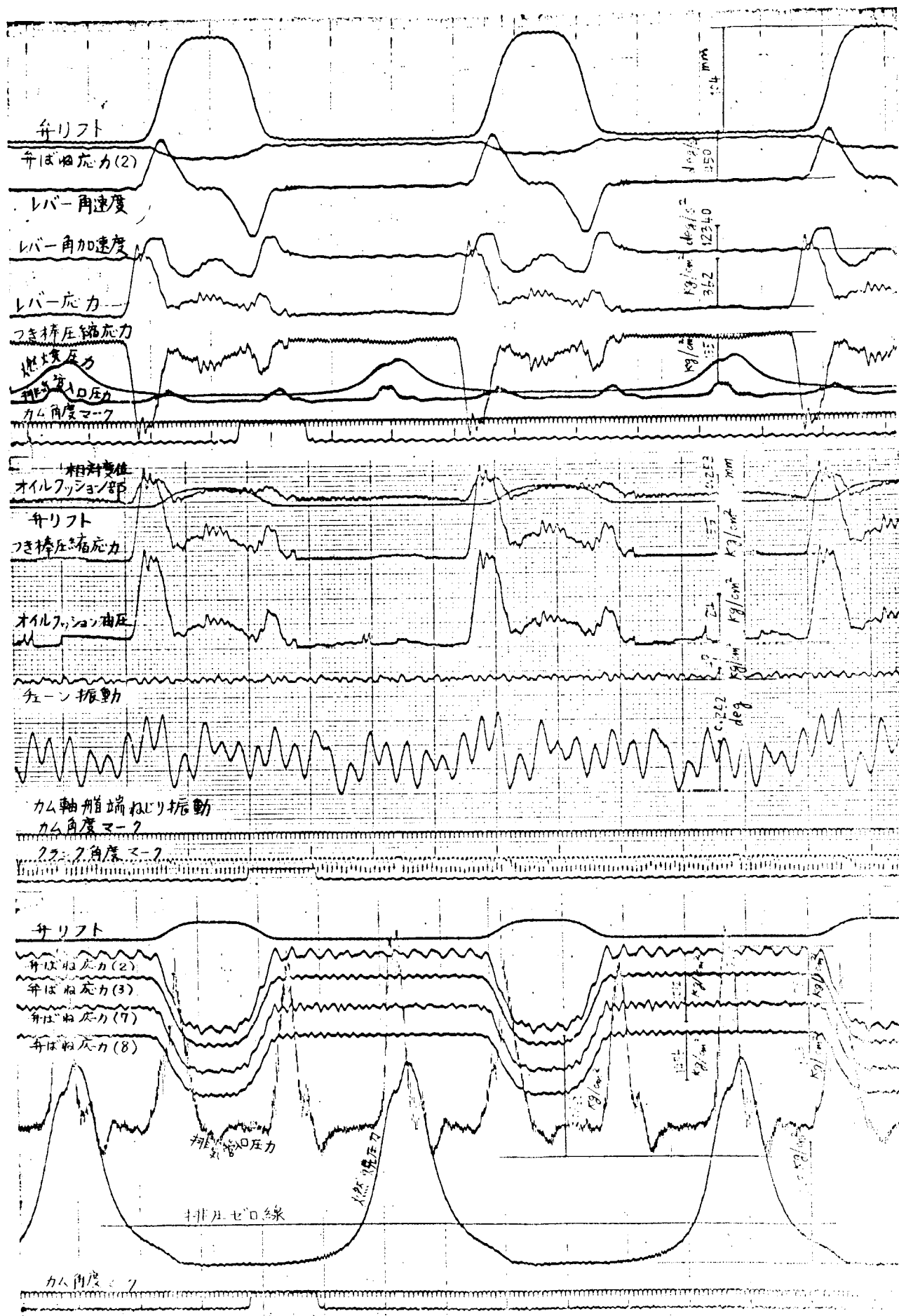


図7 運転時弁系振動(プロベラ特性上、91%負荷、計測1-4)(110rpm、8.48Kg/cm²)



図8 運転時弁系振動 ($n_e = 110 \text{ rpm}$, $P_e = 0 \text{ Kg/cm}^2$, 計測3-4)

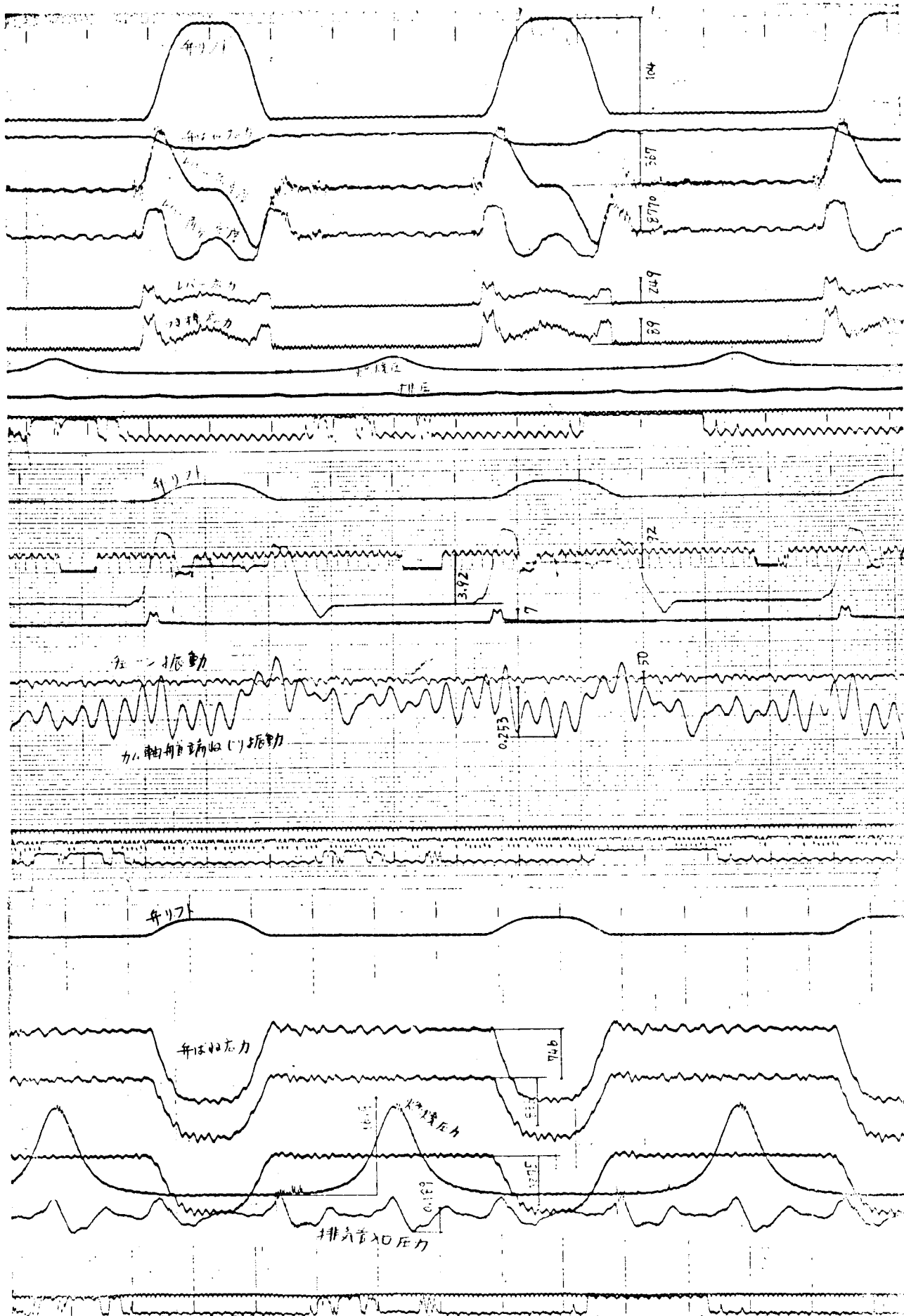


図9 運転時弁系振動 (オイルクッション、 $n_e = 110 \text{ rpm}$ 、 $p_e = 0 \text{ kg/cm}^2$ 、計測5-4)

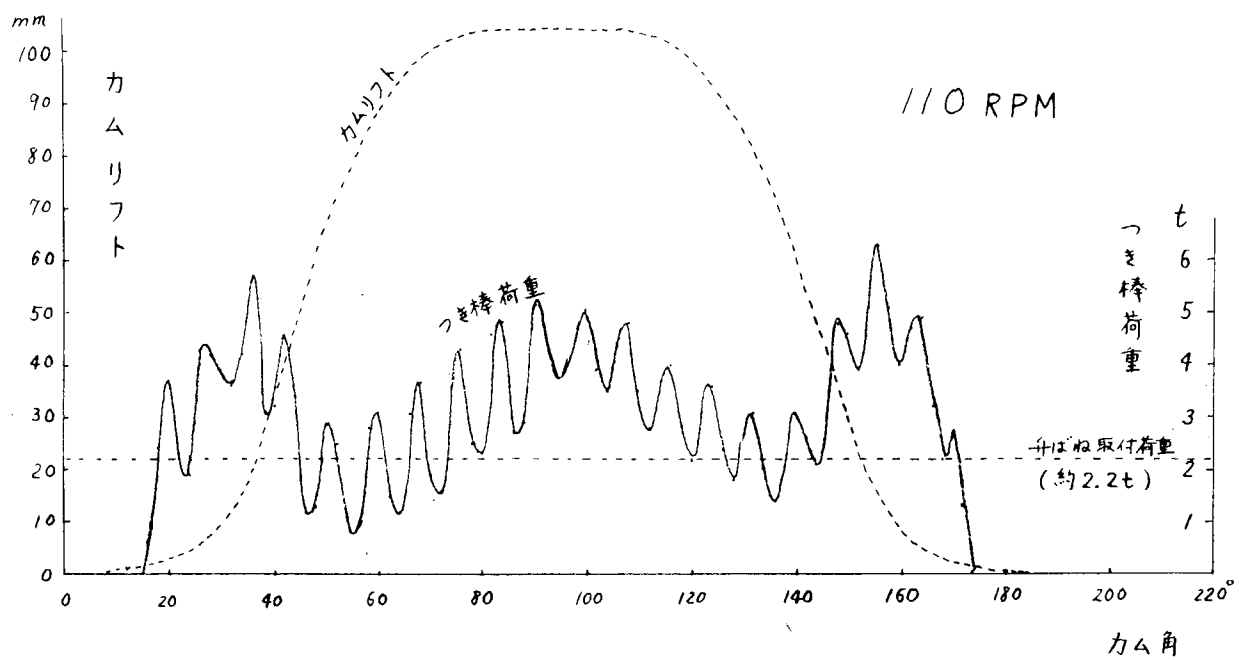


図11 単純な1質点系による計算例(図4のヒステレシスのみを考慮した)

を扱うことになる。

なお、過渡振動の振動数は実測とよく一致しており、ここで扱った1質点系の妥当性は実証された。

4. 研究計画進捗状況

本研究のうち、上記1, 2節の実験的研究については、昭和45年度計画を完全に実行し、終了した。ただ、2節の実機運転における測定項目のうち、チェーン振動が原因不明の事故により測定できなかったが、これは来年度実験のための予行であり、本年度の研究に支障はない。

3節の理論的研究については、オイルクッションの特性が予想以上に複雑であること、実機運転の日程が予定より大幅に遅れたこと等により、当初の計画である、オイルクッション特性と弁ばね挙動の双方をとり入れた解析の完成まで到達できなかったが、研究の性質上やむを得ない。幸いにして、46年度に継続する研究であるので、上記のごとき解析、さらには弁のおどりを含めた解析の成果が昭和46年度に期待される。

第4章 燃料噴射系の性能改善および耐久性向上の研究

1. 目 的

船用ディーゼル機関は、最近、ますます高速、高過給の方向に向っている。このため、燃料噴射系の性能改善および耐久性向上は重要な課題の1つである。

これらの問題を解決するためには、燃料噴射系内に生じる圧力変化などの諸現象および燃料噴射率などの噴射特性を、正確に予測するということは、きわめて重要である。

本研究の目的は、噴射特性の正確な予測を可能とするため、燃料噴射系の電子計算機によるシミュレーションを確立することである。

本研究は、長尾・池上らによる計算プログラムにもとづいて計算を行ない、同時に実験を行なつて、計算結果と実験結果を比較し、計算プログラムの適否について、検討を行なつた。

2. 燃料噴射系の諸元

研究に用いた噴射系の諸元を、表1～3および図1～5に示す。

表 1 噴射ポンプの諸元

名 称	記 号	単 位	
形 式			NP-PFIC160A00NP19 (ディーゼル機器製)
カム回転数		r.p.m	750
送油圧	P_e	atg	1
バレル入口孔		mm	5φ×2ヶ
流入口面積	F_e	cm ²	図1、2に示す。
カム下死点時プランジヤ上部室容積		cm ³	3.44
吐出弁羽根部容積		"	0.421
プランジヤ溝部容積		"	0.717
プランジヤ直 径		mm	16φ
" 断 面 積	F_R	cm ²	2.011
" リ フ ト	h_k	mm	図3に示す。
" プリストローク		mm	4
吐 出 弁 吸 戻 量		mm ³	90.5 (8φ×1.8)
" 断 面 積	F_v	cm ²	0.503
" 取付荷重		Kg	2.4
" バネ常数	C_v	Kg/cm	3.61
" 最大変位	h_{vmax}	mm	11.27 (吐出弁バネ密着迄)
" 質 量	m_v	Kg·s ² /cm	8.0×10 ⁻⁶
" 流出面積	F_c	cm ²	図4に示す。
吐出弁室初容積	V_{vo}	cm ³	5.312

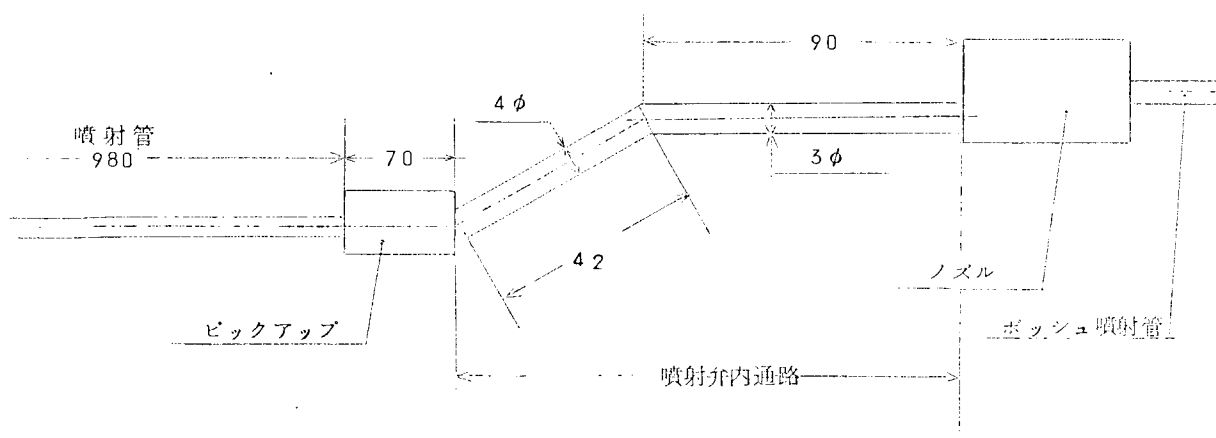
表2 噴射弁の諸元

名 称	記 号	単 位	
形 式			NP-DLF145TB408N2 (エンジンフィルタなし)
脊 圧	P_2	Kg/cm^2	9.0
開 弁 圧		Kg/cm^2	3.00
ノズル		mm	$0.4\phi \times 8穴$
ノズル噴口面積		cm^2	0.010
ニードル弁直径		mm	6ϕ
ニードル断面面積	F_n	cm^2	0.284
シート断面面積	F_s	cm^2	0.113
シート角		deg	6.0
ニードル弁部動体全質量	m_d	$Kg \cdot s^2/cm$	6.288×10^{-5}
最大弁揚程	h_{dmax}	mm	0.5
弁バネ常数	C_d	Kg/cm	27.0
取付荷重		Kg	5.1
ノズル油溜室初容積	V_{d0}	cm^3	0.270cc

表3 噴射管の諸元

名 称	記 号	単 位	
管内径		mm	3ϕ
管断面積	F_ℓ	cm^2	0.071
管長		mm	98.0

噴射管～ノズル間 (単位 mm)



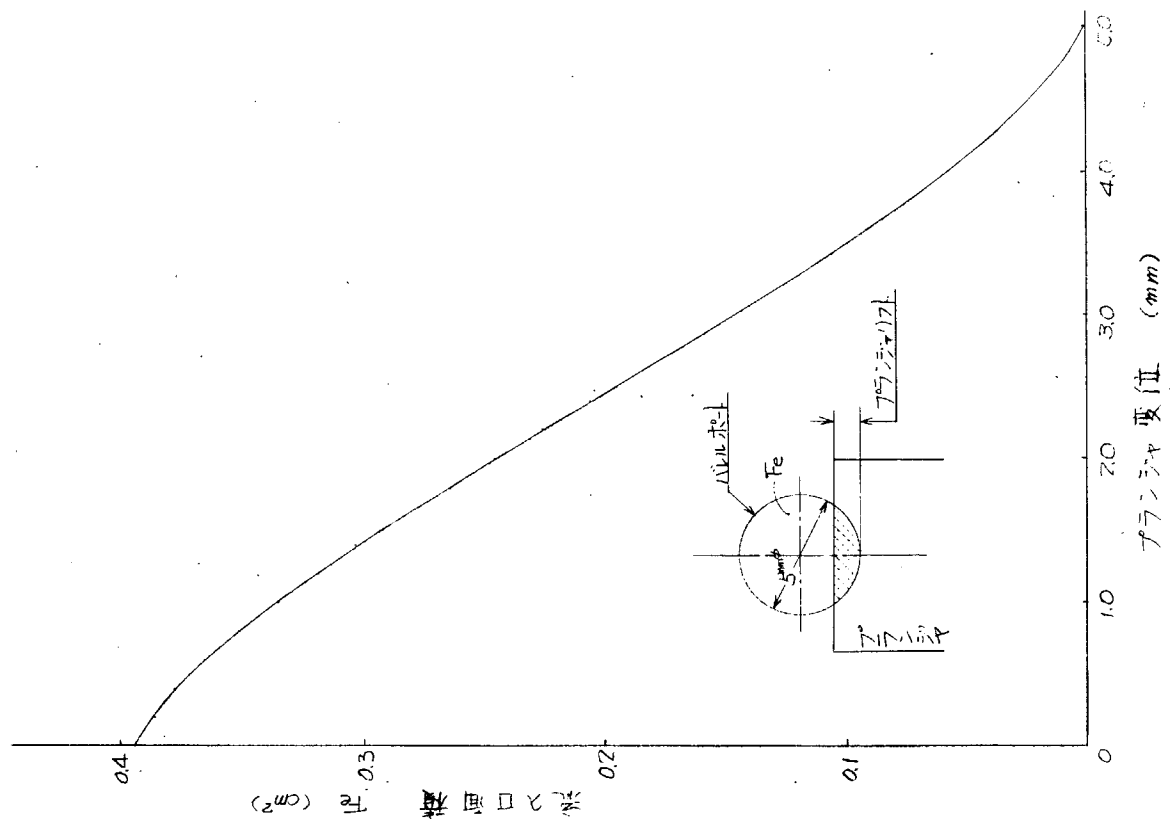


図1 流入口面積 (孔2コ分)

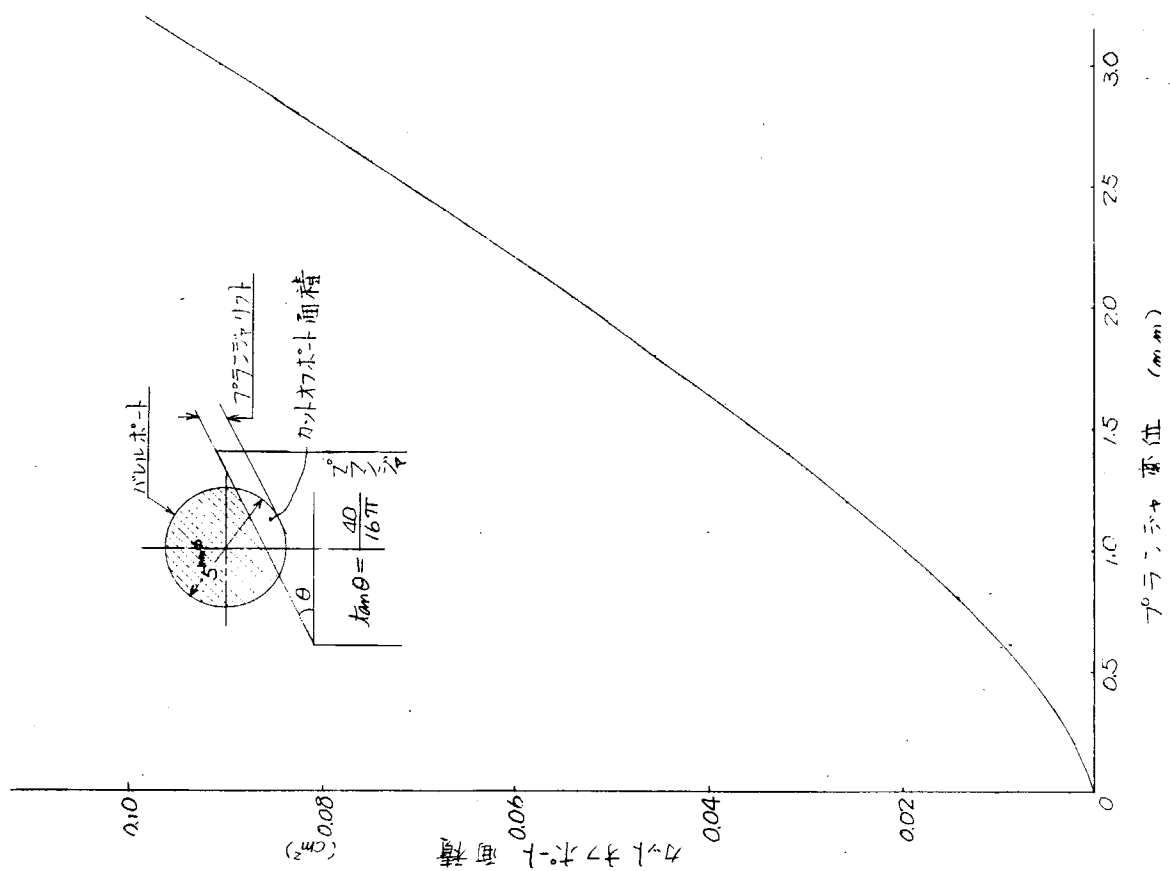


図2 カットオフポート面積

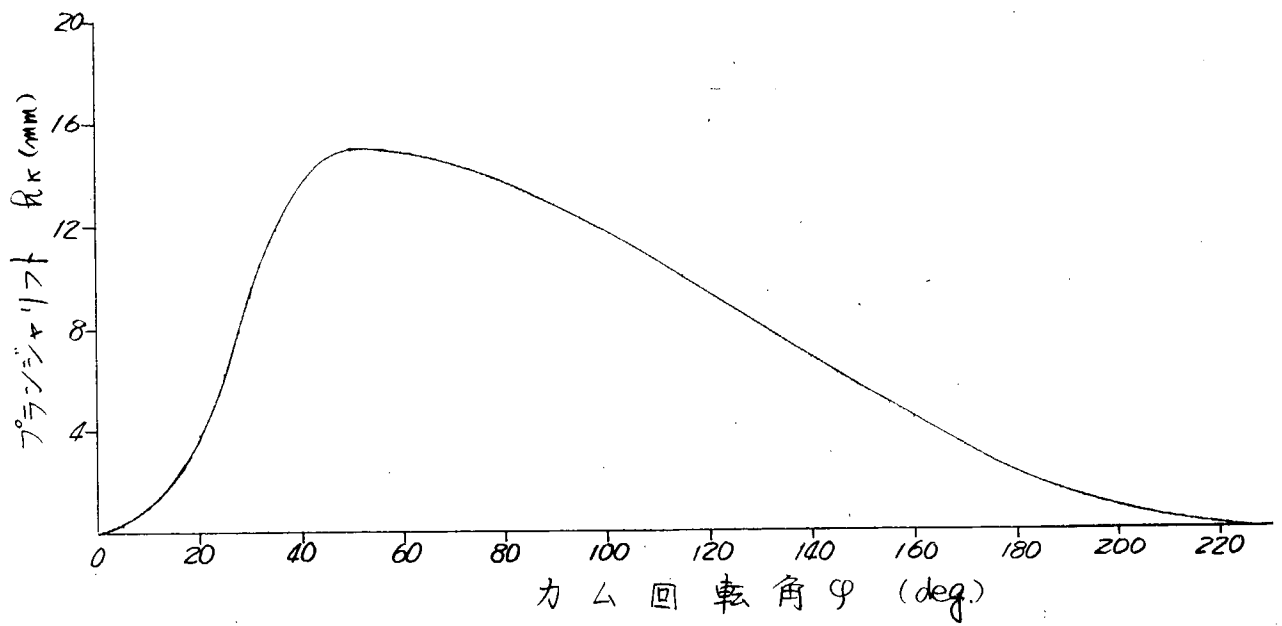


図 3 プランジャリフト

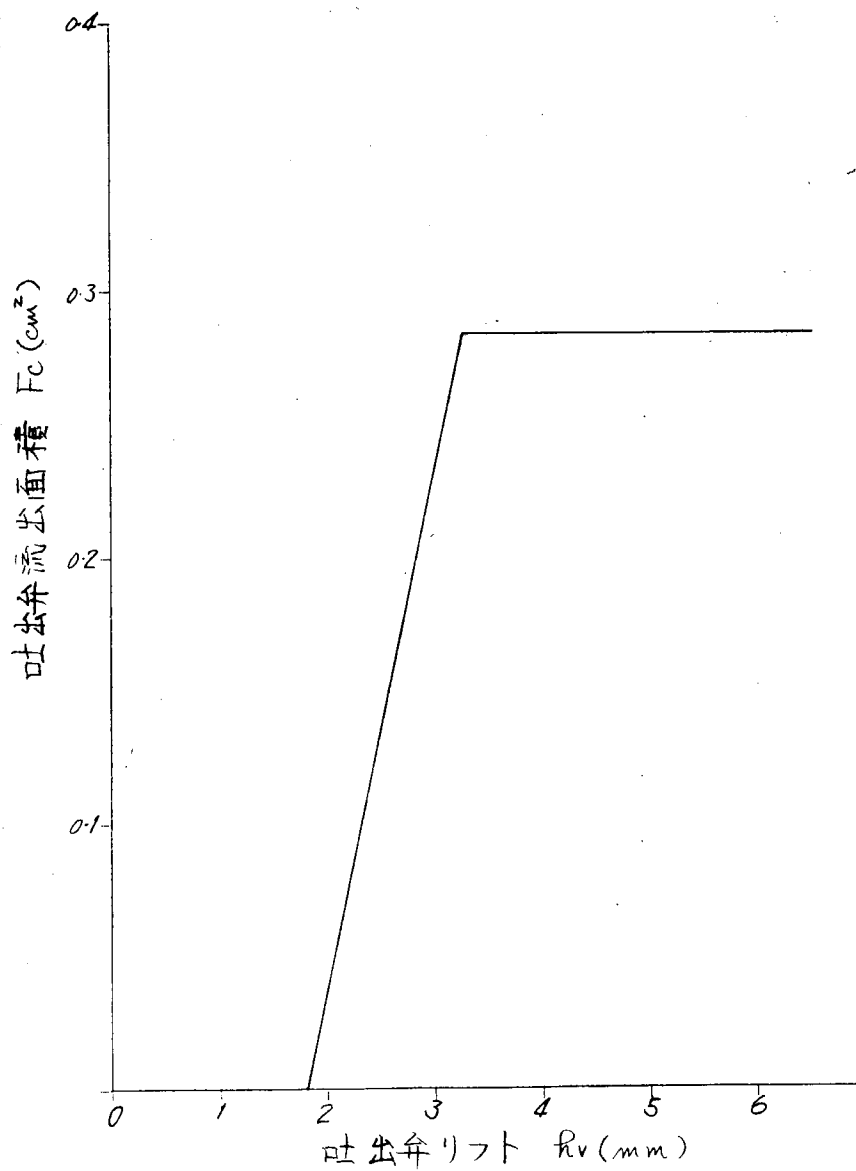


図 4 吐出弁流出面積

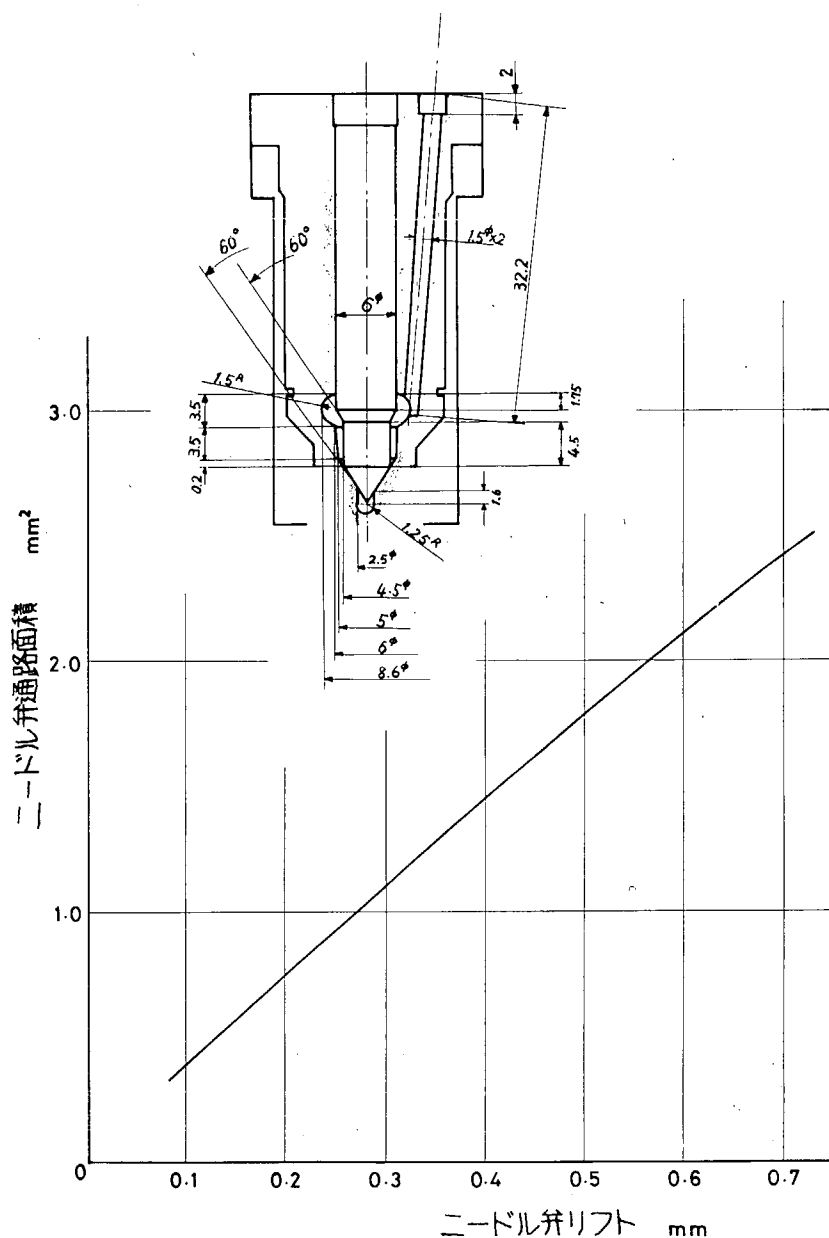


図5 ノズルニードル弁通路面積および通路概略図

3. 燃料噴射系のシミュレーション

3.1 従来の方法

ディーゼル機関用噴射装置では高圧管における波動現象が重要であり、従来からこれを考慮した解析が多い。代表的なものに中西⁽¹⁾および DeJuhasz⁽²⁾の図式もしくは数値解法があり、噴射過程に現われる諸現象に定性的な見通しを与えるのに役立つ。もつと詳しい解には、たとえば、Sitkei⁽³⁾の提示した計算法に従って行なうが、実際の噴射過程を正確に計算するのは容易でなく、電子計算機に頼らなければならない。

周知のごとく電子計算機にはデジタル型とアナログ型とがあり、噴射の解析にはこのいずれも利用することが可能である。後者では Vogel⁽⁴⁾はわずか80台程度の演算増幅器を持つもので実際に近い計算結果を得ており、このほか管路をインダクタンスとコンデンサをカスケードにしたネットワークで模擬する Huber と Schaffiz⁽⁵⁾の方法、その他⁽⁶⁾がある。アナコンによるシミュレーションでは噴射系の要素と演算要素との対応がきわめて明確であり、計算時間が一般に短く解の表示が容易であつて、いわば模擬実験を行なっているという色彩が濃い。しかし、解の精度を維持するのにかなり苦勞することがある。

いつ様う、デジタル型を用いる場合は基礎となる方程式をステップバイステップに解いていくので演算上の精度の問題は少なくすることができると、相当高速度の処理能力を有するものでないと、アナコンをみの簡便さは得られない。しかし、デジタル型の様うが手軽に使用できる場合も多く、FORTRAN や ALGOL などのプログラム用言語が確立されてきたので、汎用性に富むプログラムを作ることが可能である。この場合、計算法は、Sitkei の階差法に類似した方法によればよく、Becchi⁽⁷⁾, Knight⁽⁸⁾, 広安⁽⁹⁾, 山岡⁽¹⁰⁾ などはその方法に従つて計算を行なつている。このほか、Nottrodt⁽¹¹⁾ は管部に特性曲線法を適用して解いており、また、長尾・池上⁽¹²⁾ は管部を有限個に区切つて集中定数系に近似し、常微分方程式の形で表わして Runge-Kutta-Gill 法によつて解いている。このように、種々の方法が可能であるが、作成プログラムは解の精度もさることながら計算所要時間、プログラムの簡潔さ、汎用性、応用の可能性なども重要であらう。

3.2 本委員会の方法

本委員会では上記のうち長尾・池上⁽¹²⁾ が行なつた計算プログラムを提出してもらい、これに基づいて行なうことにした。このプログラムは SIS (Simulation of Injection System の略) とよばれ、小形高速機関については計算結果と実測結果とかなり合致している。以下、このプログラムの基礎理論と計算法について述べる。

3.3 記 号

計算に用いる記号をつぎに示す(図6参照)。

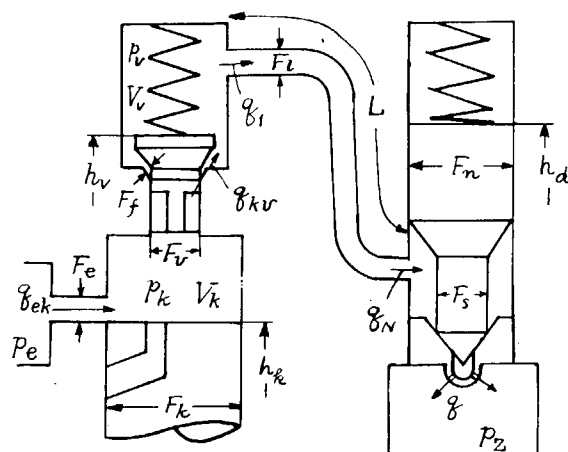


図 6

a 燃料の音速 (cm/s)	Q 噴射量 (cm^3)
C ばね定数 (Kg/cm)	q 流量または噴射率 (cm^3/s)
E 燃料の体積弾性率 (Kg/cm^2)	s 圧縮量 (cm^3)
F 面 積 (cm^2)	t 時 刻 (s)
h 弁揚程または行程 (cm)	V 体 積 (cm^3)
K 弁の減衰係数 ($Kg \cdot s/cm$)	ξ 管路の層流抵抗係数
L 噴射管長 (cm)	η 燃料の粘性係数
ℓ 論理変数	θ カム角度 (rad)
m 質 量 ($Kg \cdot s^2/cm^2$)	μ 流量係数
n ポンプ毎分回転数	ρ 燃料の密度 ($Kg \cdot s^2/cm^4$)
p 圧 力 (Kg/cm^2)	ω カム回転角速度 (rad/s)

添 字

e ポンプ吸込口	d 噴射ノズルおよびホルダー
k ブランジャおよびブランジャ室	s シリンダ
v 吐出弁および吐出弁室	o 静止位置
ℓ 噴射管	max 最大(制限)揚程

このほか、(・)をもつて時間微分を表わし、単位はとくに断わらないかぎり Kg, cm, sec とし、工学単位を使う。

3.4 基礎式

3.4.1 関数の定義

基礎式は各部の圧力、流量および可動部分の運動をそれぞれ微分方程式で表現したものである。これらを記述するときの便宜のため、最初に圧力と流量についてつぎのような関数を定義しておく。

圧力：体積 V の容器に体積 $V + s$ の燃料を無理に押込んだときに発生する圧力 p は s/V に等しい。しかし、

$s < 0$ の場合には空洞 (ボイド) ができるため圧力は 0 である。したがって、圧力の計算には直接 p を用いるよりも圧縮量 s を基本量としておくほうが便利で、これを使うと空洞の発生も考慮した計算ができる。すなわち、圧力は、

$$p = \begin{cases} E_s/V & [s \geq 0] \\ 0 & [s < 0] \end{cases} \quad \dots\dots\dots (1)$$

と表わされるが、いちいちこのように書くのは不便であるから、さらにこれをつぎのように書くことに約束する。

$$p = \text{pres}(s, V) \quad \dots\dots\dots (1)'$$

流量：実効面積 F の孔の前後に圧力差 Δp があるとすれば、これを通過する流量は $q = F \sqrt{2 \Delta p / \rho}$ で与えられる。

$\Delta p < 0$ の場合も考慮すると q は一般に、

$$q = F \cdot \frac{\Delta p}{\sqrt{\frac{\rho}{2} |\Delta p|}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

と表わされるが、この式も簡便のためつぎのように記述する。

$$q = \text{flow}(F, \Delta p) \quad \dots\dots\dots (2)'$$

なお、式(2)のままでは $\Delta p \rightarrow \pm 0$ のとき $\partial q / \partial \Delta p \rightarrow \infty$ となつて計算のさい発散することがあるが、 $\sqrt{\rho/2 \cdot |\Delta p|}$ のかわりに、 ε を微小正数として $\sqrt{\rho/2 \cdot |\Delta p| + \varepsilon}$ を与えることによつて発散を避けることができる。

3.4.2 ブランジャ室

ブランジャ室の圧縮量 s_k はブランジャの行程 h_k と吐出弁の運動および燃料の出入りによつて決まるから、

$$\frac{ds_k}{dt} = F_k \frac{dh_k}{dt} + q_{ek} - F_v \frac{dh_v}{dt} - q_{kv} \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、

$$q_{ek} = \text{flow}(\mu_e F_e, p_e - p_k) \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$q_{kv} = \text{flow}(\mu_f F_f, p_k - p_v) \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$p_k = \text{pres}(s_k, V_{k0} - F_k h_k + F_v h_v) \quad \dots\dots\dots (6)$$

なお、式(3)の h_k , dh_k/dt はカム角 θ の関数として与えられ、ポート面積 F_e は h_k の、吐出弁通過面積 F_f は h_v の関数として与えられる。すなわち、

$$h_k = h_k(\theta), \quad \frac{dh_k}{dt} = \omega \frac{dh_k(\theta)}{d\theta} \quad \dots\dots\dots (7), (8)$$

$$F_e = F_e(h_k), \quad F_f = F_f(h_v) \quad \dots\dots\dots (9), (10)$$

3.4.3 吐出弁室

吐出弁室の圧縮量 s_v は弁の動きと流体の出入りによって決まるから、

$$\frac{ds_v}{dt} = F_v \frac{dh_v}{dt} + q_{kv} - q_i \quad \dots\dots\dots (11)$$

ただし、 q_i は噴射管の流出流量。つぎに、吐出弁の運動方程式は着座位置または制限揚程にないとき、

$$m_v \frac{d^2 h_v}{dt^2} = F_v \cdot (p_k - p_v) - C_v \cdot (h_v - h_{v0}) - K_v \frac{dh_v}{dt}$$

右辺第 1 項はブランジャ室と吐出弁室の圧力差によつて受ける力であり、第 2 項はばねによる力 (h_{v0} は取付時のばねの変位)、第 3 項は減衰力を示す。着座時および制限揚程にあるときも考慮するため、つぎの論理変数を導入

する(図7参照)。

$$\begin{aligned}
 \ell_{vel} &= [h_v > 0] && \text{"弁の速度 } h_v \text{ が正である"} \\
 \ell_{seat} &= [h_v < \varepsilon_v] \quad (\varepsilon_v: \text{微小な正数}) && \text{"着座している"} \\
 \ell_{max} &= [h_v > h_{vmax}] && \text{"弁が制限揚程にある"} \\
 \ell_{open} &= [p_k - p_v \geq C_v h_{vo} / F_v] && \text{"開弁条件に達している"} \\
 \ell_{desc} &= [p_k - p_v < C_v (h_{vo} + h_{vmax}) / F_v] && \text{"制限揚程から下降する"}
 \end{aligned}
 \quad \dots (12)$$

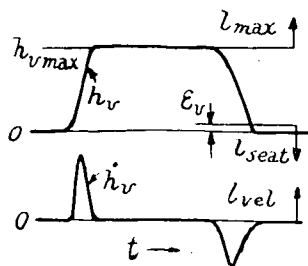


図 7

これを用いると、つぎの論理関数が true のときは h_v のいかにかわらず、 h_v は一定に保持されその微係数 $\dot{h}_v$ は 0 である。

$$\phi = (\ell_{vel} \cap \ell_{max}) \cup (\sim \ell_{vel} \cap \ell_{seat}) \quad \dots (13)^*$$

これを使うと、吐出弁の完全な方程式はつぎのようになる。

$$\frac{dh_v}{dt} = \begin{cases} h_v & [\phi = \text{false}] \\ 0 & [\phi = \text{true}] \end{cases} \quad \dots (14)$$

$$\frac{dh_v}{dt} = \begin{cases} \frac{F_v}{m_v} (p_k - p_v) - \frac{C_v}{m_v} (h_v + h_{vo}) - \frac{K_v}{m_v} h_v & [\phi = \text{true}] \\ 0 & [\phi = \text{false}] \end{cases} \quad \dots (15)$$

ただし、

$$\phi = \sim (\ell_{seat} \cup \ell_{max}) \cup (\ell_{open} \cap \ell_{seat}) \cup (\ell_{desc} \cap \ell_{max}) \quad \dots (16)$$

なお、式(15)に現われる p_v は、

$$p_v = \text{pres}(s_v, V_{vo} - F_v h_v + F_e L / 2N) \quad \dots (17)$$

式中の $F_e L / 2N$ は次項でのべる。

3.4.4 噴射管

噴射管の断面積 F_e は一定とし、そのなかに空洞がないとすると、連続の式および運動の式はそれぞれつぎのようになる。

$$\frac{\partial p}{\partial t} + E \frac{\partial w}{\partial x} = 0, \quad \rho \frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} + D = 0$$

ただし、 w は流速、 D は抵抗による単位長さあたりの圧力降下。この式を与えられた初期条件と境界条件のもとで解く正攻法の1つに特性曲線法があるが、実際の噴射管内圧力上昇速度はそれほど大きくなく、高調波成分は少ないので、有限個の集中定数系で近似しても実用上はさしつかえない。そこで図8のように管を N 分割して i 番目の要素を通る流量 q_i に着目すると、運動の式は、

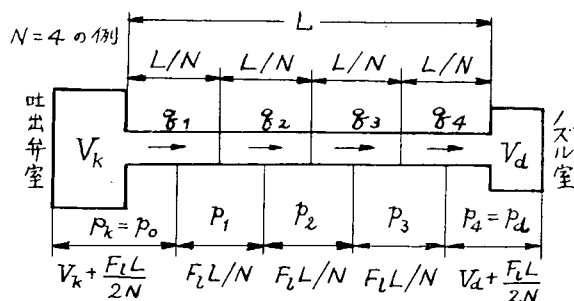


図 8

$$\frac{dq_i}{dt} = \frac{F_e N}{\rho L} (p_{i-1} - p_i) - 2\zeta q_i \quad [i = 1, 2, \dots, N] \quad \dots (18)$$

ただし、 ζ は抵抗係数。ここで、 i 番目の圧縮量を s_i とすると、圧力 p_i は、

$$p_i = \text{pres}(s_i, F_e L / N) \quad [i = 1, 2, \dots, N] \quad \dots (19)$$

管端においては、 $p_0 = p_k$, $p_N = p_d$ とし、式(18)および式(19)の体積にはそれぞれ $F_e L / 2N$ をふり分ける。また、

式(18)の ζ は層流抵抗の値を使うとすれば η を粘性係数として、

$$\zeta = 16 \eta / \rho d^2 \quad \dots\dots\dots (20)$$

つきに、 i 番目の要素の圧縮量 s_i は、

$$\frac{ds_i}{dt} = q_i - q_{i+1} \quad [i = 1, 2, \dots, N-1] \quad \dots\dots\dots (21)$$

3.4.5 噴射ノズル

吐出弁と同じような考えにより、圧縮量 s_d はつぎの式によつて表わされる。

$$\frac{ds_d}{dt} = q_N - q - F_N \frac{dh_d}{dt} \quad \dots\dots\dots (22)$$

この式の q は噴射率であり、つぎのように表わされる。

$$q = \text{flow}(\mu_d F_d, p_d - p_z) \quad \dots\dots\dots (23)$$

ただし、

$$F_d = F_d(h_d) \quad \dots\dots\dots (24)$$

つきに、ニードルの運動は吐出弁と同じような論理定数を使つて表わすことができる。式(12)で添字 v を d に読みかえ、'をつけて表わすことにすれば、

$$\frac{dh_d}{dt} = \begin{cases} h_d & [\phi' = \text{false}] \\ 0 & [\phi' = \text{true}] \end{cases} \quad \dots\dots\dots (25)$$

$$\frac{dh_d}{dt} = \begin{cases} \frac{F_N - F_s}{m_d} p_d + \frac{F_p}{m_d} p_z - \frac{C_d}{m_d} (h_d + h_{d0}) - \frac{K_d}{m_d} h_d & [\phi' = \text{true}] \\ 0 & [\phi' = \text{false}] \end{cases} \quad \dots\dots\dots (26)$$

ただし、

$$p_d = \text{pres}(s_d, V_{d0} + F_N h_d + F_\ell L / 2N) \quad \dots\dots\dots (27)$$

また、噴射量 Q は式(23)の噴射率 q を使うと、

$$\frac{dQ}{dt} = q \quad \dots\dots\dots (28)$$

3.4.6 ブランジャ揚程、孔通過面積など

式(7)~(9)の $h_k(\theta)$ 、 $dh_k(\theta)/d\theta$ 、 $F_e(h_k)$ はポンプのカムおよびブランジャの幾何学的条件から定まる。また、式(10)の $F_f(h_v)$ および式(24)の $F_d(h_d)$ も吐出弁およびノズルの幾何学的条件によつて定まるが、実測値によることもできる。なお、ノズルをホール形とした場合、 F_d は弁座と噴孔による二重絞りで近似するのが簡便である。

最後に、時刻 t とカム角度 θ との関係は、

$$\frac{d\theta}{dt} = \omega = \frac{2\pi n}{60} \quad \dots\dots\dots (29)$$

3.5 計算方法とプログラミング

前項の基礎式をみると、 $s_k, s_v, h_v, h_v', q_1, q_2, \dots, q_N, s_1, s_2, \dots, s_{N-1}, s_d, h_d, h_d', Q$ に関する連立常微分方程式となつていることがわかる。すなわち、これらの変数を y_i とすれば、

$$\frac{dy_i}{dt} = f_i(t, y_1, y_2, \dots, y_m) \quad [i = 1, 2, \dots, m] \quad \dots\dots\dots (30)$$

の形に書き表わすことができ、 f_i は $y_1, \dots, y_m$ および t が定めれば求められる。いま、噴射管の分割数 N を8

とすると、 y_1 の個数は s_1 に関して7個、 q_1 に関して8個で、これに、 $s_k, s_v, h_v, h_d, s_d, h_d, h_d, Q$ の8個を加えて合計23となる。すなわち、この場合には、23元連立常微分方程式となる。したがって、初期条件が与えられれば適当な方法で数値積分を行なつて解を得ることができる。この数値積分は、Runge-Kutta-Gill法で行なう。

しかし、噴射系では残圧または空洞の量が不明であるから、実際の計算においては最初適当な残圧を仮定（通常0気圧）しておいて計算を始め、噴射前の残圧（または空洞の量）が噴射後の値に等しくなるまで繰り返す。実際は、不澄噴射域、または、それに近い範囲でないかぎり、たいてい4～5回の繰返しによつて一定の残圧（または空洞の量）に収束する。

SIS プログラムは以上の方法で計算を行なうようにしたもので、JIS-7000レベルFORTRAN(FORTRAN IVに相当)で記述され、主プログラムのほか、いくつかのサブプログラムで構成されている。大まかな流れ図を図9に示す。これによつて説明すると、つぎのとおりである。

SIS-MAIN (主プログラム)

定数および初期条件を設定したのち、ステップバイステップに $y_1, y_2, \dots, y_m$ を計算する。残圧（もしくは空洞）が収束するまで上記の計算を繰り返したのち、結果を曲線印刷する。計算の仕様にもし変更があれば上の手順を繰り返す。

RKG

Runge-Kutta-Gill 法により、 $t, y_1, y_2, \dots, y_m$ を与えて $t + \Delta t$ (Δt : ステップ) のときの $y_1, y_2, \dots, y_m$ を求める。これには、式(60)の $f_1, f_2, \dots, f_m$ が必要であり、サブプログラム INJEC をよんで計算する。

INJEC

与えられた $t, y_1, y_2, \dots, y_m$ に対する $f_1, \dots, f_m$ の値を計算する。3.3項の基礎式の大部分がこのなかに入らされており、各部の圧力、流量などが中間変数として現われる。このため、数値の記録は、このサブプログラムを通過するとき印刷記録するとともに、曲線印刷用のデータを収録する。また、 $h_k(\theta), h_k(\theta)/d\theta, Fe(h_k), Ff(h_v), Fd(h_d)$ が計算に必要であり、これをつぎの GEOM をよんで計算する。

GEOM

ポンプ、弁などの幾何学的変数を計算するサブプログラムでユーザが作成する。

PL0

INJEC にて集められたデータを用いて曲線印刷を行なうサブプログラムである。

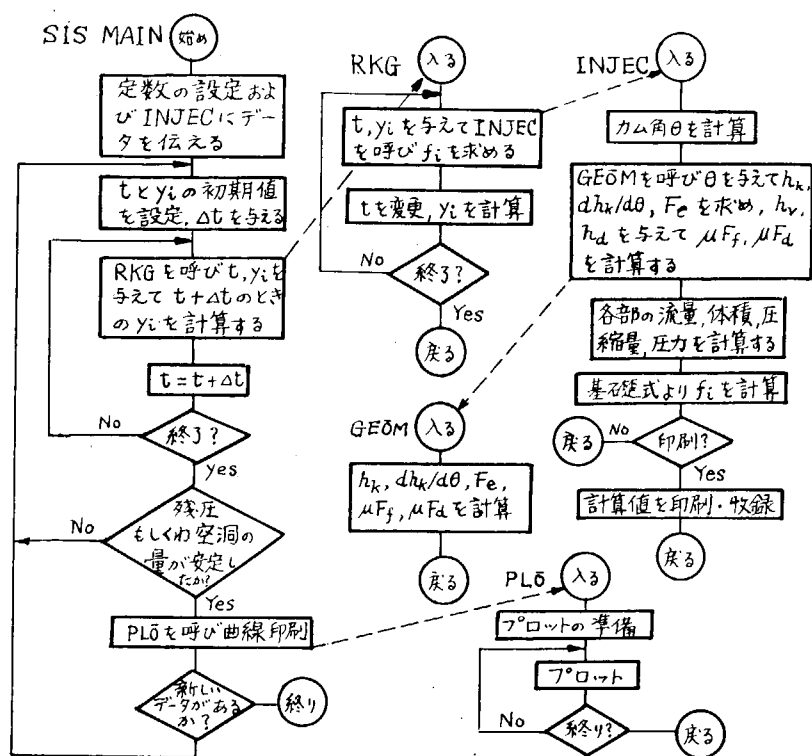


図 9

4. 計算結果

4.1 基準状態における計算

表1～3および図1～5に示した燃料噴射系の諸元の他に、燃料の特性値、各部の流量係数やその他計算に必要な諸数値を表4に示すように設定し、これを基準状態として計算を行なった。

表4 基準状態の諸数値

	項 目	記 号	単 位	
燃 料 ポ ン プ	流入口流量係数	μ_e		0.6
	吐出弁吸戻量		mm^3	90.5 ($8\phi \times 1.8$)
	吐出弁流量係数	μ_v		0.6
	吐出弁減衰係数	K_v	$kg \cdot s/cm$	0.04
	プランジヤ有効圧縮行程		mm	3.0
噴 射 弁	ノズル流量係数	μ_d		0.6
	ノズル減衰係数	K_d	$kg \cdot s/cm$	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 (ノズルホルダーの通路含む)
	計算時の管分割数	N		8
燃 料	使用燃料 (A重油) 密度	ρ	$kg \cdot s^2/cm^4$	0.837 (比重0.82)
	平均弾性係数	E	kg/cm^2	2.0×10^4
	音 速	a	cm/s	125,000

電子計算機の出力として、燃料噴射ポンプのプランジヤ室内圧力 p_k 、吐出弁室内圧力 p_v 、噴射管内の圧力 (P_1 , P_2 , P_3 の3点)、噴射ノズル室内圧力 p_d 、吐出弁揚程 h_v 、ノズルニードル弁の揚程 h_d および噴射率 q を求めた。図10は出力の曲線印刷の1例である。

4.2 基準状態の数値を変えた場合の計算結果

(1) 噴油量の変更

燃料噴射ポンプの有効圧縮行程を基準状態より増減した場合の計算結果を図11に示す。

(2) 計算ステップおよび噴射管分割数の変更

計算ステップを 0.000025 に短縮した場合、噴射管の分割数を 12 にした場合、および、噴射管を長くした場合の結果を図12に示す。

(3) 燃料油中の音速の変更

音速を 1,250 m/s, 1,350 m/s に変更した場合の計算結果を図13に示す。

(4) 噴射弁の流量係数の変更

ノズルの流量係数を 0.8 に変更した場合の計算結果を図14に示す。

(5) カムプロファイルの変更

図15に示す3種のカムについて比較した場合の結果を図16と図17に示す。

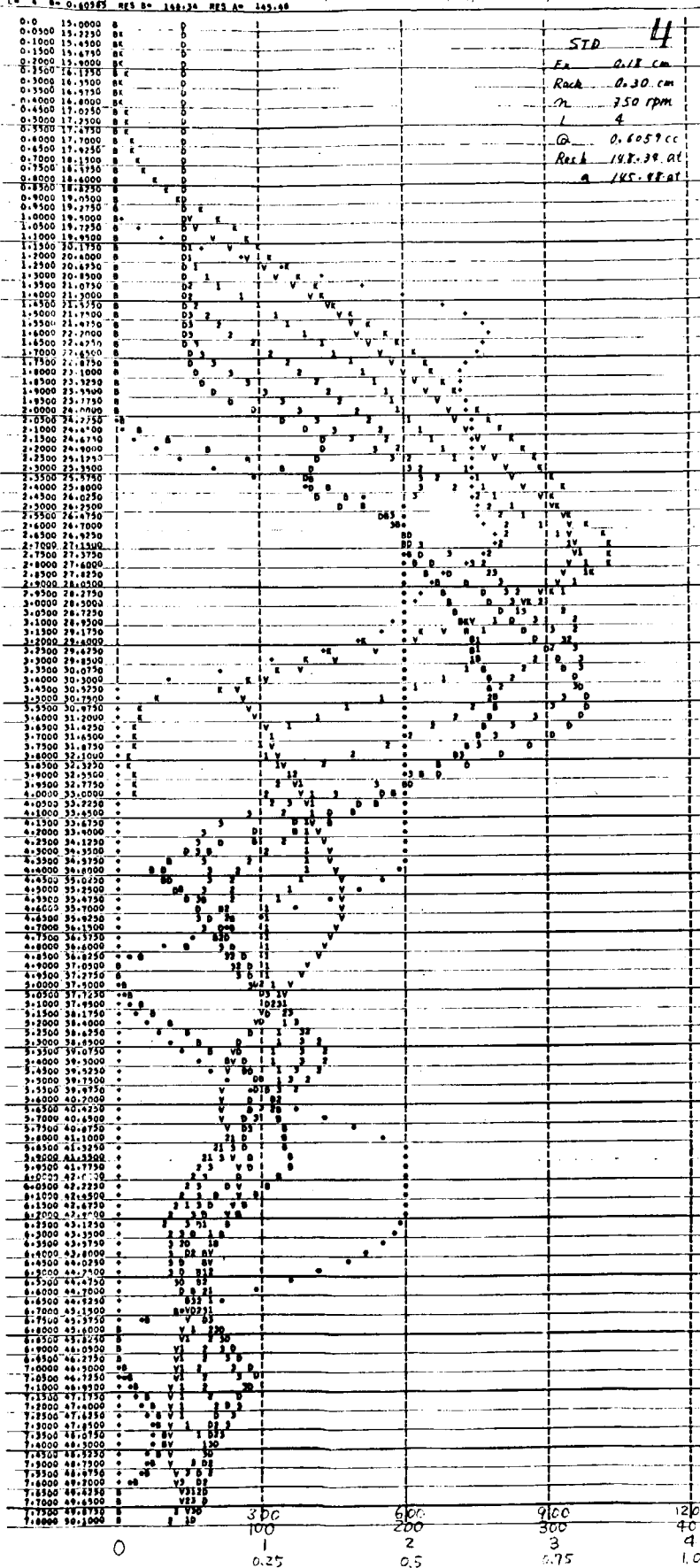
4.3 計算結果の考察

噴油量 0.60 cc/st (全出力時の噴油量) について比較すると、

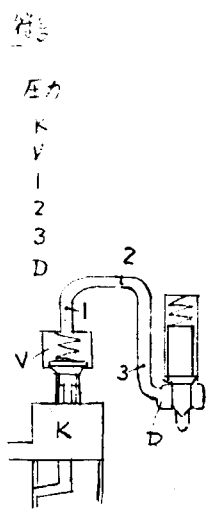
- 1) 基準状態では、噴油量が極端に少ない場合を除いて、いずれも2次噴射が認められる。
- 2) 計算ステップを短くすると、圧力および噴射率の変動が小ささみになる。計算結果に大差はない。
- 3) 噴射管を8分割して計算するのを基準としているが、これを12分割にしても結果はほとんど同じである。しかし、

時 力
刻 角
(1/3) 度
(1/3)

(基準) $R = 0.666 \text{ cc}$
 $\Delta = 3 \text{ cm}$
 (有効圧縮率)



STD 4
 $F_s = 0.18 \text{ cm}$
 $Rack = 0.30 \text{ cm}$
 $n = 750 \text{ rpm}$
 $l = 4$
 $Q = 0.6059 \text{ cc}$
 $Reck = 19.7.39.01$
 $a = 1/15.88.01$

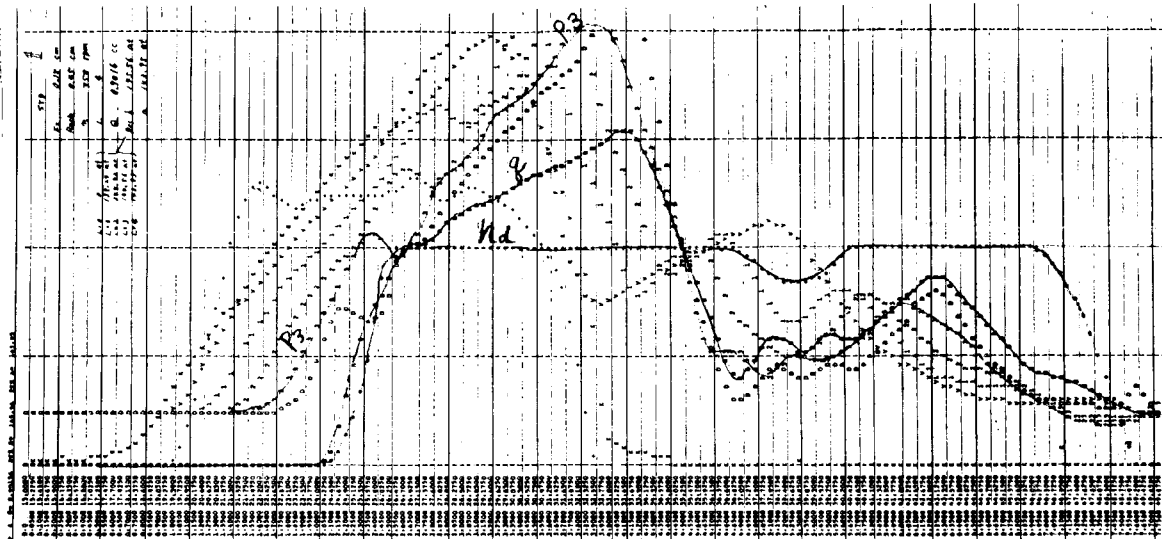


+ 標7吐出弁揚程
 X = -トル揚程
 B 吸射率

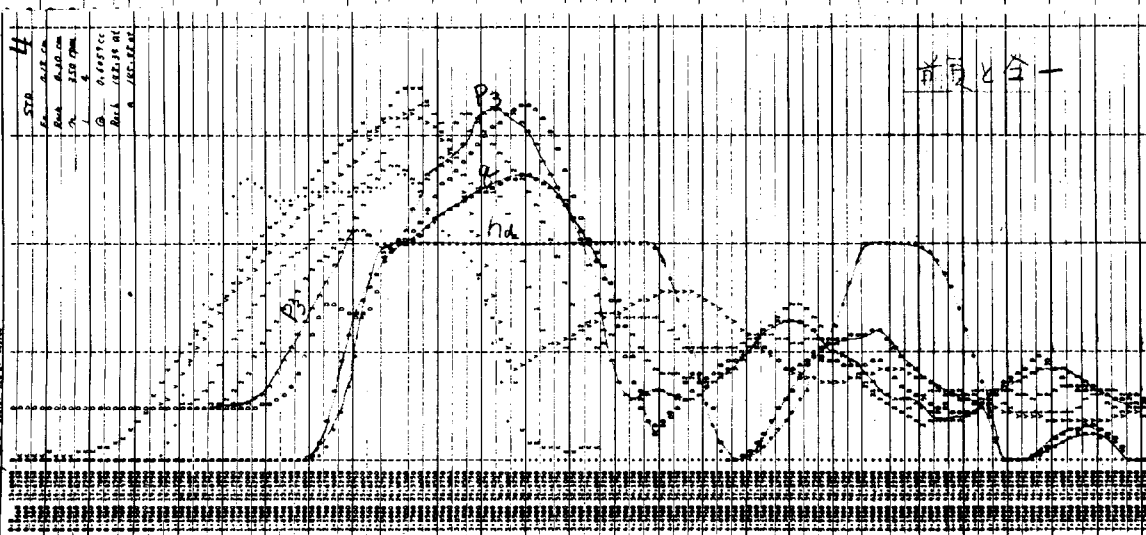
図10 計算結果の曲線印刷

Q = 0.902 cc
7.47 0.45 cm

(基準)

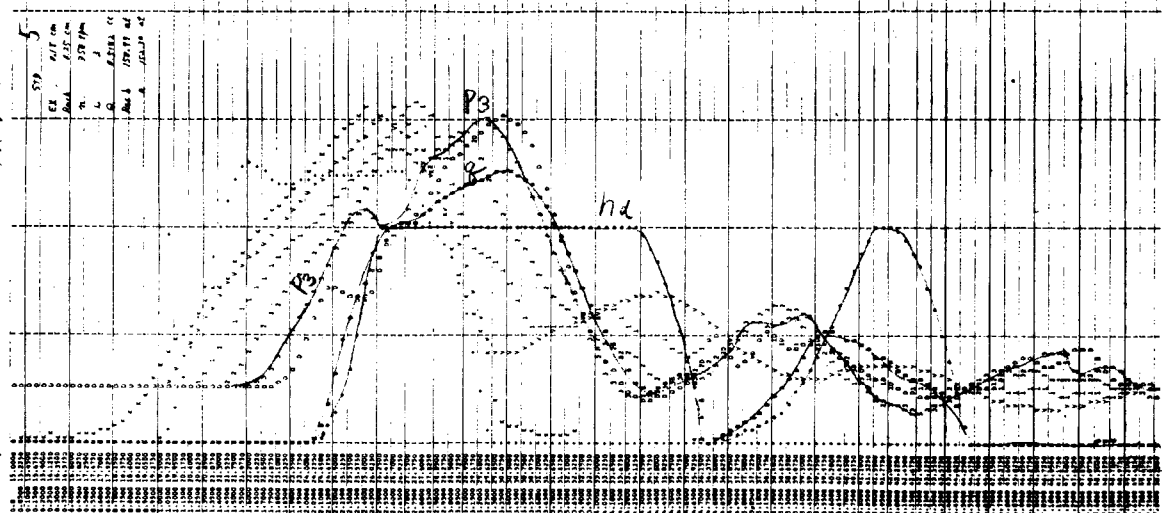


(基準) R=20% 吐出量 Q = 0.656 cc
7.47 0.3 cm



Q = 0.514 cc
7.47 0.25 cm

(基準)



力角度 deg
時刻 ms

基準条件 吐出径 90.6 mm²
吐出圧 750 MPa

図 11 噴射量を変更した場合 (基準状態)

- 基準 { 計算ステップ 0.00005 sec,
噴射管長 119.4 cm,
噴射管分割数 8
- 計算ステップを短くした場合 (0.000025 sec)
- 噴射管の分割数を増した (12) 場合
- 噴射管長を長く (180 cm) した場合
- 噴射管長を長く (180 cm), 分割数を増した (12分割) 場合

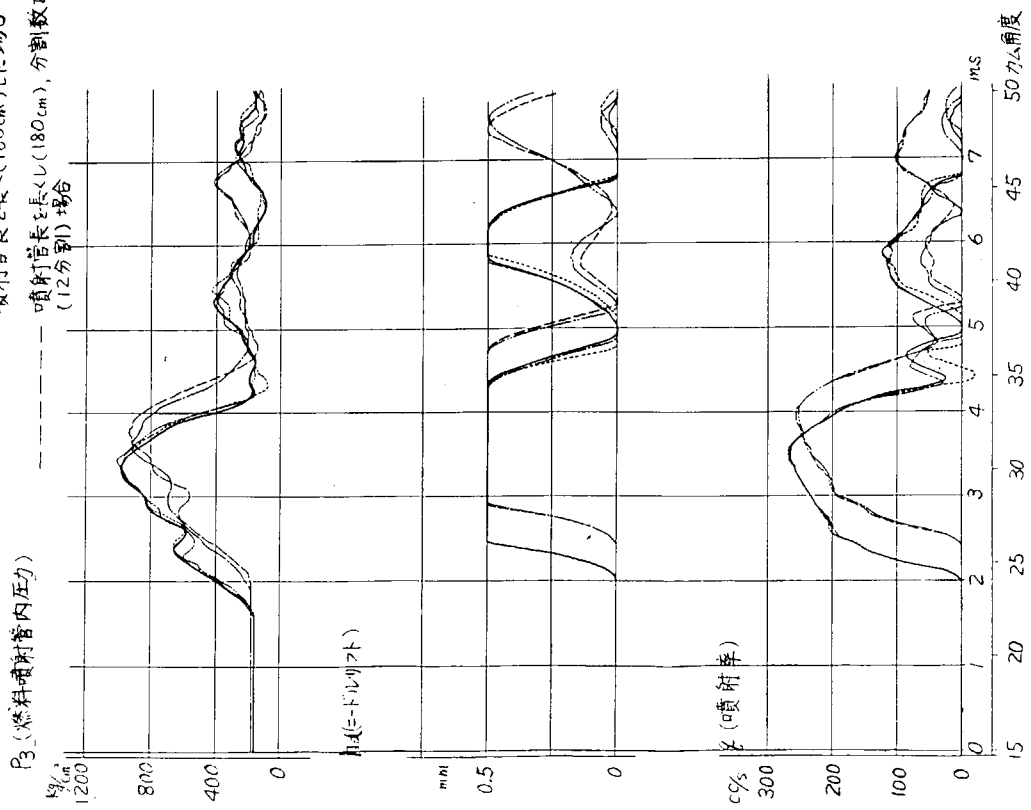


図 12 計算ステップ、噴射管分割数、噴射管長を変更した場合

- 基準 (音速 1450 m/s)
- 音速 1350 m/s
- 音速 1250 m/s

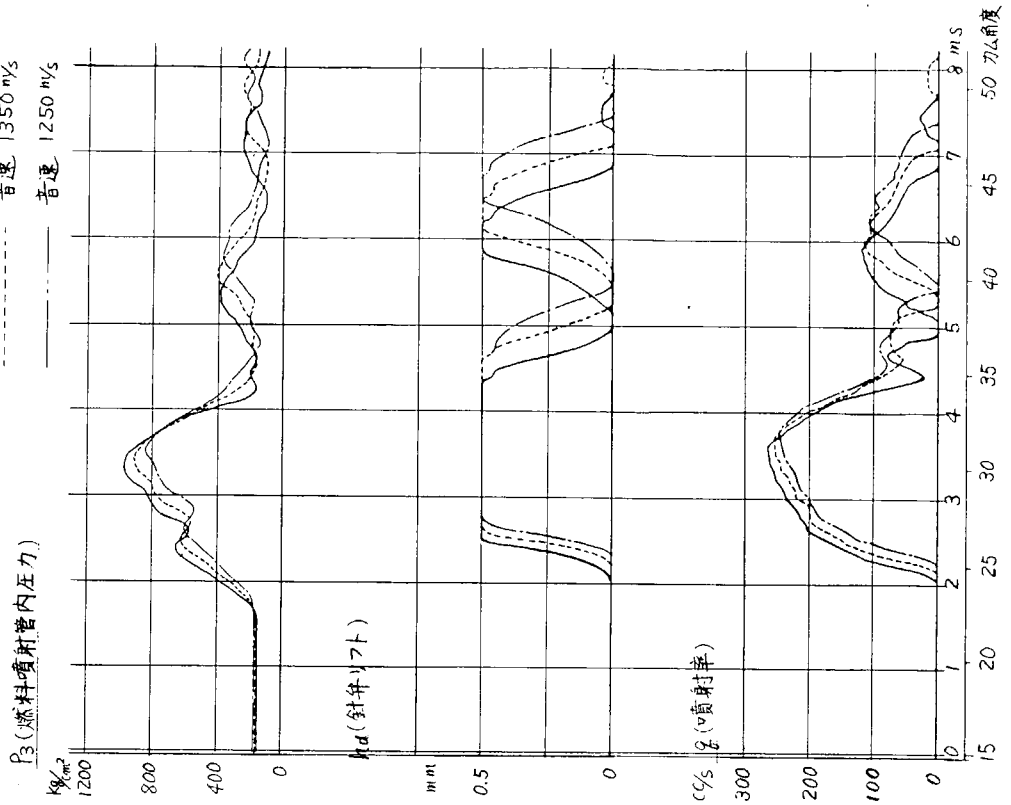


図 13 音速を変更した場合

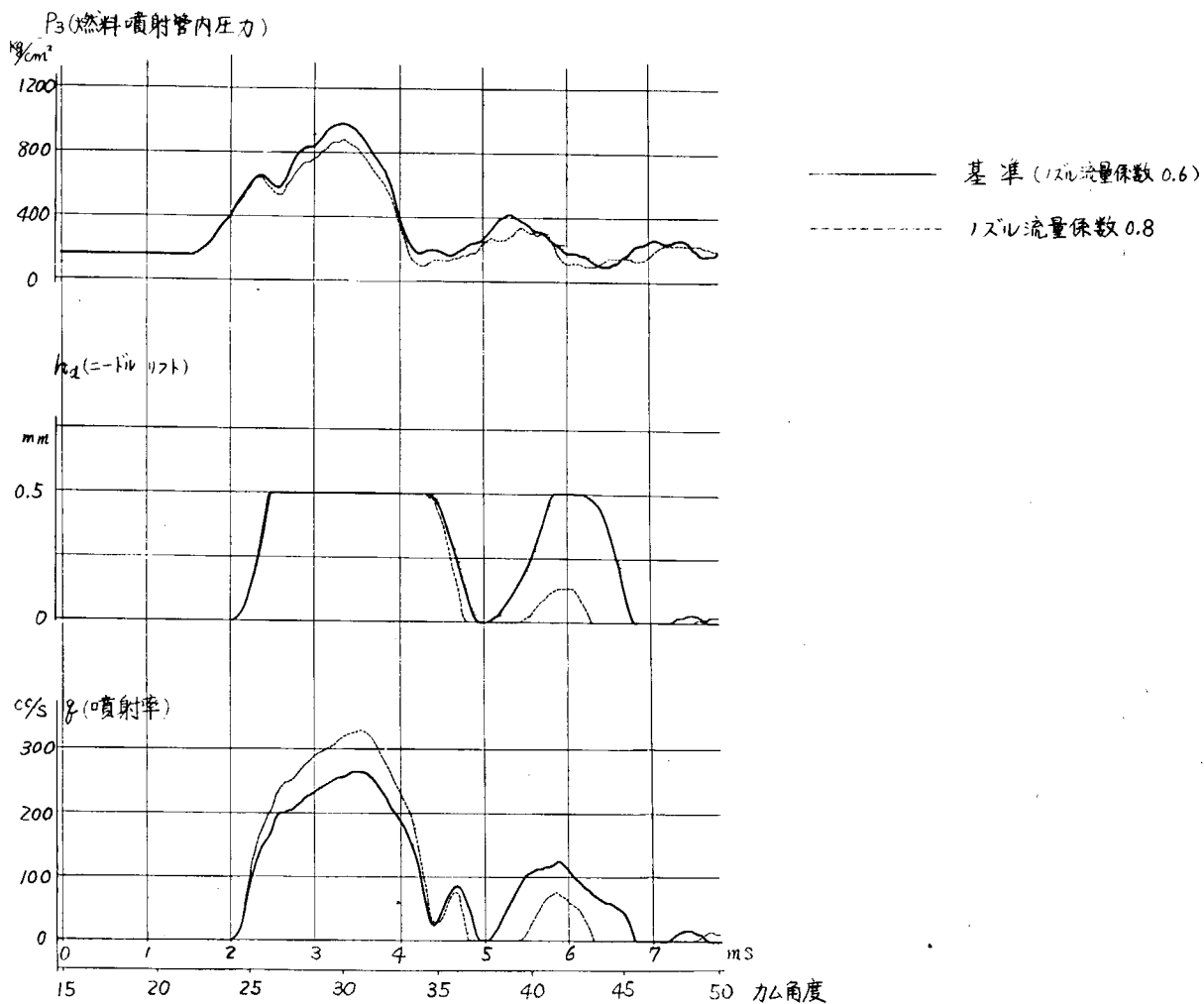


図 14 燃料弁の流量係数を変更した場合

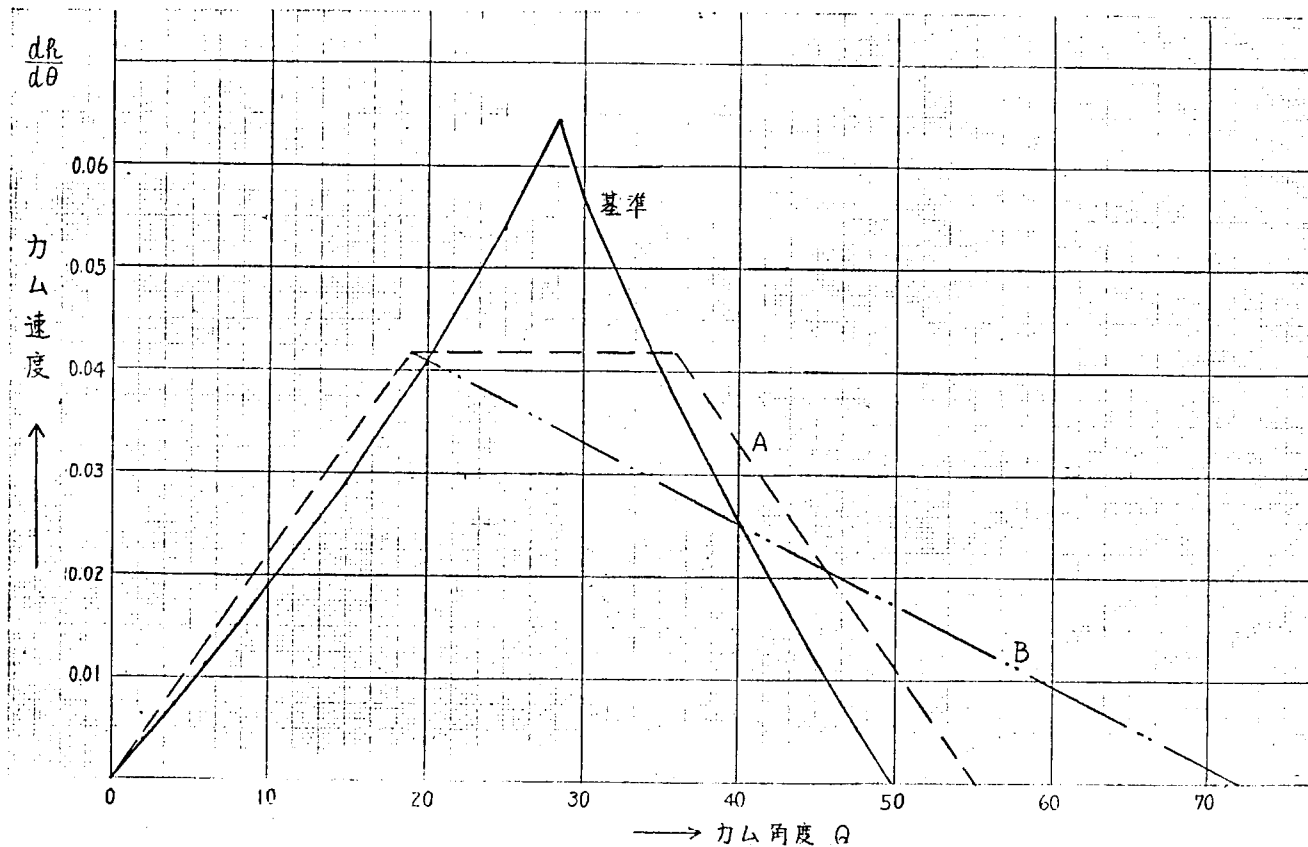


図 15 カムプロファイルの変更

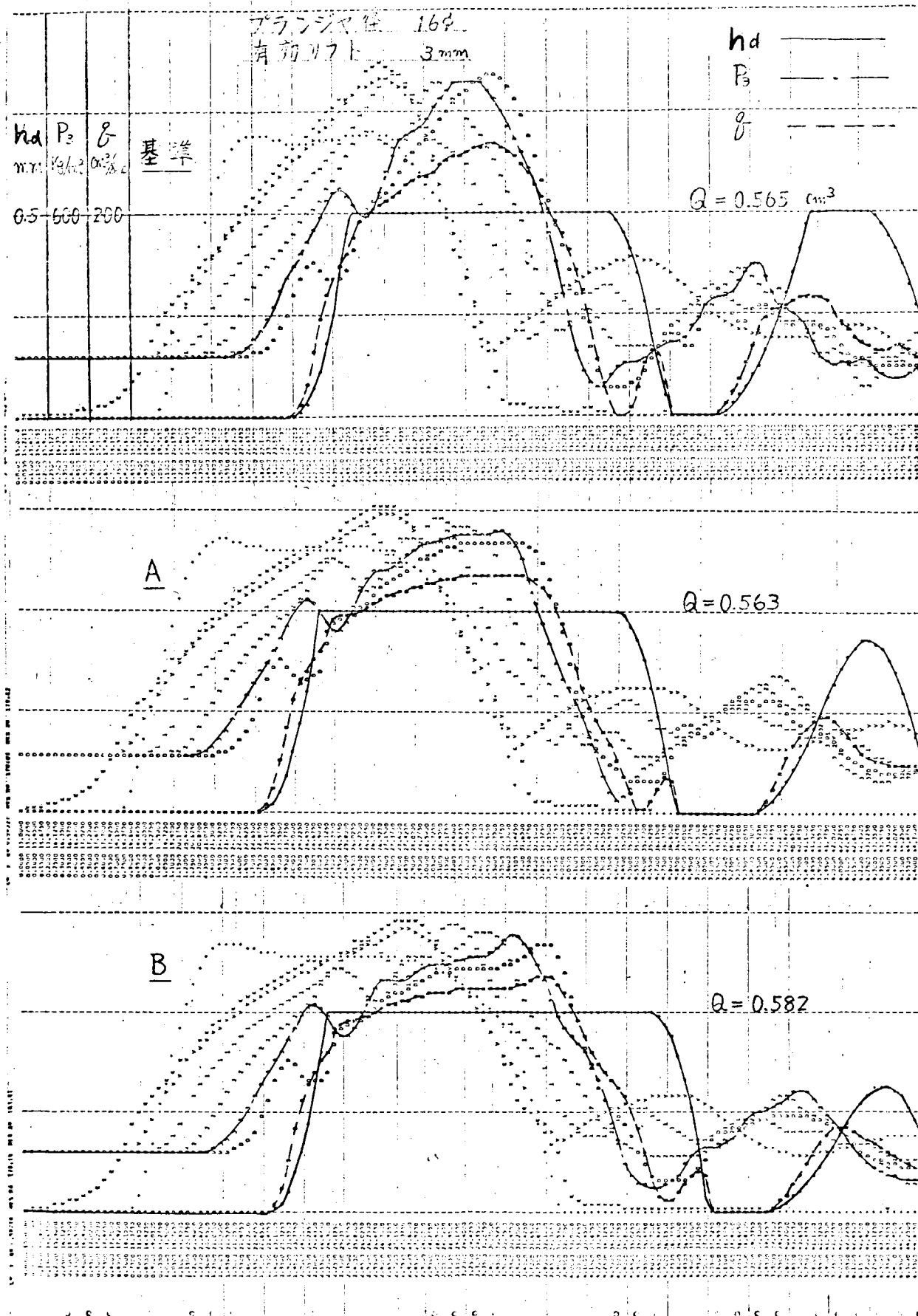


図16 カムプロファイルの変更(ブランクヤ径 16φ)

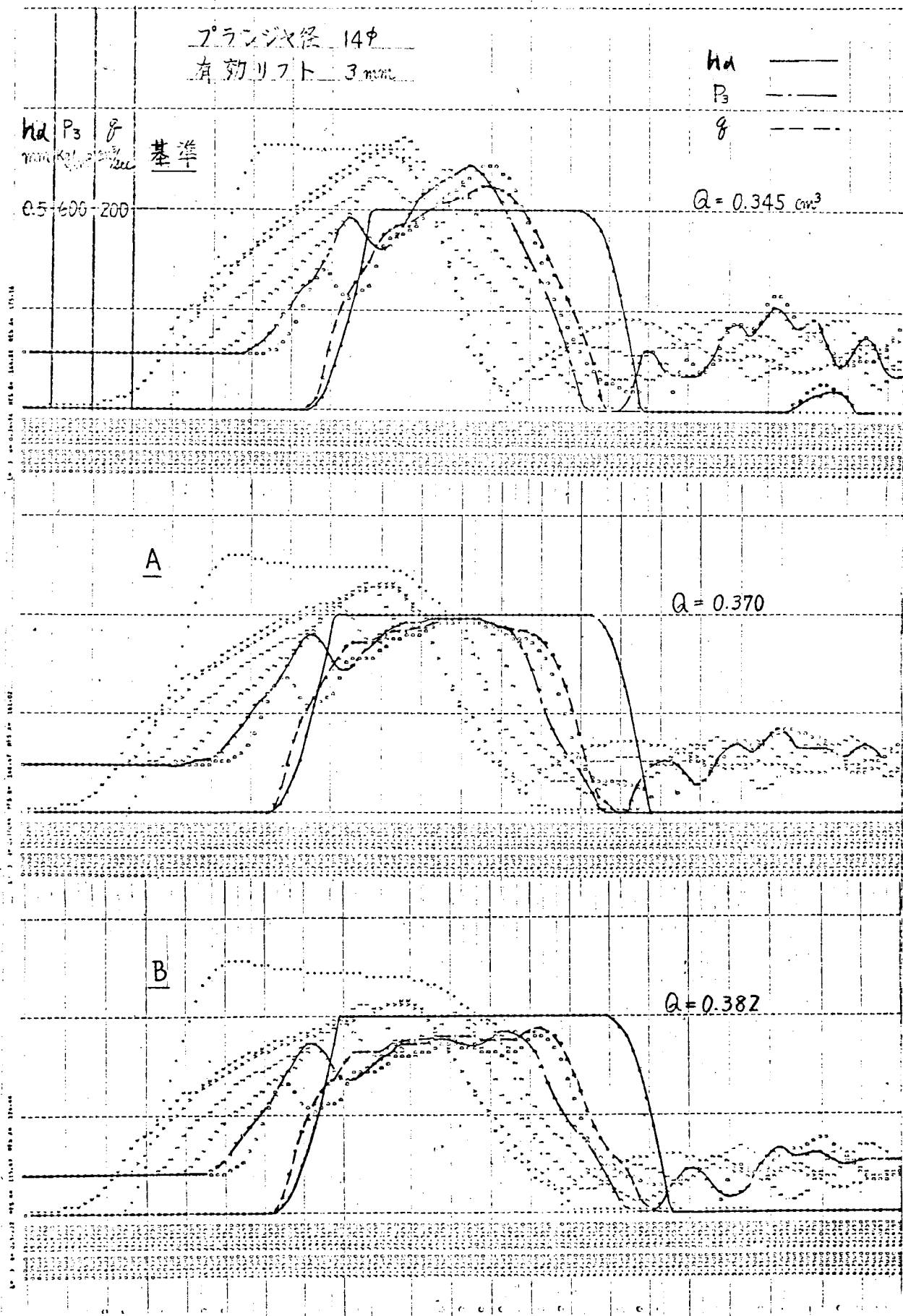


図17 カムプロファイルの変更(プランジヤ径 14φ)

噴射管の長さが長くなると、分割数による影響が現われる。現在よりも長くなった場合には分割数を多くしたほうがよい。

- 4) 音速の影響は、音速を減ずるにしたがつて、管内の最高圧力が下り、噴射期間が長くなる。(音速 $1,450 \text{ m/s}$ と $1,250 \text{ m/s}$ では、噴射管内圧力は 200 kg/cm^2 低下する。)
- 5) ノズルの流量係数を 0.6 より 0.8 にすると、2次噴射が少なくなる。噴射管内最高圧力も約 100 kg/cm^2 低下する。
- 6) カム速度を変更した場合、プランジヤ径の小さいときには基準カムではわずかに2次噴射が認められるが、カム速度の小さいときには2次噴射はなくなる。基準カムの場合はいずれも2次噴射を防止することはできない。しかし、カム速度が低下すると、2次噴射量は低下する。

5. 計算結果と実験結果との比較

5.1 実験装置および実験

燃料噴射系を三相超分巻電動機 ($150 \sim 3,000 \text{ rpm}$, $0.275 \sim 5 \text{ kW}$) により、単独運転して実験を行なった。図18に実験装置の外観を示し、図19に実験装置のブロック図を示す。図において噴射管に取り付けた熱電対は管の表面温

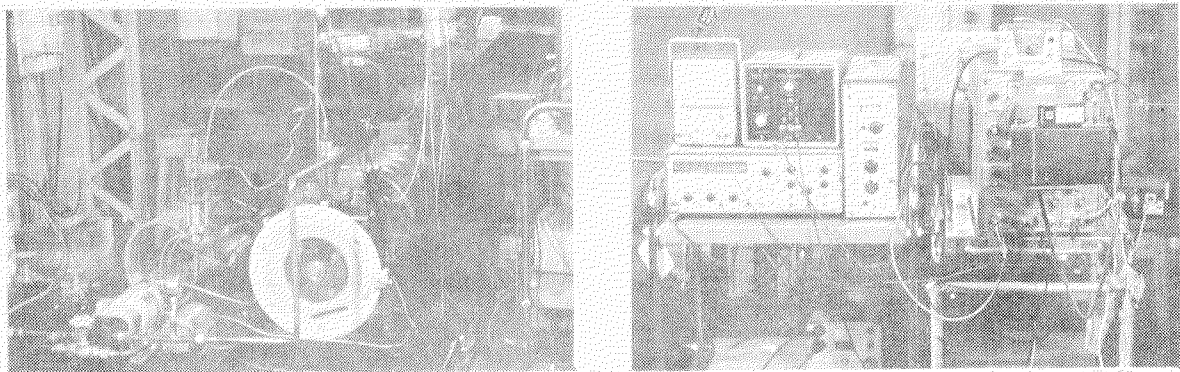


図18 実験装置の外観

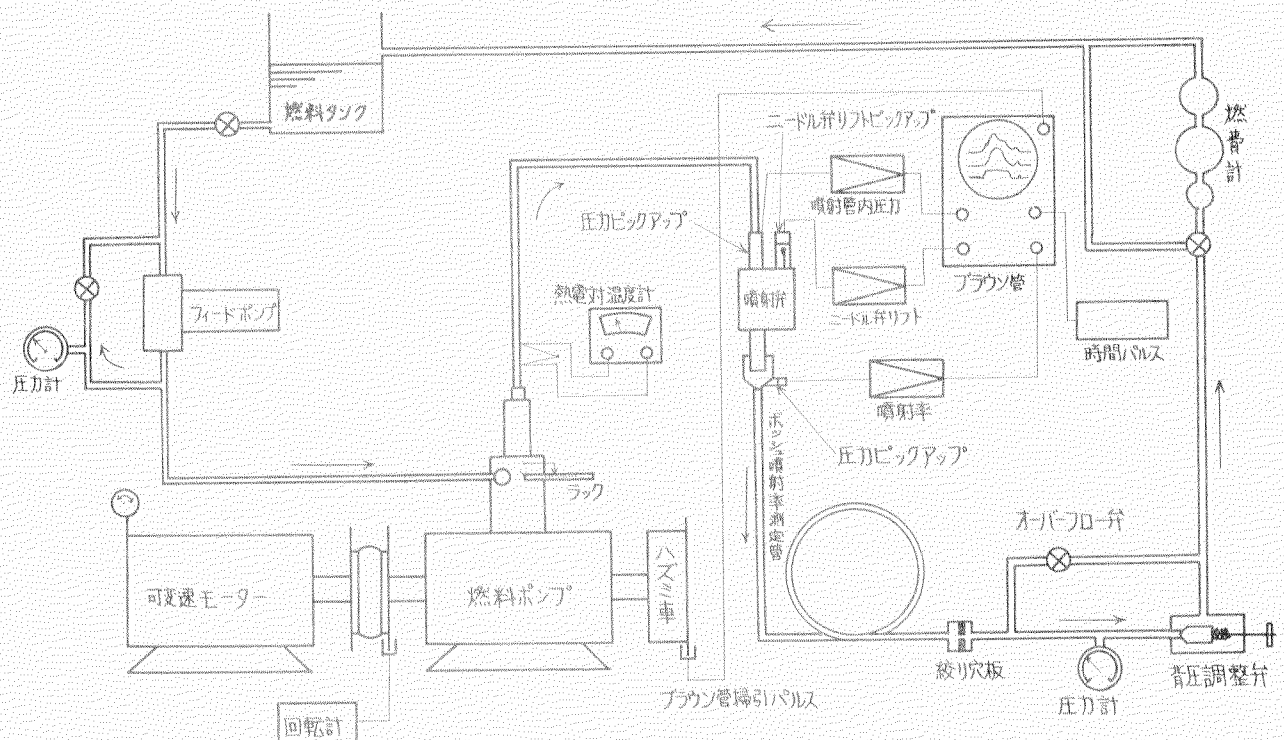


図19 燃料噴射系実験装置概略図

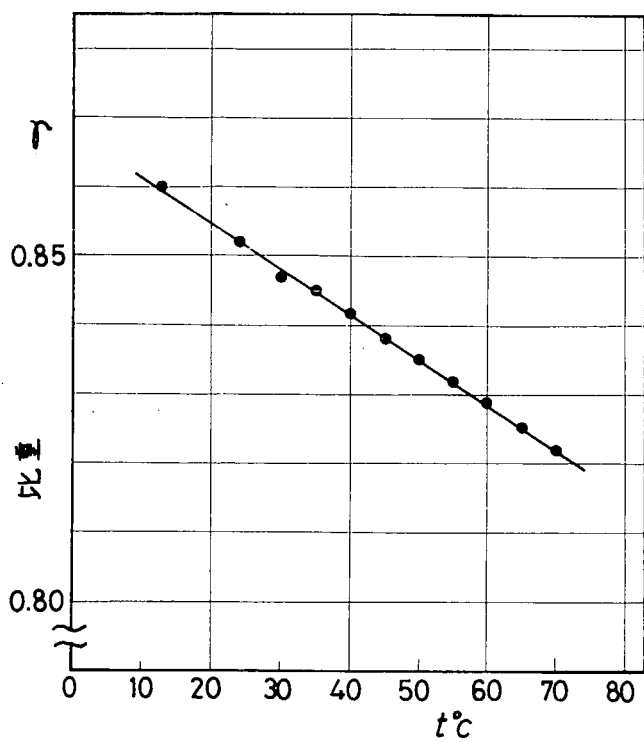


図20 A重油の比重

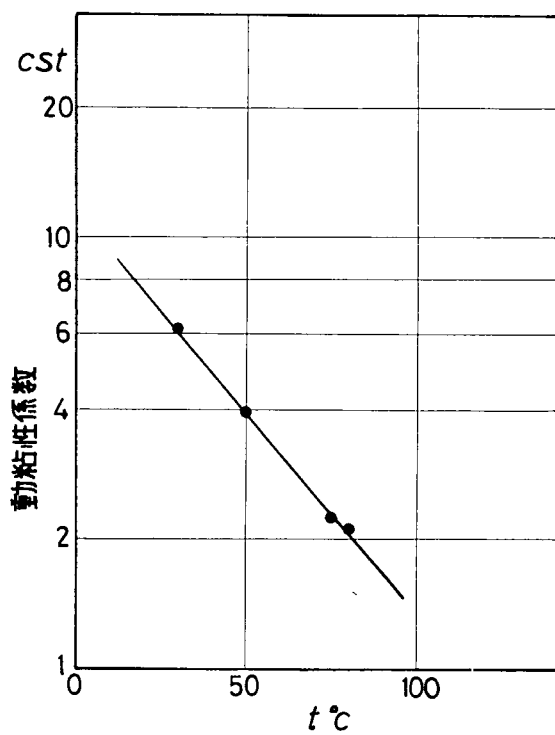


図21 A重油の動粘性係数

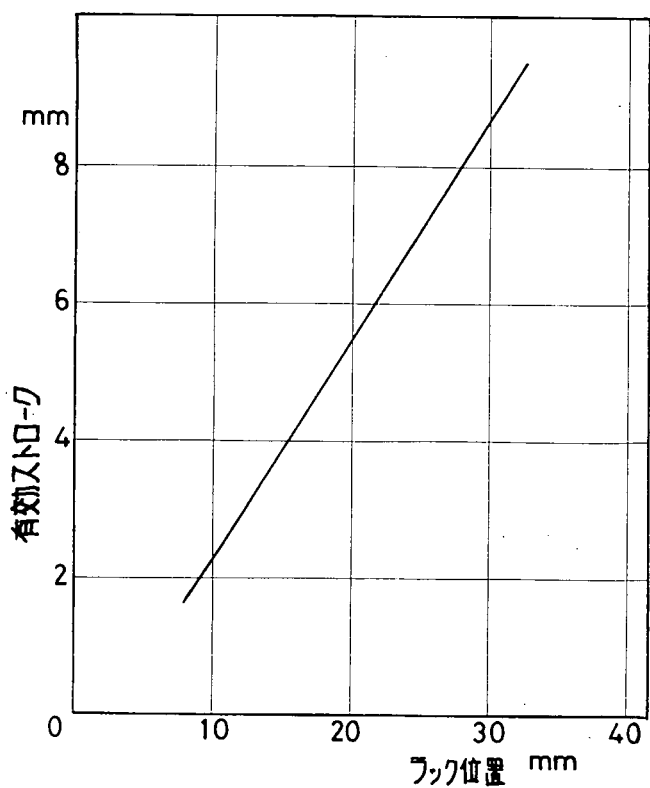


図22 ラックと有効ストローク

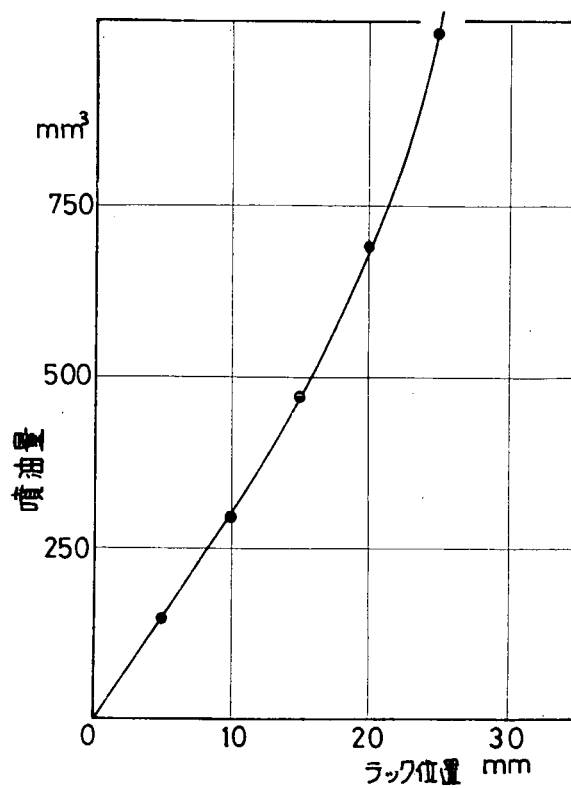


図23 ラックと噴油量 ($n=750\text{rpm}$)

度測定用であつて、これにより管内の油の平均温度が定常状態になつたかどうかをみる。これは、定常状態になつた後のポンプの出口油温が運転開始時の油温よりかなり高くなつてゐるからであり、たとえば、吐出弁室に熱電対を挿入して油温を測定したところ、 $n=750\text{ rpm}$ 、ラック位置 $=12\text{ mm}$ において、温度上昇は 60°C 前後となつて、管内の音速にかなりの影響を及ぼすからである。図20および21は使用した重油の比重および動粘性係数の温度による変化を示した。図22に噴射ポンプのラック位置とプランジヤの有効ストロークの関係を、図23に $n=750\text{ rpm}$ におけるラック位置と噴油量の関係を示す。図24はニードル弁リフトとノズル有効面積の関係を示したものである。ただし、有効面積としてニードル弁の開口面積とノズル孔面積との換算面積をとつており、 μ_d は換算面積に関する流量係数である。図における測定値は定常流れのもとにおいて、ノズル部前後の圧力差と流量とから実測して求めたものであり、計算のための1資料として必要なものである。

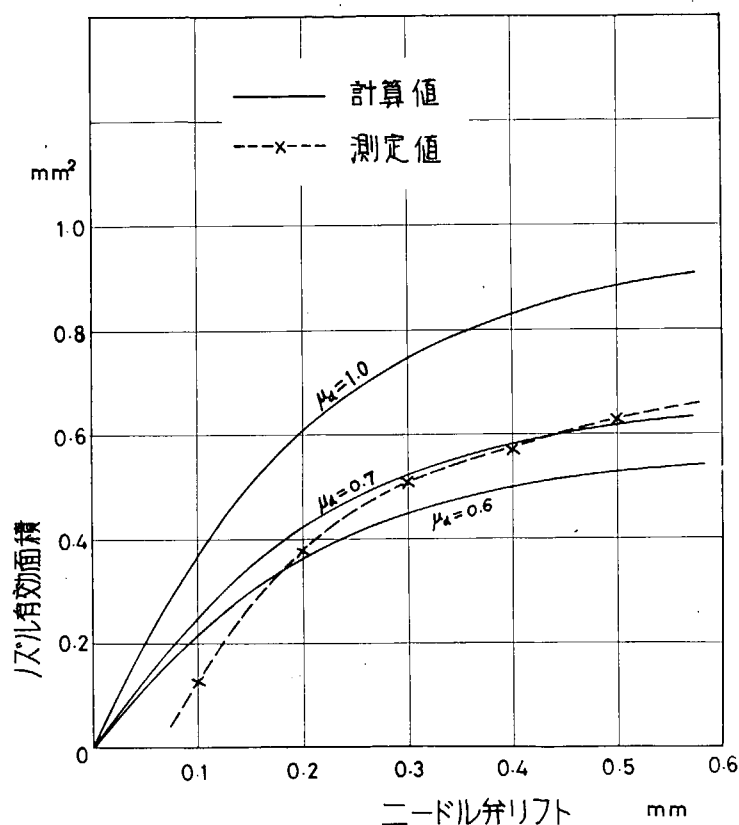


図24 ノズル有効面積とニードル弁リフト

計測は噴射管内圧力、燃料噴射率およびニードル弁リフトについて、つぎのようにして行なつた。

(1) 噴射管内圧力の測定

ストレインゲージ式の圧力変換器を噴射管とノズルホルダの間に取り付け測定した。

(2) ニードル弁リフトの測定

誘導式非接触振動ピックアップを利用してニードル弁リフトの検出を行なつた。

(3) 燃料噴射率の測定

噴射率の測定方法は各種考案されているが、比較的簡単で精度が良いといわれている W. Bosch の方法⁽¹³⁾を用いた。この噴射率測定装置を図25に示す。図において絞り穴板は反射波を減衰させるためのもので、本実験では絞り穴の径が 1.120ϕ のものを用いた。これによる減衰状況を図26に示す。

上記の燃料噴射管内圧力、ニードル弁リフトおよび噴射率は時間パルスとともに、2要素4現象シンクロスコープに同時に描かせ、写真撮影をした。この1例を図27に示す。

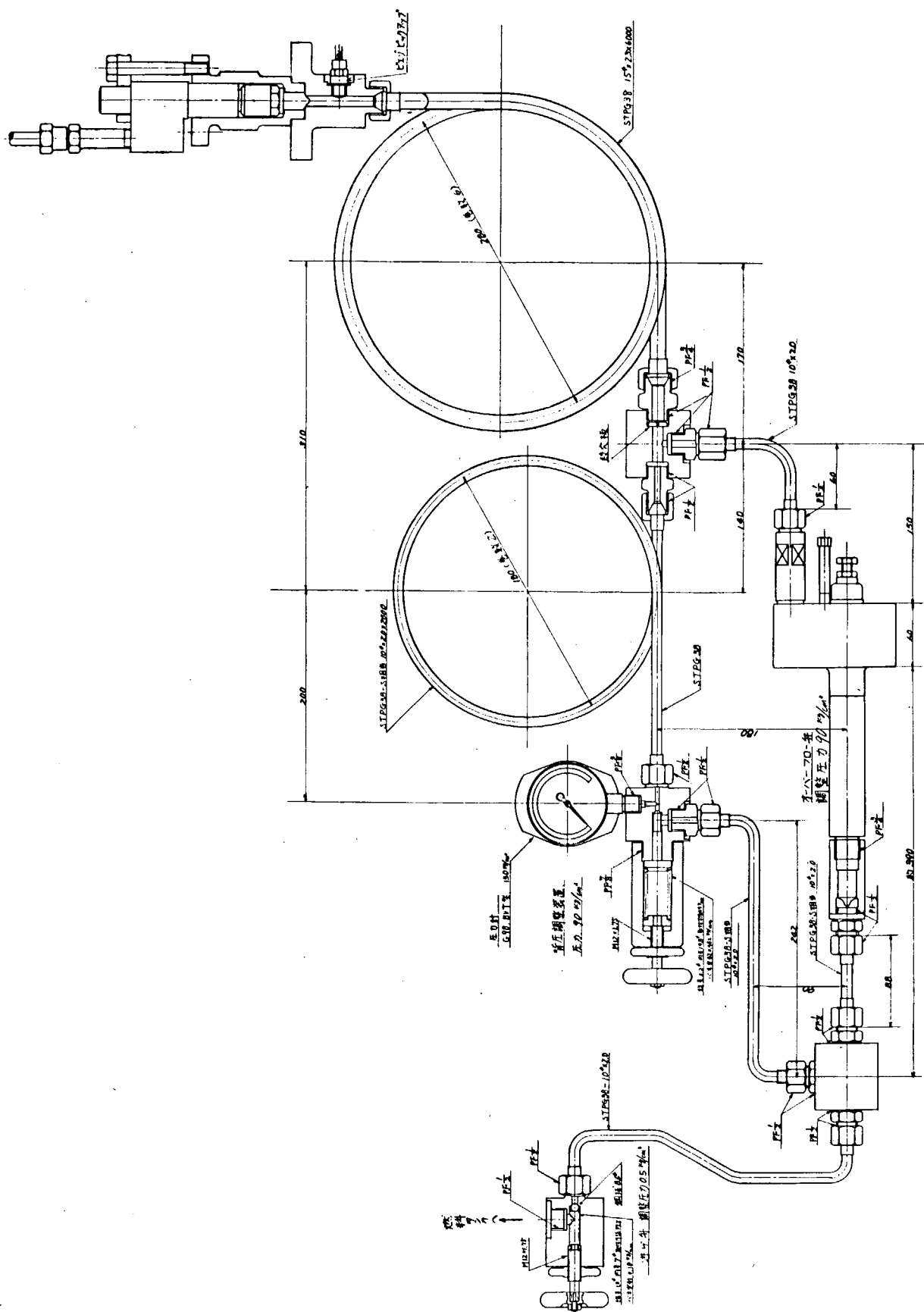


图 25 燃料喷射率计测装置

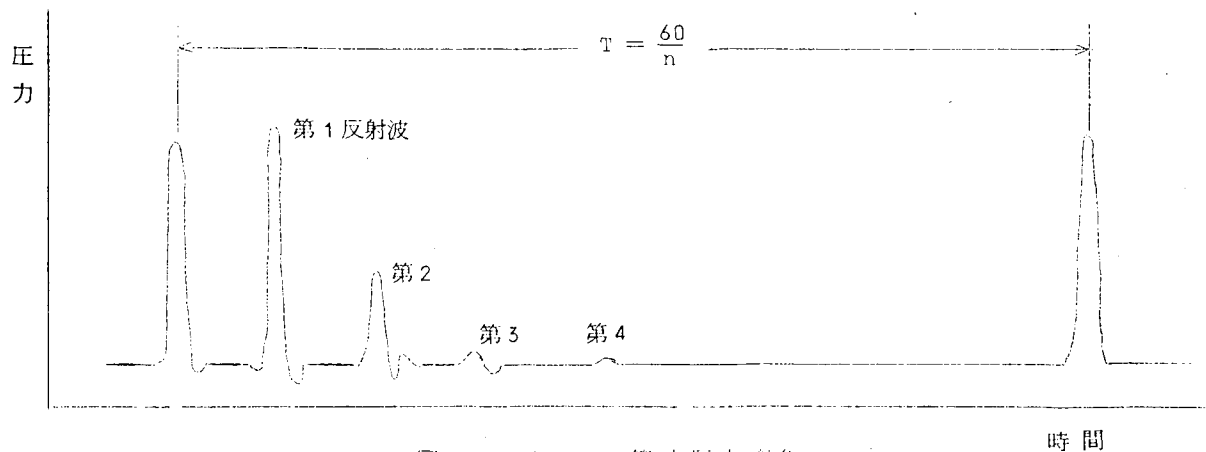


図 26 ポンプ管内圧力変化

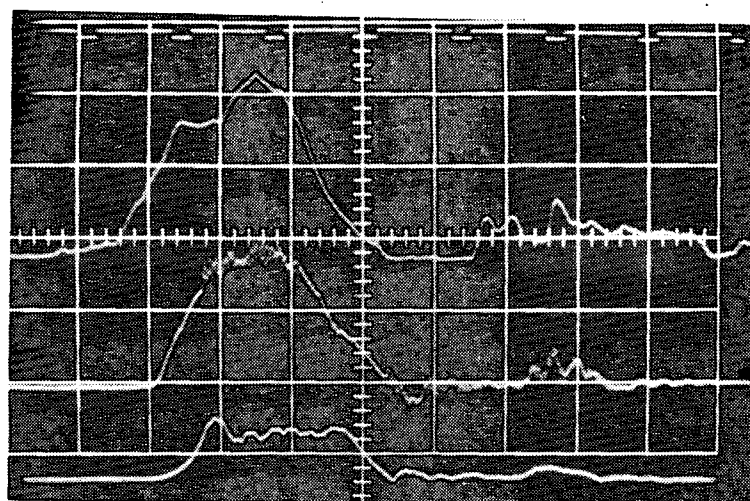


図 27 記録の1例

5.2 計算結果と実験結果との比較

計算結果と実験結果との比較は、ノズルホルダ入口管内圧力 p_3 、ニードル弁リフト h_d および燃料噴射率 q について行なった。図 28 (a)~(d) にこれらの比較を示す。図 28 (a) の実線で示す計算結果は、4.1 項で示した基準状態についてのものである。噴射期間中の圧力は実験のほうがかなり低くなっており、このため、ニードル弁の下がり始めの時期は早くなり、また噴射率も小さくなっている。2 次噴射は両者とも発生しているが、ニードル弁リフト、噴射率は実験のほうがかなり小さく、噴射量は計算で $Q = 0.606 \text{ cc/st}$ に対し実験では $Q = 0.370 \text{ cc/st}$ でその差は大きい。鎖線は表 4 に示した基準状態の諸数値のうち吐出弁の減衰係数 K_v を $0.1 \text{ Kg} \cdot \text{s/cm}$ 、ノズル流量係数 μ_d を 0.7 、音速 a を $1,400 \text{ m/s}$ に変えた場合の計算結果を示したものであつて、基準状態の計算結果に比べると実験結果に若干近づくが、その差は大きい。この場合のポンプ回転数は $n = 750 \text{ rpm}$ であつて、この運転条件では噴射が異常領域に入っていることが実験で認められた。このことが上述のように計算結果と実験結果との間に大きな差違の生じる原因であると考えられる。ポンプ回転数 500 rpm 以下では正常噴射領域に入ることが実験で確かめられたので、 $n = 500 \text{ rpm}$, 400 rpm , 300 rpm について比較したのが図 28 (b)~(d) である。これらの場合の計算は、図 28 (a) に示した改基準について行なったもので、計算結果と実験結果はいずれもかなりの一致を示す。

以上の比較から、本研究に用いた計算方法によつて、実際の噴射過程を定量的に十分解析できることがわかつた。

6. 結 言

ディーゼル機関の燃料噴射系を電子計算機によるシミュレーションによつて解析した結果、噴射過程や噴射特性に及ぼ

基準 (Q = 0.568 cc/st)
 750 rpm
 改基準 (Q = 0.402 cc/st)
 燃料ポンプの初期容量積 4.587 cm³
 吐出率減衰係数 0.1
 ノズル容量積 0.276 cm³
 ノズル減衰係数 0.7
 手進 14,000 cc/s
 (Q = 0.485 cc/st)
 実験値 (Q = 0.402 cc/st)

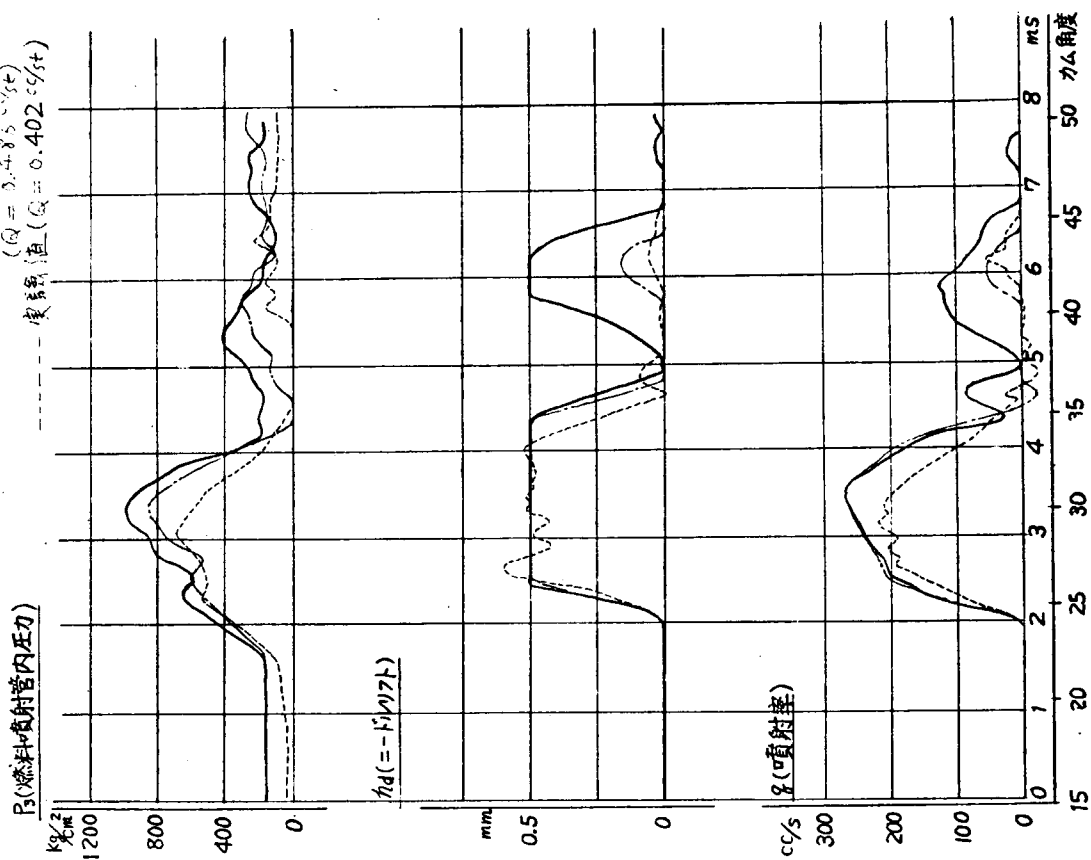


図 28 (a) 計算結果と実験結果との比較

計算値 (Q = 0.507 cc/st)
 実験値 (Q = 0.423 cc/st)
 n = 500 rpm

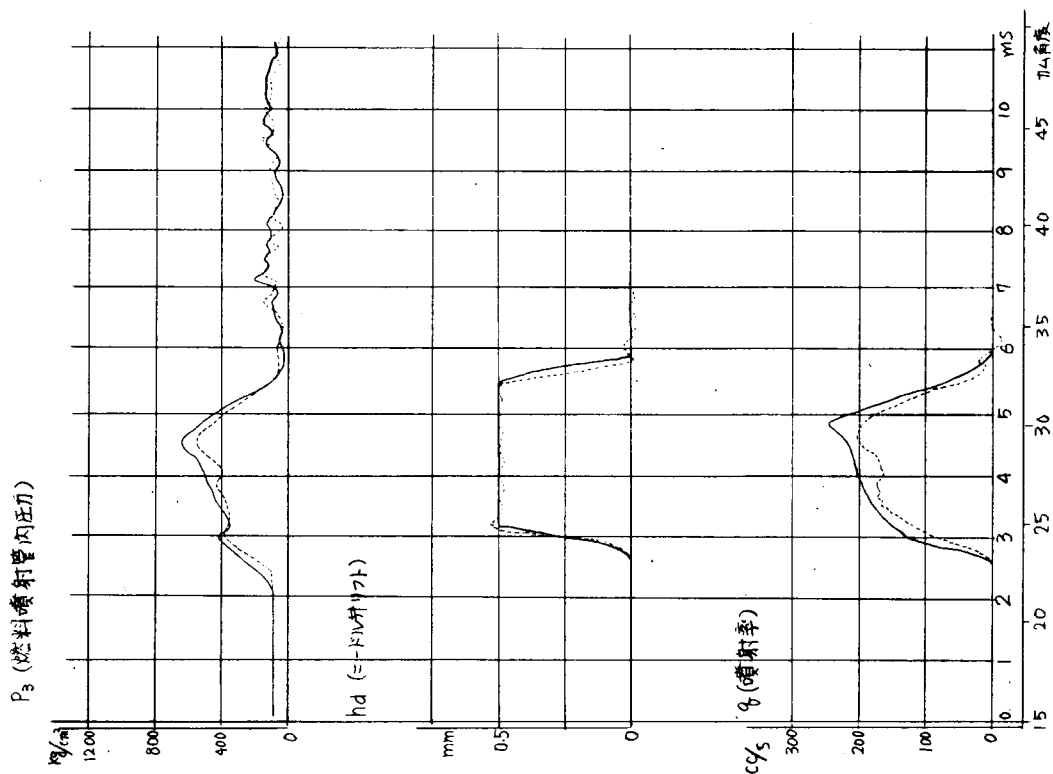


図 28 (b) 計算結果と実験結果との比較

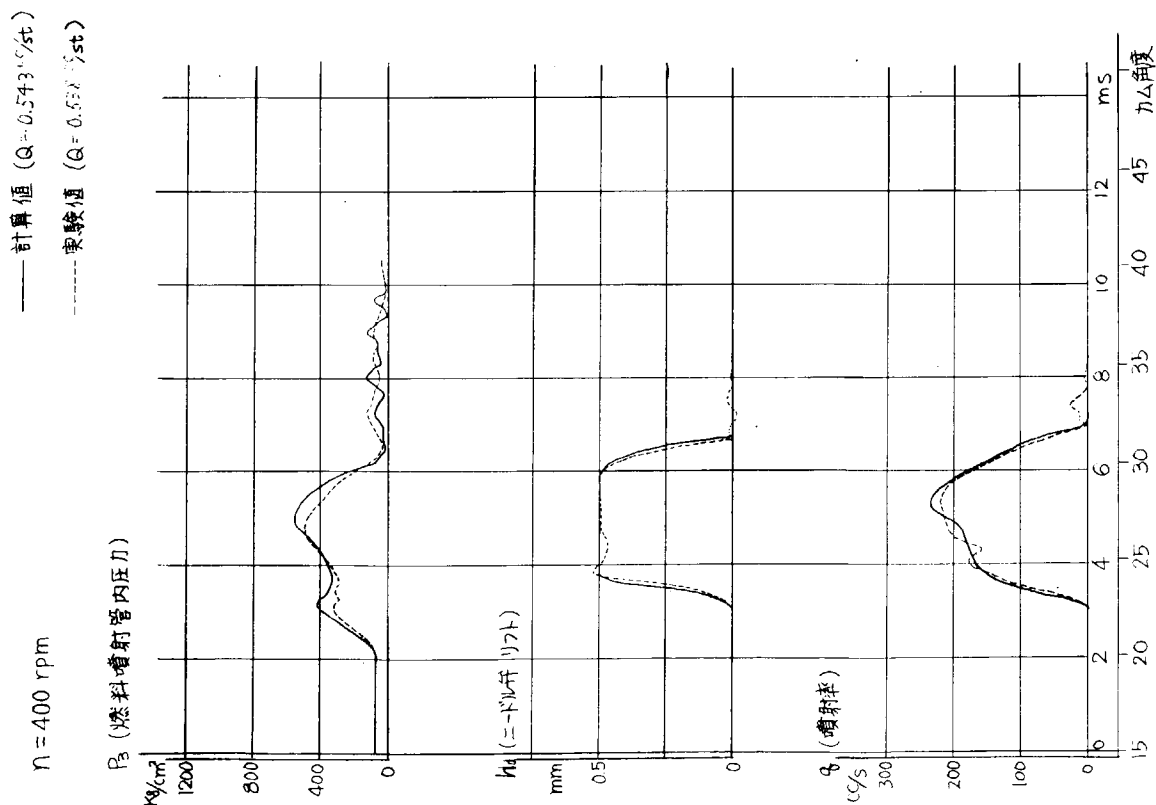


図 25 (c) 計算結果と実験結果との比較

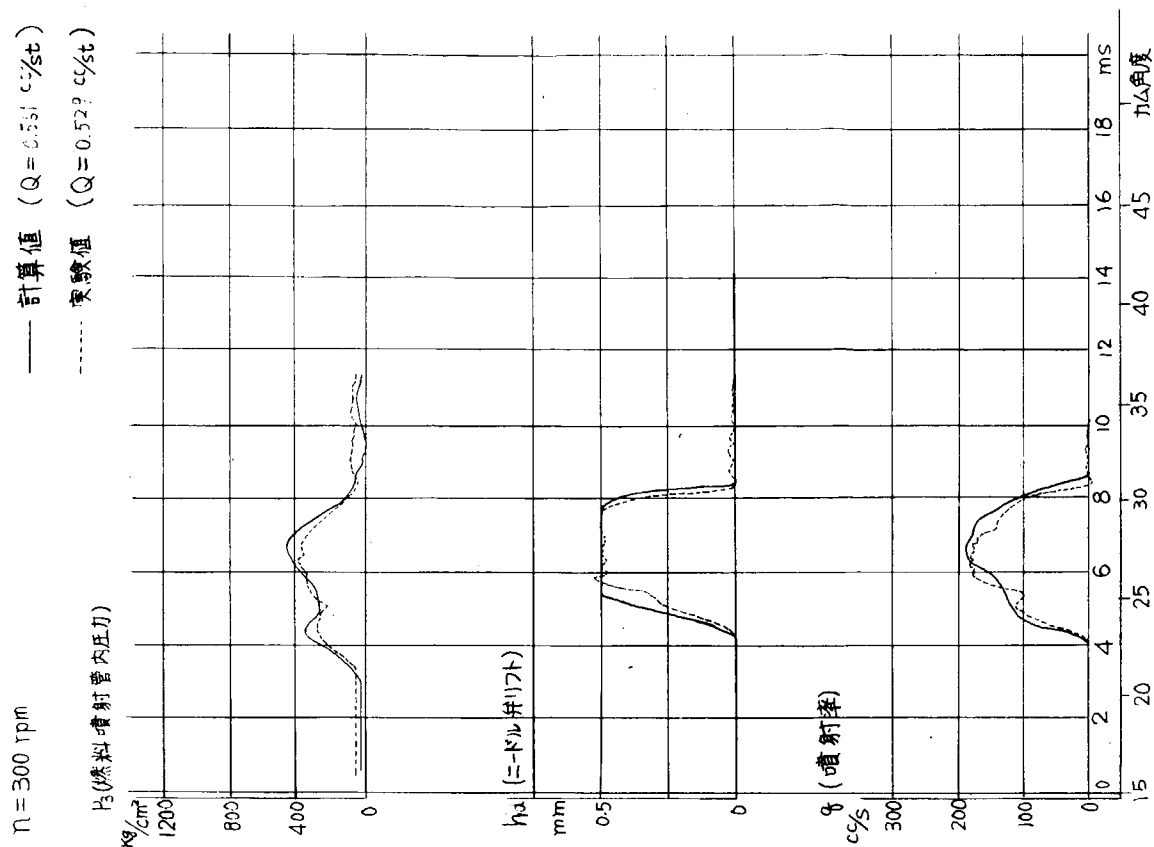


図 28 (d) 計算結果と実験結果との比較

す諸要素の影響を明らかにすることができた。また、計算結果を実験結果と比較したところ、この計算方法は噴射過程などを予測するのに十分役立つことが明らかになったので、今後、燃料噴射系の設計、性能改善および耐久性向上に大いに寄与するものと思考される。

参 考 文 献

- (1) 中西 ; 機械学会誌、33 卷 201 号、(昭 9-1)、21 頁。
- (2) K.J.DeJuhasz ; J. Franklin Inst., vol.223, (1937), p.463.
- (3) G.Sitkei ; Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren, (1964), s.7, Springer.
- (4) W.Vogel ; MTZ, Jg.24, Nr.1, (1963), s.7.
- (5) E.W.Huber u. W.Schaffiz ; MTZ, Jg.27, Nr.4, (1966), s.166.
- (6) K.Melchel ; MTZ, Jg.24, Nr.8, (1963), s.277.
- (7) P.I.G.Becchi ; Fiat Tech. Bull., vol.15, №2, (1962), p.33.
- (8) B.E.Knight ; Proc. Instn. Mech. Engrs. (A.D.), №1, (1960-61), p.25.
- (9) 広安、松成 ; 機械学会論文集、34 卷 260 号、(昭 43)、755 頁。
- (10) 山岡 ; 機械学会講演論文集、1008、№217、(昭 44-10)、177 頁。
- (11) A.Nottrodt ; VDI, Forsch. -h., 516, s.31.
- (12) 長尾、池上、堀家、松尾 ; 機械学会関西支部第 49 期総会講演論文集、(昭 44-3)、43 頁。
- (13) W.Bosch ; MTZ, Jg.25, Nr.7, (1964), s.268.