

## 第100研究部会

### 巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究

### 報 告 書

昭和42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41年度補助事業「巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究」として、日本造船研究協会第100研究部会においてとりまとめたものである。

## 第100研究部会委員名簿（敬称略 五十音順）

部会長	藤田秀雄	(三菱重工業)
幹事	泉修平	(三菱重工業)
	井ノ内一雄	(船舶技術研究所)
	今井次郎	(三菱重工業)
	入江正彦	(三井造船)
	太田文二	(日本海事協会)
	久津間裕良	(運輸省船舶局)
	小泉磐夫	(東京大学)
	佐伯庄吾	(三井造船)
	西木戸実	(三井造船)
	星野次郎	(日本海事協会)
	藤田宏美	(三菱重工業)
委員	安藤静男	(山下新日本汽船)
	井上正義	(神戸製鋼所)
	河津威信	(浦賀重工業)
	小杉照治	(ジャパンライン)
	島内一郎	(川崎重工業)
	白石邦和	(日本钢管)
	立野保次郎	(石川島播磨重工業)
	田中兵衛	(昭和海运)
	研谷晨	(吳造船所)
	富田治	(佐世保重工業)
	中林次平	(日立造船)
	野村純一	(日本製鋼所)
	浜口勝	(太平洋海运)
	原野二郎	(三井造船)
	松崎義一	(日本郵船)
	山本正之	(大阪商船三井船舶)

討議參加者（敬称略 五十音順）

赤星政光	(三菱重工業)	高橋貞信	(三井造船)
雨谷淳	(日本钢管)	田丸成雄	( " )
池田和夫	(日本郵船)	竹沢節雄	(船舶技術研究所)
石井泰之助	(三井造船)	谷藤弥寿生	(神戸製鋼)
井関義弘	( " )	辻本信行	( " )
岩城嵩	( " )	土井丈士	(三井造船)
内山高昭	(運輸省船舶局)	鳥海千尋	(ジャパンライン)
大町進	(佐世保重工業)	橋本義敏	(三井造船)
大越智秀	(三井造船)	馬場正美	(三菱重工業)
小野豊明	(三菱重工業)	林泰道	( " )
表原功	( " )	疋田美矩	(三井造船)
河野恵裕	( " )	堀上忠志	( " )
岸本宏次	(三井造船)	淵上正巳	( " )
木下勝	(三菱重工業)	松永恒規	(佐世保重工業)
串山正	( " )	松村昇	(三菱重工業)
倉橋完充	( " )	三原資巨	( " )
佐藤直樹	(運輸省船舶局)	山内英和	( " )
佐伯謙	(三井造船)	山口澄夫	(三井造船)
塩田潔	(三菱重工業)	山路馨	(吳造船所)
清水滉	(川崎重工業)	山本成	(三菱重工業)
末永総一郎	(三菱重工業)	渡辺淨	(日本製鋼)
高垣勇	(三菱重工業)		

# 目 次

第1章 まえがき	1
第2章 作業経過	2
第3章 機関と過給機のマッチングに関する研究、機関本体構造に関する研究、燃室壁受熱部分に関する研究、および調査	4
3.1 研究の基本条件	4
3.2 機関と過給機のマッチングに関する研究	5
3.2.1 掃排気系統および筒内サイクルの計画	5
3.2.2 過給機の基礎調査	12
3.2.3 過給機の計画	23
3.3 機関本体構造に関する研究	26
3.3.1 設計	26
3.3.2 模型試験	33
3.4 燃焼室壁受熱部分に関する研究	83
3.4.1 設計	83
3.4.2 実体試作試験	95
3.4.3 冷却型排気弁座試験	130
3.5 調査	135
3.5.1 指圧線図および作用力	135
3.5.2 各部計画計算	139
3.5.3 振動的検討	146
3.5.4 熱平衡および補機容量	148
添付図 9 UEC 105/200型機関外形図 (N31-05P-0016)	151
UEC 105/200型機関全体装置 (N31-05P-0013)	152
9 UEC 105/200型機関クラランク軸組立 (N31-05P-5004)	153
第4章 ピストンクラウン熱応力に関する研究	154
4.1 実機計測	154
4.1.1 まえがき	154
4.1.2 実験方法	154
(1) ピストンクラウンの温度分布計測	154
(2) ピストンクラウンのひずみ計測	167
(3) その他の計測	171
(4) 機関運転条件	172
(5) 計測項目	173
4.1.3 実験結果	176
(1) 予備実験結果	176
(2) 実機計測結果	197

4.1.4 まとめ	214
4.2 実物模型試験	221
4.2.1 まえがき	221
4.2.2 実験方法	221
(1) テスト・リグ設計上の問題点	221
(2) テスト・リグの設計条件	221
(3) テスト・リグのフローシートおよび各部の構造	227
(4) 計測方法	235
4.2.3 実験結果	239
(1) テスト・リグの性能試験結果	239
(2) 中形ピストンクラウンの温度分布	241
(3) 大形ピストンクラウンの温度分布および熱ひずみ	245
4.2.4 まとめ	257
4.3 光弾性実験	258
4.3.1 まえがき	258
4.3.2 実験方法	258
(1) ガス圧に対する強度実験方法	258
(2) 热応力に対する強度実験方法	260
4.3.3 実験結果	265
(1) 供試ピストンクラウンの種類	265
(2) ガス圧に対する強度特性	267
(3) 热応力に対する強度特性	269
(4) ガス圧応力と热応力の重畠効果	273
(5) 重畠応力の過渡的特性	277
(6) まとめ	279
4.3.4 3次元熱光弾性実験	280
(1) 実験方法の検討	280
(2) 実験条件	283
(3) 実験結果	286
(4) まとめ	286
4.4 総括	286
第5章 研究結果のとりまとめ	288
5.1 研究成果の要約	288
5.2 今後の問題点	288
第6章 あとがき	290

## 第 1 章 ま え が き

近年、船舶巨大化の傾向はますます急速であり、特にタンカーにおいては、すでに 20,000 DWT を越える船が就航し、30,000 DWT に達する巨大タンカーが建造されようとしている。そしてここ当分の間は運航採算面から、より大きく、より速くの要求は強くなるものと予想される。

これらの巨大船用推進主機関の出力としては 30,000 馬力以上が必要と思われるが、現在のディーゼル機関では、たかだか 28,000 馬力程度が限度であり、今後の出力増大、信頼性向上が強く望まれている。

その目標出力は大略 35,000 馬力前後と推定されるが、船舶建造動向、速度条件等によつては 40,000 馬力、あるいは 50,000 馬力以上の出力が必要となることも十分予想される。

このような出力増大の要請に対して、舶用大形機関の外国大手メーカーは、各社とも積極的な動きを見せており、昭和 40 年度初頭より超大形ディーゼル機関の開発に着手している模様である。

すなわち、SULZER 社がすでに RND 105 型の開発方針を公表しているのを始め、B & W 社が 98 型、MAN 社が 105 型、FIA T 社が 106 型等、各社ともシリンダ径 100 cm 前後の超大口径機関に対する開発意欲は旺盛である。

一方、日本国内においては現時点において、このような超大口径機関の製作技術についての十分な基礎研究はなされていない状態である。

本研究は、このような背景において、従来蓄積されてきた国内技術をさらに発展させ、高能率で経済性かつ生産性に富む巨大船用ディーゼル機関のあり方を検討し、わが国造船企業構造の高度化と国際競争力の一層の強化を図るために、日本船舶振興会の補助金を受けて、日本造船研究協会の委託により、共同の場で行なわれた基礎研究の一部である。

## 第2章 作業経過

本研究は41年7月から着手し、42年3月の報告書提出をもつて終了する。本基礎研究の日程は下記第2-1表に示すとおり進捗した。

第2-1表 巨大船用ディーゼル機関に関する基礎研究進捗表

年月 項目	41年						42年		
	7	8	9	10	11	12	1	2	3
機関と給油機のマッチングに関する研究	←	調査研究実施	→	報告とりまとめ					
機関本体構造に関する研究	←	調査研究実施	→	報告とりまとめ					
燃焼室壁受熱部分に関する研究	←	調査研究実施	→	報告とりまとめ					
ピストンクラウン熱応力に関する研究	←	調査研究実施	→	報告とりまとめ					
調査	←	調査研究実施	→	報告とりまとめ					

なお本事業を円滑に進行させるために、作業開始以来、委員会、幹事会および打合せ会が適宜開催され、そのつど研究内容、研究進捗状況、問題点等慎重に審議されてきた。

次にその開催日時、場所を示す。

### 第1回委員会

日 時 昭和41年7月18日(月) 13.30 ~ 16.00

場 所 日本造船工業会第1会議室

### 第1回幹事会

日 時 昭和41年11月8日(火) 13.30 ~ 16.30

場 所 日本造船研究協会会議室

### 第2回委員会

日 時 昭和41年11月28日(月) 13.30 ~ 17.30

場 所 日本船舶俱楽部第2会議室

### 第2回幹事会

(第1日)

日 時 昭和41年12月17日(土) 10.00 ~ 17.00

場 所 三井造船㈱玉野造船所

(第2日)

日 時 昭和41年12月19日(月) 10.00 ~ 17.00

場 所 三菱重工業㈱長崎造船所記念会館

第3回幹事会

日 時 昭和41年12月24日(土) 13:30 ~ 17:00

場 所 日本造船研究協会会議室

第4回幹事会

日 時 昭和42年2月20日(月) 13:30 ~ 17:00

場 所 日本船舶俱楽部第3会議室

第3回委員会

日 時 昭和42年3月11日(土) 10:00 ~ 16:00

場 所 日本船舶俱楽部第1会議室

### 第3章 機関と過給機のマッチングに関する研究、機関本体構造に関する研究、燃焼室壁受熱部分に関する研究、および調査

#### 3.1 研究の基本条件

技術的諸検討を行なうためには、主機の主要目（口径、行程、出力、回転数等）を決める必要があるが、今回の調査研究においては、一応第3-1-1表に示す主要目のUEC105/200型機関を想定した。

第3-1-1表 UEC105/200型機関主要目表

			A案	B案	C案
シリンドラ径		mm	1,050		
行程		mm	2,000		
最大出力	1 cyl	PSe	3,900	4,300	4,700
	6 cyl	"	23,400	25,800	28,200
	9 cyl	"	35,100	38,700	42,300
	12 cyl	"	46,800	51,600	56,400
回転数		rpm	100		
平均有効圧力		kg/cm²	10.11	11.15	12.20
平均ピストン速度		m/s	6.67		
出力率			67.5	74.5	81.4
最高圧力		kg/cm²	~80	~85	~95

(注) 出力率 = 平均有効圧力 × 平均ピストン速度 (単位: kg/cm² · m/s)

前記3案の内A案は平均有効圧力(Pme)が約10(kg/cm²)であり、この程度の出力は現在では一般的な値である。B案C案はそれぞれA案に対してPmeを10%、20%増加した案である。機関回転数については、詳細に検討されるべきものであるが、一般論としてはプロペラ推進効率の面から低いほどよい。一例として200,000 DWTのある船型に対しては、回転数に対する推進効率の変化は下記のようになる。

回転数	rpm	98	100	102	104	備考
推進効率	%	65.4 (100.5)	65.0 (100)	64.5 (99.2)	64.1 (98.5)	ただし、定格出力一定の場合

このような推進効率の変化と平均ピストン速度の点から、今回は主機回転数をA、B、Cの3案とも100 rpmとした。本研究の計画書においては前記第2表A案が打出されていたが、本報告における実際検討においては前向きのC案で検討を進めた。

また、シリンダ数については、9シリンダ機関を検討の対象とした。もちろんシリンダ数が変われば、振動上あるいは性能上さらに詳細な検討を必要とするが、本研究の性格上、基本形態である9シリンダ機関に限定した。

実用機関の主要目決定に際しては、船舶の建造動向を明確にするとともに、その船種、船型、航路、船価、運賃レート、償却額等を十分考慮した上で、D/W、船速、主機出力の関係から決められるべきものである。

上記観点から第2表の主要目についても再検討されるべきである。

### 3.2 機関と過給機のマッチングに関する研究

#### 3.2.1 掃排気系統および筒内サイクルの計画

##### (1) 掃排気系統

過給機の特性を有効に發揮させるためには、機関側の掃排気系統がその過給機によく適合したものであることが必要であり、ひいては筒内サイクルにも重大な影響を及ぼす。その意味で、まず初めに掃排気系統に関し大略その設計方針を述べる。

直線翼の送風機扇車を採用した過給機では、その送風機特性上送風機出口圧力の変動（すなわち掃気室内の圧力変動）が大きい場合には、サーチングを避けるため効率の比較的低いところで作動するような送風機の設計にせざるを得ないので、掃気室は掃気の脈動が極力小さくなるような設計にしなければならない。

掃気孔の高さはピストン行程の約1割が適当であり、幅は強度上許される限り大きく取ることが必要である。

掃気孔からライナ中心部に向う空気の流れの方向は掃気効率に影響するので、掃気孔は水平方向に適當な角度を持たせる必要があるが、迎角度を与えることは必ずしも必要ではない。

排気弁も掃気孔と同様ガスの流れに対し抵抗の少ない形状で大きく取り、高圧排気を有効に排気管に伝えることが必要である。排気管径はある程度太く、長さは短い方が好ましい。排気管の形状しだいで排気エネルギーにかなりの差が出ることがあるので、排気の流れに留意して形状を決めねばならない。

##### (2) 筒内サイクル

筒内サイクル計算の目的は大別して二つに分けられる。第1はシリンダ内の状態変化（P-V線図）を計算することにより、動弁系および燃焼室壁を含む強度関係の諸設計に必要な数値を与えること。第2はP-V線図それ自身について、すなわち、P-V線図を構成するパラメータがサイクル効率、筒内ガス温度等に及ぼす影響の程度を明らかにし、所期の性能を得ることである。

本項では後者の目的に沿つて、パラメータを変化させたサイクル計算を実施したので、その数例につき図示する。

###### (a) サイクル計算法

できるだけ実機に近いP-V線図を計算するために、次の仮定を設けた。

筒内に充てんされる空気量を計算するために、掃気効率を考える。その数式は単独試験により得られた給気率と掃気効率の関係式を使用する。

燃焼期間中に燃料からガスに与えられる熱量の形はWiebeが与えた式による。

シリンダ内から外部に放出される熱損失を考慮し、それは燃焼期間中に生じるものとする。

圧縮行程、膨張行程はそれぞれ断熱圧縮、断熱膨張とする。

以上の仮定を使用し、クランク角1度ごとにピストン変位を考え、筒内ガス状態量を計算し、1サイクルの計算を終了させる。

###### (b) 計算に必要な諸パラメータ

機関諸元（シリンダ直径、ピストン直径、圧縮比、機関回転数、正味平均有効圧力、掃気孔および排気弁タイミング）、掃気状態量（圧力、温度）、流通空気量

###### (c) 計算結果

記号の説明	単位
P <sub>me</sub> : 正味平均有効圧力	(kg/cm <sup>2</sup> )
b <sub>e</sub> : 正味燃料消費率	(g / ps / hr)
ε : 圧縮比	
P <sub>max</sub> : 筒内最高燃焼圧力	(kg/cm <sup>2</sup> )

$\lambda$	空気過剰係数	
$P_1$	圧縮始め筒内圧力	( kg/cm <sup>2</sup> )
$T_{max}$	筒内ガス最高温度	( °K )
$T_1$	圧縮始め筒内温度	( °K )
$t_{gm}$	平均ガス温度	
$P_E$	排気弁開時筒内ガス圧力	( kg/cm <sup>2</sup> )
$q$	空気消費率	( g / ps/hr )
$AHP / BHP$	( 掃気エネルギー ) / ( 機関正味出力 )	

(注)  $P_{max}/P_1$ ,  $P_1/P_{me}$  の圧力の単位は絶対値。

第3-2-1図 燃料消費率に及ぼす  $P_{max}/P_1$  の変化 (  $P_{max}$  に制限がある場合 )

第3-2-2図 燃料消費率に及ぼす  $\epsilon$  の変化。

第3-2-3図 正味平均有効圧力と筒内ガス最高温度の関係

第3-2-4図 正味平均有効圧力と筒内平均ガス温度の関係

第3-2-5図 正味平均有効圧力と排気弁開時の筒内圧力の関係

第3-2-6図 正味平均有効圧力と必要な  $AHP / BHP$  の関係 ( 空気消費率 8.0 kg / ps / hr の場合 )

#### (d) 考察

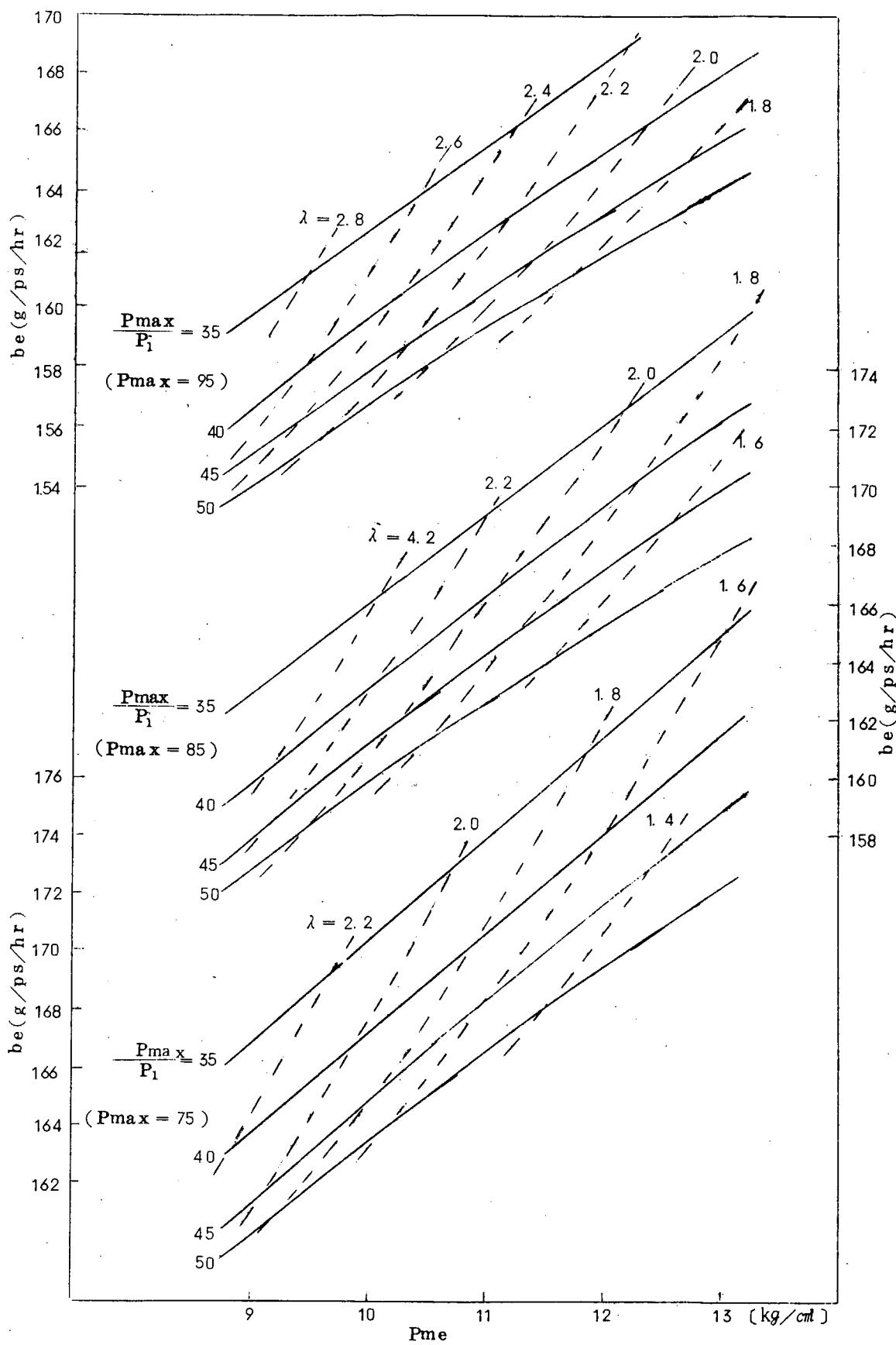
サイクル効率 ( 燃料消費率 ) を左右する因子は、  $P_{max}$ ,  $P_1$ ,  $\epsilon$ , 排気弁開時期、前項の第3-2-1図では表面に表されていないが、燃焼率の形状とその着火のタイミング等が主なものである。

機関構造上  $P_{max}$  には上限があるので、  $P_{max} = 95, 85, 75$  ( kg/cm<sup>2</sup> ) のそれぞれの場合につき  $P_{max}/P_1$  と  $b_e$  の関係を第3-2-2図に示す。この図からわかるように  $P_{max}/P_1$  の値が大きいほど、すなわち圧縮圧力からの燃焼圧力の立ち上がりがある程度大きい方が  $b_e$  は良くなるが、そのためには、  $P_{max}$  が抑えられているので  $P_1$  を小さくせねばならない。そうすると  $\lambda$  が減少し、燃焼がそこなわれるので必然的に  $P_1$  にも下限がある。一方、同一の  $P_{max}/P_1$  にて  $\epsilon$  と着火時期を適当に操作して、  $b_e$  をより良い方向に持っていくことが考えられるが、第3-2-2図に示すように  $\epsilon$  を変化させると最適の  $\epsilon$  が存在することがわかるが、  $b_e$  への影響は少ないといえる。

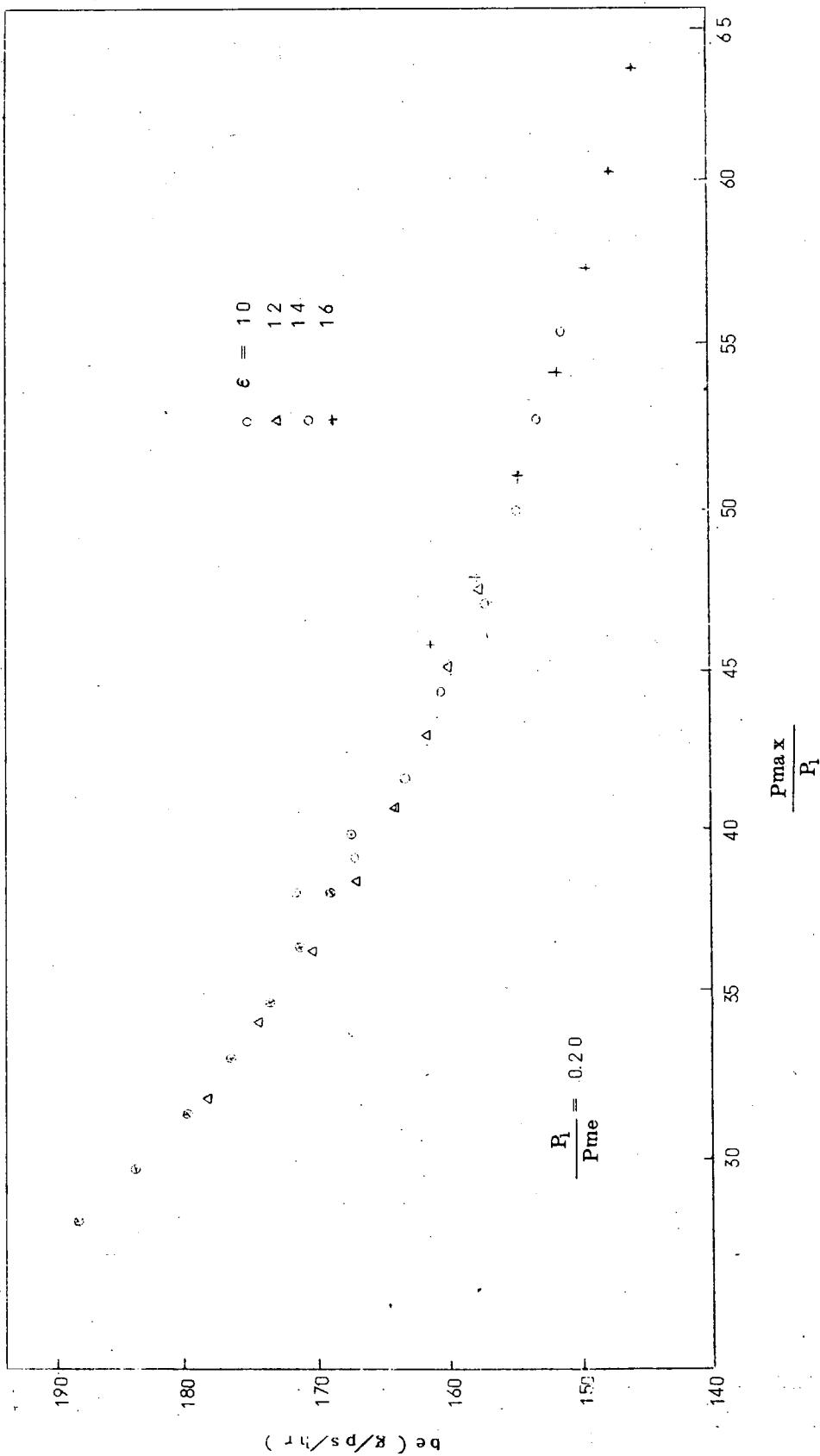
次に  $T_{max}$  ないし  $t_{gm}$  は第3-2-3図、第3-2-4図に見られるように  $b_e$  とは逆に  $P_{max}/P_1$  が小さいほど温度が低くて好ましい。すなわちパラメータ  $P_1/P_{me}$  の大小で  $T_{max}$ ,  $t_{gm}$  が大きく変わり、  $P_1$  が熱負荷に大きく影響していることがわかる。

第3-2-5図に排気弁開時の筒内圧力が、  $P_{max}/P_1$  を変化した際に変わる様子を、排気弁開時期  $90^{\circ}$  BDCについて示す。

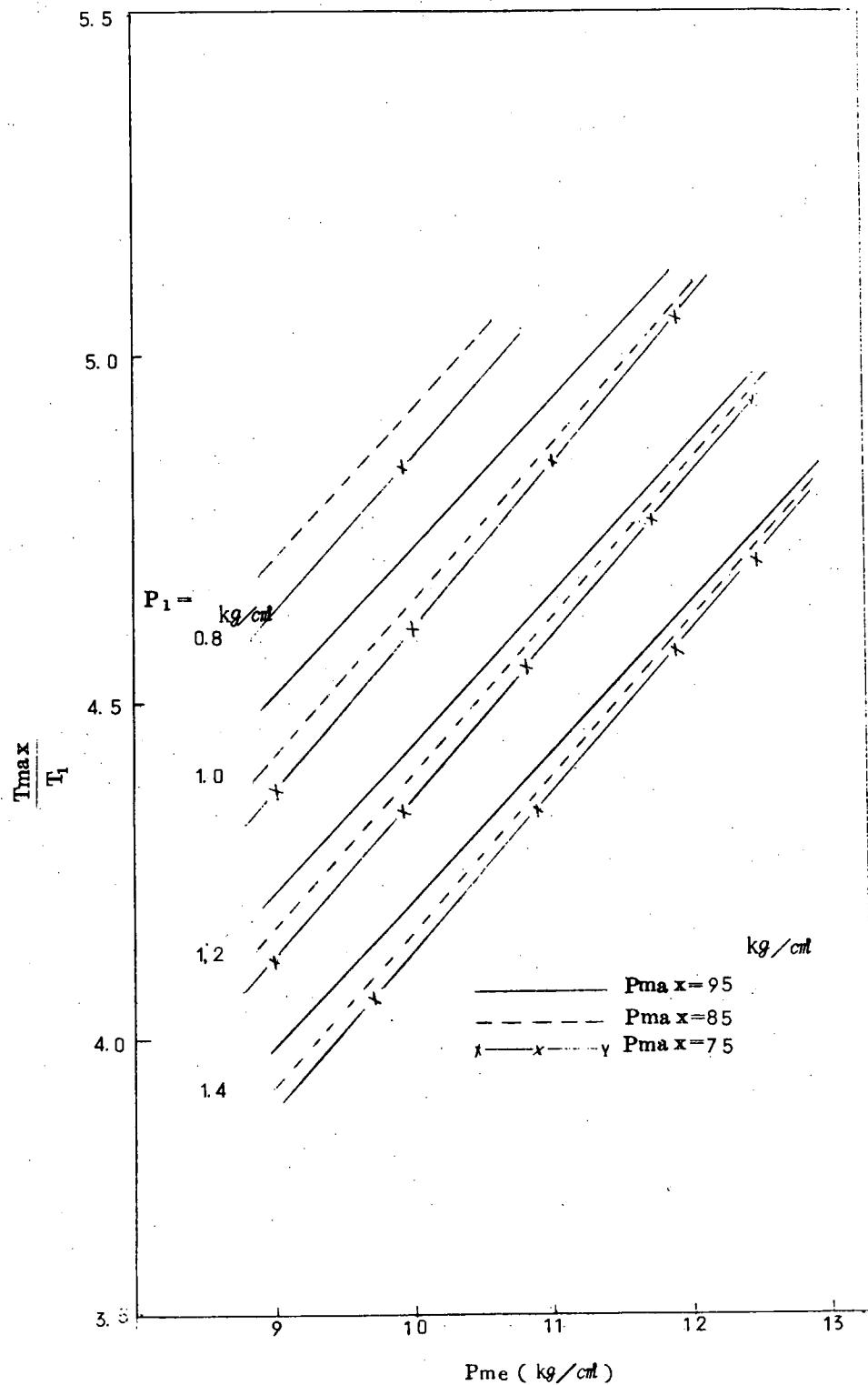
第3-2-6図に空気消費率 =  $q = 8.10$  ( g / ps / hr ) を必要とし、掃気圧力 (  $P_1$  ) を決定した際 ( すなわち  $P_1/P_{me}$  を選んだとき ) 必要なエネルギー回収率 (  $AHP/BHP$  ) を示す。



第3-2-1図 燃料消費率に及ぼす $P_{max}/P_1$ の変化(  $P_{max}$ に制限がある場合 )

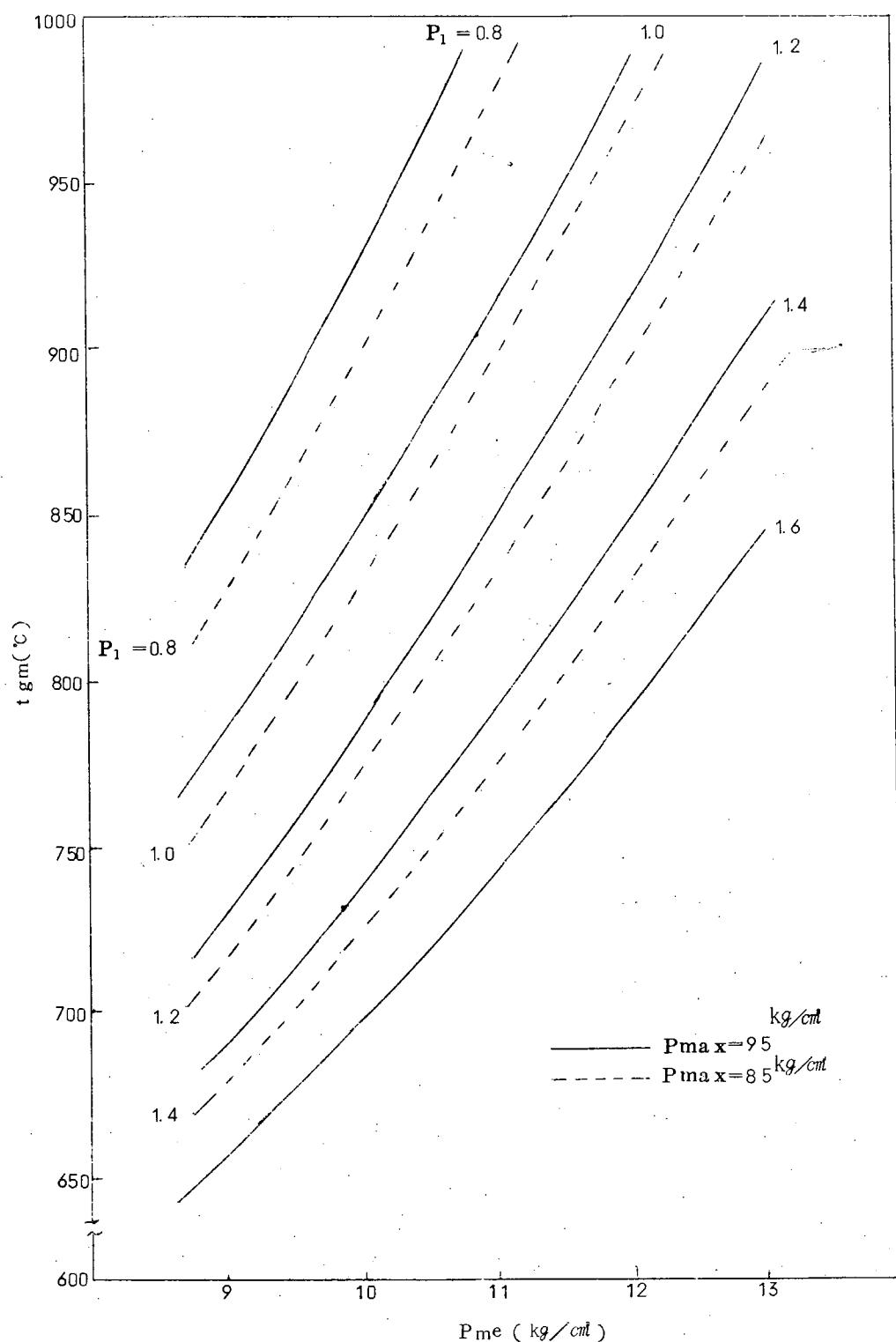


第3-2-2図 燃料消費率に及ぼす $\epsilon$ の変化



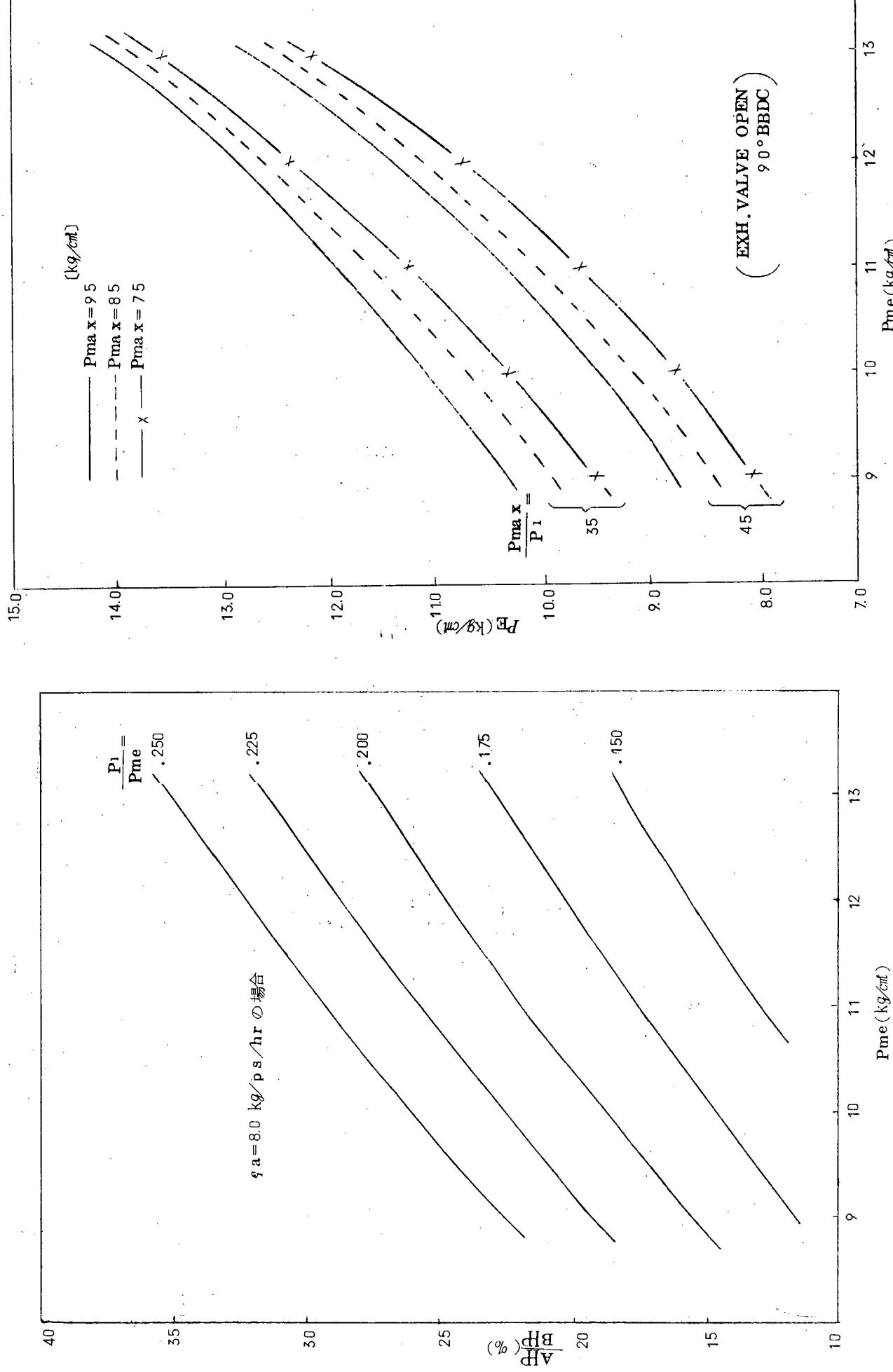
正味平均有効圧力と筒内ガス最高温度の関係

第 3-2-3 図



正味平均有効圧力と筒内平均ガス温度の関係

第 3-2-4 図



第3-2-6図 正味平均有効圧力と必要なAH/BHPの関係(空気消費率8.0kg/ps/hrの場合)

第3-2-5図 正味平均有効圧力と排気弁啓閉時の筒内圧力の関係

### 3.2.2 過給機の基礎調査（過給方式の検討）

#### (1) まえがき

超大形機関にかぎらず、排気タービン過給機付のディーゼル機関の性能は、過給方式、過給機の単体性能および機関と過給機とのマッチングの良否により、その性能を大きく左右される。

本項では、(2)単段タービン脈動圧方式、(3)単段タービン定圧方式、(4)2段タービン脈動圧方式の3つよりの過給方式について、それぞれ機関と過給機のマッチングを検討した事項について述べる。

検討の対象としたUEC105型機関の過給方式の問題点は、寸法的に巨大となる以外は、熱力学および空気力学的には、超大形であるためにというより、むしろ高過給であるために検討を要する事項がまず解決されねばならない。

以降に述べる検討には、おもに大形電子計算機による機関と過給機のマッチング性能計算法を活用したが、その計算法の概略を第3-2-7図に示す。

なお、本計算に使用した過給機の単独特性は、特に高圧力比域における性能低下や流量チョーク現象を考慮して、従来から行なつてきた基礎的実験の結果と理論解析により、考えられる広範囲な作動点の特性を精度良く推定するようになされた無次元表示のものを使用した。

#### (2) 単段タービン脈動圧方式

現在、 $P_{me}$  が 1.0 程度のディーゼル機関では、すでに実用機によって、単段タービン脈動圧方式により、排気タービン過給機のみで十分の過給が可能であることが実証されている。いま本方式のみによつて、 $P_{me} = 1.2.2$  程度まで十分の空気量を確保し得るならば、過給方式としては最も簡単で望ましい。

本項では、機関の平均有効圧の上昇に伴い、排気タービンのノズルあるいは動翼部のガス流が高マッハとなり、タービン効率の低下や流量チョーク現象が機関の掃排気性能に致命的な影響を与えないか？さらに筒内の燃焼や熱負荷に対して、十分な空気量をまかない得るか？といった検討を行なつた。

一般に軸流タービンの特性は、次に示すEナンバのE値と速度比 $U/C_o$ の二つのパラメータにより決定されるが、機関とのマッチング計算には、上記パラメータに対して流量係数 $\phi$ 、効率 $\eta_e$ を求めればよい。ただし各係数の定義は次のとおりである。

$$E = \left[ \frac{2}{K-1} \left\{ \left( \frac{P_{st}/P_d}{K} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$U/C_o = U / (2gH_{th})^{\frac{1}{2}}$$

$$\phi = Q_s / A_n U$$

$$\eta_e = H_e / H_{th}$$

K	: ガスの比熱比
$(P_{st}/P_d)$	: タービン圧力比
U	: タービン平均径周速
$C_o$	: $H_{th}$ に対する理論速度
g	: 重力の加速度
$H_{th}$	: タービン理論ヘッド
$Q_s$	: ポリューム流量
$A_n$	: タービン環状面積
$H_e$	: タービン有効ヘッド

あらかじめ多くの経験と予備的計算により、UEC105型機関に概略マッチするように設計した排気タービンの特性を上記四個の無次元量で整理したものを用いて、まず $P_{me}$  が 1.2.2 におけるノズル面積の最適値を求めるためにノズル面積の変化が機関性能に及ぼす影響を調べた。この結果を第3-2-8図に示す。同図に見られるように、ノズル面積を小さくしてゆけば、掃気圧力は上昇するが空気量が頭打ちとなり、排気温度より見て、ノズルをむやみに小さくするのが得策でないことがわかる。

さらに第3-2-10図に示すように、 $P_{me} = 1.2.2$  程度までは単段タービン脈動圧方式でも、適當な設計をすれば、ノズルまたは動翼の出口が超音速となる期間があつても、タービン効率の低下や掃排気性能への悪影響が致命的になることを避けることができる。

以上の結果から、掃気圧力、空気量、筒内サイクル等より総合的に判断して、適當なノズル面積を求めた。（この

ノズル面積はさらに実験機の運転段階で、再度チェックする必要がある）。この面積を用いて、機関の  $P_{me}$  を変化させたときの機関性能曲線の推定計算結果を第3-2-9図に示す。

この推定計算によれば、 $P_{me} = 12.2$  程度の本機関では、単段ターピン脈動圧方式により、燃焼や熱負荷に対してほぼ十分と見られる掃気圧力、空気量が確保できる見通しが得られた。

なお、本方式による過給機の計画は（3.2.3）項において述べる。

### (3) 単段ターピン定圧方式

前項と同じく単段ターピンではあるが、前項の脈動圧方式に対して、定圧方式による機関と過給機のマッチングについて検討を行なつた。

$P_{me} = 12.2$ において、ターピン面積を変化させたときの推定計算結果を第3-2-11図に示す。同図からわかるように定圧方式のものも、ノズル面積の影響を大きく受け、かつ適当な面積にすることにより、かなり良好な性能を確保できると推定される。ただ定圧方式の方は、脈動圧方式に対して、掃気圧力を高めに与えているにもかかわらず空気流量が小さくなる。

以上のごとく、 $P_{me}$  が 12.2 程度では脈動圧方式に対して性能的にすぐれているとの結論は出ず、さらに低負荷において排気ターピンのみによって、十分な過給を行なわせることが無理であり、他の補助的手段（たとえば往復動ポンプ等）を必要とすることからくる、機関のコスト上昇や機械効率の低下等を考慮すると、特に 7, 8 気筒機関以外では脈動圧方式に対して、総合的に有利となるとは考えられない。

しかしながら、さらに  $P_{me}$  を 15 程度まで上昇させることを想定するならば、その時点で再度両方式の比較検討を行なう価値があると考える。

第3-2-12図に本方式により、 $P_{me}$  を変化させたときの機関性能曲線の推定計算結果を示す。

### (4) 2段ターピン脈動圧方式

単段ターピンの場合、脈動圧方式が高压排気中のターピン効率の低下が無視できなくなり、一方、定圧方式では低負荷時の排気エネルギー不足を補足する手段を必要とすることから、これらの両方式の性能上の欠点を除くべく、2段ターピン脈動圧方式について検討した。

まず機関にマッチすべき、2段ターピンの計画とその特性推定計算を行ない、その結果単段ターピンの場合と同一の表示法でその特性を求め得るようになつたが、2段ターピンとすることにより、各翼列出口マッハ数も十分低く抑えることができ、高圧力比域での効率低下や流量チョーク現象も問題にならず、むしろ  $E \geq 1.0$  で最高効率をもつてることも可能である。

しかしながら、2段ターピンにすることにより、各段あたりの圧力比が小さくなるために、単段の場合と同程度の流量を流すためには、ターピン部の面積をいくぶん大きくする必要がある。さらに 1 段目に対して 2 段目はより大きな面積を要する。

これに加えて、ターピンの最高効率が  $U/C_o$  の小さな側へ移動するため、排気のパルスとターピン特性を良好にマッチさせるためには、ターピン周速を単段の場合の約  $1/\sqrt{2}$  にする必要がある。このために、ターピン部はもちろん、過給用遠心送風機の外径が大きくならざるを得ず、送風機の計画流量係数が単段ターピンに対して小さくなり流体力学的に良好な設計がむずかしくなる。

これらの寸法的関係を、単段の場合と比較して第3-2-1表に示す。

以上のように2段ターピンとすることは、生産性や機関のまとまりなど多くの問題点を有しているが、性能的に単段の場合にくらべてどの程度改善されるかということを明確にしなければならない。

第3-2-13図に、同一  $P_{me}$  に対するターピン効率の変動値と平均値を単段と比較して示す。高压排気中に2段の効率が良好なことが本図より明確で、1サイクルの平均ターピン効率は、単段に比して約 5 % も改善されている。

なお本方式では過給用遠心送風機は単段を考えており、前述の理由によりいくぶんの効率低下を予想しなければならない。

第3-2-14図に2段タービン脈動圧方式による、 $P_{me}$ を変化させたときの機関性能曲線の推定計算結果を示す。単段の場合と比較して、高 $P_{me}$ になるほどその改善度は大きくなっている。

本方式の問題点は、単段とは逆にむしろ低負荷時のタービン効率の低下にあるよう予想され、さらに、すべての負荷条件を考えて、バランスのとれた2段タービンの検討を続ける必要がある。

もし、本方式の採用が必要であれば、さらに2段タービンの単独特性の実験的確認、性能改善の研究などの開発研究を先行しなければならない。

#### (5) 考 察

超大形ディーゼル、UEC105型機関の過給方式として $P_{me} 9 \sim 13$ について

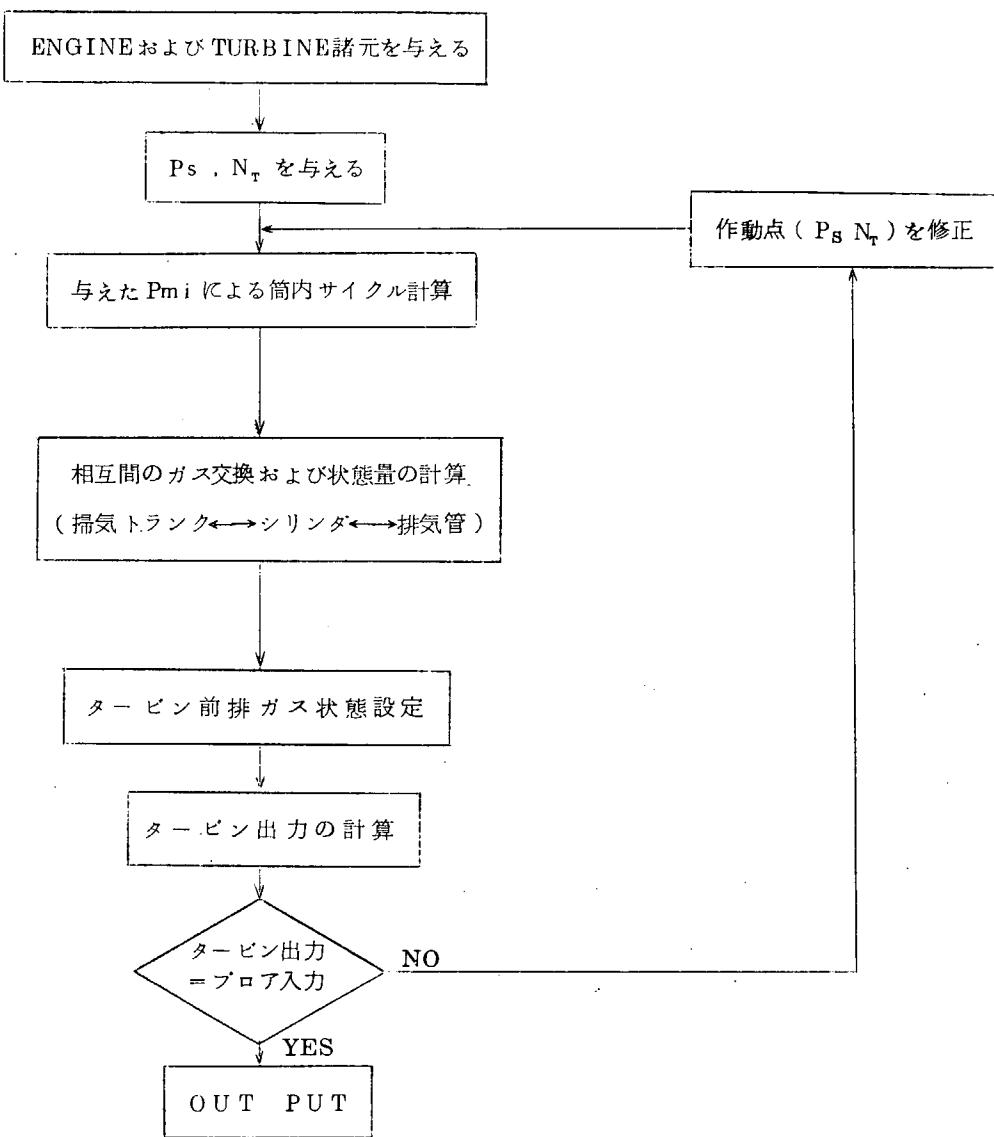
- 単段タービン脈動圧方式
- 単段タービン定圧方式
- 2段タービン脈動圧方式

のことよりの過給方式について、機関と過給機のマッチングを考慮した機関性能の推定解析を行なった結果、以下に述べるような見通しを得た。

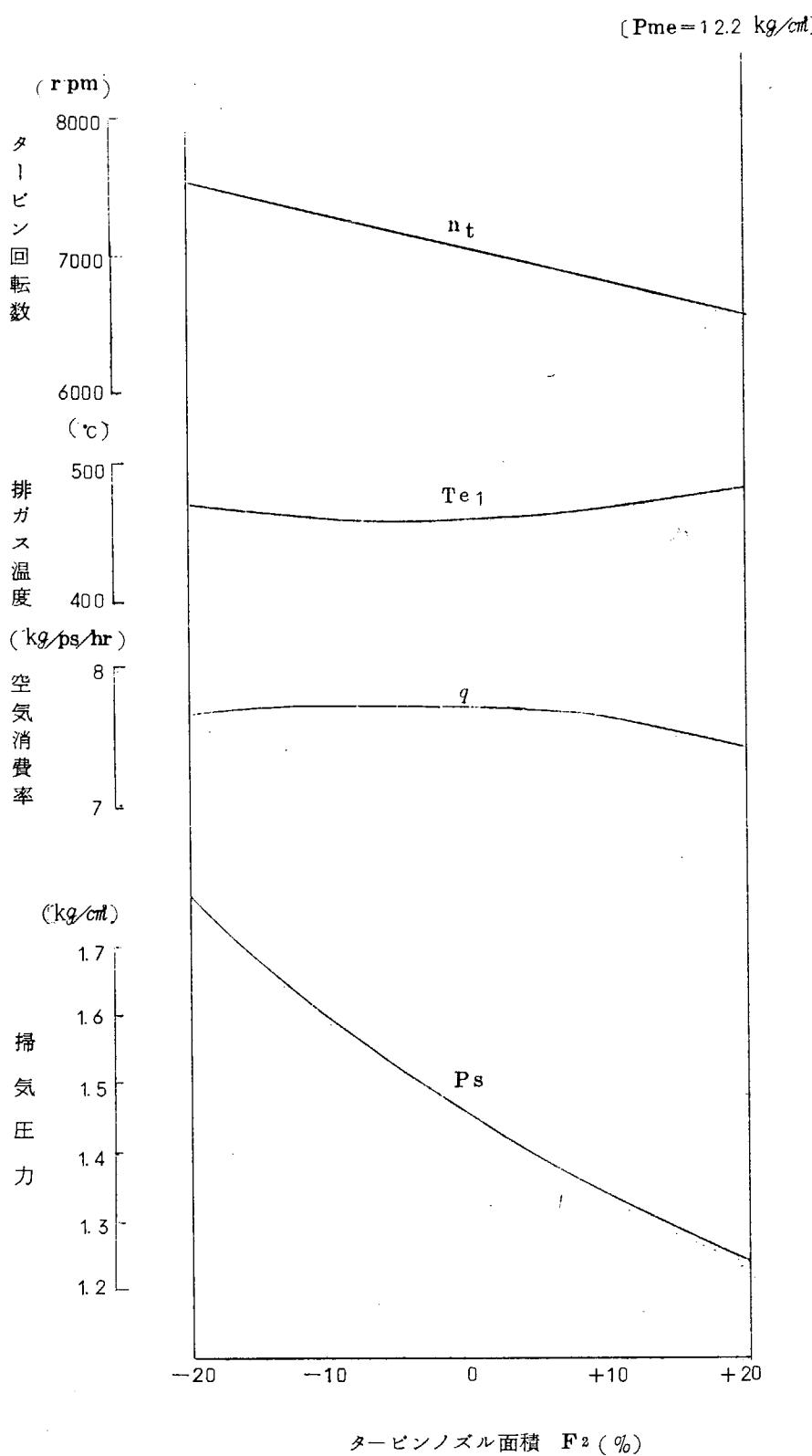
- (a) 単段タービン脈動圧方式は、当初予想された高圧排気中のタービン効率の低下や流量のチョーク現象は、もはや無視できなくなっているが、これが致命的に機関の掃排気性能を悪化させるまでに至らず、掃気圧の上昇に伴い、タービン特性と排気パルスとのマッチングが改善されているために、ほぼ十分の掃気圧力、空気量を確保できる。
- (b) 単段タービン定圧方式は、少なくとも3の倍数の気筒を有する機関では、 $P_{me} = 12.2$ 程度までは、単段タービン脈動圧方式に対して性能的に特に有利とはならない。
- (c) 2段タービン脈動圧方式によれば、掃排気性能はかなり改善されるが、生産性、機関のまとまりから見て問題点が多い。さらに実際2段タービンの開発に際しては、今後の研究を要する。

第3-2-1表 各種過給方式による過給機主要目比較

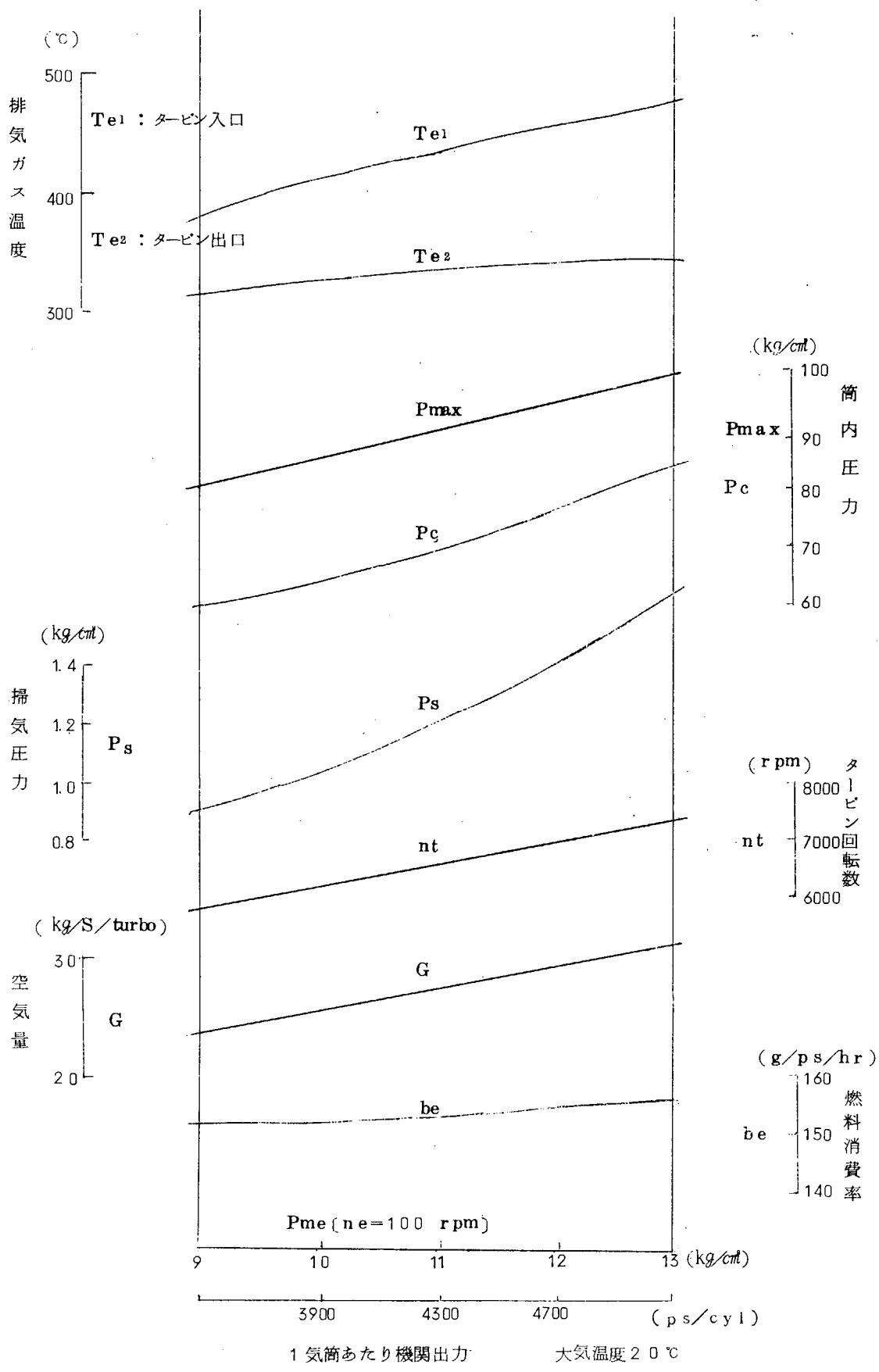
過給方式 要 素		単段タービン 脈動圧方式	単段タービン 定 圧 方 式	2段タービン 脈動圧方式
排 タ ー ビ ン 気 シ ン	翼車外径比	1.00	1.00	1.02 1.24
	翼高さ比	1.00	1.00	1.08 1.42
過 遠 風 給 心 機 用 送	翼車外径比	1.00	1.00	1.23
	計画流量係数比	1.00	約 1.00	約 0.75
計画回転数 (rpm)		7,060	7,300	5,800
参考			掃気ポンプ 825 / 2000	



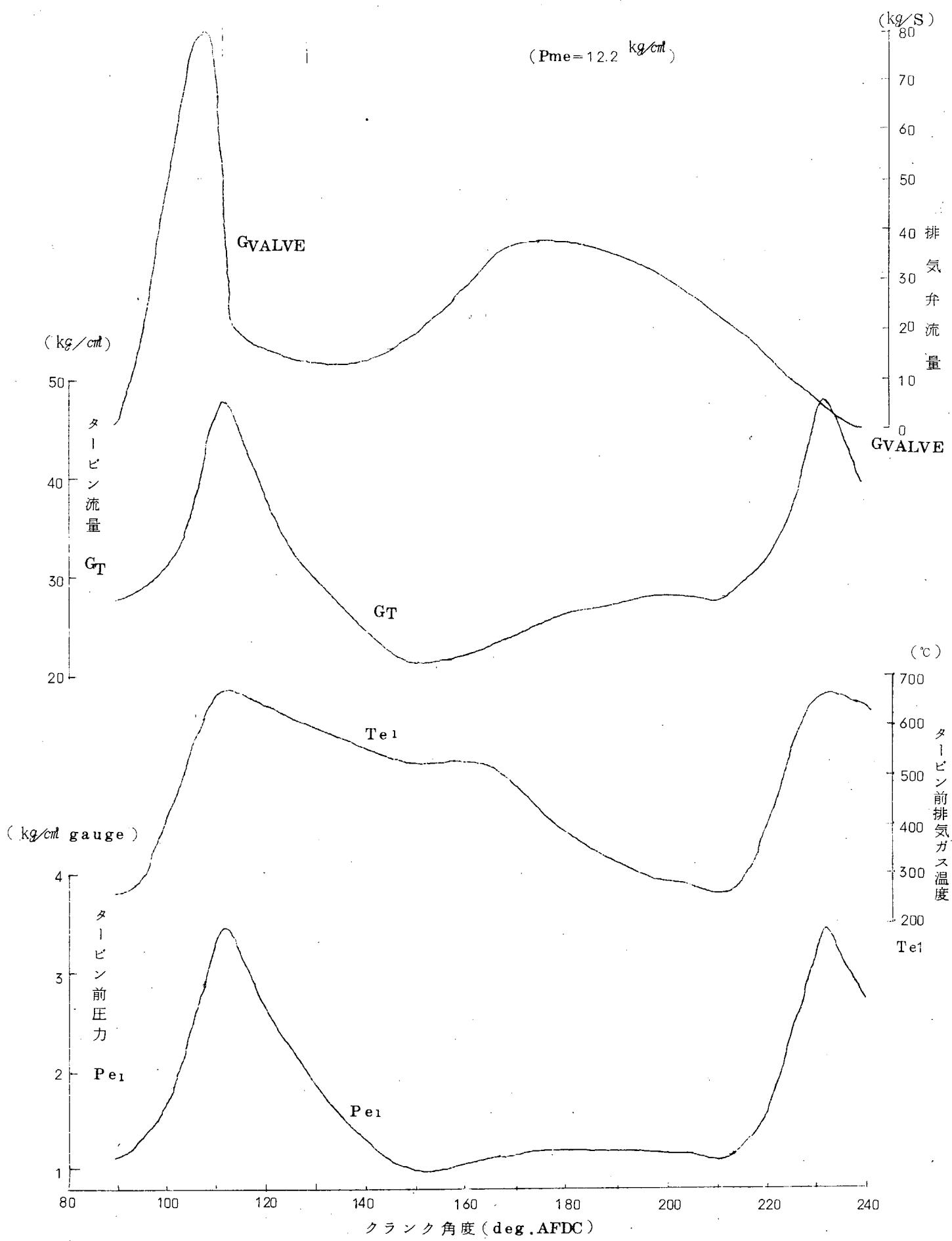
第3-2-7図 機関性能計算フローチャート



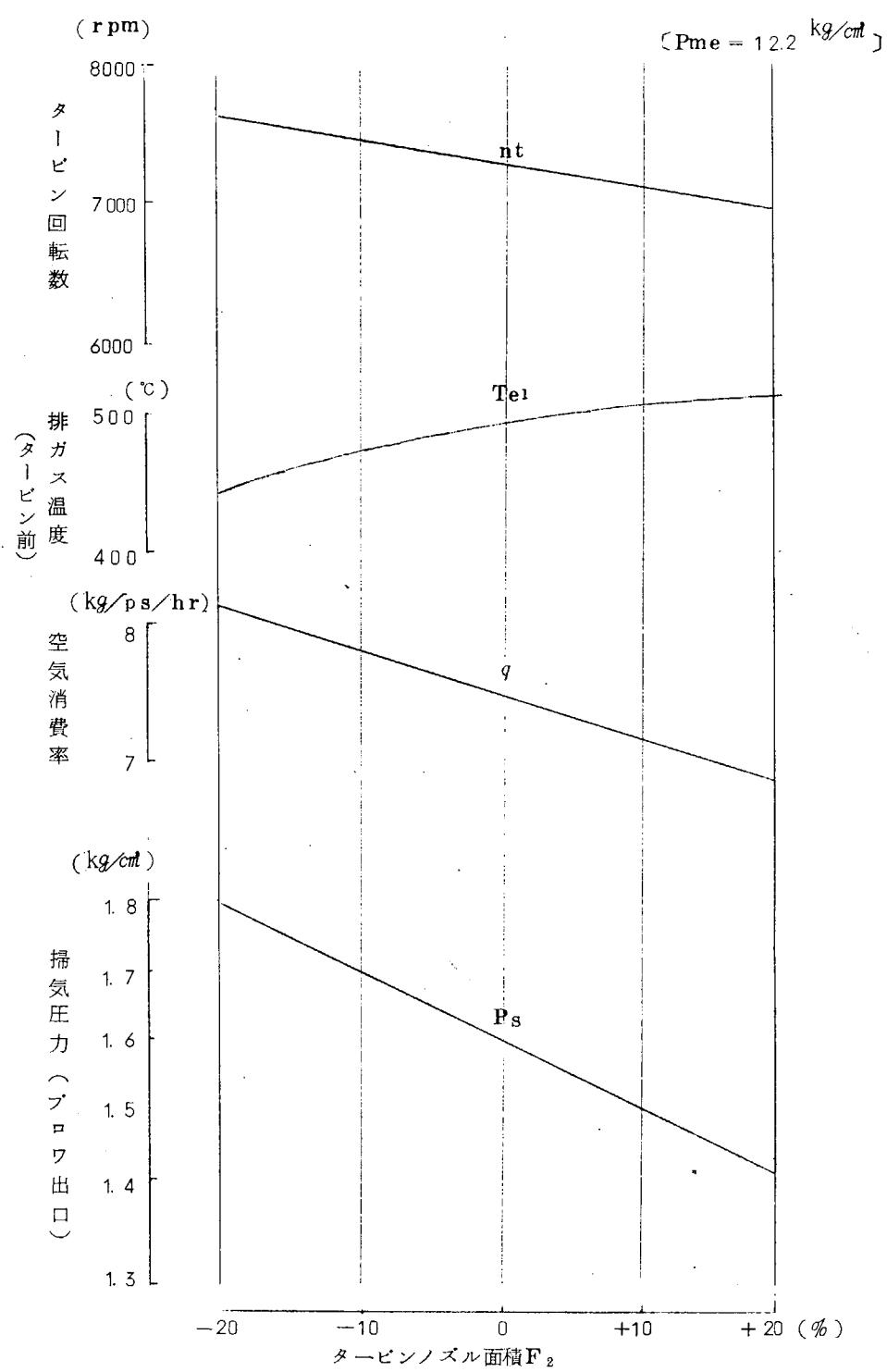
第3-2-8図 単段タービン脈動圧方式によるタービン面積変化計算



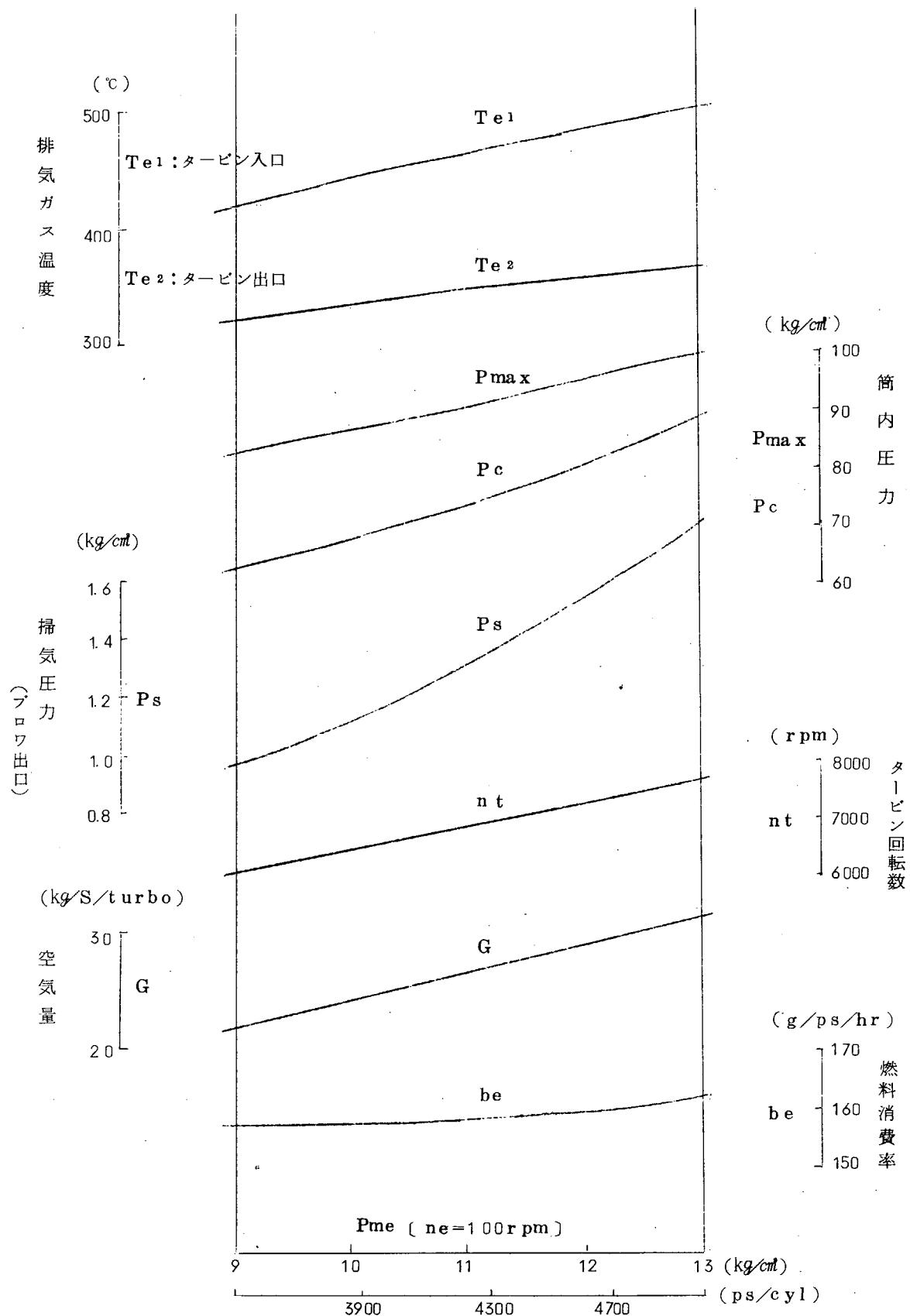
第 3-2-9 図 性能曲線(単段タービン脈動圧方式による)



第 3-2-10 図 排気タービン前状態量の変動

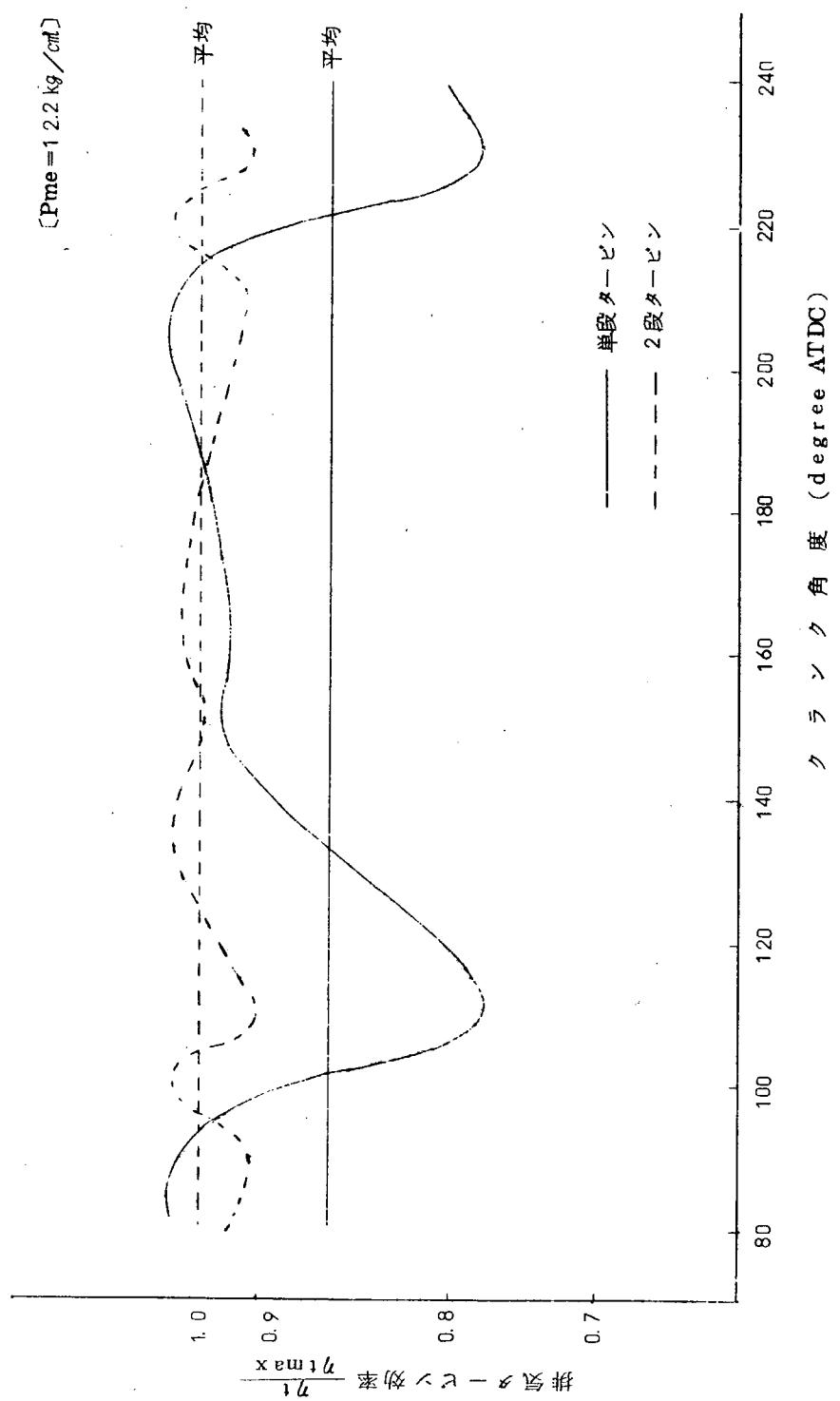


第3-2-11図 単段タービン定圧方式によるタービンノズル面積変化計算

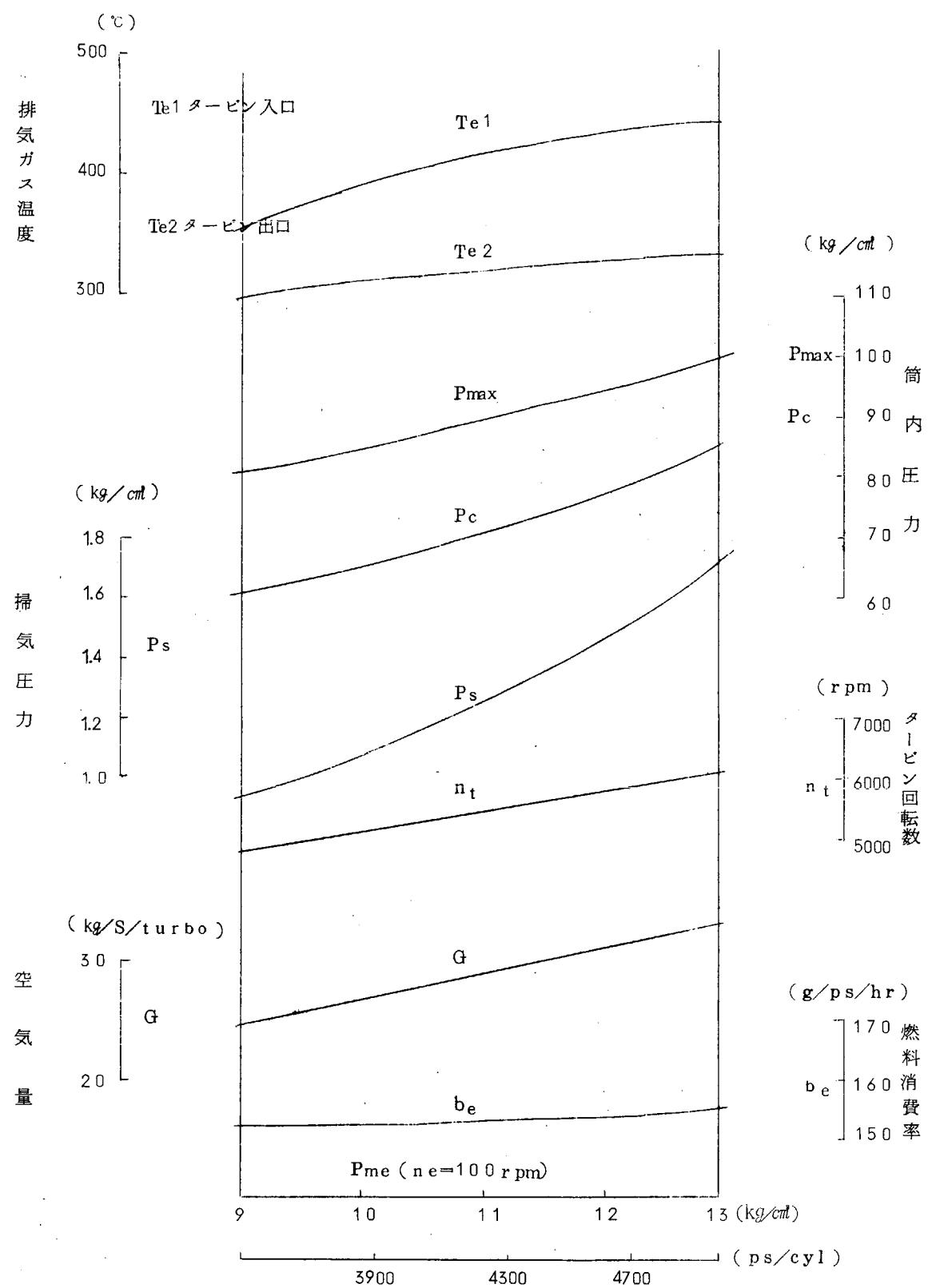


1気筒あたり機関出力 大気温度  $20^{\circ}\text{C}$

第 3-2-12 図 性能曲線 ( 単段タービン定圧方式による )



第3-2-13図 単段ターピンと2段ターピンの作動効率比較



第3-2-14図 性能曲線

(2段タービン脈動方式による)

### 3.2.3 過給機の計画

UEC 105/200型機関用過給機として要求される仕様は前節の検討結果から、だいたい

圧力比 ~ 2.6

空気流量 ~ 26 m<sup>3</sup>/s/turbo

である。本節においては Impulse single stage system を採用するとして計画を行なつた。空気容量からいえば三菱長崎造船所にて開発された MET 90 型過給機で十分である。性能面では、Radial single stage compressor は Jet-engine, Gas-turbine の分野で大いに発達し、圧力比 3~4 程度のものは珍しいものではない。また Turbine についても各 Component は Steam および Gas-turbine の分野で検討が加えられ、多くの報告書が発表されている。

排気タービン過給機において最も問題となるのは、Engine cylinder から排出される排気エネルギーをいかに効率よくタービンに導くかにあるといえる。

まず、排気管、タービン入口ケーシングの形状、寸法については、平均有効圧力および排気弁あるいは排気孔の Timing、さらには Turbocharging system によってその適正寸法は左右され、これ等の決定に対しては Model の Duct 試験あるいは実機による比較試験の結果によらなければならない。

次に過給機内部における排気の熱損失をできるだけ減少させることにより、タービンの見かけ上の効率上昇が見込まれる。

以下に過給機のタービンケーシングの水冷却を廃止した際の性能的、熱的検討を行なつたので、その概要を述べる。

#### (1) 水冷却を廃止した際の性能上の利得

無冷却によりタービン入口ガス温度が上昇すると、同一圧力比に対するエントロピー降下は大きくなり、同一効率のタービンでは出力増加し、見かけ上タービン効率は向上したことになる。

いま添字 0 : タービンケーシング入口状態

1 : タービンノズル入口状態

2 : タービン翼入口状態

3 : タービン翼出口状態

とし、

G<sub>g</sub> : ガスの重量流量

Q<sub>w</sub> : 冷却水の取去る熱量

C<sub>p</sub> : ガスの定圧比熱

とする。

いま冷却過程を定圧変化と仮定すると

$$T_{0t} = T_{1t} + Q_w / C_p G_g$$

ただし、T<sub>0t</sub> : 無冷却の場合のタービン入口全温度

T<sub>1t</sub> : 冷却した場合のタービン入口全温度

またタービン出力 L<sub>t</sub> は

$$L_t = G_g R \frac{k}{k-1} T_{st} \left[ 1 - \left( \frac{P_3}{P_{1t}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_t$$

すなわち膨張比、流量が同一で効率も等しいと仮定すると、タービン出力は入口全温度に比例する。

実際には、入口温度の相違により、ガス比重量、速度三角形のひずみ等により、若干これとは異なつてくる。

ターピン出力の無冷却の場合を dash をつけて示せば、

$$L_{t'} = L_t \cdot T_{0t} / T_{1t}$$

以上の仮定により 2, 3 のデータから出力向上の割合を検討すると、無冷却の採用により 3~4% の出力向上は十分期待できることがわかつた。

## (2) ロータの温度分布について

定常 2 次元問題を軸対称物体の場合に修正して、境界面においては軸受およびターピン車盤周面、側面よりの熱伝達を考慮して Relaxation method にて電子計算機により計算を行なつた。

この結果、ターピン車盤の側面を特に空気等で冷却せずとも、軸受部温度は十分低く保つことができる。

第 3-2-15 図にターピンロータの軸方向および車盤径方向の温度分布を示す。

このとき軸受部に流入する熱量は、潤滑油の自己発熱量の約 15% 程度であり、伝熱による温度上昇はわずかで、実際上若干の油量増加によって安全な温度に保つことができる。

## (3) 中間ケーシングの温度および応力について

形状を軸対称円錐殻として温度分布を推定した。この場合、両端フランジ部における接触等価熱伝達率の約 1/400 の自然対流熱伝達率を考慮した。結果は第 3-2-16 図に示す。

一方、応力は端部の拘束条件によつて支配されるが、本検討には端部の拘束度は次の二つの状態（条件）について行なう。

条件 1：両端とも回転角を許さぬ状態。

条件 2：両端とも回転角を許さないで、さらにプロワ側端部においては半径方向変位も許さぬ状態。

実際状態は上記 2 条件の中間にあると考えられる計算仮定は、完全軸対称円錐殻として弾性計算を行なつた。また材料は鋳鉄とし物理定数一定とした。計算結果は下表のとおりである。

[ Kg/mm<sup>2</sup> ]

		$\sigma_{\varphi_{max}}$	$\sigma_{b_{max}}$	$\sigma_{max}$
条件 1	位置	B	A	A
	応力	-14.7 +12.9	-16.2 -11.2	-16.2
条件 2	位置	C	C	C
	応力	+23.1 -37.9	-18.8 -13.8	-37.9

ただし、応力値の上段は内側、下段は外側を示す。

応力発生位置 A, B, C は第 3-2-16 図に示す。

$\sigma_{\varphi}$  経緯応力を示す。

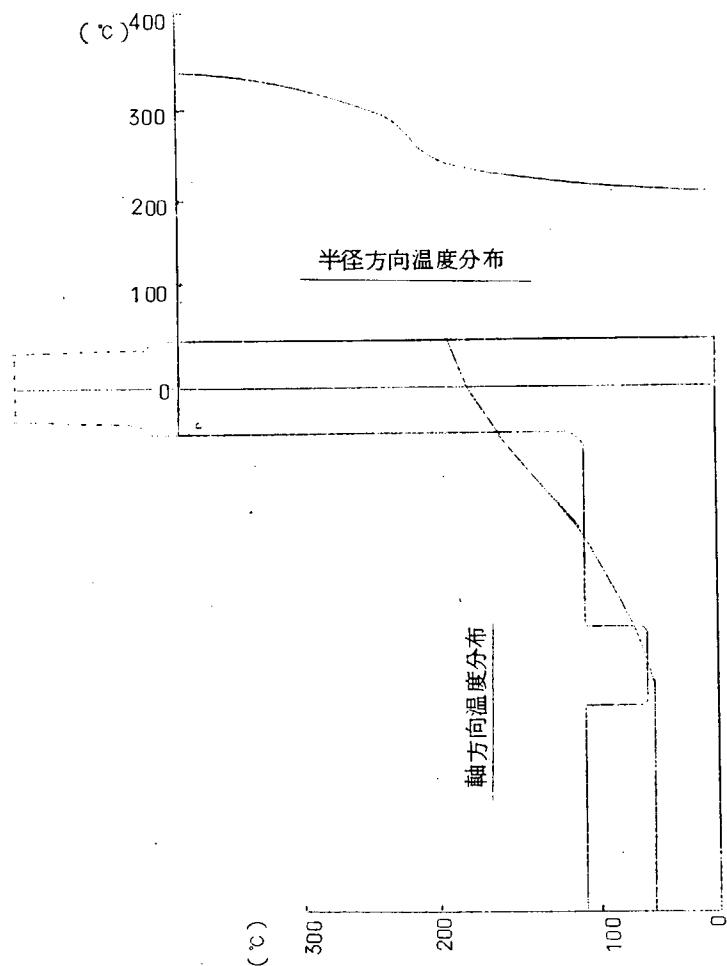
$\sigma_{\theta}$  円周応力を示す。

条件 1 の場合には、ターピン側よりプロワー側のモーメントが大になるため、ターピン側 (A 点) の応力が大になる。また条件 2 の場合になると、プロワ側せん断力の影響が大になり、プロワ側に大きな応力が生ずる。条件 2 のもとでは、C 点内側に 23 kg/mm<sup>2</sup> の引張応力、外側に 38 kg/mm<sup>2</sup> の圧縮応力が機関発停とともに繰返される。本材質としては SC 42 または SC 46 を使用するので、ここでは熱疲労強度の低い SC 42 での耐久強度を推定して見る。すなわち、第 3-4-41 図 (214 頁) に示すシリンダカバー材 (SC 42) の熱疲労強度データを流用し、耐用繰返し数を求めるとき、A, B, C 点とも  $10^5 \sim 10^6$  回以上となる。これは機関寿命における全発停繰返し数をはるかに越える値であり、十分な安全性をもつ。SC 46 材の場合にはさらにこの安全性は高まるものと思われ、強度的には問題ないといえよう。

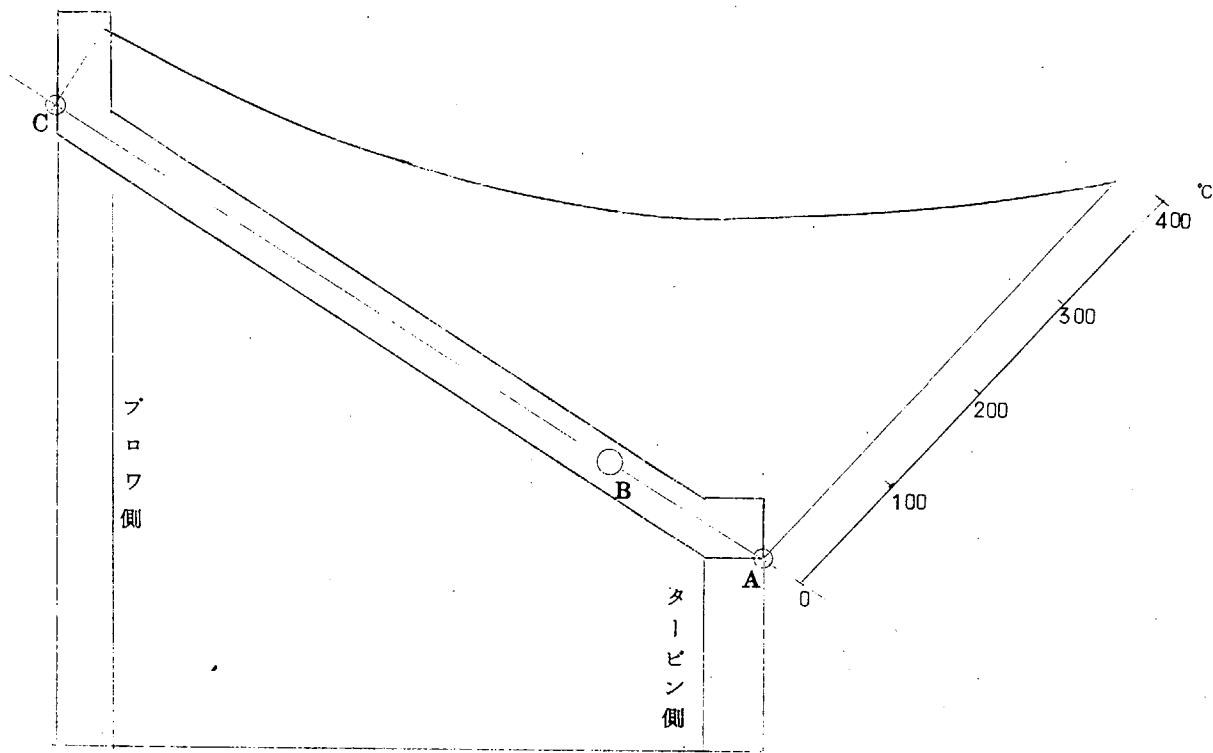
#### (4) ま と め

Impulse system で single stage にした際の無冷却過給機を添付図にあるように計画した。これに対しての主要点を検討した結果、無冷却にすることによる障害はないことがわかつた。

なお平均有効圧力の増加により、回転数は非常に高くなるが、これに対しては、一応現在より高級材料を使用することにより解決できると思われる。ただし実際の開発製作にあたつては、十分な実験による裏づけ調査が必要であろう。



第3-2-15図 ターピンロータ温度分布推定図



第3-2-16図 中間ケーシング温度分布推定図

### 3.3 機関本体構造に関する研究

#### 3.3.1 設計

##### (1) 機関本体の設計方針

機関本体を形成する台板、架構、シリンダジャケットは巨大な荷重に耐え得る十分な強度が必要であり、かつクランク軸の付加応力、主軸受を始め各部軸受の信頼性、機関振動等の観点から十分な剛性が要求される。

一般に強度が同じ場合、変形量の絶対値は部材の寸法に比例するので、今回の超大型機関を従来の機関と同じ程度の強度を持つように設計すると、変形が非常に大きくなることが当然予想される。

したがつて、機関本体の設計にあたつては、各部の構造、形状、部材の寸法および配置には特に考慮を払い、従来機関に比較して、各部の変形量を寸法の比以下に抑えることを第1方針とした。

また、機関本体の設計と並行して、 $1/10$ の光弾性模型を製作し、これに実機の場合に相当する種々の荷重を加え各部の変形、応力および力の流れを調査することとした。

以下に台板、架構、シリンダジャケットのおのおのについて、各部の構造と設計のねらいについて説明する。

第3-3-1図と第3-3-2図の台板、架構および第3-3-3図のシリンダジャケットの概略図を参照されたい。

##### (a) 台板

台板は鋳鉄と鋼板の溶接組立構造で、9シリンダ型の場合全体が三つのブロックから成り、互にボルトで強固に連結されている。

後端プロックにはスラスト台板を一体に溶接し、スラスト軸受および回転装置を取付ける。主軸受支持台はタイボルトパイプと主軸受下部を一体の堅固な厚肉鉄鋼プロックとし、その両脇は鋼板溶接2重壁構造とした。

鉄鋼プロックの形状は現在二つの案がある。第3-3-1図は、実績のある従来のUEC型機関の形状を発展させた形式であり、また第3-3-2図の3は主軸受支持台の剛性を最大にすることを目的とした新設計の構造である。

台板の変形の中で最も重要なものは主軸受台の変形で、これには主軸受荷重による全体的なたわみ変形と、主軸受まわりの局部的なひずみがある。

前者は主軸受中心高さの変動のためクランク軸に応力を附加する。また後者は主軸受の変形によるトラブルを招く。

したがつて今回は特に主軸受台の剛性増大に努めている。

#### (b) 架構

架構は2重壁式の鋼板溶接構造のコラムを厚板の側板で強固に結合し、全体として十分な剛性をもたせている。各コラムの2重壁の間を2本のタイボルトが貫通し、ジャケットと台板を締付けている。またコラムの内側にはタイボルトに接近して垂直に厚板を通しており、これにクロスヘッドのガイドシューのすべり座を取付ける。

架構は全体に厚板を使用して、ガイドシューによる側圧力に対しても十分な剛性を持つように配慮した。

#### (c) シリンダジャケット

シリンダジャケットは鋳鉄製で、各シリンダごとに独立した受台・ジャケット一体型であり、隣りのジャケットと互にボルトで強固に締付けられている。

内部にはシリンダライナが挿入され、上部は冷却水室を、下部は掃気室を形成する。ジャケット上面にはシリンダカバーボルトを植え込み、シリンダカバーとシリンダライナを一体に強固に締付ける。

またタイボルトがジャケット肩部を締付けているため、シリンダカバーボルトを通してジャケット上面に作用するガス力は、直ちにタイボルトに伝えられる。

このガス力の流れるジャケット肩部は十分な肉厚を持ち、大形リブの配置により非常に強力な構造となつていて。今回の調査の重点はこのジャケット肩部に置くこととした。

### (2) 機関本体主要部強度計算

台板、架構、シリンダジャケットのおのおのに対し主要部の変形または応力を計算する。また従来型の代表としてUEC 85/160 C型機関を選び、計算結果を比較することとした。

ただし、ともに一定の仮定に基づく計算であるから、計算結果はあくまでも比較値であり、絶対値については模型実験の結果で判断したい。

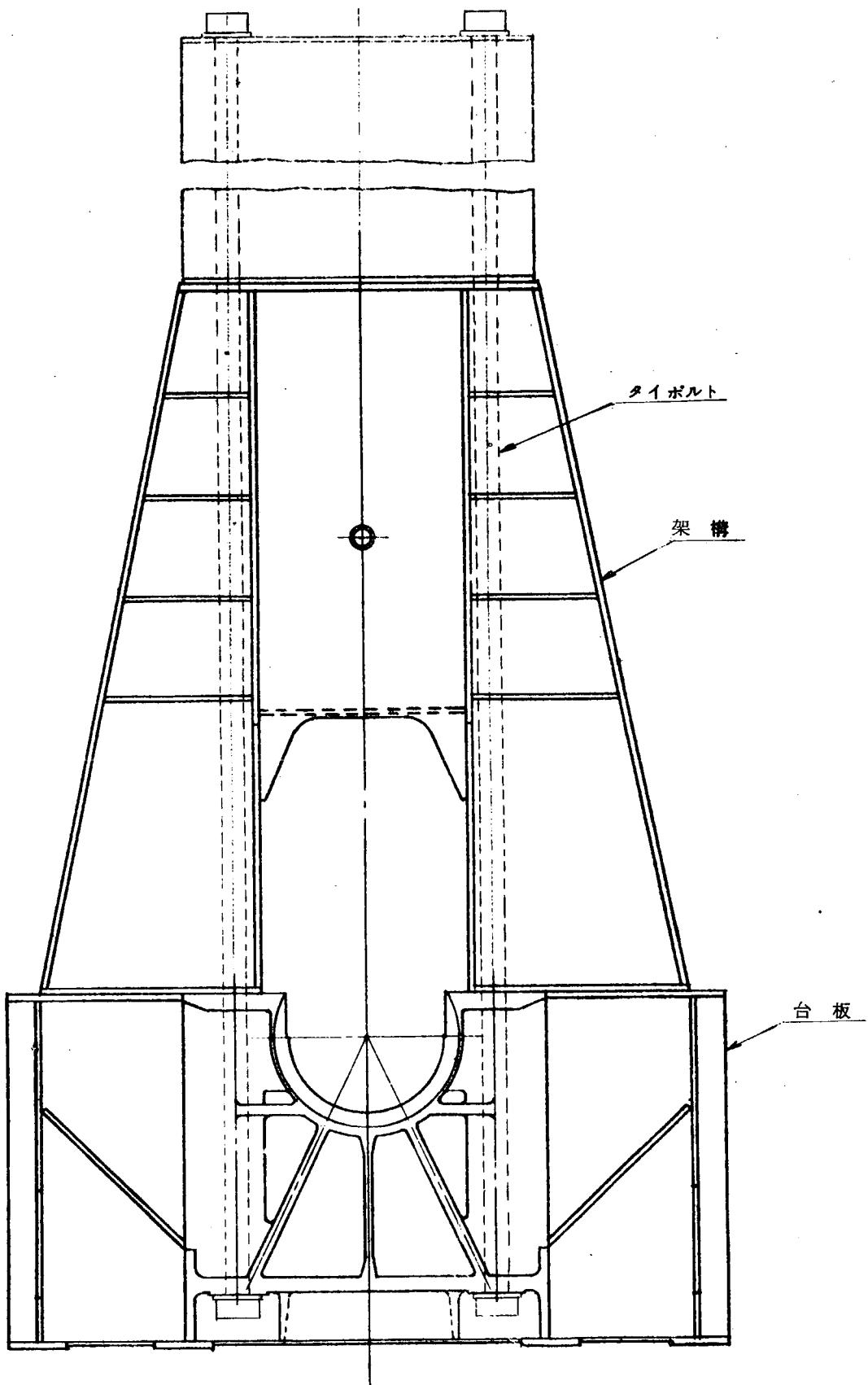
計算仮定および計算結果を第3-3-1表～第3-3-3表に示す。以下に計算結果に対する考察を述べる。

#### (a) 台板

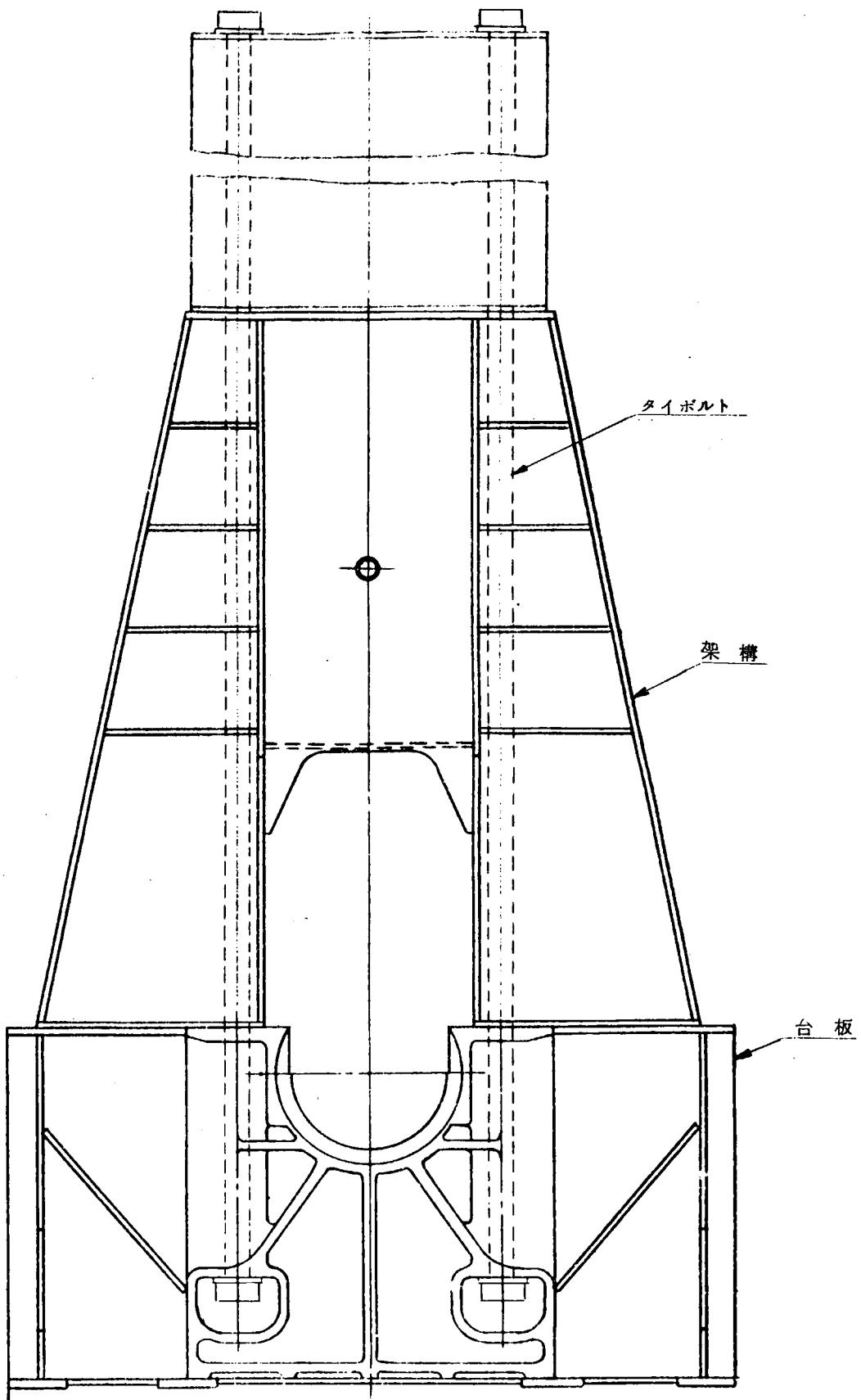
台板の変形については、構造がUEC 85 C型によく似ている第2案型に関してのみ計算し、新設計の第3案型は光弾性模型実験の結果で判断することとした。

計算結果によれば、UEC 105型はUEC 85 C型に比較して荷重はほぼ2倍となり、構造寸法がほぼ24%程度大きくなっているにもかかわらず、主軸受支持台のたわみは18%、主軸受部のひずみはわずか8%の増加にとどまつている。

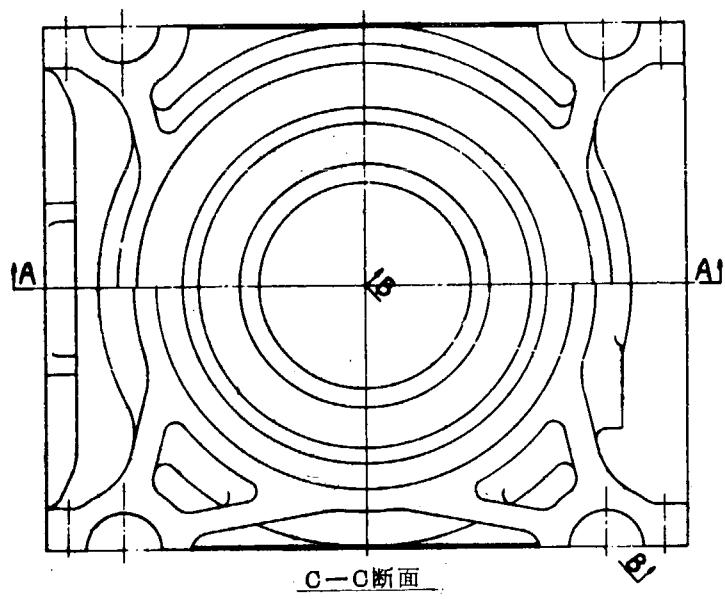
これよりUEC 105型の台板は、すでに実績のあるUEC 85/160 C型に比較して十分に剛性が高い構造であるといえよう。



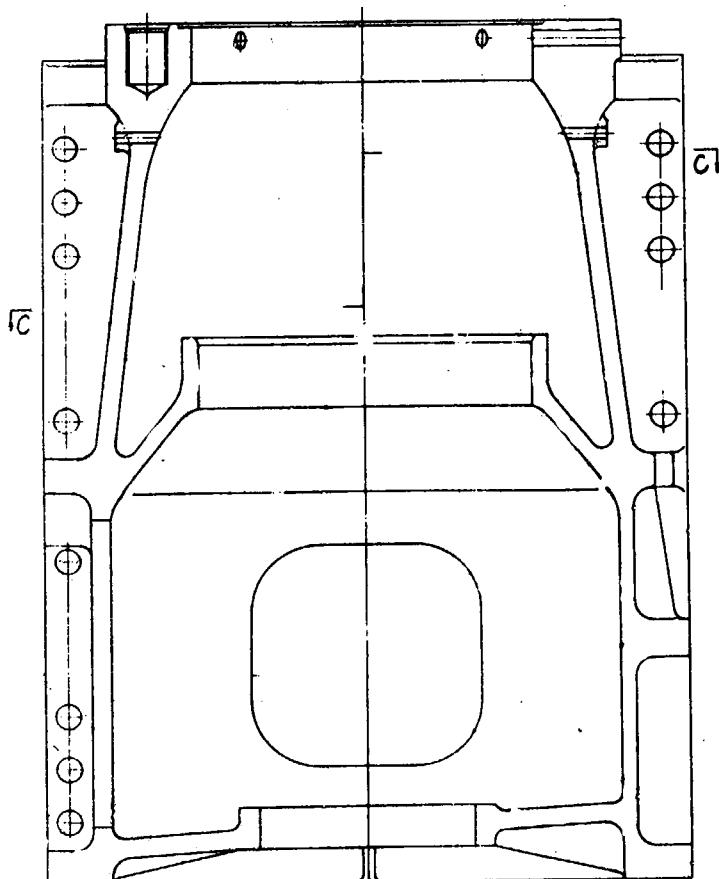
第3-3-1図 第2案台板および架構概略構造



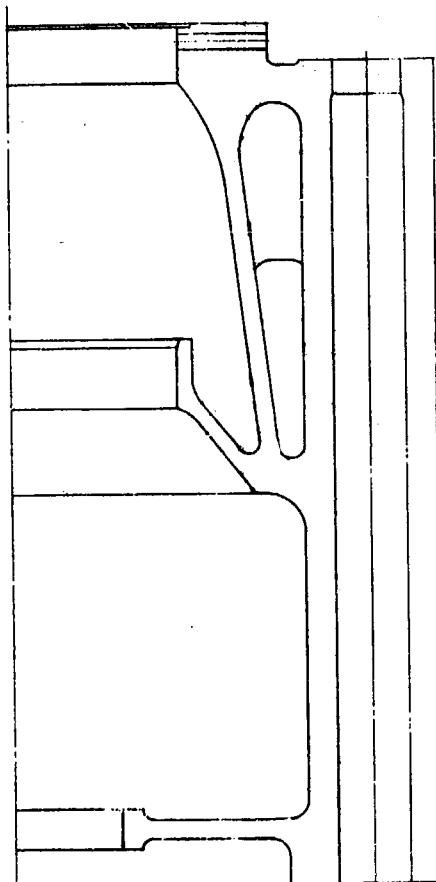
第3-3-2図 第3案台板および架構概略構造



C-C断面



A-A断面



B-B断面

第3-3-3図 シリングジャケット概略構造

(b) 架構

クロスヘッドガイドジューによる側圧力が作用した場合の架構の横たわみを計算した。UEC85C型に比べて側圧力はほぼ2倍となり、構造寸法はほぼ25%増加しているが、たわみは胴板厚を32mmとした場合には20%増であつて、UEC85C型と同程度のこわさとなる。また胴板厚を36mmにした場合には、たわみは8%程度の増加であるから、UEC85C型よりはるかに剛性の高い構造となる。

今回は、一応剛性の高い板厚36mmの場合について計画を進めることとした。

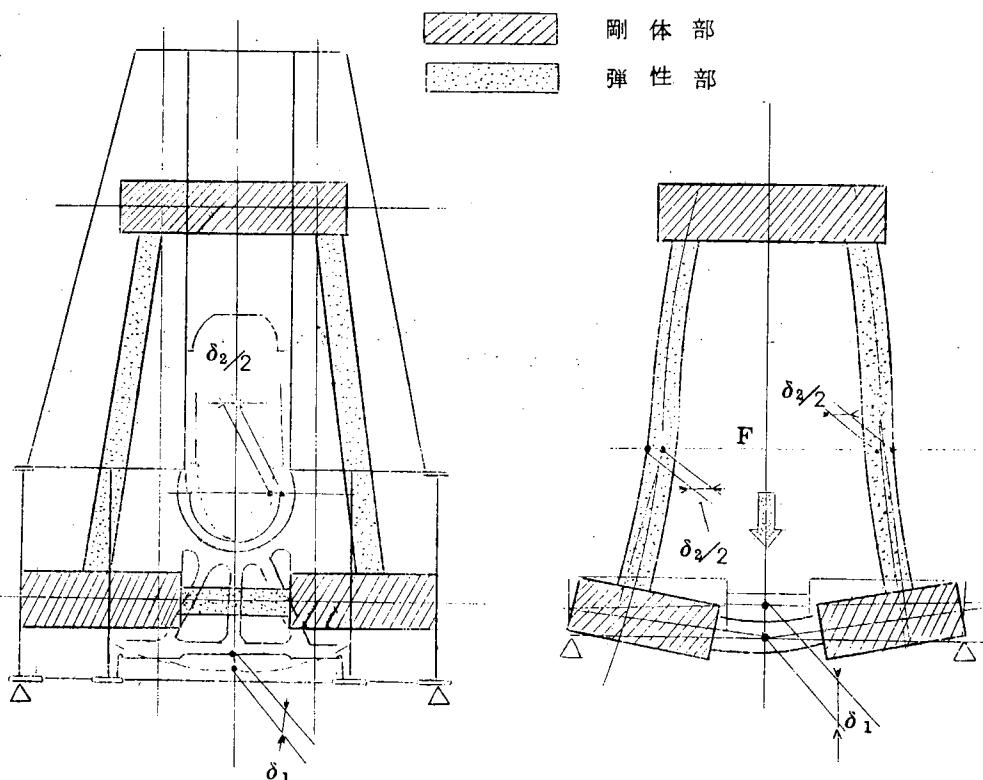
(c) シリンダジャケット

ジャケットは、カバーボルトおよびタイボルトの作用力による変形の大きさそのものが直接問題になることはない。よつてこの場合は応力を計算した。

計算結果によれば、ガス力の流れるジャケット肩部の応力は、UEC85C型の場合とほぼ同程度であり、UEC85C型の実績を考慮すれば強度上全然問題はないものと考えられる。

第3-3-1表 台板の変形量計算結果

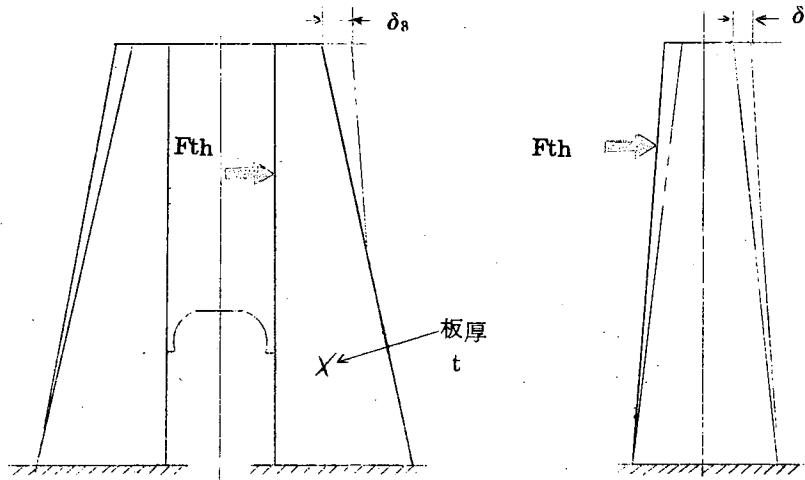
- 条件 (1) 下図のとおり弾性部と剛体部から成るビーム構造とする。  
(2) 台板の外側を支持し主軸受中心に集中荷重を加えた場合とする。



	UEC105/200 第2案	UEC85/160.C	105型と85C型 の比較
シリンダ直径 D mm <sup>φ</sup>	1050	850	$\frac{1050}{850} = 1.24$
主軸受荷重 F ton	267	130	2.05
主軸受支持台のたわみ δ₁ mm	0.200	0.170	1.18

第3-3-2表 架構変形量の計算結果

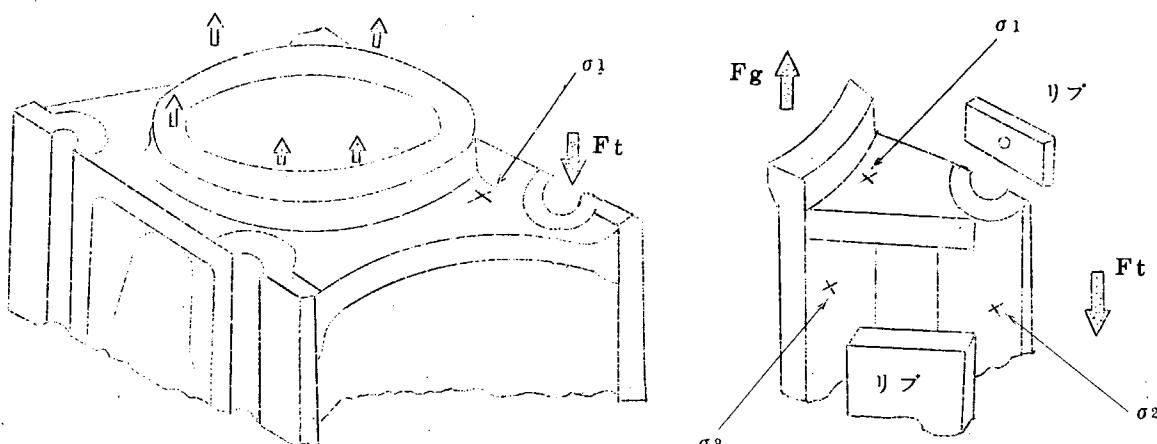
- 条件 (1) 架構を変断面の片持ちはりとする。  
(2) 側圧力の作用点は、側圧力最大のクランク角30°の所とする。



	UEC 105/200	UEC 85/160C	105型と85C型 の比較
ピストン行程 S mm	2000	1600	$\frac{2000}{1600} = 1.25$
側圧力 Fth ton	59.0	26.8	2.20
たわみ	t = 36 mm	0.289	1.08
δ <sub>3</sub> mm	t = 32 mm	0.319	1.20

第3-3-3表 シリンダジャケットの応力計算結果

- 条件 (1) ジャケット肩部の形状を下図のとおり単純化する。  
(2) 1本のタイボルトに流れるガス力は全体の  $\frac{1}{4}$  とする。



	UEC 105/200	UEC 85/160C	105型と85C型 の比較
ガス力 Fg ton	206	107	1.92
タイボルト締付力 Ft ton	2.88	1.49	1.93
天井板の応力 σ <sub>1</sub> Kg/mm <sup>2</sup>	1.38	1.48	0.93
タイボルト・シップの応力 σ <sub>2</sub> Kg/mm <sup>2</sup>	-0.92	-0.79	1.16
ジャケット水壁の応力 σ <sub>3</sub> Kg/mm <sup>2</sup>	0.26	0.24	1.08

### 3.3.2 模型試験

#### (1) 機関本体構造の模型試験

##### (a) 試験方法

###### (i) 模型

実機における機関の配列は、下の略図に示すようにシリンダジャケットは2個の架構に橋渡しした状態で長手方向に連なつており、本体に作用する運転時の荷重は、各シリンダのガス圧の変化および運動部分の慣性力の変化等が互いに影響し合つて総合した状態でかかつて来る。

この複雑な荷重状態を模型で再現するのは非常に困難であるため、下記のように一つの架構を中心に単純化して模型試験を行なうこととした。

機関の長手方向に、1ピッチ分の台板、架構およびシリンダジャケットを取り出し、これの1/10の模型をエポキシ樹脂で製作した。

第2案台板と第3案台板を各1個、第2案架構を1個、ジャケットは箱状にモデル化したものを1個製作した。また、タイボルトについても、剛性比を実機と一致させるためエポキシ樹脂で製作した。

第3-3-4図および第3-3-5図に模型の形状および主要寸法を、第3-3-6図および第3-3-7図に模型の写真を示す。

###### (ii) 試験条件

荷重は基本的に次の4種が考えられる。それぞれの単純な荷重状態における試験をやつおけば、各種荷重が組合わされて同時に作用するときの実機における変形あるいは応力は、単純荷重時の結果を組合わせることによつて推定できる。以下第3-3-8図によつて説明する。

###### (ii)-1 タイボルト締付け相当荷重

機関の組立時に締付けられるタイボルト締付け力で、試験は台板底部を変形自由な条件とした。

###### (ii)-2 ガス力相当荷重

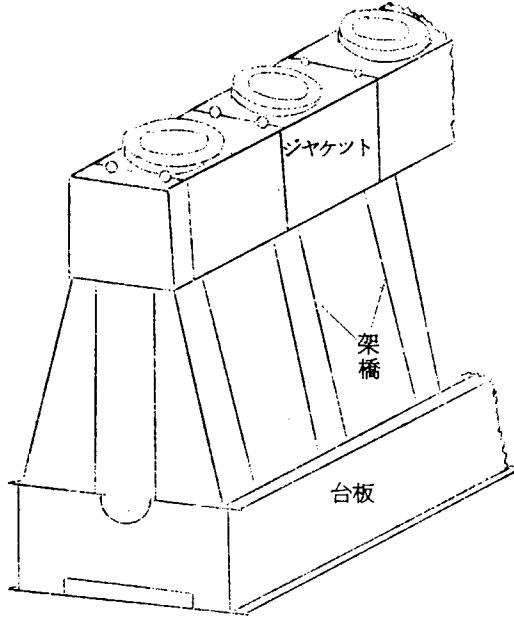
シリンダ内ガス圧によつて生ずる荷重で、シリンダカバーに作用する荷重とクランクピンに作用する荷重とが内力として釣合つた状態である。これも台板底部を変形自由として試験を行なつた。

###### (ii)-3 慣性力相当荷重

ピストン等の運動部分の慣性力によつて生ずる荷重で、これは内力としては釣合わないため台板底部の固定条件が問題となる。また、船底の剛性とも関連が深いが、実状は握し難いため単純化した状態として台板底部を単純な支持条件とした。支持部は、台板据付けボルトの外側列または内側列の位置で支持されるものと見なし、単純化して両者別別の条件として選んだ。

###### (ii)-4 サイドスラスト相当荷重

クロスヘッド部および主軸受部に作用する、大きさ等しく互いに向きが反対の水平力成分である。試験は、台板底を外側支持条件とし、両サイドスラストによつて作られるモーメントが最大となる位置に、上部サイドスラストを作用させた。



機関本体配列の略図

### (iii) 荷重装置

荷重装置を第3-3-9図に示す。タイボルト締付け時の試験には、ナットの座面にスラストボルベアリングを用い、座面の摩擦を少なくするようにしてタイボルトを締めた。締付け力はタイボルトに貼り付けたストレインゲージによつて検出した。

ガス力相当の荷重は、あらかじめ吊りボルトで模型を吊つておき、荷重用ボルトを締め込むことにより主軸受に下向き荷重をかけて負荷した。その大きさは、荷重用鉄柱に貼り付けたストレインゲージによつて検出した。

慣性力相当荷重としては、吊りボルトを遊ばせた状態として模型を台板支持位置にある丸棒の上に置き、荷重用ボルトにより主軸受部に下向きの力を負荷した。

サイドスラストを作用させるときは模型を左右から引張り、台板底部の一方では軸受付の丸棒に台板をねじ止めして回転自由な条件とし、他方では丸棒に乗せただけの状態とした。この場合も、荷重はサイドスラスト用縦棒に貼り付けたストレインゲージによつて検出した。

### (iv) 測定法

変形の測定には1/100 mmのダイヤルゲージと1/100 mmの棒状マイクロメータを使用した。また応力状態を調べるために500 mmφの光弾性装置により光弾性しまを測定すると同時に、ストレインゲージによつて応力の測定を行なつた。ストレインゲージはゲージ長4 mmの1方向ゲージとゲージ長2 mmの3方向ゲージを使用し、3方向ゲージによつて主応力および主応力方向を求めた。なお、試験中は樹脂模型のヤング率が温度によつて変化しないように注意した。

第3-3-10図～第3-3-13図に試験状況写真を示す。

#### (b) 試験結果と検討

##### (i) 実機の変形および応力の推定法

模型によつて測定された変形および応力は、相似則により次式によつて実機相当の荷重に換算した。

変形の場合：

$$\delta_t = \left( \frac{P_t}{P_m} \right) \left( \frac{E_m}{E_t} \right) \left( \frac{L_m}{L_t} \right) \delta_m$$

応力の場合：

$$\sigma_t = \left( \frac{P_t}{P_m} \right) \left( \frac{L_m}{L_t} \right)^2 \sigma_m$$

$\delta_t$ ,  $\delta_m$  : 変形

$\sigma_t$ ,  $\sigma_m$  : 応力

$P_t$ ,  $P_m$  : 荷重

$E_t$ ,  $E_m$  : ヤング率

$L_t$ ,  $L_m$  : 代表寸法

添字mは模型を、tは実機を表わす。

なお、 $E_m$ は330 kg/mm<sup>2</sup>を、 $E_t$ は21000 kg/mm<sup>2</sup>を使用した。

さらに、荷重負荷条件としては次のような単純化のための仮定を置いた。すなわち、

前述のように模型試験では1ピツチ模型で実験を実施したが、この場合タイボルト締付けおよびガス力作用時には模型内で力が釣合つた状態にある。しかし多筒機関の実機では、力の流れは隣接部分と互いに影響し合つており、荷重状態のは握が困難である。よつて第3-3-14図に示すように、単純な单筒機関を想定し、单筒機関における実際荷重状態での変形あるいは応力を下記の式で組合わせて推定した。

$$\delta_o = F_g \delta_g + F_i \delta_i$$

$$\sigma_o = F_t \sigma_t + F_g \sigma_g + F_i \sigma_i$$

$\delta_o, \sigma_o$  : 組合された変形および応力

$F_t, F_g, F_i$  : 右図に示す荷重

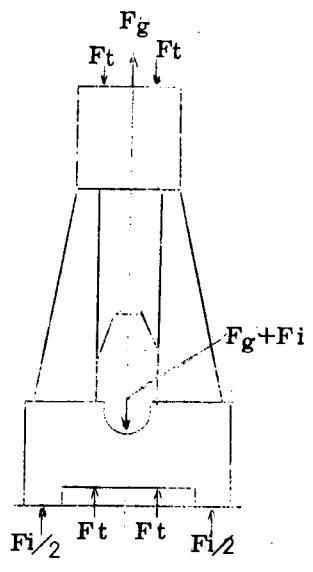
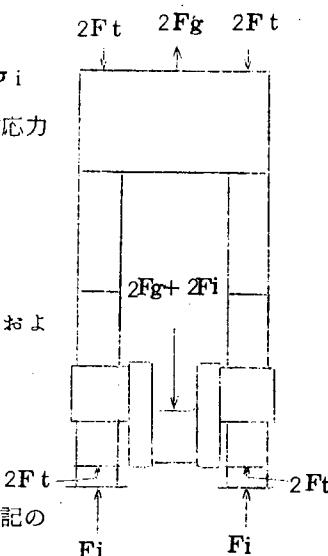
$\delta_g, \delta_i$  : 単位荷重時の変形

$\sigma_t, \sigma_g, \sigma_i$  : 単位荷重時の応力

添字  $t, g, i$  はタイボルト、ガス力および慣性力を示す。

### (ii) 変形測定の結果

模型試験によって測定された変形は前記の相似則により、Steel構造の実機相当に換算して整理した。



(左図の片側のみを示す)

第3-3-14図 想定単筒機関の略図

第3-3-15図～第3-3-19図に第

1系列（第2案台板使用）の単位荷重（100 ton, サイドスラスト時は10 ton）の変形を示した。

第3-3-20図および第3-3-21図には、第3-3-4表の条件のもとに前記方法により、単筒機関としてのガス力最大時（クランク角 $\theta = 15^\circ$ ）、および慣性力最大時（ $\theta = 180^\circ$ ）相当の変形を推定し、変形の大きい外側支持の場合について示した。

同様にして、第3-3-22図～第3-3-27図に第2系列（第3案台板使用）の変形状態を示した。

以上をまとめて、主要部分の変形として軸受中心部の下り量および狭量をとり、両系列についてタイボルト締付け時基準の値を第3-3-5表に示す。

同表によると、軸受部の下り量はガス力最大時（ $\theta = 15^\circ$ ）よりも慣性力最大時（ $\theta = 180^\circ$ ）のほうがやや大きく、また第2系列よりも第1系列のほうが少し大きい。

一方軸受部の狭量は、ガス力最大時の場合に比べて慣性力最大時のほうがはるかに大きく、第1系列と第2系列にはあまり差がないことがわかる。

サイドスラストによる変形は第1系列のみについて試験を行なつており、これも単筒機関として推定すると（架構1個あたり30 ton）、架構上面で0.52 mm、ジャケット上面で0.74 mmとなる。

### (iii) ストレインゲージによる応力測定結果

変形測定の場合と同様に実機相当応力に換算した。第3-3-28図～第3-3-32図に第1系列の単位荷重時の応力分布を示す。この結果を前記方法で組合わせて、単筒機関としての実際荷重時（ $\theta = 15^\circ, \theta = 180^\circ$ ）の応力を第3-3-4表の荷重条件で推定して、第3-3-33図～第3-3-36図に示した。

同様に第2系列については、第3-3-37図～第3-3-44図に示す。

単筒機関想定時の応力は、第1系列および第2系列ともにほぼ同様の傾向を示しており、特に架構においてはほとんど差がみられない。架構の最大応力は、縦板下方で圧縮応力として生じている。

一方台板については、両系列ともに下部ナット用座近傍の内側コーナーに最大応力が生じている。

第3-3-5表に、架構縦板の応力と、台板下部ナット用座近傍内側コーナ部の応力を示す。

同表によると、架構縦板部の応力は支持条件による違いはあまりなく、慣性力最大時の場合が大きいが、圧縮応力でもあり特に強度上問題になるとは考えられない。

台板の下ナット部コーナの応力は、ガス力最大時において第1系列では内側支持の場合が3.25 kg/mm<sup>2</sup>、外

側支持では  $2.1 \text{ Kg/mm}^2$  とかなりの差がみられる。これは、上向き慣性力によつて生ずる曲げ応力成分の差によるものと思われる。

第2系列では、支持条件によつて大きな差はみられない。

慣性力最大時においても第1系列は支持条件によつて差がみられるが、この場合は外側支持の場合が大である。これも曲げ応力成分の差によるものではないかと思われる。第2系列ではあまり差がない。

一般的にいつて、第2系列では支持条件による応力の違いは小さい。これは、第2系列では曲げ応力成分が小さいことによると考えられる。

#### (IV) 光弾性しまの測定結果

第3-3-45図および第3-3-46図に第1系列の代表的な光弾性しま写真を、第3-3-47図～第3-3-50図にはこれらの写真から求めた主応力差の分布を示す。一方、第2系列については、台板部分のみについて第3-3-51図に代表的なしま写真を示す。第3-3-52図はそれに対応する主応力差である。第3-3-53図～第3-3-55図は同様にして求めた主応力差である。光弾性しま写真では、タイボルト締付け荷重状態に附加荷重として、ガス力相当荷重あるいは慣性力相当荷重をかけたものである。

以上のしま写真および主応力差の分布によると、タイボルト締付け部、軸受荷重作用部分、台板底の支持部分等のそれぞれ近傍で主応力差が大きく、力の流れの状態がよくうかがえる。

#### (2) シリンダジャケットの2次元光弾性試験

##### (a) 試験方法

###### (i) 模型

模型は、3-3-1項第3-3-3図のB-B断面形状を持つ2次元光弾性模型とし、左右対称の1/10大とした（板厚5.5mm）。なお、同断面に不必要的曲げ荷重を負荷させないため、第3-3-56図に示すように左右と同じ肉厚のエポキシ樹脂で連結した。このようにして、おもに天板部の応力集中度を調査することを目指した。

###### (ii) 試験条件

荷重条件は、(a)カバー ボルト締付け力相当荷重、(b)ガス力相当荷重の2ケースとした。これらの荷重を第3-3-56図に示すような荷重装置によつて負荷し、 $500 \text{ mm} \phi$ 光弾性試験装置により、それぞれの荷重状態における光弾性しま写真を撮影した。

###### (b) 試験結果および検討

第3-3-57図にガス力相当荷重時のしま写真を示し、第3-3-58、59図にこの場合およびカバーボルト締付け時の光弾性しまの分布を示す。

同図によれば、天板部から遠い部分においても高いしま次数が見られる。これは2次元試験なるがゆえに生じたもので、実機の3次元状態ではこのような応力は発生しないものと考えられ、問題にならない。天板部については両者とも同方向の曲げを受け、上面に引張、下面に圧縮の応力が生じ、上面のすみ内部で応力の集中がみられる。実際の機関運転時にはこれらの荷重による応力が重複され、増加する傾向となる。しかしながら实物においては、3.3.1項第3-3-3図C-C断面に示すように、B-B断面の両側に2枚のリブがあるので、上記の応力状態は相当緩和されるものと考えられる。従来機関の同様形状ジャケットにおいてはこのような問題が皆無であつた実績から、十分安全と思われる。しかし、いずれにしても天板部の応力分布は決して楽ではない。この部分の肉厚、すみ肉形状等の設計に際しては細心の配慮が必要であろう。

#### (3) まとめ

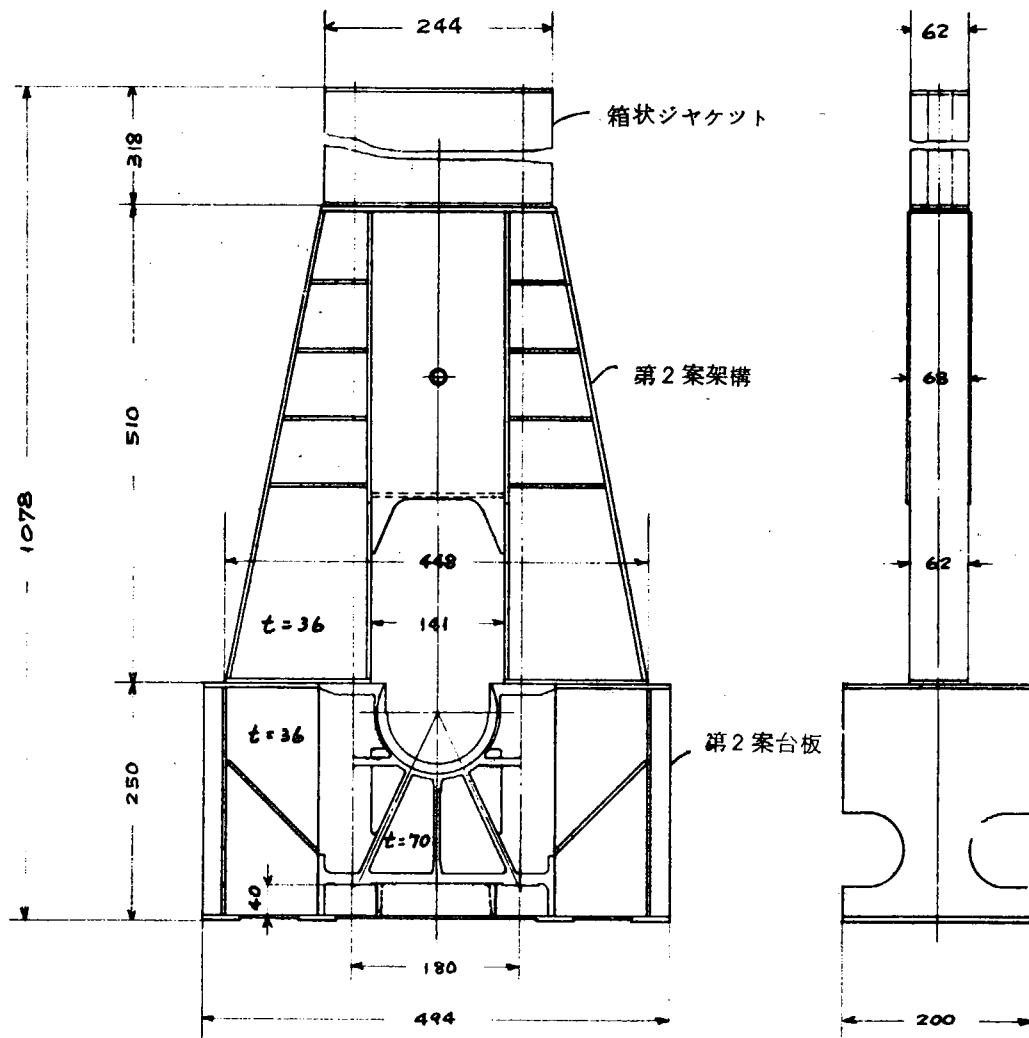
主軸受部の軸受クリアランスと最も関係の深い軸受部の狭量は、慣性力最大時で最も大きく、第1系列および第2

系列とともに直径で 0.14 mm と推定された。

これは実機の軸受クリアランス（直径で 0.7 mm 程度）に比べて小さく、実機状態のような底部の固定条件を再現すればさらにも小さくなると思われる。

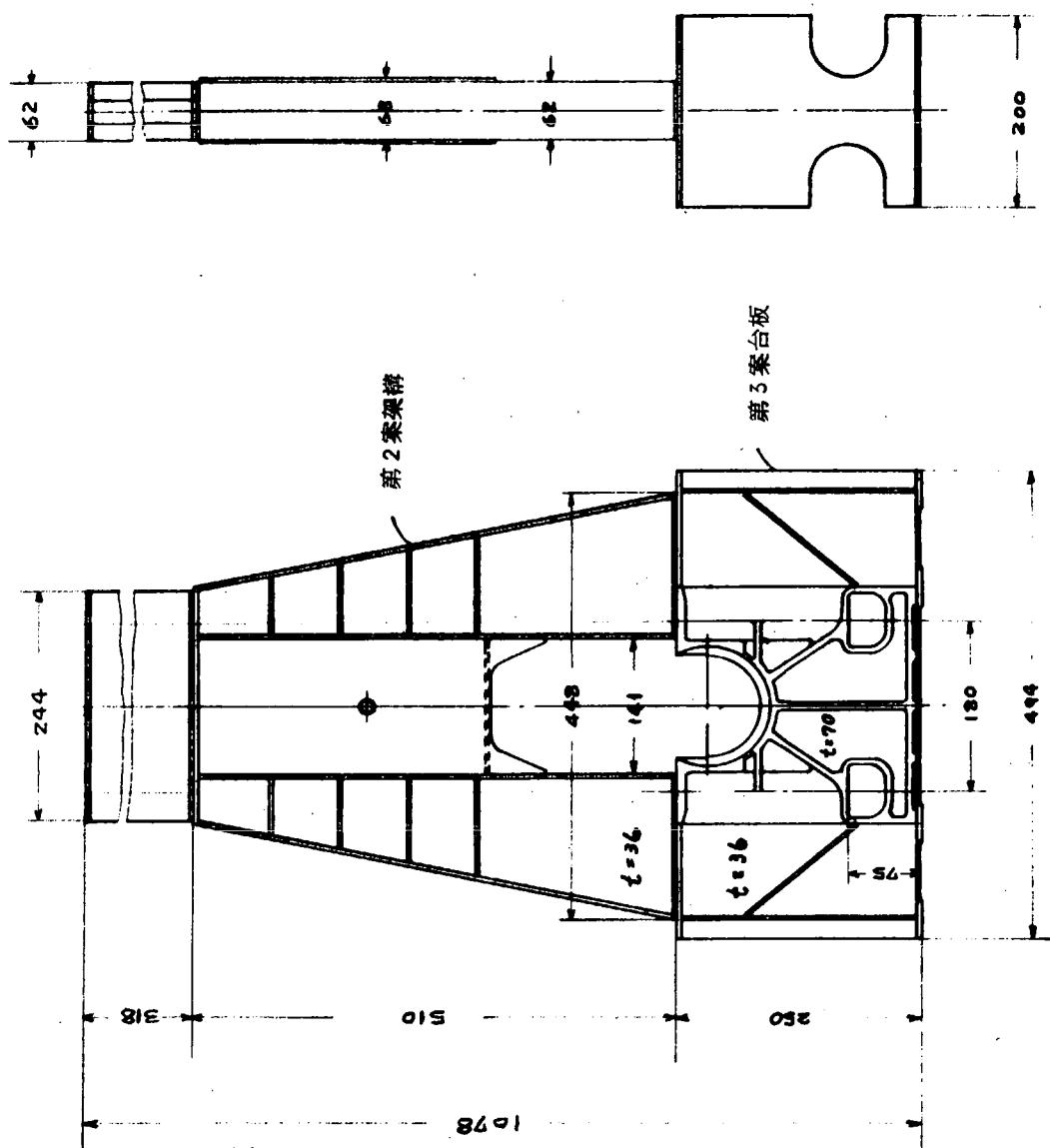
応力については、台板の下部ナット近傍コーナ部で大きく、両系列とも  $3.5 \text{ Kg/mm}^2$  以下であると推定された。この部分の使用材料を KSC 46M（抗張力  $4.6 \text{ Kg/mm}^2$  以上）とすれば強度上の問題とはならないであろう。また設計時には、上記コーナ部の曲率を大きくとり応力の集中を下げるとか、板厚を増す等の対策を行なえばさらに応力を下げることができる。

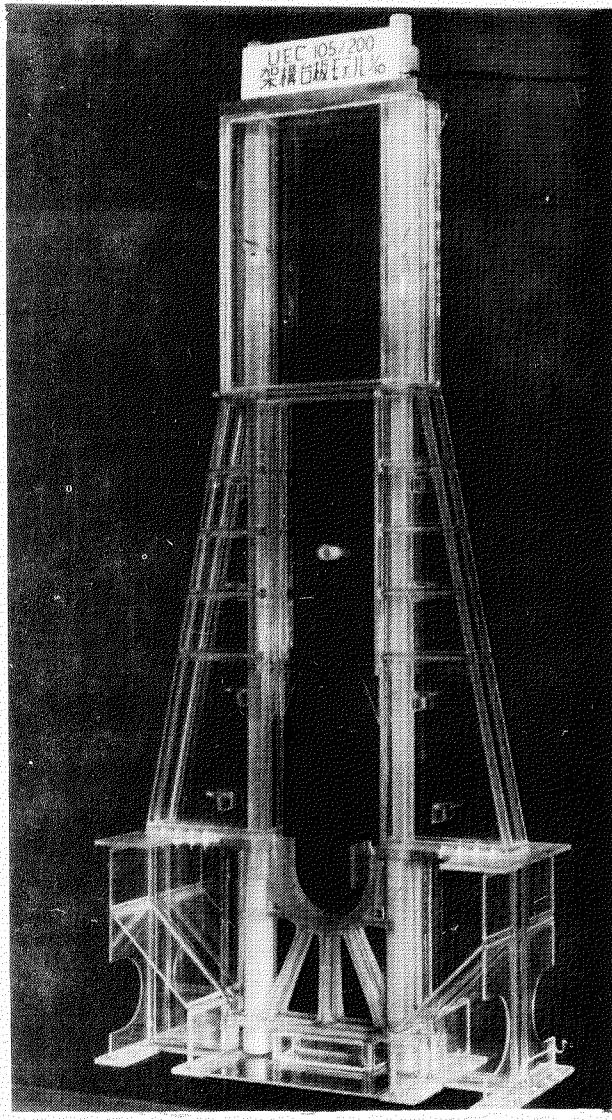
以上、荷重条件や支持条件を単純化し、単筒機関での実際状態を推定したのであるが、船底剛性を考慮した台板の固定条件や、隣接部分と互いに影響し合う力の流れが定量的に解明できれば、多筒機関における強度上の問題はさらに明らかになるであろう。



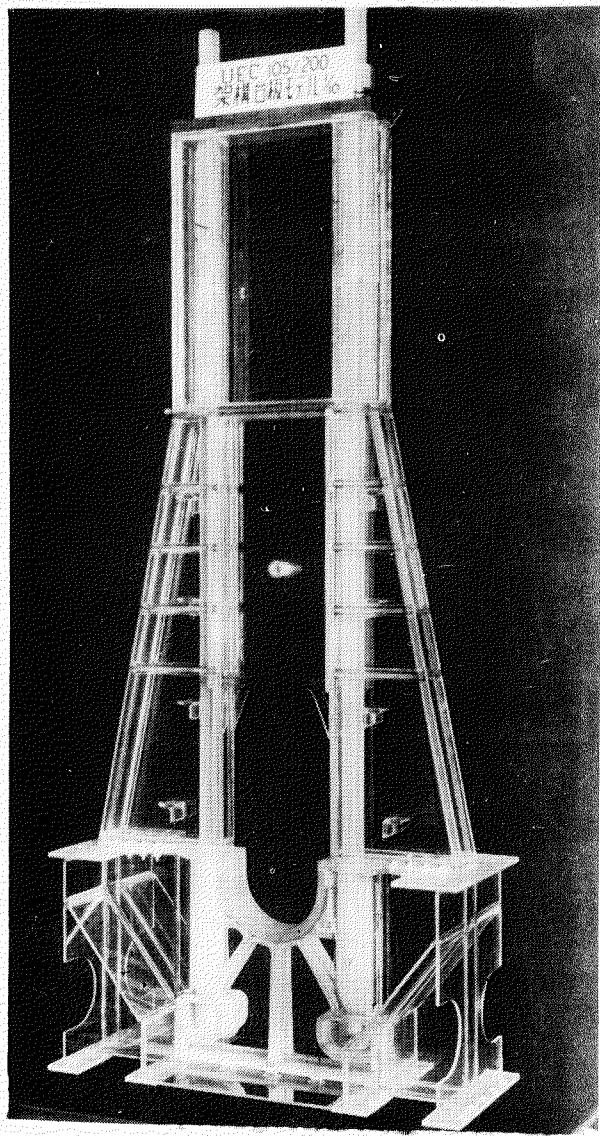
第3-3-4図 模型の形状および主要寸法（縮尺 1/10）  
(第2案台板と第2案架構の組合せ)

第3-3-5図 模型の形状および主要寸法(縮尺 1/10)  
 ( 第3案台板と第2案架構の組合わせ )

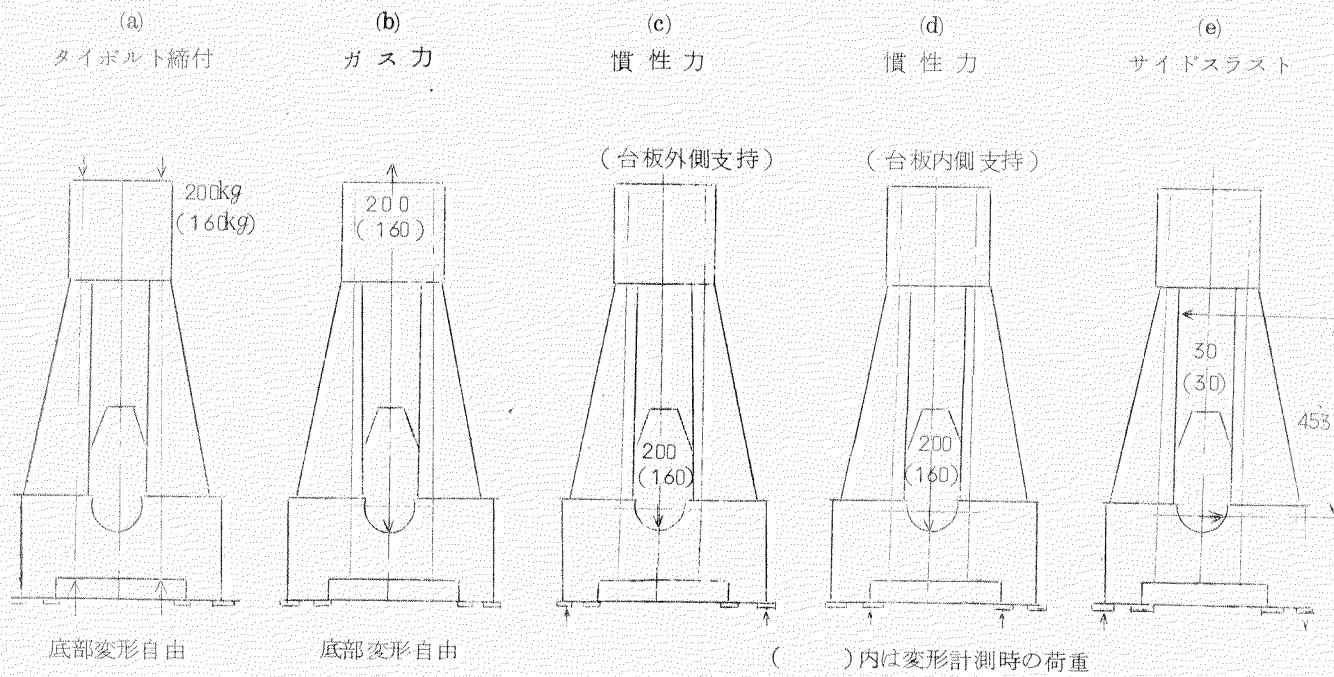




第3-3-6図 模型写真（第2案台板使用）

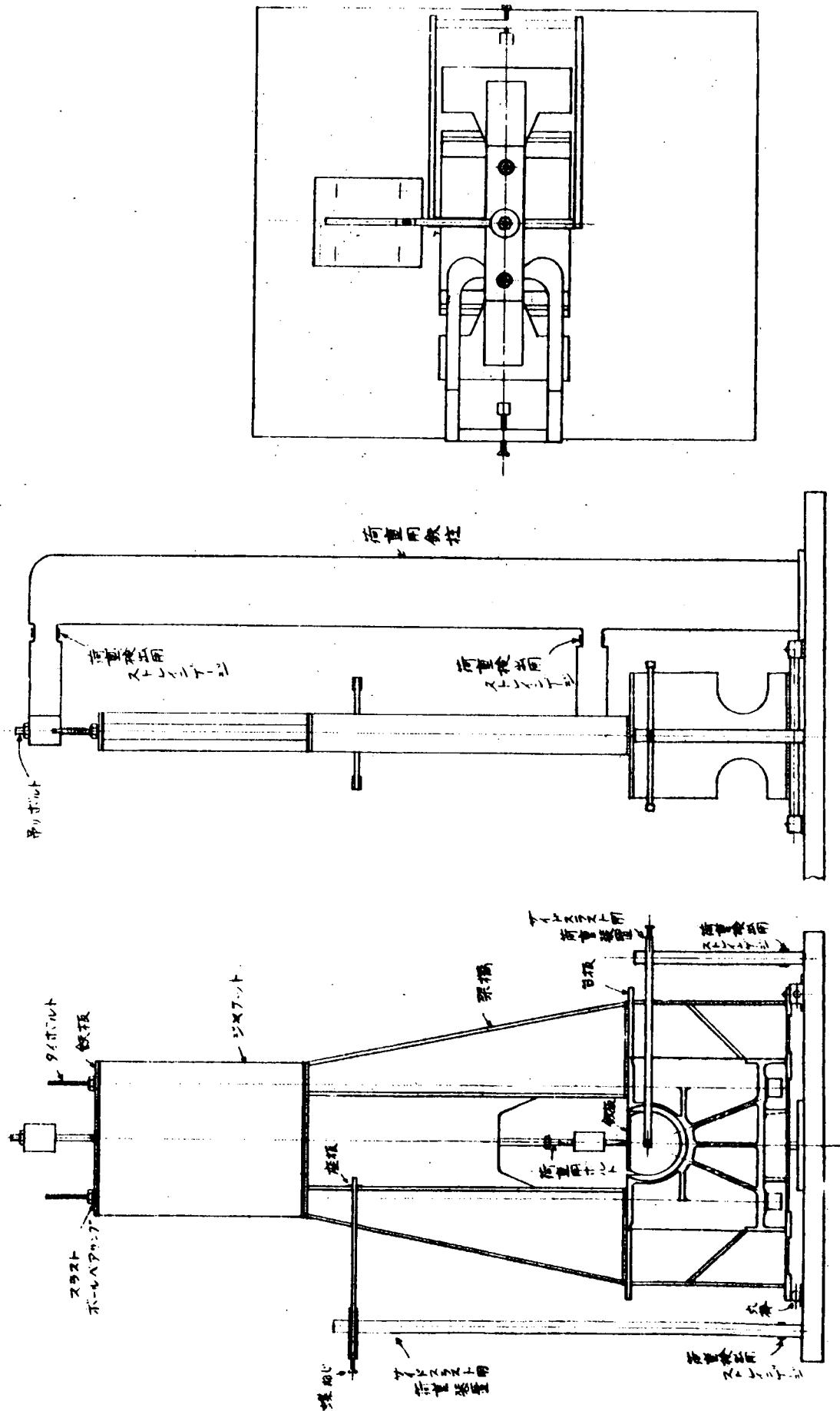


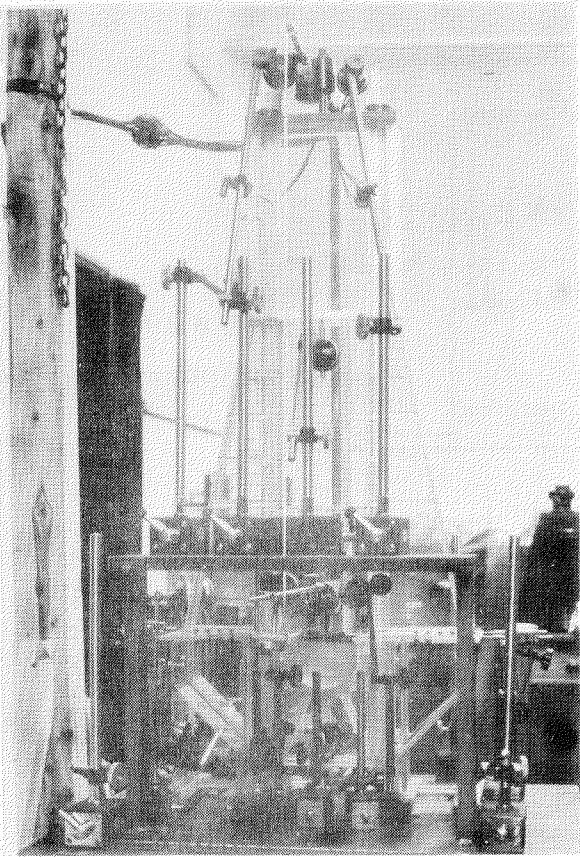
第3-3-7図 模型写真（第3案台板使用）



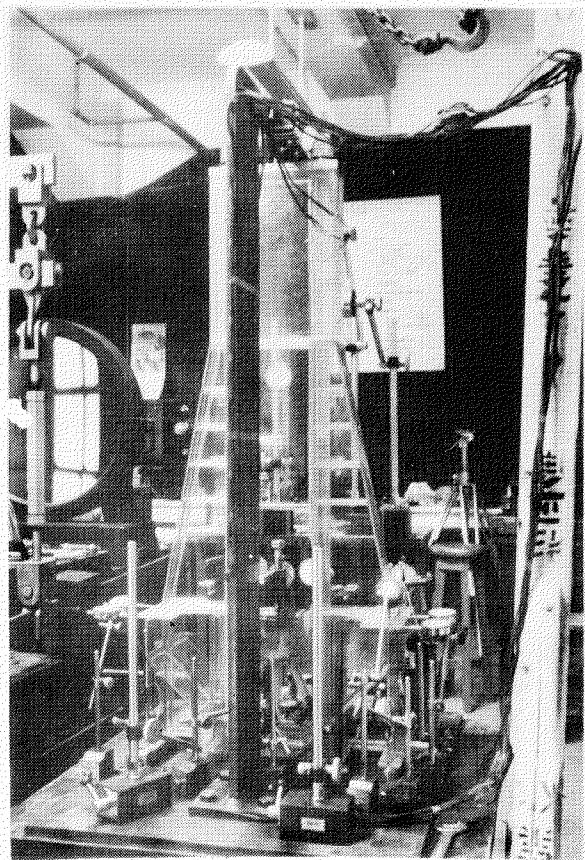
第3-3-8図 試験条件

第3-3-9図 荷重装置

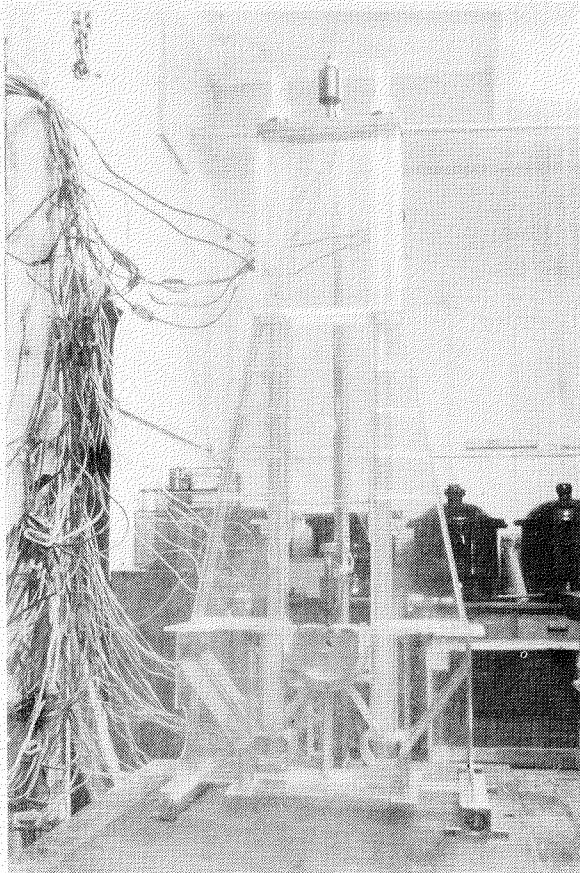




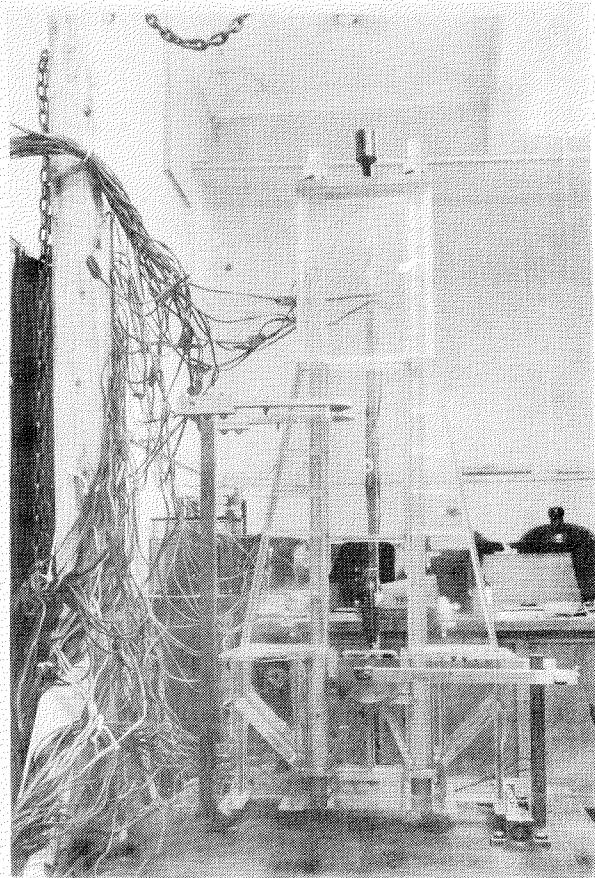
第3-3-10図 変形測定状況



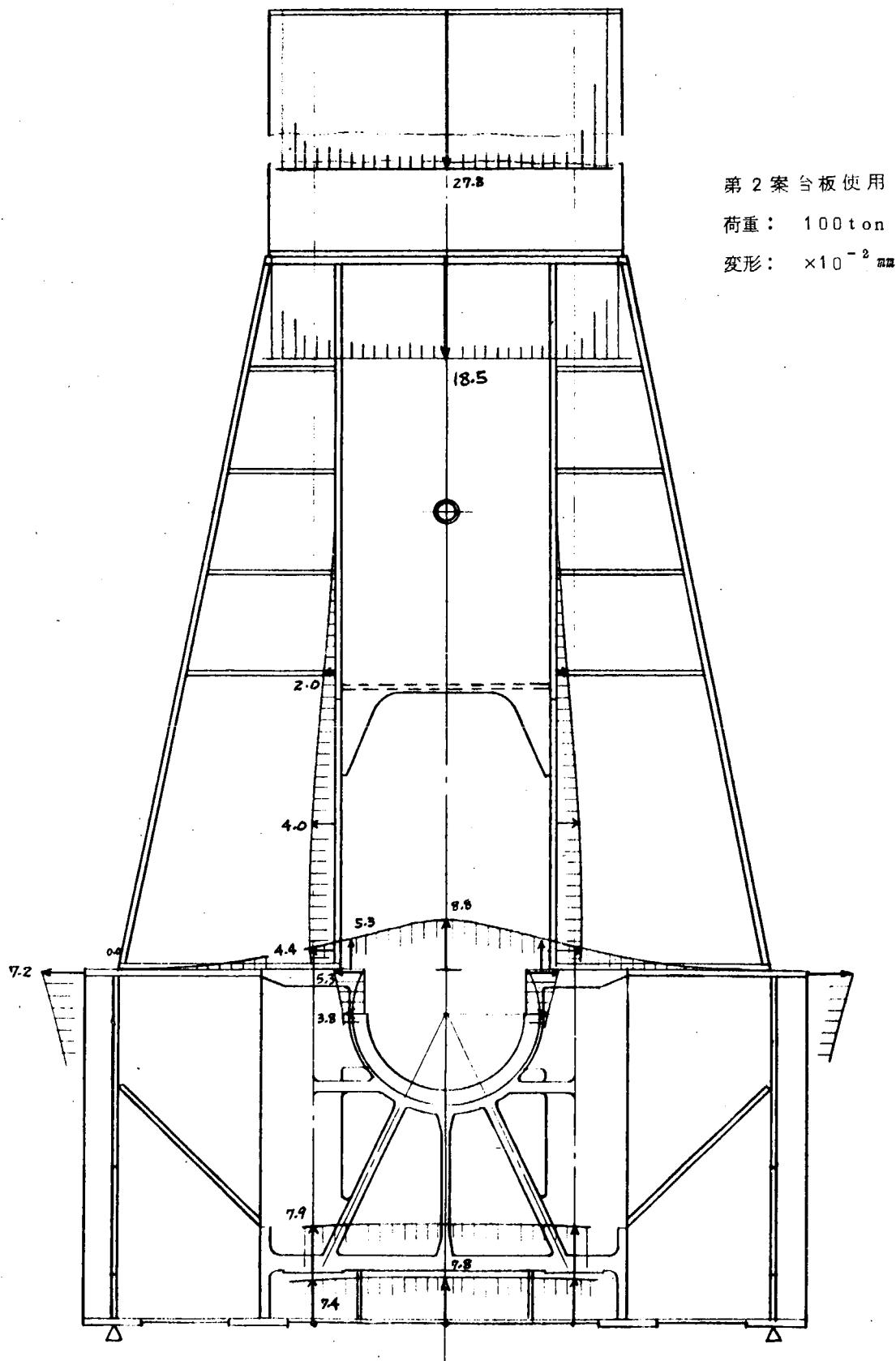
第3-3-11図 変形測定状況  
(荷重用鉄柱側より)



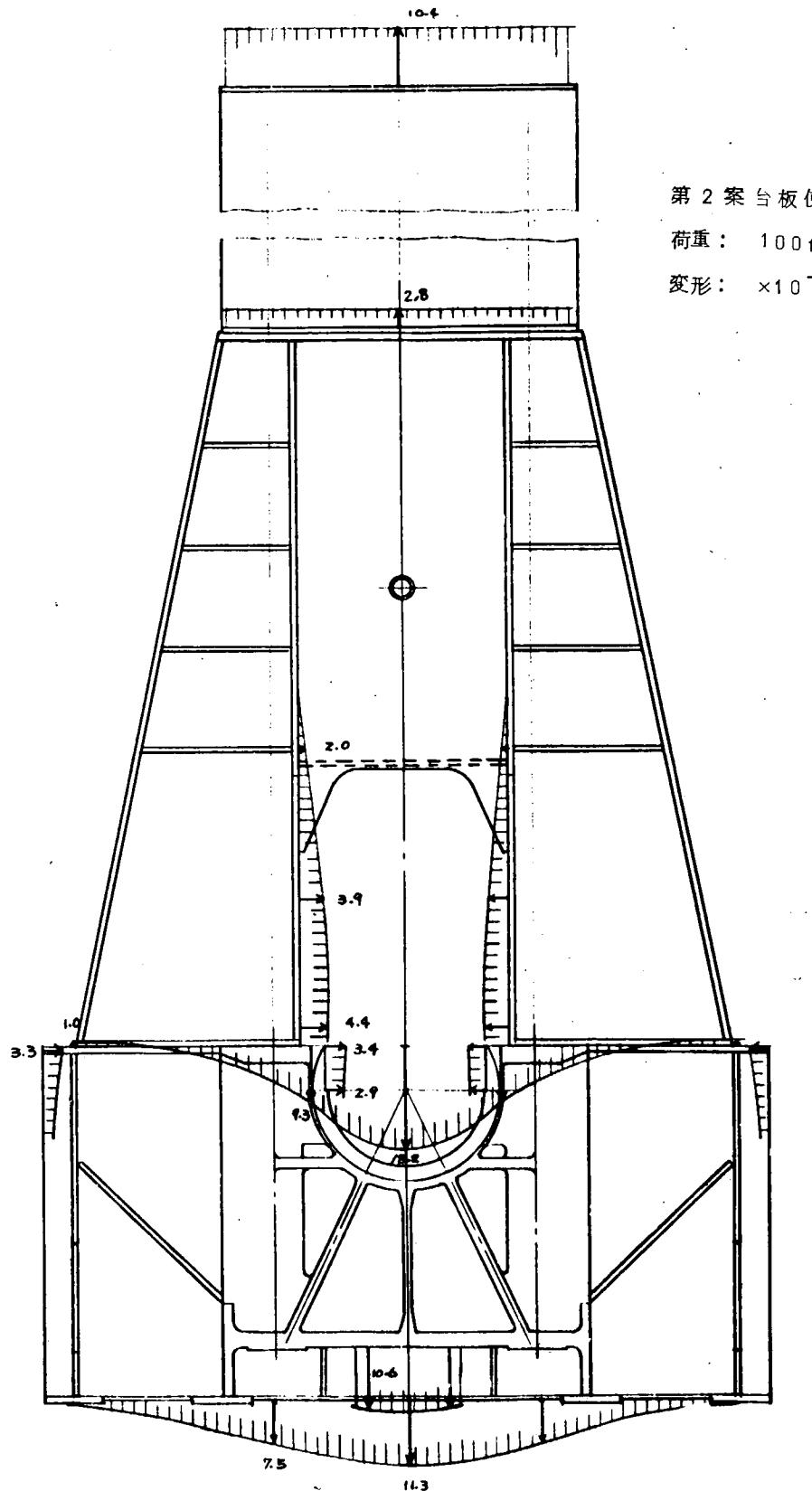
第3-3-12図 応力測定状況(ストレンジージ)  
(慣性力作用時)



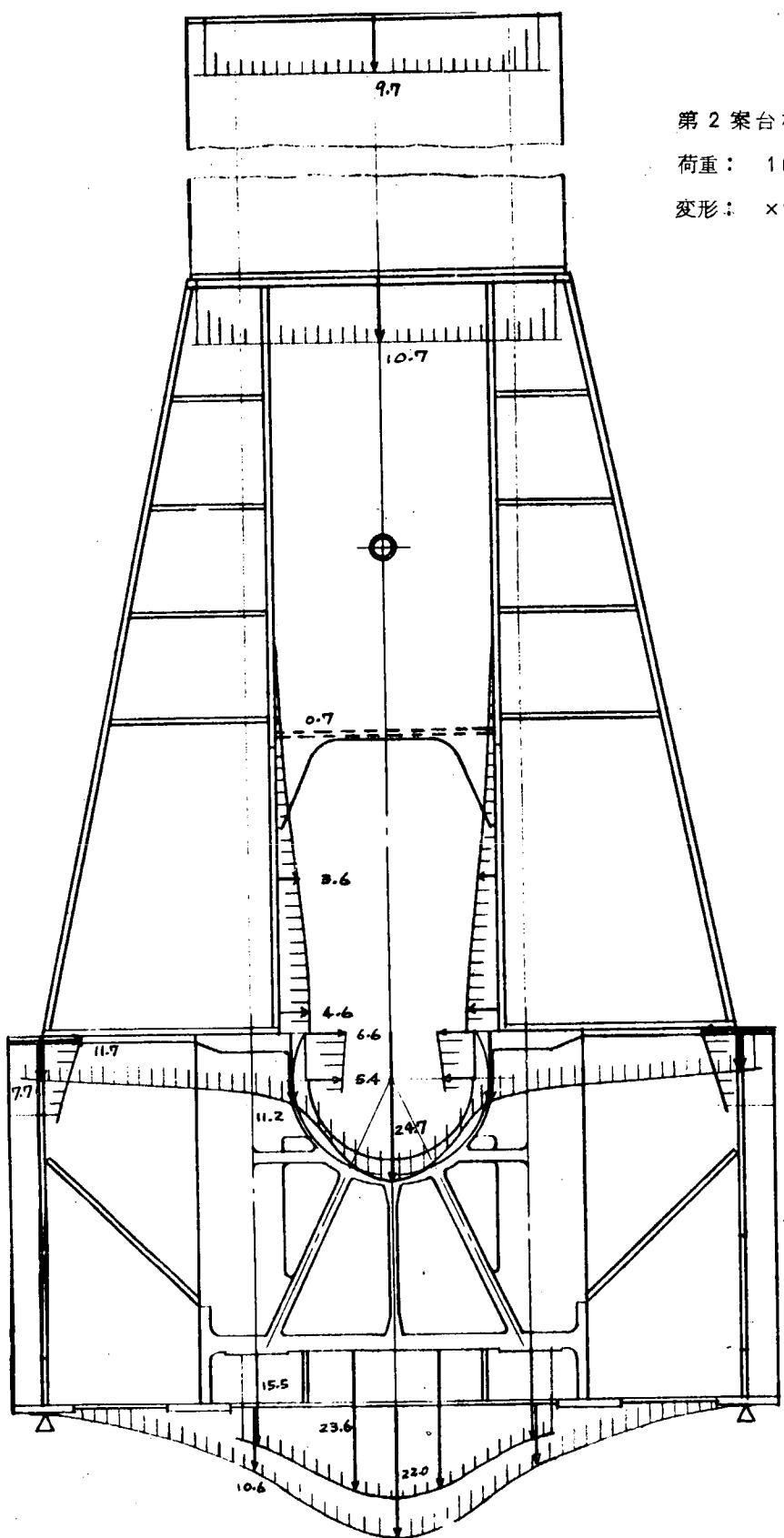
第3-3-13図 応力測定状況(ストレンジージ)  
(サイドスラスト作用時)



第3-3-15図 タイボルト締付けによる変形



第3-3-16図 ガス力による変形

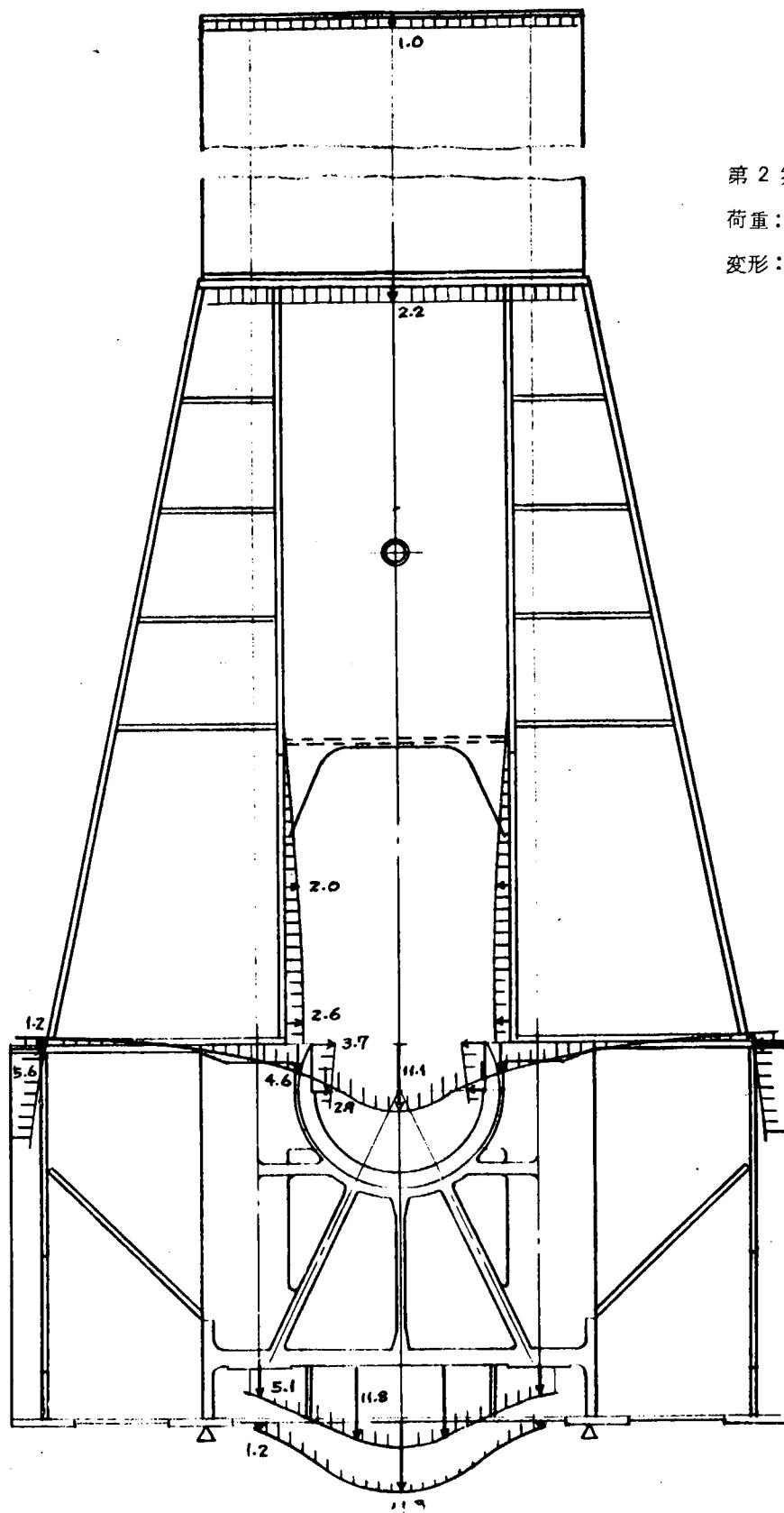


第2案台板使用

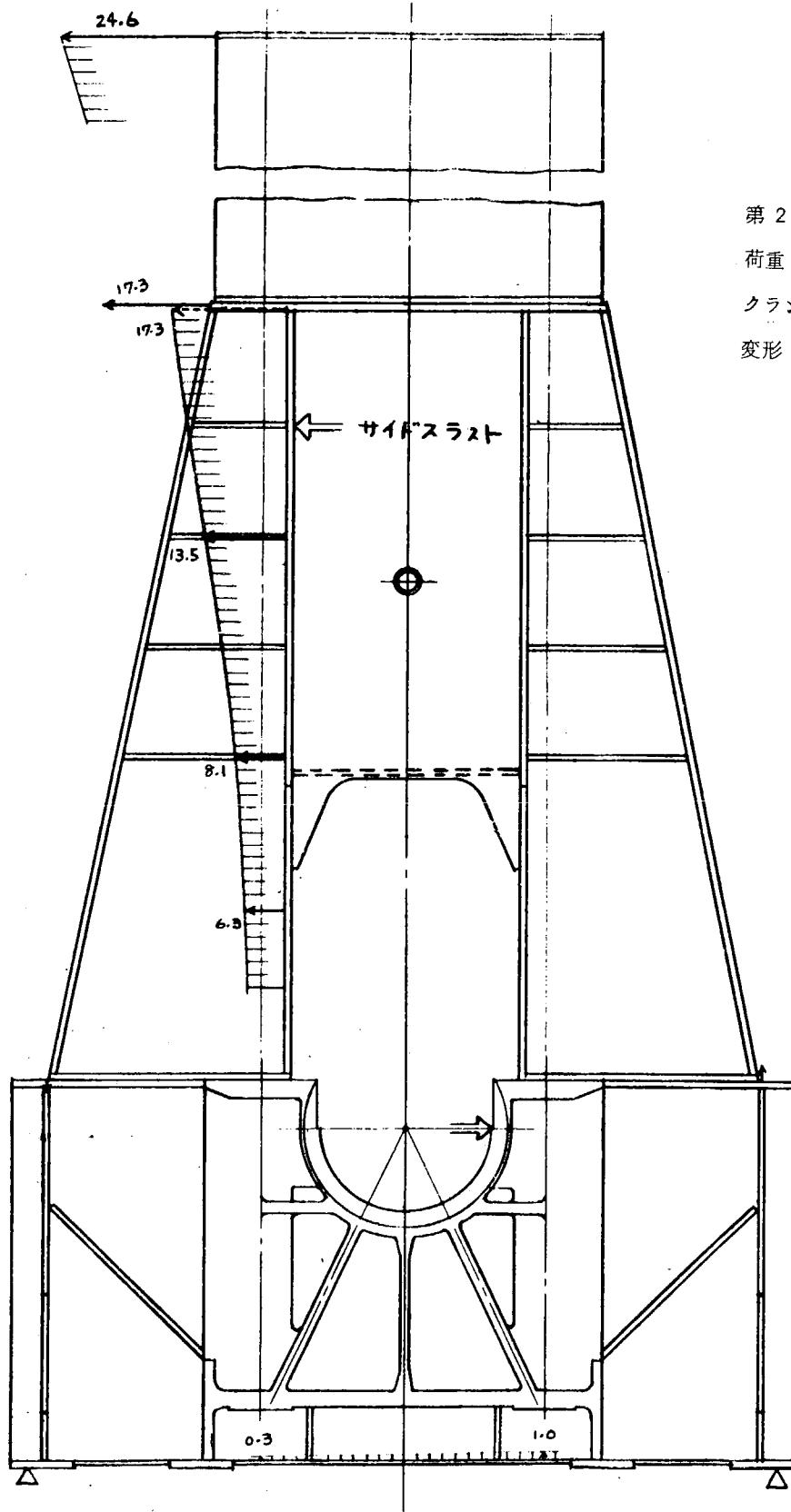
荷重： 100 ton

変形：  $\times 10^{-3}$  mm

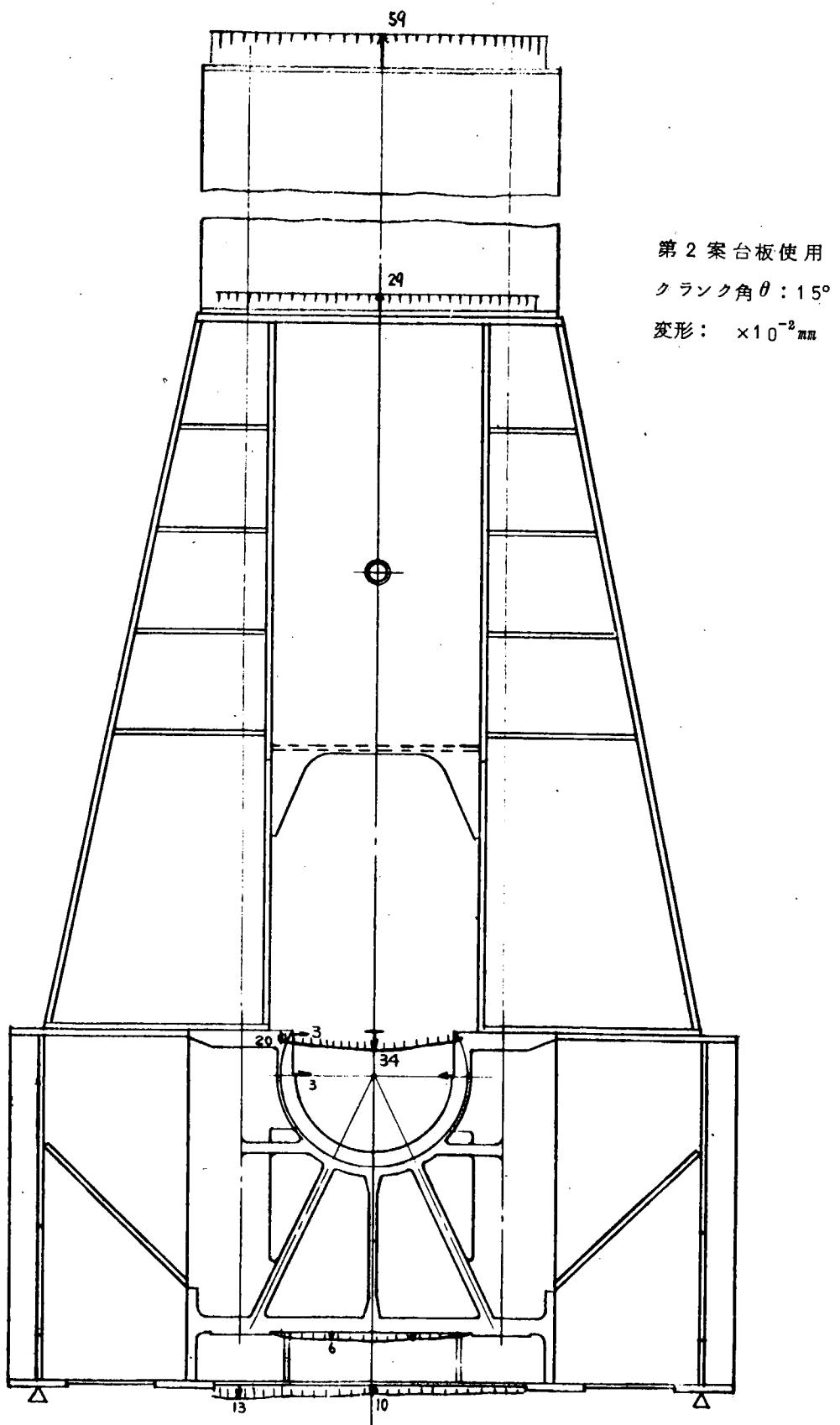
第3-3-17図 慣性力による変形（外側支持）



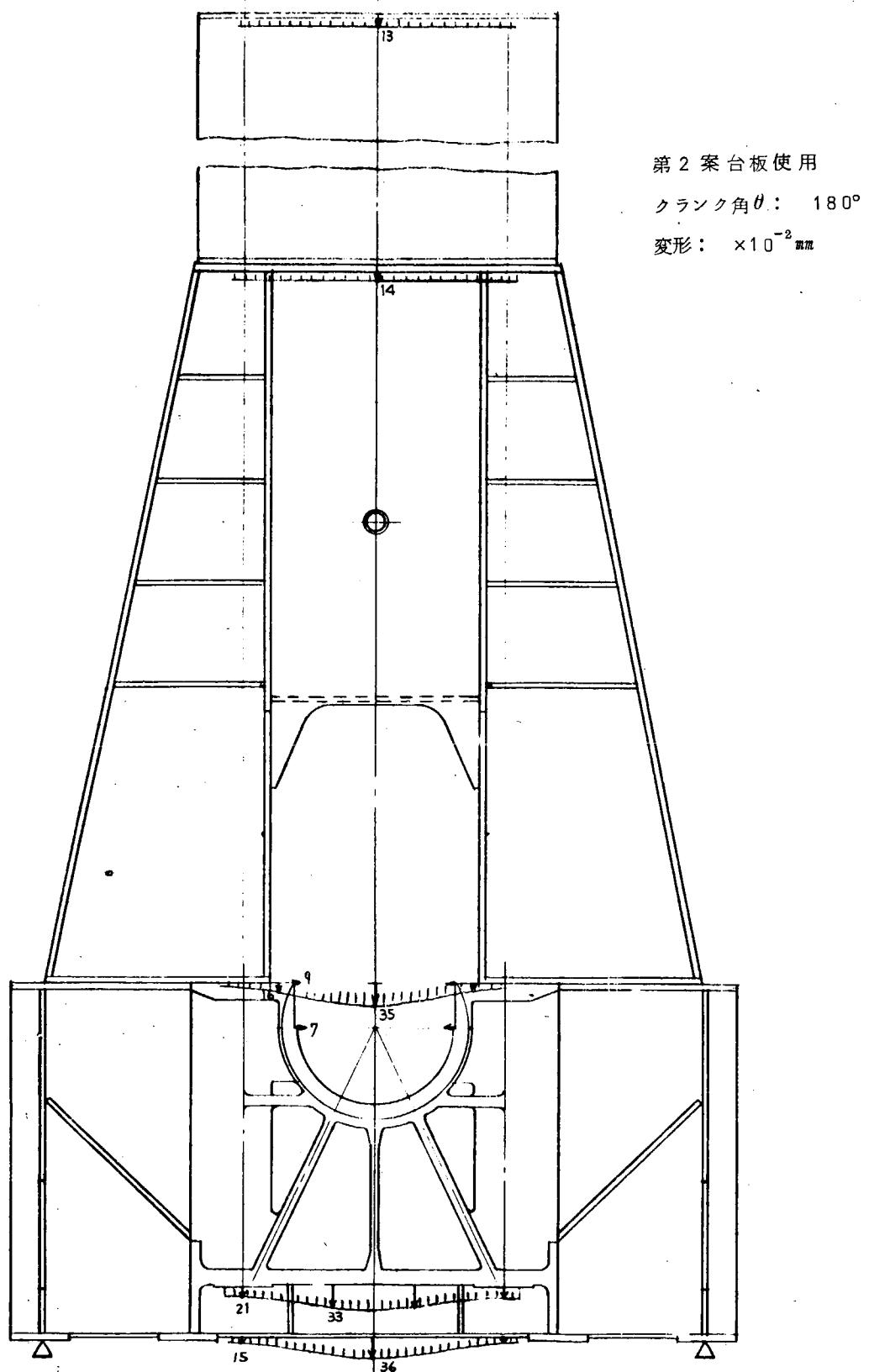
第3-3-18図 機械力による変形(内側支持)



第3-3-19図 サイドスラストによる変形(外側支持)

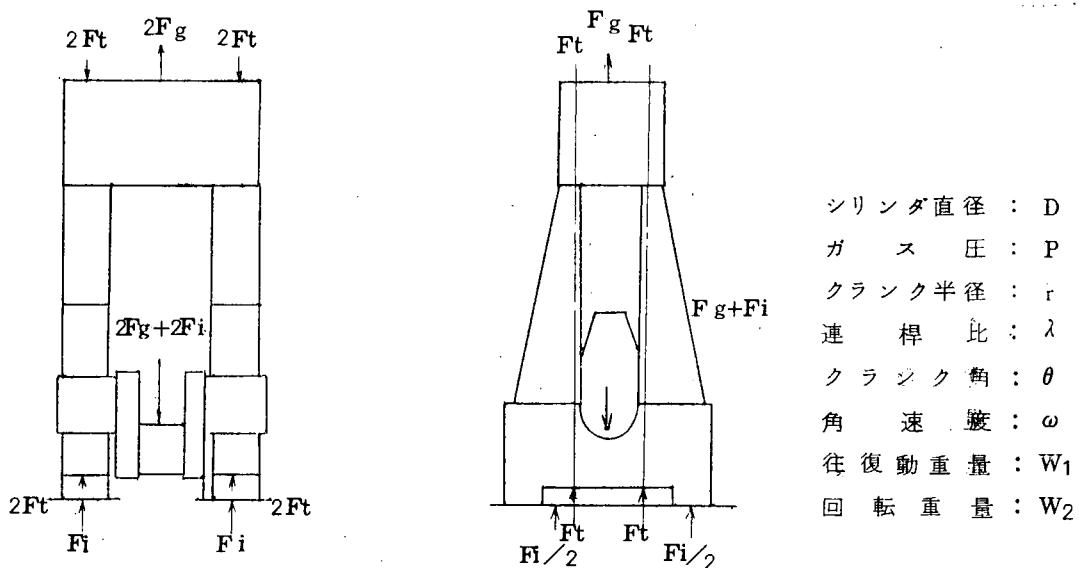


第3-3-20図 ガス力最大時の変形(外側支持)



第3-3-21図 慣性力最大時の変形(外側支持)

第3-3-4表 実機の荷重条件



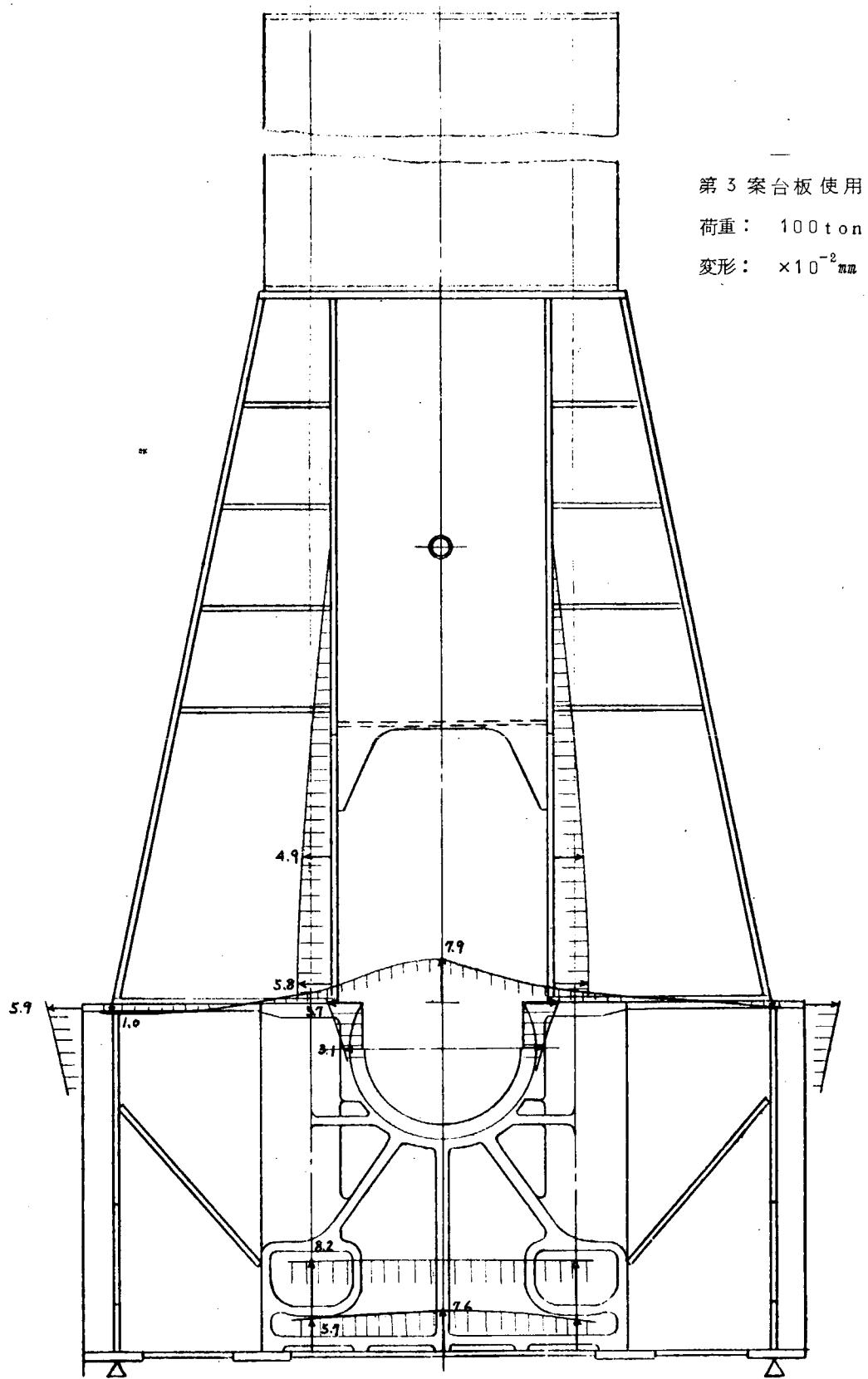
シリンダ直径 : D  
ガス圧 : P  
クランク半径 : r  
連桿比 : λ  
クランク角 : θ  
角速度 : ω  
往復動重量 : W<sub>1</sub>  
回転重量 : W<sub>2</sub>

$$\text{ガス力} : 2F_g = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot P$$

$$\begin{aligned} \text{慣性力} : 2F_i &= \frac{W_1}{g} \cdot r \cdot \omega^2 (\cos \theta + \frac{1}{\lambda} \cos 2\theta) \\ &\quad + \frac{W_2}{g} \cdot r \cdot \omega^2 \end{aligned}$$

$$\text{タイボルト締付け力} : F_t$$

	ガス力最大時	慣性力最大時
フランク角 $\theta$	15°	180°
ガス力 $F_g$ (ton)	411	6
慣性力 $F_i$ (ton)	-167	136
タイボルト締付力 $F_t$ (ton)	288	288

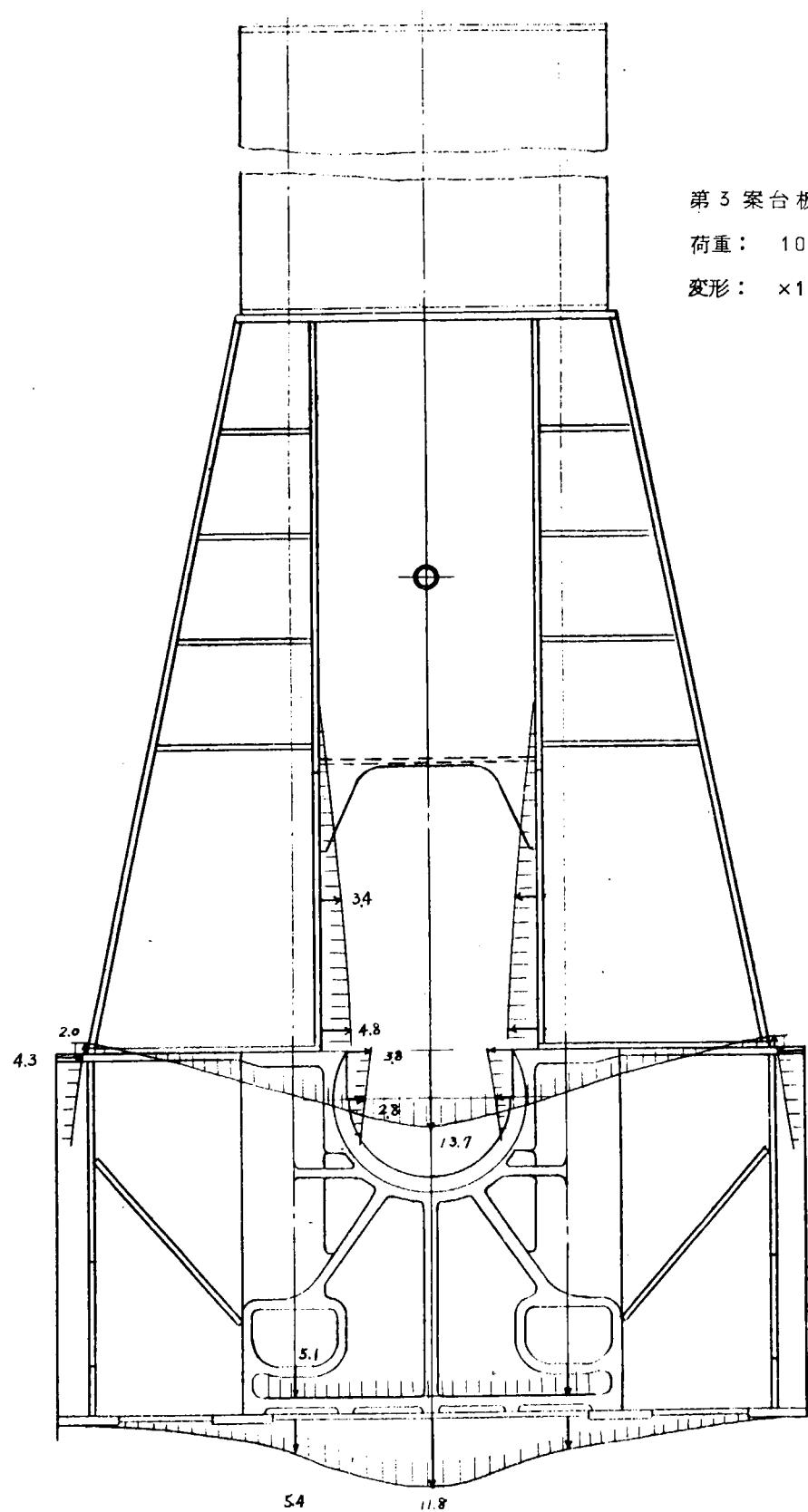


第3-3-22図 タイボルト締付けによる変形

第3案台板使用

荷重： 100ton

変形：  $\times 10^{-2} \text{mm}$

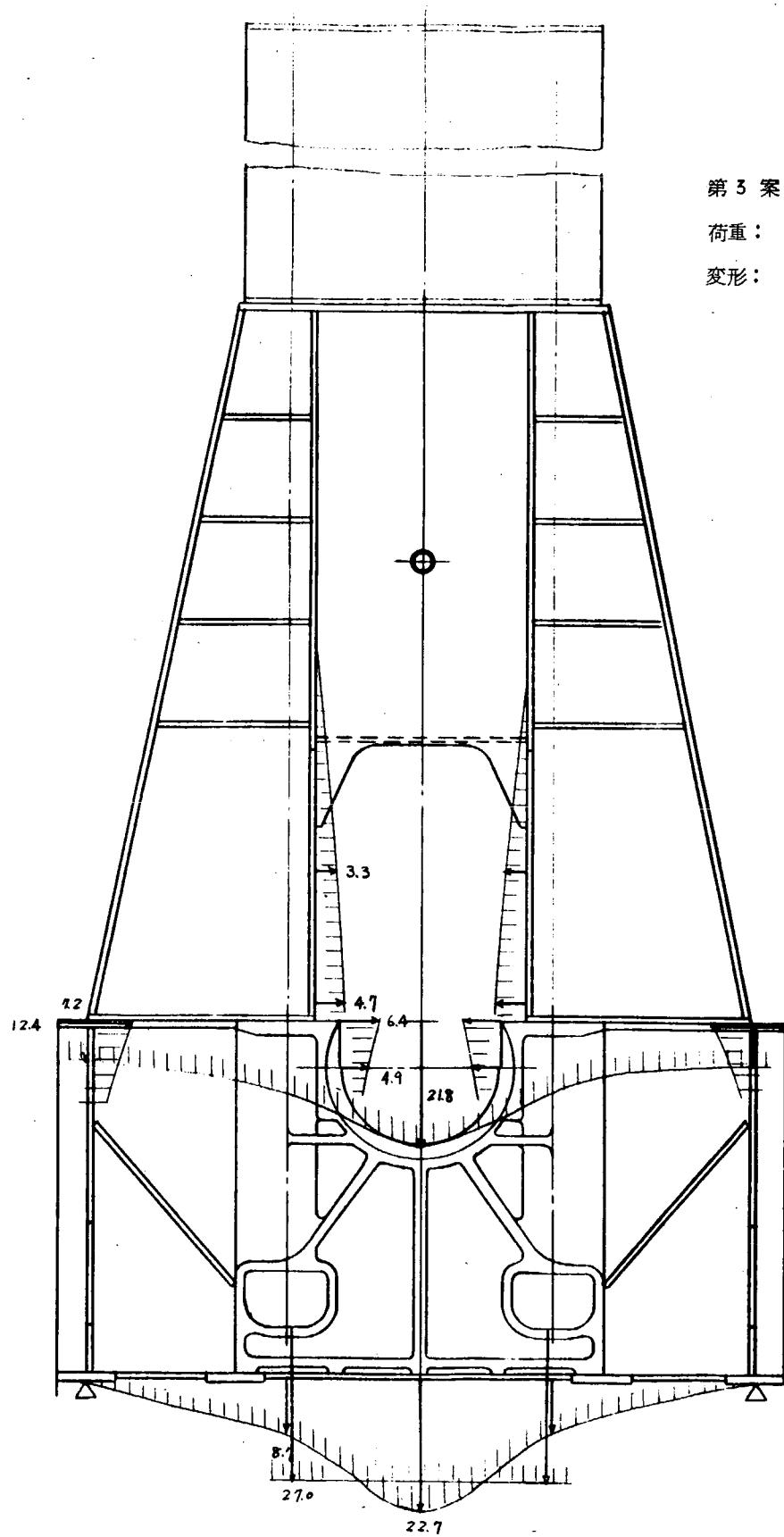


第3-3-23図 ガス力による変形

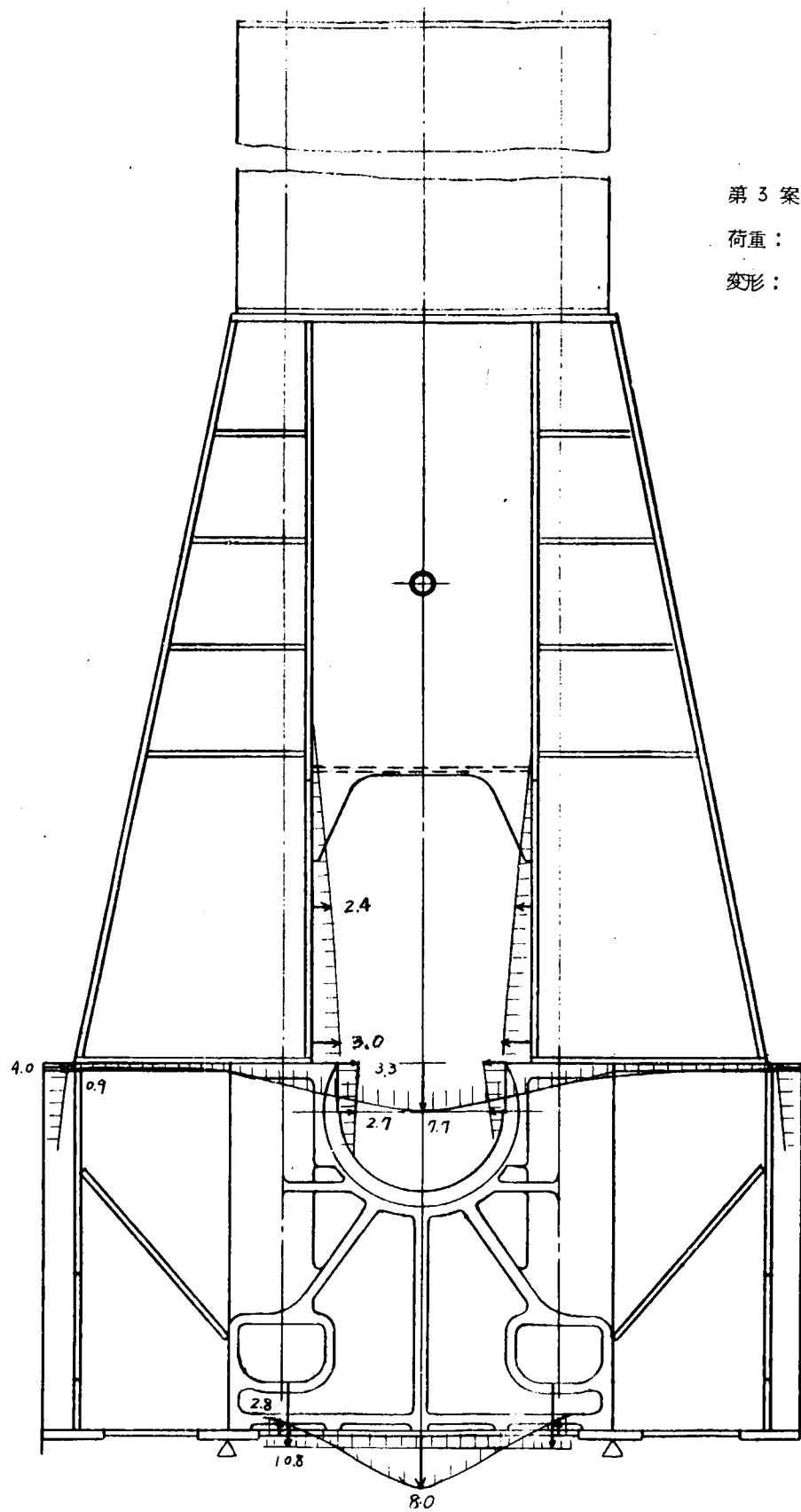
第3案台板使用

荷重: 100 ton

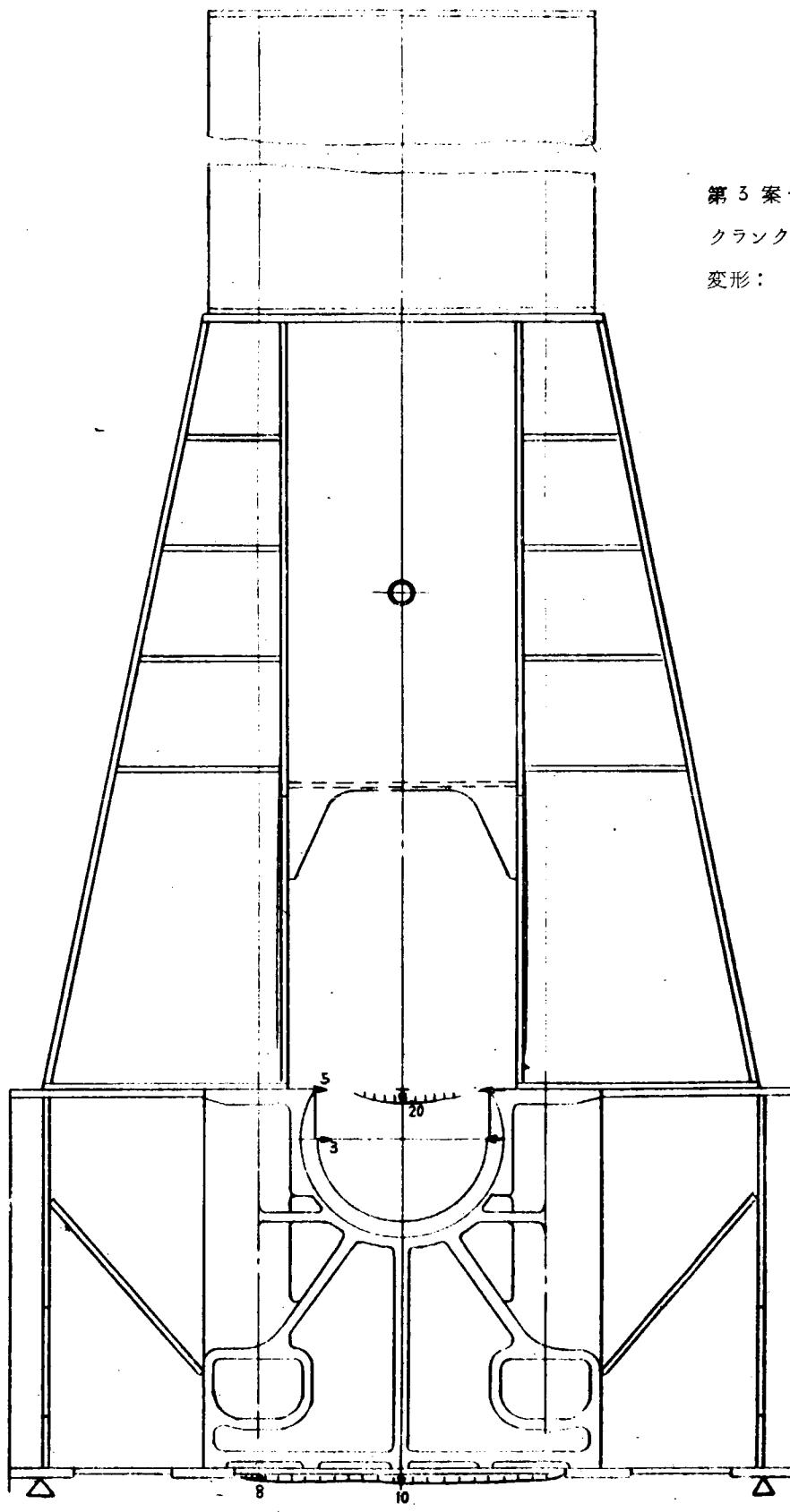
変形:  $\times 10^{-2}$  mm



第3-3-24図 慣性力による変形(外側支持)

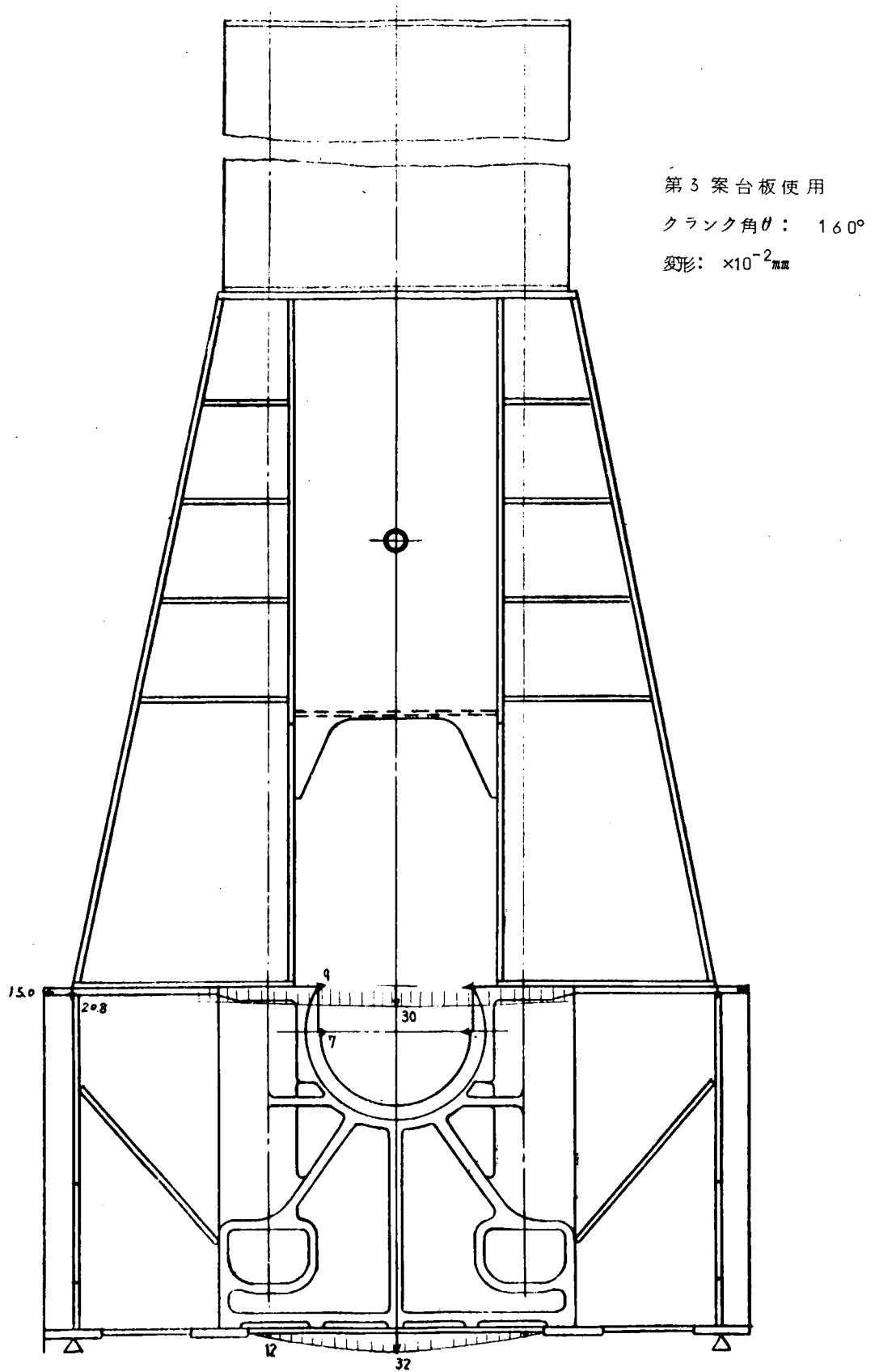


第3-3-25図 慣性力による変形（内側支持）



第3案台板使用  
クラシク角 $\theta$ : 15°  
変形:  $\times 10^{-2}$ mm

第3-3-26図 ガス力最大時の変形(外側支持)



第3-3-27図 慣性力最大時の変形（外側支持）

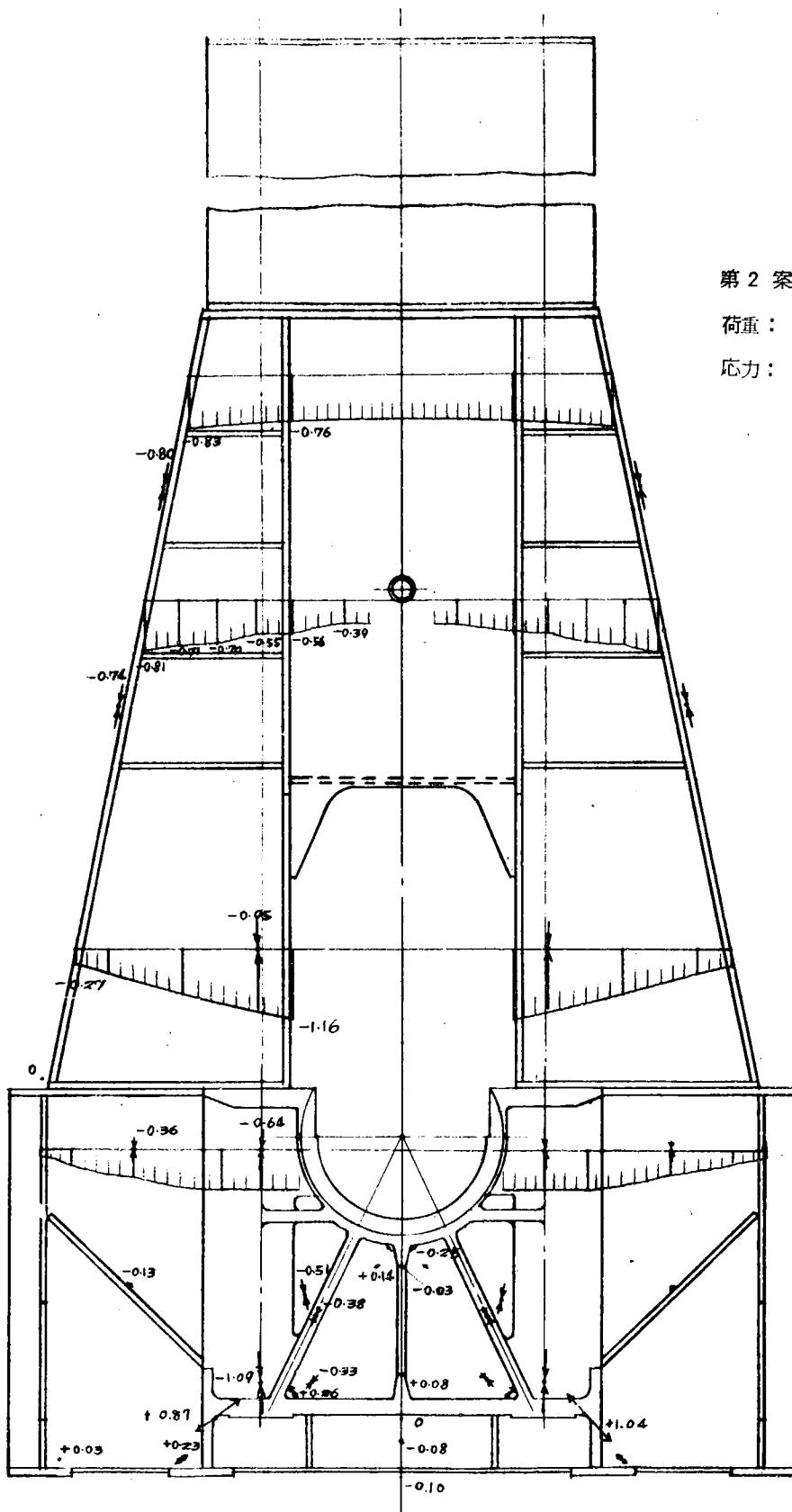
第3-3-5表 台板、架構の変形および応力

			第 1 系 列		第 2 系 列	
(G) : ガス力 最大時						
(I) : 慣性力 最大時						
(外) : 外側支持						
(内) : 内側支持						
(1) 变形 (mm)	(G)	(外)	$\delta_A$	0.06	0.06	
			$\delta_B$	0.34	0.20	
	(I)	(外)	$\delta_A$	0.14	0.14	
			$\delta_B$	0.35	0.30	
(2) 応力 (kg/mm <sup>2</sup> )	(G)	(外)	$\sigma_A$	-1.67	-1.62	
			$\sigma_B$	+2.10	+3.45	
		(内)	$\sigma_A$	-1.47	-1.42	
			$\sigma_B$	+3.25	+3.26	
	(I)	(外)	$\sigma_A$	-2.96	-3.03	
			$\sigma_B$	+2.24	+2.67	
		(内)	$\sigma_A$	-3.12	-3.19	
			$\sigma_B$	+1.31	+2.82	
注 (1) 変形はタイボルト締付け時を基準とする。 (2) 応力はタイボルト締付け前を基準とする。						

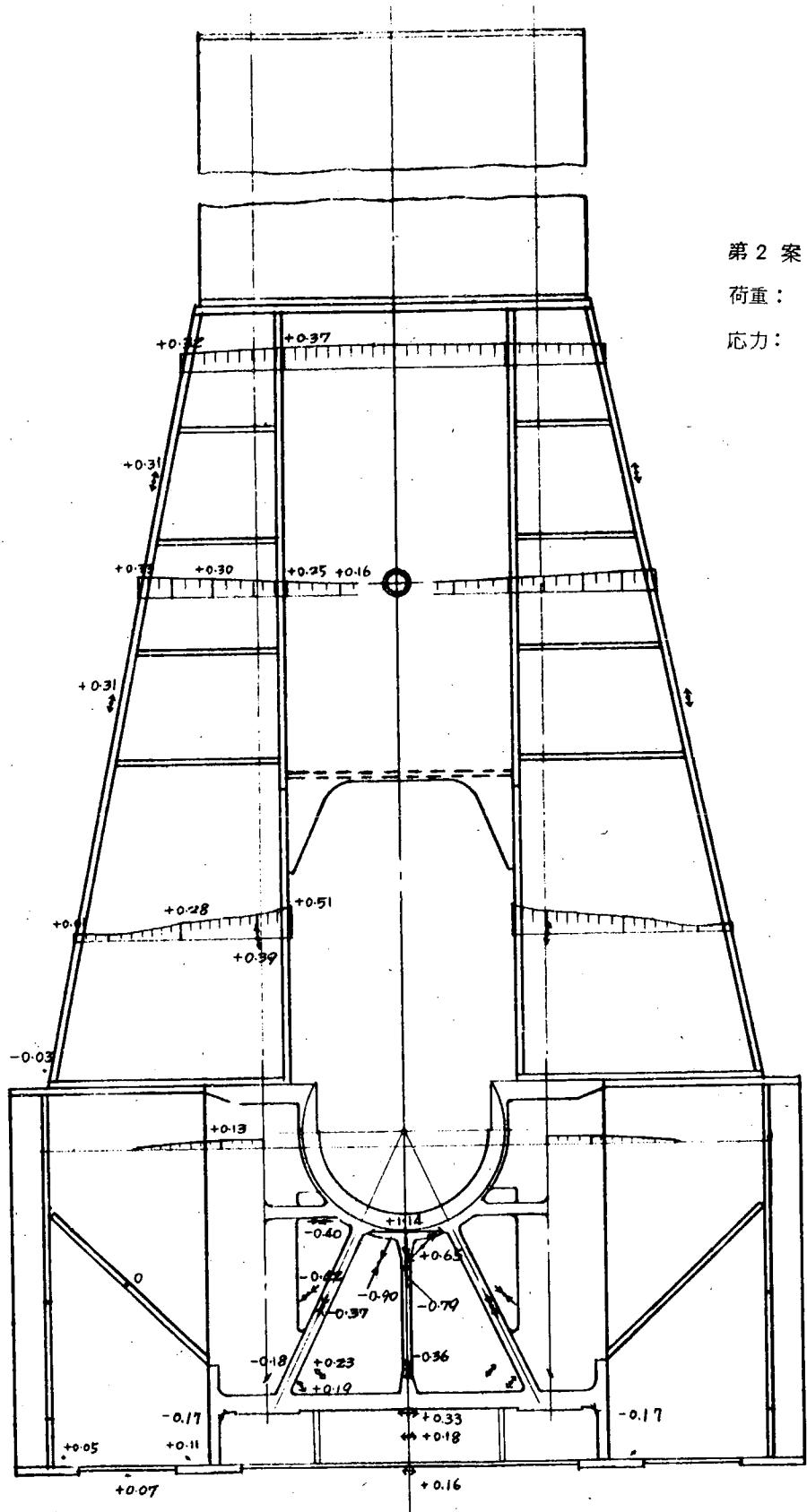
第2 案台板使用

荷重： 100 ton / 1本

応力： kg/mm<sup>2</sup>



第3-3-28図 タイボルト締付けによる応力

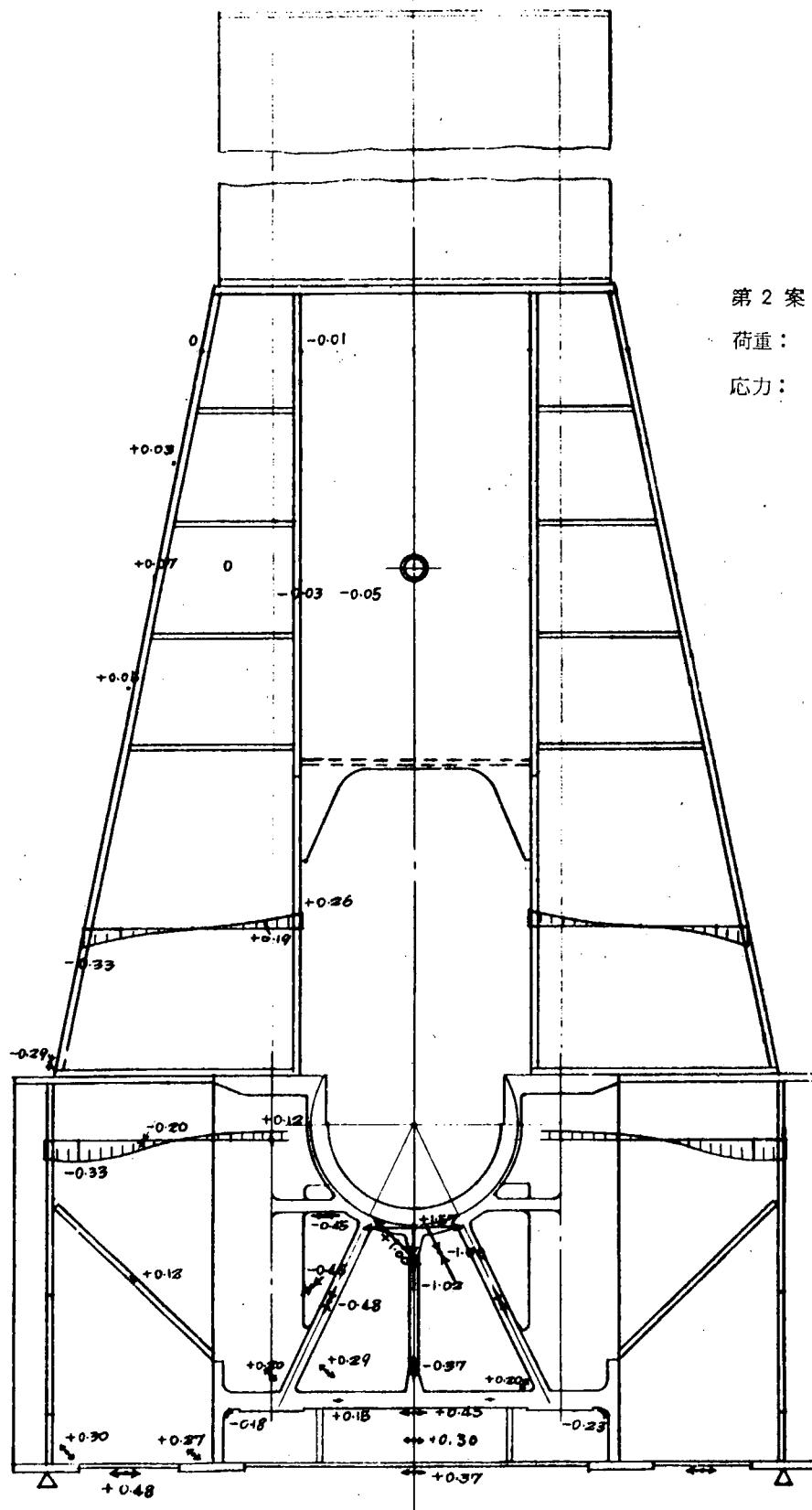


第2 案台板使用

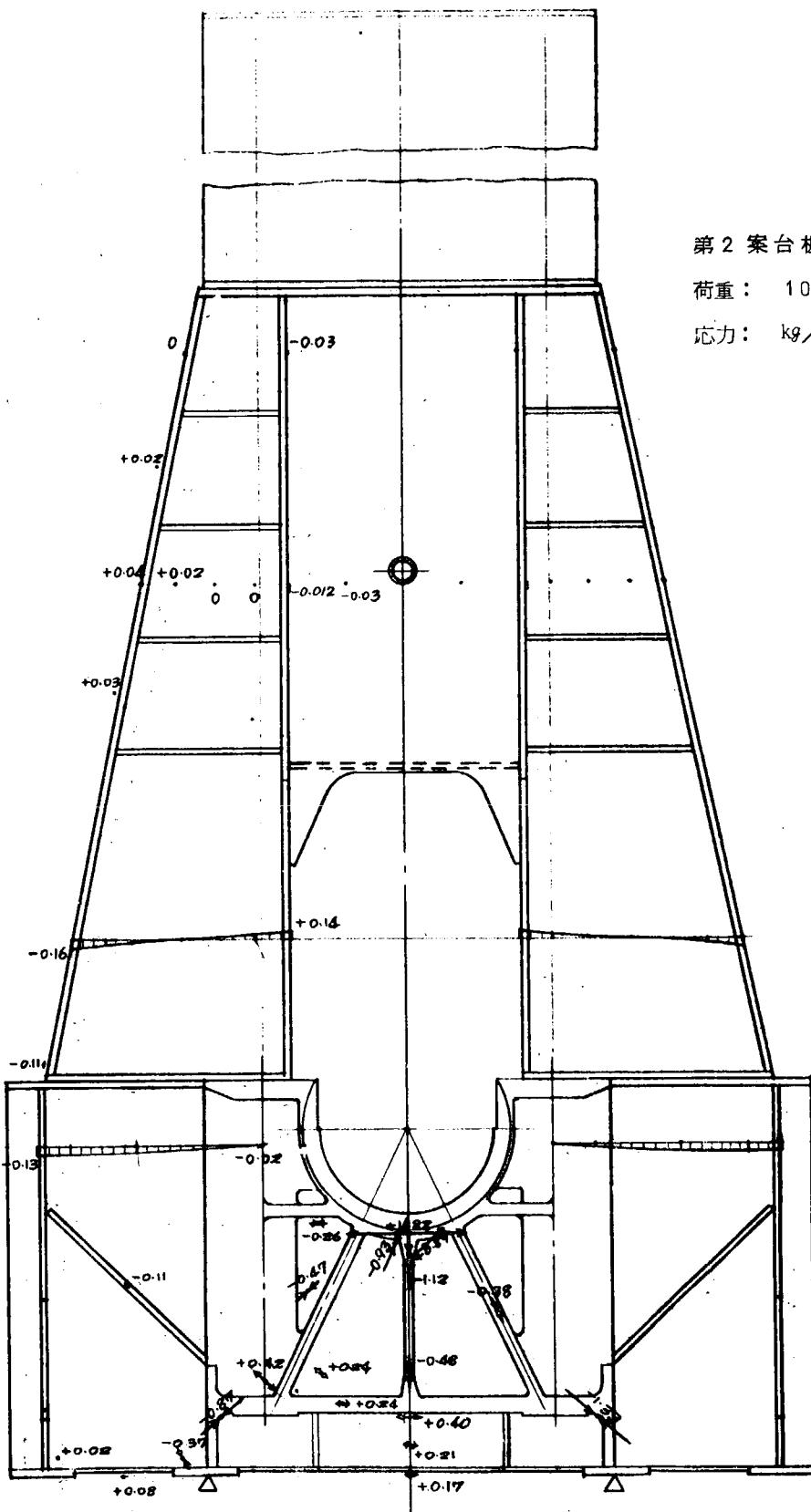
荷重: 100 ton

応力: kg/mm²

第3-3-29図 ガス力による応力



第3-3-30図 慣性力による応力(外側支持)



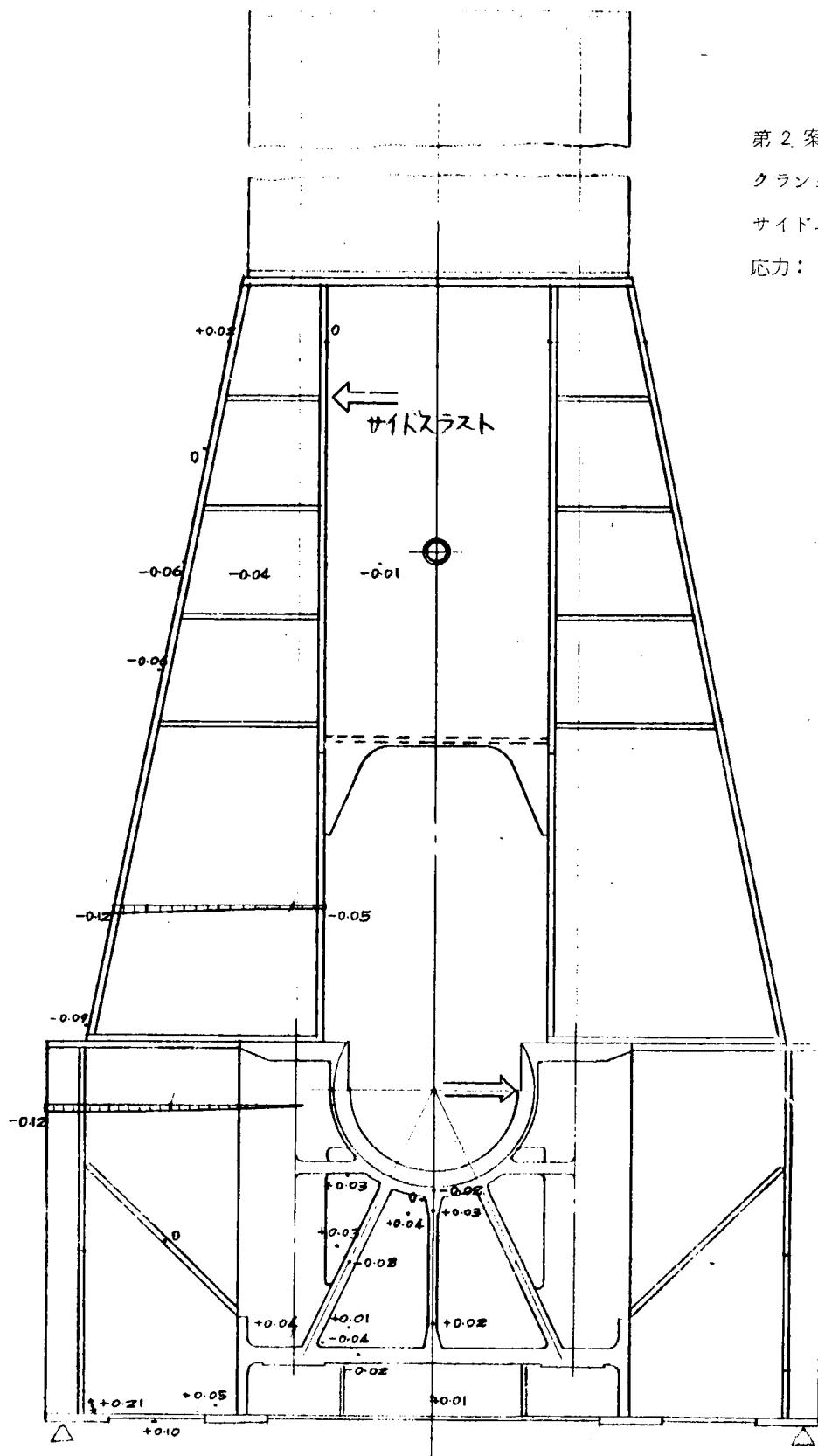
第3-3-31図 慣性力による応力(内側支持)

第2案台板使用

クランク角 $\theta$ : 30°

サイドスラスト: 10 ton

応力: kg/mm<sup>2</sup>

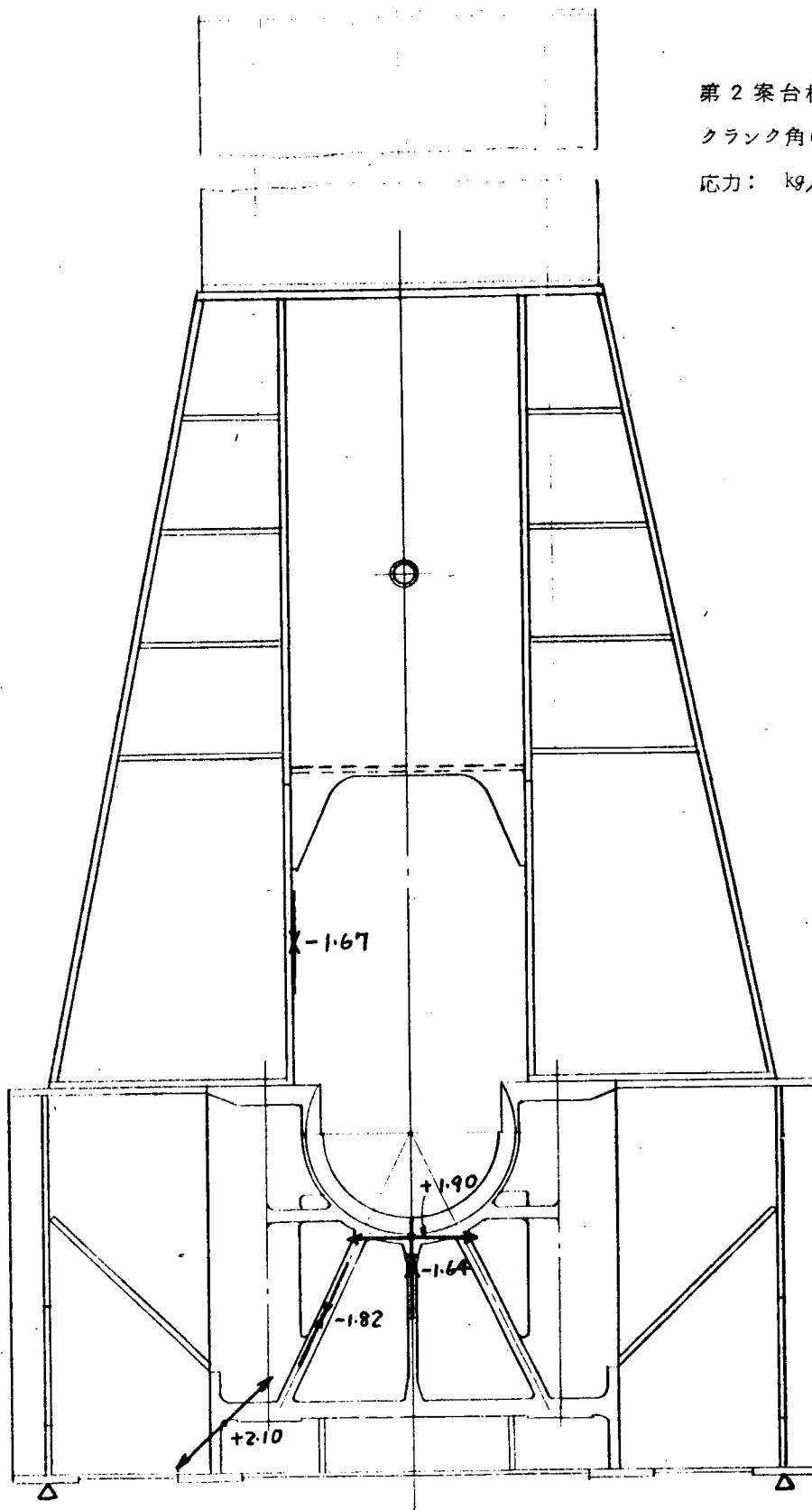


第3-3-32図 サイドスラストによる応力(外側支持)

第2案台板使用

クランク角 $\theta$  : 15°

応力 : kg/mm<sup>2</sup>

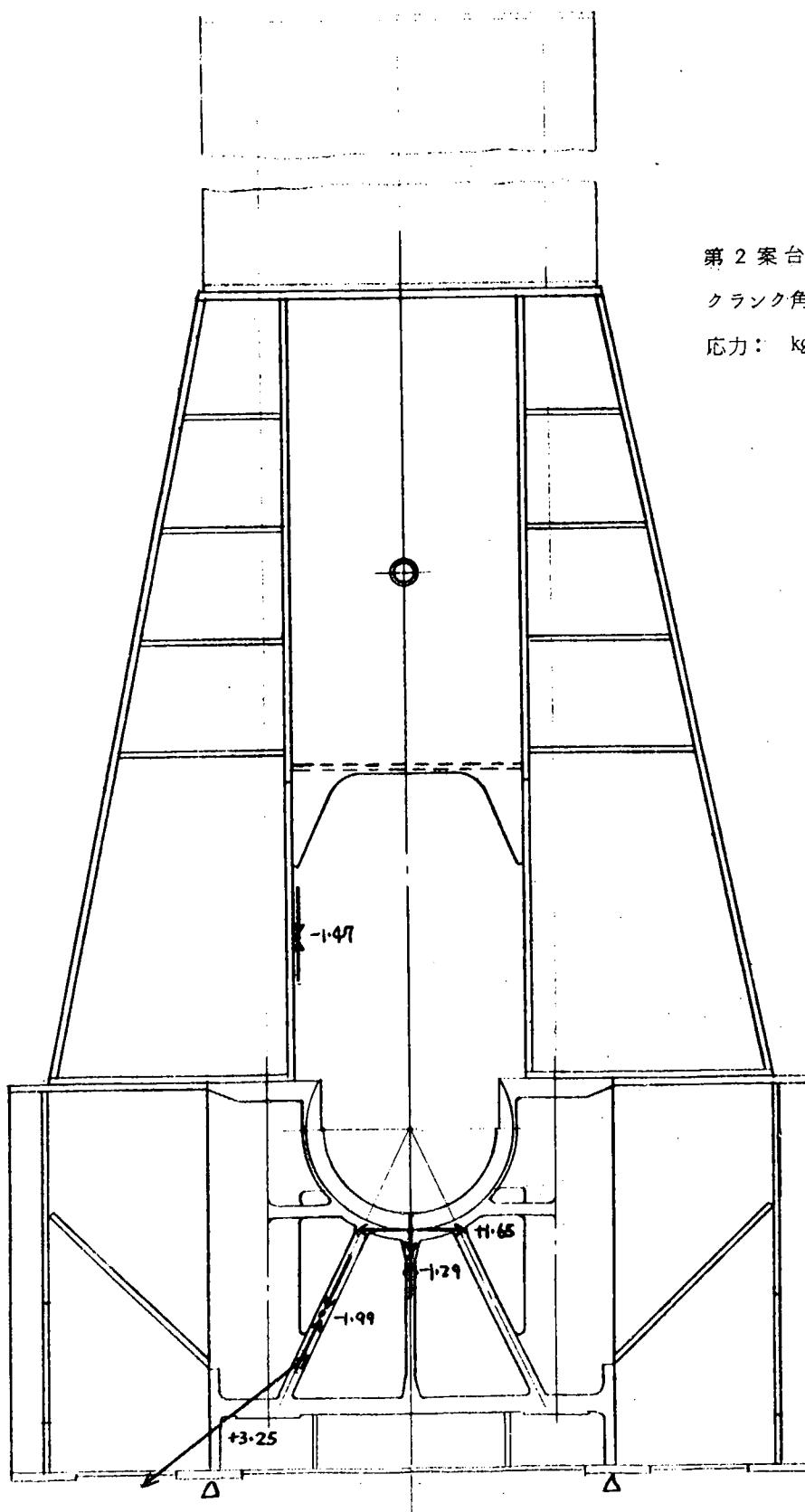


第3-3-33図 ガス力最大時の応力（外側支持）

第2案台板使用

クランク角 $\theta$  : 15°

応力: kg/mm<sup>2</sup>

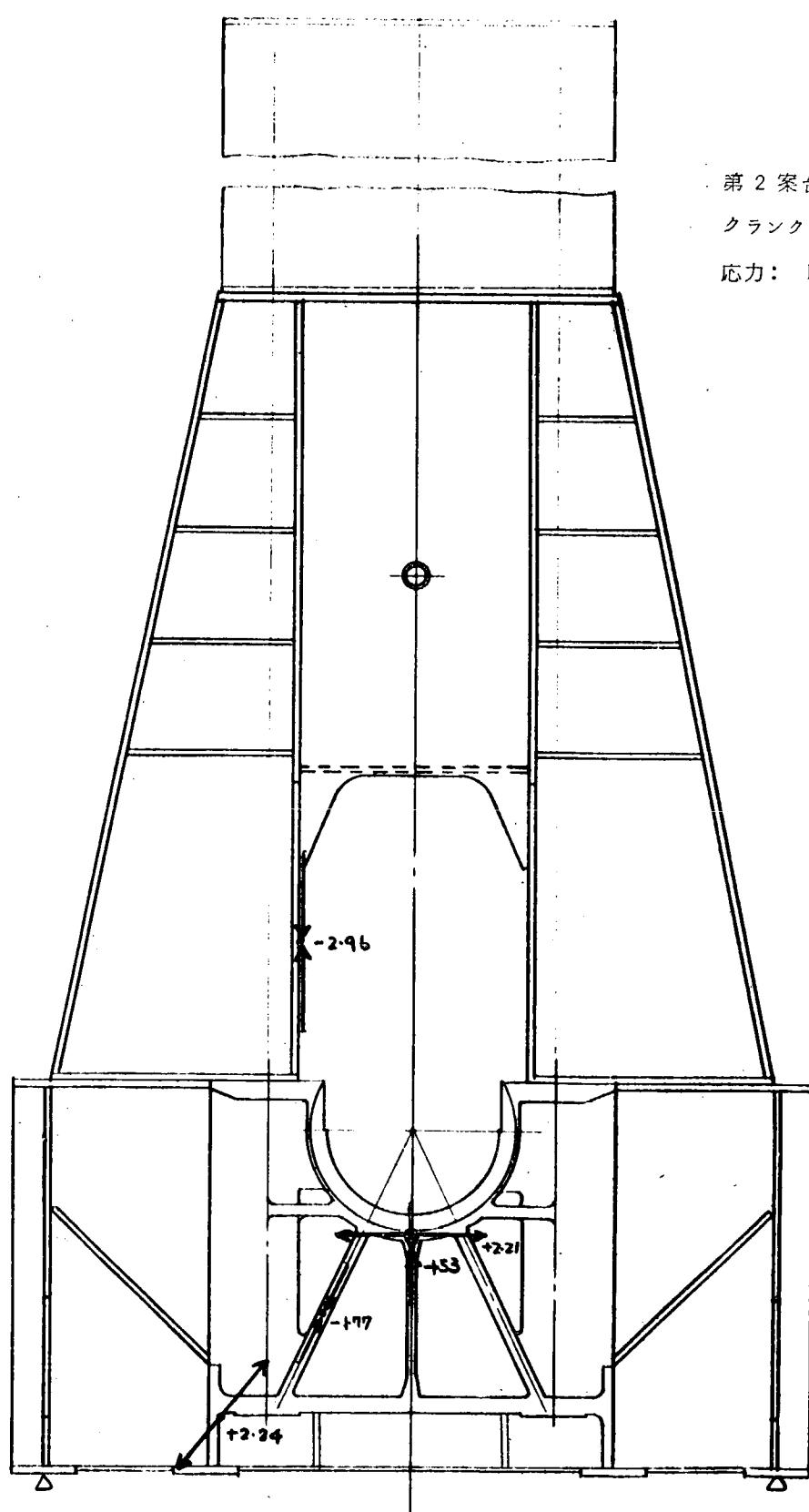


第3-3-34図 ガス力最大時の応力（内側支持）

第2案台板使用

クランク角θ: 180°

応力: kg/mm<sup>2</sup>

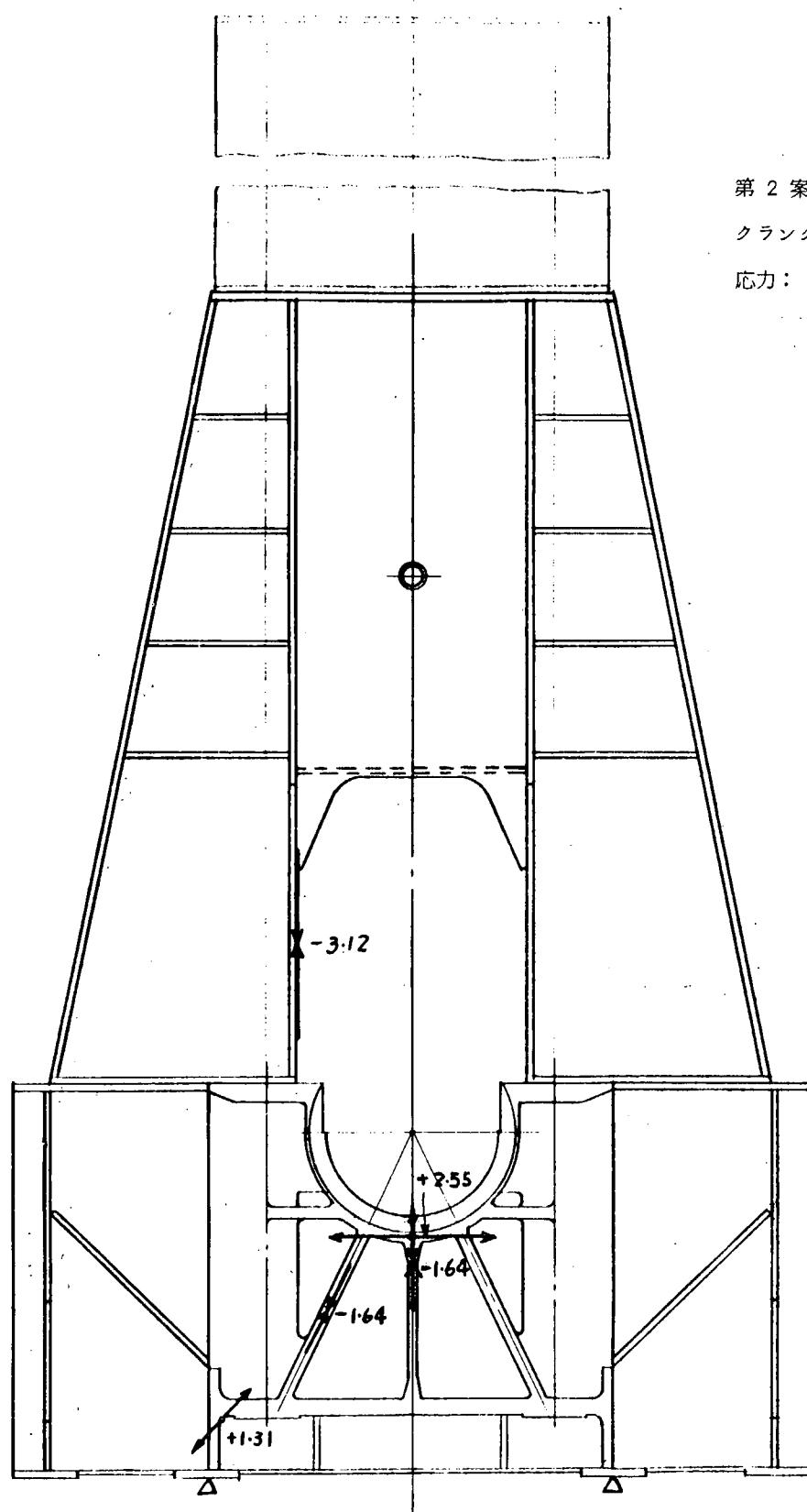


第3-3-35図 橫性力最大時の応力(外側支持)

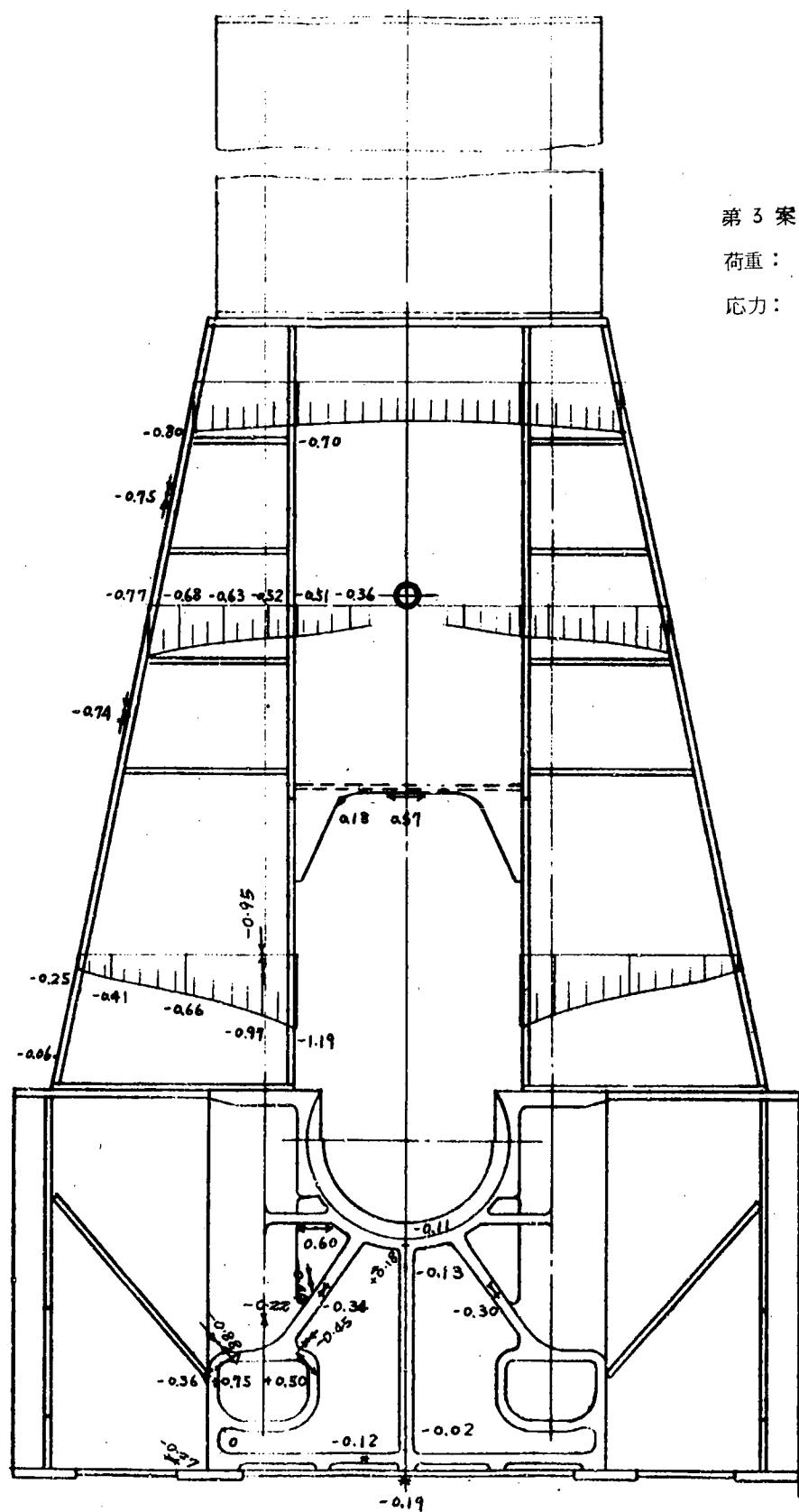
第2案台板使用

クランク角θ： 180°

応力： kg/mm<sup>2</sup>



第3-3-36図 慣性力最大時の応力（内側支持）

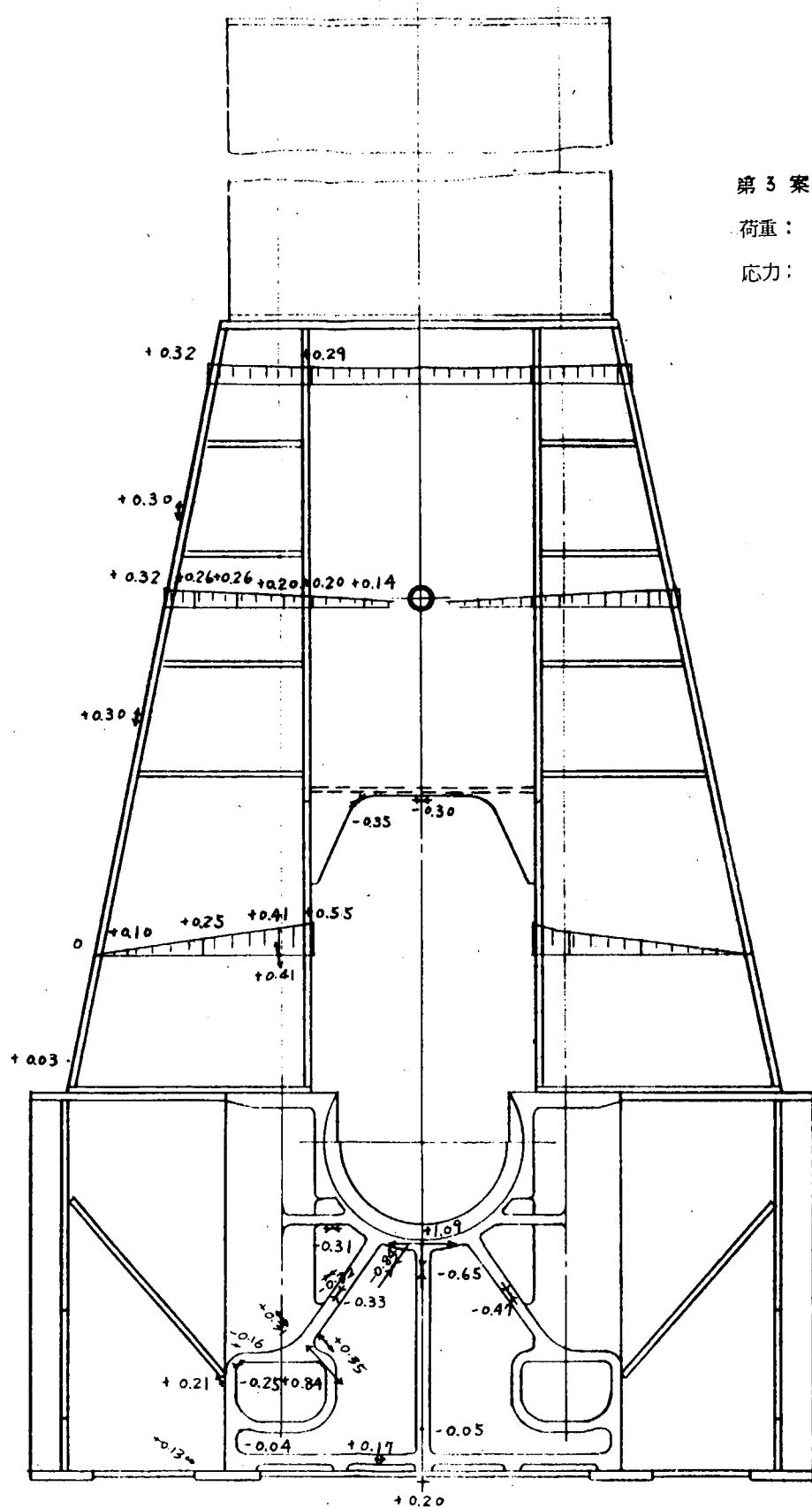


第3-3-37図 タイボルト締付けによる応力

第3案台板使用

荷重： 100ton

応力： kg/mm<sup>2</sup>

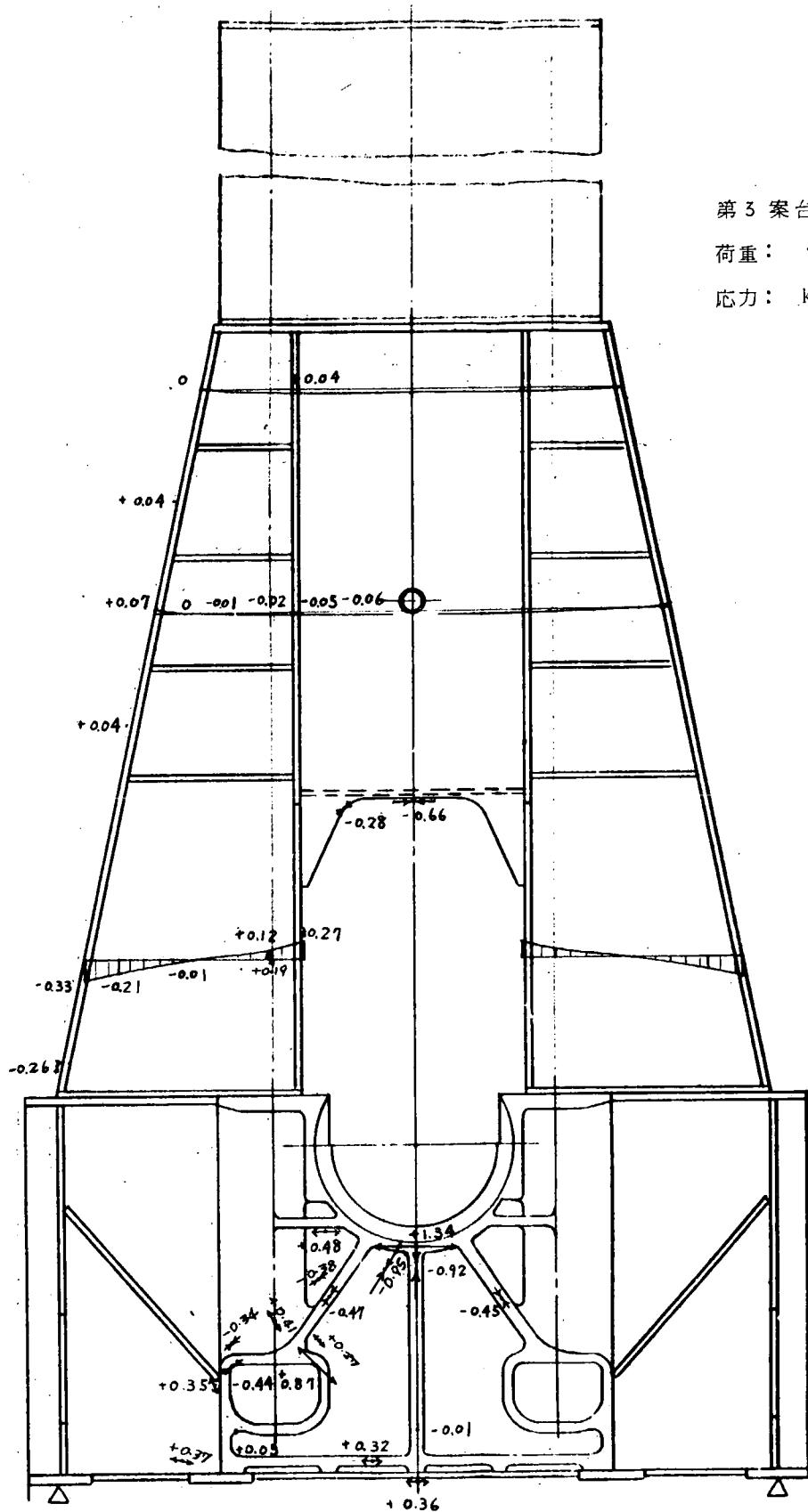


第3-3-38図 ガス力による応力

第3案台板使用

荷重: 100 ton

応力: kg/mm<sup>2</sup>

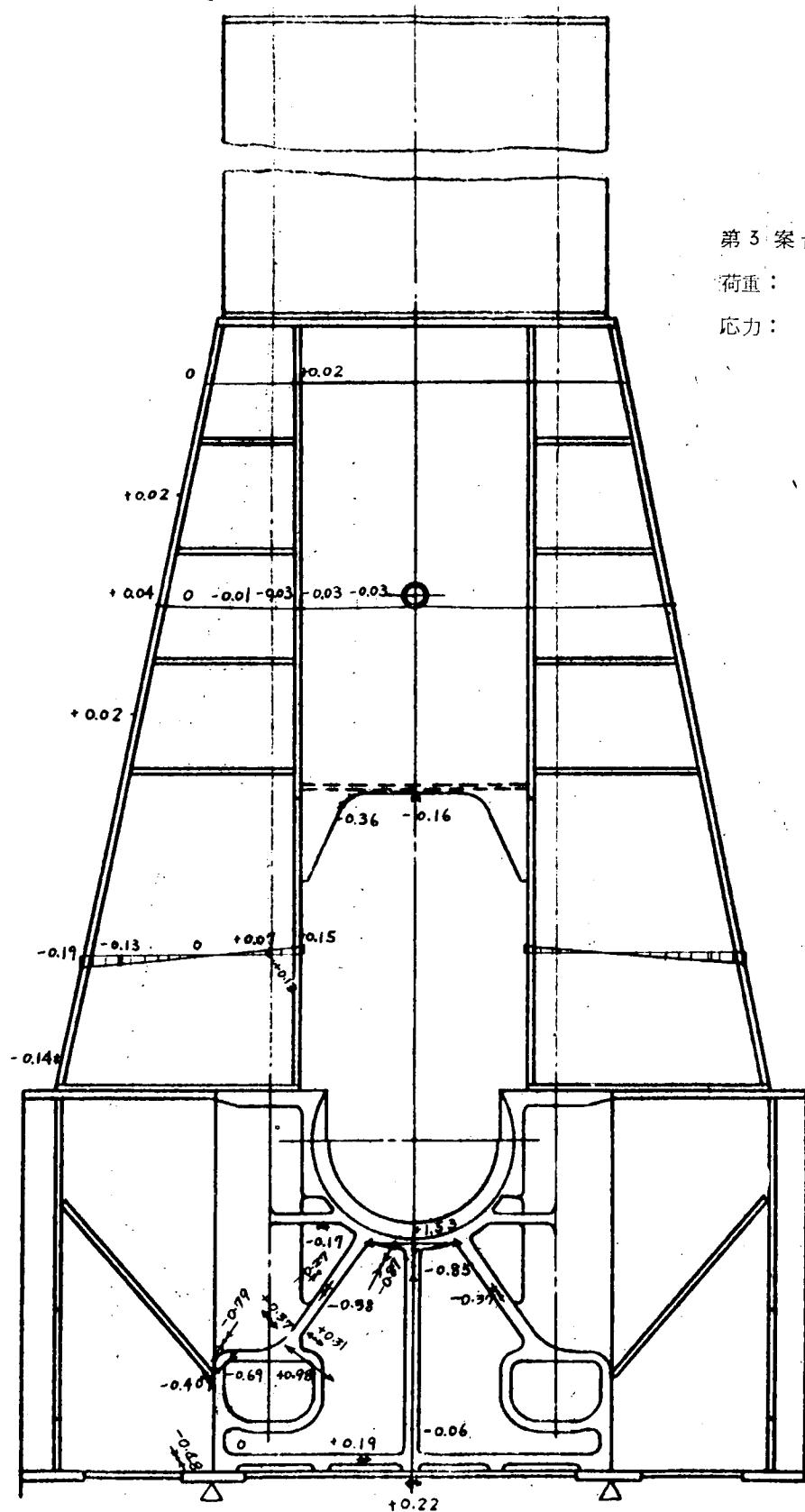


第3-3-39図 慣性力による応力(外側支持)

第3案台板使用

荷重： 100 ton

応力： kg/mm<sup>2</sup>

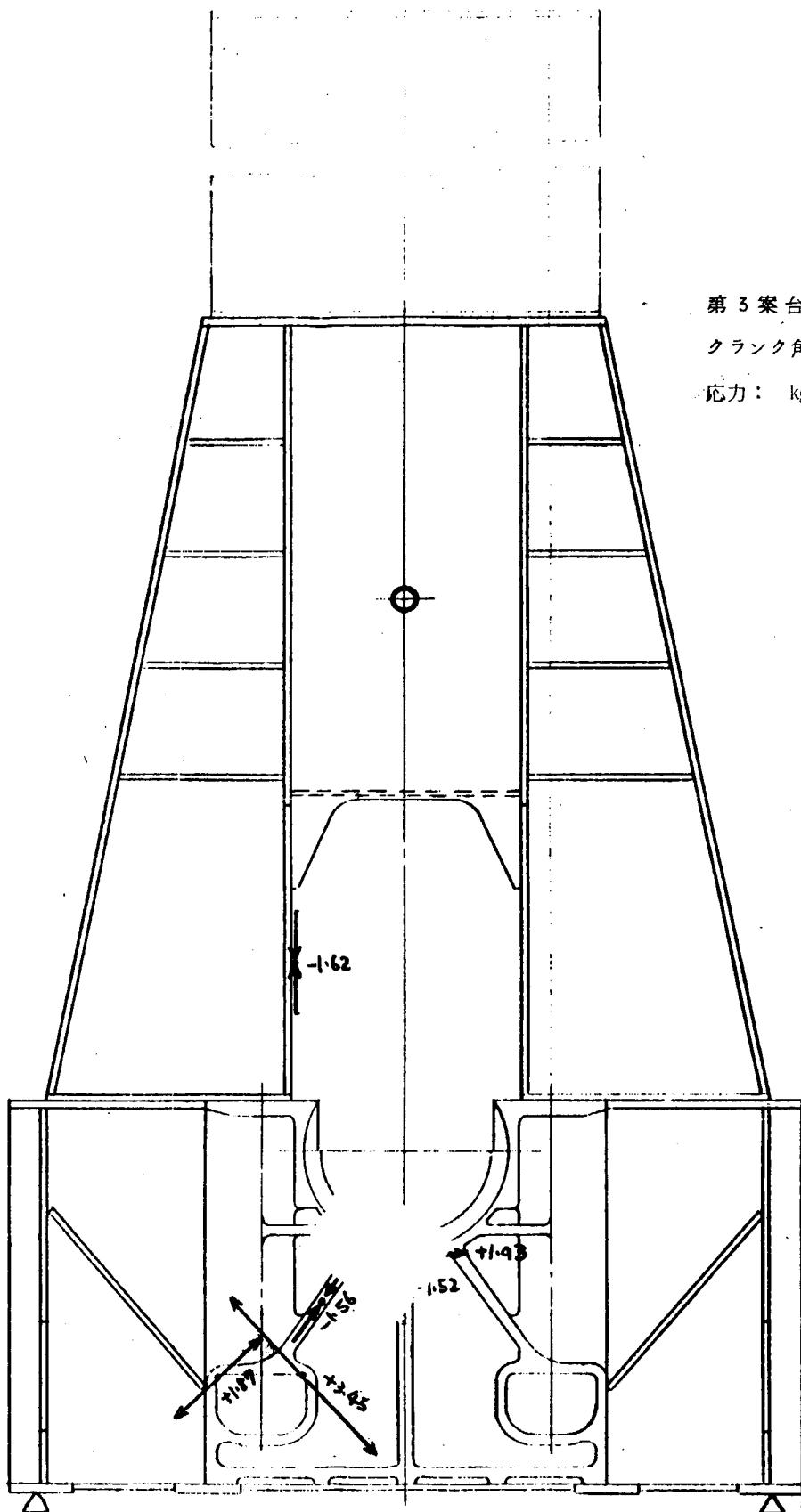


第3-3-40図 惣性力による応力（内側支持）

第3案台板使用

クランク角 $\theta$  : 15°

応力 : kg/mm<sup>2</sup>

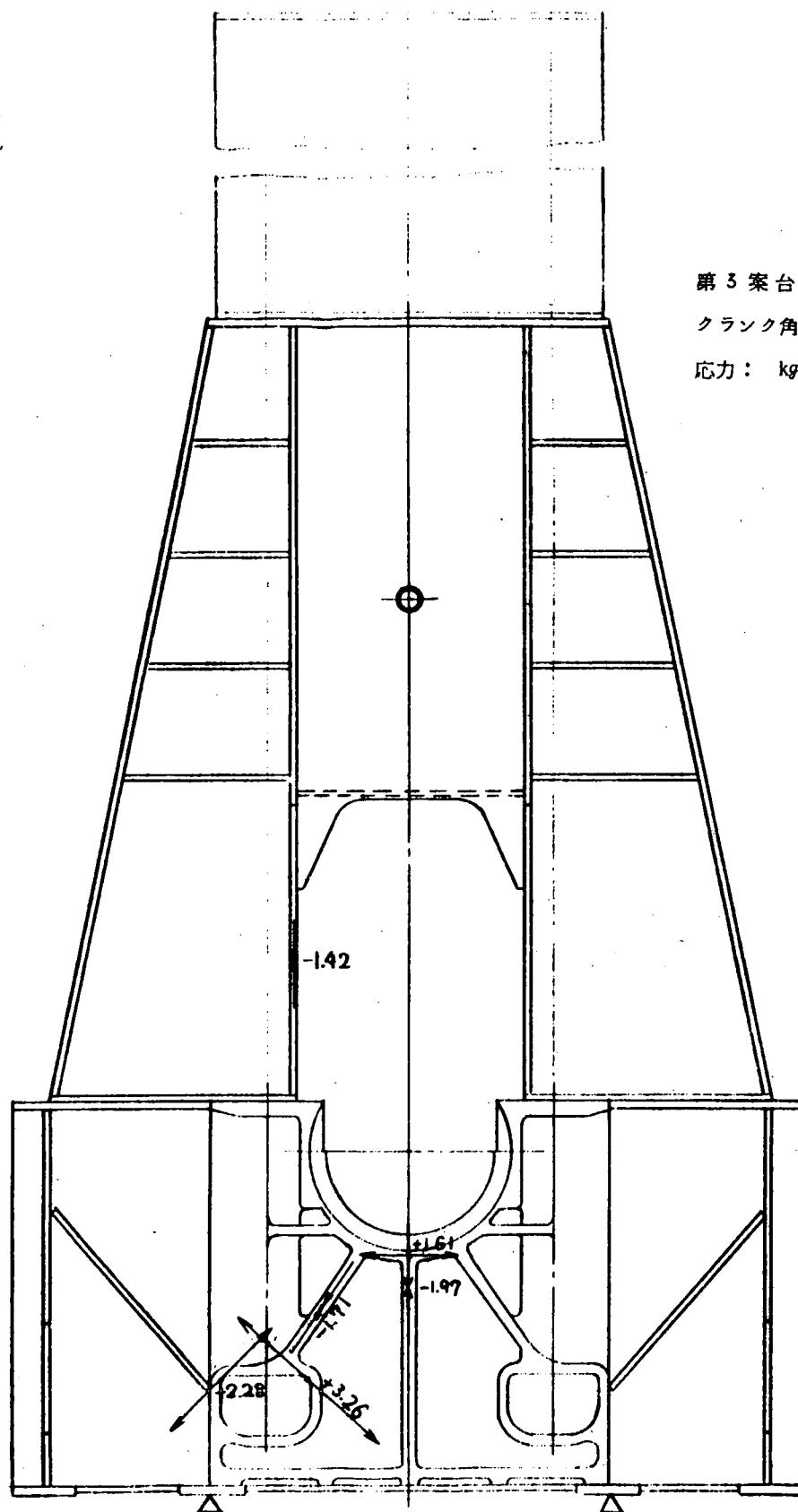


第3-3-41図 ガス力最大時の応力(外側支持)

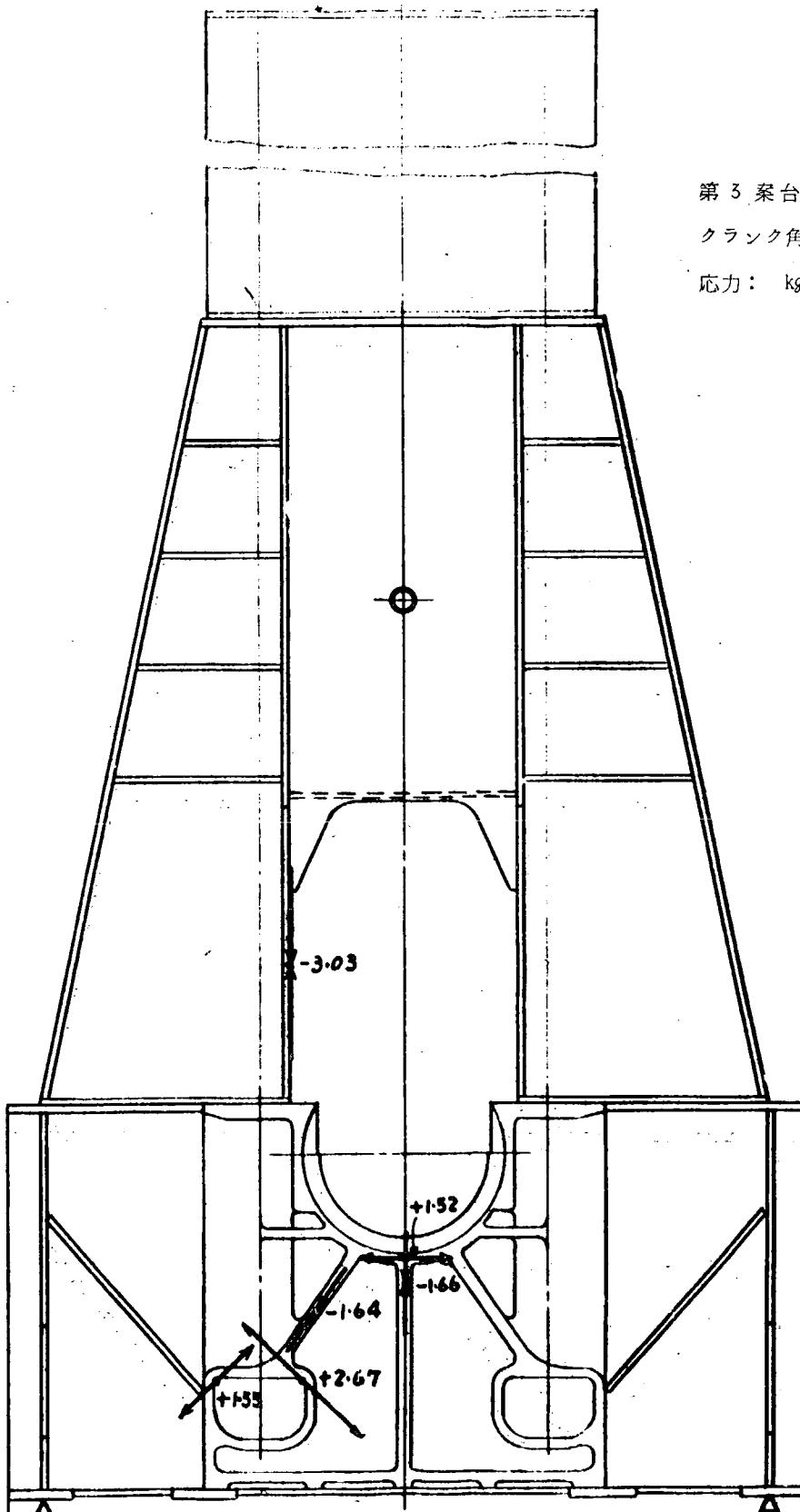
第3案台板使用

クランク角θ： 15°

応力： kg/mm<sup>2</sup>



第3—3—42図 ガス力最大時の応力(内側支持)

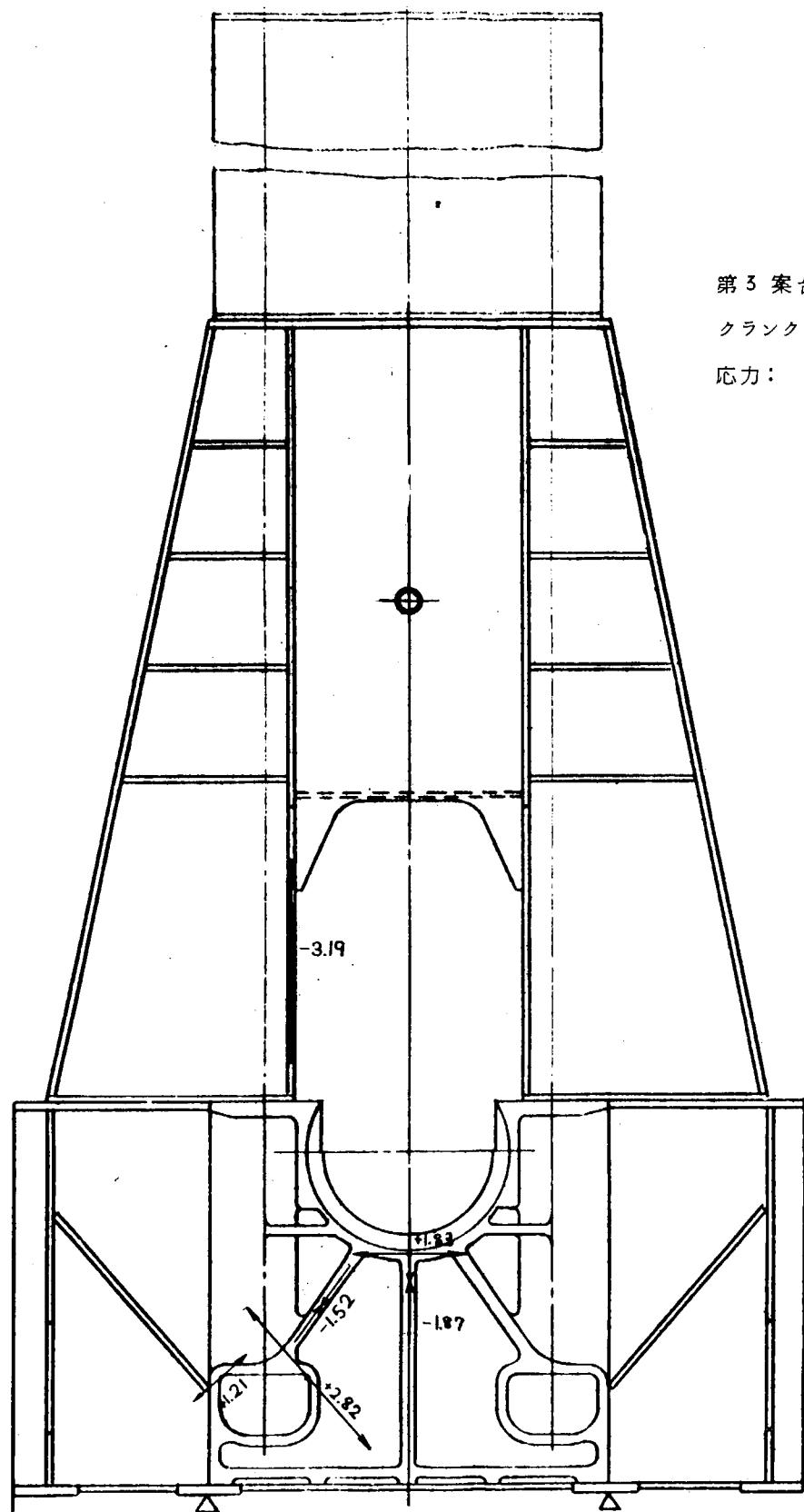


第3案台板使用

クランク角 $\theta$  : 180°

応力: kg/mm<sup>2</sup>

第3-3-43図 慣性力最大時の応力(外側支持)



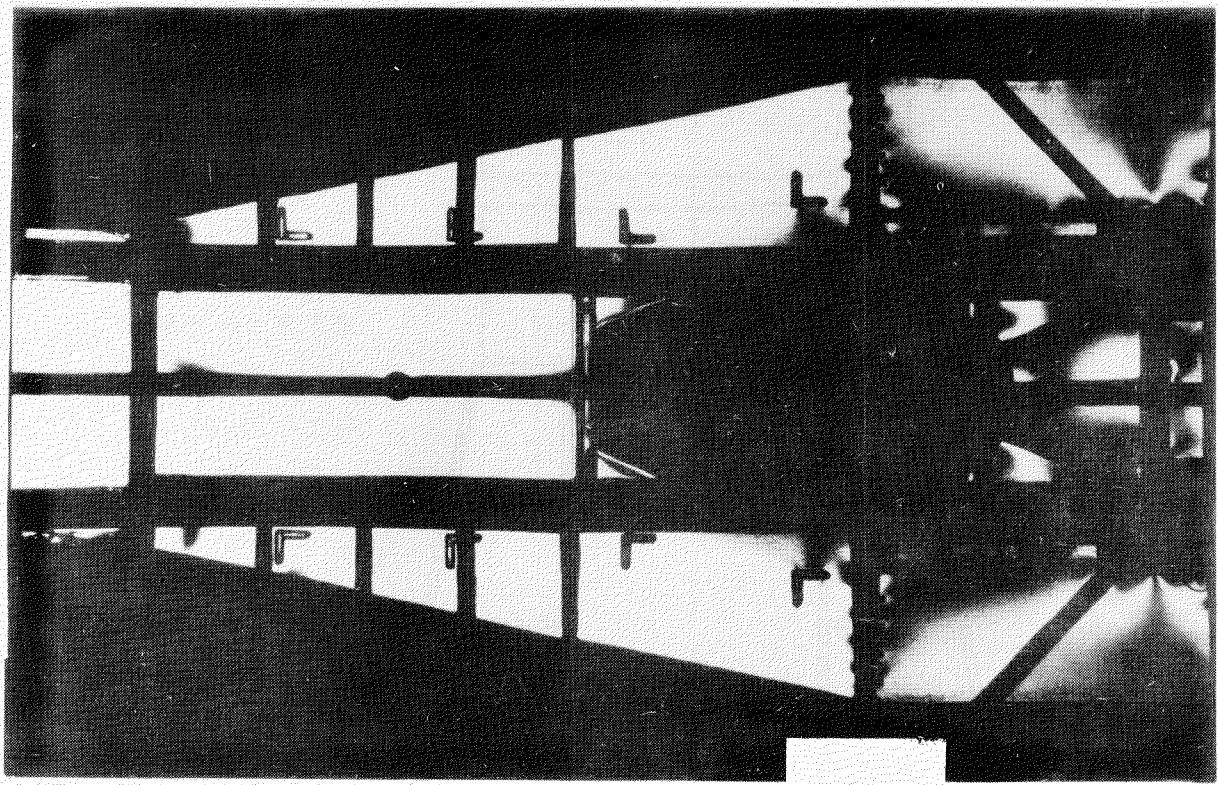
第3-3-44図 慣性力最大時の応力(内側支持)

ガス力付加時の光弹性しま

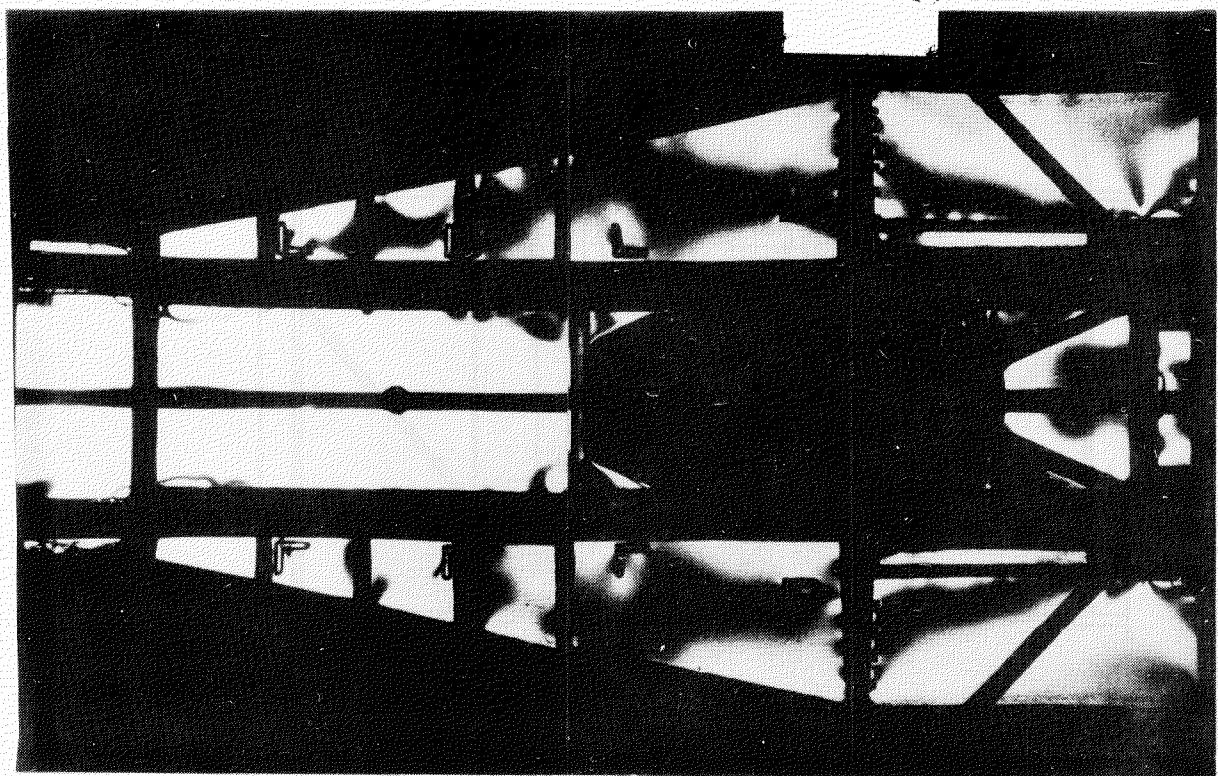
第3—3—46図

タイボルト締付け時の光弹性しま

第3—3—45図



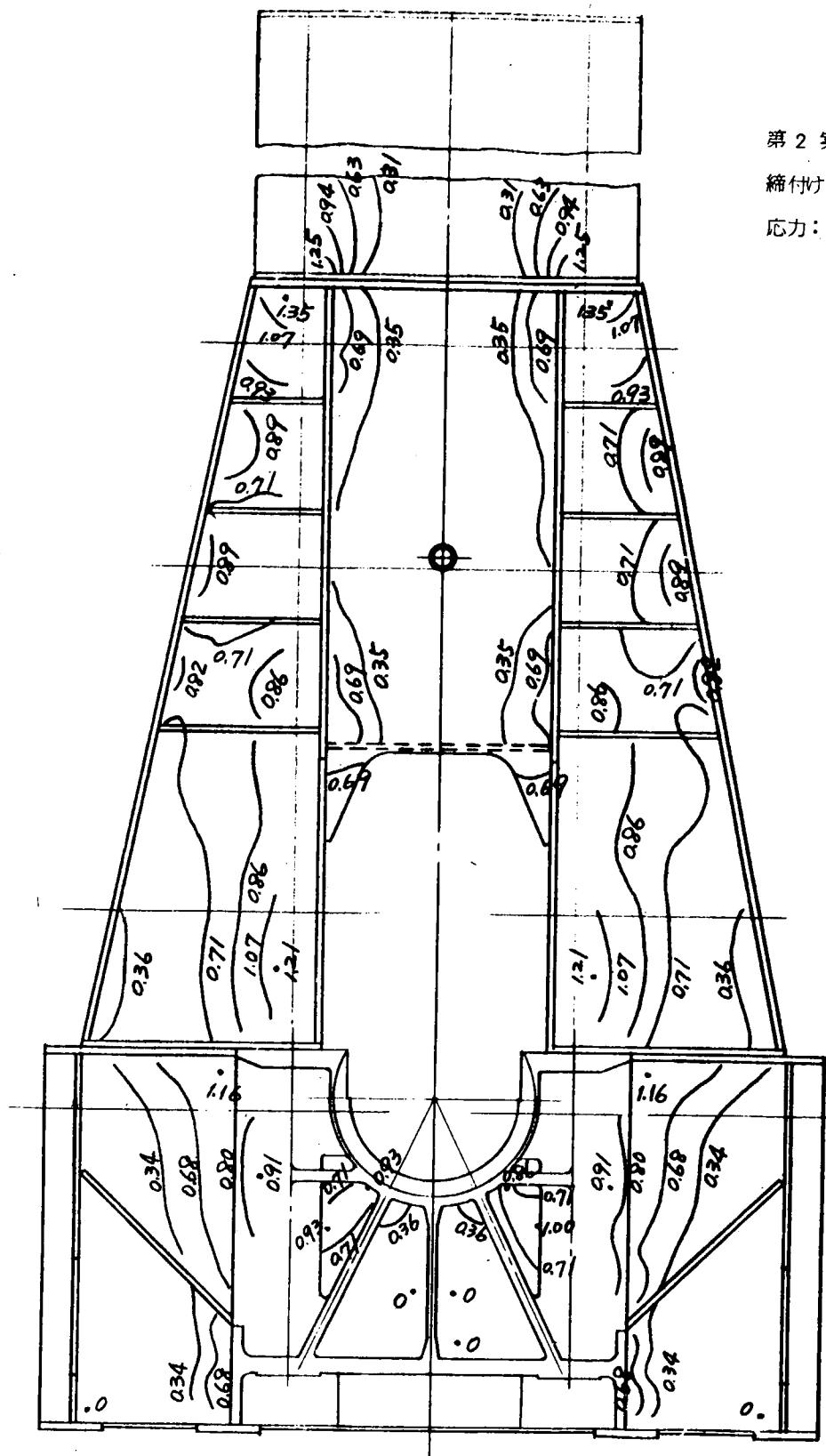
第2聚合板  
用  
使



第2案台板使用

締付け力: 100 ton/1本

応力: kg/mm<sup>2</sup>



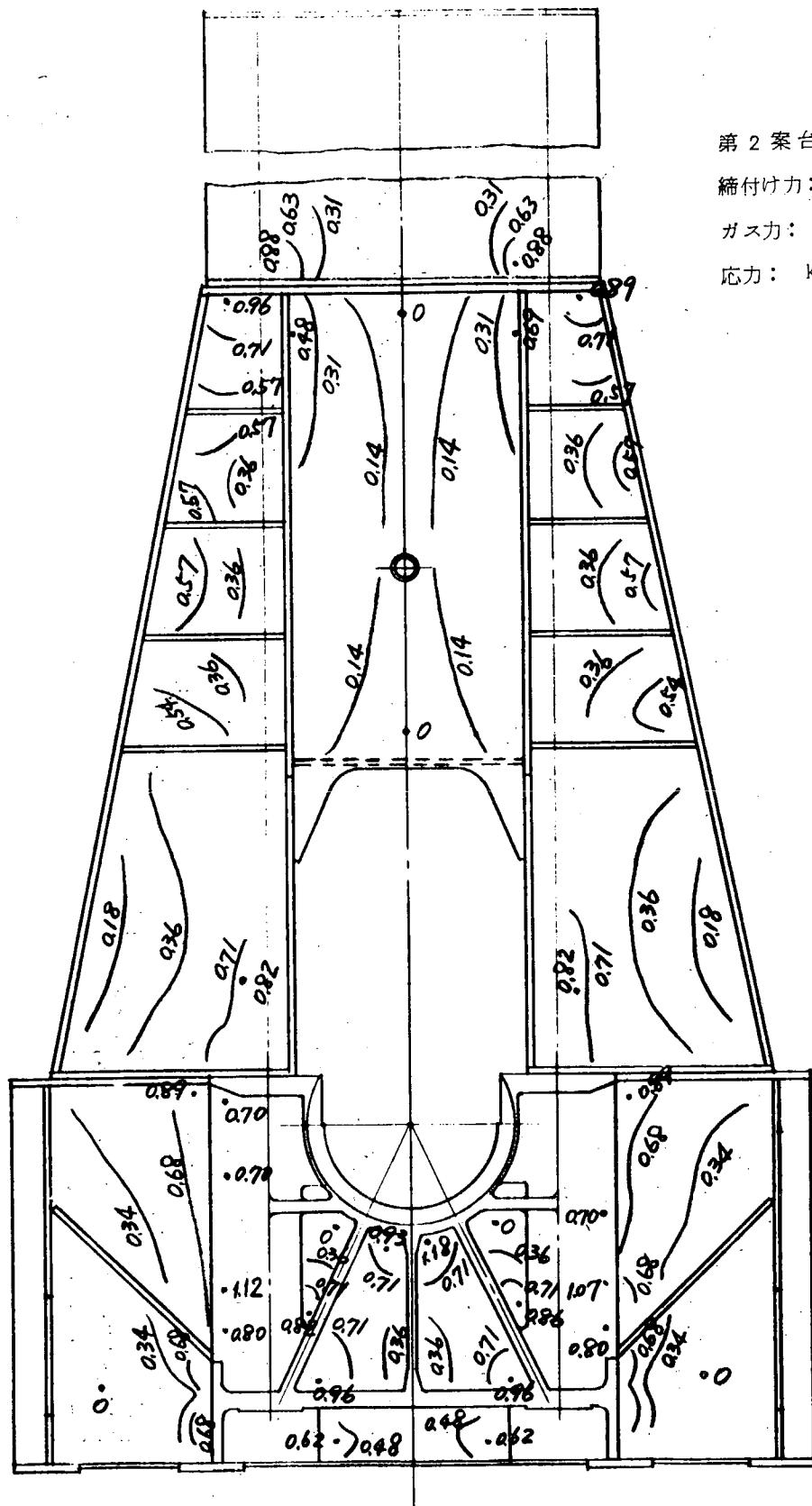
第3-3-47図 タイボルト締付けによる主応力差

第2案台板使用

締付け力: 100 ton/1本

ガス力: 100 ton

応力: kg/mm<sup>2</sup>



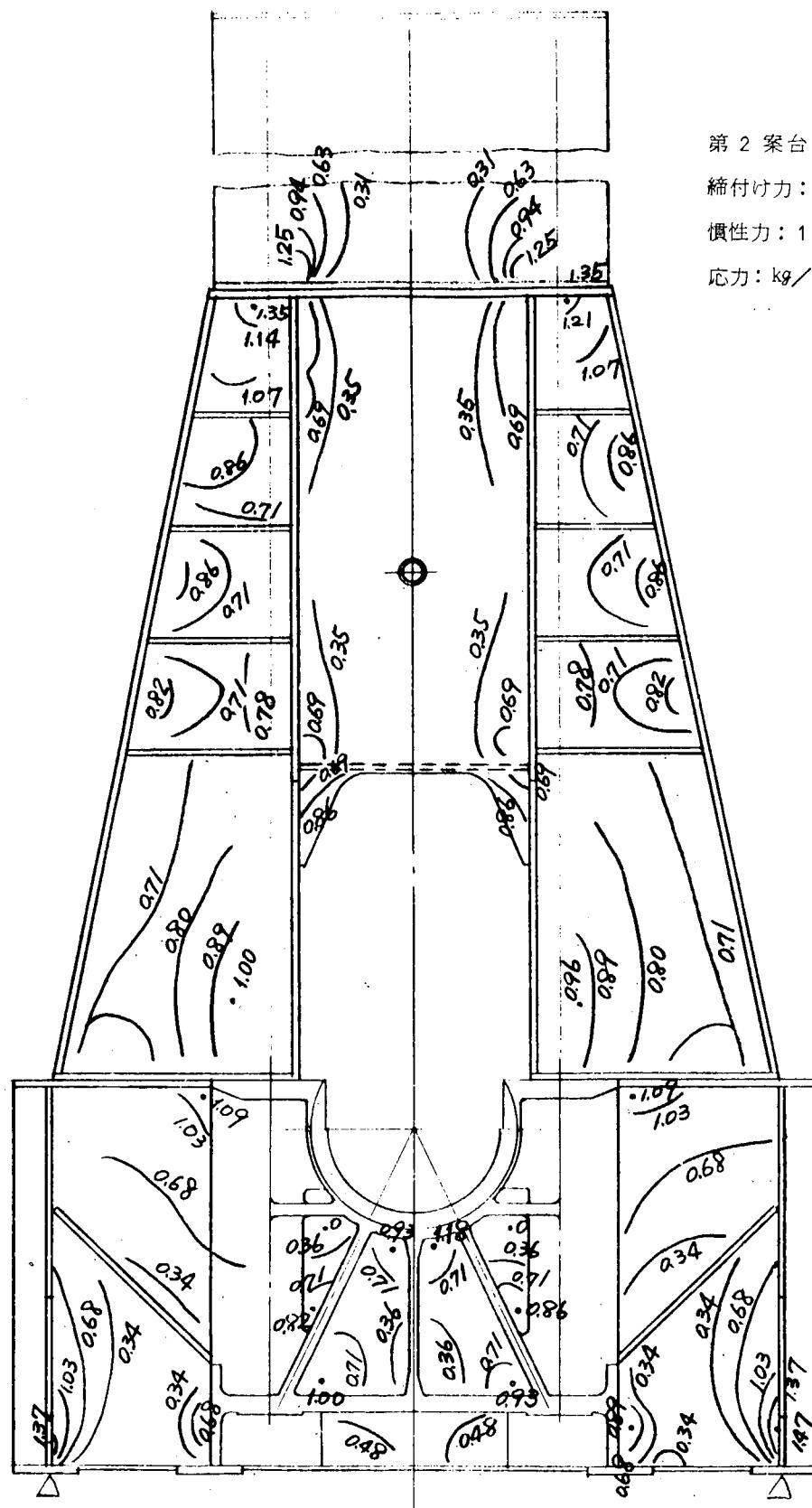
第3-3-48図 ガス力付加時の主応力差

第2案台板使用

締付け力: 100 ton/1本

慣性力: 100 ton

応力: kg/mm<sup>2</sup>



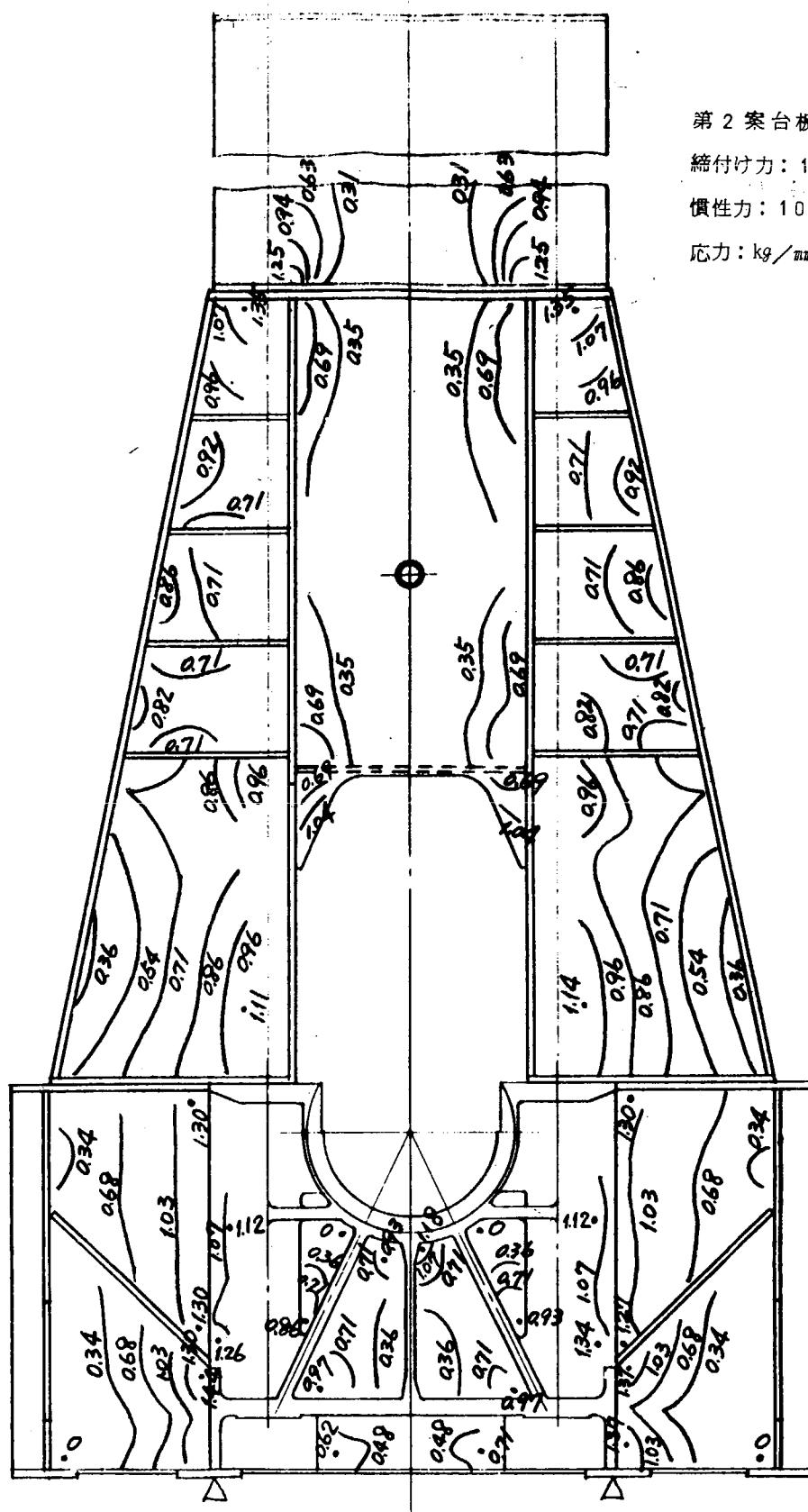
第3-3-49図 慣性力付加時の主応力差(外側支持)

第2案台板使用

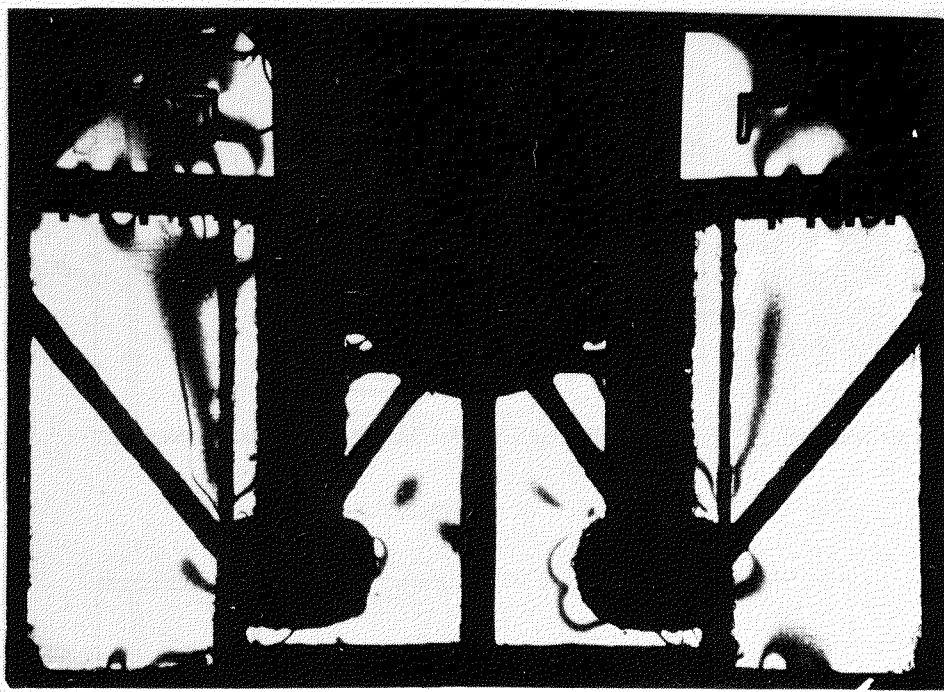
締付け力: 100 ton / 1本

慣性力: 100 ton

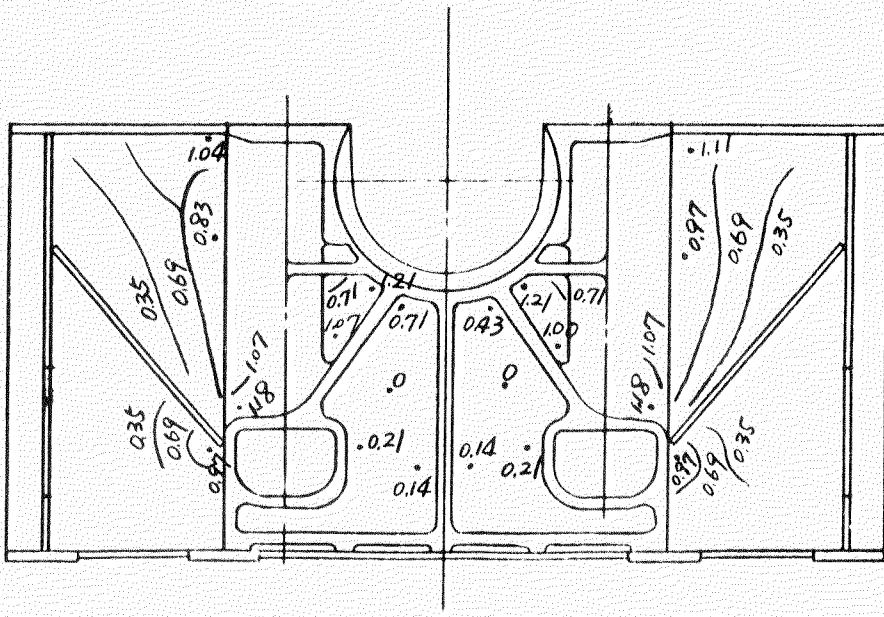
応力: kg/mm<sup>2</sup>



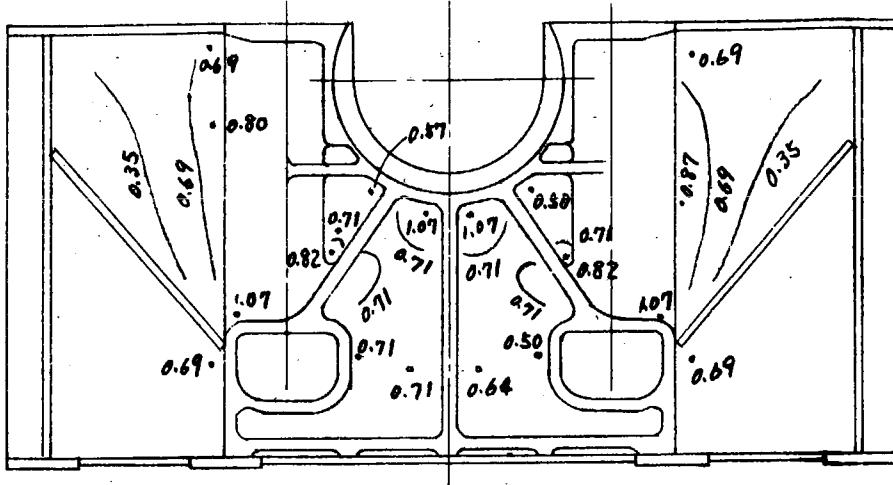
第3-3-50図 慣性力付加時の主応力差(内側支持)



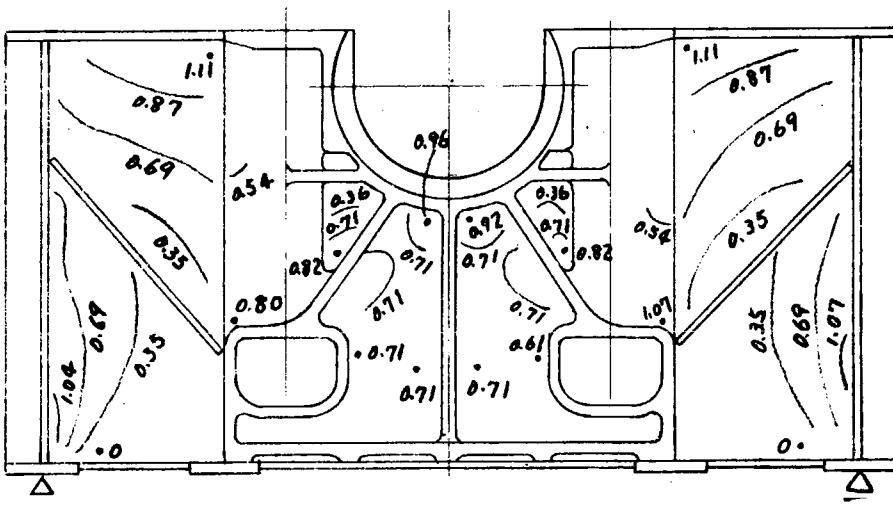
第3-3-5-1図 タイボルト締付け時の光弾性しま  
(第3案台板、第2案架構、締付け力100 ton/本)



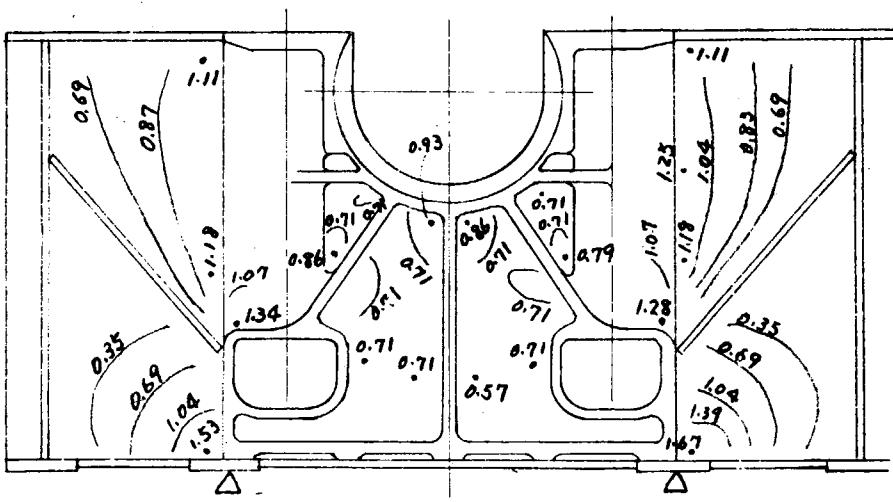
第3-3-5-2図 タイボルト締付け時の主応力差 (kg/mm²)



第3-3-53図 ガス力付加時の主応力差

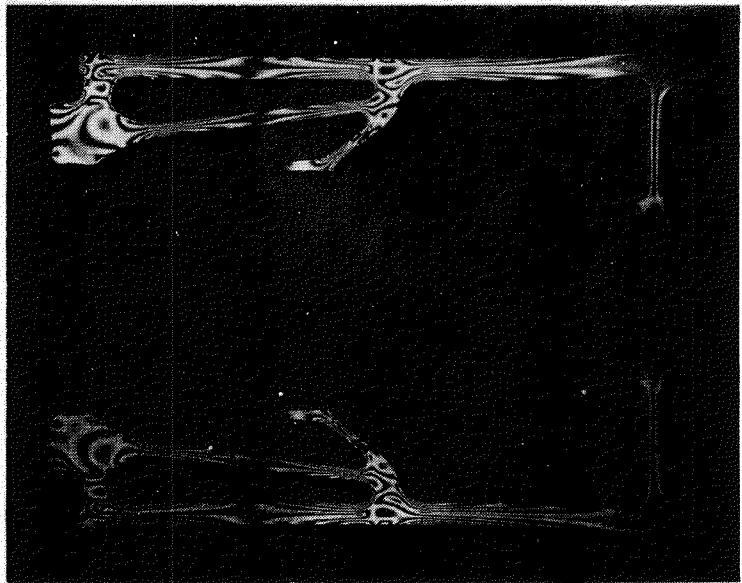


第3-3-54図 慣性力付加時の主応力差(外側支持)

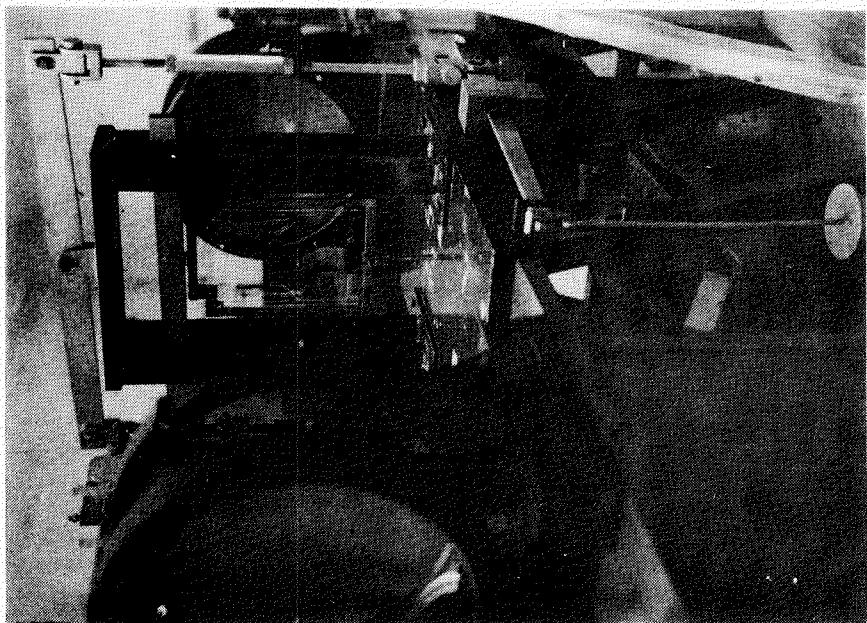


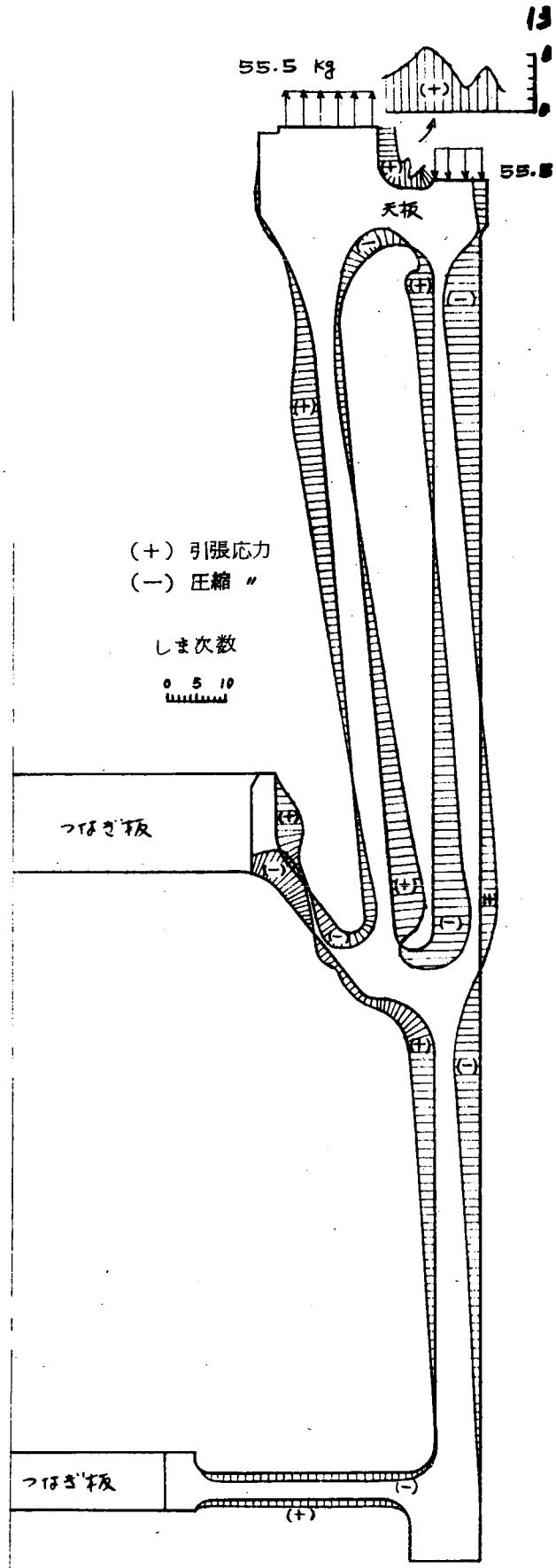
第3-3-55図 慣性力付加時の主応力差(内側支持)

第3—3—57図 2次元光弾性しま  
(ガス力相当荷重時)

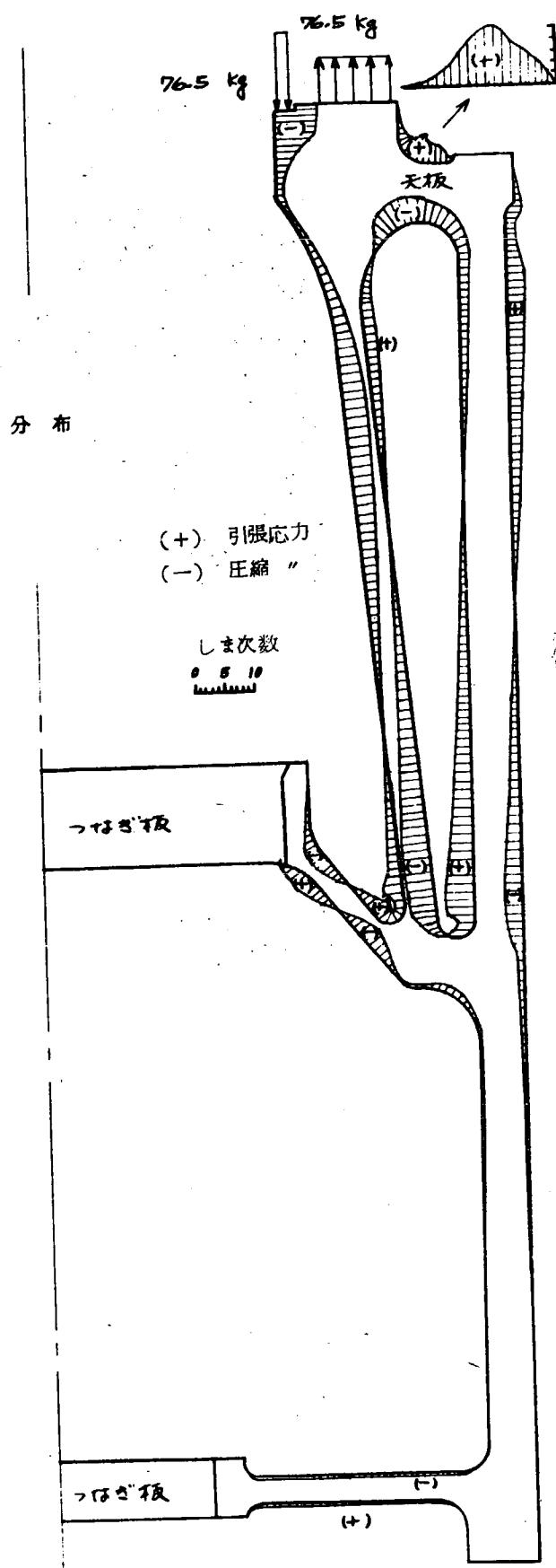


第3—3—56図 2次元光弾性試験状況  
(ガス力相当荷重時)





第3-3-58図 ジャケットの光弾性しま分布  
(ガス力作用時)



第3-3-59図 ジャケットの光弾性しま分布  
(カネーボルト締付け時)

### 3.4 燃焼室壁受熱部分に関する研究

#### 3.4.1 設 計

##### (1) 設 計 方 針

###### (a) ピストンヘッド

ピストンヘッドは、その頂面が直接燃焼火炎にさらされるので燃焼室壁面の中でも高温となりやすく、過大な熱応力や局部焼損を起すことが十分予想される。また、ピストンリングみぞ部温度は、潤滑性能を確保し、耐摩耗性を向上させるために適当な温度まで冷却されなければならない。しかし、本機関におけるように、シリンダ径、ガス圧力および平均有効圧力が従来機関のそれに比べて一挙に増加する場合には、上記問題点の解決がきわめて困難となつてくる。すなわち、ガス圧力による各部応力を従来機関の値と同程度に保とうとすれば、触火面肉厚はシリンダ径に比例して増加し、表面温度が上昇する。これに平均有効圧力の増加の影響が加算されると、ますます表面温度の上昇、熱応力の増大を招く。

このような問題点の解決にあたつて肝要な点は、ガス圧荷重の支持方法に改良を加え、触火面の肉厚を極力薄くすることであると思われる。その具体的な設計方法としては種々の行き方が考えられるが、本機関で採用しようとする一例の基本構想図を第3-4-1図に示す。①は鋳鋼製外側クラウン、②は鋳鋼製内側クラウンで、これらは同心的に組合わされてピストン棒③に締付け固定されている。冷却水は内部金物④を経て内側クラウンにはいり、ついで外側クラウンにはいつて全体を循環冷却した後ピストン外へ流出する。

外側クラウンと内側クラウンとの間には、それぞれのピストンが運転中の熱変形によつて互いに強い拘束を及ぼさない程度の隙間が設けてある。また、ガス圧力はそれぞれのクラウンの周壁によつて支持されるので、ピストン最外径が大きく、かつガス圧力が高いにもかかわらず触火面肉厚を比較的薄くすることができる。したがつて本ピストンは、触火面の表面温度およびピストンリングみぞ部温度を低値に保ち、上記隙間の効果と相まつて熱応力を軽減することが期待されるものである。

###### (b) シリンダカバー

シリンダカバーは、いわゆる高脚形の一体鋳鋼製で、楕円形燃焼室壁面を持ち、中央の燃料噴射弁の周囲に3個の排気弁を配置した3弁方式の構造とした。およその構造を第3-4-2図に示す。起動弁、安全弁、指圧器弁などもシリンダカバーに装着されるが、詳細については図面を参照されたい。

この3弁方式は従来からUE機関の全機種に採用しているもので、次のような利点を持つている。

- (i) 排気弁面積を大きくすることができるので、掃排気をすみやかに行なうことができる。
- (ii) 燃料噴射弁をシリンダの中心に置くことができるので、燃料噴霧の分散、貫徹および燃焼が有効かつ容易に行なわれる。
- (iii) 諸弁類の開口部が平均的に配置されるので、掃気効率の向上ならびに応力分布の均一化が容易である。

熱負荷面における長所としては次のようなことが考えられる。平板部に受けるガス圧力の一部は3本の円筒状の排気通路壁にささえられるので、シリンダ径、ガス圧が大きいにもかかわらず平板部肉厚を比較的薄くすることができる。したがつて触火面の温度も当然低値に保つことができるが、さらに、平板部の曲げ変形や半径方向熱変形が周壁部の変形となつて一部吸収されるため、全体として触火面の拘束が緩和されて高い熱応力の発生を阻止できる。

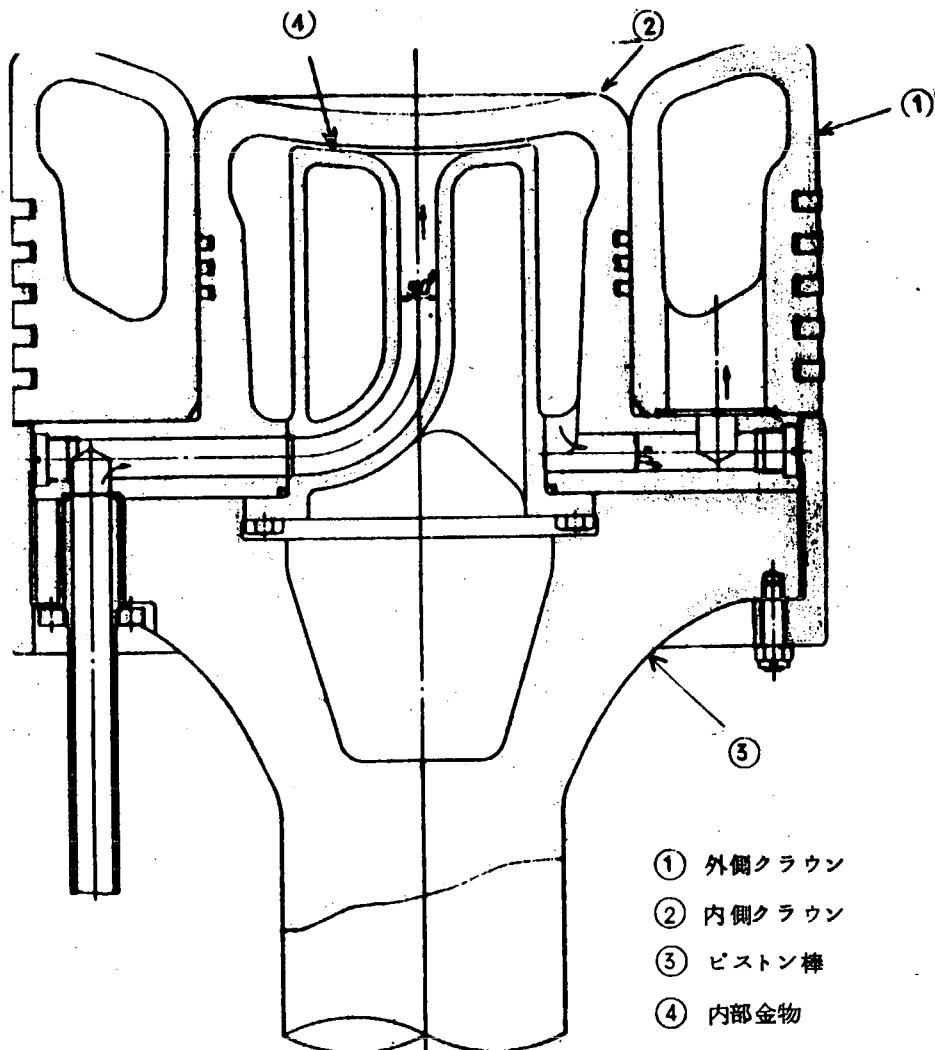
なお、冷却水はシリンダカバーの側面に分散された5カ所の入口から水室へ導入される。各入口にはそれぞれ案内ノズルを設け、シリンダカバーが局部的な過熱、過冷を起さないように冷却水流を制御する一方、水室にも局部的な厚肉部が生じないように留意して触火面の過熱、熱応力の増大を防ぐよう努めた。

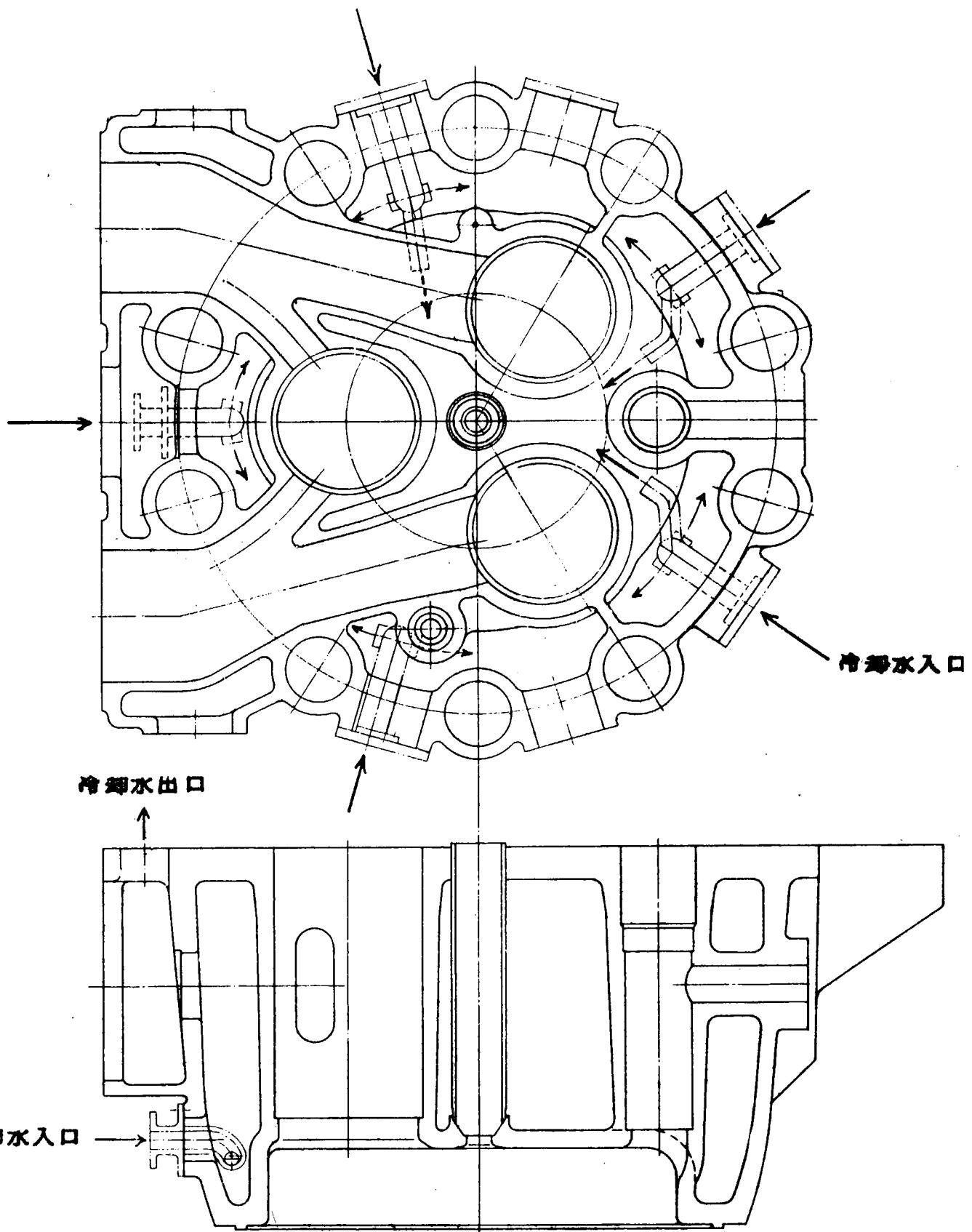
(c) シリンダライナ

シリンダカバーの形状として高脚形を採用すると、シリンダライナの厚肉肩部が燃焼室に露出することとなる。その位置が低いので、上死点付近における高温高圧の燃焼ガスに直接さらされることはないが、肉厚増加に起因する表面温度の上昇は否み難い。したがつて、熱応力の増加ならびに摺動面における潤滑性能の低下をきたし、耐久性および耐摩耗性を損う懸念が生じる。ちなみに、従来形式を踏襲したライナの主要温度を本機関の場合について推定すると上死点におけるトッピング対応点温度が $300\sim340^{\circ}\text{C}$ 、最高温度が約 $470^{\circ}\text{C}$ となる。これはとうてい実用に供し得ない値と思われる。

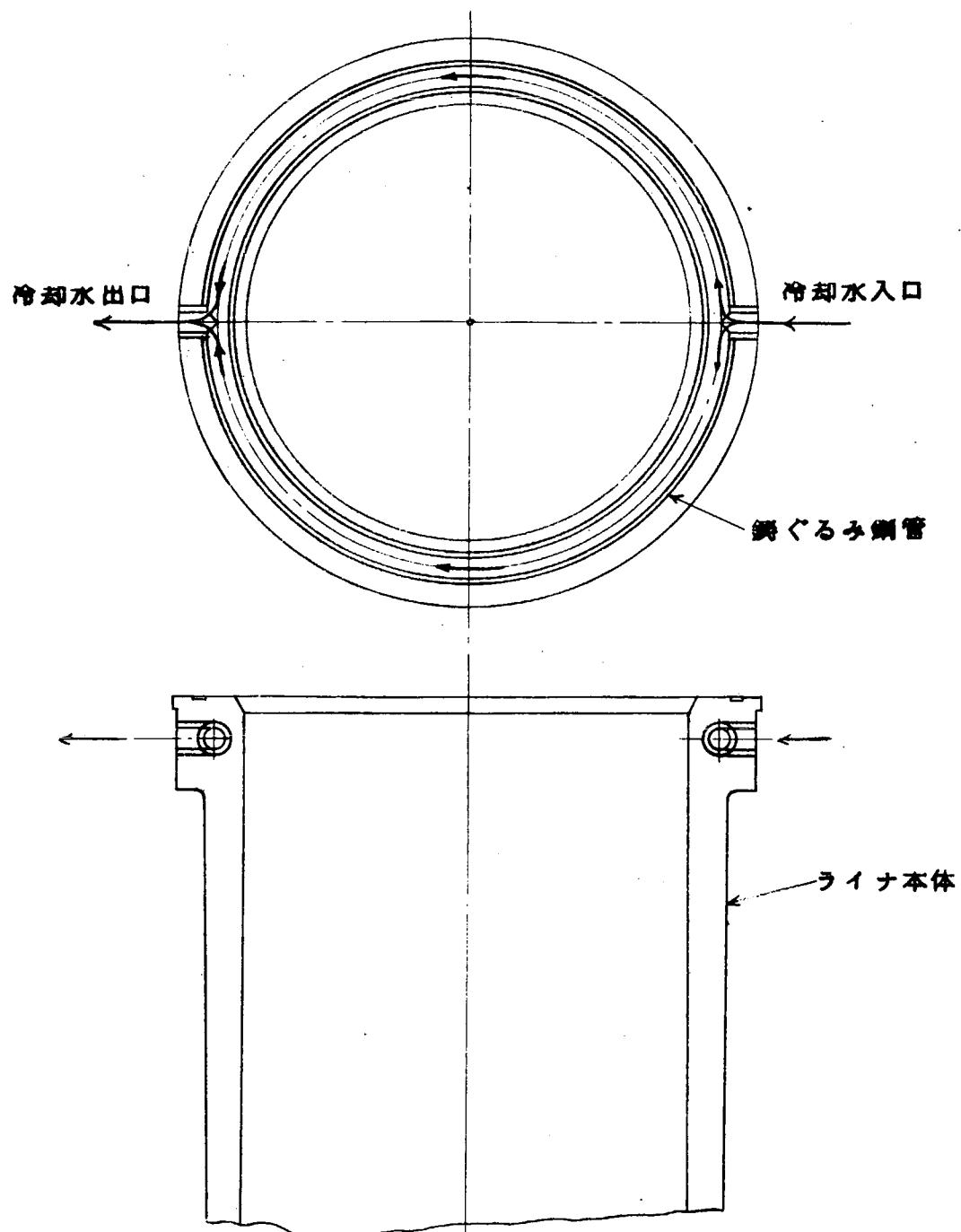
そこで、第3-4-3図に示す新形式のシリンダライナを計画した。これは、一体形特殊鉄製ライナの肩部に中空鋼管を中心状に鏽ぐるるもので、この内部に冷却済水を導いて、最高温度および摺動面温度を確実に下げようとするものである。冷却水は図に示すように1個の入口から2方向に分かれ、半円周ずつ冷却した後に1個の出口から流出する。このときの主要点温度を従来形式のそれと対比して第3-4-4図に示す。上死点におけるトッピング対応点温度は $180\sim200^{\circ}\text{C}$ 、最高温度は約 $330^{\circ}\text{C}$ と大幅に低下し、実績ある従来機関の値と比べて遜色ないものといえよう。

以上に述べた冷却管鏽ぐるみ式シリンダライナの製作にあたつて、最大の問題点と思われるものは鋼管と鉄材との鏽付き性であろう。よつて以下に行なう確性試験において、この点についても十分調査検討を行なうこととした。

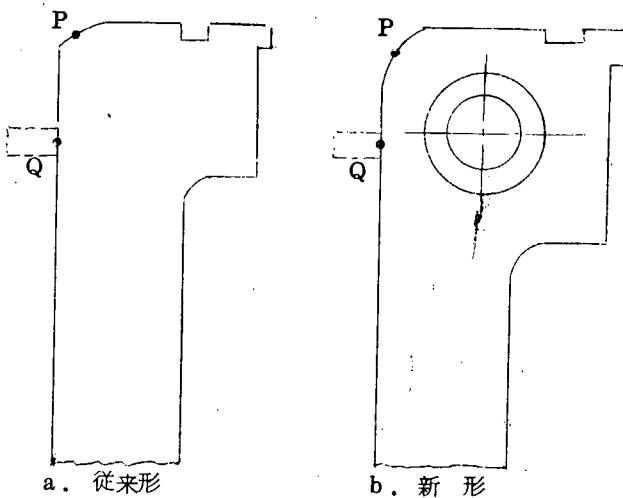




第3-4-2図 シリンダカバー構造



第3-4-3図 シリンダライナ概略構造



	従来形	新形
最高温度 P点 °C	470	330
トップリング対応点 Q点 °C	300～340	180～200

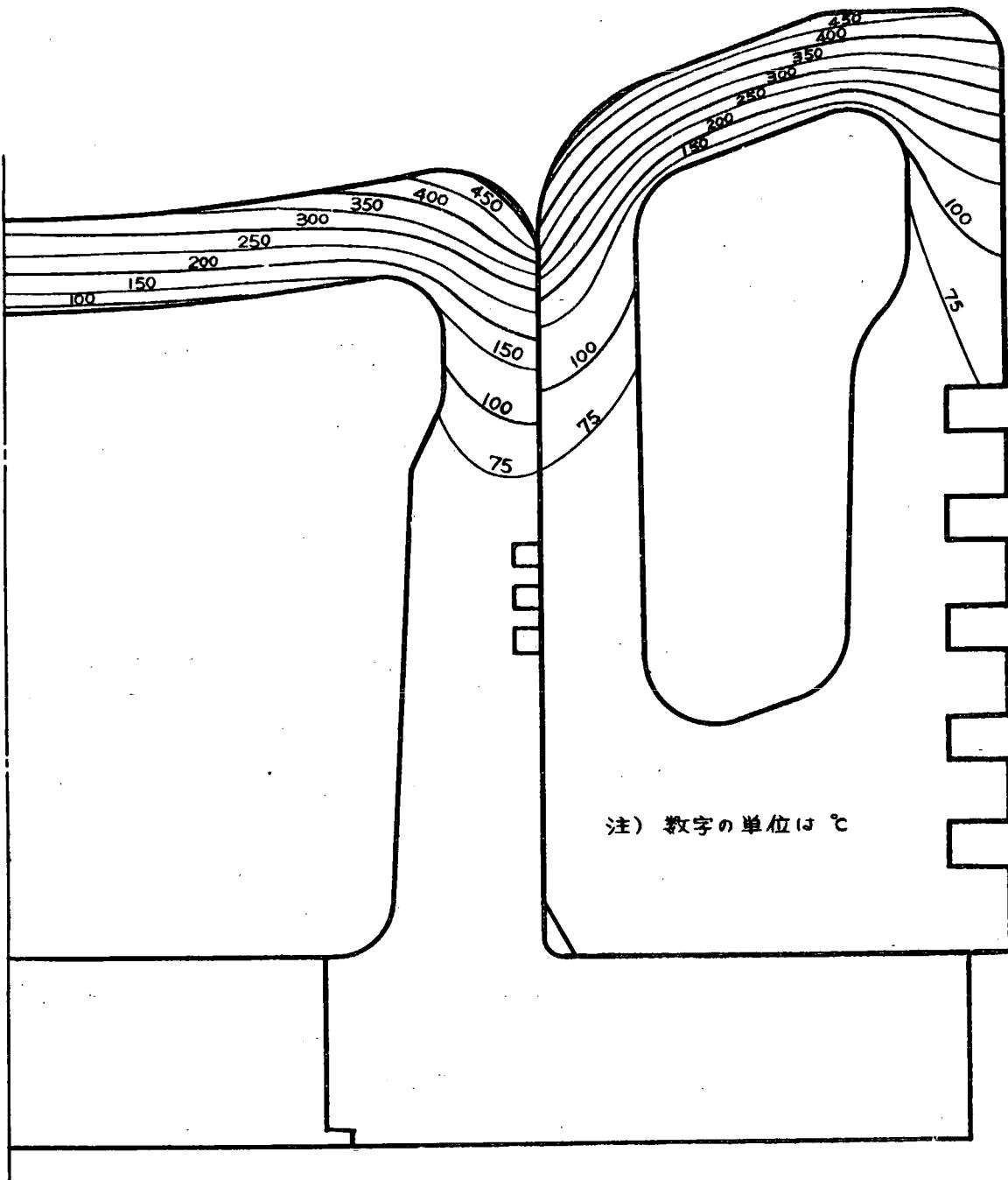
第3-4-4図 シリンダライナ主要点の温度比較

## (2) 燃焼室壁の温度分布

モデルは軸対称定常2次元としてIBM 7040により計算した。使用プログラムは円柱座標を含む2次元定常伝熱問題用の万能型で、計算方法は定常熱伝導方程式を加速反復法により解いている。計算条件は下記のようにして決定した。

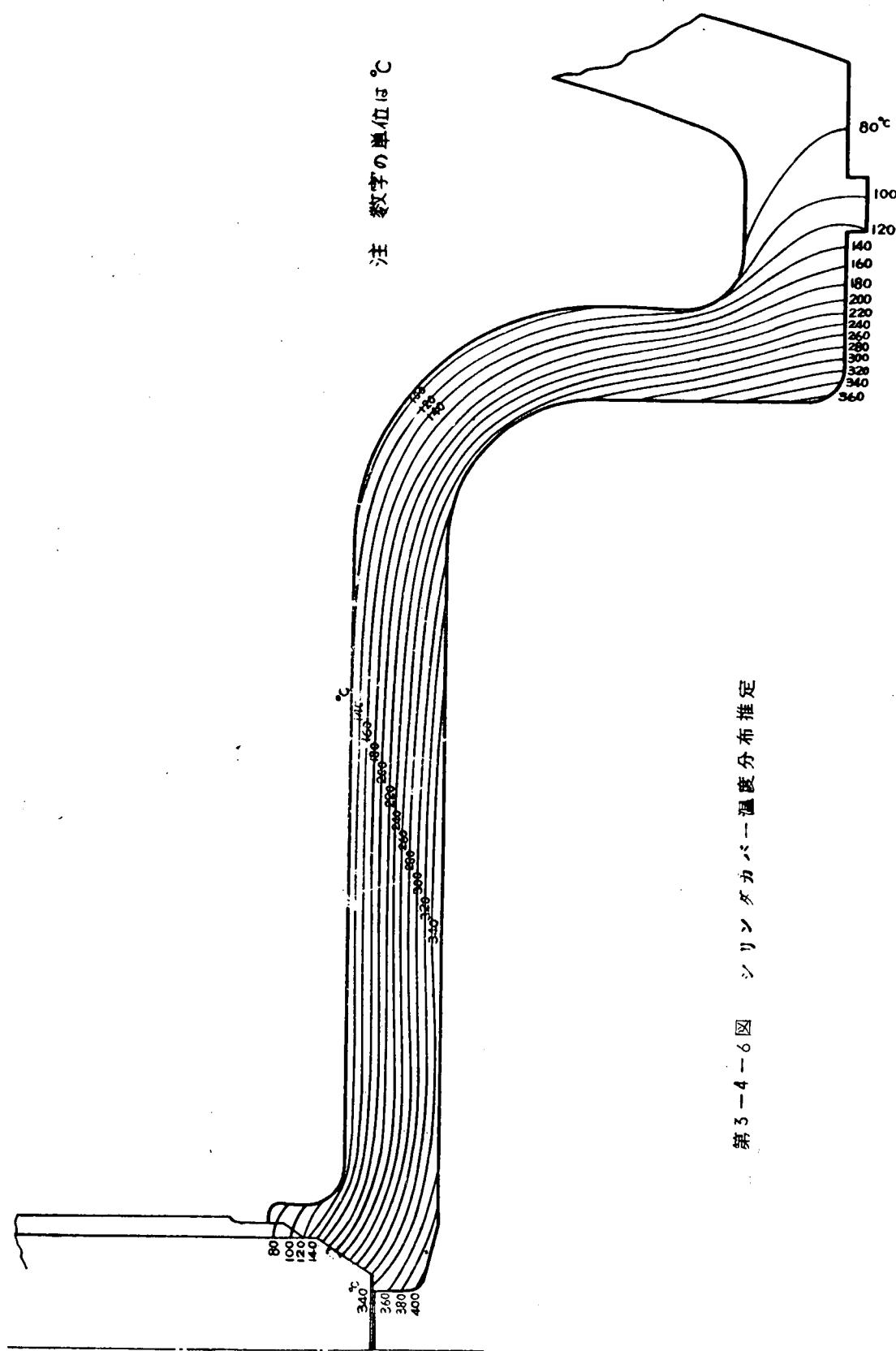
- (a) 等価平均ガス温度および平均熱伝達率は、設計条件によりEichelbergの実験式を修正して計算した。なおシリンダライナのピストンリングとの摺動部は上式を拡張して計算している。
- (b) 触火面の局所熱伝達係数は、従来機関のデータ中から近似した形状の値を選んで使用した。
- (c) 冷却剤温度および冷却側熱伝達率は、従来機関のデータから決定した。特に冷却側熱伝達率は冷却方式による特性を十分考慮した。
- (d) その他内外ピストンの接触部、ピストンリングみぞ部、シリンダライナ、シリンダカバーのスピゴット部、燃料弁挿入部、排気弁部等の計算条件は、従来機関の実測データから最適のものを使用した。
- (e) 温度分布を推定する場合の機関性能条件は、第3-1-1表C案の値を用いた。

以上の仮定により求めた燃焼室壁各部の温度分布図を第3-4-5図～第3-4-7図に示す。



第3-4-5図 ピストンヘッド温度分布推定

第3-4-6図 シリンダカバー温度分布推定



### (3) 応力推定および安全性評価

上記温度分布図およびガス圧等から燃焼室壁各部の応力推定を行ない、その結果に基づいて、機械的疲労安全率、熱疲労寿命などの検討計算を行なつた。なお計算に用いた実験データは後述の確性試験によつて得られた値である。

#### (a) ピストンヘッド

##### (i) 応力解析

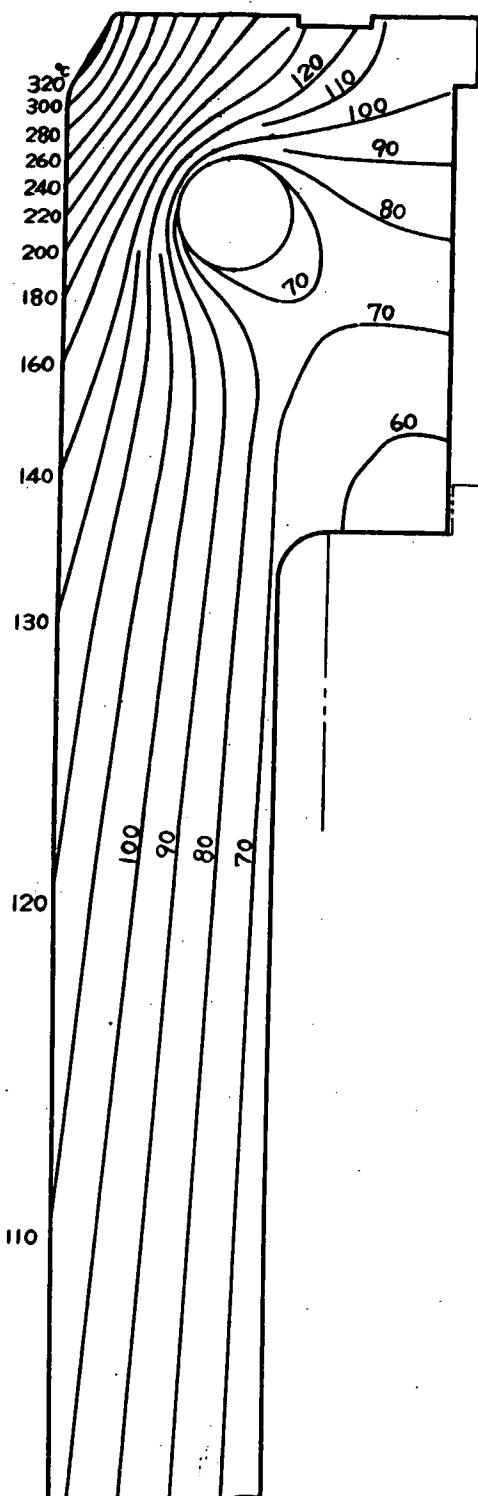
ピストンヘッドに作用する主な応力は、ガスの爆発に伴つて起る応力と前項の温度分布のために発生する熱応力である。これらの応力は、電子計算機により薄肉の軸対称殻として計算した。ガス圧に対する応力解析としては4/4負荷におけるシリンダ内最高圧力  $P_{max} = 95\%$ にて計算した。リングみぞの取扱いはトップリングみぞまで75%のガス圧がかかり、最下段のリングみぞ部分では0となるよう直線的に圧力が下がるものとした。境界条件としては内外クラウンの下方を固定の条件とした。トップリングみぞ底の応力集中は、類似の光弾性試験の結果から外側クラウンでは  $\alpha = 1.5$ 、内側クラウンでは  $\alpha = 1.3$ とした。

熱応力解析ではガス圧の場合と同様な計算方法、境界条件によつて算出した。温度分布は第3-4-5図を使用した。主要点の応力解析結果を第3-4-1表に示す。

これによればガス圧の応力では内側クラウンの中央部において  $+11 \text{ Kg/mm}^2$  の応力を示し、次に内側クラウンの肩の冷却面が  $-8 \text{ Kg/mm}^2$  を示している。外側クラウンではトップリングみぞと第3-4-1表①点が若干高い程度である。熱応力に対しては最も辛い所は外側クラウンの①点となる。

##### (ii) 耐疲労安全率の推定

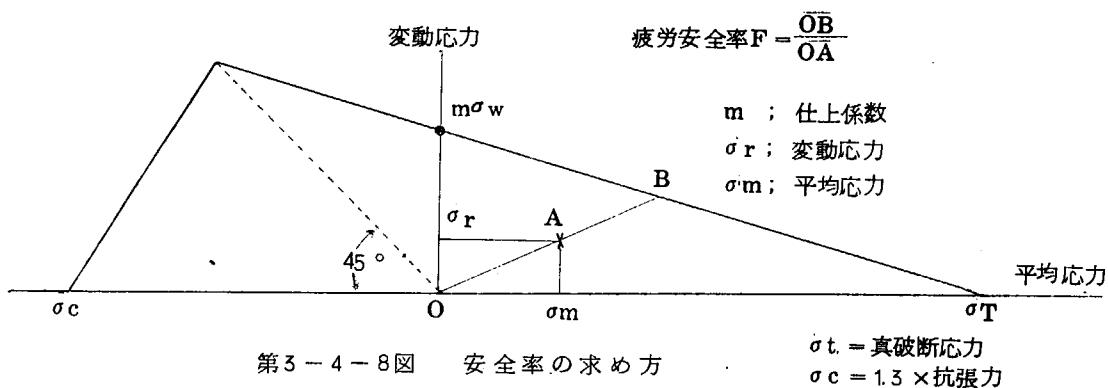
ガスの爆発圧力が繰返されるに伴つて、各クラウンには第3-4-1表にて示したような応力が0との間を繰返していると考えられる。ここに疲労破壊が問題となる。



第3-4-7図 シリンダライナ温度分布推定

応力振幅はガス圧による応力の $\frac{1}{2}$ であり、平均応力はガス圧による応力の $\frac{1}{2}$ と熱応力の和が相当することになる。また、強度評価では応力の Component として最大のものを取つた。疲労破壊の安全性を評価するために Goodman 線図を使用することにし、この線図を決定するための諸定数、真破断応力、疲労耐久限等は確性試験によつて得られた値を使用した。なお温度に対しては、計算位置の温度に近い実験値を使用した。機械加工、鋳放し等による表面効果は仕上係数として考慮した。ツブリングみその切欠係数は外側クラウンが $\beta = 1.44$ 、内側クラウンは $\beta = 1.26$ である。応力解析によつて得られた値は弾性応力である。ガス圧によつて発生している変動応力は降伏点以下であるから、このままの値を使用したが、平均応力は、降伏点を越す場合には近似的にその算出応力を弾性係数で割り、そのひずみに相当する静引張の応力—ひずみ曲線上の応力値を平均応力とした。Goodman 線図から安全率を出すには次の方法によつた。

以下シリンダカバー、シリンダライナとも同様にして求めた。



このようにして求めた安全率の大小は、ピストンヘッドの安全性の評価として使用できると思われる。結果を第3-4-1表に示した。安全率の最小の所は内側クラウン中央部冷却面で $F = 1.53$ 、次は外側クラウンのツブリングみぞ部で $F = 1.68$ である。

この安全率の推定にあたり、欠陥が含まれた場合とが、冷却水による腐食疲労の影響、熱疲労とガス圧応力の繰返しによる相互干渉の影響等を厳密には考慮せねばならない。超大形のピストンヘッドではこれらの影響がどれほどあるものか未知であるが、しかし従来の経験からすればこの程度なら一応安全と思われる。

### (iii) 耐熱疲労寿命の推定

機関が発停を繰返すたびに第3-4-5図に示すような温度分布が発生し、熱応力が繰返される。これらの中には第3-4-1表に示すごとく降伏点を越すような大きな応力も発生している。したがつて当然熱疲労強度を考慮せねばならない。熱疲労破壊は実験的に L.F.Coffin, S.S.Manson により次の関係式がほとんどの材料について認められている。また理論的にも裏付けがなされている。

$$N^{\frac{1}{2}} \cdot \Delta \epsilon_p = C \quad \dots \dots \dots \dots \quad (1)$$

N : 破壊までの繰返し数

$\Delta \epsilon_p$  : 热応力によつて繰返される塑性ひずみ範囲

C : 温度および材料による定数

第3-4-1表のように算出された応力は、塑性変形がない場合の弾性計算による応力である。しかるに実際上機関発停に伴う熱応力の繰返しは、塑性域にはいつた状態にある。このような計算上の応力と実際上の応力は B.F.Langer により提唱された関係により結び付けられている。

$$\sigma_a = \frac{E C}{2\sqrt{N}} + \sigma_w \dots \dots \dots (2)$$

$\sigma_a$  : 弹性計算による熱応力振幅

E : ヤング率

$\sigma_w$  :  $10^7$  における疲労耐久限

これによつて、第3-4-1表にて算出された熱応力による破壊線返後の推定を行なうことにする。(2式にて材料定数: C、弹性率: E、疲労耐久限:  $\sigma_w$ 等は、確性試験にて得られた値を使用する。材料定数: Cに対しては、実際は温度サイクルとひずみサイクルとは同時に繰返されるものであるが、ここでは機開発停に伴うその位置での温度サイクルの最高温度にて一定に保持された塑性疲労の試験結果を使用する立場をとつた。リングミゼ等の切欠きのある場合の考え方はASME、Code Section IIIに定められたものによることにした。なお応力値としては応力のComponentの最大のものをとつた。推定した結果を第3-4-1表に示した。ここで機関の発停回数の推定が問題となる。これに対しては、機関冷態時より4/4負荷までロードアップしクラウンの温度分布が整定した後負荷を下し冷態にもどるまでを1回とみなし、これが年間100回、機関寿命を20年として計2,000回の発停に耐えることを目安とした。この仮定は部分負荷にて運転されることもあり、また安全に冷態にもどらぬうちにスタートすることもあるので十分な安全側の仮定と思われる。結果を第3-4-1表に示した。これによれば熱疲労強度として辛い点は外側クラウンの①点である。しかし、温度分布推定時の境界条件の設定、ならびに応力計算時の拘束条件の適用に際し種々の仮定を置き、しかもそれらがいずれも過酷側となつてゐるので、実際上はもつと安全側となるものと思われる。

上記の推定計算法は、以下のシリンダカバー、シリンダライナの場合も同様である。

#### (b) シリンダカバー

##### (i) 応力解析

ピストンヘッドの場合と同様にして推定した。ガス圧は同様に95%で、温度分布は第3-4-6図を使用した。境界条件としてはスピゴット部をローラ端として、締付けボルトの拘束により回転は許さぬが熱膨張による半径方向の変形を自由とした。ただし、排気通路の剛性がなくその影響は無視できないので、排気弁中心線の円、つまり第3-4-2表C点を通る同心円に沿つて、半径方向および上下方向変位を0とする拘束を与えて計算した。この結果を第3-4-2表に示す。ガス圧による応力はカバー全体にわたり低い値である。なお①点における経線方向応力は近似的仮定を使用したために生じたもので、実際の応力はこれよりかなり下まわるものと思われ問題はない。熱応力に対しては高脚部上側にて50kg/mm<sup>2</sup>となるが、実際は仮定よりも拘束が弱くなるので、もつと低値となるものと思われる。

##### (ii) 耐疲労安全率の推定

ピストンヘッドの場合と全く同様な操作にて求めた結果を第3-4-2表に示した。これによれば、疲労破壊に最もきびしい所は高脚部下方の冷却面④であり、F=1.52を示している。①点にて安全率の下がつたのは、応力計算の際の仮定のため実際よりかなり大きな応力が出たためと思われる。

##### (iii) 耐熱疲労寿命の推定

推定結果を第3-4-2表に示す。予想される発停2,000回をはるかに越えているので問題はない。

#### (c) シリンダライナ

##### (i) 応力解析

冷却管の応力集中度合を問題とするため、マトリクス法の応力解析法を用いた。ガス圧としては、ピストンが

約150mmストロークした位置における圧力  $P = 7.5$  kg/mm<sup>2</sup> を採用した。これが最もきびしい負荷条件となる。温度分布図は第3-4-7図を使用した。境界条件としては肩部の締付け固定状況がどの程度きいているかが問題である。推定によれば肩部は完全拘束の条件と全くフリーの場合の中間と考えられるので、肩部下端を拘束した条件のものと、全く自由にした条件のものを計算してその平均をとつた。また締付けによる応力分布も算出した。この結果を第3-4-3表に示す。ガス圧応力に対しては冷却管内面に+2kg/mm<sup>2</sup> の応力が発生しているが、予想されたものより非常に小さい。他の所はほとんど1kg/mm<sup>2</sup> 未満であり問題ない。熱応力については、肩部下側R部すなわち⑪点に3.8kg/mm<sup>2</sup> の圧縮応力が働き、他はライナ上面触火面に2.6kg/mm<sup>2</sup> の圧縮応力が生じている。締付け応力としては、スピゴット部に-1.0kg/mm<sup>2</sup> の応力、肩部の下面に-7kg/mm<sup>2</sup> が働いているが、この程度なら問題ない。

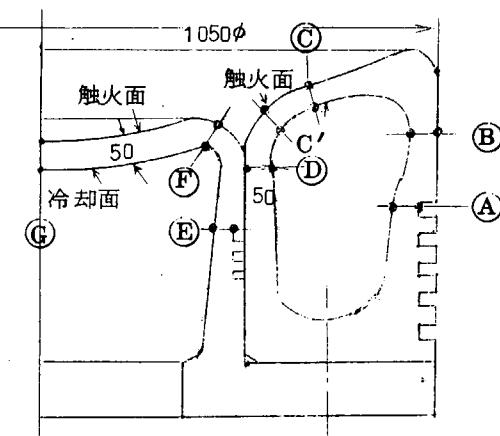
#### (ii) 耐疲労安全率の推定

推定法はピストンヘッドの場合と同様であるが、この場合締付け応力は平均応力の中に入れた。結果を第3-4-3表に示す。これによれば安全率はすべて2以上であり、冷却管と母材との鋸ぐるみ境界も確性試験の結果から見て疲労強度に対しては問題ない。

#### (iii) 耐熱疲労寿命の推定

結果を第3-4-3表に示す。ここで2,000サイクルの限界を割るものは、肩部下側R部の⑪点およびライナ上面の触火面⑬点である。⑬点は最高温度の位置と一致する。⑪点に対しては、締付け時応力を有効に利用するかまたはR部を大きくするよう考慮を払えば十分解決できると思われる。⑬点については、肩部形状、冷却水管の位置などについての検討により、熱疲労寿命の低下を防ぐことが可能である。

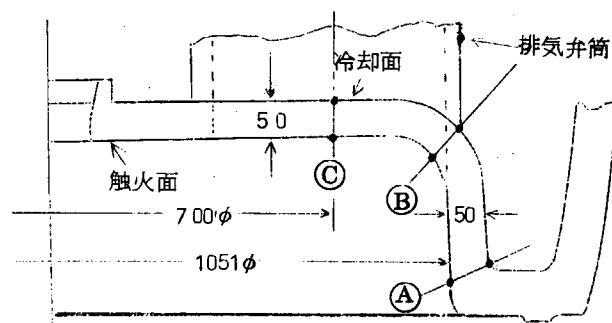
第3-4-1表 ピストンヘッド応力推定および安全性評価



位 置		ガス圧応力 $\sigma_g$ (kg/mm <sup>2</sup> )				熱 応 力 $\sigma_t$ (kg/mm <sup>2</sup> )			
		経線方向応力		緯線方向応力		経線方向応力		緯線方向応力	
		触	冷	触	冷	触	冷	触	冷
外 ク ラ ウ 側 ン	Ⓐ	+4.0	-7.2	-4.0	-2.2	-36.0	30.0	-8.0	15.0
	Ⓑ	0.5	-2.8	-2.4	-2.4	-35.0	28.0	0.0	29.0
	Ⓒ	-1.7	-2.2	0.0	0.3	-50.3	52.4	-73.0	49.1
	Ⓓ	-9.0	4.0	-0.5	4.0	2.0	7.0	12.0	19.0
内 ク ラ ウ 側 ン	Ⓔ	-3.0	1.3	-1.0	0.0	-12.0	10.0	0.0	13.0
	Ⓕ	2.6	-8.0	1.0	-1.0	-22.0	30.0	-62.0	26.0
	Ⓖ	-4.0	11.5	-4.0	11.2	-42.0	61.0	-42.0	63.0
	C'	-0.5	-4.2	+0.5	+0.5	-67.0	+78.0	-90.2	+48.0

外 ク ラ ウ 側 ン	位 置	(A)		(B)		(C)		(D)	
		触	冷	触	冷	触	冷	触	冷
機械疲労安全率		1.68	2.34	1.92	2.54	2.03	2.61	2.37	2.75
熱疲労強度 N(サイクル)		$2.7 \times 10^4$	$>10^5$	$>10^5$	$>10^5$	$3.2 \times 10^3$	$4.8 \times 10^4$	$>10^5$	$>10^5$
内 ク ラ ウ 側 ン	位 置	(E)		(F)		(G)		-	
		触	冷	触	冷	触	冷	触	冷
機械疲労安全率		2.64	4.61	2.17	1.83	1.97	1.53		
熱疲労強度 N(サイクル)		$>10^5$	$>10^5$	$5.5 \times 10^4$	$>10^5$	$>10^5$	$1.1 \times 10^4$		

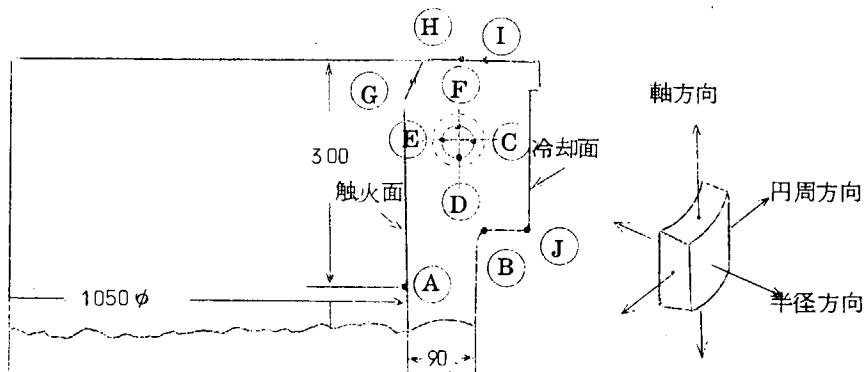
第3-4-2表 シリンダカバーの応力推定および安全性評価



位 置	ガス圧応力 $\sigma_g$ (Kg/mm²)				熱応力 $\sigma_t$ (Kg/mm²)			
	経線方向応力		緯線方向応力		経線方向応力		緯線方向応力	
	触	冷	触	冷	触	冷	触	冷
(A)	-3.0	3.0	2.0	7.0	-28.0	25.0	-44.0	30.0
(B)	2.0	0.0	3.0	1.0	-50.0	46.0	-26.0	48.0
(C)	28.0	-24.0	6.0	-2.0	-40.0	30.0	-34.0	30.0

位 置	(A)		(B)		(C)	
	触	冷	触	冷	触	冷
機械疲労安全率	2.59	1.52	2.60	2.62	2.09	2.34
熱疲労強度 N(サイクル)	$>10^5$	$>10^5$	$4.9 \times 10^4$	$3.8 \times 10^4$	$>10^5$	$>10^5$

第3-4-3表 シリンダライナの応力推定および安全性評価



位置 応力方向	ガス圧応力 $\sigma_g$ (Kg/mm <sup>2</sup> )			熱応力 $\sigma_t$ (Kg/mm <sup>2</sup> )			締付け応力 (Kg/mm <sup>2</sup> )		
	円周	半径	軸	円周	半径	軸	円周	半径	軸
(A)	—	—	—	8.0	—	7.5	—	—	—
(B)	—	—	—	-14.0	-38.0	-16.0	3.0	5.0	5.0
(C)	2.0	—	—	4.5	2.5	5.0	-2.0	—	-6.0
(D)	2.0	-1.0	—	3.0	8.5	1.5	—	—	—
(E)	2.0	—	—	-1.0	3.5	6.0	—	-1.0	-3.0
(F)	2.0	-1.0	—	-1.0	9.0	2.0	—	—	—
(G)	—	-1.0	—	-26.0	—	-4.5	—	—	—
(H)	—	—	—	10.0	-4.0	—	—	-1.5	—
(I)	—	—	—	—	—	—	-5.0	-5.0	-10.0
(J)	—	—	—	—	—	—	—	—	7.0

(注) 一印は応力値 1.0 以下を示す。

位置	(A)	(B)	(C)	(D)	(E)	(F)	(G)	(H)
機械疲労安全率	3.16	3.76	2.63	2.37	6.23	2.14	4.71	2.61
熱疲労強度 N (サイクル)	$>10^5$	$\times 10^2$	$>10^5$	$>10^5$	$>10^5$	$>10^5$	$\times 10^3$	$>10^5$

## 3.4.2 実体試作試験

## (1) 鋳造および材質調査

## (a) ピストンヘッド

## (i) 鋳造方案

ピストンヘッドは上に述べたような構造であり、内側クラウンおよび外側クラウンの組合せとなる。この場合内側クラウンについては鍛鋼製とすることも考えられるが、ここでは外側と同様、鋳鋼品とした。鋳造にあたつては鋳造欠陥の現出をできるだけ少なくするため、第3-4-9図に内側クラウン、第3-4-10図に外側クラウンの鋳造方案に示すように、鋳込みは押上げ方式とし、上部に十分な押湯をきかせ、冷却水室のコーナ部に引き巣を生じないように冷金を当てるなど細心の考慮を払っている。

## (ii) 鋳込み条件および熱処理

溶解は 5 ton エール式電気炉で行ない、出炉温度 1550°C、鋳込み温度 1542°C、鋳込み速度は外側クラ

ウン 4.0 sec 内側クラウンは 3.2 sec である。鋳込み後 T 線および外表面のダイチエック検査を行ない、1000 ~ 1100 °C で均質化焼なまし後、荒削りを行ない、950 °C 油冷、680 °C × 25 mm/hr 保持後空冷処理を行なつた。

### (iii) 材質調査

内、外クラウンの一部を切り出し、断面のマクロ組織を第 3-4-11 図、いおう偏析の状況を第 3-4-12 図 ダイチエック結果を第 3-4-13 図に示す。マクロ組織において均質化焼なましおよび焼入れ、焼もどし処理が施行されているため鋳造組織は完全に消失している。また、いおうの偏析もなく良好で、ダイチエック結果においても欠陥は見られない。第 3-4-14 図は代表的部分の顕微鏡組織で均質化は十分にできているが調質効果はみられない。第 3-4-15 図は断面におけるブリネル硬度測定結果である。H<sub>B</sub> 126 ~ 146 で調質材としては低値であり顕微鏡組織の結果とよく一致しており、熱処理方法について検討する必要があろう。第 3-4-4 表はクラウン材の化学分析結果で、当社の目標成分内にあり成分的には問題ない。

## (b) シリンダカバー

### (i) 鋳造方案

シリンダカバーは、冷却水室内に排気通路が設けられているため構造が複雑であり、鋳造にあたつては周到な配慮が必要である。第 3-4-16 図に鋳造方案を示す。鋳造欠陥の現出を極力避けるため、注湯は押上げ方式を採用し、十分な押湯を設けている。第 3-4-17 図に鋳放し後の外観状況を示す。

### (ii) 鋳込み条件および熱処理

鋳鋼材料は SC 42 材で溶解温度 1630 °C、鋳込み温度 1565 °C、鋳込み速度 8.0 sec で鋳造した。鋳造後押湯、湯口を切断し、T 線検査および表面のダイチエック検査を行ない、さらに 900 °C ~ 920 °C にて 6 時間均質化焼なましを施行した。

### (iii) 材質調査

材質調査試法としては、スピゴット部の一部を切出して断面のマクロ、いおう偏析、硬度、組織および成分分析を行なつた。第 3-4-18 図に断面のマクロ組織、第 3-4-19 図にいおう偏析、第 3-4-20 図に顕微鏡組織、第 3-4-21 図にブリネル硬度、第 3-4-5 表に化学分析結果を示す。これらの結果からもわかるように、材質的には指摘するような点はない。

## (c) シリンダライナ

### (i) 鋳造方案

本ライナは鋼管鋳ぐるみ形式を新たに採用したので、鋳付き性を確認するための予備試験を 2 ~ 3 回行なつた。その結果注湯時、浴湯を直接鋼管に触れないようすれば鋼管溶込みの問題もなく、接着も良好であることがわかつた。

したがつて実体ライナの鋳造方案作成にあたつては、第 3-4-22 図に示すごとく湯口を鋳ぐるみ鋼管の下側に設けた。浴湯のランナ部分は湯口にシヤモットスリーブ、湯道にカマ砂、湯堰に陶管を用いた。また鋳型はセメント砂で（ポート部だけカマ砂を使用）中子は油砂で造型した。湯堰には砂の洗われを防止するため耐火レンガを当て、浴湯を下部から順次に凝固させて引き巣の発生を防ぐため内円周のみに冷金を用いた。鋳ぐるみ鋼管は発せい防止と接着を良好にするため、すずメッキを施すなど各種の点で細心の注意を払つた。

### (ii) 硬度分布測定

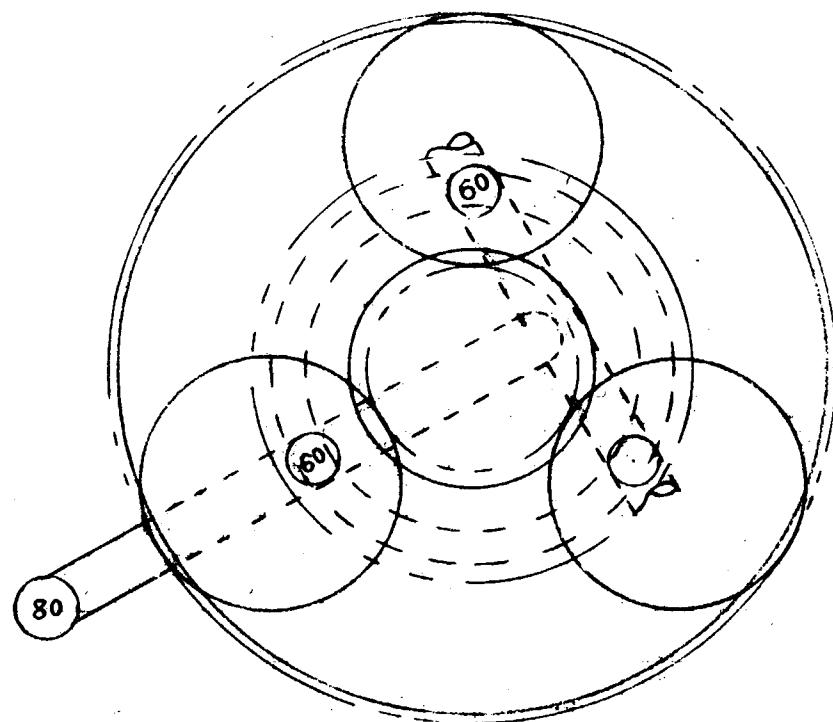
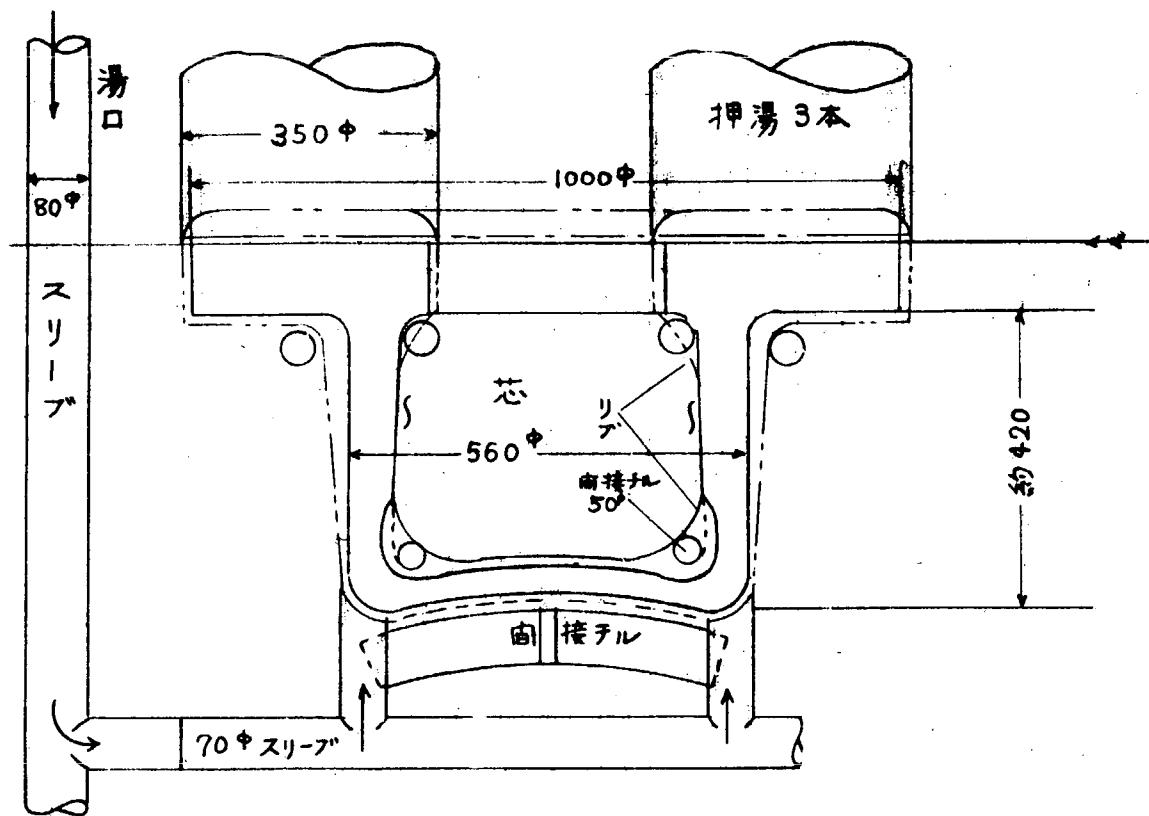
鋳造後のシリンダライナは、第 3-4-23 図に示すように 4 分割した後、530 °C × 6 hr のひずみ取り焼なましを行なつた。その後内面だけヘルバイト仕上げを行ない、内面のダイチエック検査、実体硬度分布測定を行なつた。また鋼管鋳ぐるみ部は円周を輪切りして鋳着の状況を調査するとともに材質試験用に供し、確性試験

片もライナ上部から採取した。機械仕上げ後の内面検査でポート部の冷金と冷金の中間部にごく軽微な引けが見られたが、そのほかはきわめて良好であつた。第3-4-24図に内面機械仕上げ後の外観状況、第3-4-25図に鋼管鋸ぐるみ部断面のダイチエック結果を示す。冷却水取入口および管と管の継目に若干の滲み出しが見られたが、その外には全然接着不良部はみられない。次にライナ内面について円周8等分した線上を50ないし100mm間隔ごとに携帯用ブリネル硬度計でかたさを計測した計測値を第3-4-6表に示す。表からもわかるように内面の硬度分布は大体正常で、あまり硬度むらもみられなかつた。

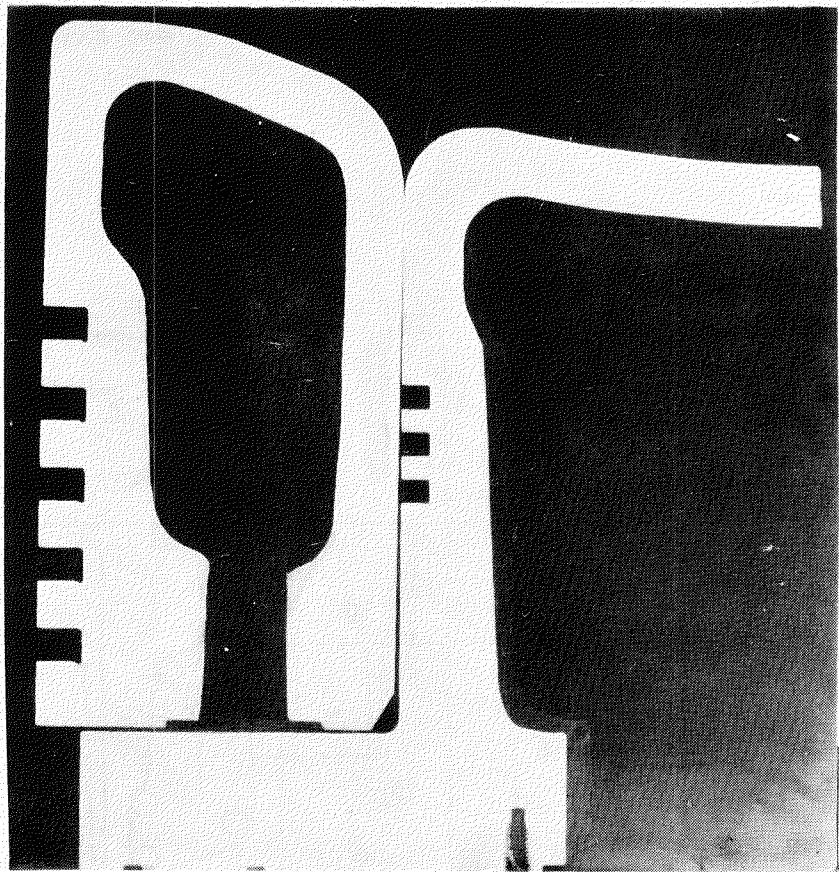
### (iii) 材質調査

ライナ肩部に鋸ぐるみした鋼管の断面が現われるよう切断し、その一部についてマクロ組織、硬度、顕微鏡組織および化学分析を行なつた。第3-4-26図にマクロ組織を示す。鋸ぐるみ鋼管の外表面は鋳鉄から加炭され、その深さは3~4mmとなつてゐる。接着部近傍は白銑化の傾向もない。第3-4-27図は接着部、肉厚中心および表層部の顕微鏡組織で、鋼管は高温になつて多少結晶粒が成長している。

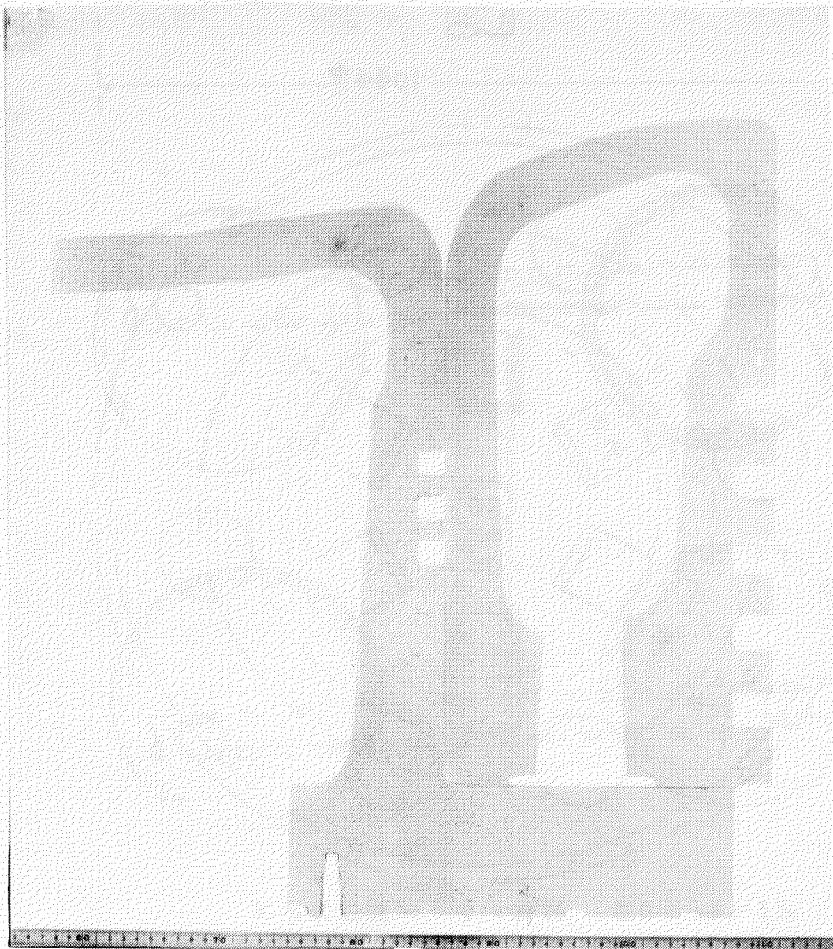
境界部は加炭されて共析組織と黒鉛化現象が見られる。鋳鉄はパーライト生地にステタイトと黒鉛が良好に分布したライナ特有の標準組織を呈している。第3-4-28図は断面各部のブリネル硬度測定結果で、钢管はH<sub>B</sub> 107~111と柔かいが、鋳鉄側はH<sub>B</sub> 197~201とライナの標準硬度値を示している。第3-4-7表に化学分析結果を示したが、成分的にやや全炭素量が低目であるが、他の成分については問題ない。



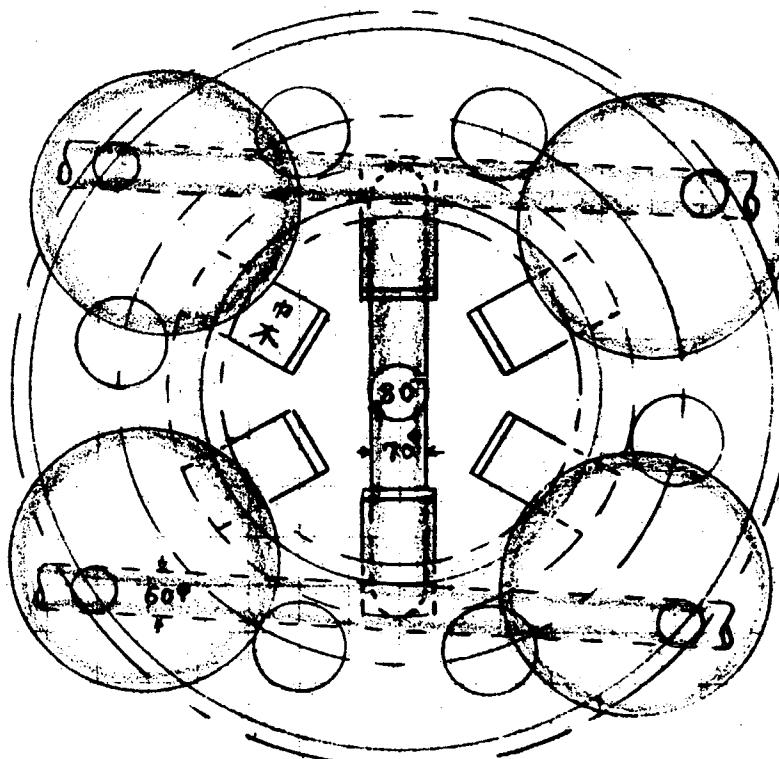
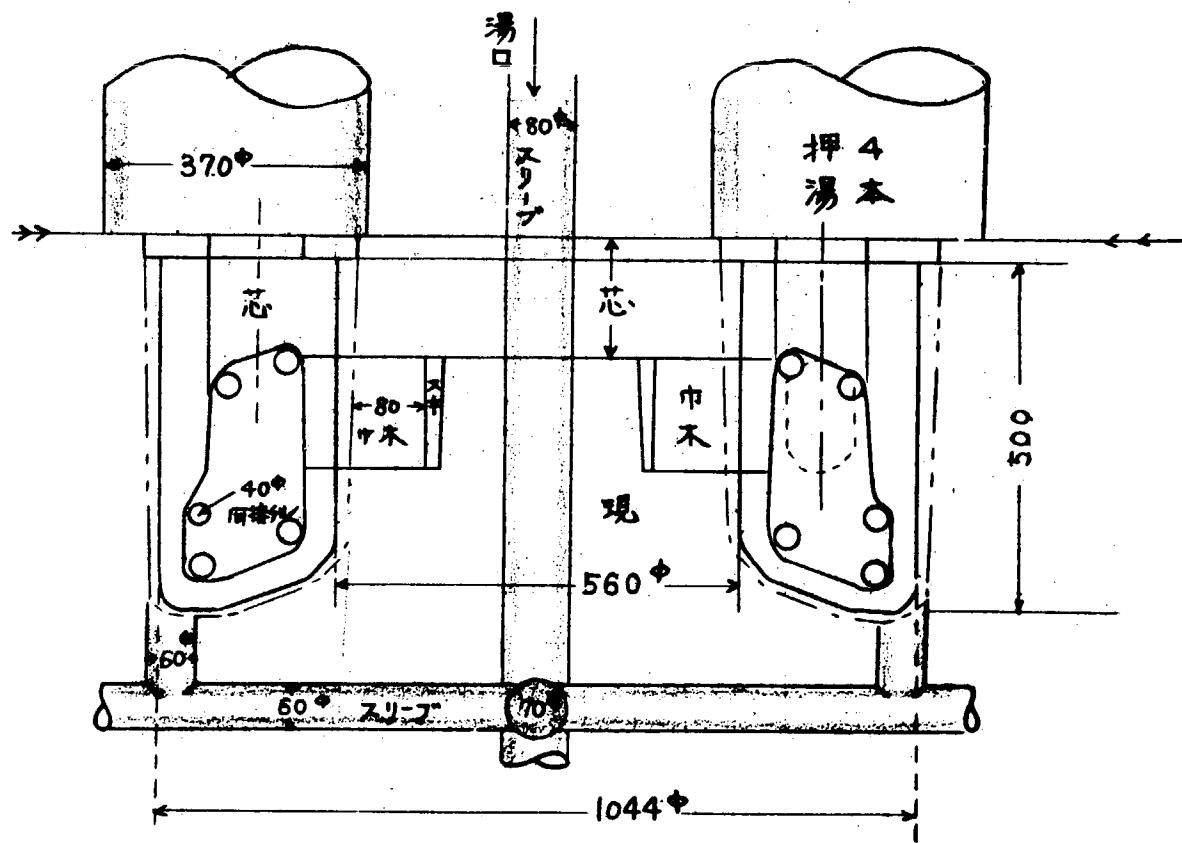
第3-4-9図 内側クラウン铸造方案図



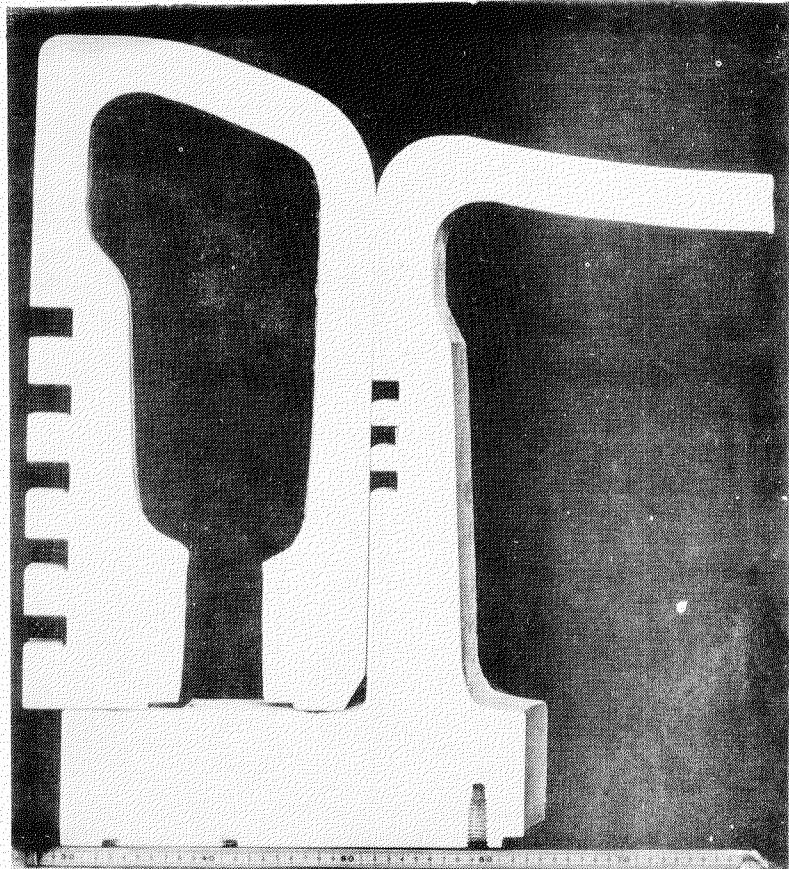
第3-4-11図 ピストン断面のマクロ組織



第3-4-12図 ピストン断面のいおう写真

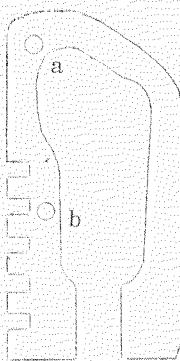
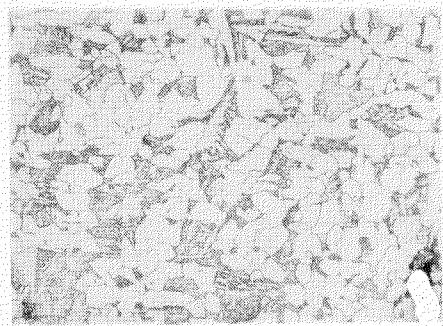


第3-4-10図 外側クラウン鋳造方案図



第3-4-13図 ピストン断面のダイチャック結果

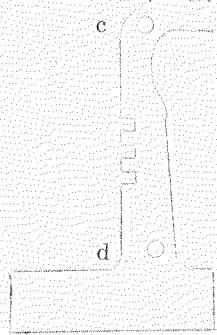
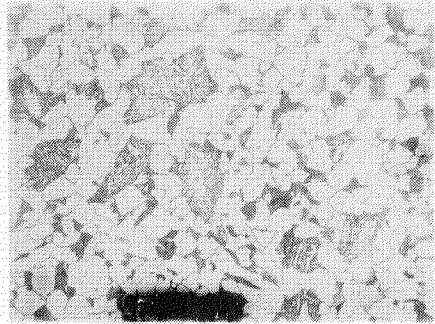
a. 外側クラウン



b. 外側クラウン



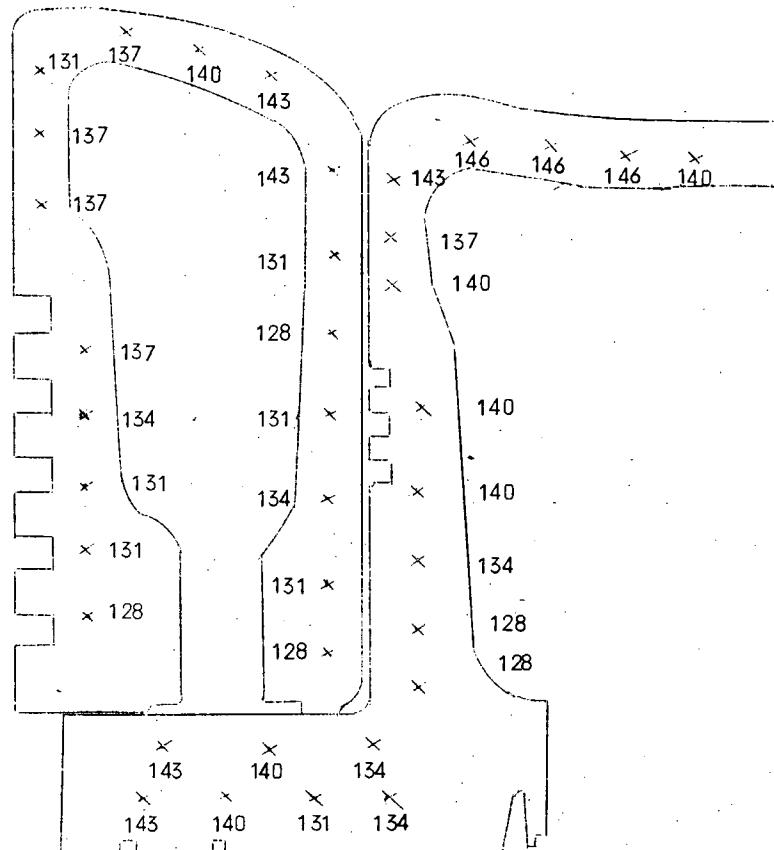
c. 内側クラウン



d. 内側クラウン



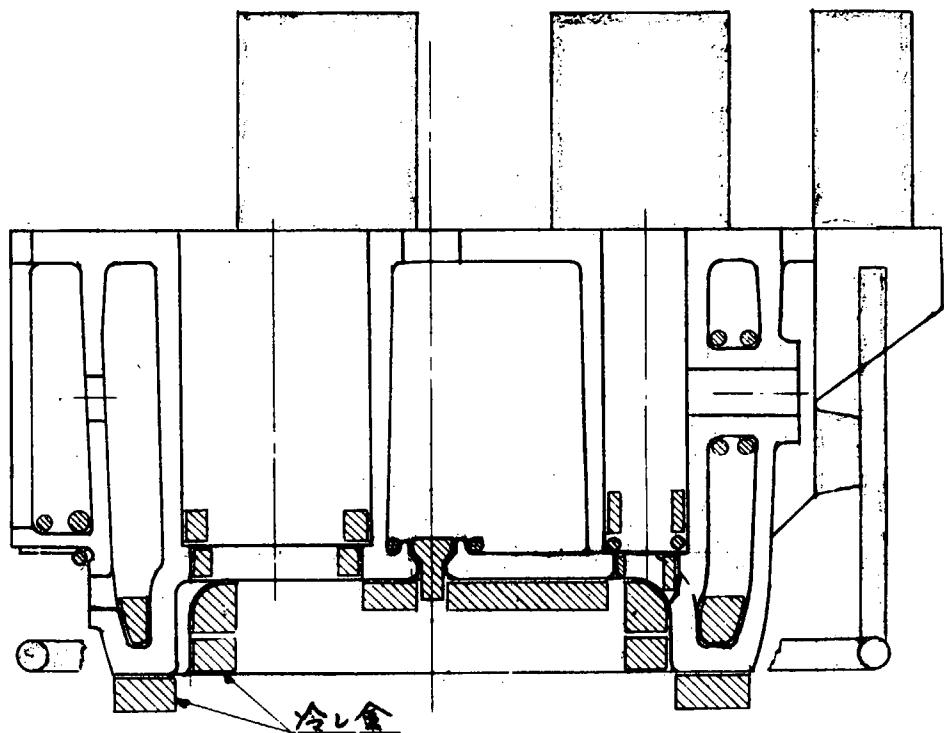
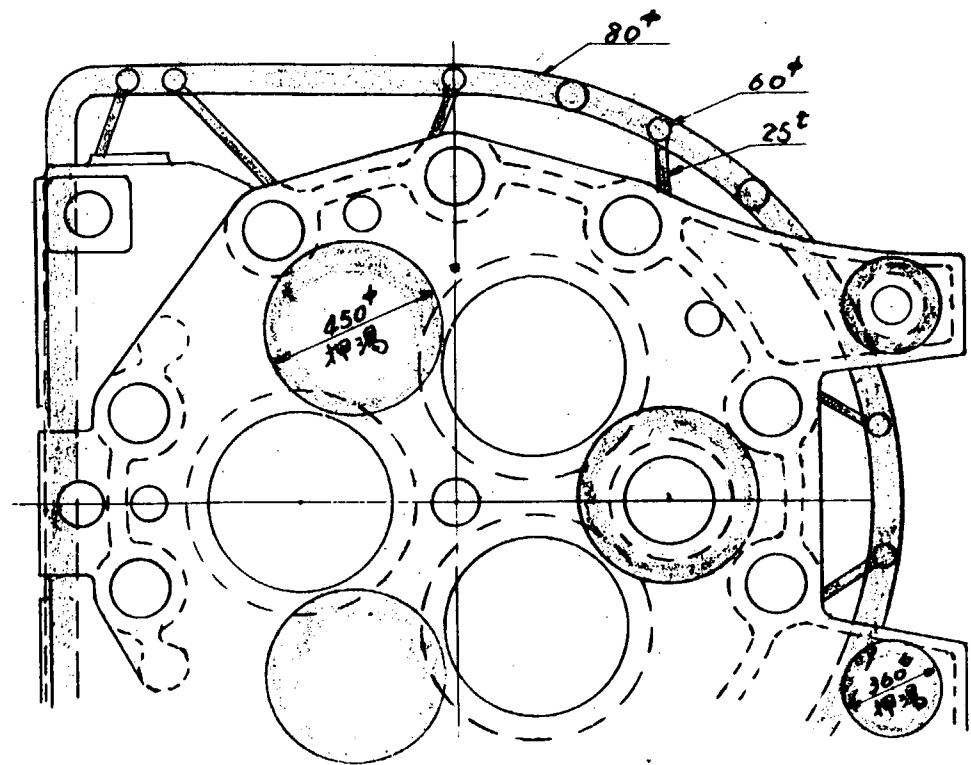
第3-4-14図 断面各部の顕微鏡組織 ( $\times 100$ )



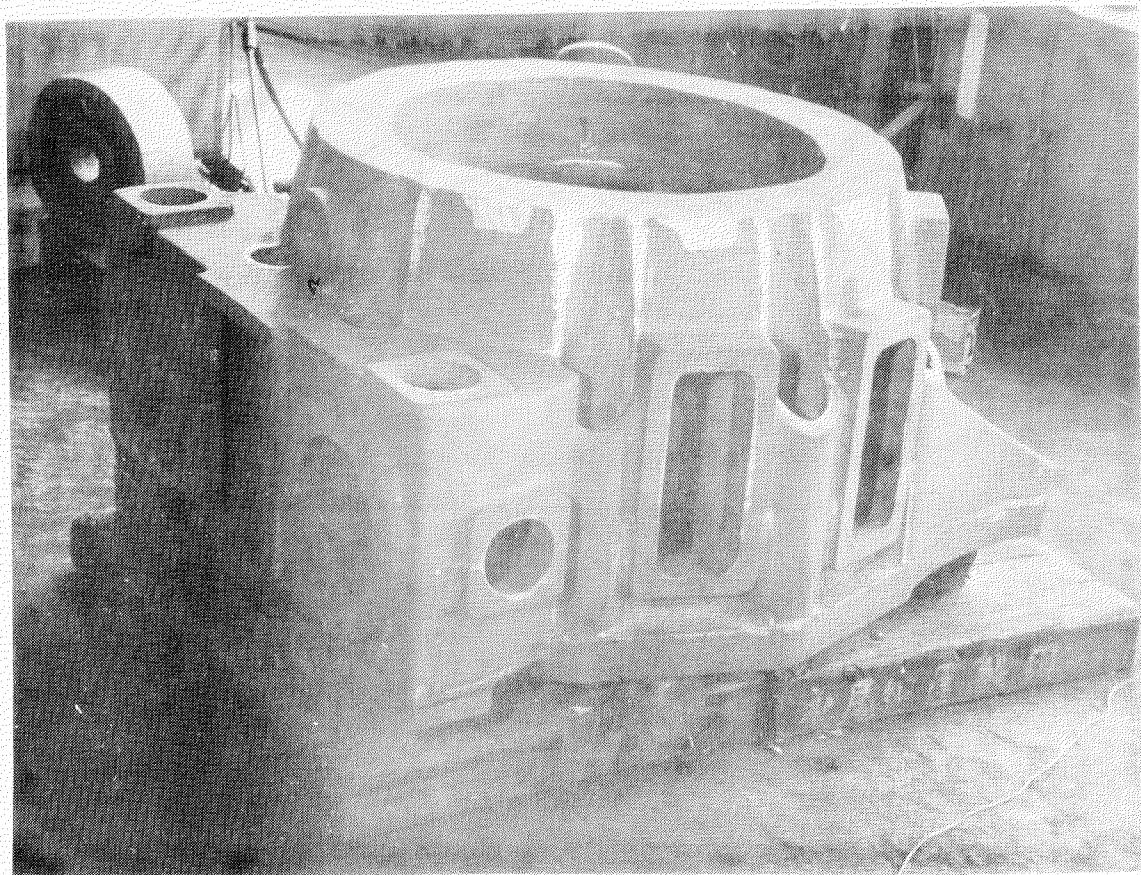
第3-4-15図 ピストンヘッド断面のブリネル硬度分布  
(荷重 3,000Kg)

第3-4-4表 ピストンヘッド材の化学成分(%)

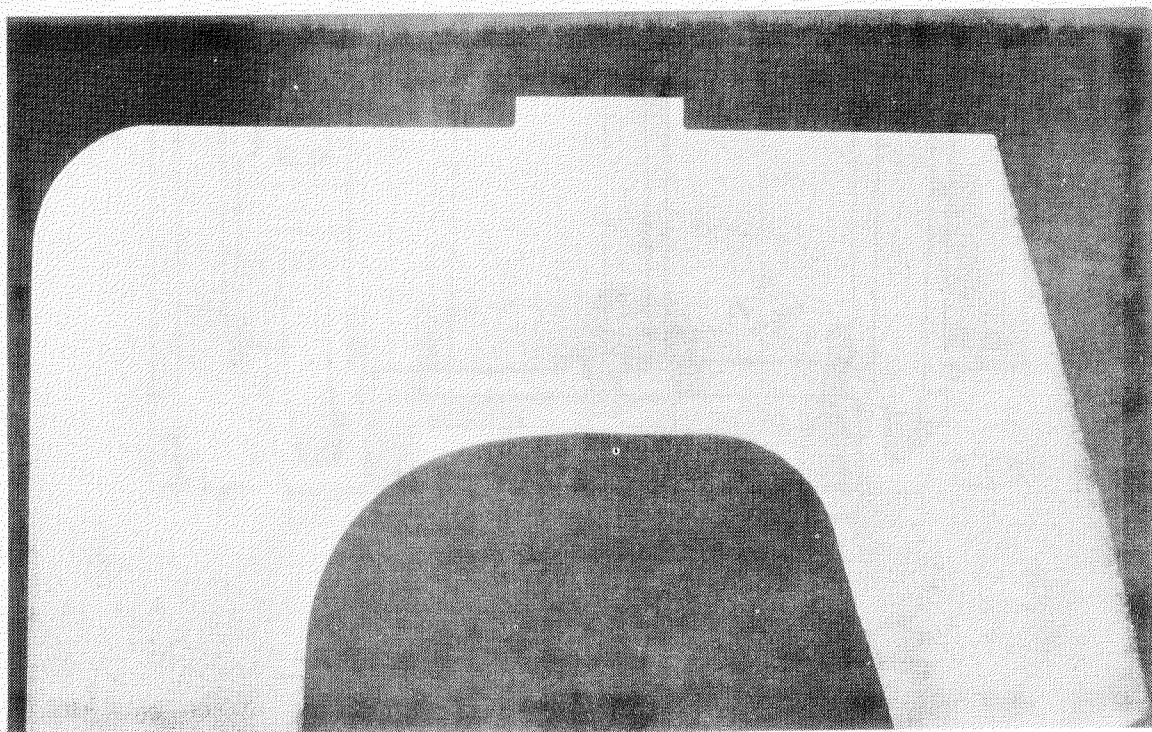
試料	成分	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
目標値		0.13 ～0.18	0.20 ～0.50	0.50 ～0.80	<0.025	<0.025	<0.20	<0.20	0.30 ～0.50
試料		0.15	0.39	0.67	0.003	0.009	-	0.03	0.39



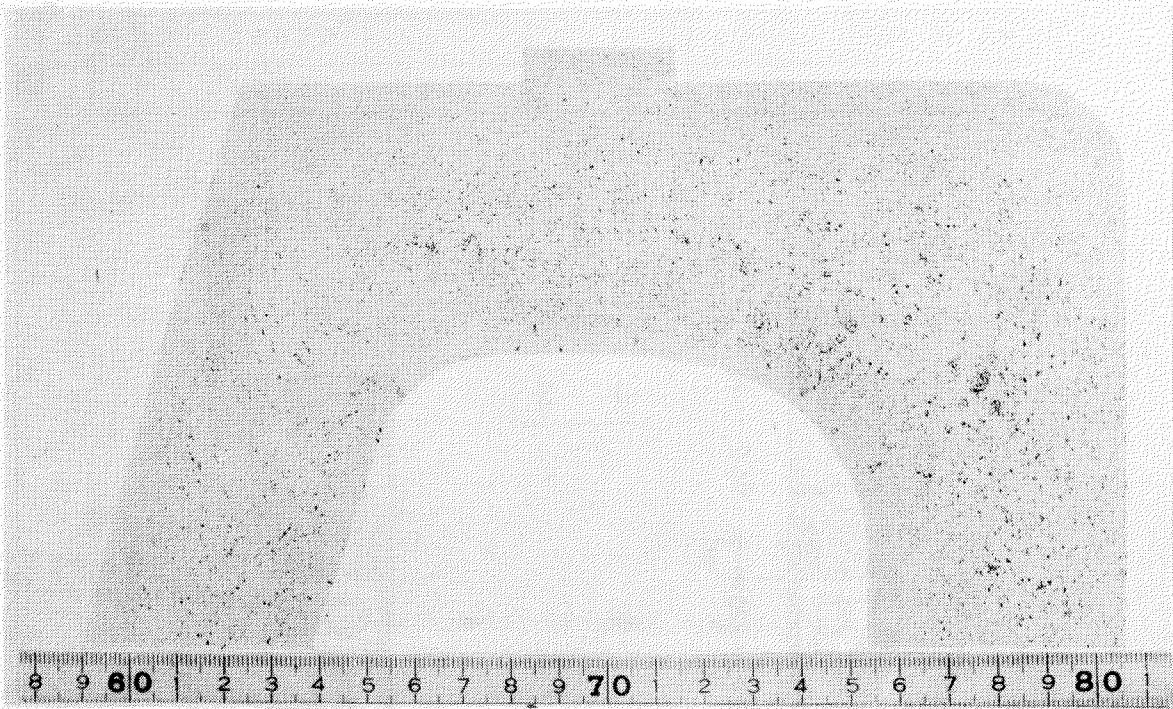
第3-4-16図 シリンダカバー鋳造方案図



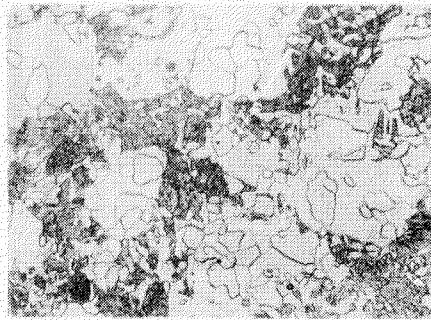
第3-4-17図 鋳放し後の外観状況



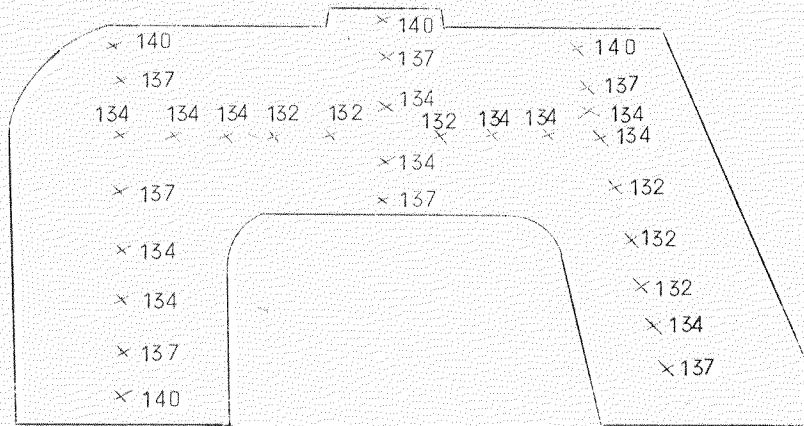
第3-4-18図 スピゴット部断面のマクロ組織



第3-4-19図 スピゴツ部断面のいおう写真

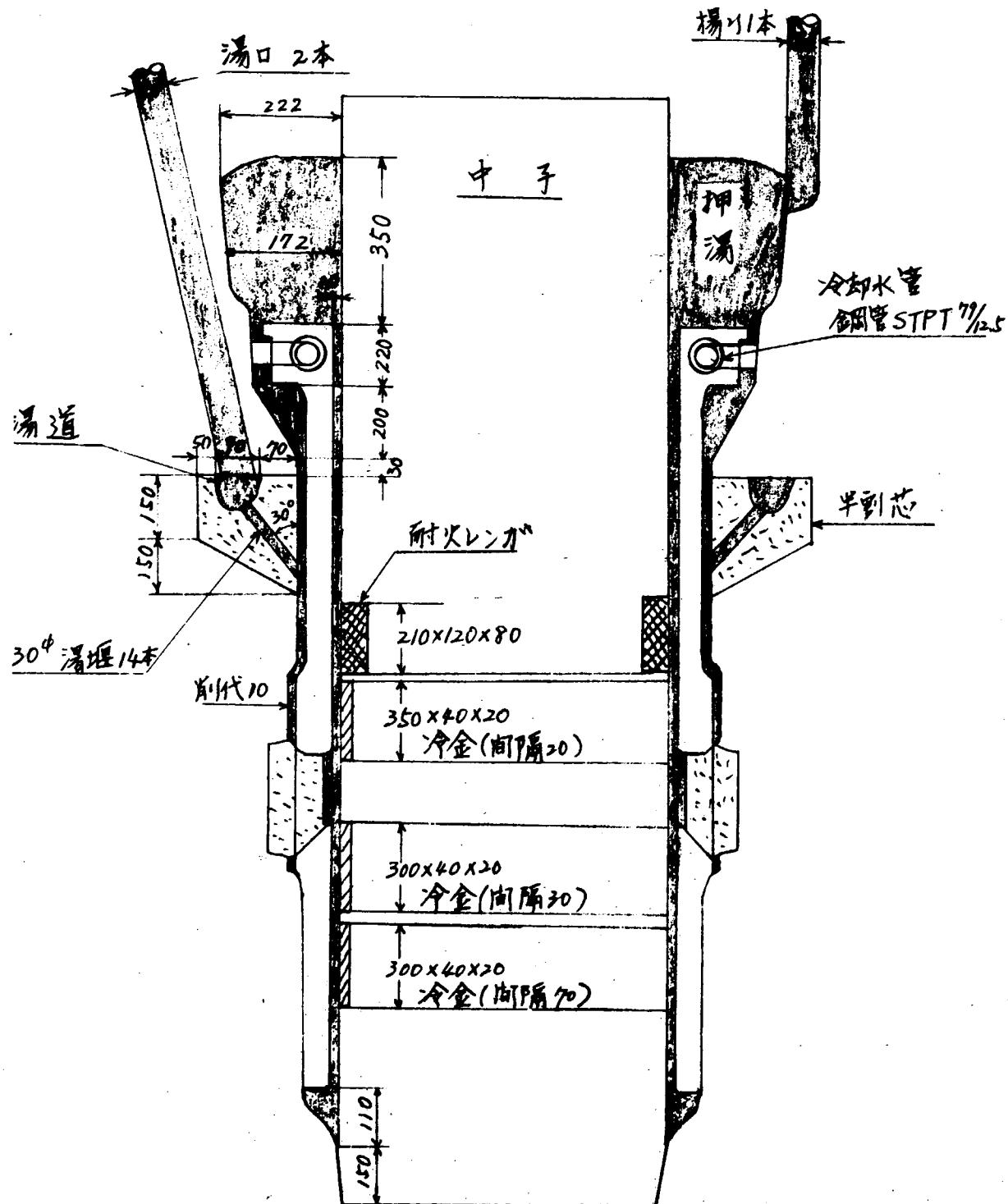


第3-4-20図 断面の顕微鏡組織 ( $\times 100$ )

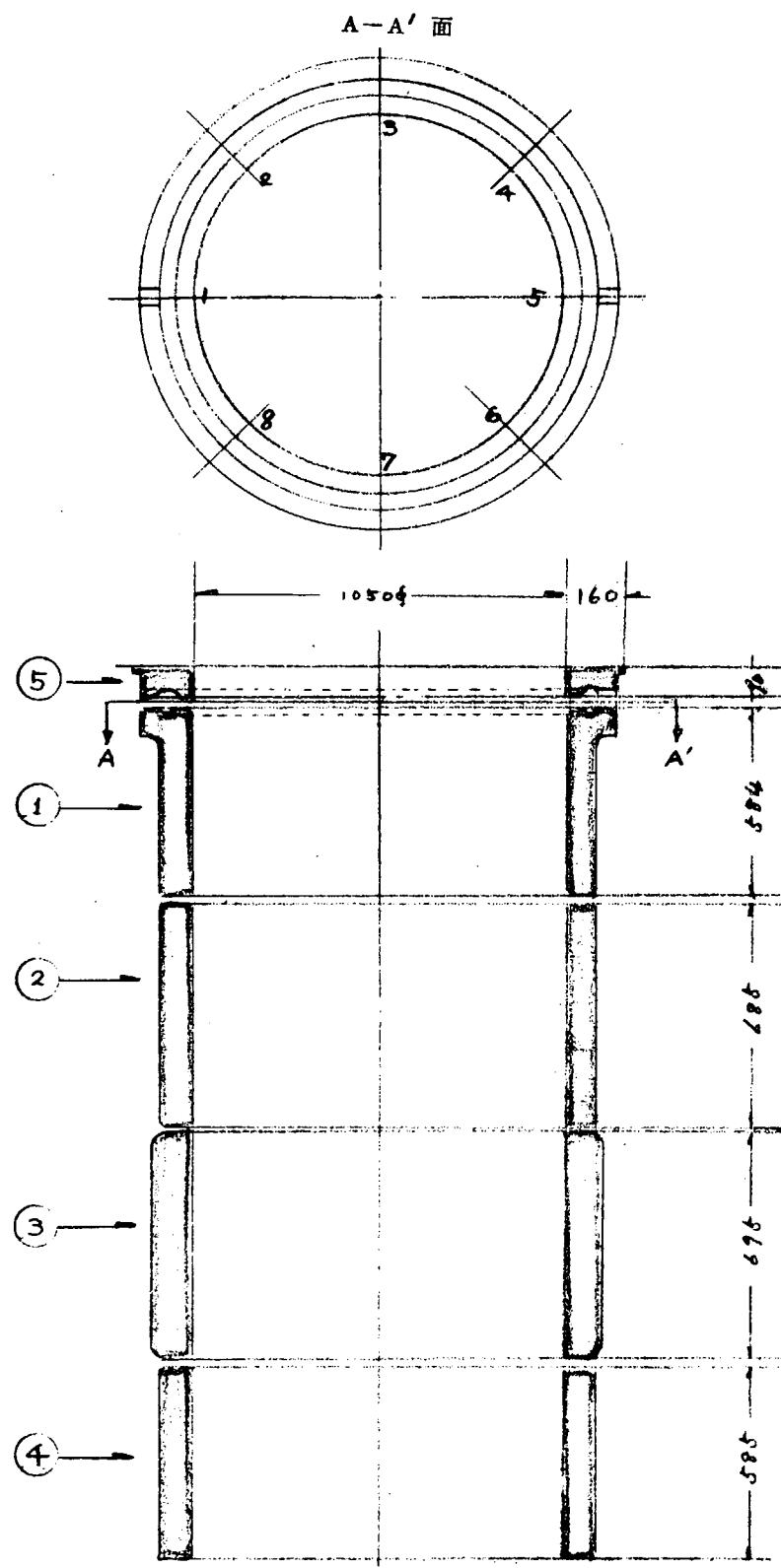


第3-4-5表 シリンダカバーの化学成分

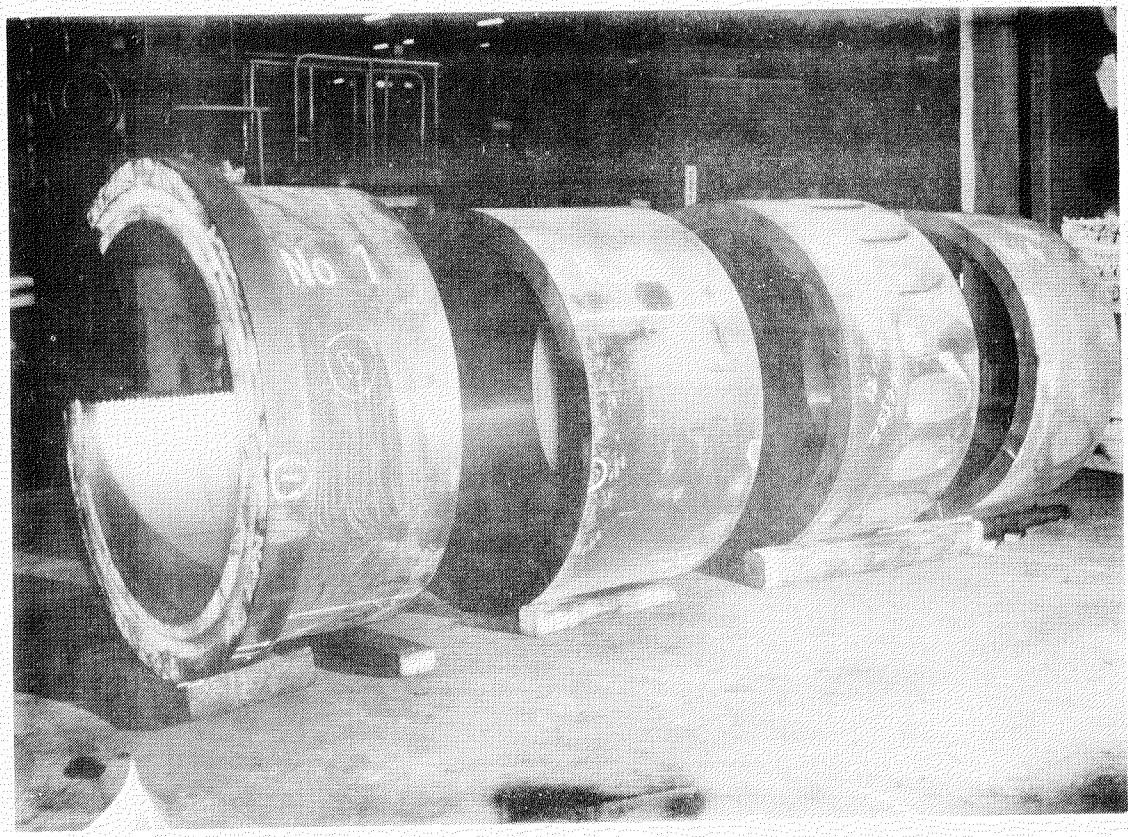
試料	成分	C	Si	Mn	P	S
SC42 規格					<0.050	<0.050
試 料		0.21	0.77	0.80	0.007	0.011



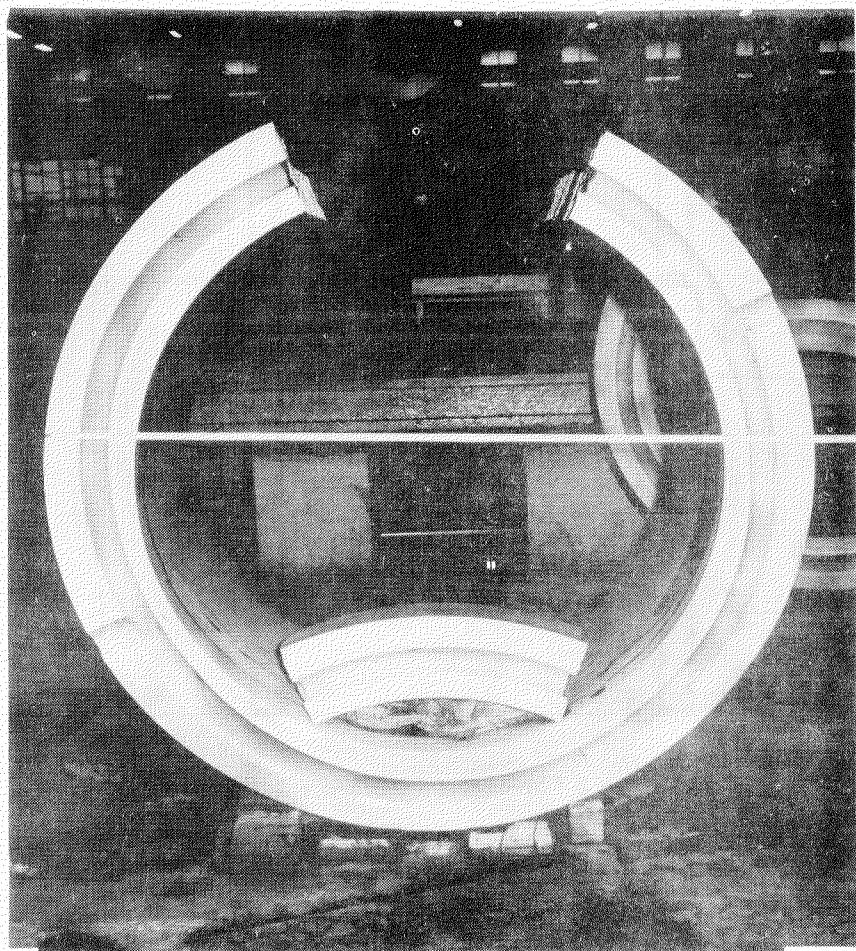
第3-4-22図 シリンダライン鋳造方案図



第3-4-23図 ライナ切断要領および硬度計測位置



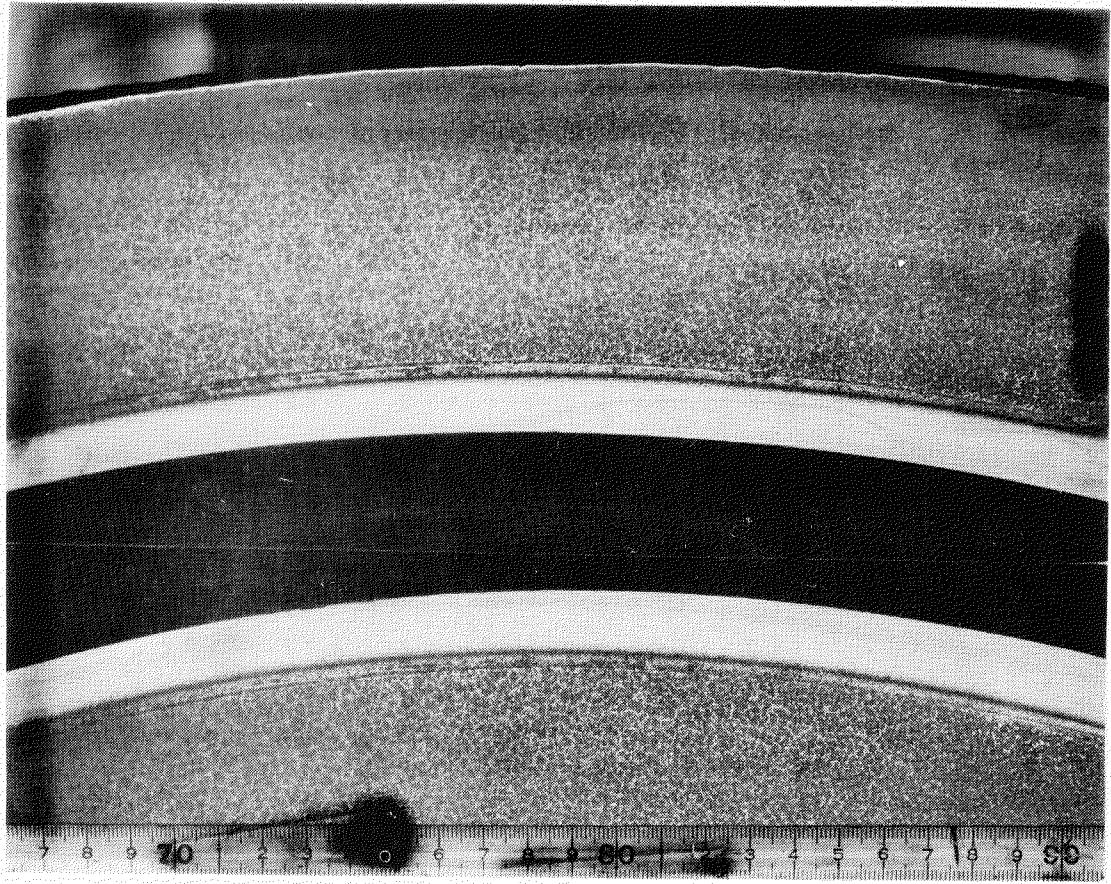
第3-4-24図 内面仕上、4分割後の外観写真



第3-4-25図 銅管鋸ぐみの断面のダイテック結果

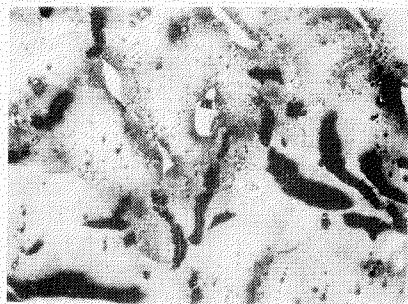
第3-4-6表 シリンダライナ内面のブリネル硬度測定結果

符号	測定位置	円 周 方 向							
		1	2	3	4	5	6	7	8
軸	No. 5	1	187	187	187		187	187	187
		2	192	192	192		192	192	187
		3	192	192	192		192	187	192
	No. 1	4	187	192	192		192	192	187
		5	192	192	192		192	192	192
		6	197	192	192		187	192	192
		7	187	192	192		192	192	201
		8	192	201	192		192	197	201
		9	192	197	192		192	197	201
		10	192	201	197		201	187	201
		11	192	201	197		192	187	192
		12	192	201	192		192	192	201
		13	201	207	192		197	192	187
		14	201	201	197		192	197	192
		15	201	212	187		187	197	192
方 向	No. 2	16	197	187	187	187	192	197	192
		17	201	192	187	187	192	192	192
		18	187	192	201	201	192	197	197
		19	192	187	197	197	197	192	197
		20	197	187	187	187	192	197	201
	No. 3	21	197	197	187	187	187	192	187
		22	187	197	187	183	197	187	187
		23	187	197	187	192	192	187	192
		24	192	187	192	192	187	187	187
		25	197	187	187	187	192	187	183
		26	192	192	187	187	192	187	192
No. 4	No. 4	27	187	187	187	192	192	187	187
		28	197	192	201	192	192	197	197
		29	197	192	197	192	192	192	201
		30	201	201	197	207	197	207	201
		31	201	197	197	201	187	192	192

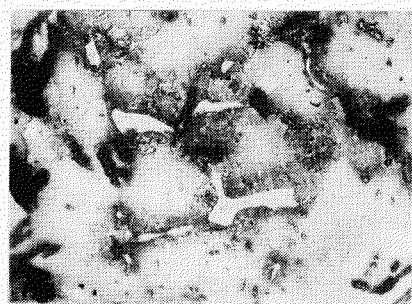


第3-4-26図 鋼管鉄ぐるみ断面のマクロ組織

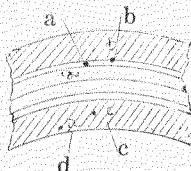
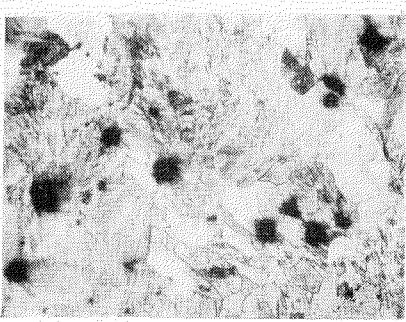
a. 鋼 管



b. 境 界 部



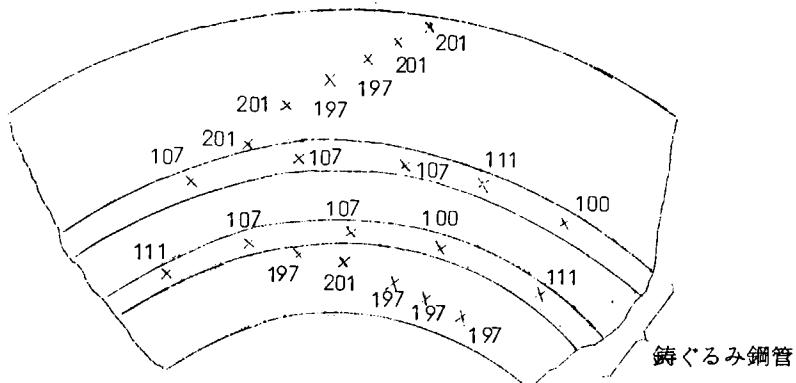
c. 肉厚 中心部



d. 内 側表 層 部



第3-4-27図 鋳ぐるみ断面各部の組織 (x100)



第3-4-28図 断面のブリネル硬度値

第3-4-7表 試作ライナの化学成分

試料	成 分	T C	S i	M n	P	S	V	T i	C r
目 標 値		3.00 ～3.30	1.00 ～1.30	0.60 ～0.90	0.28 ～0.35	<0.10	0.15 ～0.20	—	—
試作ライナ		2.82	1.24	0.79	0.29	0.085	0.20	0.01	0.05

## (2) 機械的性質試験

### (a) ピストンヘッド

#### (i) 試験片採取位置

本機関の外側クラウンは形状寸法が大きいために、鋳造時の諸条件が場所により大きく変わることが考えられる。したがつて設計的に予想された強度を果たして持つているか否か、および場所による強度のバラツキはどれくらいかを検討し、クラウンの安全性を確認する必要がある。ピストンヘッドの強度を考える場合には、材料の基礎的性質をは握するための静的引張強度、ガス圧の繰返しによる機械疲労強度、機関発停に伴つて生ずる熱応力の繰返しによる熱疲労強度、さらに亀裂伝ばの目安としての衝撃値等を検討する必要がある。

各試験片を削り出したプロツクの採取位置を第3-4-29図に示した。上記の考慮せねばならぬ強度は、静的引張強度とかなりの相関関係にあるので、場所による各強度のバラツキは室温の引張試験のみによって推定することにした。つまりプロツク番号で示せば内側クラウンはNo.15, 16、外側クラウンはNo.4, 6, 7, 18とクラウンのほとんどの位置を代表できるように取つた。他の高温引張や機械疲労、熱疲労等の試験片は、できるだけ同一条件と思われる所からまとめて取つた。各プロツクはガス切断によつて大割りされ、機械加工により熱影響を考慮して20～30mm切捨てた後試験片を切削した。

#### (ii) 静的引張試験

使用した試験片は、第3-4-30図に示すようにゲージ部14mmφのJIS4号試験片を使用したが、一部7mmφのものも使用した。試験機は30tonアムスラー型引張試験機を使用した。実験温度は、クラウンのか動中の最大温度が500°C前後と推定されたので、室温、300°C、500°C、600°Cにて行なつた。実験結果を第3-4-8表に示す。これによれば、一般的な強度の上からすればブリネル硬度140前後のものとしてはやや拡張力が低く、伸び、紋りがいくぶん大きいようである。

バラツキに対しては内外クラウンともに天井面のほうが、ピストン下部より抗張力、伸び、紋りとともに大きい

以内にはいつていることから、問題はないものと思われる。200°C～300°C前後の高温ぜい性に対しても、大きなぜい化はデータからすれば考えられない。

### (iii) 機械疲労試験

使用した試験片を第3-4-31図に示す。ゲージ部径は10mmのものを使用した。試験機は島津式高温高回転曲げ疲労試験機を使用した。実験条件は回転数を6000 rpm 試験温度は室温と600°Cにて行なつた。

実験結果を第3-4-9表および第3-4-32図に示した。これによれば室温における疲労耐久限と抗張力の比は約0.38くらいであり、経験的なデータよりすればやや低い。600°Cにおける耐久限に対してはほぼ妥当と思われる。

### (iv) 塑性疲労試験

本来厳密にいえば、ひずみサイクルと温度サイクルを同時に行なわせるべきであるが、本実験では温度を一定にしてひずみサイクルを繰返すいわゆる塑性疲労試験にて行なつた。最高温度を一定にしてひずみサイクルだけを行なわせて試験しても、データとして実際よりきびしい条件になり実験精度も上がるからである。実験機は電気炉にて一定温度に加熱し、油圧によつてひずみの繰返しを行なわせる高温定ひずみ疲労試験機を使用した。試験片は第3-4-33図に示す。試験条件は室温、300°C、600°Cを一定にしてひずみ振幅を一定にしたいわゆる定ひずみの条件で行なつた。ひずみ制御は第3-4-33図のツバ間のひずみを1対の差動変圧器にて検出し制御した。ひずみ繰返し速度はだいたい毎分2サイクルである。

試験結果を第3-4-10表および第3-4-35図に示す。

### (v) 衝撃試験

2mm-Vノツチ・シャルピー試験にて行なつた。試験片はJIS4号で第3-4-34図に示した。各種遷移温度を求める目的として、低温側はドライ・アイスとエチル・アルコールの寒剤を使用した。高温側は水を加熱して温度を調節した。試験結果は第3-4-11表、第3-4-36図に示した。破面状況を第3-4-37図に示した。

実験結果を総括すれば、

2V Tr 35 : 吸收エネルギーが35 ft-lb の遷移温度 : -25°C

2V Tr 15 : 吸收エネルギーが15 ft-lb の遷移温度 : -25°C

2V Tr E : 吸收エネルギーの最大最小の平均値となる遷移温度 : -5°C

2V Tr s : ぜい性破面率が50%となる遷移温度 : +10°C

この結果からすればこの鋼種のデータとして妥当である。

## (b) シリンダカバー

### (i) 試験片採取位置

シリンダカバーにて問題とすべき点も、構造複雑にして大形なるがゆえの場所による強度のバラツキ材質の機械的性質をは握するための静的強度、ガス圧の繰返しによる機械的疲労強度、機関発停に伴う熱疲労強度、衝撃値などがあり、これら諸試験を実施した。試験片採取位置は第3-4-38図に示した。方針としては室温における引張試験をカバーの広汎な位置から取つてバラツキを見ることにし、高温引張や各種試験片は代表点を取つて行なうこととした。プロックの切出しあはガス・カットにて行ない、熱影響部としては20～30mmを切捨てた。

### (ii) 静的引張試験

試験片は、第3-4-30図に示すようなゲージ部14mmのJIS4号試験片である。試験機は30tonアムスラー型引張試験機を使用した。実験温度は、カバーがさらされる最高温度が400°C前後になると想されたので余裕を取り、室温、300°C、500°Cの3温度で行なつた。結果を第3-4-12表に示す。この結果構

造複雑なため懸念された場所によるバラツキもそれほどなく、200～300°Cでの高温ぜい性も大過ない。

### (iii) 機械疲労試験

試験片は、第3-4-39図に示すとおり10mmφにて行なつた。試験機は小野式高温回転曲げ疲労試験機を使用した。実験条件としての温度は室温、500°Cの2種を選定した。繰返し速度は3600 rpmである。実験結果を第3-4-13表および第3-4-40図に示す。室温における疲労耐久限と抗張力との比は0.34であり、抗張力から見た疲労強度はやや低い。500°Cにおける疲労強度に対してはほぼ妥当である。

### (iv) 热疲労試験

カバー材に対しても温度を一定にして、ひずみサイクルを繰返す塑性疲労試験を行なつた。試験片は第3-4-33図に示す。試験条件は室温、300°C、500°Cにて行なつた。実験機はピストンヘッドのものと同一である。ひずみ繰返し速度はだいたい毎分2サイクルである。試験結果を第3-4-14表と第3-4-41図に示した。これによれば室温のデータは、一般にこのクラスの鋼種と比較してやや低目である。

### (v) 衝撃試験

2mm-Vノッチ試験片は第3-4-34図のものを使用し、シャルピー型衝撃試験にて行なつた。各種の衝撃温度を求ることを目的とし、実験操作はピストンヘッドの場合と同様である。実験結果を第3-4-15表と第3-4-42図に示す。破面状況を第3-4-43図に示す。実験結果を以下に示す。

2V Tr 35 : 吸收エネルギーが35 ft-lb の遷移温度 ; +25°C

2V Tr 15 : 吸收エネルギーが15 ft-lb の遷移温度 ; -15°C

2V Tr E : 吸收エネルギーの最大最小の平均値となる遷移温度 ; +30°C

2V Tr S : ぜい性破面率が50%となる遷移温度 ; +40°C

## (c) シリンダライナ

### (i) 試験片採取位置

本機関のシリンダライナはかなりの肉厚となるため、肉厚方向の強度のバラツキをまず第一に考える必要がある。次にピストンヘッドなどの場合と同様に静的引張試験、ガス圧の繰返しによる耐疲労強度、機関発停に伴う熱疲労強度、抗折試験を行なつた。さらに冷却の効果を十分にするために、ライナ肩部に冷却用鋼管を鋲ぐるんだが、母材との接着強度をせん断試験によつて確かめた。試験片としては、実物をそのままの形で鋲込んだものから、第3-4-44図のように静的引張強度のバラツキを調べる試験片のプロツクを取つた。シリンダライナは肩部を除き肉厚がほぼ均等であり、前述の硬度試験の結果も長手方向および円周方向には均一な分布をしているので、ガス圧の最もきびしくかかる第3-4-44図の位置を代表として選定した。これにより肉厚方向のバラツキを調べることにした。また冷却管を鋲込んだ内側の強度をも試験した。各プロツクの切出しあはその周囲をドリルによつて穴をあけて行なつた。

### (ii) 静的引張試験

試験片は第3-4-30図に示すように14mmφのJIS 4号試験片にて行なつた。試験機は30 ton アムスラン型万能引張試験機である。試験温度はライナに働く応力の比較的大きな所が200°C前後と推定されたので、室温と200°Cにて行なうこととした。試験結果を第3-4-16表に示した。この結果肉厚方向の抗張力のバラツキとしては、強度が低いとみなされた肉厚中央部と、高いとみなされる肉厚外側を比較して1割以内に収まつておらず、満足すべき結果と思われる。また鋲ぐるみ管内側の強度は懸念されるほどのことはない。ライナ縦方向および円周方向のバラツキについては、硬度分布が均一なので全体として均質であり、極端な強度差があるとは考えられない。また高溫200°Cのデータはこの材料としては妥当である。

### (iii) 材料疲労試験

試験片は第3-4-39図で示したような $10\text{ mm}\phi$ のものを使用した。試験機は小野式高温回転曲げ疲労試験機である。一般に鉄は、 $200^{\circ}\text{C} \sim 300^{\circ}\text{C}$ では室温に比べ疲労強度はそう変化しないので、実験条件としては代表的に室温だけで行なつた。回転数は $3600\text{ rpm}$ である。実験結果は第3-4-17表に示し、S-N曲線は第3-4-45図に示した。 $10^7$ 疲労耐久限は $11.0\text{ Kg/mm}$ である。この値は従来の試験データからして妥当である。

### (iv) 塑性疲労試験

熱疲労強度を確かめるために塑性疲労試験にて行なつた。試験片は第3-4-31図であり、試験機はピストンヘッドの場合に使用したものと同一である。実験条件は室温と $200^{\circ}\text{C}$ にて行ない、ひずみサイクルの繰返し速度はだいたい毎分2サイクルである。実験データを第3-4-18表に示し、グラフを第3-4-46図に示した。この結果、本機関で問題となる $2000$ サイクル前後の強度は室温と $200^{\circ}\text{C}$ とでは大差ない。

### (v) 抗折試験

JISに定められた金属材料抗折試験法によつて、 $45\text{ mm}\phi$ 、スパン $600\text{ mm}$ により行なつた。第3-4-19表に試片寸法、および試験結果を示した。同表には参考までにFC30材の諸数値も示した。これによれば、試験片の機械加工を行なつてはいるが、FC30材以上の性質を有することができよう。

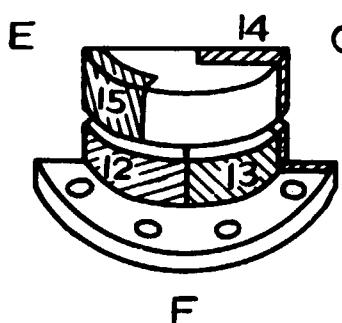
### (vi) せん断試験

本ライナは、冷却効果を高めるために鋸ぐるみの冷却管を鋸込んである。ここに熱応力の繰返しやガス圧による応力の繰返しがかかることになり、母材と冷却管境界の接着強度が問題となる。この強度を確かめるために第3-4-20表に示すようなせん断試験を行なつた。試験片は鋸ぐるみ管の付近を図のように厚さ $18\text{ mm}$ 、幅を $140 \times 65\text{ mm}^2$ 切出し、 $76\text{ mm}\phi$ のポンチにより鋸ぐるみ管と母材の境界に $2\text{ mm}$ 内側に測つて荷重をかけ、せん断力を発生させるようにした。鋸ぐるみ管の試片を2組実験し、母材から取つた試片の実験結果と比較した。

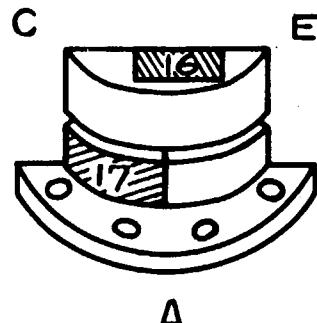
実験結果は同表に示した。破壊の状況を第3-4-47図に示す。この結果によれば、母材のせん断強度を $1.00$ とすると鋸ぐるみ管のせん断強度は $1.02$ および $1.32$ である。したがつて、冷却管を鋸ぐるんだために生じた母材との境界の強度は母材と同等またはそれ以上であり、この付近の硬度計測結果から極端な硬度の変化もないことから、この部分が他に比べて特に強度的に弱くなつているということは考えられない。

## INNER PISTON

FORE 側

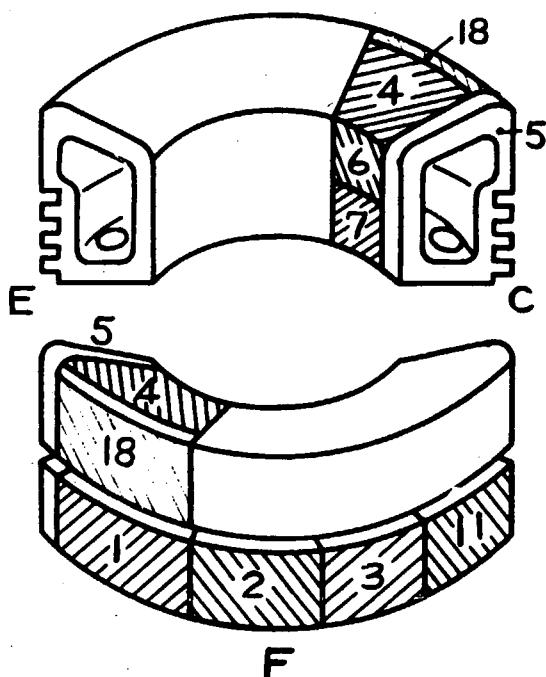


AFT 側

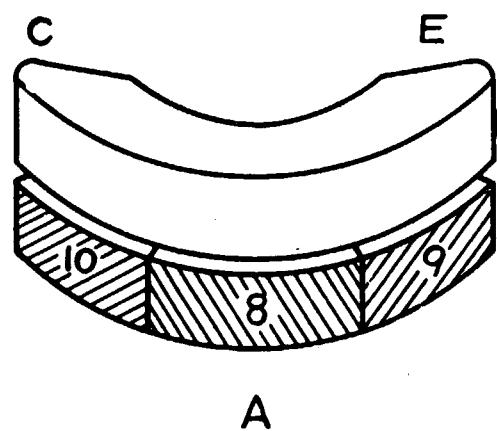


## OUTER PISTON

FORE 側

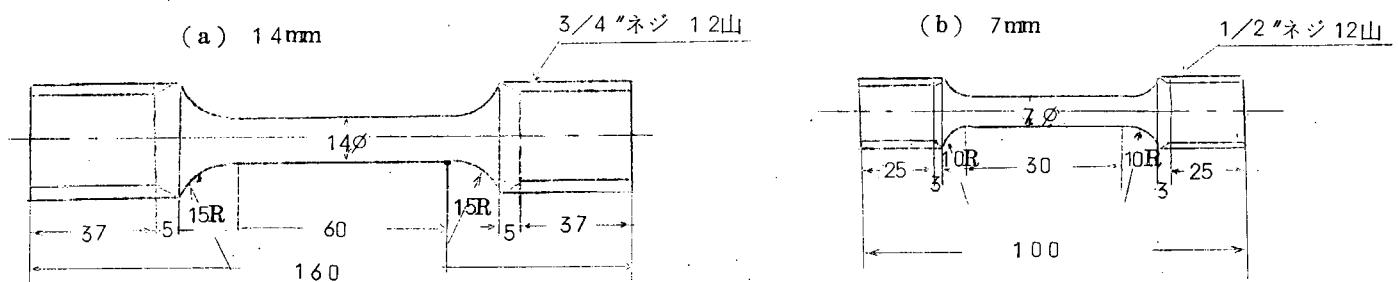


AFT 側



第3-4-29図 ピストンクラウン確性試験片採取位置

ロック No.	テスト・ピース
1	機械疲労(島津)
2	"
3	"
4	14°引張試験片
5	マクロ組織
6	7°引張試験片
7	14°引張試験片
8	塑性疲労試験片
9	"
10	"
11	14°引張試験片
12	"
13	"
14	マクロ組織
15	7°引張試験片
16	14° "
17	衝撃試験片
18	14°引張試験片

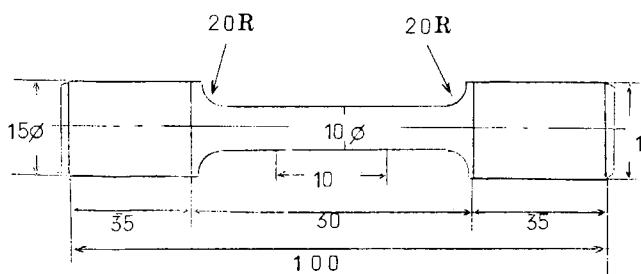


第3-4-30図 引張試験片寸法 単位 mm

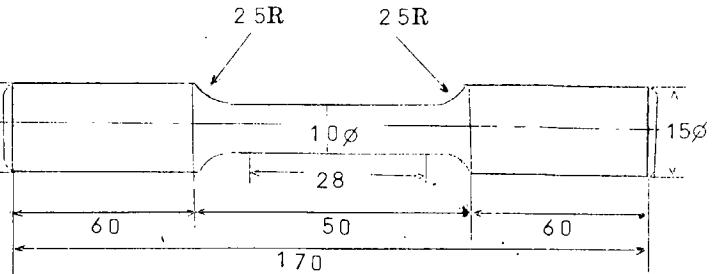
第3-4-8表 ピストン・クラウン材引張試験結果

	テスト・ピース 符 号	試験 温 度 (°C)	降伏点 $\sigma_y$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	抗張力 $\sigma_B$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	真破断応力 $\sigma_T$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	伸び $\delta$ (%)	紋び $\varphi$ (%)	備 考
内側 クランク	15-1	R.T	30.9	48.6	—	33.6	56.3	7φ
	15-2		31.6	47.9	—	31.6	56.9	
	15-3		28.5	47.2	97.9	36.4	69.0	
	16-1		34.8	48.9	107.4	35.8	70.5	14φ
	16-2		36.6	48.8	107.7	35.8	70.2	
	12-1		30.0	46.8	100.6	37.6	70.2	
外側 クランク	12-2	300	32.0	46.6	97.2	36.0	67.3	14φ
	12-3		30.9	46.5	—	35.8	61.7	
	12-4		23.7	43.9	79.9	28.0	57.8	
	12-5		22.2	43.9	79.9	29.4	56.8	14φ
	13-1		22.6	43.7	83.3	25.0	59.6	
	13-2		16.4	25.4	66.2	41.4	83.6	14φ
外側 クランク	13-3	600	16.9	25.9	69.8	41.6	84.2	
	13-4		16.4	25.6	—	41.4	82.2	
	13-5		16.7	26.2	62.4	40.6	80.2	
	18-1	R.T	32.7	47.5	—	32.6	61.7	14φ
	18-2		35.6	49.0	110.3	34.2	71.6	
	18-3		33.2	46.8	—	30.8	59.2	
	4-1		36.6	49.8	—	30.2	49.6	14φ
	4-2		35.6	49.1	98.7	35.2	66.4	
	4-3		37.6	50.4	100.5	32.6	65.7	
外側 クランク	6-1		30.3	48.7	111.6	38.0	72.1	7φ
	6-2		30.3	48.9	110.5	37.6	73.0	
	6-3		28.1	47.2	112.1	43.6	73.6	
	7-1	500	30.7	45.4	91.6	34.4	67.2	14φ
	7-2		29.6	44.9	100.2	41.0	71.4	
	7-3		27.8	45.5	104.3	32.2	71.4	
	11-1		31.0	48.6	105.8	35.4	71.1	14φ
	11-2		31.0	43.2	—	10.4	9.2	
	11-3		20.9	36.8	—	28.0	66.5	
	11-4		20.9	36.8	—	17.6	60.5	14φ

(a) 高温試験用(島津)



(b) R.T 試験用(島津)

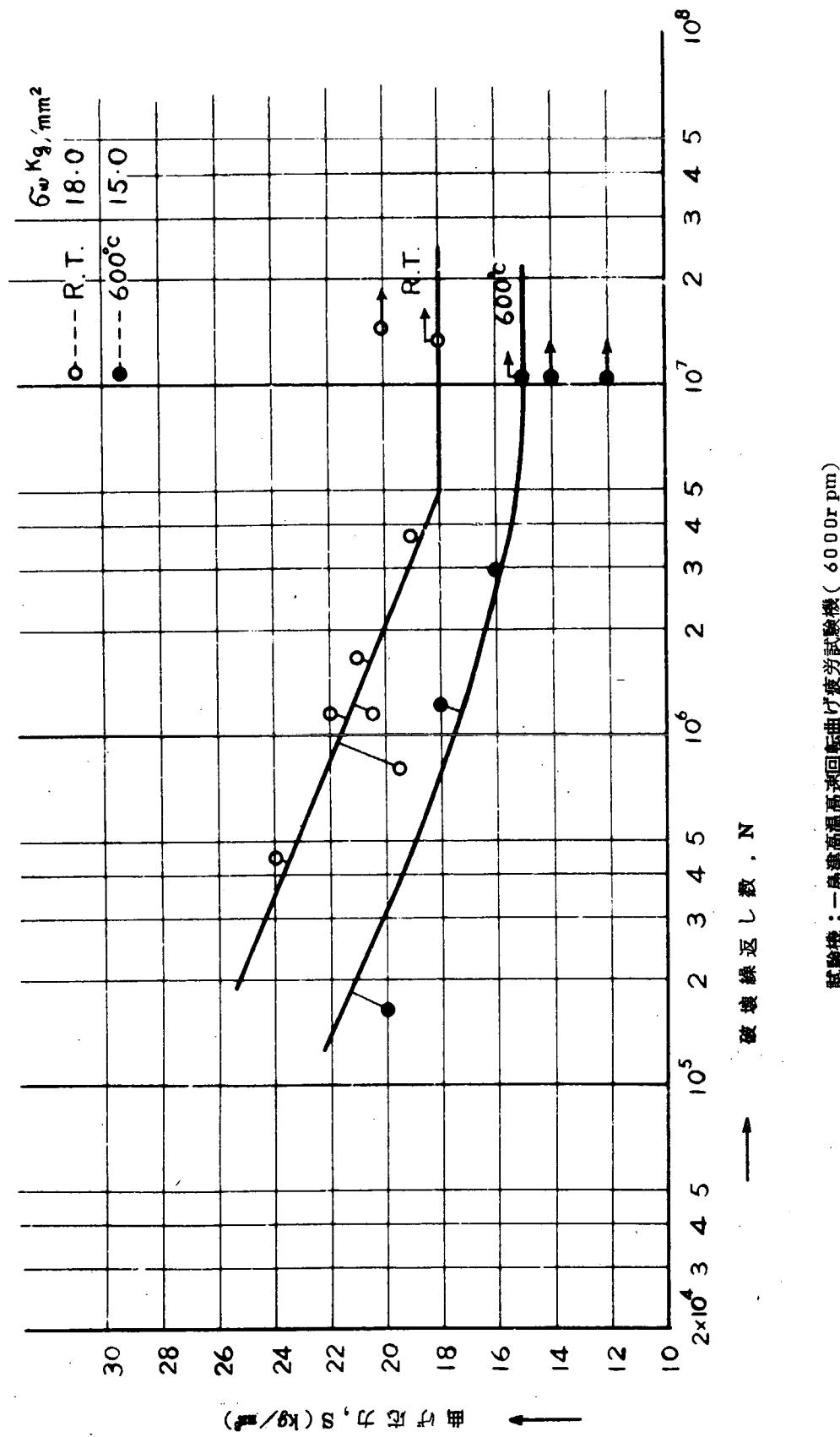


第3-4-31図 機械疲労試験片 単位 mm

第3-4-9表 機械疲労試験結果(ピストン・クラウン材)

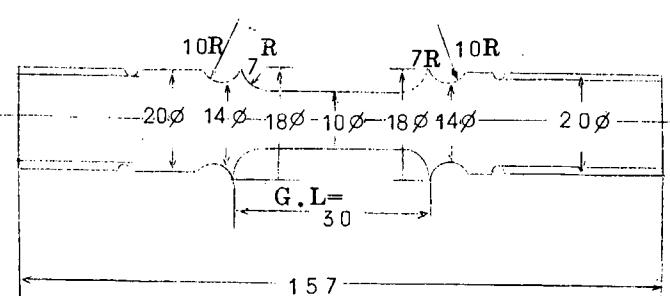
テスト・ピース 符 号	外径(mm)	温度(°C)	応 力 S (Kg/mm²)	破壊繰返し N (サイクル)	耐 久 限 $\sigma_w$ (Kg/mm²)	備 考
1-1	9.97	R.T	18.0	• $1.3501 \times 10^7$		
1-2	9.89		19.0	$3.755 \times 10^6$		
1-3	10.00		19.5	$8.03 \times 10^5$		
1-4	10.00		20.0	• $1.4501 \times 10^7$		
1-5	9.99		20.5	$1.127 \times 10^6$	18.0	
1-6	9.98		21.0	$1.691 \times 10^6$		
1-7	10.00		22.0	$1.175 \times 10^6$		
1-8	9.99		24.0	$4.49 \times 10^5$		
3-1	10.00	600	12.0	• $1.001 \times 10^7$		
3-2	10.00		14.0	• $1.0421 \times 10^7$		
3-3	10.00		14.0	$1.25 \times 10^5$		
3-4	10.00		15.0	• $1.0421 \times 10^7$	15.0	
3-5	9.98		16.0	$2.973 \times 10^6$		
3-6	10.00		18.0	$1.224 \times 10^6$		
3-7	10.00		20.0	$1.64 \times 10^5$		

(注) •印は切断せず。

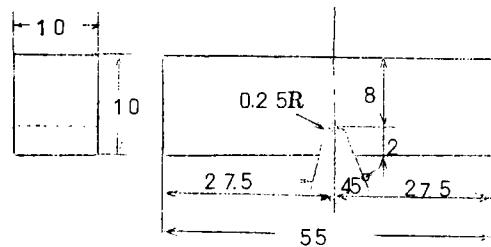


試験機：一島津高溫高速回転曲げ疲労試験機（6000 rpm）

第3—4—32図 機械疲労試験結果（ピストン・クラウン材Cr-Mo鋼）

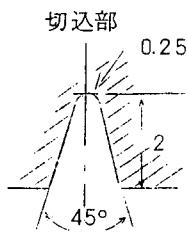


第3-4-33図 塑性疲労試験片 単位 mm



J IS 4号試験片 (Vノツチ)

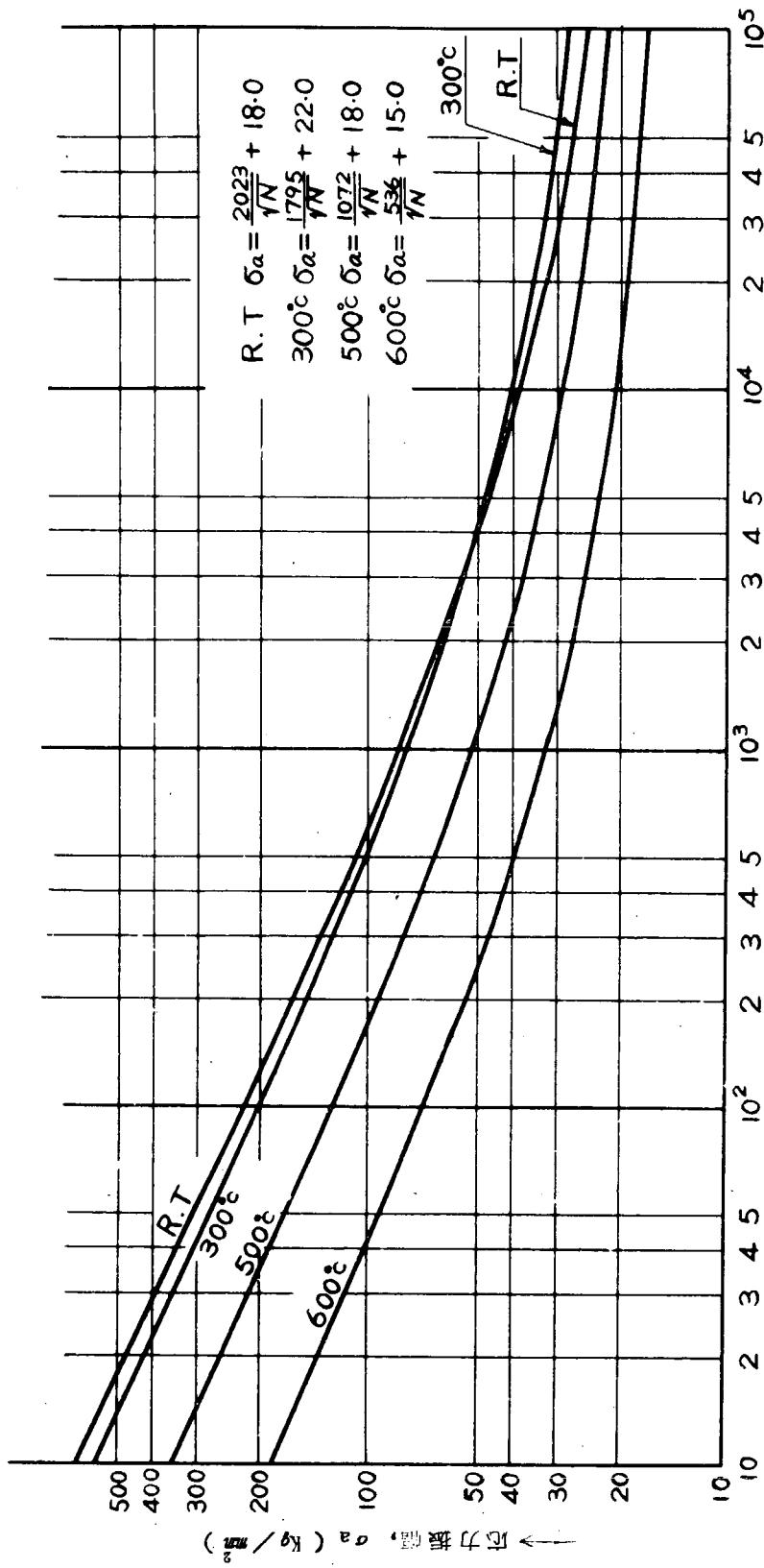
第3-4-34図 衝撃試験片 単位 mm



第3-4-10表 ピストン・クラウン材塑性疲労試験結果

テスト・ピース 符 号	試験 温 度 (°C)	ひずみ振幅 $\epsilon_a$ (%)	破壊繰返数 N (サイクル)
8 - 1	R . T	± 0.9	335
8 - 2		± 0.7	350
8 - 3		± 0.5	950
8 - 4		± 0.34	360
8 - 5		± 0.34	1680
8 - 6		± 0.25	2080
9 - 1	300	± 0.7	620
9 - 2		± 0.5	725
9 - 3		± 0.34	3000
10 - 1	600	± 0.9	39
10 - 2		± 0.5	100
10 - 3		± 0.34	450
10 - 4		± 0.25	580
10 - 5		± 0.2	1500

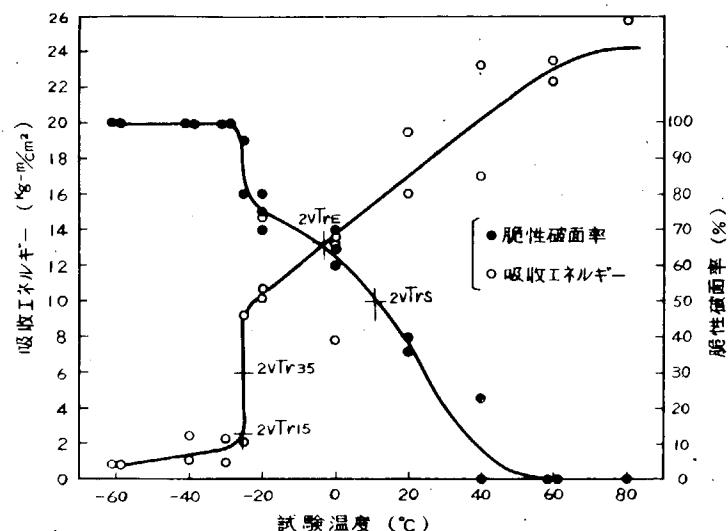
(注) •印は試験中止



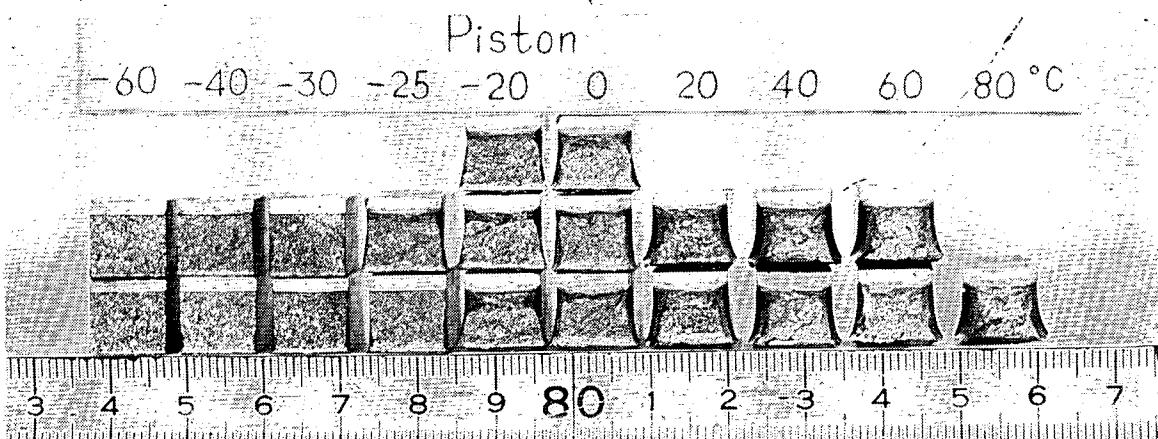
第3-4-35図 ピストン・クラウン材の熱疲労強度推定線図 (Langer の式)

第3-4-11表 Vノツチ・シャルピー衝撃試験結果(ピストン・クラウン材)

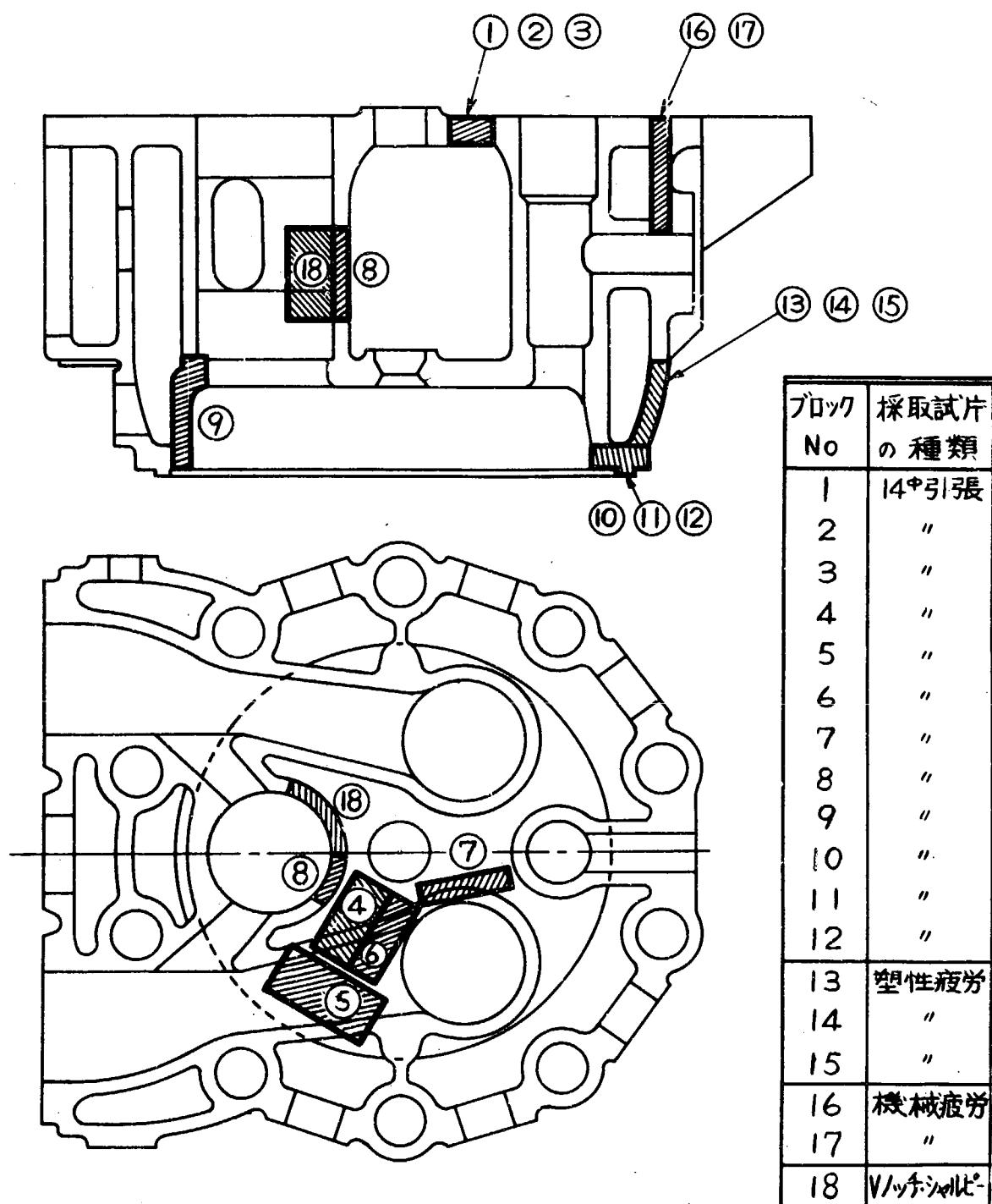
テスト・ピース 符 号	温 度 (°C)	吸収エネルギー (Kg m/cm²)	せん性破面率 (%)
17-1	80	25.8	0
17-2		23.5	0
17-3	60	22.3	0
17-4		23.2	0
17-5	40	17.0	23
17-6		16.0	40
17-7	20	19.5	36
17-8		13.6	70
17-9	0	7.9	60
17-10		13.5	65
17-11		10.7	65
17-12	-20	14.7	60
17-13		10.2	70
17-14	-25	9.2	80
17-15		2.1	95
17-16	-30	2.3	100
17-17		1.0	100
17-18	-40	1.1	100
17-19		2.5	100
17-20	-60	0.9	100



第3-4-36図 衝撃試験結果(ピストン・クラウン材)



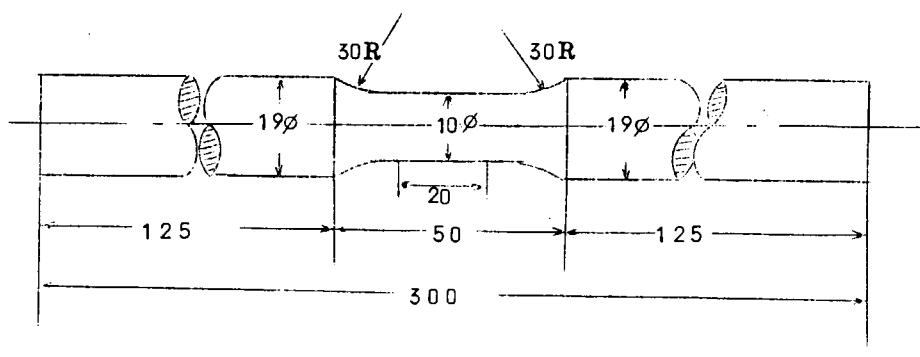
第3-4-37図 ピストンヘッド材の衝撃試験破面



第3-4-38図 シリンダカバー 試験片採取位置

第3-4-12表 シリンダカバー引張試験結果

プロック 試片 No.	試験温度 (°C)	降伏点 $\sigma_y$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	抗張力 $\sigma_b$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	真破断応力 $\sigma_t$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	伸び $\delta$ (%)	紋り $\varphi$ (%)	備考
シリ ン ダ カ バ 材	R . T	1-1	22.5	48.8	77.4	34.4	49.9
		1-2	25.8	49.3	78.6	33.4	49.8 14φ
		4-1	27.3	51.1	70.3	31.4	46.3
		4-2	27.7	50.0	80.6	32.5	52.8 14φ
		5-1	29.9	50.5	77.6	32.5	51.2 14φ
		5-2	27.1	50.4	70.7	32.6	45.8
		6-1	22.3	48.9	75.6	32.4	49.0 14φ
		7-1	24.1	49.0	76.6	29.5	48.5 14φ
		8-1	25.2	49.1	80.8	33.0	52.9 14φ
		8-2	25.0	48.8	74.7	32.5	48.3
		9-1	25.9	50.6	75.4	31.2	48.8 14φ
		9-2	27.0	48.8	79.1	31.5	53.1
		10-1	26.9	48.9	78.5	30.5	51.0 14φ
		10-2	25.3	48.1	72.7	32.0	49.9
		11-1	19.1	43.5	58.8	22.4	33.7 14φ
		11-2	18.0	40.4	63.0	24.4	47.5
	300	2-1	19.3	44.8	76.0	28.6	50.6
		2-2	19.0	42.8	75.1	28.6	52.6 14φ
		2-3	19.2	43.1	73.1	29.6	52.2
	500	3-1	15.6	30.0	63.8	41.0	79.7
		3-2	15.2	27.5	59.1	39.8	80.5 14φ
		3-3	17.2	30.6	-	13.0	4.5
	1200	12-1	16.4	29.8	-	30.0	55.8 14φ
		12-2	16.0	28.3	-	30.0	59.3



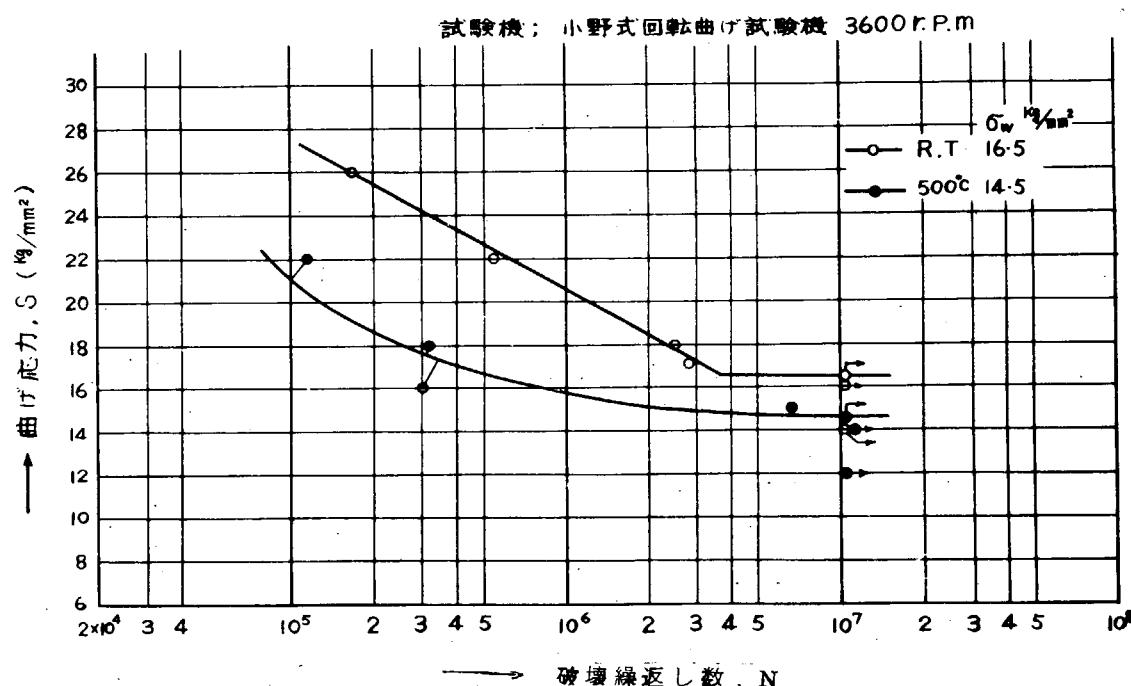
単位 mm

第3-4-39図 小野式機械疲労試験片

第3-4-13表 シリンダカバー材機械疲労試験結果

テスト・ピース 符 号	外 径 ( mm )	温 度 ( °C )	曲げ応力 $S$ ( Kg/mm <sup>2</sup> )	破壊繰返し数 N ( サイクル )	耐久限 $\sigma_w$ ( Kg/mm <sup>2</sup> )
16-1	9.99		16.5	$1.0164 \times 10^7$	
16-2	10.01		17.0	$2.806 \times 10^6$	
16-3	9.99		16.0	$1.0117 \times 10^7$	
16-4	9.94	R.T	14.0	$1.0335 \times 10^7$	16.5
16-5	10.01		18.0	$2.417 \times 10^6$	
16-6	10.01		22.0	$5.49 \times 10^5$	
16-7	10.01		26.0	$1.68 \times 10^5$	
17-1	9.99		12.0	$1.0354 \times 10^7$	
17-2	10.00		14.0	$1.0315 \times 10^7$	
17-3	10.00	500	14.5	$1.0205 \times 10^7$	14.5
17-4	9.99		15.0	$6.615 \times 10^6$	
17-5	9.98		16.0	$2.95 \times 10^5$	
17-6	9.97		18.0	$3.2 \times 10^5$	
17-7	9.99		22.0	$1.17 \times 10^5$	

(注) •印は切れず

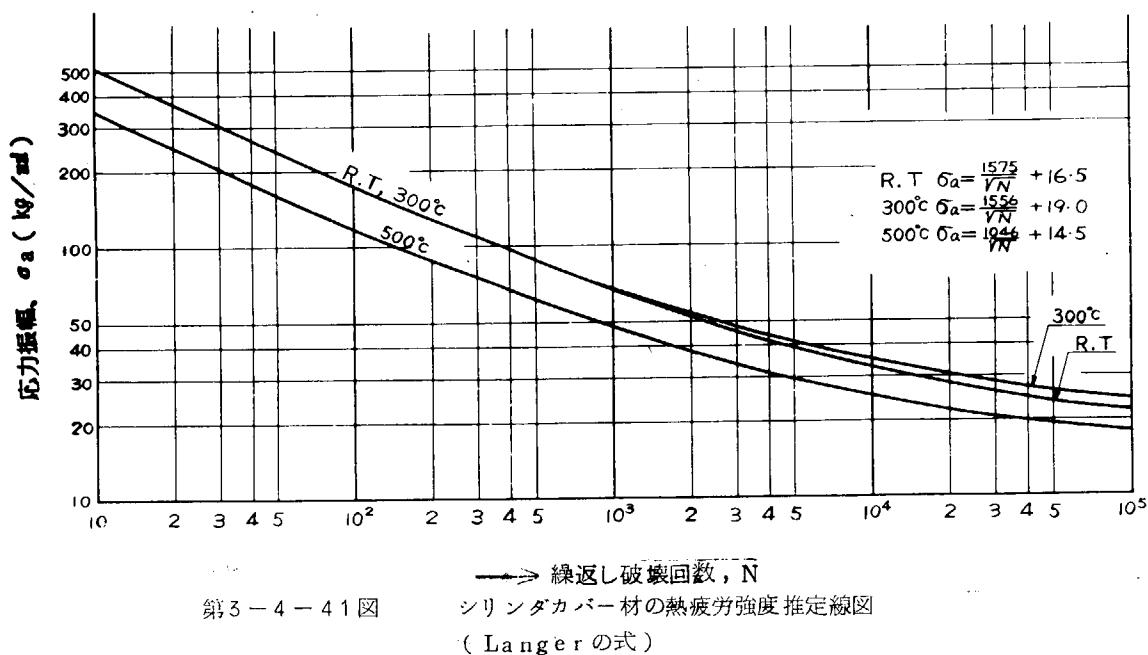


第3-4-40図 機械疲労試験結果(カバー材 SC42)

第3-4-14表 シリンダカバー材塑性疲労試験結果

テスト・ピース 符 号	試験温度 (°C)	ひずみ振幅 $\epsilon_a$ (%)	破壊繰返し数 N (サイクル)
13-1	R.T	±1.3	38
13-2		±0.8	34
13-3		±0.5	113
13-4		±0.34	310
13-5		±0.26	920
13-6		±0.2	• 10000
14-1	300	±1.3	42
14-2		±0.8	190
14-3		±0.5	1340
15-1	500	±1.3	93
15-2		±0.8	235
15-3		±0.5	700
15-4		±0.34	650
15-5		±0.28	1280

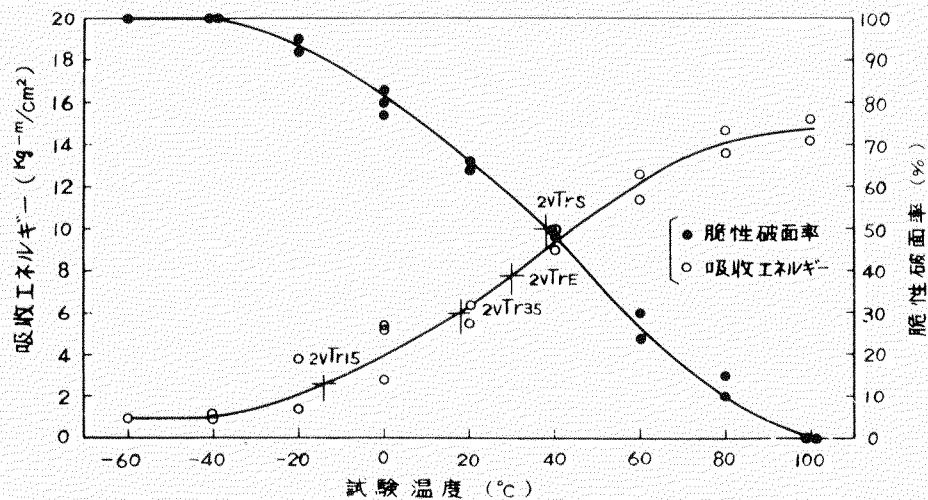
(注) •印は試験中止



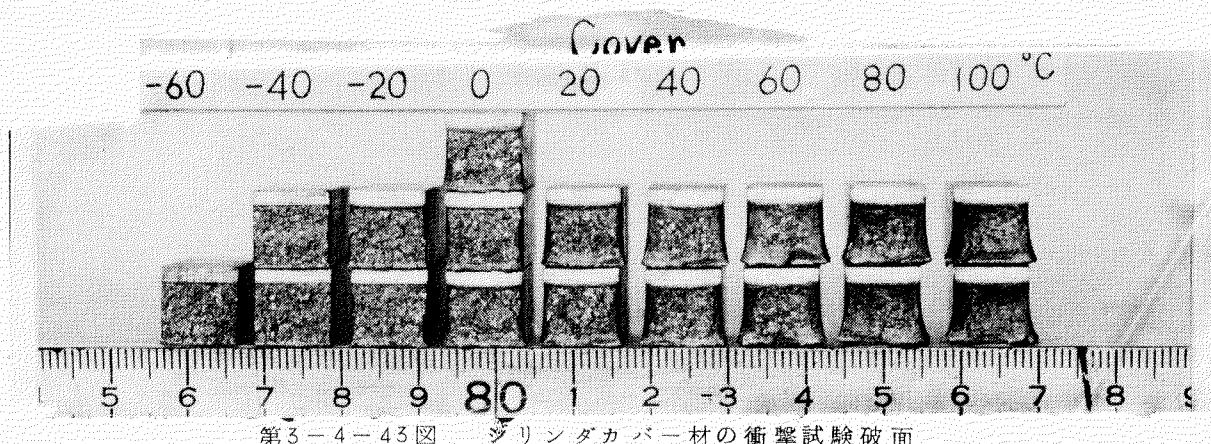
第3-4-41図

第3-4-15表 Vノツチシャルピー衝撃試験結果  
(シリンドカバー材、SC42)

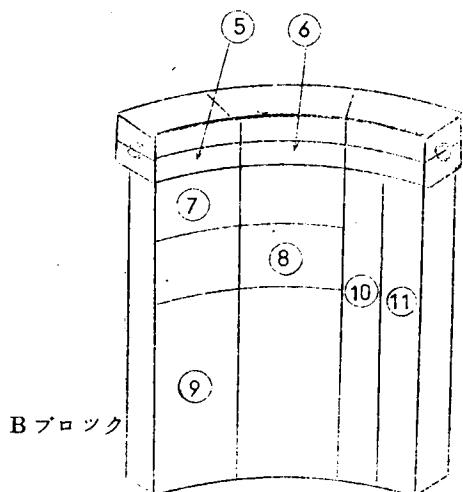
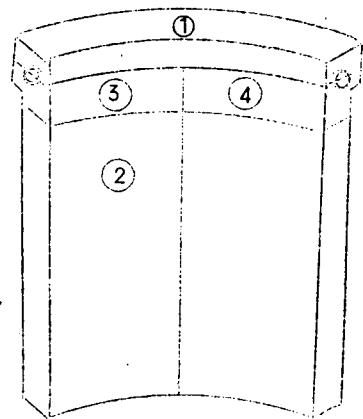
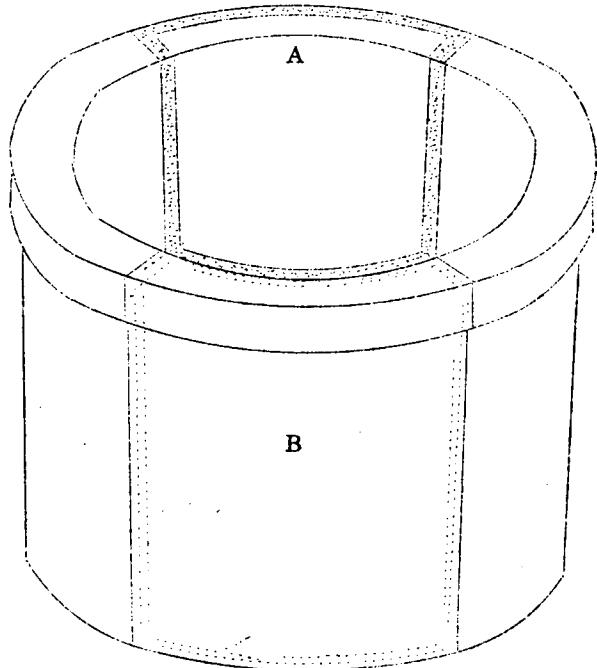
テストピース 符 号	試 験 温 度 ( °C )	吸収エネルギー ( kg-m/cm <sup>2</sup> )	ぜい性破面率 ( % )	備 考
18-1	100	15.2	0	
18-2		14.2	0	
18-3	80	13.6	15	
18-4		14.7	10	
18-5	60	12.6	24	
18-6		11.4	30	
18-7	40	9.0	48	
18-8		* 10.0	* 50	* 2vTrs
18-9	20	6.4	64	
18-10		5.5	66	
18-11		2.8	83	
18-12	0	5.2	80	
18-13		5.4	77	
18-14	-20	3.8	92	
18-15		1.4	95	
18-16	-40	1.1	100	
18-17		0.9	100	
18-18	-60	0.9	100	
18-19		—	—	
18-20		—	—	



第3-4-42図 衝撃試験結果(シリンドカバー材、SC42)



第3-4-43図 シリンドカバー材の衝撃試験破面



ブロック No	採取試 片の種類	備 考
1	鑄着検査	
2	引 張	肉厚中心より 外 側
	引 張	中 央
	引 張	内 側
3	引 張	円周方 向
4	引 張	円周方 向
5	せん断	
6	せん断	
7	塑性疲労	軸 方 向
8	引 張	軸 方 向
9	機械疲労	軸 方 向
10	抗 折	軸 方 向
11	抗 折	軸 方 向

第3-4-44図 シリンダライナ試験片採取位置

第3-4-16表 シリンダライナ材引張試験結果

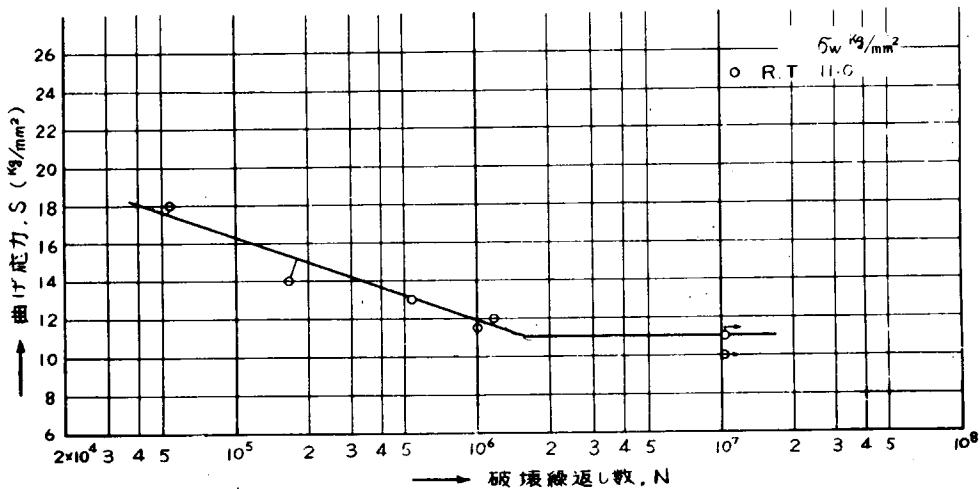
テストピース 符 号	試験温度 ( °C )	降伏点 $\sigma_y$ (Kg/mm²)	抗張力 $\sigma_b$ (Kg/mm²)	真破断応力 $\sigma_t$ (Kg/mm²)	伸び $\delta$ (%)	紋り $\varphi$ (%)	備 考
2-1	R.T	—	26.3	—	1.1	—	内側
2-2		—	25.5	—	0.8	—	
2-5		—	24.9	—	0.8	—	中側
2-6		—	25.6	—	0.8	—	
2-9		—	26.2	—	1.0	—	外側
2-10		—	26.3	—	1.0	—	
3-13		—	25.2	—	0.7	—	上側
8-1		—	29.1	—	0.6	—	
8-2		—	28.3	—	0.5	—	
2-3		—	23.5	—	1.1	—	内側
2-4		—	24.5	—	1.2	—	
2-7		—	23.7	—	1.2	—	中側
2-8		—	24.1	—	1.2	—	
2-11	20.0	—	24.7	—	1.4	—	外側
2-12		—	24.7	—	1.4	—	
4-14		—	22.9	—	0.8	—	上側
8-3		—	29.7	—	1.0	—	
8-4		—	26.8	—	1.0	—	

第3-4-17表 シリンダライナ材機械疲労試験結果

テストピース 符 号	外 径 ( mm )	試験温度 ( °C )	曲げ応力 $S$ (Kg/mm²)	破壊線返し数 N (サイクル)	耐久限 $\sigma_w$ (Kg/mm²)	備 考
9-1	10.01	R.T	10.0	• $1.0248 \times 10^7$	11.0	
9-2	10.01		11.0	• $1.0114 \times 10^7$		
9-3	9.99		11.5	$1.000 \times 10^6$		
9-4	10.00		12.0	$1.169 \times 10^6$		
9-5	9.98		13.0	$5.380 \times 10^5$		
9-6	10.01		14.0	$1.680 \times 10^5$		
9-7	10.02		18.0	$5.400 \times 10^4$		

(注) •印は切れず

試験機：小野式回転曲げ試験機 5600rpm

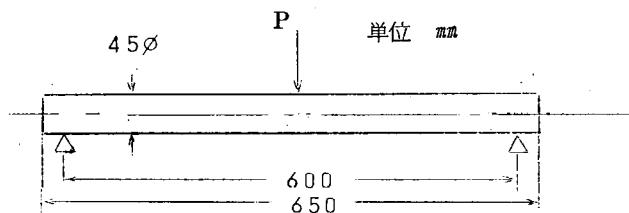


第3-4-45図 機械疲労試験結果 (ライナ材:高力錫鉄)

第3-4-18表 シリンダライナ材塑性疲労試験結果

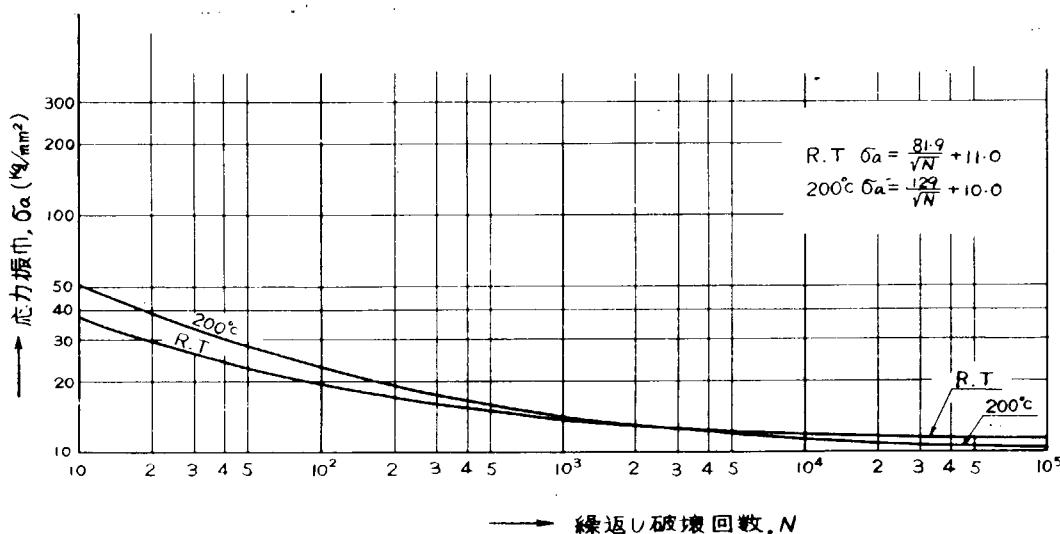
テストピース 符 号	試験温度 (°C)	ひずみ振幅 $\epsilon_a$ (%)	破壊繰返し数 N (サイクル)
7-1	R.T	±0.3	21
7-2		±0.2	225
7-3		±0.14	950
7-4	200	±0.12	3550
7-5		±0.3	40
7-6		±0.2	340
7-7		±0.14	450
7-8		±0.12	3640

第3-4-19表 抗折試験結果(シリンダライナ材)

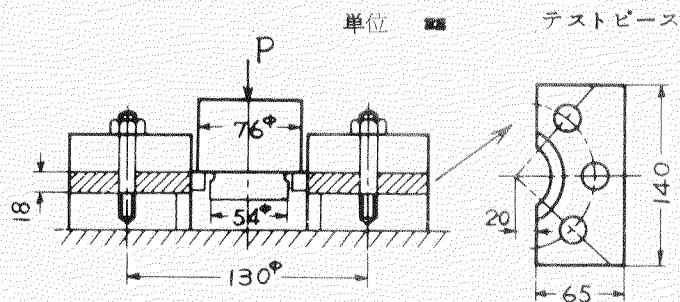


テストピース 符 号	鋳鉄品の主要肉厚 t (mm)	供試材の鋸 放し直徑 (mm)	抗張力 $\sigma_B$ (Kg/mm²)	最大荷重 Pmax (Kg)	たわみ △ (mm)	硬 度 $H_B$
JIS規格	$30 < t < 50$	45	>2.7	>2600	>7.5	<248
10-1	90	※45	29.1	2950	10.7	197
11-1	90	※45	29.1	3180	10.8	197

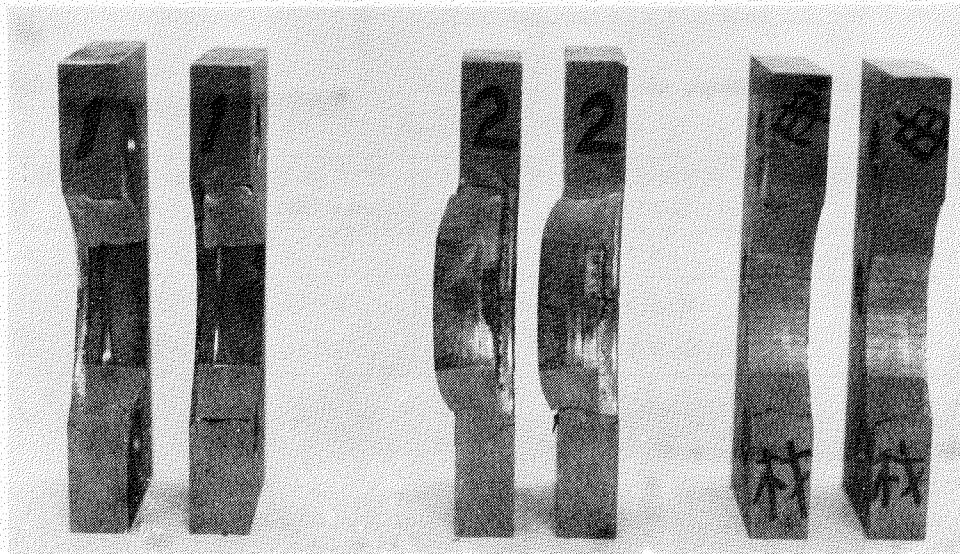
(注) ※板機仕上

第3-4-46図 シリンダライナ材の熱疲労強度推定線図  
(Langerの式)

第3-4-20表 セン断試験結果(シリンドライナ材)



テスト・ピース 符 号	鋳ぐるみ管の外径 (mm)	鋳ぐるみ管の肉厚 (mm)	せん断面積 (mm <sup>2</sup> )	最大荷重 P <sub>max</sub> (Kg)	最大せん断 応力 (Kg/mm <sup>2</sup> )	備 考
母材	—	—	2240	74,000	33.0	比 1.00
5-1	80	1.2	2240	75,500	33.7	1.02
5-2	80	1.2	2240	98,000	43.8	1.32



第3-4-47図 シリンドライナ鋳ぐるみ管のせん断破壊状況

### 3.4.3 冷却型排気弁座試験

#### (1) 試験の目的

機関の高出力化および燃料油の劣悪化の傾向に伴つて燃焼室壁はますます過酷な条件下におかれりようになつてきた。排気弁および弁座も例外でなく、その耐久性の向上が望まれる。排気弁の焼損、吹抜けの原因には、材料の高温における強度、硬度の低下、熱変形による均一な当たり面の阻害、燃えかすのかみこみ、およびおもにソシウム塩による腐食等が考えられる。

本試験は、上記原因を設計面から除く方法の一つとしてシート部分の温度を下げ、これによつて排気弁および弁座の耐久性向上を調査しようとするものである。すなわち、シート部の温度を下げるこつによつて、材料の強度、硬度

の維持、熱変形の減少、腐食の防止等を期待するものである。そこで、排気弁の冷却は構造的に困難ゆえ、まず弁座を冷却し、実船による耐久性試験を行なうこととした。

#### (2) 設 計

冷却型排気弁組立および配管の概略図を第3-4-48図および第3-4-49図に示す。冷却水は第3-4-48図に示すとおり弁箱①の側壁に設けたキリ孔をとおり、鋳鋼製の排気弁座③に鋳ぐるんだ鋼管に導かれる。この冷却水により弁座を強制冷却し、ひいてはその冷却効果が弁棒②まで及ぶことをねらつたものである。なお弁座③は鋳鋼製で当たり面に高Ni-Cr鋼が肉盛溶接してあり、また弁棒②は耐熱鋼製で当たり面にステライトを肉盛溶接したものである。なお第3-4-49図に示すように、弁座冷却水は主管より分岐した弁座冷却水管④をとおり、各弁座の鋳ぐるみ管をシリーズに流れてホツバ④に導かれる。

#### (3) 実船試験

船主（日本郵船）の協力をいただき、さきに述べた冷却型排気弁座を1シリンダ分（3弁）実船に組込み、耐久性試験を下記条件で行なつた。

##### 試験条件

機関型式：8UEC85/160C型機関

連続最大出力：17600PS / 125 rpm

船種：タンカ (73,800 D.W.T.)

航路：日本、ペルシア間

使用時間：1520.8hr (41年10月～42年1月)

シリンダあたり冷却水流量、入口出口温度差：約1.55m<sup>3</sup>/hr, 約25°C

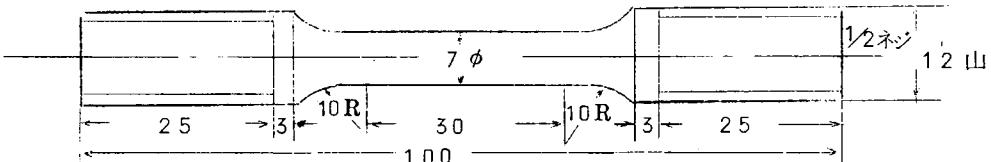
#### (4) 考 察

上に述べた試験条件のもとで、1520.8hr 使用後の弁棒、弁座の写真を第3-4-50図に示す。写真からうかがえるように、弁棒には吹抜けはもちろんなく、圧こん、焼損は認められるが、ごく軽微なものである。

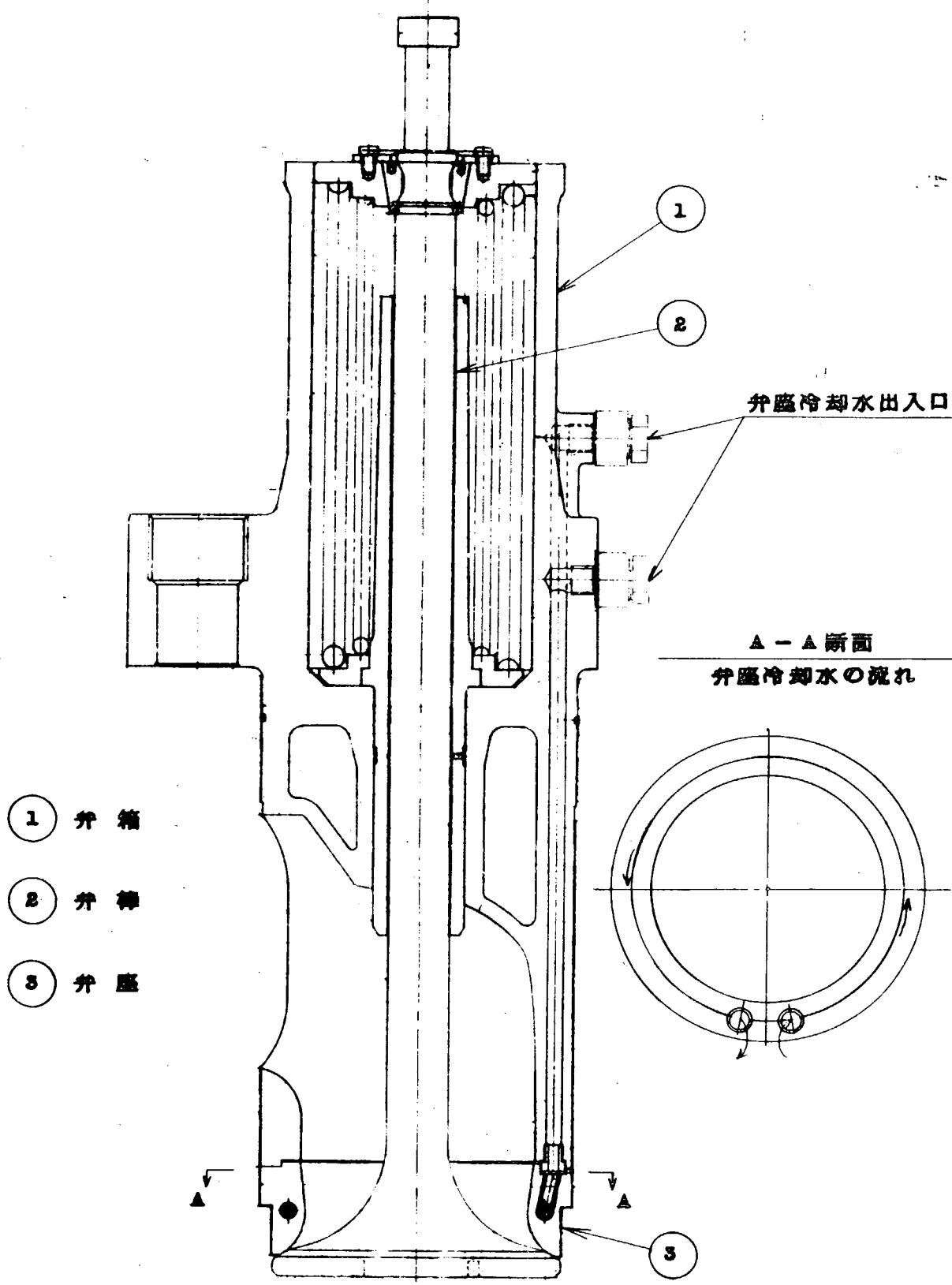
一方、弁座のほうも吹抜けは見られず、小さな圧こんがかなり発生しているが従来の弁座に比べて良好であり、冷却の効果が認められる。ただし、弁箱と弁座の間の冷却水通路の接続部から水漏れを生じたものもあり、このため試験を中断せざるを得なかつた。この冷却水シールの方法が今後に残された問題点であろう。

なお確認のため使用後の弁座材の確性試験を行なつた。その結果を第3-4-21表に示すが、材料はSC42材として妥当なものであつた。

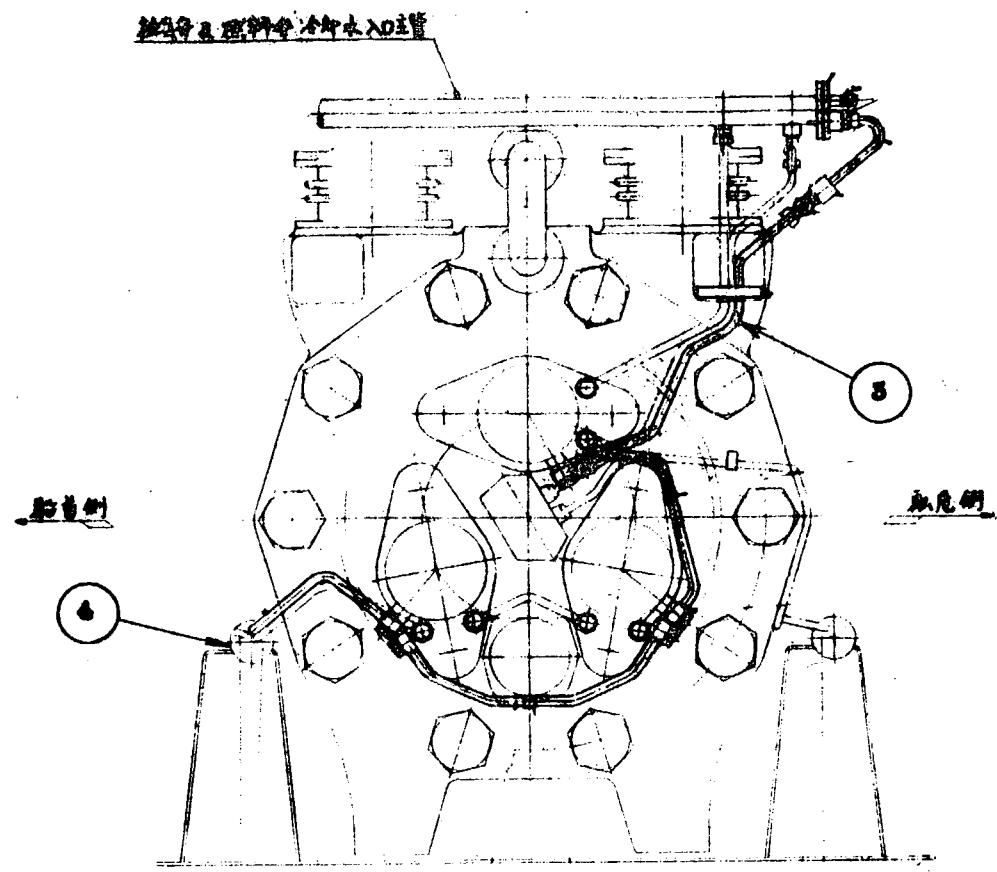
第3-4-21表 排気弁座引張試験結果



テスト・ピース No.	試験 温度 (°C)	$\sigma_y$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_b$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_t$ (Kg/mm <sup>2</sup> )	$\delta$ (%)	$\varphi$ (%)
1-1		26.2	48.0	77.9	33.2	54.4
1-2		26.6	48.3	80.6	36.0	54.2
1-3	R.T.	22.4	48.0	66.8	31.2	42.2
1-4		23.1	46.8	69.5	29.4	43.9
1-5		26.4	49.0	64.3	30.0	42.5
1-6		26.6	48.8	64.6	28.6	39.7



第3-4-48図 冷却型排気弁組立

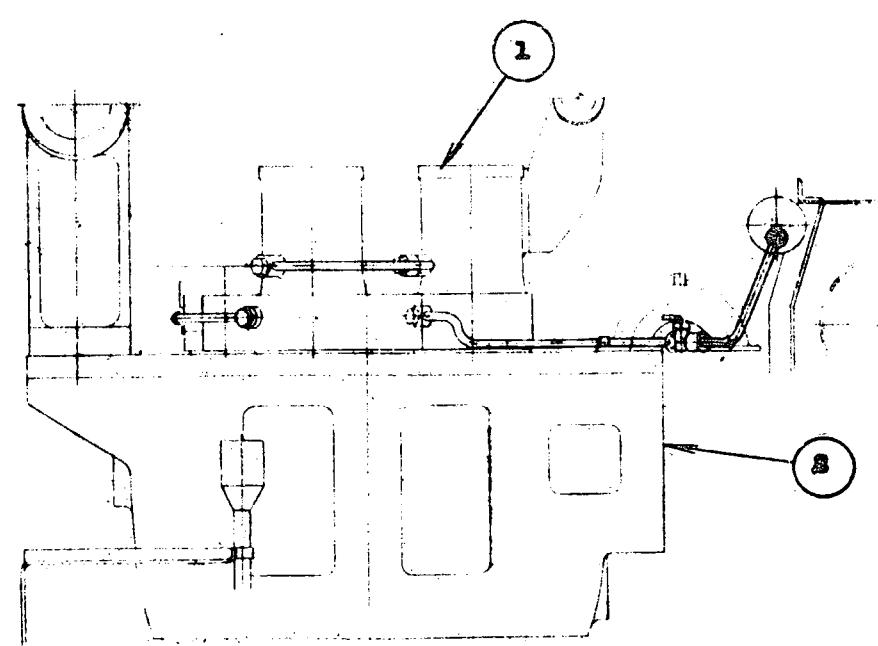


1 弁 管

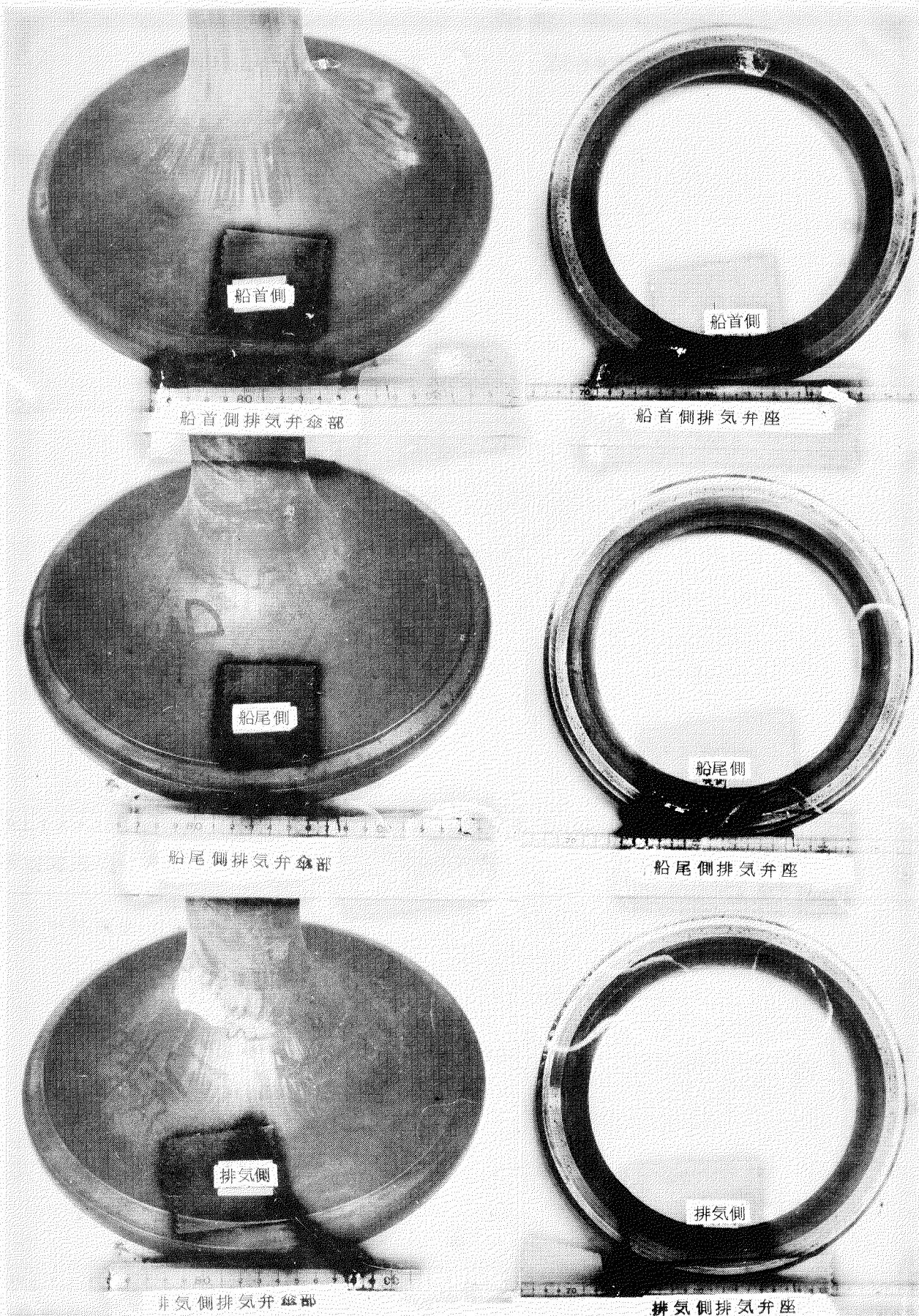
2 カバー

3 弁座冷卻水管

4 キツバー



第3-4-49図 弁座冷却水配管



第3-4-50圖 冷却型排氣弁座耐久試驗結果！

### 3.5 調査

機関全体の諸調査にあたり、検討作業の基準として設定した機関要目は次のとおりである。なお、本調査に基づいて計画した機関の外形図、断面図およびクランク軸組立図を第3-5-7, 3-5-8, 3-5-9図に示す。

第3-5-1表 機関要目

機関呼称	Z	$\text{mm}^{\phi}$	9UEC105/200
シリンドラ数	Z	$\text{mm}^{\phi}$	9
シリンドラ径	D	$\text{mm}$	1,050
行程	S	$\text{mm}$	2,000
回転数(MCR)	n	r pm	100
出力(MCR)	N' { 1シリンドラあたり 9シリンドラあたり }	PS / cyl	4,700
	N	PS / 9 cyl	42,300
正味平均有効圧力	Pme	Kg/cm <sup>2</sup>	12.2
平均ピストン速度	Cm	m/s	6.67
出力率	Pme × Cm	$\text{kg} \times \text{m/s}$	81.5
ピストン面積	A <sub>p</sub>	$\text{cm}^2$	$0.866 \times 10^4$
行程容積	V <sub>h</sub>	$\ell$	$1.73 \times 10^3$
シリンドラ内最高圧力	Pmax	Kg/cm <sup>2</sup>	約 95
シリンドラ中心距離	L <sub>i</sub>	$\text{mm}$	2,000
連接棒長さ	l <sub>c</sub>	$\text{mm}$	3,700
速桿比	$l_c/S/2$		3.7

#### 3.5.1 指圧線図および作用力

##### (1) ピストン変位、速度、加速度およびシリンドラ容積

(a) ピストン変位 : X<sub>p</sub>

$$X_p = r (1 + \lambda - \cos \theta - \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta})$$

クランク半径 r = 1000 mm

クランク角 θ

速桿比 λ = 3.7

(b) ピストン速度 : V<sub>p</sub>

$$V_p = r \sin \theta (1 + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta}) \frac{d\theta}{dt}$$

(c) ピストン加速度 : α<sub>p</sub>

$$\alpha_p = r \left\{ \cos \theta (1 + \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta}) + \sin^2 \theta \frac{1 - \lambda^2}{(\lambda^2 - \sin^2 \theta) \sqrt{\lambda^2 - \sin^2 \theta}} \right\} \left( \frac{d\theta}{dt} \right)^2$$

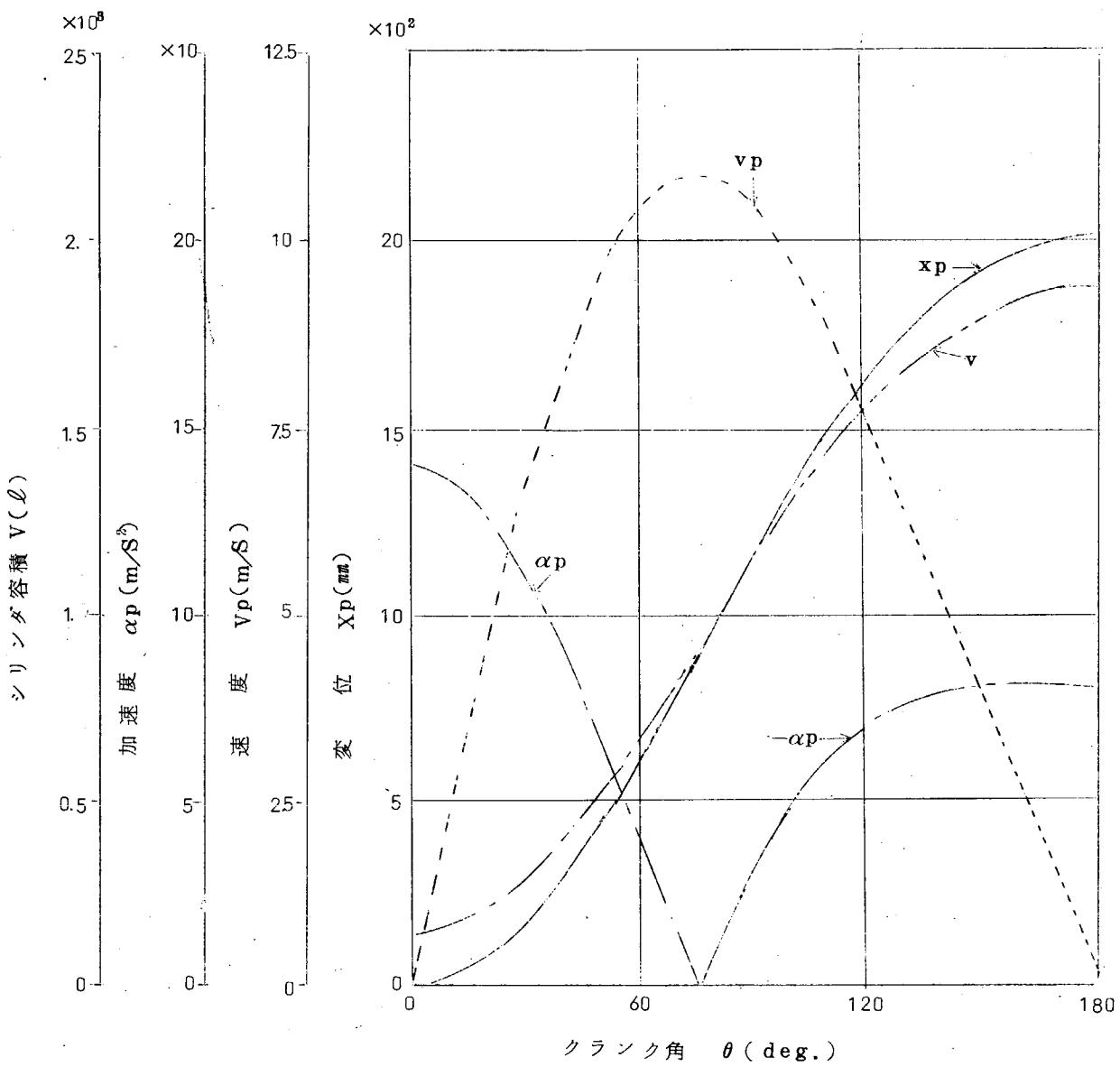
(d) シリンドラ容積 : V

$$V = V_c + F \cdot X_p$$

クリアランスボリウム V<sub>c</sub> = 136 ℓ

シリンドラ断面積 F = 8660 cm<sup>2</sup>

以上、X<sub>p</sub>, V<sub>p</sub>, α<sub>p</sub>, Vを第3-5-1図に示す。

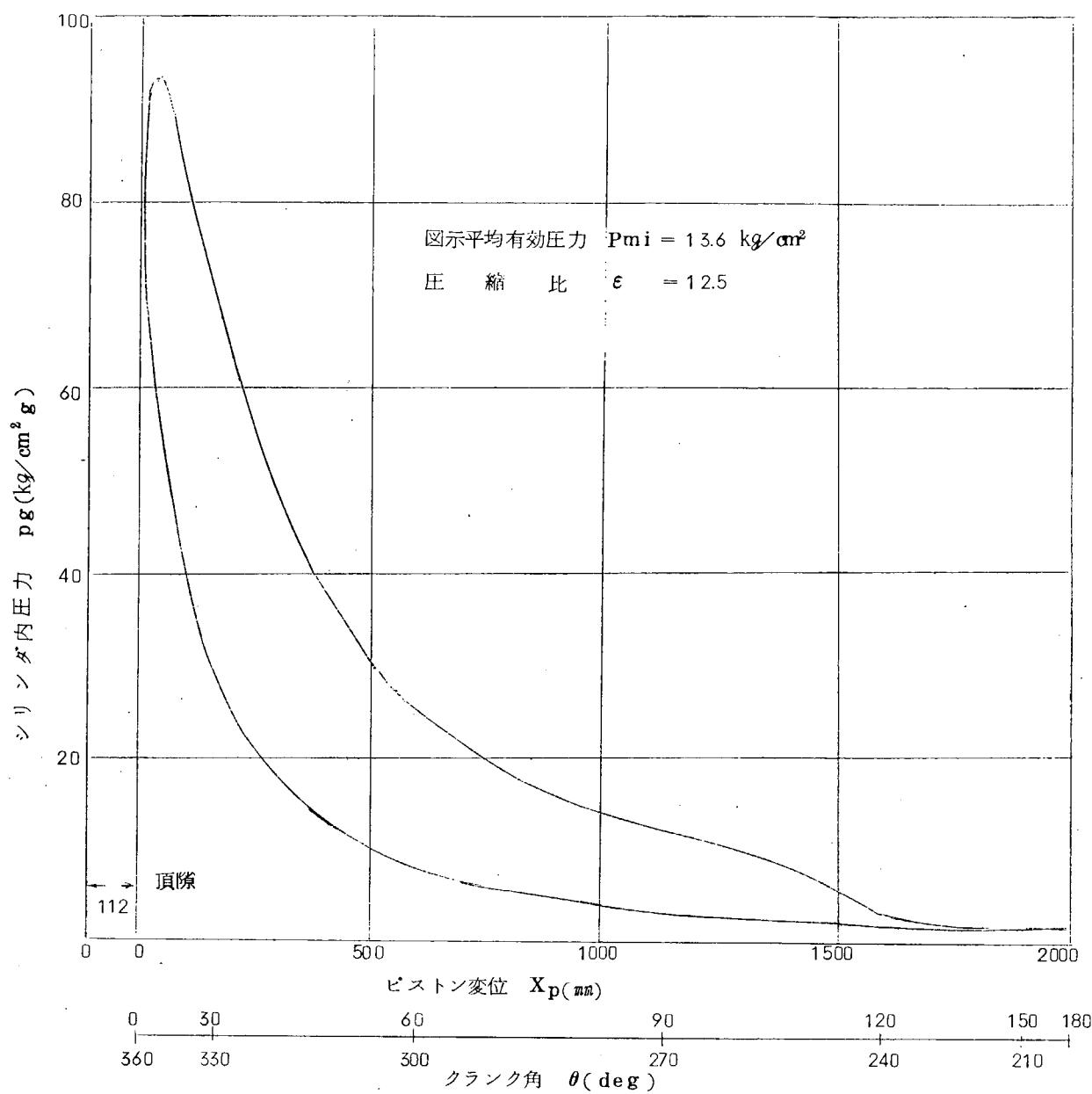


第3-5-1図 ピストン変位、速度、加速度、シリンド容積線図

## (2) 指圧線図

下記条件により求めた指圧線図を第3-5-2図に示す。

正味平均有効圧力	$P_{me} = 12.2 \text{ Kg/cm}^2$
機械効率	$\eta_m = 90\%$
図示平均有効圧力	$P_{mi} = 13.56 \text{ Kg/cm}^2$
掃気圧力	$P_s = 1.4 \text{ Kg/cm}^2$
空気消費量	$q_a = 8.0 \text{ Kg/ps} \cdot \text{hr}$
圧縮比	$\epsilon = 12.5$
排気弁開閉時期	$\theta_{ev} = 89.5 \text{ deg (A.T.D.C.)}$
掃気孔開閉時期	$\theta_{sp} = \pm 43.3 \text{ deg (B.D.C.中心)}$
着火時期	$\theta_{ig} = -1 \text{ deg (B.T.D.C.)}$
圧縮行程側ボリトロピツク指数	$\kappa = 1.38$



第3-5-2図 指圧線図

(3) 作用力

(a) ガス圧荷重  $F_g$

$$F_g = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 P_g$$

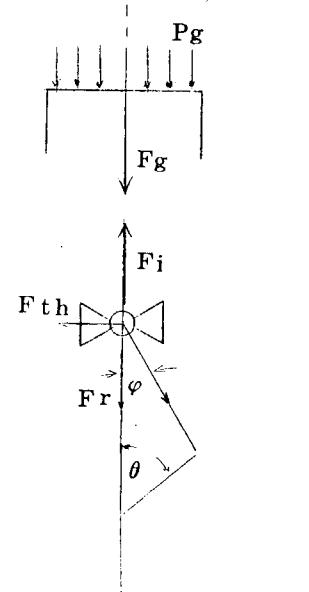
ここで  $P_g$  : シリンダ内圧力  $\text{kg}/\text{cm}^2$  (第3-5-2図による)

$D$  : シリンダ径  $1.050 \text{ mm}$   $\phi$

(b) 往復運動部慣性力  $F_i$

$$F_i = -W_o \frac{\alpha_p}{g} \quad (\text{力、加速度は下向きを正とする})$$

$\alpha_p$  : ピストン加速度  $\text{m/sec}^2$  (第3-5-1図による)



$W_o$  : 往復運動部換算重量

$$W_o = 16.22 \text{ ton}$$

$$g = 9.8 \text{ m/sec}^2 \text{ (重力の加速度)}$$

(c) 側圧力  $F_{th}$

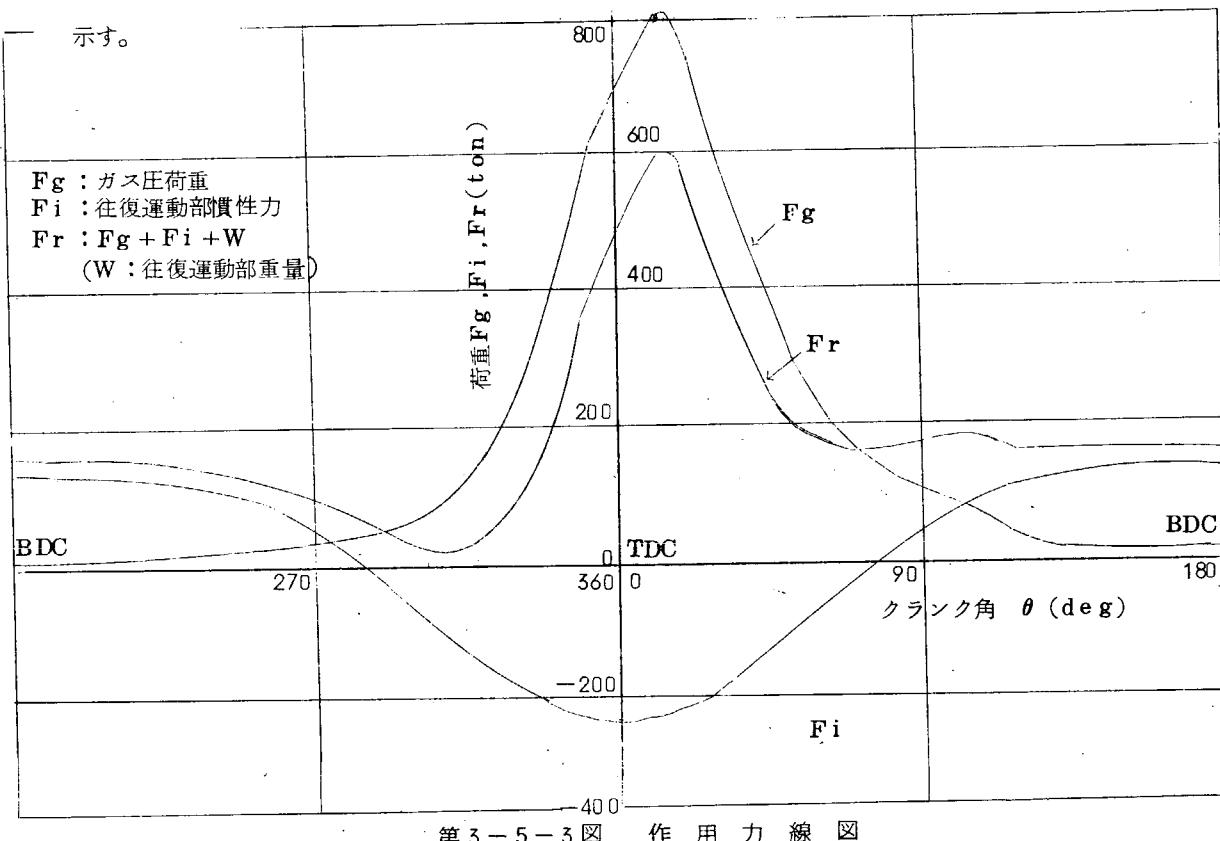
$$F_r = F_g + F_i + W \quad \varphi = \tan^{-1} \left( \frac{1}{\lambda} \sin \theta \right)$$

$$\lambda = 3.70 \text{ (連桿比)}$$

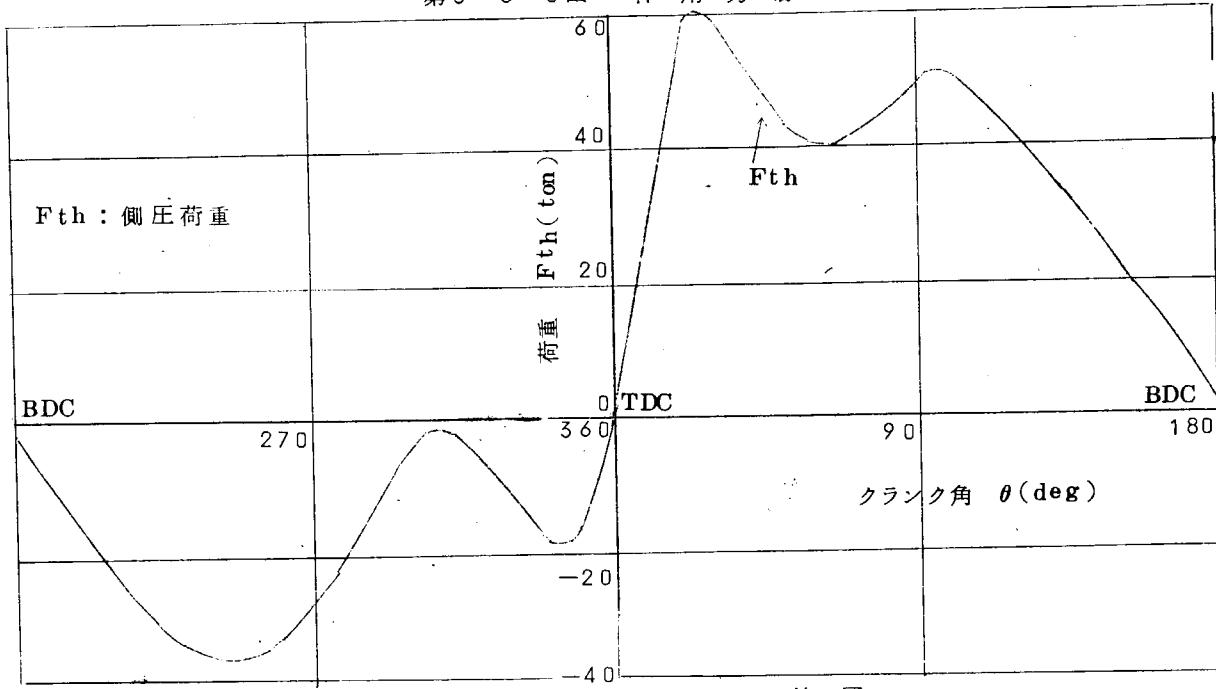
$$F_{th} = F_r \times \tan \varphi$$

$$W : \text{往復運動部重量} = 13.0 \text{ ton}$$

任意クランク角  $\theta$  に対する上記  $F_g, F_i, F_r$  の計算値を第3-5-3図に、 $F_{th}$  の計算値を第3-5-4図に示す。



第3-5-3図 作用力線図



第3-5-4図 側圧荷重線図

### 3.5.2 各部設計計算

#### (1) クランク軸

クランク軸はNK規格を満足する寸法とし、9シリンダ型について計算した。

1シリンダあたり出力 = 4,700 ps

回転数 = 100 rpm

最高圧力  $P_{max}$  = 9.5%

正味平均有効圧力  $P_{me}$  = 12.2%

図示平均有効圧力  $P_{mi}$  = 13.55%

シリンダ直径  $D = 1,050 \text{ mm}$

ストローク  $S = 2,000 \text{ mm}$

主軸受側距離  $L = 1,500 \text{ mm}$

##### (a) クランクピンおよびジャーナル直径

$$dc = \sqrt[3]{\frac{D^2 (AS P_{mi} + BL P_{max})}{1000}} = 900 \text{ mm} \phi$$

$$\left. \begin{array}{l} A = 16.5 \\ B = 1.5 \end{array} \right\} 9 \text{ シリンダ型}$$

材料補正係数

$$K = \sqrt[3]{\frac{45}{45 + \frac{2}{3} (\sigma_b - 45)}} = 0.977$$

材料 KSF50

$$\sigma_b = 50 \text{ Kg/mm}^2$$

クランクピンおよびジャーナル必要直径

$$d'c = K dc = 879 \text{ mm} \phi \quad (\text{図面 } 900 \text{ mm} \phi)$$

##### (b) クランクウェブ

$$W = \geq 0.438 dc = 394 \quad (\text{図面 } 440 \text{ mm})$$

NK内規

$$t \geq 0.56 dc = 504 \quad (\text{図面 } 520 \text{ mm})$$

$$d^2 t_p \geq 1.05 \times 5.95 dc^3$$

$$p = \sigma_e \left[ \ln \left( \frac{r_4^4}{r_2^2} \right) + \frac{1}{2} \left\{ 1 - \left( \frac{r_4}{r_3} \right)^2 \right\} \right] = 11.07 \text{ Kg/mm}^2$$

降伏応力 :  $\sigma_e = 25 \text{ Kg/mm}^2$  (KSF50)

$$r_2 = 460 \text{ mm}$$

$$r_3 = r_2 + W = 900 \text{ mm}$$

$$\text{降伏域 : } r_4 = 0.9 r_2 \sqrt{\frac{\alpha E}{\sigma_e}} + 0.25 = 522 \text{ mm}$$

焼ばめ代 :  $\alpha = 1.6 \times 10^{-3}$

ヤング率 :  $E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$

$$d = 2r_2 = 920 \text{ mm} \phi$$

$$\therefore t \geq \frac{1}{d^2 p} \times 1.05 \times 5.95 \times d_c^3 = 469 \text{ mm} \quad (\text{図面 } t = 520 \text{ mm})$$

### (2) ピストン棒

ピストン棒にはピストン棒に作用する下向きのガス力  $F_g$  と、往復運動による上向きの慣性力  $F_i$  が働く。

シリンダ 直径  $D = 1,050 \text{ mm}$

最高ガス圧力  $P_{max} = 95 \text{ Kg/cm}^2$

回 転 数  $n = 100 \text{ r pm}$

ピストン棒直径  $d = 360 \text{ mm}$

ピストン断面積  $A = 102 \times 10^3 \text{ mm}^2$

往復運動部重量  $W = 2.2 \text{ ton}$  (ピストン組立)

上向き加速度  $\alpha = 139 \text{ m/sec}^2$

#### (a) 圧縮応力

$$\text{ガス力} \quad F_g = \frac{\pi}{4} D^2 P_{max} = 822 \text{ ton}$$

$$\text{慣性力} \quad F_i = \frac{W}{g} \cdot \alpha = 31.2 \text{ ton} \quad (g = 9.8 \text{ m/sec}^2)$$

ピストン棒圧縮応力

$$\sigma = \frac{1}{A} (F_g - F_i) = \frac{790.8 \times 10^3}{102 \times 10^3} = 7.75 \text{ Kg/mm}^2$$

#### (b) 座屈安全率

ピストン棒断面2次モーメント

$$I = \frac{\pi}{64} d^4 = 8.26 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

ピストン頂面—クロスピンドル中心の距離

$$l = 4,210 \text{ mm}$$

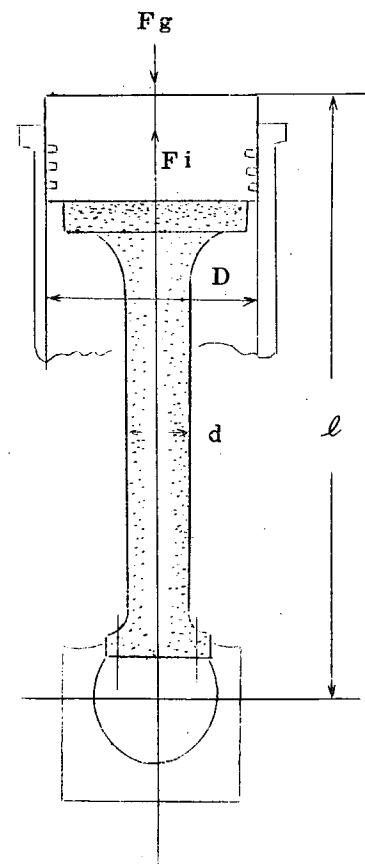
座屈荷重

$$F_o = \frac{\pi^2 E I}{l^2} = 9,630 \text{ ton}$$

ヤング率:  $E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$

$\therefore$  座屈安全率

$$f = \frac{F_o}{F_g - F_i} = \frac{9,630}{790.8} = 12.2$$



### (3) 連接棒

連接棒にはピストンに作用する下向きのガス力  $F_g$  と、往復運動による上向きの慣性力  $F_i$  が働く。

シリンダ 直径  $D = 1,050 \text{ mm}$

最高ガス圧力  $P_{max} = 95 \text{ Kg/cm}^2$

回 転 数  $n = 100 \text{ r pm}$

連接棒外径  $d_o = 360 \text{ mm} \phi$

" 内径  $d_i = 70 \text{ mm} \phi$

$$\text{断面積} \quad A = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \\ = 98.15 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

往復動部重量  $W = 13.0 \text{ ton}$  (ピストン、ピストン棒クロスピン、)  
上向き加速度  $\alpha = 139 \text{ m/sec}^2$  (クロス軸受、ガイドシュー)

#### (a) 圧縮応力

$$\text{ガス力 } F_g = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot P_{\max} = 822 \text{ ton}$$

$$\text{慣性力 } F_i = \frac{W}{g} \cdot \alpha = 184 \text{ ton} \quad (g = 9.8 \text{ m/sec}^2)$$

∴ 連接棒圧縮応力

$$\sigma = \frac{1}{A} (F_g - F_i) = \frac{638 \times 10^3}{98.15 \times 10^3} = 6.50 \text{ Kg/mm}^2$$

#### (b) 座屈安全率

連接棒断面2次モーメント

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4) = 8.26 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

クランクピン中心—クロスピン中心間隔

$$\ell_c = 3700 \text{ mm}$$

座屈荷重

$$F_o = \frac{\pi^2 EI}{\ell^2} = 12.49 \times 10^3 \text{ ton}$$

$$\text{ヤング率 : } E = 2.1 \times 10^4 \text{ Kg/mm}^2$$

∴ 座屈安全率

$$f = \frac{F_o}{F_g - F_i} = \frac{12.49 \times 10^3}{638} = 19.6$$

#### (4) 軸受

主要軸受として主軸受、クランクピン軸受、クロスピン軸受、ガイドシュー、カム軸軸受について計算する。

##### (a) 主軸受

隣接シリンダのクランクピン荷重を  $F_1$

$F_2$  とすると、その間にある主軸受の荷重

Rは

$$R = \frac{1}{2} (F_1 + F_2)$$

シリンダ数 Z = 9 シリンダ

出力 N = 42,300 ps

回転数 n = 100 rpm

の機関において、最も過酷な軸受条件となるのは隣接シリンダが連続爆発をする場合

で、このときの最大軸受荷重 Rは、

$$R = \frac{1}{2} (F_1 + F_2) = 267 \text{ ton}$$

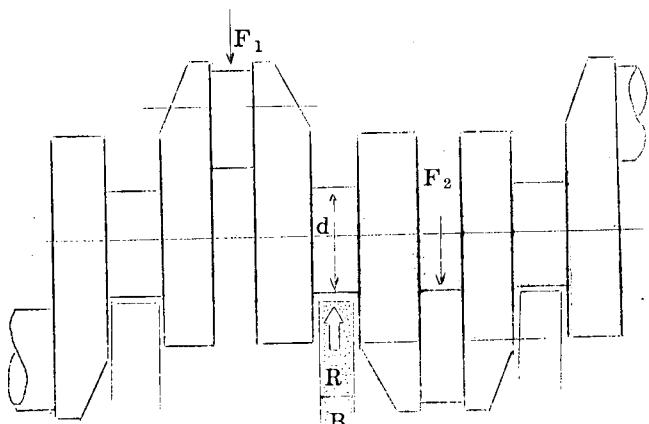
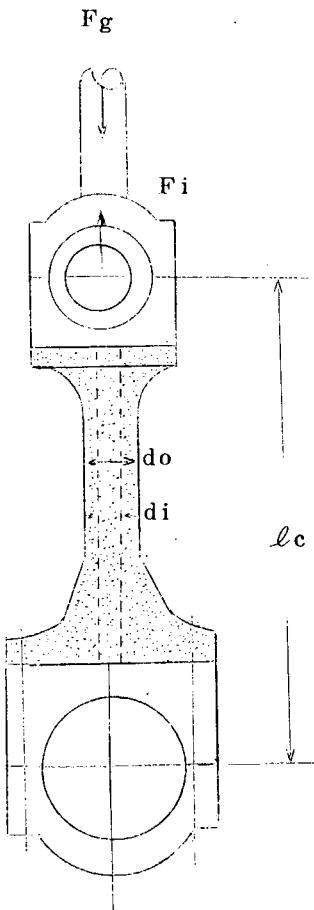
ただし、 $F_1, F_2$  は、ガス力および往復動部、回転部の慣性力を考慮したものである。

軸受幅 B = 500 mm

ジャーナル直径 d = 900 mm

軸受面積 A = d · B =  $4.50 \times 10^3 \text{ cm}^2$  (投影面積)

軸受面圧  $q = \frac{R}{A} = 59.4 \text{ Kg/cm}^2$



(b) クランクピン軸受

最大荷重  $F = 500 \text{ ton}$

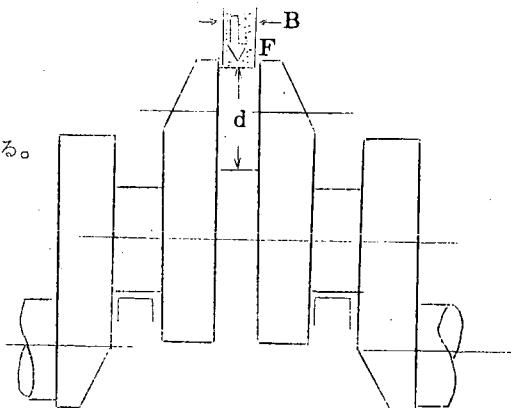
ただし  $F$  はガス力および往復動部慣性力を考慮している。

軸受幅  $B = 420 \text{ mm}$

クランクピン直徑  $d = 900 \text{ mm} \phi$

軸受面積  $A = d \cdot B = 3.78 \times 10^3 \text{ cm}^2$

軸受面圧  $q = \frac{F}{A} = 132 \text{ kg/cm}^2$



(c) クロスピン軸受

最大荷重  $F = 638 \text{ ton}$

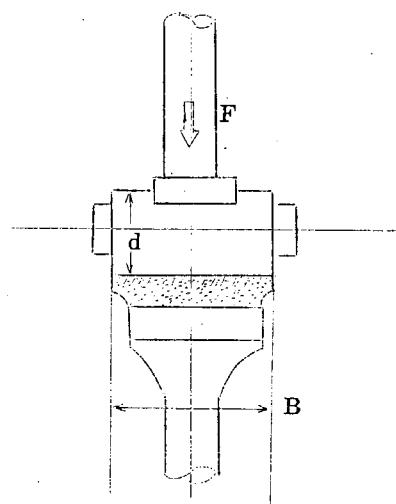
ただし  $F$  はガス力および往復動部慣性力を考慮している。

軸受幅  $B = 1060 \text{ mm}$

クロスピン直徑  $d = 750 \text{ mm} \phi$

軸受面積  $A = d \cdot B = 7.95 \times 10^3 \text{ cm}^2$

軸受面圧  $q = \frac{F}{A} = 80.3 \text{ kg/cm}^2$



(d) ガイドシュー

最大荷重  $F_{th} = 59 \text{ ton}$

ただし  $F_{th}$  はガス力および往復動部の慣性力を考慮した。

ガイドシュー長さ  $\ell = 1250 \text{ mm}$

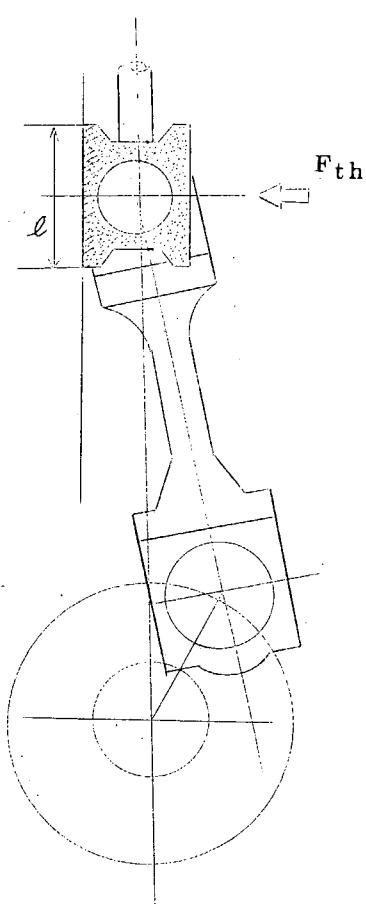
幅  $B = 240 \text{ mm}$

ガイドシューすべり面積

$$A = \ell \cdot B \times 2\text{個}$$

$$= 6.0 \times 10^3 \text{ cm}^2$$

ガイドシュー面圧  $q = \frac{F_{th}}{A} = 9.84 \text{ kg/cm}^2$



(e) カム軸軸受

軸受荷重  $R = 37 \text{ ton}$

ただし  $R$  は排気カム、燃料カムの荷重の合成値である。

軸受幅  $B = 160 \text{ mm}$

カム軸直 径  $d = 340 \text{ mm} \phi$

軸受面積  $A = B \cdot d = 544 \text{ cm}^2$

軸受面圧  $q = \frac{R}{A} = 68.2 \text{ Kg/cm}^2$

(5) シリンダカバーボルト

スピゴット直 径

$$D = 1270 \text{ mm} \phi$$

最高圧力

$$P_{\max} = 95 \text{ Kg/cm}^2$$

カバー ボルト

W 150 山4 × 10本

カバー ボルト 1本あたりのガス力

$$F_g = \frac{1}{10} \times \frac{\pi}{4} D^2 P_{\max} = 120 \text{ ton}$$

カバー ボルト初締付け力

$$F_0 = 1.2 F_g = 144 \text{ ton}$$

カバー ボルト変動荷重  $F_d$  は従来の実績から

$$F_d = 0.15 F_g = 18 \text{ ton}$$

ねじ底断面積

$$A = 16.0 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

初締付け時ねじ底応力

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} = 9.00 \text{ Kg/mm}^2$$

運転時最大ねじ底応力

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{A} (F_0 + F_d) = 10.13 \text{ Kg/mm}^2$$

(6) タイボルト

シリンダ直径  $D = 1050 \text{ mm}$

最高ガス圧力  $P_{\max} = 95 \text{ Kg/cm}^2$

タイボルトねじ部 W235 山4

ねじ底断面積  $A = 404 \times 10^2 \text{ mm}^2$

タイボルト 1本あたりのガス圧力

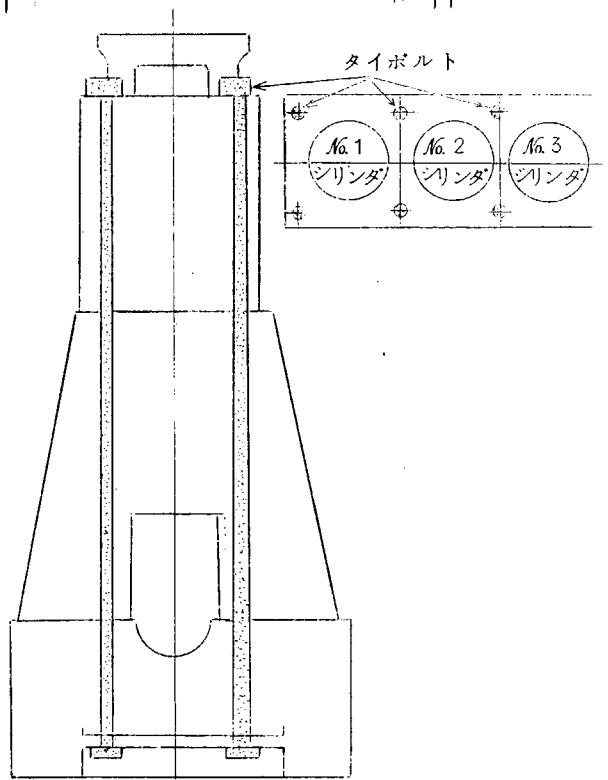
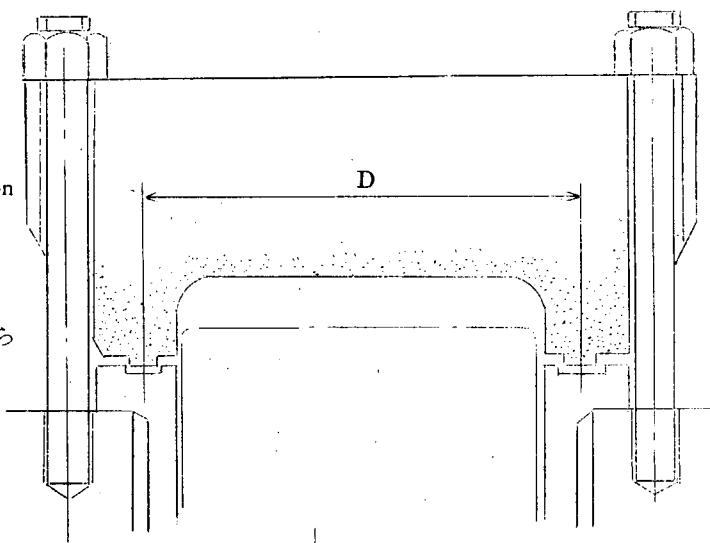
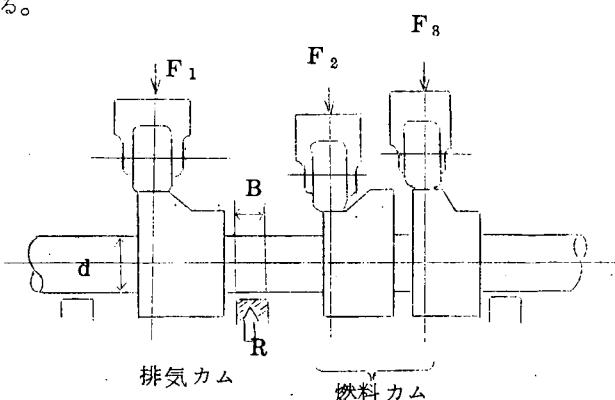
$$F_g = \frac{1}{4} \times \frac{\pi}{4} D^2 P_{\max}$$

$$= 205.5 \text{ ton}$$

タイボルト初締付け力

$$F_0 = 1.4 F_g$$

$$= 288 \text{ ton}$$



タイボルト変動荷重(台板、架構、ジャケットとタイボルトの剛性比を考慮して)

$$F_d = 0.20 F_g = 41.1 \text{ ton} \quad (\text{従来の実績による})$$

以上より

$$\text{初締付け時ねじ底応力} \quad \sigma_0 = \frac{F_0}{A} = 7.12 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{運転時最大ねじ底応力} \quad \sigma_{\max} = \frac{1}{A} (F_0 + F_d) = 8.15 \text{ kg/mm}^2$$

### (7) 排気弁駆動装置

#### (a) プシユロッド

$$\text{プシユロッド長さ} \quad l = 3000 \text{ mm}$$

$$\text{プシユロッド外径} \quad d_o = 216 \text{ mm} \phi$$

$$\text{プシユロッド内径} \quad d_i = 170 \text{ mm} \phi$$

$$\text{荷重} \quad F = 52 \text{ ton}$$

$$\text{断面積} \quad A = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)$$

$$= 13.9 \times 10^3 \text{ mm}^2$$

$$\text{圧縮応力} \quad \sigma = \frac{F}{A}$$

$$= 3.74 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{座屈荷重} \quad F_0 = \frac{\pi^2 E}{l^2} \cdot \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)$$

$$= 1.51 \times 10^3 \text{ ton}$$

$$\text{ヤング率} \quad E = 2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$$

座屈安全率

$$f = \frac{F_0}{F} = 29.0$$

#### (b) ロツカアーム

##### Ⓐ断面、曲げモーメント

$$M = F \cdot a = 41.6 \times 10^6 \text{ kg-mm}$$

##### Ⓑ断面、断面係数

$$Z = 9.24 \times 10^6 \text{ mm}^3$$

曲げ応力

$$\sigma = \frac{M}{Z} = 4.50 \text{ kg/mm}^2$$

### (8) カム軸駆動歯車

$$\text{モジュール} \quad M = 2.0$$

$$\text{有効歯幅} \quad b = 280 \text{ mm}$$

歯数

$$\text{クランク軸付} \quad Z_0 = 106$$

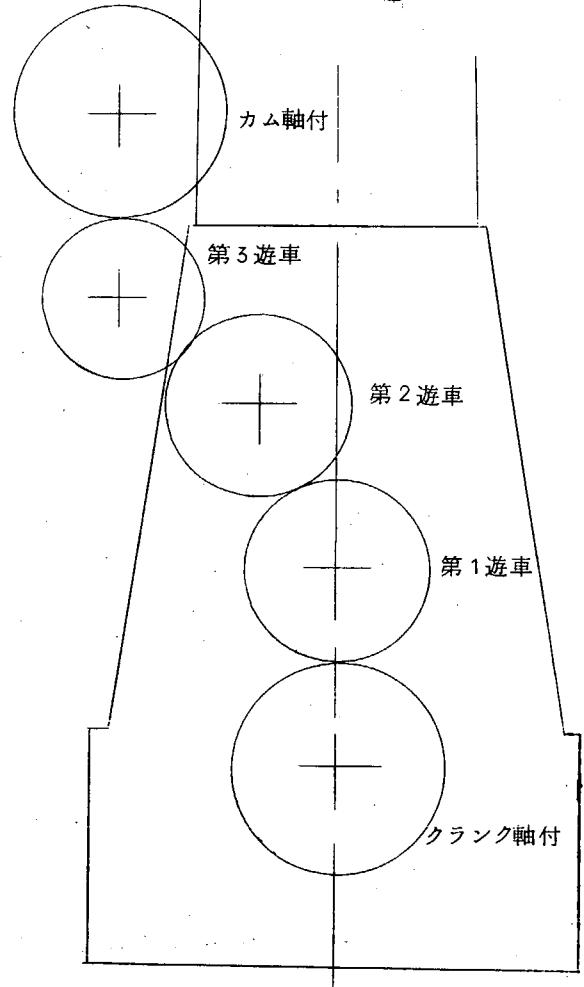
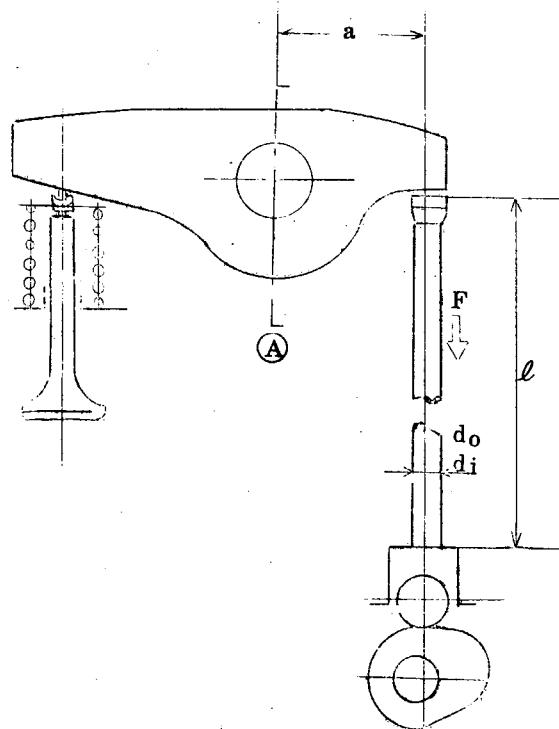
$$\text{第1遊車} \quad Z_1 = 83$$

$$\text{第2遊車} \quad Z_2 = 87$$

$$\text{第3遊車} \quad Z_3 = 83$$

$$\text{カム軸付} \quad Z_0 = 106$$

$$\text{カム軸トルク} \quad T = 8.80 \times 10^3 \text{ kg-m}$$



最小かみ合率  $\epsilon = 1.84$

$$\text{歯の静荷重 } f_o = \frac{2T}{Z_o \cdot M} \cdot \frac{1}{b \cdot \epsilon} \\ = 16.2 \text{ kg/mm}$$

(a) 歯の曲げ応力

$$\text{歯の動荷重 } f_d = K f_o \\ = 4.77 \text{ kg/mm}$$

ただし、動荷重係数  $K$  は歯数、周速度、ピッチ誤差等により定まる。

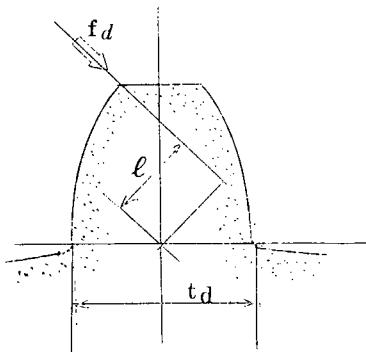
$$\text{曲げの腕長さ } \ell = 18.1 \text{ mm}$$

$$\text{歯元の厚さ } t_d = 43.5 \text{ mm}$$

$$\text{歯元の切欠き係数 } B = 1.77$$

上記の値から

$$\text{歯の曲げ応力 } \sigma = \frac{6B f_d \ell}{t_d^2} \\ = 4.85 \text{ kg/mm}^2$$



(b) 歯面の接触応力

$$\text{歯面の動荷重 } f_{do} = K_o f_o \\ = 5.12 \text{ kg/mm}$$

接触応力

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{1.4}{\sin 2\alpha} \frac{E_1 + E_2}{E_1 + E_2} \frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 \cdot Z_2} \frac{f_{do}}{M}} \\ = 5.71 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{ただし } E_1 = E_2 = 2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{ヤング率})$$

$$\alpha = 20^\circ \quad (\text{圧力角})$$

(9) 掃気トランク

ボリウム型振動と仮定して、次式により掃気トランクの脈動振幅を求める。

$$\frac{2\Delta p}{P_s} = \frac{\kappa R T_s 2\mu_i q_a}{27 \times 10^4 Z} \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{P_{me}}{P_s - 1} \times 100 \quad (\%)$$

脈動振幅 :  $\Delta P \text{ kg/cm}^2$

掃気圧力(ゲージ圧) :  $P_s = 1.4 \text{ kg/cm}^2$ , gauge

掃気圧力(絶対圧) :  $P_s = 2.43 \text{ kg/cm}^2$ , abs.

空気消費量 :  $q_a = 8.0 \text{ kg/ps/hr}$

掃気温度 :  $T_s = 313^\circ \text{ K}$

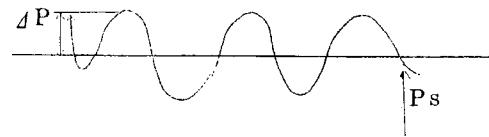
正味平均有効圧力 :  $P_{me} = 12.2 \text{ kg/cm}^2$

シリンドラ数(1掃気トランク当たり) :  $Z = 3$

ガス定数 :  $R = 29.27$   
 比熱比 :  $\kappa = 1.4$   
 1掃気トランクあたりのシリンダ数および  
 着火順序によって定まる定数 :  $2\mu_i = 0.42$   
 掃気トランク、ジャケットまわり等掃気の  
 占める容積 :  $V = 26.9 \times 10^6 \text{ cm}^3$   
 行程容積 :  $V_h = 1.73 \times 10^6 \text{ cm}^3$   
 $\alpha = (V/Z)/V_h = 26.9 \times 10^6 / 3 \times 1.73 \times 10^6$   
   = 5.17

以上の諸数値より

$$\frac{2\Delta P}{P_s} = 8.85\%$$



### 3.5.3 振動的検討

#### (1) 機関釣合

機関釣合に関しては、等間隔着火であれば不釣合力は残らないが、不釣合偶力は一般に残り、現計画のものでは第3-5-2表のようになる。

これは運動部重量によりほとんど決つてしまふものであり、機関が大きくなるにつれ大きくなるのは避けられない。

この不釣合偶力は機関1回転に対し1回および2回変動する偶力であり、この程度の振動数であれば、機関本体の固有振動数と相当離れているゆえ、機関自体に振動上昇を及ぼすことはない。

問題は船体の固有振動数に対し、起振源となり、船体の共振を誘起することである。

しかしながら、これは一つ特定の超大形機関に関してのみいえることではなく、現在世界各メーカーで開発されている超大形機関についても同じようにいえることであり、将来超大形船に超大形機関を搭載する場合の共通の問題となる。

したがつて、この不釣合偶力の許容限に関しては、今後造船関係者参考のもとに検討される必要がある。

第3-5-2表 UEC 105/200 機関釣合

シリンドル数	6	8	9
シリンドル内径 $mm \phi$	1,050		
行程 $mm$	2,000		
回転数 $rpm$	100	同	同
シリンドル中心距離 $mm$	2,000	同	同
クランク半径 $mm$	1,000		
$1/\lambda$	0.2703		
往復部重量/cyl $Kg$	16,220		
回転部重量/cyl $Kg$	11,500		
合計重量/cyl $Kg$	27,720		
不釣合偶力			
垂直1次 $M_{v1}$ $t \cdot m$	0	8.1	8.4
垂直2次 $M_{v2}$ $t \cdot m$	340	0	18.0
水平1次 $M_{h1}$ $t \cdot m$	0	8.1	8.4

## (2) 軸系ねじり振動

1節ねじり振動については、中間軸およびプロペラ軸径の変更により操作できる。そこで機関を設計すればほとんどの中間軸およびプロペラ等に無関係に決つてしまつ、2節ねじり振動を検討するため、クランク軸1スローのばね定数を  $k$  とし、各シリンダの慣性モーメントを  $I$ とした場合、 $\omega = \sqrt{\frac{k}{I}}$  と機関回転数  $N$ との比  $\omega/N$ を現存の機関と比較してみると第3-5-3表のごとくなり、ほとんど変わらない。

このことは現計画の超大形機関のねじり振動で、従来のものより低い次数の振動が出ることはないことを意味している。

したがつて、ねじり振動に関して特別な問題はないと考えられる。

第3-5-3表

機種	UEC 105/200	UEC 85/160c	UEC 75/150	UEC 65/135c
機関1スロー慣性モーメント $I \text{ kg-cm sec}^2$	316.119	74.959	41.513	25.503
機関1スローばね定数 $k \times 10^{10} \text{ kg-cm/red}$	1/0.3586	1/0.9494	1/1.5432	1/1.9695
$\omega = \sqrt{k/I}$ red/sec	297	375	395	446
機関回転数 $N \text{ rpm}$	100	125	125	150
$\omega/N$	2.97	3.00	3.16	2.97

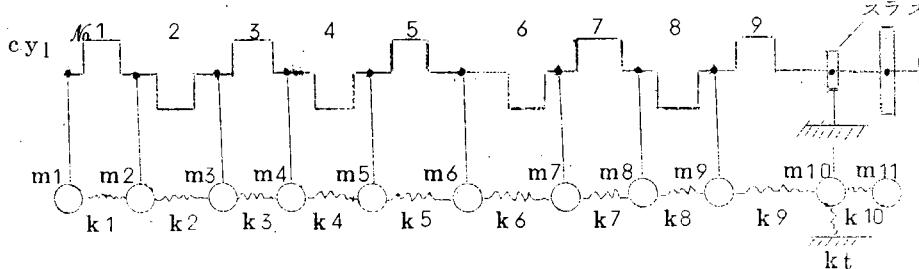
## (3) クランク軸縦振動

縦振動の計算法は現在まだはつきり定まっていないが、総合的検討結果から一応妥当と考えられる計算式によりクランク軸のばねこわさを計算し、さらにこれと質量との比をとつてみると第3-5-4表のようになり、現在のUEC 85/160とほとんど同じ値になる。このことから、縦振動に関しても、現計画クランク軸の剛性が低いとはいえないと思われる。

しかしながら、縦振動の場合は、クランク軸の剛性もさることながら、スラスト軸受部分の剛性も相当支配的であるので、クランク軸のみでは振動数を論ずることはできない。

結局スラスト軸受部の剛性をどのように考えるかという問題になるが、これは既存の機関にも同じようにいえることであり、第3-5-4表の結果を考え合せると超大形機関に特有の問題ではないと考えられる。

第3-5-4表 クランク軸縦振動質量およびばね定数(9シリンダの例)



		1	2	3	4	5	6	7	8	9
UEC 85/160	$k(\text{kg/cm} \times 10^6)$	3.0379	2.2368	2.7256	2.7475	2.2368	2.7256	2.7256	2.2368	3.0485
	$m(\text{kg cm}^{-1} \text{ sec}^2)$	7.478	11.879	11.858	12.026	12.026	16.927	11.858	11.858	11.858
	$\sqrt{k/m} \times 10^3 \text{ sec}^{-1}$	0.638	0.434	0.438	0.478	0.432	0.402	0.478	0.435	0.507
UEC 105/200	$k(\text{kg/cm} \times 10^6)$	7.792	5.342	6.779	6.779	5.202	6.554	6.779	5.342	7.370
	$m(\text{kg cm}^{-1} \text{ sec}^2)$	16.793	30.577	30.577	29.908	29.908	40.973	29.908	29.908	29.908
	$\sqrt{k/m} \times 10^3 \text{ sec}^{-1}$	0.681	0.418	0.472	0.476	0.417	0.402	0.476	0.423	0.496
$(\sqrt{k/m})_{105} / (\sqrt{k/m})_{85}$		1.067	0.963	1.078	0.996	0.965	1.000	0.996	0.972	0.978

#### (4) 機 関 振 動

機関振動が問題になるのは、機関のもつ固有振動数により機関自体が共振状態にあるか、あるいはそれに近いところで運転される場合である。

したがつて常用使用域が共振点をはずれたところにあれば問題ないわけで、このためには

- ① 機関の固有振動数を計算できること
- ② さらには望ましい固有振動数をもつような機関本体の設計法を確立すること

が必要である。

一般に観測される機関振動には、機関が横方向に全シリンダ平行に振動する通称H型振動と、機関両端の振動が大きく、中央部ではほとんど振動がない、すなわち機関が長さ方向にねじれるように振動する通称X型振動がある。

しかしながら、現存の1シリンダあたり2,000～2,500 ps クラスの大形機関においては、H振動は回転数の低いところに共振点があり、したがつてこの回転数では起振力が小さいこともあるて問題になることはほとんどない。

問題になるのはほとんどX振動による場合である。超大形機関においても、対象とする機関振動はX振動と推測される。この件に関してはS R 94部会にて目下研究中であり、詳しくは同部会の検討にまちたい。

当面超大形機関においては、従来の機関でたまたま行なつてきたように、もし問題になる振動が出た場合には、機関上部を船体と固縛することにより固有振動数を上げ、共振点を使用域以上に追い上げる方法により機関振動に対処したい。

#### 3.5.4 热平衡および補機容量

热平衡線図を第3-5-5図に、冷却水および潤滑油系統線図を第3-5-6図に示す。

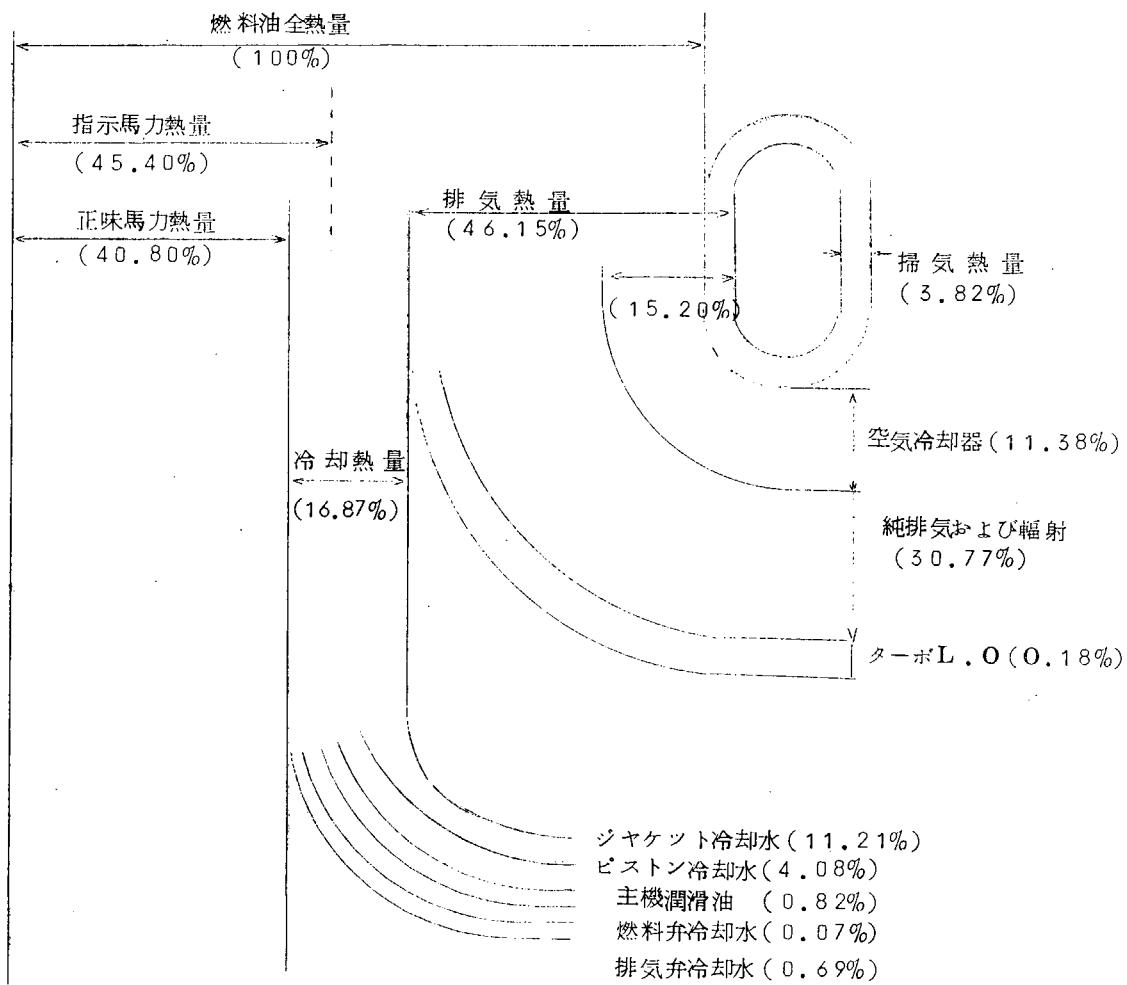
上記熱平衡および系統線図に基づき補機容量を計画した。この結果を第3-5-5表および第3-5-6表に示す。

第3-5-5表 ポンプ容量

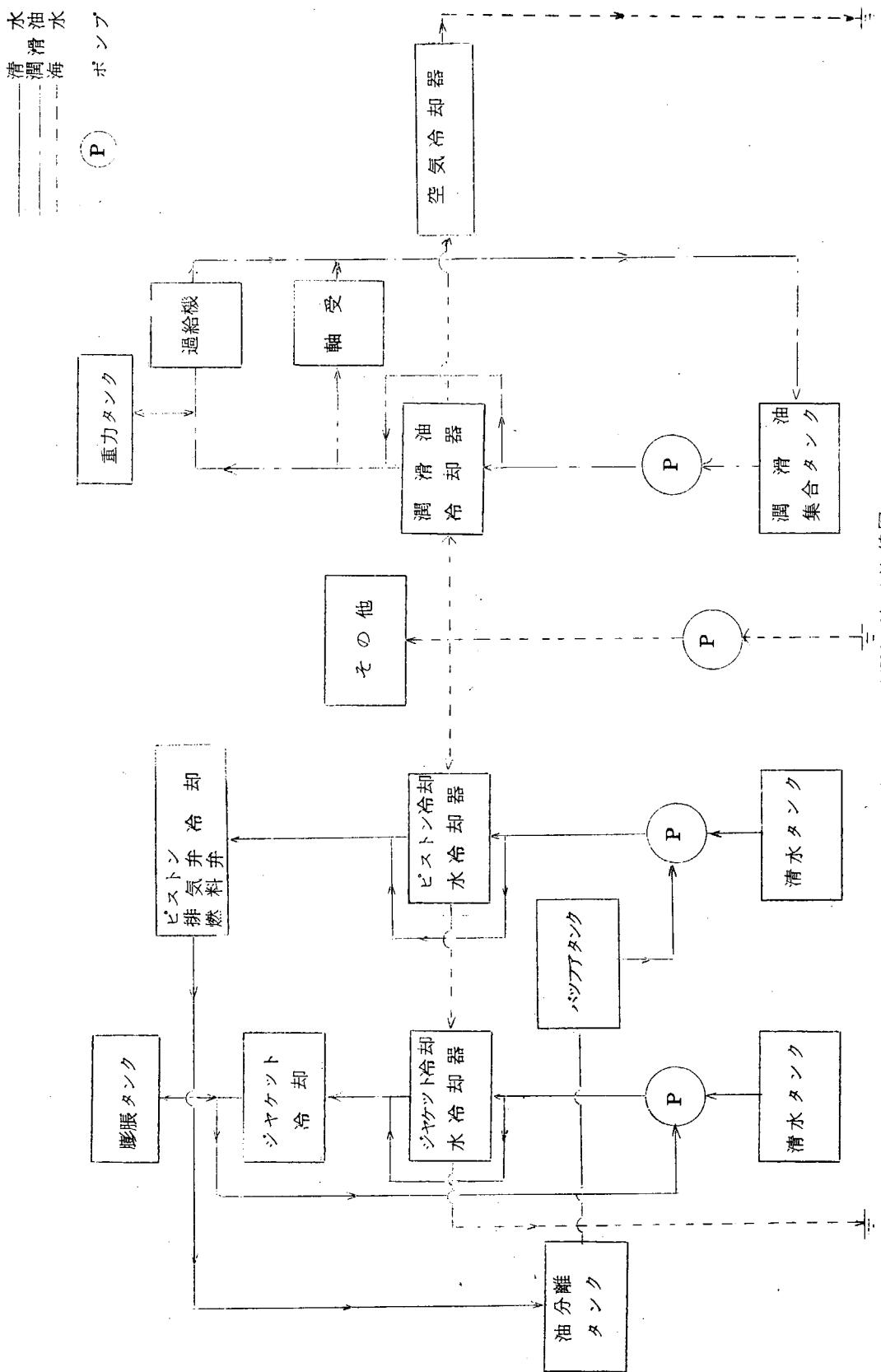
ポンプ	シリンダ冷却水 ポンプ	ピストン冷却水 ポンプ	潤滑油ポンプ	海水ポンプ
総面積 $m^2$	15	40	4 ( $Kg/cm^2$ )	20
ポンプ容量 $m^3/h$	880	350	390	1900

第3-5-6表 冷却器容量

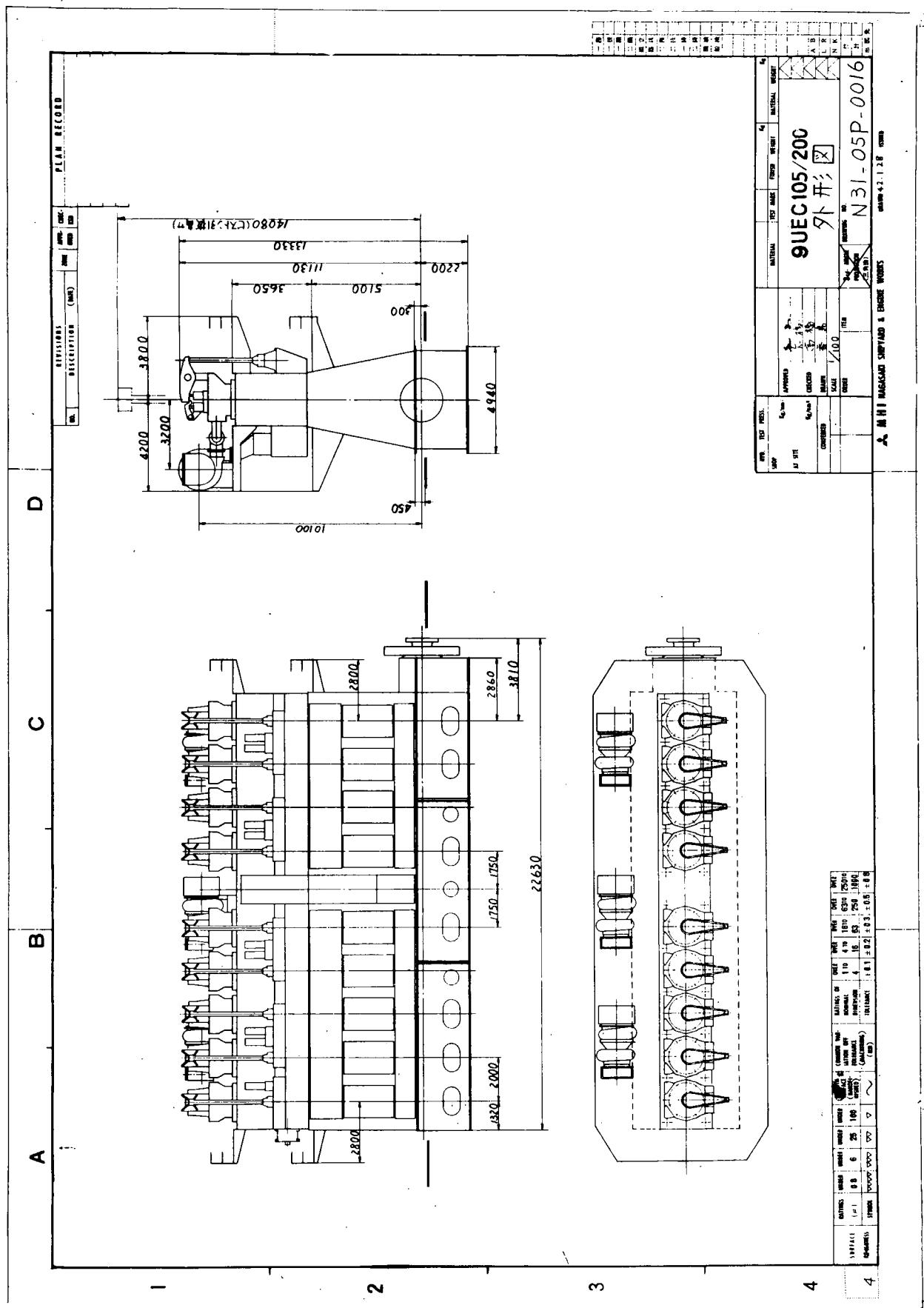
	シリンダ冷却水	ピストン冷却水	潤滑油	掃気
伝熱面積 $m^2$	560 (9シリンダあたり)	340 (同左)	370 (同左)	800 (3シリンダあたり)



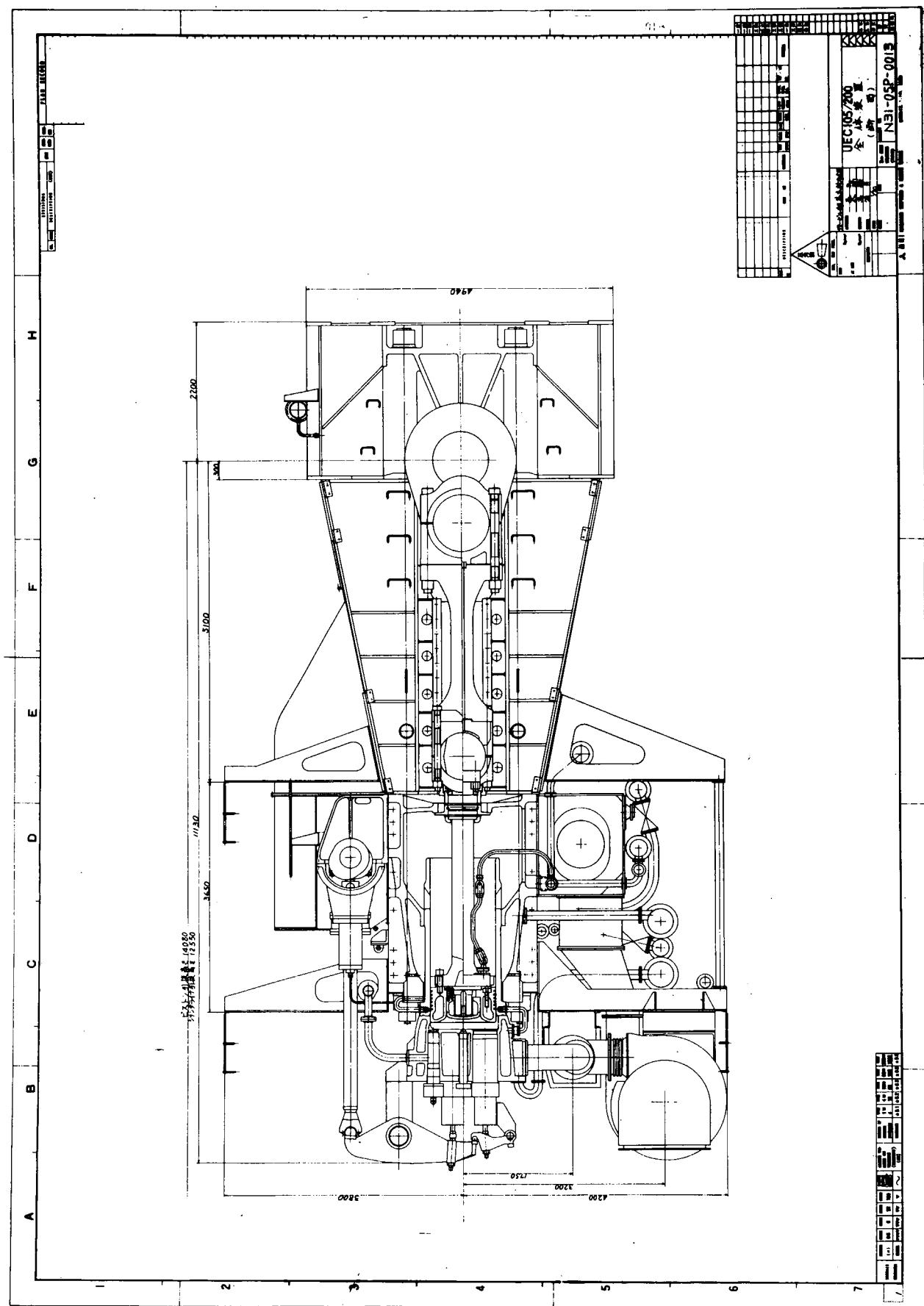
第3-5-5図 热 平 衡 线 図



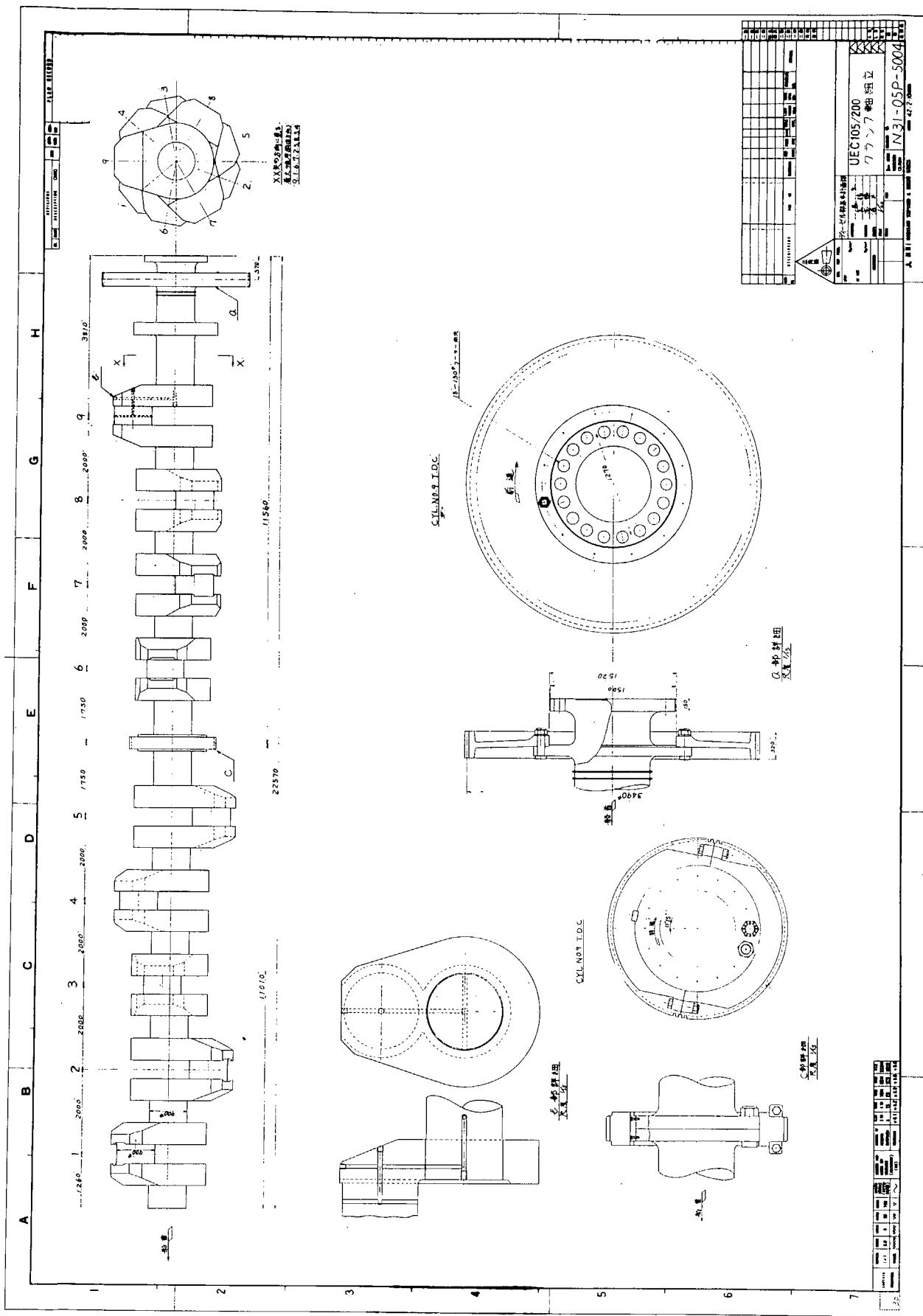
第3-5-6図 冷却水および潤滑油系統線図



第3-5-7図



第3-5-8図



第3-5-9

## 第4章 ピストンクラウン熱応力に関する研究

ピストンクラウン熱応力に関し、特に問題となる起動、停止等の過渡的運転状態における実態をは握する目的で、実機計測、実物模型試験および光弾性実験を行なつた。

### 4.1 実機計測

#### 4.1.1 まえがき

従来ピストンクラウンの温度分布については種々の計測が行なわれており、定常状態におけるピストンクラウンの温度分布については、すでにある程度までその実態をは握することが可能になつてきたが機関の起動、停止等の過渡的運転状態におけるピストンクラウンの温度分布の変化の仕方については、まだ詳細が明らかになつておらず、熱応力状態の検討を行なう上に困難がある。

一方、最近大形機関において機関負荷変動時におけるピストンクラウンの強度の問題が重要視されだしてきており、大形船の操船上の要求と相まっていわゆる非定常時の熱負荷特性の系統的検討が要請されてきている。

しかし、大形機関について直接に過渡的状態をは握できるような高精度計測を実施することは、現在の計測技術では非常に困難なので、このような実機計測の比較的容易な中形試験機関を用いて機関の負荷変動に対するピストンクラウン温度分布の過渡的応答ならびにこれにより生起する熱応力の実態をは握することにした。

#### 4.1.2 実験方法

##### (1) ピストンクラウンの温度分布計測

###### (a) 目的

次の目的のために過渡的状態におけるピストンクラウン各部の温度計測を実施する。

1. 温度分布を明確には握すること
2. 過渡的応答を知ること
3. 热負荷条件と温度分布の関係を知ること
4. 発生応力と過渡分布の関係を知ること

###### (b) 温度分布に影響する熱負荷条件

温度分布に影響する諸因子としては、

###### 1. ガス温度

空気過剰率、初期圧力、温度、圧縮比、掃気効率、燃焼室容積等

###### 2. 燃焼室周囲の構造

材料の熱伝導度、厚さ、形状等

###### 3. 热伝達率

ガスと固体、表面形状、速度、圧力等：固体と液体

###### 4. 冷却方法

冷媒、ポンプ方式、冷媒温度、流量等

その他の機関状態が考えられるが、同一機関で同一ピストンを用いた場合は、運転条件の変化のみによって変わるものとしては、ガス温度と熱伝達率が考えられるので、各種運転状態に対してこれらの諸量の大きさをは握しておけば実験条件の制御範囲を判然とさせることができる。

###### (c) 計測方法

温度計測の満足すべき条件としては、要求精度で温度分布が求められ、しかもピストンクラウン被測定部の温度

状態を乱さないものであることで、さらに能率的に測定値が得られる方法であることが望ましい。すなわち、

精度： 測定点で誤差1%以下

測定点の選択： 10°C間隔の等温線が得られること

使用熱電対： 径が小さいこと

取付方法： 耐熱性、絶縁性がよいこと

記録方法： 同時多点記録ができること

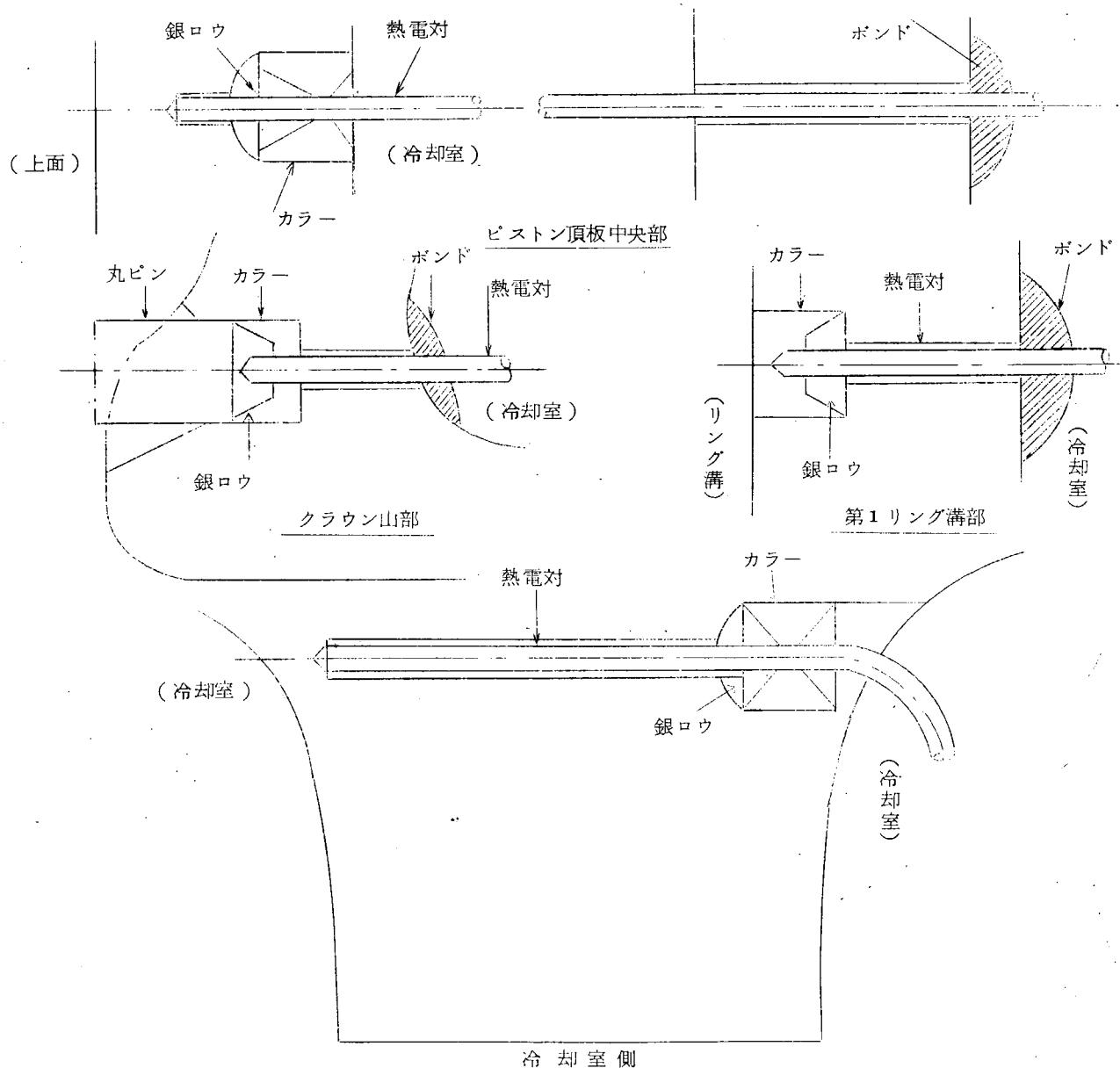
### (i) 接点方式

鉄研や三井で従来行なつてきた測定方法（ピストン下降時に接点を通じて熱電対の起電力をコンデンサに充電する方法）によつてまず計測を行なつた。

#### 1. 使用熱電対

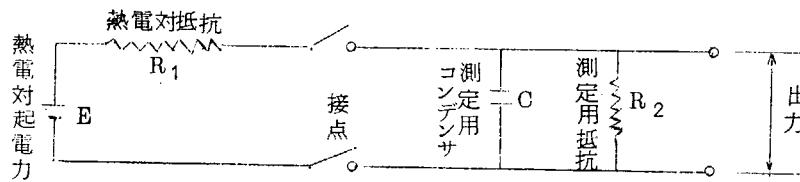
熱電対としてはBICC Sheath thermo couple を用いた。熱電対素線は0.3φで非常に細いので工作のしやすいようにピストン本体部で0.65φの素線につなぎかえた。

#### 2. 热電対取付法



第4-1-1図 热電対取付方法

### 3. 測定回路



第 4-1-2 図

第 4-1-2 図において、ピストン下降時に下死点付近で接点が閉じコンデンサに充電が行なわれ、接点が開いている間抵抗  $R_2$  を通して放電が行なわれる。

週期  $T$  の 1 サイクル中での接点の接触時間を  $\Delta t$  とすると充電の時定数を、

$$\tau_1 = R_1 \cdot C \quad (R_1 \ll R_2)$$

放電の時定数を、

$$\tau_2 = R_2 \cdot C$$

として、初期出力

$$e_0 = 0$$

なるとき、接点閉の状態での出力電圧  $e$  は、

$$e = E \cdot \left( 1 - e^{-\frac{t}{\tau_1}} \right)$$

$\Delta t$  時間後、接点開となる瞬間では

$$e = E \cdot \left( 1 - e^{-\frac{\Delta t}{\tau_1}} \right)$$

$$= E \cdot (1 - e^{-\alpha}) \quad \text{ただし、} \quad \alpha = \Delta t / \tau_1$$

接点が開くと

$$e = E \cdot (1 - e^{-\alpha}) \cdot e^{-\frac{t - \Delta t}{\tau_2}}$$

次に接点が閉じる瞬間では

$$e = E \cdot (1 - e^{-\alpha}) \cdot e^{-\beta} \quad \text{ただし、} \quad \beta = T / \tau_2, \quad T = T - \Delta T$$

一般に  $k$  回目の充電後の電圧は

$$e_k = E \cdot (1 - e^{-\alpha}) \sum_{n=0}^{k-1} e^{-n\gamma}$$

$$= E \cdot (1 - e^{-\alpha}) \cdot g(r \cdot k)$$

$$\text{ただし、} \quad r = \alpha + \beta$$

$$g(r \cdot k) = 1 - e^{-kr} / 1 - e^{-r}$$

$k$  回目の放電後の電圧は

$$e'_k = E \cdot (1 - e^{-\alpha}) g(r \cdot k) e^{-\beta}$$

したがつて出力電圧が誤差 2 % 以内で熱起電力と一致するためには

$$(1 - e^{-\alpha}) \cdot g(r \cdot k) e^{-\beta} > 0.98$$

この式の右辺において  $(1 - e^{-\alpha})$  は 1 サイクルの間の充電率を、 $g(r \cdot k)$  は  $k$  回の充放電によって出力電圧が pile up する度合を示す因子であり、 $e^{-\beta}$  は平衡時における出力電圧の変動度合を示す因子で

ある。 $g(r \cdot k)$  はその定義式から明らかのように普通の条件では、近似的に  $g(\alpha \cdot k)$  に等しい。

それゆえ上式は次のように置ける。

$$(1 - e^{-k\alpha}) \cdot e^{-\beta} > 0.98$$

これは、

$$\begin{aligned}(1 - e^{-k\alpha}) &> 0.99 & k\alpha &= 5 \\ e^{-\beta} &> 0.99 & \beta &> 10^{-2}\end{aligned}$$

によつてみたされる。

28型機関について数値を求めてみると、

機械回転数 600 r.p.m

接点ストローク 1 mm

を仮定すると、

$$\Delta t = 3.0 \times 10^{-8} \text{ sec}$$

$$T = 0.1 \text{ sec}$$

•熱電対の抵抗が  $150\Omega$  のとき

$$R_1 = 150\Omega$$

$$\Delta t/R_1 = 2 \times 10^{-5}$$

$$C = 2 \times 10^{-5}/\alpha$$

$$T/\beta = 10$$

$$R_2 = 10/\alpha$$

•熱電対の抵抗が  $15\Omega$  のとき

$$R_1 = 15\Omega$$

$$\Delta t/R_1 = 2 \times 10^{-4}$$

$$C = 2 \times 10^{-4}/\alpha$$

$$T/\beta = 10$$

$$R_2 = 10/\alpha$$

第4-1-1表

$k$	$\alpha$	$C_{\max}$	$R_2 \text{ min}$
1	5	$4\mu F$	$2.5M\Omega$
10	0.5	$40\mu F$	$250K\Omega$
100	0.05	$400\mu F$	$25K\Omega$
1000	0.005	$4,000\mu F$	$2.5K\Omega$

第4-1-2表

$k$	$\alpha$	$C_{\max}$	$R_2 \text{ min}$
1	5	$40\mu F$	$250K\Omega$
10	0.5	$400\mu F$	$25K\Omega$
100	0.05	$4,000\mu F$	$2.5K\Omega$
1000	0.005	$40,000\mu F$	$0.25K\Omega$

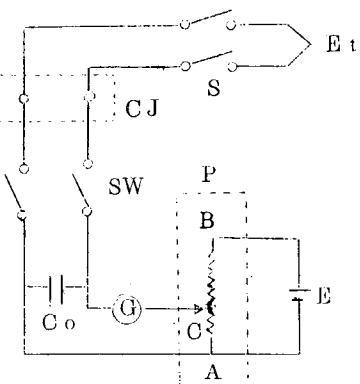
すなわち、接点の接触が良好であれば、熱電対としていずれを使用しても問題はないが、接触状態が悪ければ、接觸抵抗が大きくなり  $R_2$  を大きくとらなければならないため記録方式に制限をうける。

今回の実験に使用した計測要領は第4-1-3図のとおりである。

電位差計  $P$  を操作し検流計  $G$  の振れない点を求める。起電力  $E_t$  は

$$E_t = E \cdot \frac{AC}{AB}$$

で求められる。



第4-1-3図

$E_t$  : 熱起電力

S : 接触接点

Co : コンデンサ

G : 検流計

P : 電位差計

E : 電池

CJ : 冷接点

SW : 切換スイッチ

検流計: ミラーガルバノメータ

横河電気製

Type D-2L No. 8002D6

感度  $5 \times 10^{-8}$  (A)  $6.9 \times 10^{-5}$  (V)

周期 2.3 (sec.)

電位差計: 島津製

最小目盛 0.1 mV

レンジ 0 ~ 1.6 V

標準電池: カドミウム標準電池

Type CSC No. 5475

種別 中性飽和

起電力 1.0183 V (20°C)

コンデンサ: 1000  $\mu$ F

電池: 乾電池 (1.5 V)

#### 4. 接点方法

従来の経験ではコイルばね方式が安定しているのでこれを用いて実験を行なつた。第4-1-4図にその詳細を示してある。(写真4-1-1)

#### 5. 計測位置

第4-1-5図に示すとおりで合計4点について計測した。計測点はすべて表面より5mm以内のところを計測するようにした。(写真4-1-2, 4-1-3)

#### 6. 使用ピストンクラウン

第4-1-5図に示すI型のものを使用した。

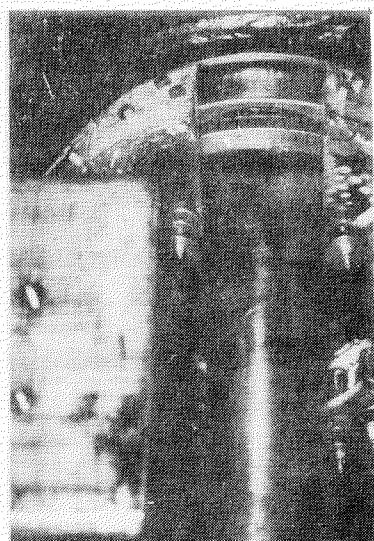


写真4-1-1 接点装着状態

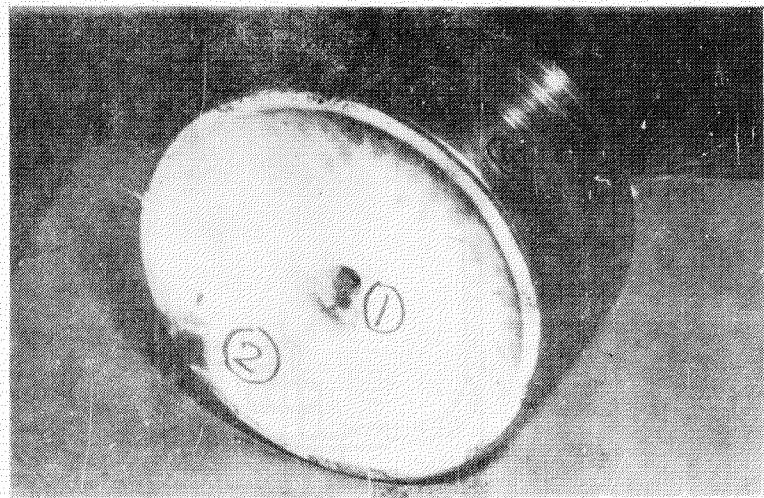


写真4-1-2 I型ピストン熱電対埋込位置

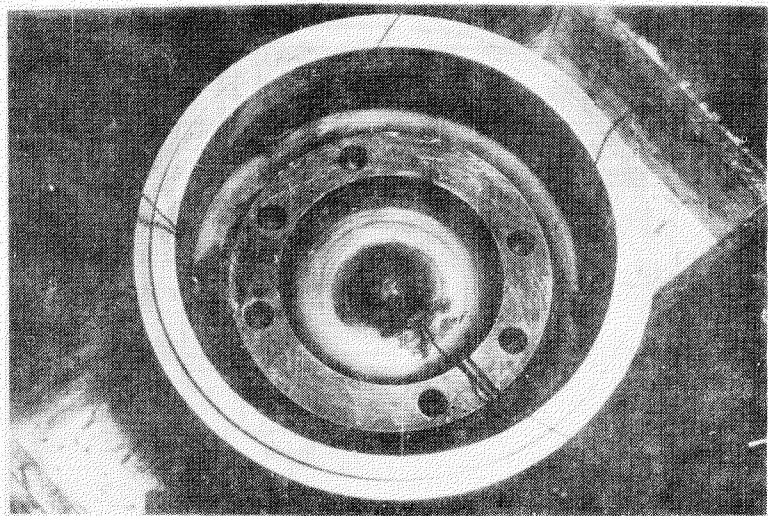
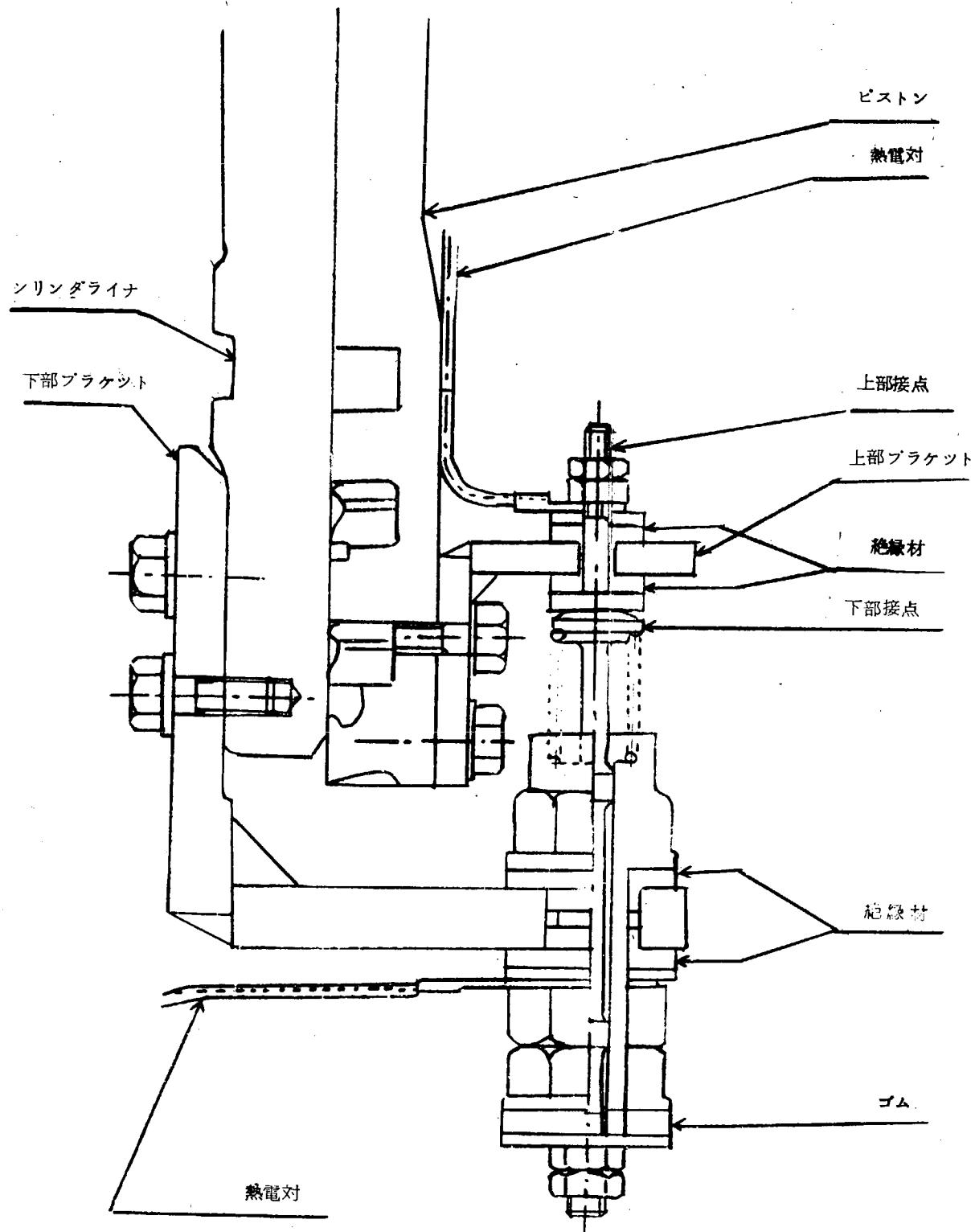
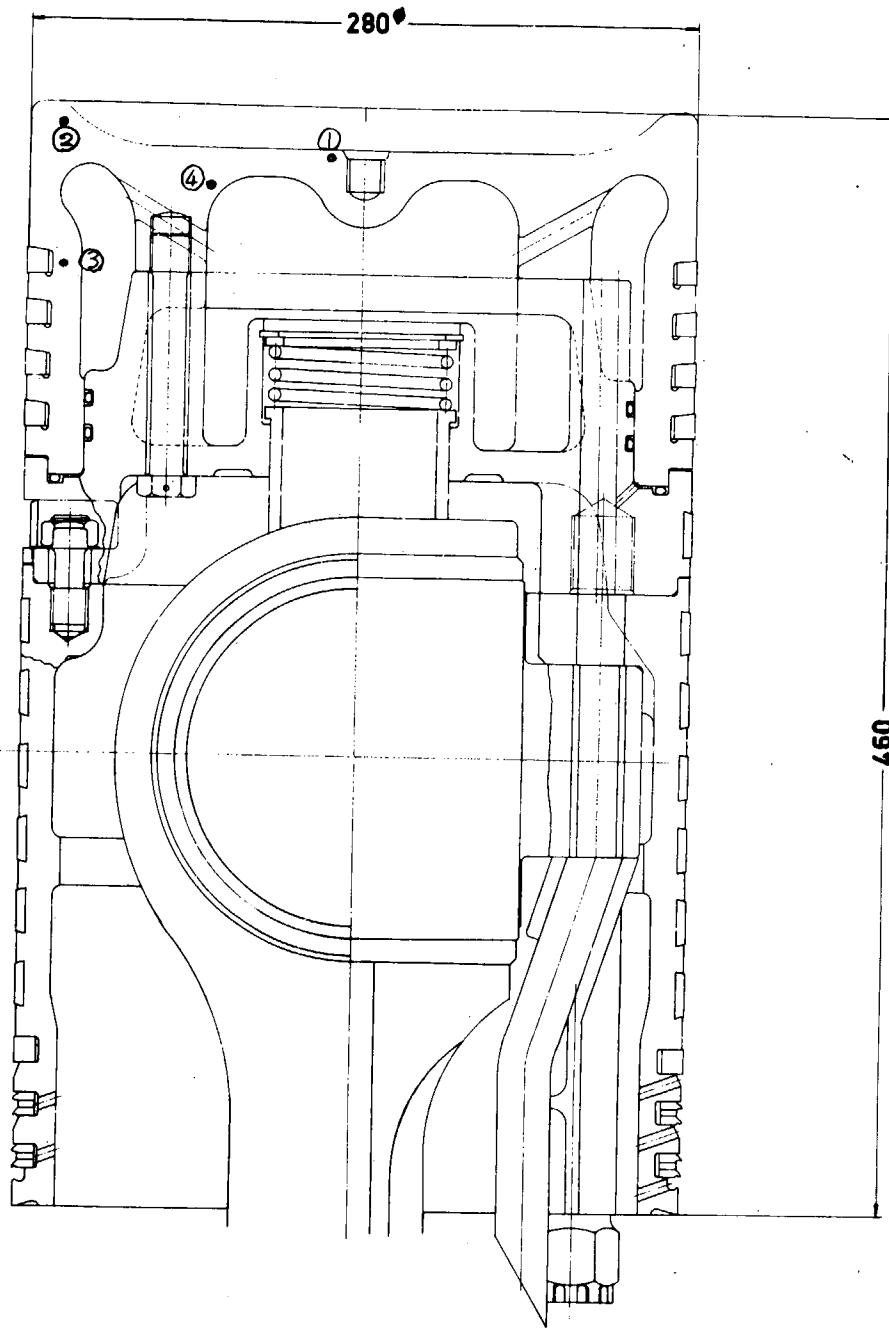


写真4-1-3 I型ピストン熱電対引出し位置



第 4-1-4 図



I型ピストンクラウン

第 4-1-5 図

(ii) リンク方式

接点方式では測定点の数がスペースの関係で制約をうけ、温度分布を求めるのに必要な計測点の数が十分とれないで新たにリンク方式による引出し法を用いて多点同時計測を行なう方法を検討し、予備試験の結果十分使用できる見通しを得たので、この方式を用いて実機ピストンクラウンについて温度分布計測を行なうこととした。

1. 使用熱電対

THERMOCOAX

第 4-1-3 表

種類	2ABA c05	2ABA c10
外径	0.5 mm	1.0 mm
素線外径	0.1 mm	0.2 mm
シース厚	0.06 mm	0.12 mm
抵抗(20°C)	140Ω/m	35 Ω/m
連続使用温度	800 °C	900 °C

2. 热電対埋込法

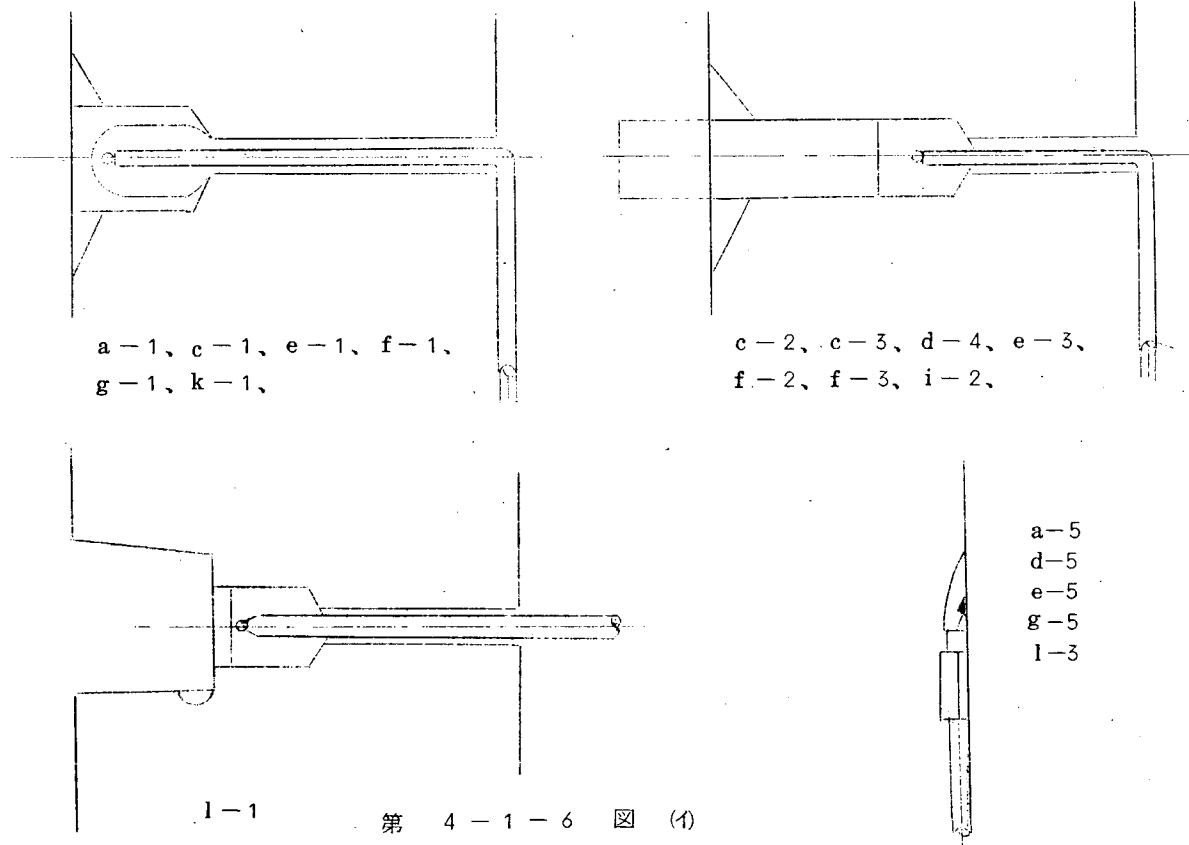
第4-1-6図に示す。(写真4-1-4)

3. 測定位置

第4-1-7, 4-1-8図に示す。

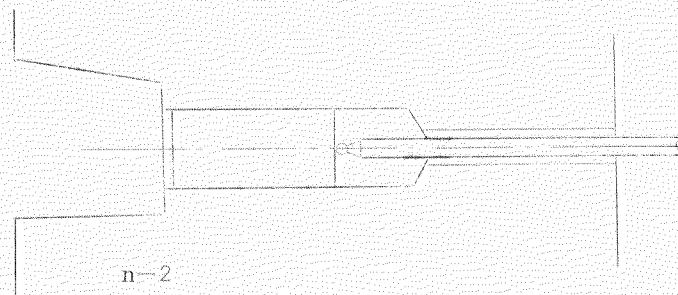
4. 使用ピストンクラウン

第4-1-7, 4-1-8図に示すI, II型のものを使用。

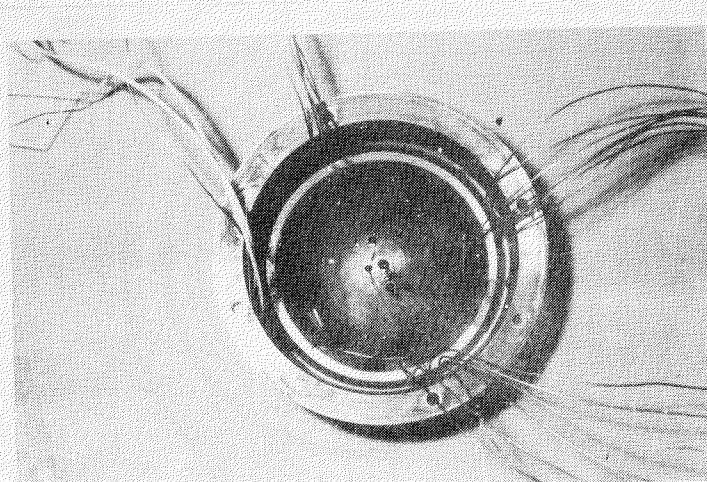


1-1

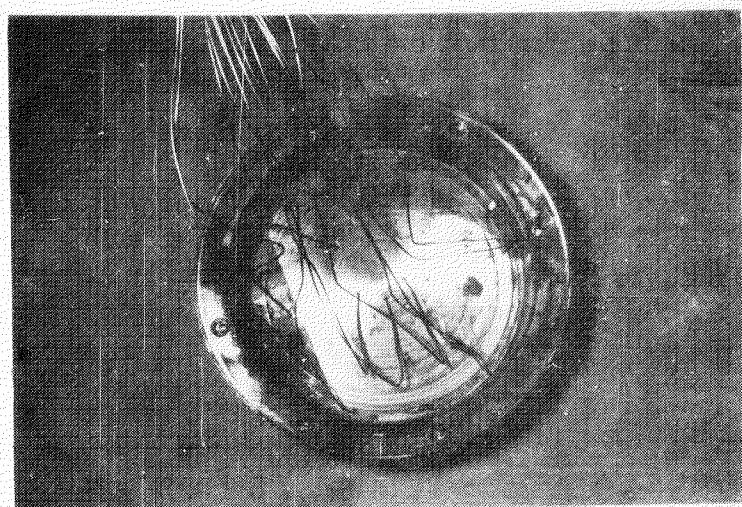
第 4-1-6 図 (1)



第 4-1-6 図 (口)

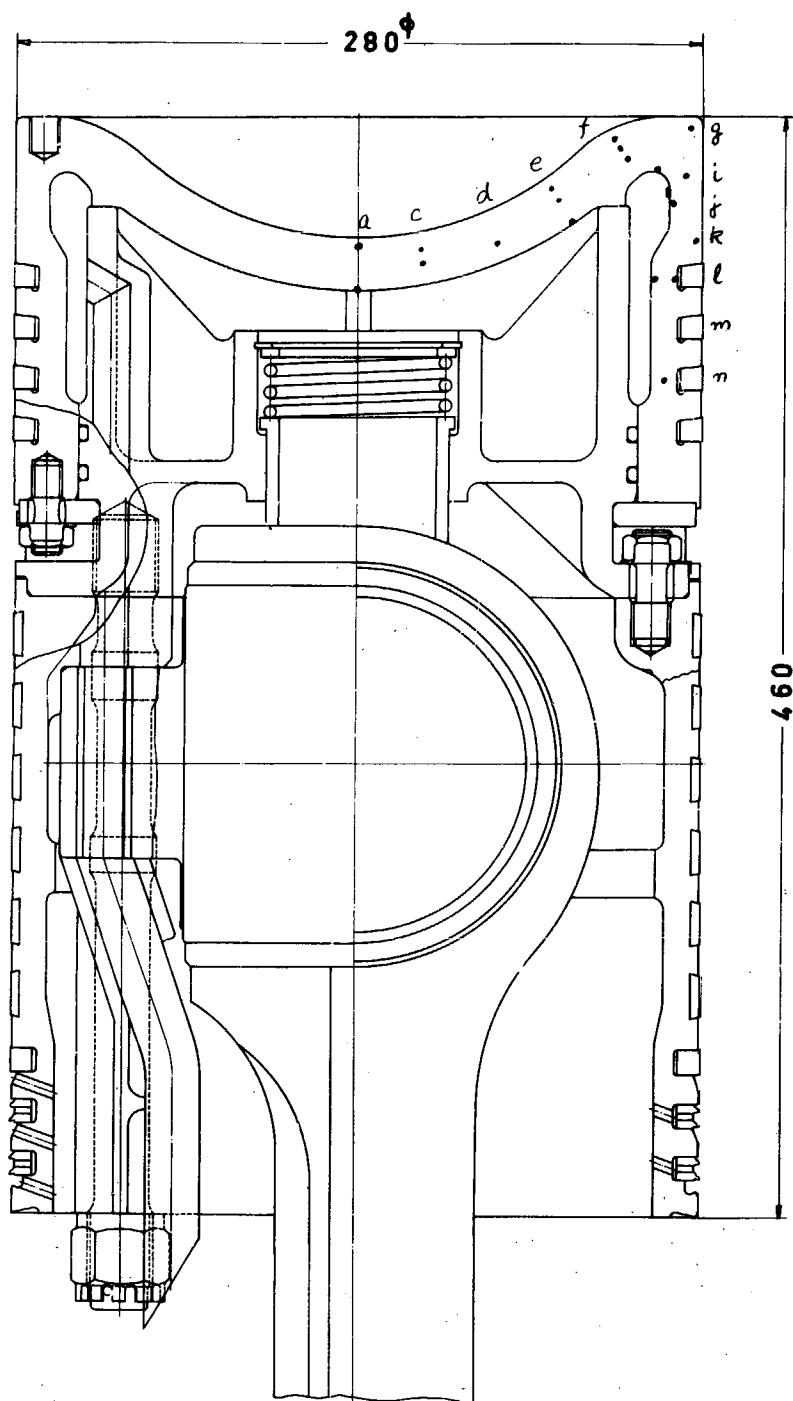


II型 ピストンクラウン



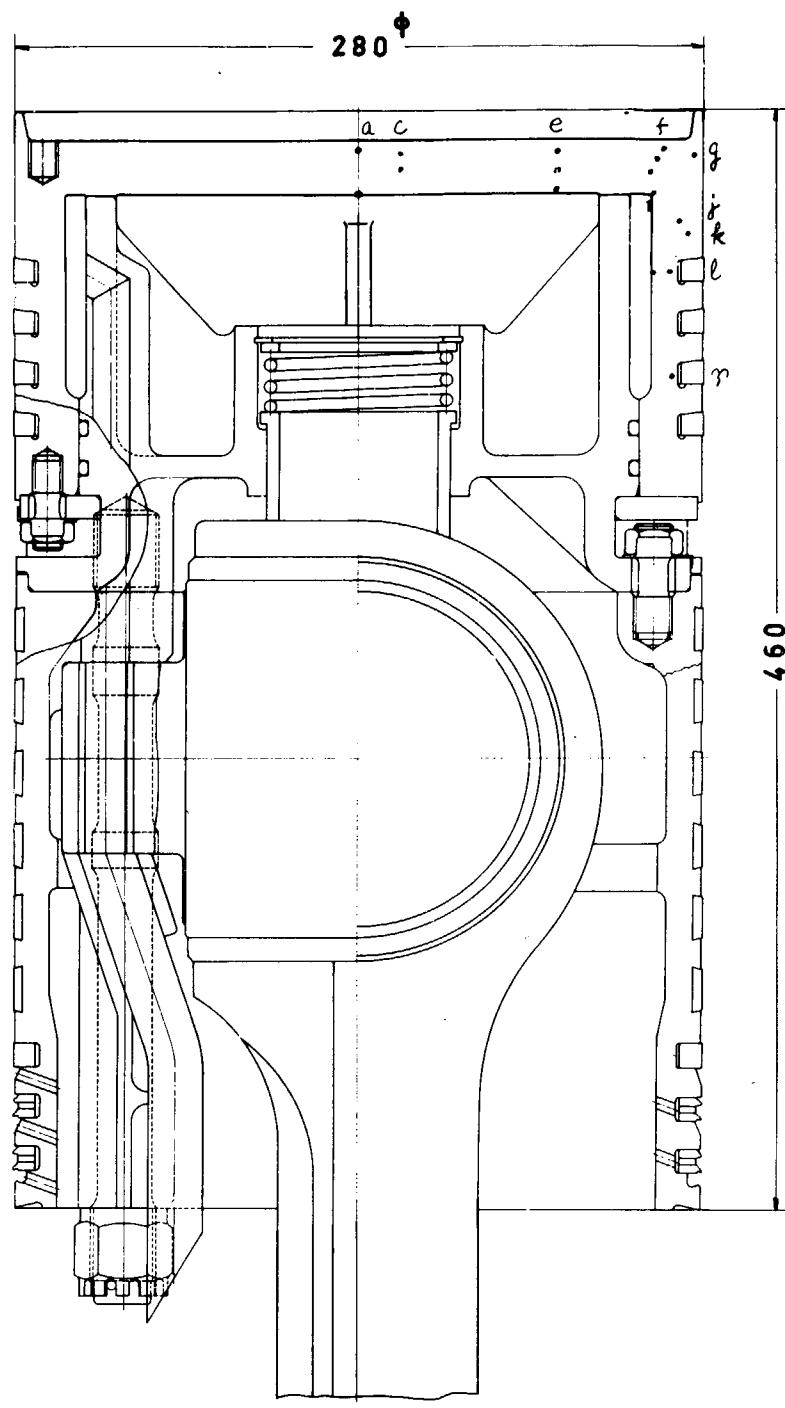
III型 ピストンクラウン

写 真 4-1-4



II型ピストンクラウン

第 4-1-7 図



皿型ピストンクラウン

第 4-1-8 図

## 5. リンク機構

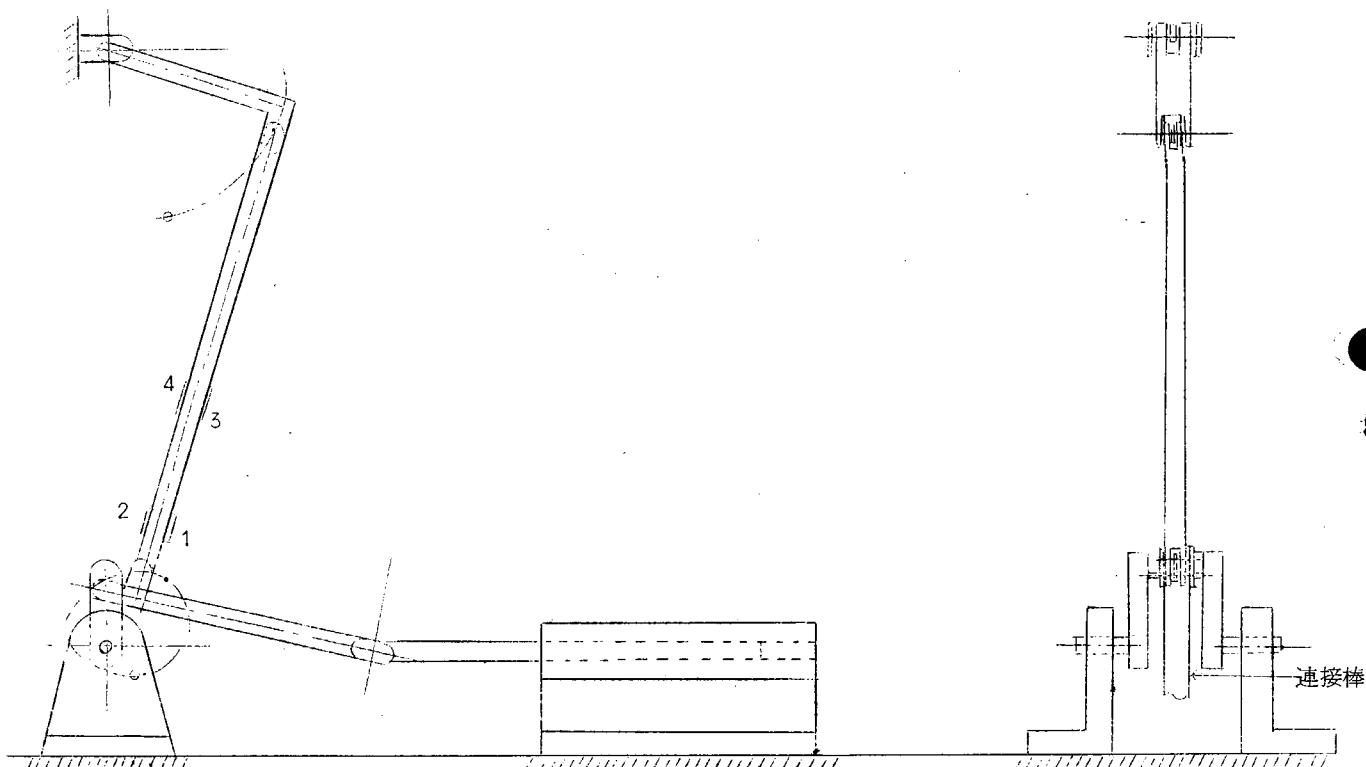
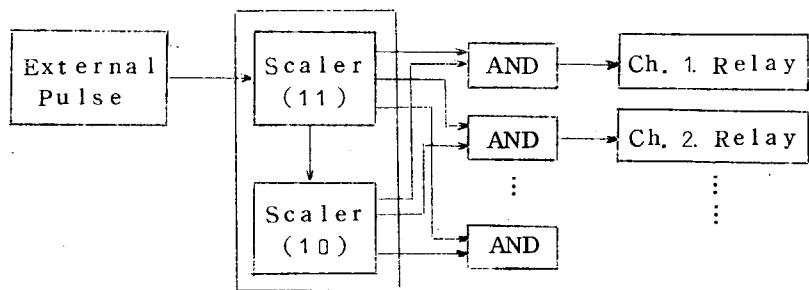
実際のテスト・エンジンでピストンクラウンの温度分布を計測する方法として連接棒の大端部にリンクを取り付け、このリンクを介して熱電対線をエンジン外部に引き出す方法を検討した。この方法によると接点がなくなるので、数多くの計測点が得られ、今回の計測目的のごとき過渡的状態での温度分布を精密に計測するには非常に有効と考えられる。

そこで、本計測に先立つて第4-1-9図のごとき実機の2.5分の1の模型を製作し、熱電対線の耐久試験およびリンクの強度試験を実施した。

実験装置の外観は、写真4-1-5, 4-1-6に示してある。

## 6. 記録方式

記録計は1点式のものを使用し、次の方によるScannerを用いて多点記録を行なつた。



第 4-1-9 図

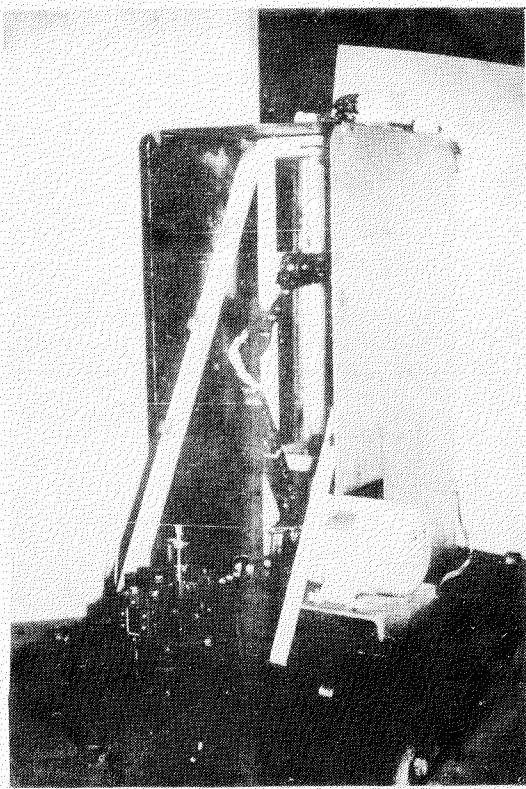


写真 4-1-5

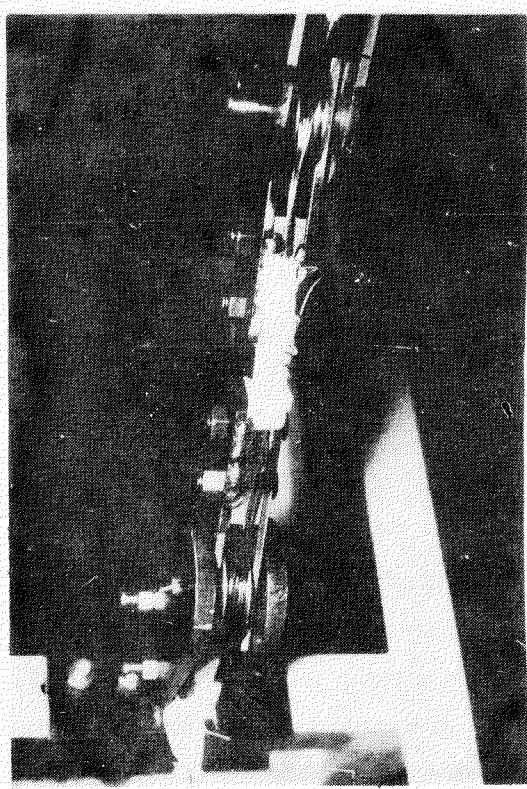


写真 4-1-6

(2) ピストンクラウンのひずみ計測

(a) 目的

次の目的のために過渡的状態におけるピストンクラウンコーナ部のひずみ計測を実施する。

1. ひずみの絶対値を直接知ること
2. 過渡的応答を知ること
3. 熱負荷と熱ひずみの関係を知ること
4. 爆発力による発生応力を知ること

(b) 測定方法

ピストンクラウンの裏側の応力集中部に高温ひずみゲージを貼りピストンスカート部にテレメータ装置を取り付けて過渡的運転状態でのひずみを計測した。

1. 使用ひずみゲージ

B L H 製 HT FREE-FILAMENT WIRE GAGES

Type HT-812-4B-S6 (温湿度補償型)

Gage Length 1/4"

Gage Width 3/32"

Gage Resistance 120 Ω ± 2.5 Ω

Gage Factor 2.2

C/A Thermocouple 付

Highest Temp recommended 600 °F

Temp. compensation +75 ~ 600 °F

## 2. Gage 接着法

Norton 社 Rokide Process による。これは、 $\text{Al}_2\text{O}_3$  粉末を専用の Spray Gun によって atomize し、これを金属表面につけることによつて電気的絶縁性および接着力強固な薄層が得られる。

本方法によるひずみゲージの接着作業については未経験なため次の予備試験後実施した。

### 1. 絶縁性試験

接着層の厚みと電気的絶縁度の関係

### 2. 接着性試験

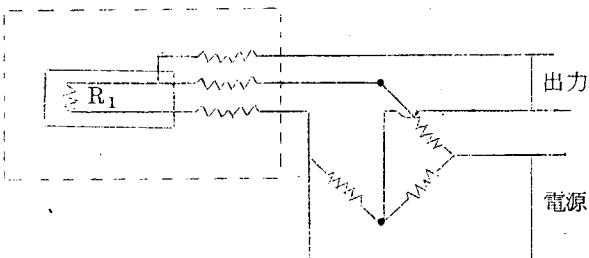
接着層の繰返し荷重に対する安定性

### (c) 測定回路

1 ゲージ 3 線結線方式を用いた。

ストレーン・メータ

I. E. C. 社製テレメータを使用した。

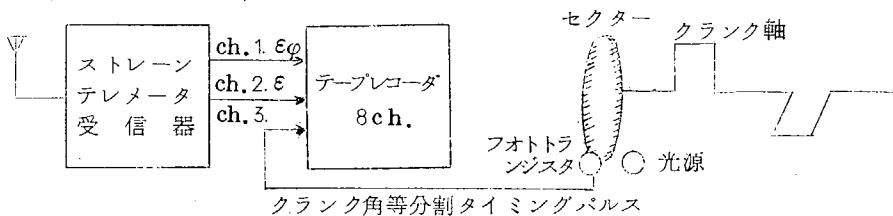


第 4-1-10 図

Model T-62AT Transmitter (-40~+175 °C) 2台 4 Arm Bridge 駆動 Static Dynamic Strain 測定用 FM/FM 送信器は Model R-64A 2台で大きさは  $1 \frac{3}{8}'' \phi$ ,  $3/4''$  length で1点2方向の主ひずみをそれぞれ測定した。

### (d) 記録方法

Honeywell 社製 Type 8100 8 チャンネル FM テープレコーダを用い、クラシク軸に取付けたセレクターにより軸回転の位相を示すパルスおよび機関サイクルをクラシク角度等分割でサンプリングするためのパルスとともにストレーンテレメータからの信号をおのおの別のチャンネルに同時記録した。



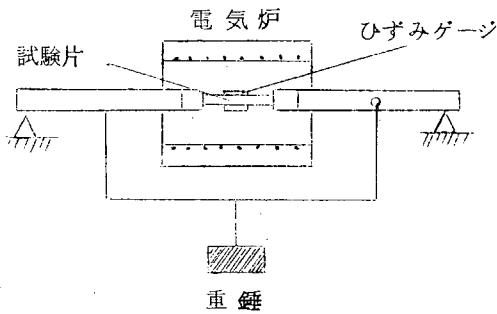
第 4-1-11 図

### (e) 高温用ゲージの温度特性

測定回路に述べたごとくひずみの測定は原理的には温度補償されるはずであるが、実際には材料の熱膨脹係数が設定値と異なることおよび高温における零点移動の問題があり、高温ゲージの確性試験を行なう必要がある。すなわち、

1. 零点補正の方法
2. ゲージ率の対温度特性
3. リート線の対温度影響
4. ヒステリシス特性

が考えられるが、今回の試験に際しては特に 1, 2 について検討し 3 はリート線を 3 線結線にすることによってその影響を除いた。4 については S-N 曲線についてではなく数回の繰返しに対する 1, 2 の変化について検討した。



第 4-1-12 図

## 1. 試験装置

### ・温度が定常な場合

第4-1-1-2図に試験機の略図を示す。荷重は4点曲げで負荷し加熱は電気炉で行なつた。

電気炉： 温度範囲 100~900°C

消費電力 1.4 kW

炉内温度分布  $\pm 2^\circ\text{C}$

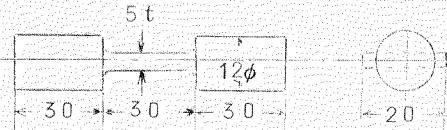
寸法 50φ×220

荷重装置： 支点距離 200

最大曲げ 800 kg-m

試験片： 材質 SS41

寸法 5×20×30



第4-1-13図

温度計測： アルメルクロメル熱電対

ストレーンメータ： SM-4 J

試験装置の外観を写真4-1-7、試験片とゲージ貼付状態を写真4-1-8に示した。

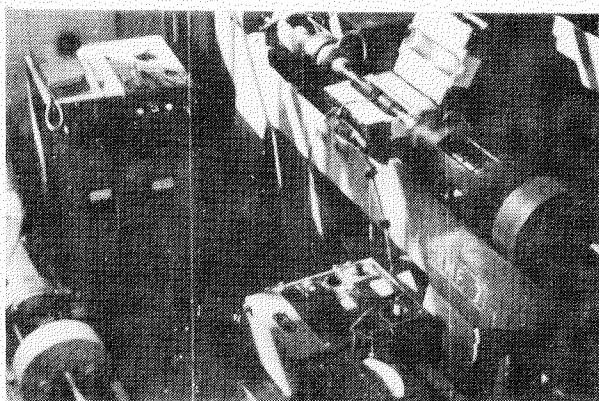


写真4-1-7

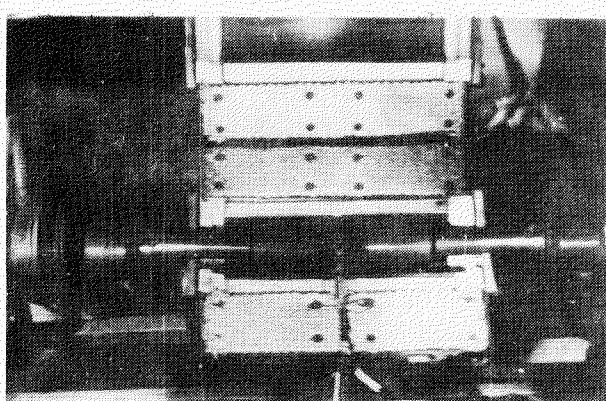


写真4-1-8

### ・供試ゲージ

本実験は国産KA-10-Alaについて検討した。このゲージの仕様は次のとおりである。

抵抗値 約120Ω

ゲージ率 約2.0

ゲージ長 10mm

素線の成分 Cu 60% Ni 40%

素線の径 2.5μ

線膨脹係数  $1.52 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$

ベース材 アスペスト主成分

使用温度限界 400°C

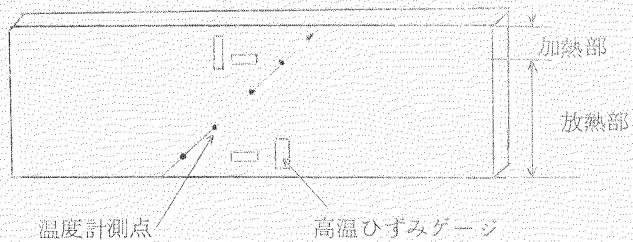
接着剤はシリコン系のMC-8を用いた。ストレーンメータまでのリード線は0.6μのコンスタンタン線を用いた。接着方法はメーカーの仕様とおりに行なつた。

### ・温度が非定常な場合

非定常での試験をする場合の試験片とひずみゲージ温度測定点の取扱いを第4-1-14図に示す。

加熱方法はプロパンバーナーを用い一方を加熱し他端は空气中に放熱した。

また試験片はSS41を用い、温度測定はアルメルクロメル熱電対を使用した。記録計の配置を写真4-1-9、試験片とゲージ、熱電対端子の取付状態を写真4-1-10に示した。



第4-1-14図

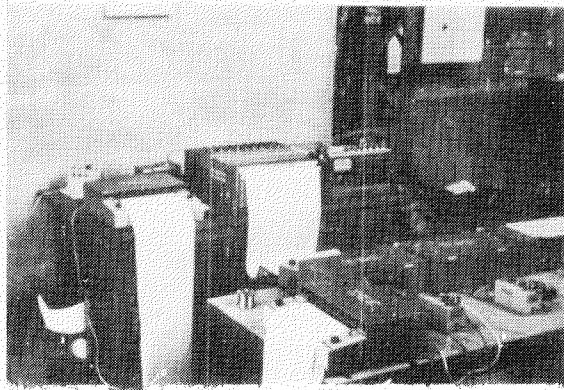


写真4-1-9

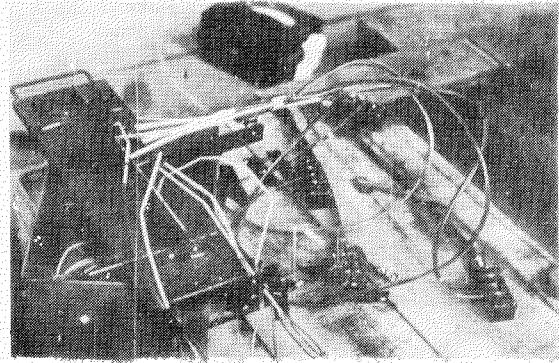


写真4-1-10

## 2. 試験方法

高温ひずみを計測する場合には一般にリード線も高温になりリード線の温度差による抵抗変化は無視できない。この抵抗変化を除くため結線方式はすべて3線方式を採用した。また今回の実験では零点移動量(温度変化のみに基づくゲージの見掛けひずみ量)を検定するために1ゲージ3線方式を用い、また同一ロット番号のゲージの零点移動量はほぼ同一であることから2ゲージ3線方式を採用して両ゲージの零点移動量を消去し、実ひずみのみを計測する方法も検討した。

### ・1ゲージ3線結線方式

$R_1$  : アクティブゲージの抵抗

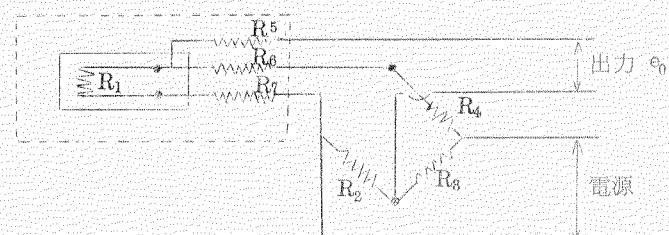
$R_2$  : ブリッジボンクスの抵抗

$R_3$  : "

$R_4$  : ダミーゲージの抵抗

$R_5$  : リード線の抵抗

$\Delta R$  : 抵抗変化分



第4-1-15図

$$e_0 = m \left( \frac{\Delta R_1 + \Delta R_7}{R_1 + R_7} - \frac{\Delta R_6}{R_4 + R_6} \right)$$

$$R_4 = R_1, \quad \Delta R_7 = \Delta R_6$$

$$R_6 = R_7, \quad R_1 \gg R_6$$

$$e_0 = m \cdot \frac{\Delta R_1}{R_1} \quad \dots \dots \dots \dots \quad (4-1-1)$$

すなわち、リード線の抵抗変化は消去できるので、 $e_0$  は応力によるものと零点移動量の和となる。

• 2 ゲージ 3 線結線方式

$R_2$  : コンペニセイトゲージの抵抗

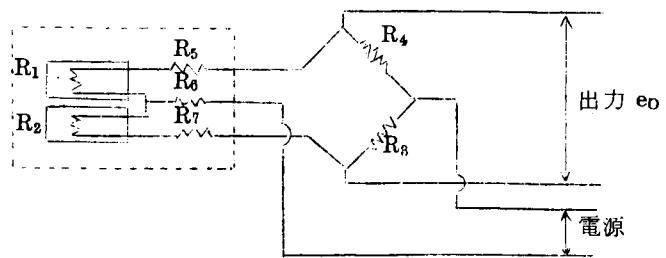
他は 1 ゲージ法の場合と同じ

$$e_0 = m \cdot \left( \frac{\Delta R_1 + \Delta R_5}{R_1 + R_5} - \frac{\Delta R_2 + \Delta R_7}{R_2 + R_7} \right)$$

$\Delta R_5 = \Delta R_7$  (リード線長を一定にする)

$$R_5 = R_7$$

$$R_1 = R_2 \gg R_5 = R_7$$

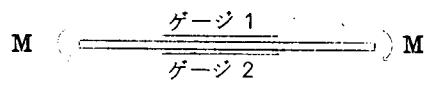


第 4-1-16 図

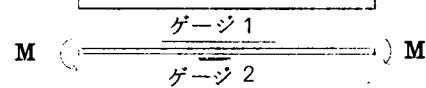
$$e_0 = m \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} \right) \dots \dots \dots \quad (4-1-2)$$

$$\Delta R_1 = \Delta R_{11} + \Delta R_{12}$$

$$\Delta R_2 = \Delta R_{21} + \Delta R_{22}$$

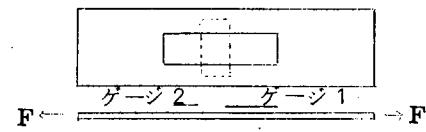


$$\frac{\Delta R_{21}}{R_2} = - \frac{\Delta R_{11}}{R_1}$$



$$\frac{\Delta R_{21}}{R_2} = \nu \frac{\Delta R_{11}}{R_1}$$

$\nu$  : ポアソン比



$$\frac{\Delta R_{21}}{R_2} = - \nu \frac{\Delta R_{11}}{R_1}$$

第 4-1-17 図

$$\Delta R_{12} = \Delta R_{22}$$

$\Delta R_{11}, \Delta R_{21}$  : 応力による抵抗変化分

$\Delta R_{12}, \Delta R_{22}$  : ゲージの零点移動量による変化分

ゆえにゲージ 1、ゲージ 2 の応力比のわかつてゐる場合は、2 ゲージ 3 線結線方式でリード線と零点移動による見掛けひずみは消去できる。

(3) その他の計測

(a) 燃焼室圧力

デジタル測定法による機関サイクル計算の簡易化に着目して、ピストンクラウン熱負荷の検討をするために、指圧線図、Work done/Cycle, Max. Pressure, Mean Pressure, Cycle Temperature 等の諸量を正確に知ることのできる方法として、Type PE-100KE 水冷式ひずみゲージ式圧力ピックアップを使用し、記録はピストンクラウンのひずみ測定と同様の方法によつて、8 チャンネルテープレコーダに他の諸量と同時記録した。

(b) シリンダライナ温度

ピストンクラウンの温度分布計測と同様の方法で計測し連続記録した。

(c) シリンダカバー

ピストンクラウンの温度分布計測と同様の方法で計測し、連続記録した。

(d) 掃排気系統の圧力および温度計測

圧力ピックアップとして

掃気室 P D H - 2 K A

排気管 P E - 3 0 K E

を用い、温度計測には 2 A B A c 1 0 を使用した。

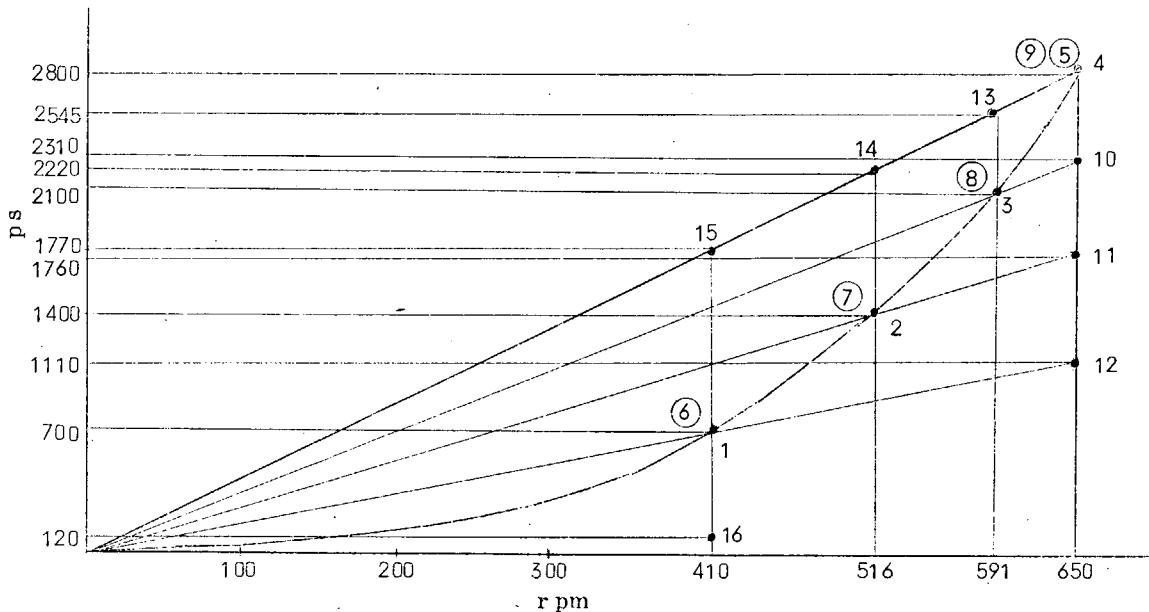
(e) そ の 他

ピストン、ライナ、カバー等の冷却流量、入口、出口温度の測定および機関運転状態に関する諸量の測定を次項で述べる方法で計測を行なつた。

(4) 機関の運転条件

第 4-1-4 表および第 4-1-18 図に機関の運転条件を示した。計測は機関整定時および過渡的状態の全運転時間を通じて連続して行なつた。この場合の整定時とはハンドルノッチ、水制動機および機関回転数が所定の値になつたことを意味しており、潤滑油、冷却水の温度等を含めた諸量が厳密に平衡に達していることを必ずしも意味しない。

Load up および Load down は機関に支障のない限りすみやかに行なつて過渡的状態を計測した。



第 4-1-18 図

機 関 仕 様

型 式： 2 サイクル単動無氣噴射式 トランク形高過給ディーゼル機関

シリンダ径： 280 mm

ストローク： 380 mm

定格回転数： 650 r pm

定格出力： 2800 ps

定格時 Pe : 10.3 kg/cm<sup>2</sup>

冷却方式： ピストン油冷、ライナ、カバー水冷

掃気方式： ユニフロー

## 機 関 の 運 転 条 件

## 第 4-1-4 表

No.	W × N	運転時間 (起動 0.00)	備 考	
1	1/4 × 1/4	0.40	3.41 kg × 410 rpm	
2	2/4 × 2/4	1.10	5.42 × 516	
3	3/4 × 3/4	1.40	7.11 × 591	プロペラ法則
4	4/4 × 4/4	2.00	8.62 × 650	
5	4/4 × 4/4 → 0	2.00	急 停 止	
6	0 → 1/4 × 1/4 → 0	3.10	起動及び急停止	
7	0 → 2/4 × 2/4 → 0	3.20	"	過 渡 運 転
8	0 → 3/4 × 3/4 → 0	3.30	"	
9	0 → 4/4 × 4/4	3.50	起 動	
10	3/4 × 4/4	3.55	7.11 × 650	
11	2/4 × 4/4	4.00	5.42 × 650	回 転 数 一 定
12	1/4 × 4/4	4.10	3.41 × 650	
13	4/4 × 3/4	4.20	8.62 × 591	
14	4/4 × 2/4	4.30	8.62 × 516	Pe 一 定
15	4/4 × 1/4	4.40	8.62 × 410	
16	0 × 1/4	4.50	0 × 410	無 負 荷

## (5) 計 測 項 目

## (a) 自動記録する計測

## 1. 溫 度

ピストンクラウン	17点
頂 板	11
側 面	6
シリンダライナ	5
シリンダカバー	9
ピストン冷却油入口	1
" 出口	1
排 気 管	8
氣 温	1

## 2. 圧 力

燃 然 室	1
掃 気 室	1
排 気 管	1

## 3. ひ づ み

ピストンクラウン裏面1点2素子

## 4. クランク軸位置

(b) 実験条件の計測

- |                   |                  |
|-------------------|------------------|
| 1. 計測時刻           | 11. 掃気室内空気温度     |
| 2. 機関回転数          | 12. 掃気室内空気圧力     |
| 3. 水制動機負荷         | 13. 燃料消費量        |
| 4. ハンドルノッチ        | 14. 潤滑油機関入口、出口温度 |
| 5. 燃料ポンプマーク       | 15. 清水 " "       |
| 6. 排気ガス温度(シリンダ出口) | 16. 潤滑油機関入口圧力    |
| 7. シリンダ内最高圧力      | 17. 清水 " "       |
| 8. 過給機回転数         | 18. 潤滑油流量        |
| 9. 排気管内ガス圧力       | 19. 清水流量         |
| 10. 過給機風量         |                  |

(c) 使用計器類

- |                |    |                  |    |
|----------------|----|------------------|----|
| 1. 自動平衡型温度記録装置 | 5台 | 4. 多チャンネルテープレコーダ | 1台 |
| 2. ひずみ測定装置     | 1台 | 5. 電磁オシログラフ装置    | 1台 |
| 3. テレメータ装置     | 2台 | 6. 走査器           | 1台 |

実験装置および計測装置の外観写真を、写真4-1-11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22に示す。

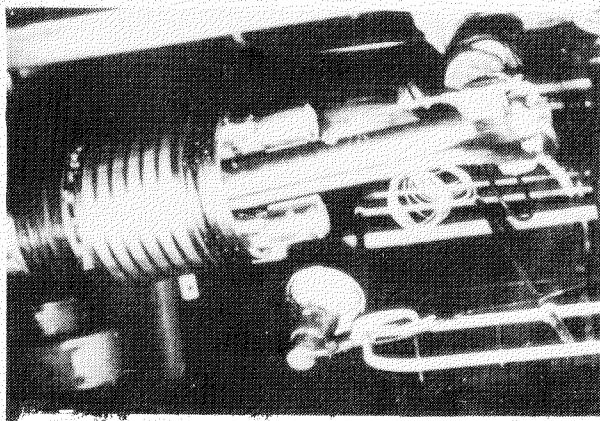


写真4-1-11

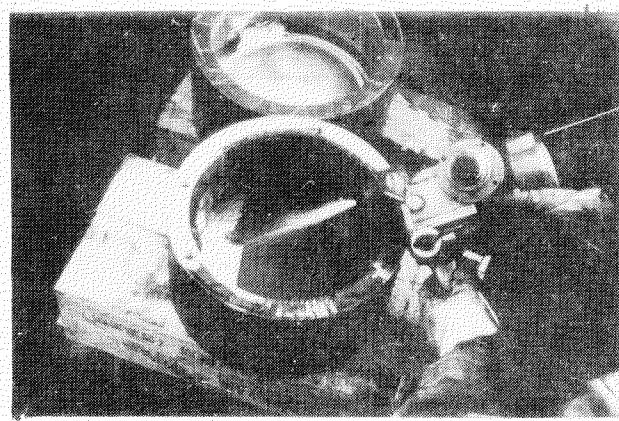


写真4-1-12

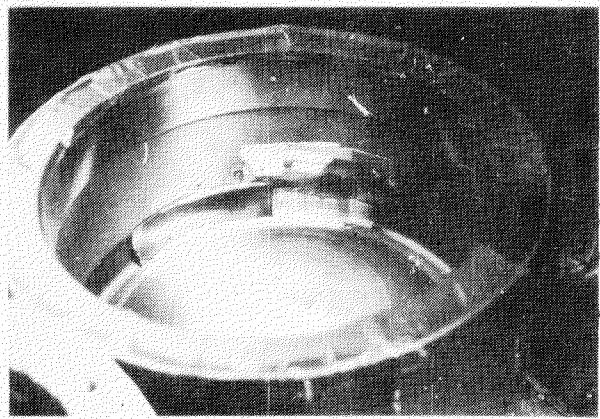


写真4-1-13

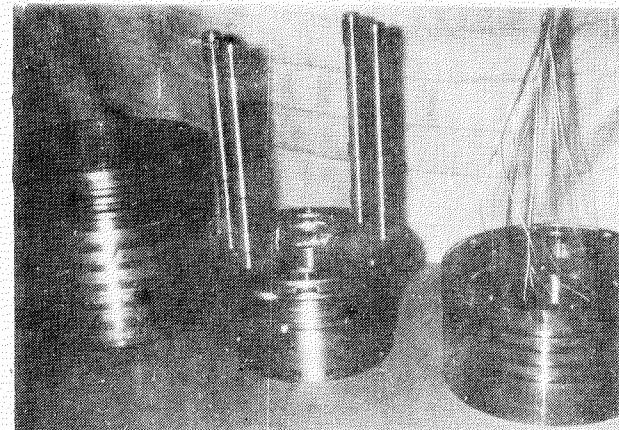


写真4-1-14

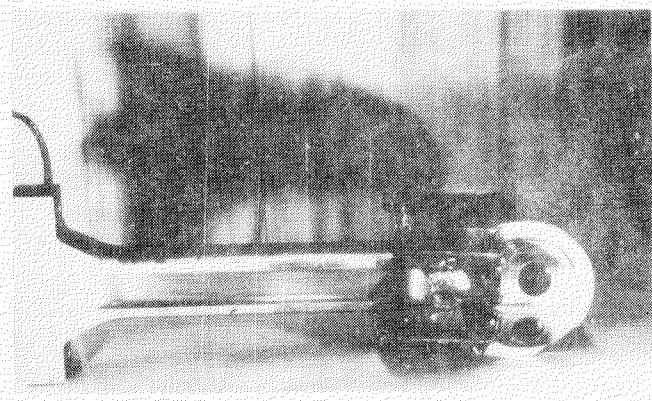


写真 4-1-15

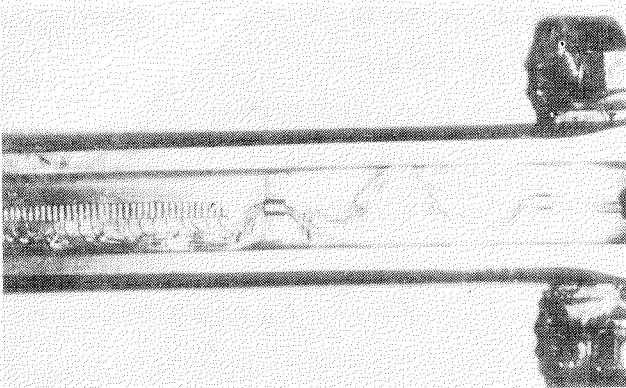


写真 4-1-16

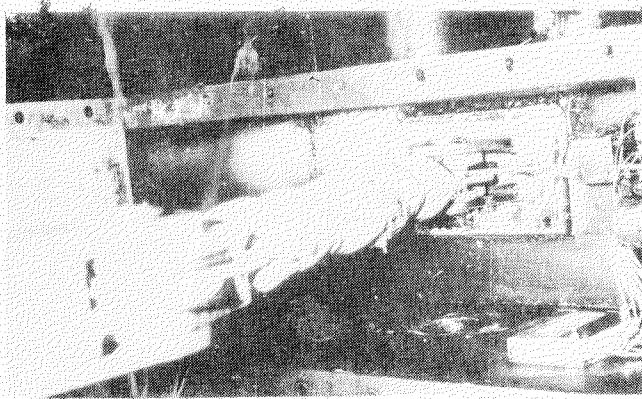


写真 4-1-17

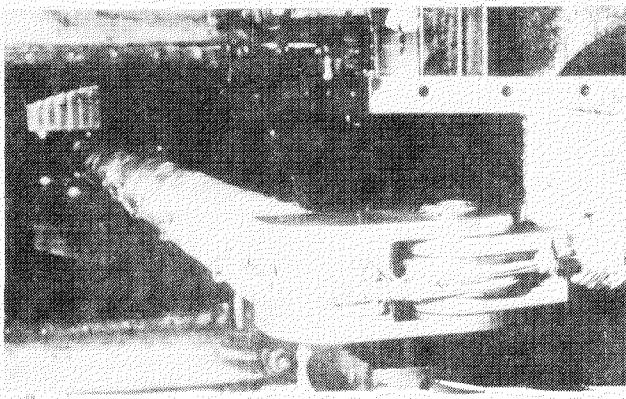


写真 4-1-18

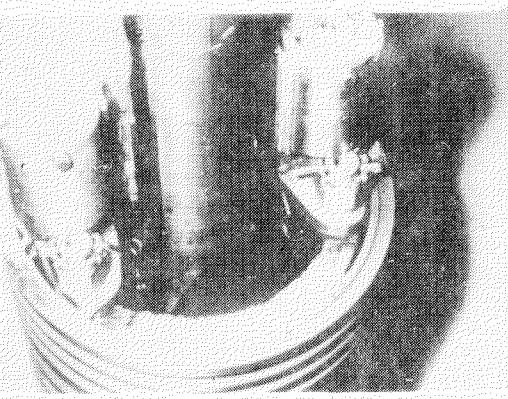


写真 4-1-19

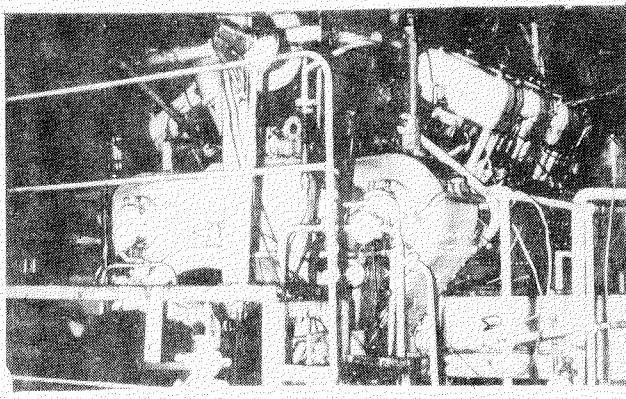


写真 4-1-20

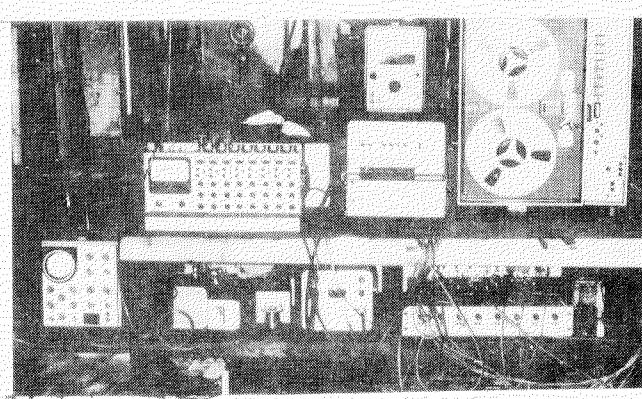


写真 4-1-21

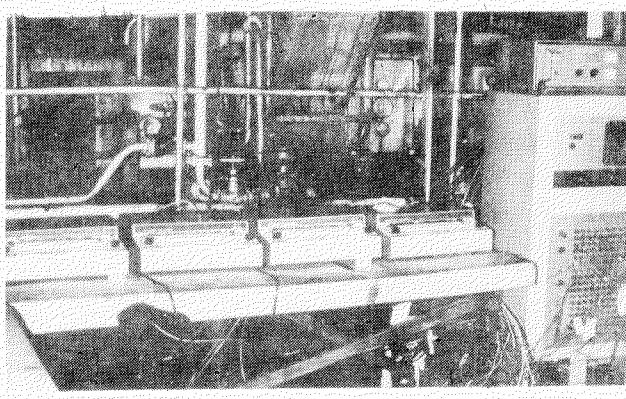


写真 4-1-22

#### 4.1.3 実験結果

##### (1) 予備試験結果

###### (a) リンク方式性能試験結果

###### (i) 引出線耐久試験

- PVF電線(0.5φ, 10本)を用い積算運転時間320分( $1.5 \times 10^5$ 回)でテストしたが異常はなかつた。
- アルメルークロメル熱電対線(シース径1φ, 1本)を用い積算運転時間420分( $2 \times 10^5$ 回)でテストしたが異常はなかつた。

###### (ii) リンクアーム強度試験

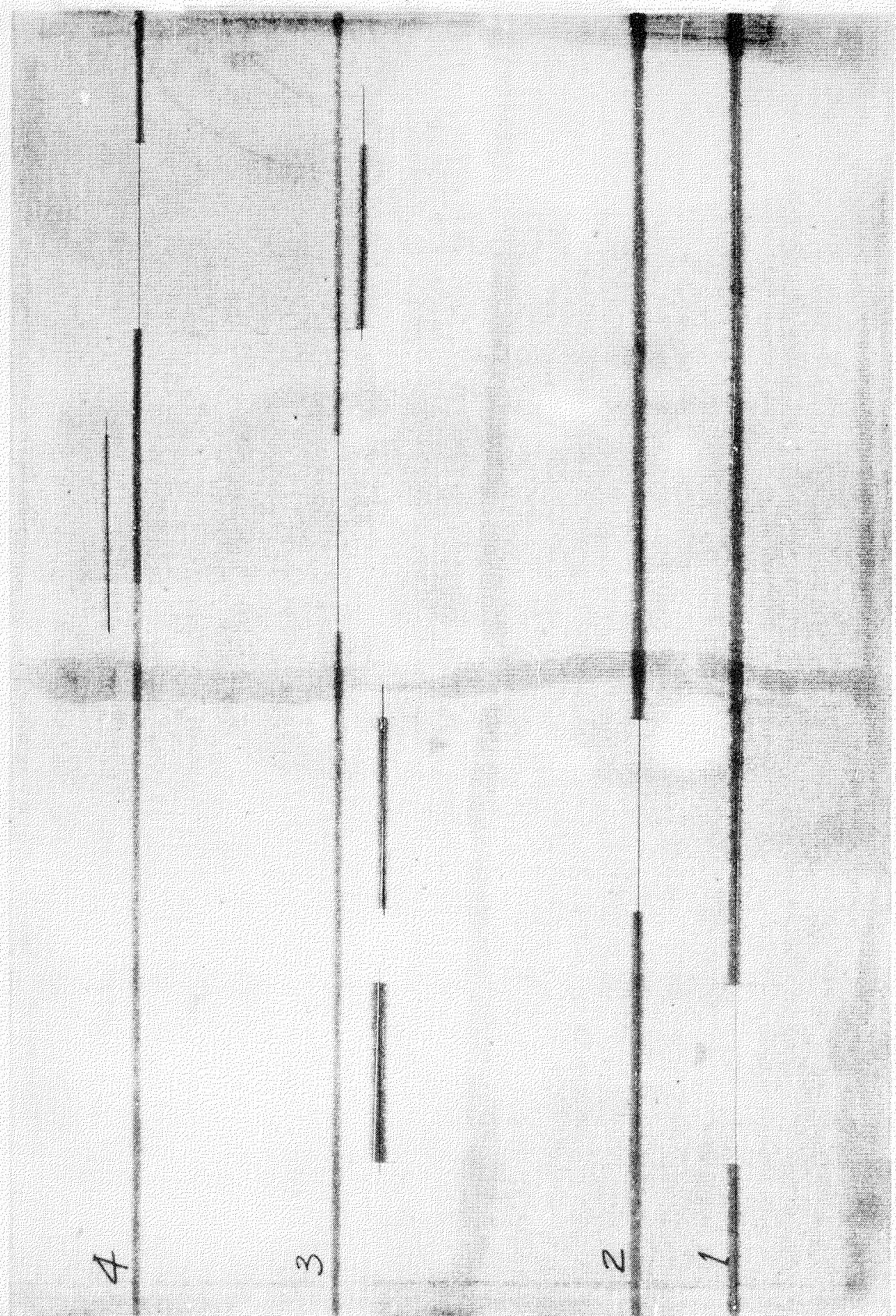
第4-1-9図の計測点についてPeak to Peakの値を求めた値を第4-1-5表に示した。また、各点の記録を第4-1-19、20、21図に示した。

第4-1-5表

計測点	記録計フレ(μm)	係数( $10^{-6}/\mu m$ )	応力(Kg/mm <sup>2</sup> )
1	18.0	100/61.5	0.62
2	12.0	100/44.0	0.57
3	22.5	100/39.8	1.19
4	25.0	100/38.6	1.36

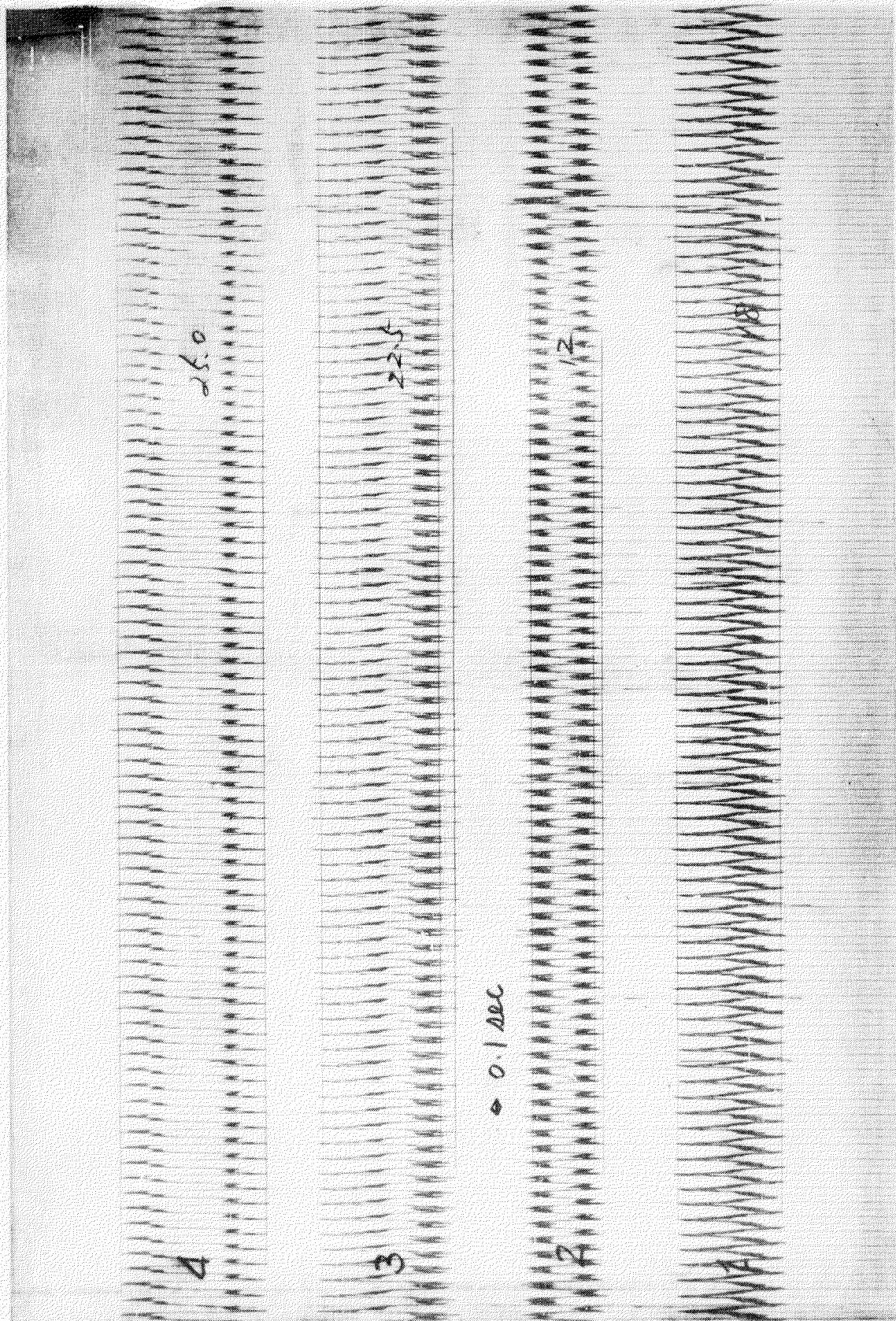
測定値はいずれも小さく使用上問題ないことがわかつた。

Calibration ( $\epsilon = 100 \times 10^{-6}$ )



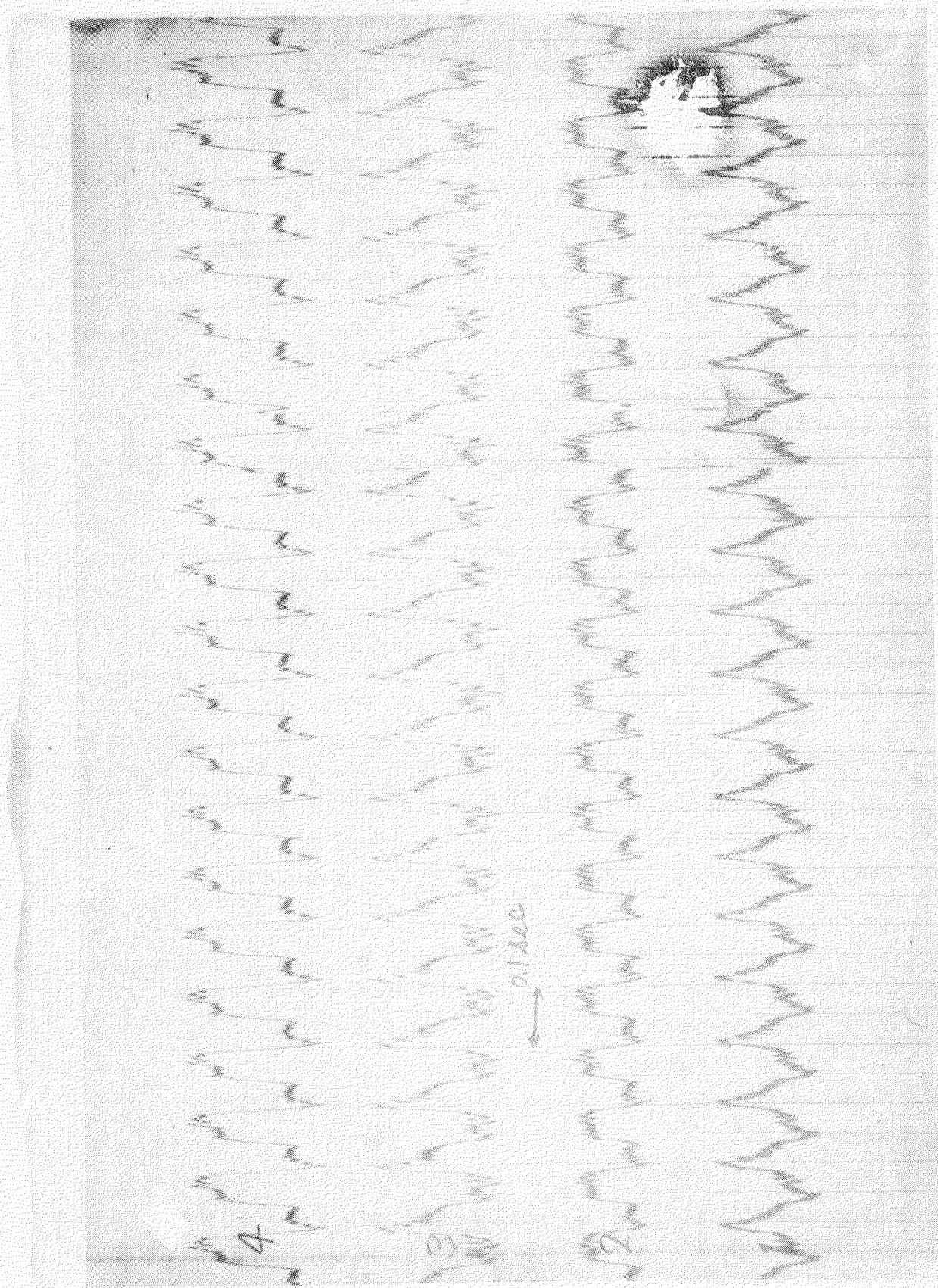
第 4-1-19 図

Data I



第 4-1-20 国

Data II



第 4-1-21 図

(b) 高温用ひずみゲージ温度特性試験結果

(i) 零点移動量および抵抗温度係数

・定常温度分布の場合

一般に見掛けのひずみは次式で表わされる。

$$\begin{aligned}\epsilon_{app} &= F(T) + \frac{K}{K_0} \cdot \epsilon \\ &= \left[ \frac{\alpha_R - \alpha_g}{K_0} + \frac{K}{K_0} (\alpha_m - \alpha_g) \Delta T \right] + \frac{K}{K_0} \epsilon \dots \dots \dots\end{aligned}$$

ただし、

$\Delta T$  : 温度差 °C

$\epsilon_{app}$  : ゲージ出力直接の見掛けひずみ

$\epsilon$  : 試料金属の応力に基づくひずみ

$K_0$  : 常温におけるゲージ率

$K$  : 測定温度におけるゲージ率

$\alpha_R$  : ゲージ線の抵抗温度係数 (1/°C)

$\alpha_g$  : ゲージ線の線膨脹係数 (1/°C)

$\alpha_m$  : 試料金属の線膨脹係数 (1/°C)

ここで  $F(T)$  はゲージを試験片に貼ったときの零点移動量を表わしている。

また、ゲージを試験片に貼らずゲージのみ加熱したときの見掛けひずみ  $\epsilon_{appo}$  は理論になる。

$$\epsilon_{appo} = \left[ \frac{\alpha_R - \alpha_g}{K_0} \right] \cdot \Delta T \dots \dots \dots \quad (4-$$

このゲージのみの見掛けひずみ対温度履歴曲線を3種のロット番号のゲージ(MTゲージ)ものを第4-1-22図、第4-1-23図、第4-1-24図に示す。このときの結線図に示すとおりである。ダミーゲージはアクティプゲージと同一ロット番号の同一ケースにした。

図より同一ゲージ(MT-22)でもロット番号の差違により見掛けひずみの傾向は全くなることがわかる。また第4-1-22図より同一ロット番号は同じ傾向を示すことがわかる。

また、第2回目の加熱時に示す曲線以後の曲線は常温におけるひずみ量を合わせればほと乗ることがわかる。この傾向はゲージを試験片に貼付した場合にもいえる。

第4-1-25図に2個のゲージを試験片の内面に貼付した場合の第1回目加熱冷却時の動量差を示す。

同一ロット番号でも第1回目加熱冷却時には最大  $600 \mu$  程度の差があることがわかる。

第4-1-26図に第4-1-25図と同一な方法で第1回目から第4回目までの加熱時示す。冷却時も同じ傾向である。図より第2回目以降の履歴においては同一ロット番号のゲージは最大  $150 \mu$  程度になる。

この傾向の一般性を検討するため数個の実験を重ねた。これを第4-1-27図に示す。第4-1-22図～第4-1-27図に示した  $\epsilon_{appo}-T$ 、 $F(T)-T$ 、 $\Delta F(T)-T$  曲線  $\alpha_R$ 、 $\alpha_g$ 、 $\alpha_m$ 、 $K$  の値が温度の関数になつていていることを示している。

$\alpha_g$ ,  $\alpha_m$ , K はほぼ温度に独立なパラメータと仮定できる。したがつて抵抗温度係数  $\alpha_R$  がロット番号により異なりまた温度に大きく依存していることが想像できる。

第4-1-22図、第4-1-23図、第4-1-24図の見掛けひずみ-温度曲線の第2回目加熱冷却以後の値より  $\alpha_R$  を(4-1-4)式より算出しそれを第4-1-28図、第4-1-29図に示す。

ロット番号の違いにより  $\alpha_R$  の取る範囲が全く異なつたものになることがわかる。

以上の関係からゲージのみ加熱冷却することにより  $\alpha_R - T$  曲線を得てこれから任意の材質の被測定物へ貼付したときのゲージ零点移動量  $F(T)$  を求めることができると都合がよい。

いま第4-1-29図に示す KA-10-A1a-009-013 のゲージの  $\alpha_R$  を用いて SS41 ( $\alpha_m = 1.2 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$ ) 材の被測定物へこのゲージを貼付したときの零点移動量-温度曲線を第4-1-30図に示す。図中破線で示した測定データは第4-1-24図に示すものである。200°C近辺までの値はよく一致している。同様な方法で被測定物が SUS32 の場合について行なつた実験結果を第4-1-31図に示す。

図に示すように推定値と実測値に非常に大きな差が出ている。この原因については考察に述べているようにゲージベースと試験片との接着剤の影響によると思われる。

第4-1-30、31図の結果から、ゲージベースと母材とは完全に接着しているとの仮定に成立している(4-1-3)式を用いて、ゲージを母材に貼らず単独に加熱冷却し、その見掛けひずみから任意の母材に接着したゲージの零点移動量を求めることはできないことがわかる。

#### • 非定常温度分布の場合

前の結果より零点移動量は  $\alpha_R$  の温度依存性、ゲージベースと試験片との接着性、ゲージ素線とベースとの接着性、ゲージ素線の高温酸化による抵抗変化、加えてゲージ個々のバラツキ等その合成に依存するものと思われる。

これらの因子は温度絶対値によるものと、温度の絶対値と温度上昇速度に依存するものに分けられると思われる。

後者の因子に注目すると非定常温度分布時の零点移動量は定常時のそれとは当然異なつてくるものと想像できる。ここでは次に示す二つの場合について検討した。

単独熱応力状態にある板にアクティブ、ダミーのゲージを直角に貼ることにより、零点移動量を消去することができる。

また熱応力によるひずみは板の場合次式によつて示される。

$$\epsilon = -\alpha T + \frac{1}{2C} \int_{-c}^c \alpha T dy + \frac{3y}{2C^3} \int \alpha T y dy \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \quad (4-1-5)$$

ここで、

$\epsilon$  : 热応力によるひずみ

$2C$  : 板幅

(4-1-5)式の計算値とゲージの読みとの比較をするために第4-1-12図、第4-1-13図、第4-1-14図の要領で実験を行なつた。

時間、温度分布の図を第4-1-32図に示す。

第4-1-32図の温度分布を用い(4-1-5)式から  $\epsilon$  を計算し2ゲージ3結線のゲージから読んだひずみとの比較を第4-1-33図に示す。

図中 0 ~ 60 sec の間の実験値と計算値の差が大きい。また高温側でその傾向は著しい。この原因として次に示す二つの事柄が考えられる。第1に第4-1-32図より推察できるようにその間での板のひずみ分布

の勾配が大きくゲージの読みはゲージ長さ間の積分平均値を示していて点のひずみとはかなり異なつたもので

第2にこの間での温度上昇速度が比較的大きくゲージベースと試験片、ゲージ素線とベース間の接着の粘性効果により真のひずみに十分追従したかつたと思われる。

さらに温度上昇速度の大きい場合について検討するため加熱をプロパンバーナの代わりに鉛の浴融液(=400°C)に試験片の一部を急激につけて観察した。

本実験は急激加熱でまた加熱域が板幅の15%に及んだので、応力状態は一部塑性域にはいつた。

板の温度分布は第4-1-34図に示すように5点の温度を熱電対で測定した。第4-1-35図に板幅に対する温度分布を加熱後、24秒、1分、1分44秒、3分、4分、5分、7分、10分、13分に対して示した。ゲージを貼付した試験片は3回の加熱冷却履歴後定常状態で温度-零点移動量関係を求め第5回の加熱に第4-1-34図に示すような急速加熱を行なつた。

ゲージの貼付状態は第4-1-36図に示すように、1ゲージ3結線(1G3W)と、2ゲージ3結線方式(2G3W)とし2ゲージ3結線方式から求めた長手方向ひずみと1ゲージ3結線と既知の零点移動量から求めた長手方向ひずみを比較した。これを第4-1-36図に示す。

両曲線に大きな差が出た原因として、加熱初期において2G3W方式のダミーの平均温度とアクティプの平均温度に大きな差違があり、初期において零点移動量を十分打消し合つていない。また、2G3Wのダミーゲージは初期において温度上昇速度が大きく、零点移動量の粘性による項がアクティプゲージのそれと大きな差ができる。

#### (ii) 荷重-ひずみの直線性およびゲージ率

高温において大きいひずみに対するゲージの追従性を検討するため第4-1-12図に示す装置により、温度一定状態で荷重を変化させた。第4-1-37図にロット番号MT-22014の20°C、100°C、200°C、300°Cにおける履歴2回目～4回目加熱時の荷重-ひずみ曲線を示す。

このときの実験方法は第4-1-12図の装置を用い、第4-1-15図の方法を用いた。

図より100°C以上で約500μ以上のひずみ値の誤差は4～6%くらいであり履歴回数による直線性の変化は見られない。

試験片(SS41)のヤング率の値を次に示す。

温 度	~100°C	200°C	300°C
ヤング率	$1.95 \times 10^{-6}$	$1.90 \times 10^{-6}$	$1.83 \times 10^{-6}$

上表のヤング率を用いて各荷重に対する計算から求めたひずみ値を第4-1-37図に示す。

ゲージ率はまた温度によって変化する。

$$\frac{\text{ストレーンメータのひずみ値}}{\text{計算から求めたひずみ値}} = \frac{\frac{1}{K_0} \frac{\Delta R}{R}}{\frac{1}{K} \frac{\Delta R}{R}} = \frac{K}{K_0} \quad \dots \dots \dots \quad (4-1-6)$$

ここで、

K : 実際のゲージ率

K<sub>0</sub> : ゲージに記されているゲージ率

$\frac{K}{K_0} - T$  曲線を第4-1-38図に示す。この傾向はまたゲージによつて異なるものになる。

以上国産ゲージについて実験を行なつた結果次のような結論を得た。

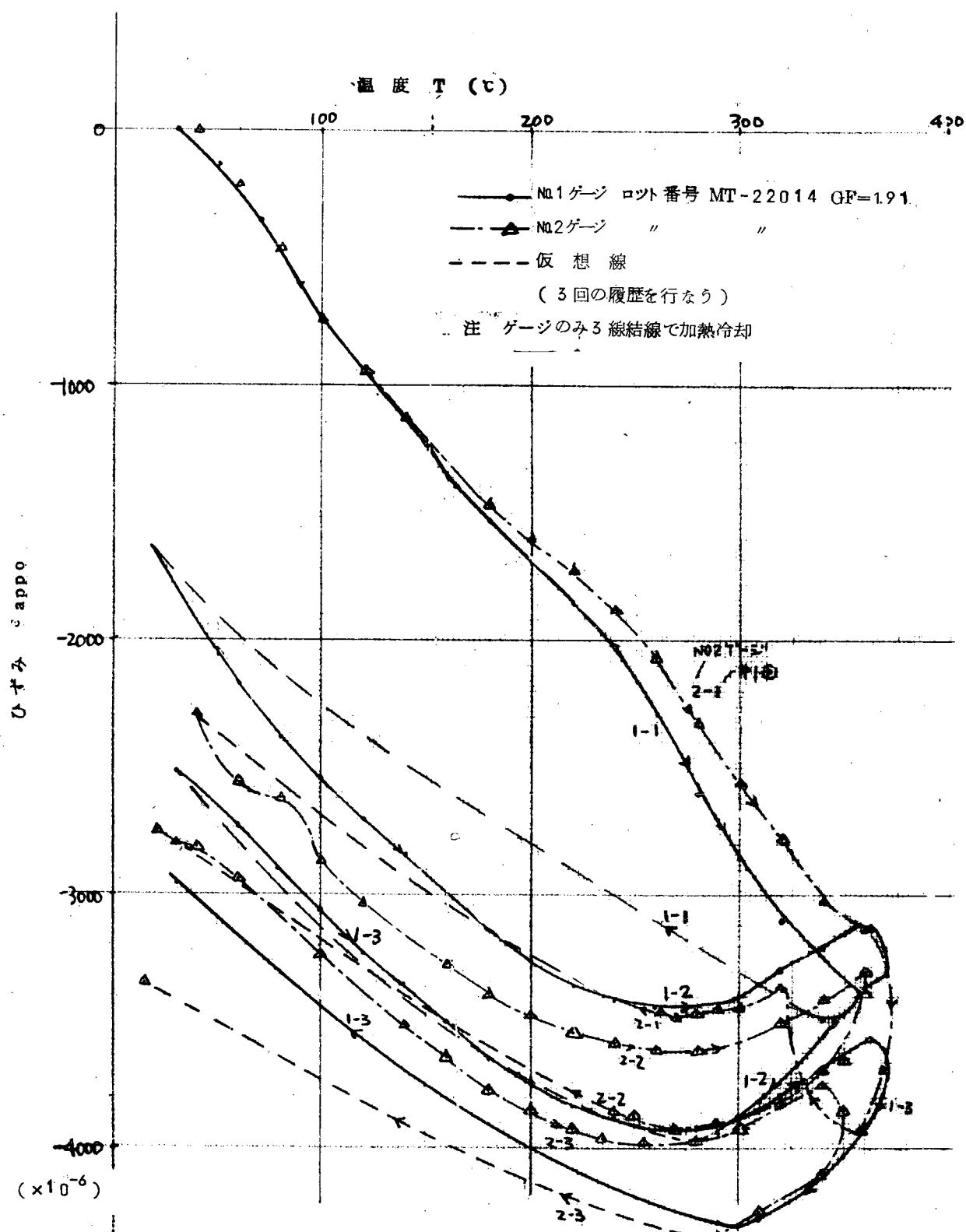
1. ひずみゲージ接着後1回以上の予加熱を行なつたのち試験をしなければいけない。
2. 温度上昇速度が同一の、同一ロット番号のゲージ間の零点移動量は大差がない。  
しかし、同一温度でもそれまでの温度上昇度により異なる零点移動量を示す。
3. このゲージの零点移動量は最高  $2300 \mu$  ( $250^\circ\text{C}$ ) であるために小さいひずみ測定には使用できない。
4. ゲージ率は温度によって変動する。

すなわち、このゲージが使用できるのは、高温における衝撃ひずみ等の短時間測定または、温度分布こう配が小さく温度上昇速度の小さい単軸応力場の計測等で、今回のピストンクラウンのひずみ計測には使用できない。

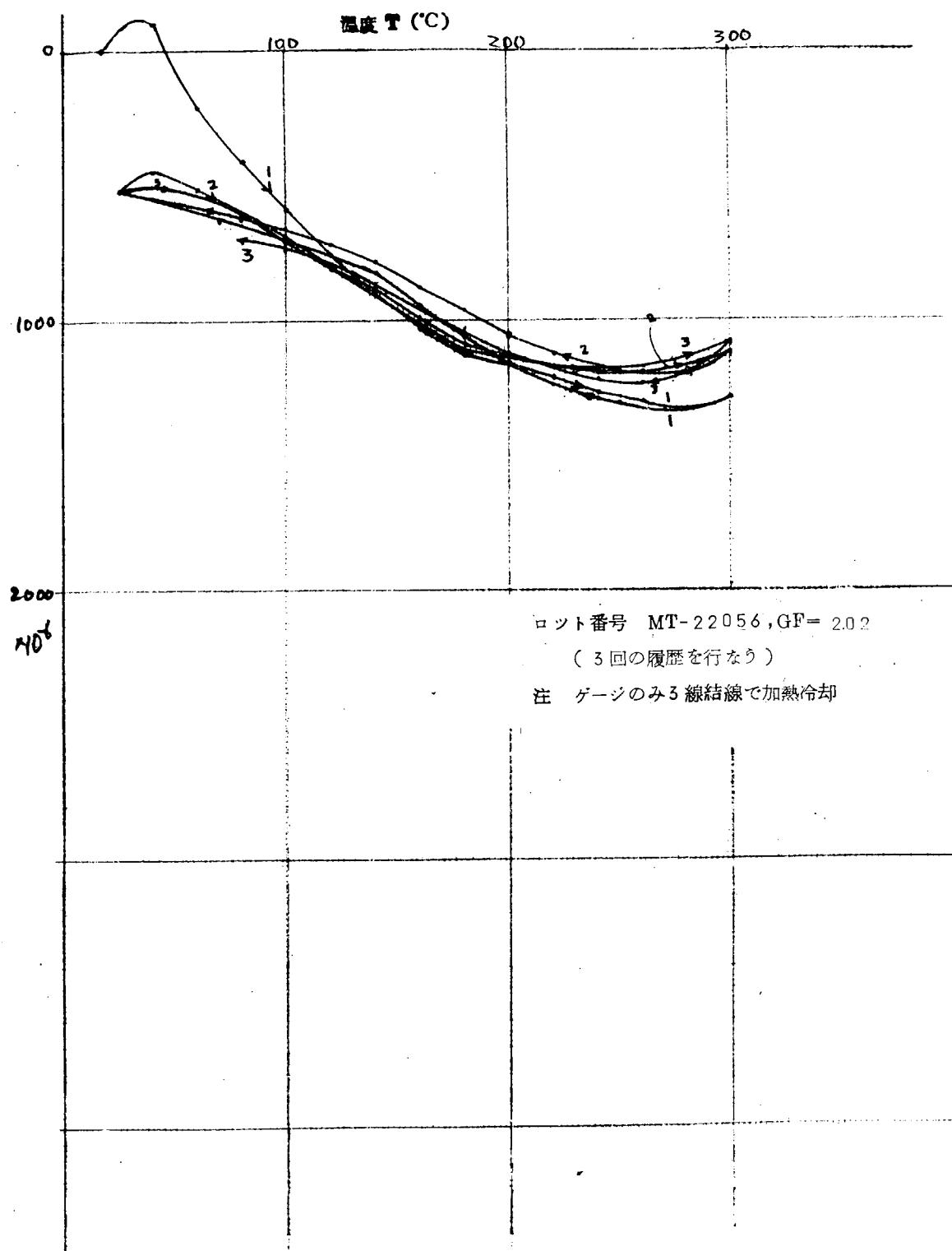
#### (iii) Free Filament ゲージ

外国で使用実績のあるFree Filament型を入手し、ローカイト法によつて接着を行なつたものについて写真4-1-23, 4-1-24に示す実験装置によりその高温特性試験を行なつた結果、第4-1-39図に示すとき結果を得た。

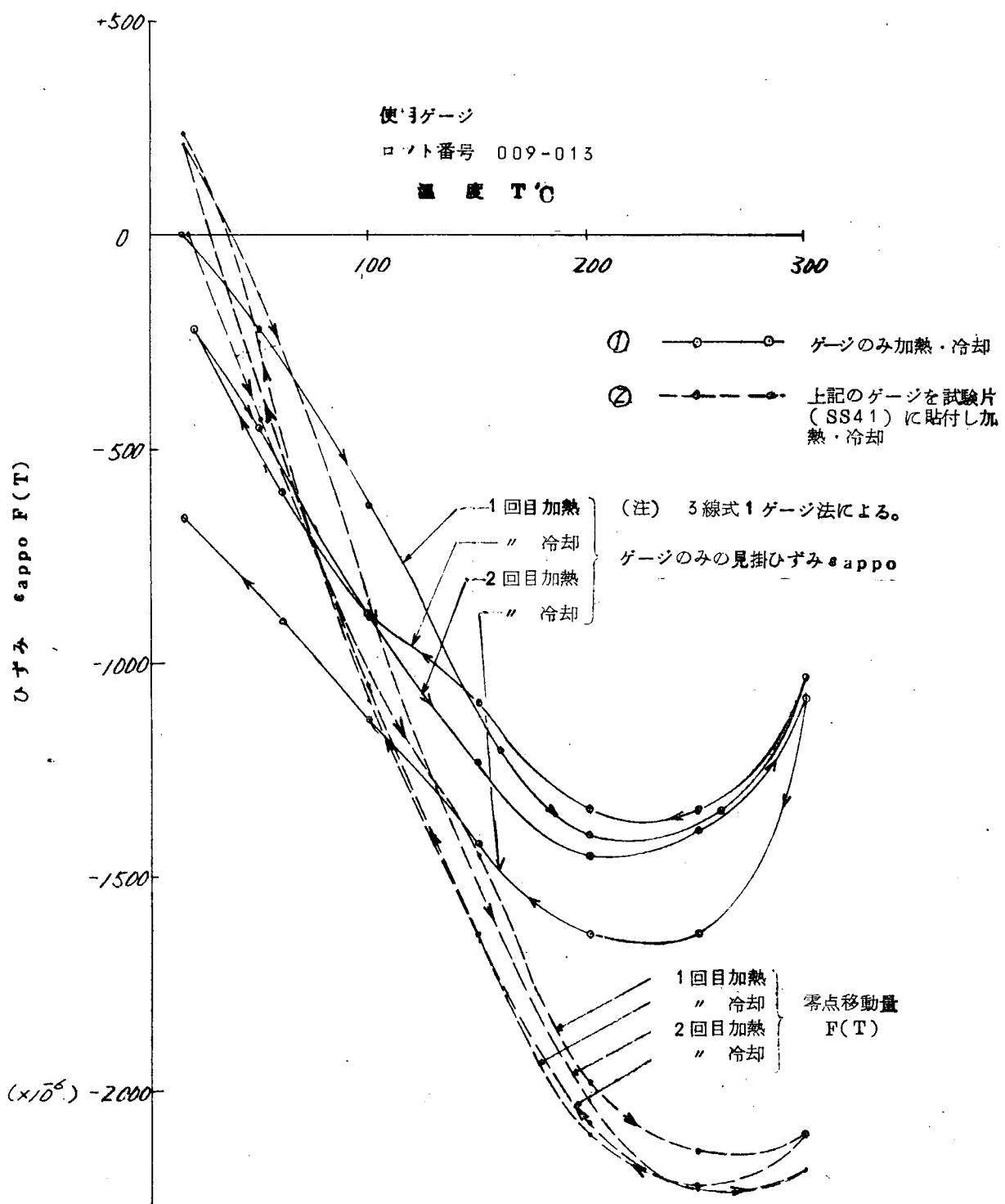
これより  $1 \text{kg/mm}^2$  以下の精度で熱ひずみを計測できる見通しを得た。



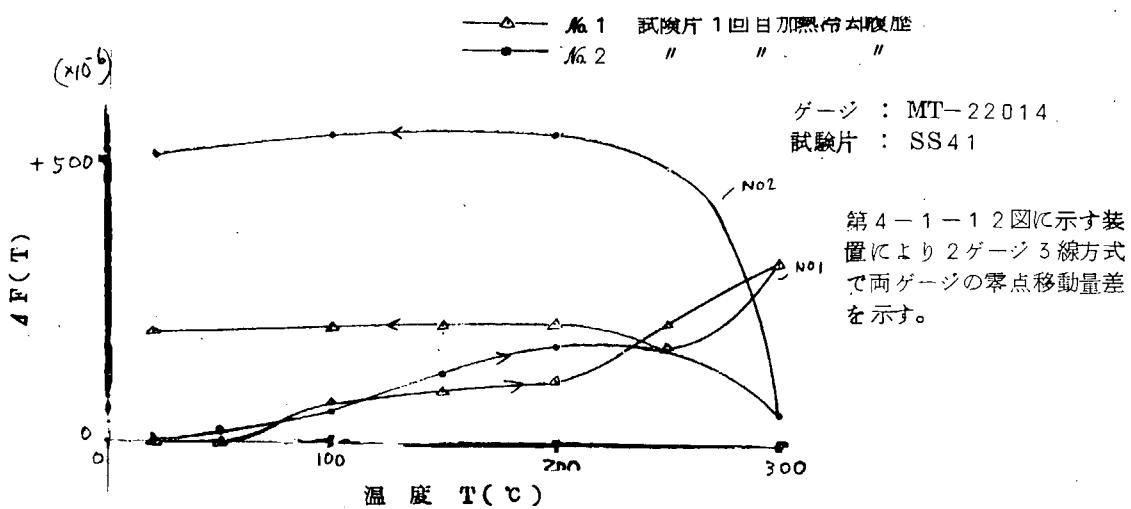
第4-1-22図 ゲージのみの見掛けひずみ-温度履歴曲線



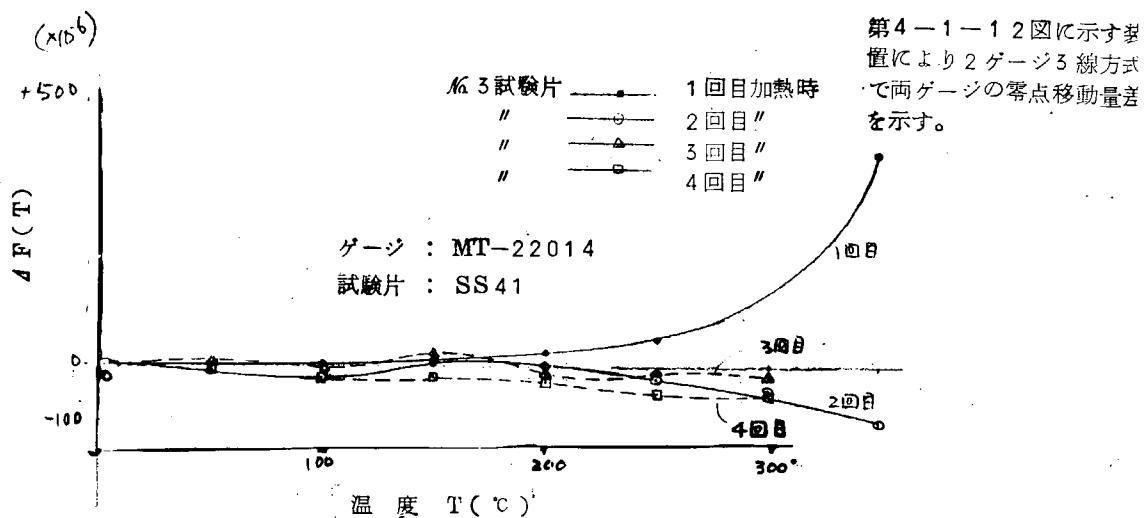
第4-1-23図 ゲージのみの見掛けひずみ-温度履歴曲線



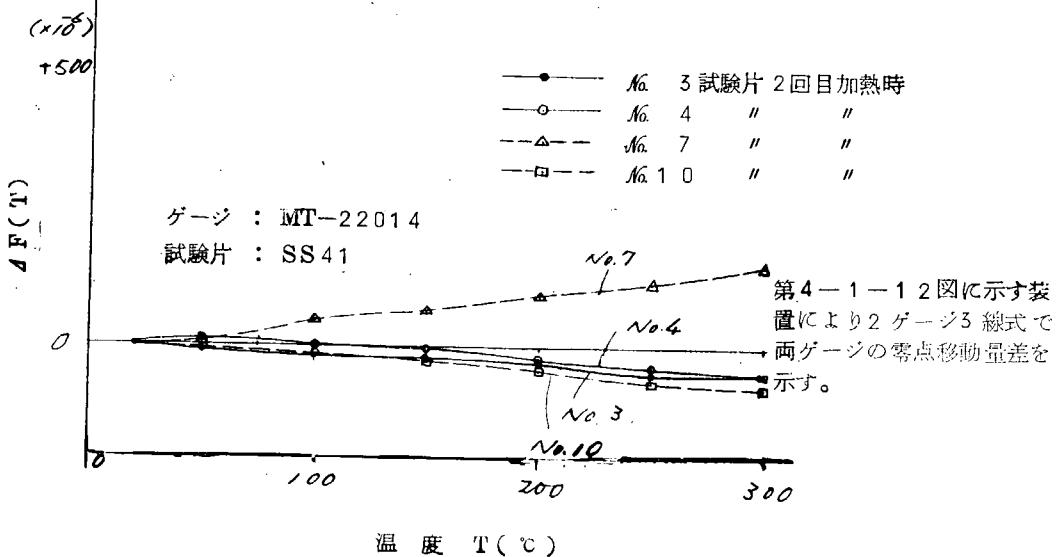
第4-1-24図 ゲージのみの見掛けひずみ-温度履歴曲線  
 零点移動量-温度履歴曲線



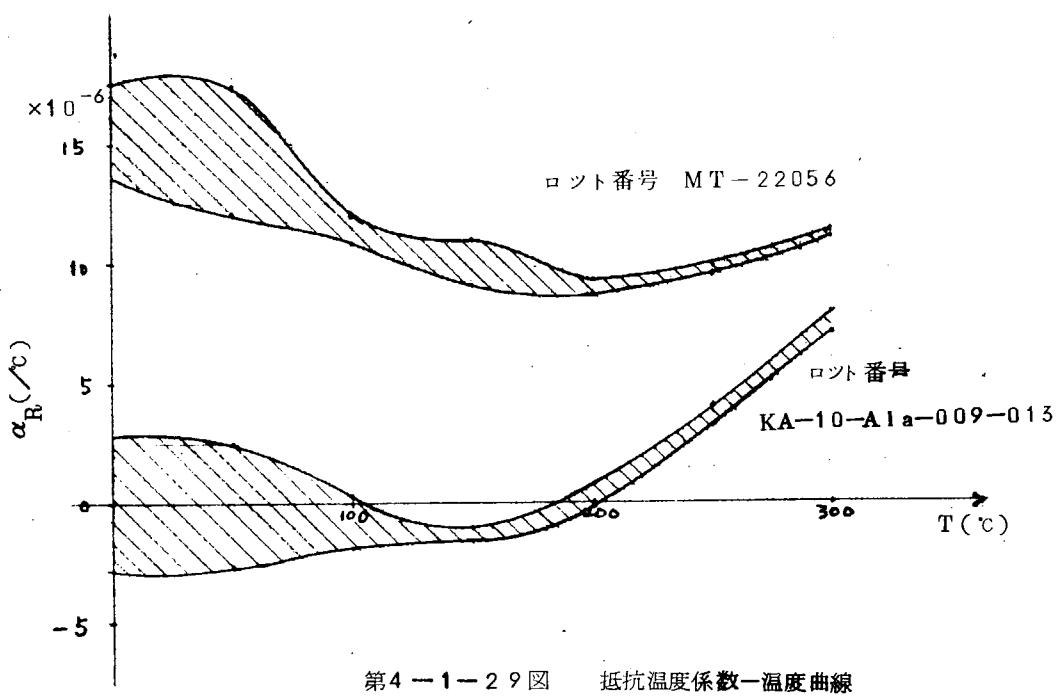
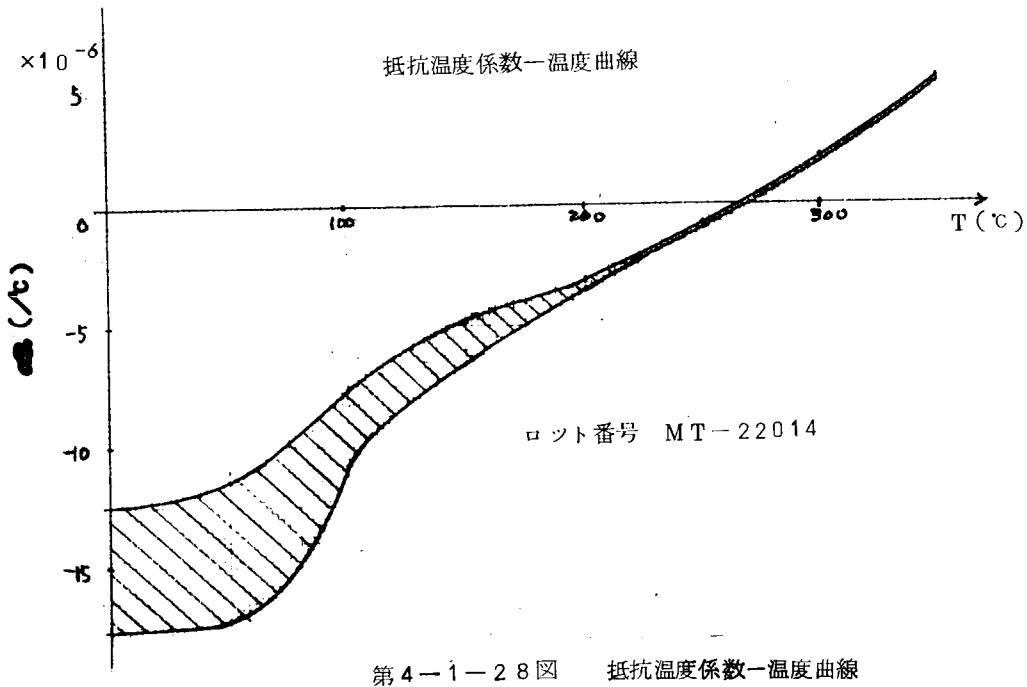
第4-1-25図 零点移動量差-温度曲線

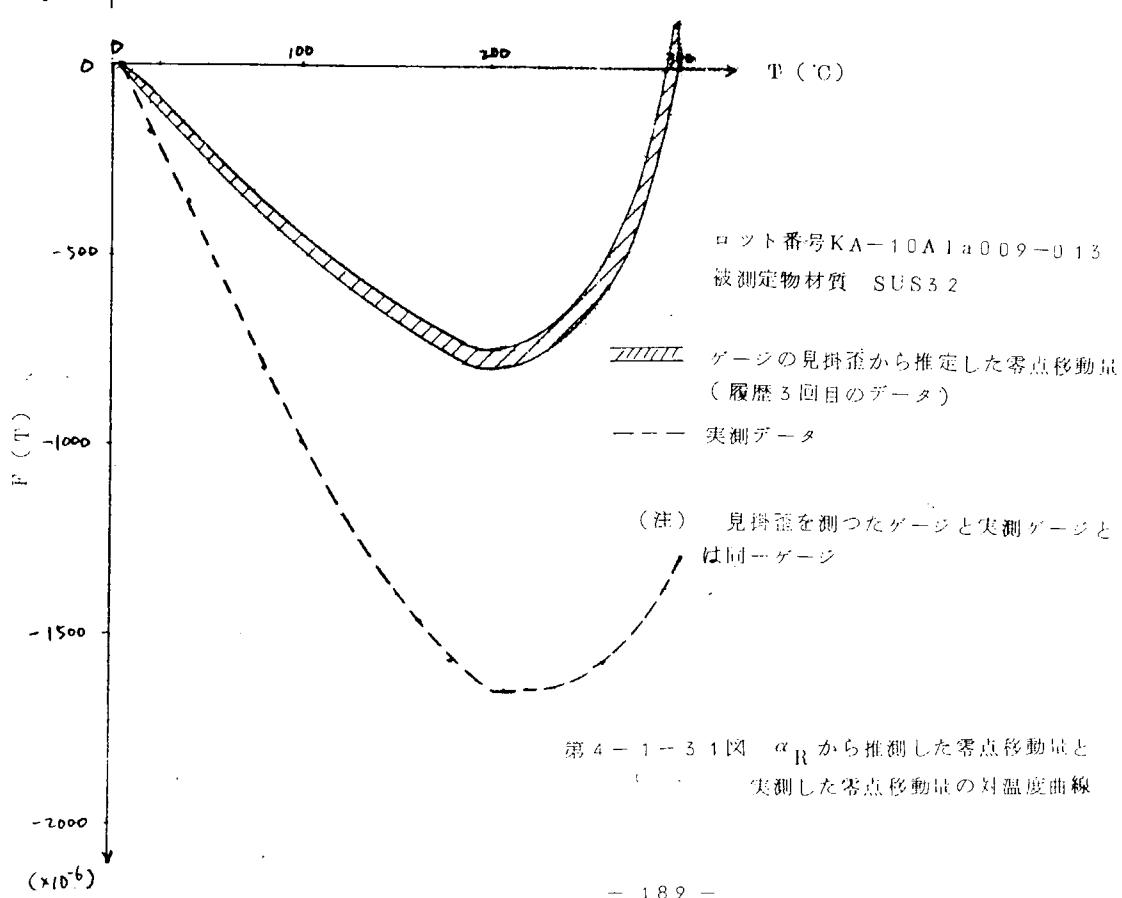
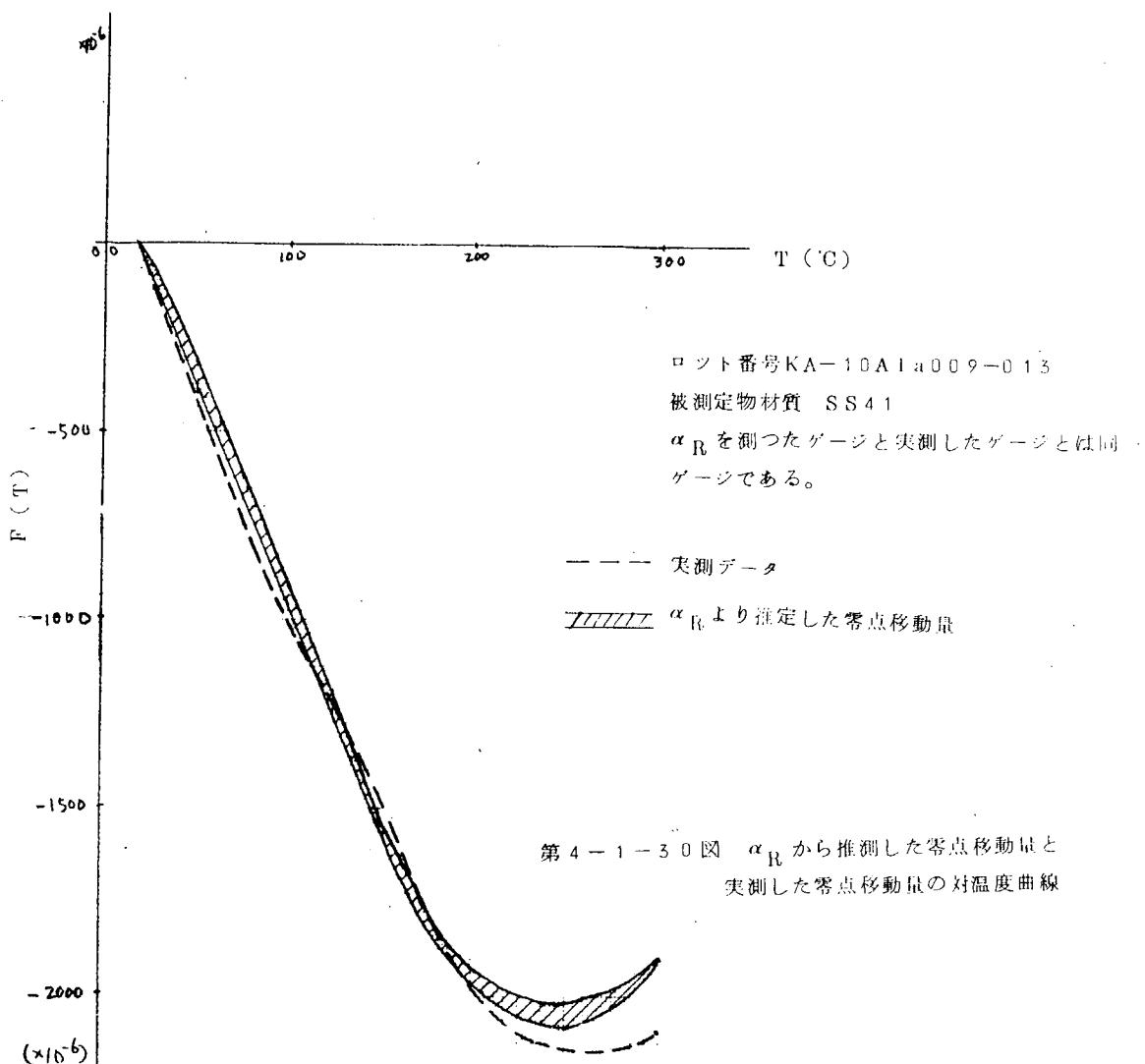


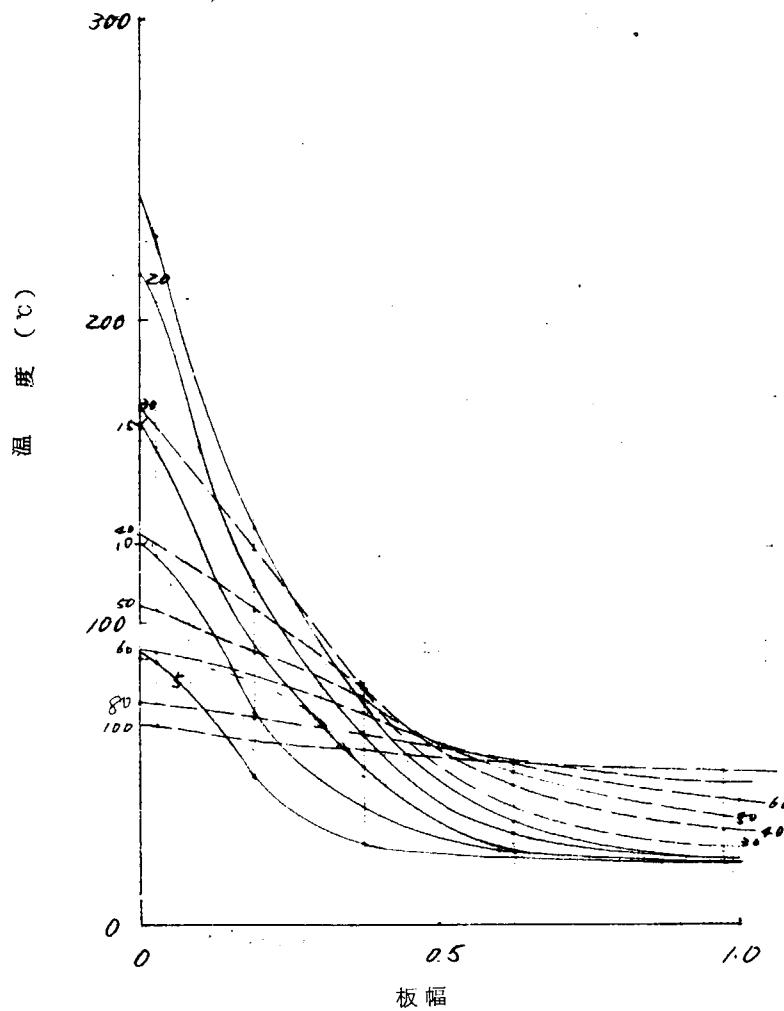
第4-1-26図 零点移動量差-温度曲線



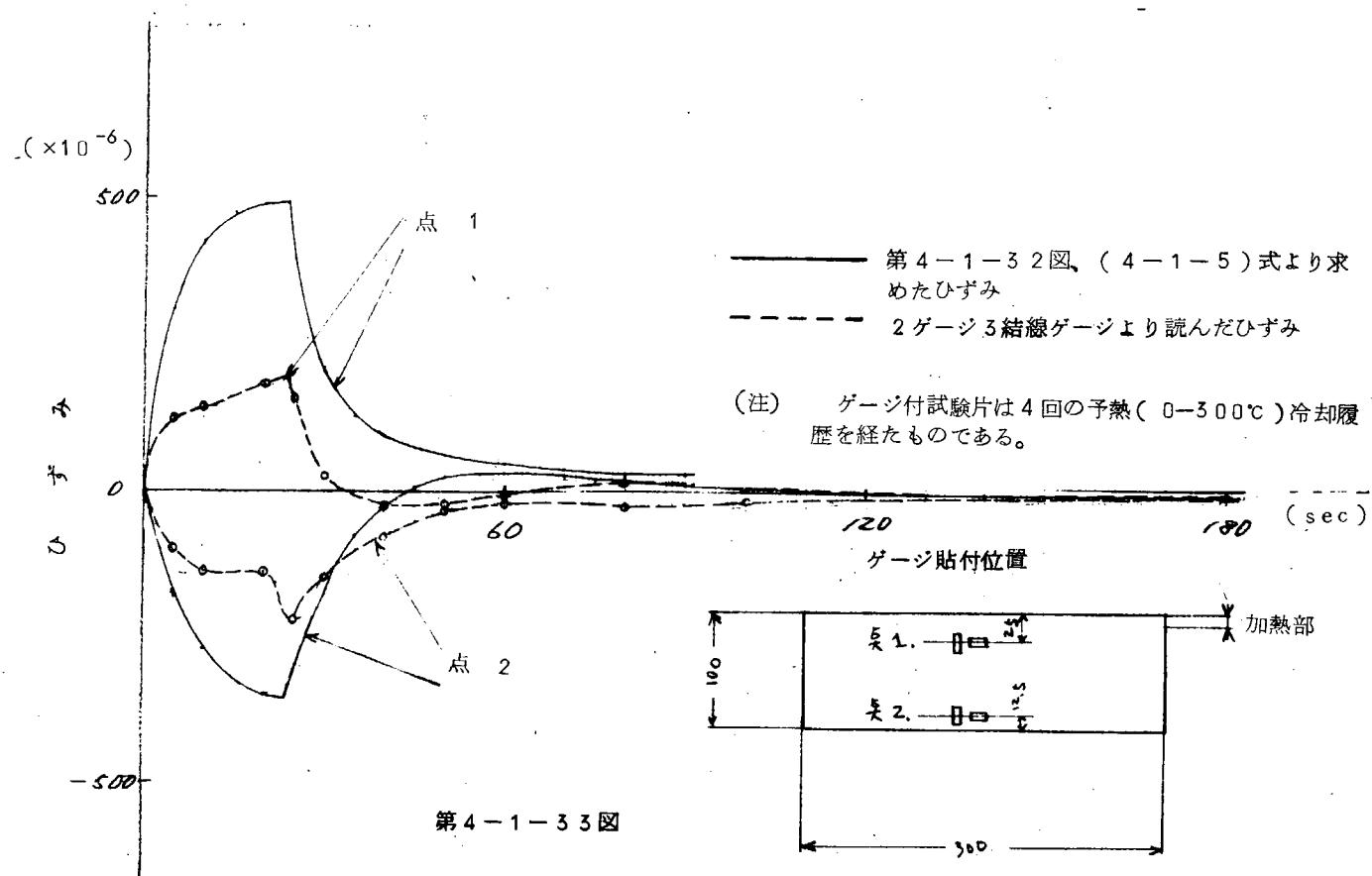
第4-1-27図 零点移動量差-温度曲線



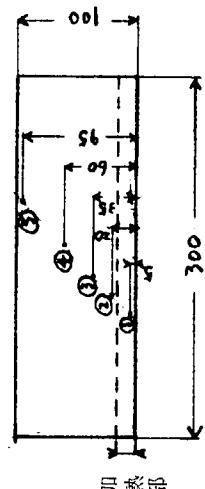




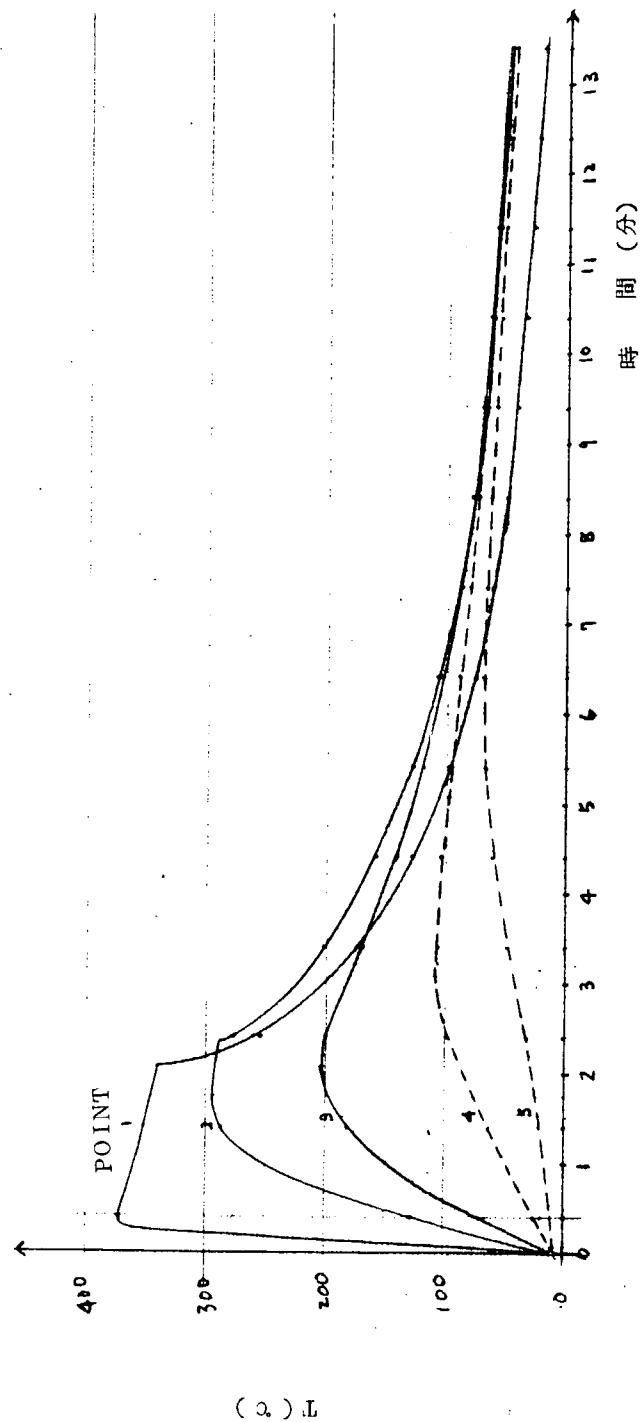
第4-1-32図



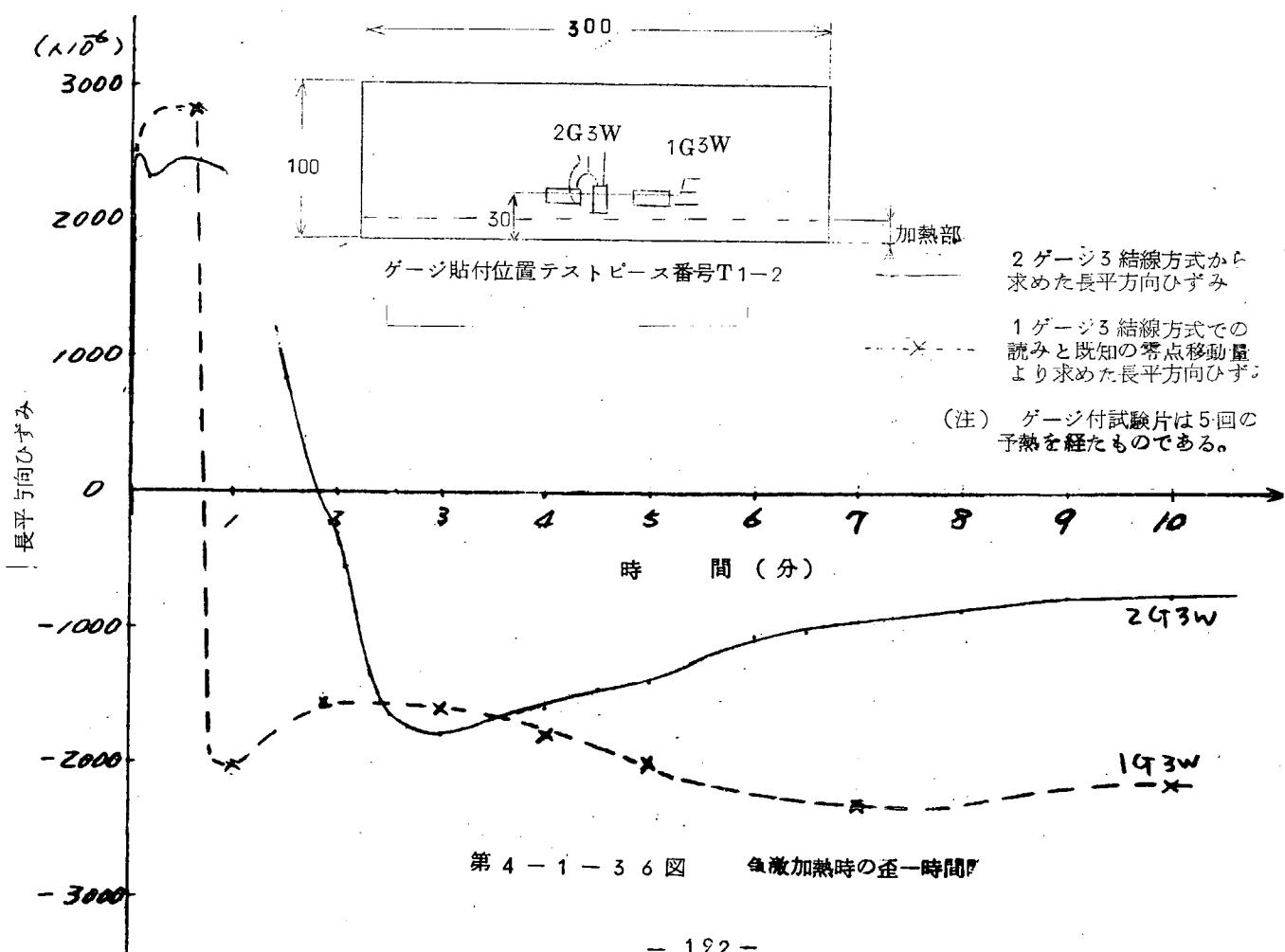
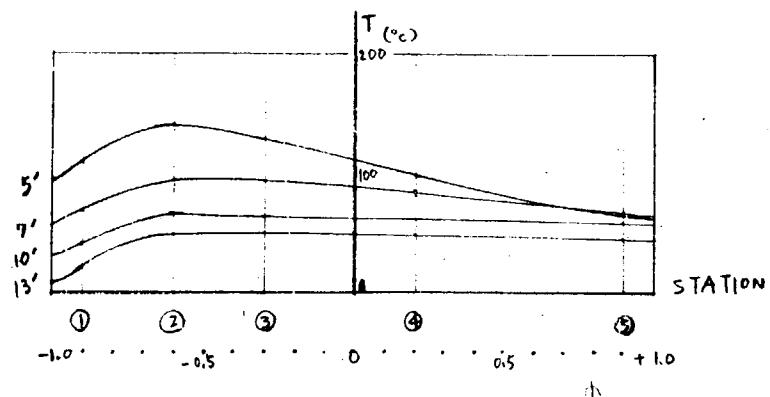
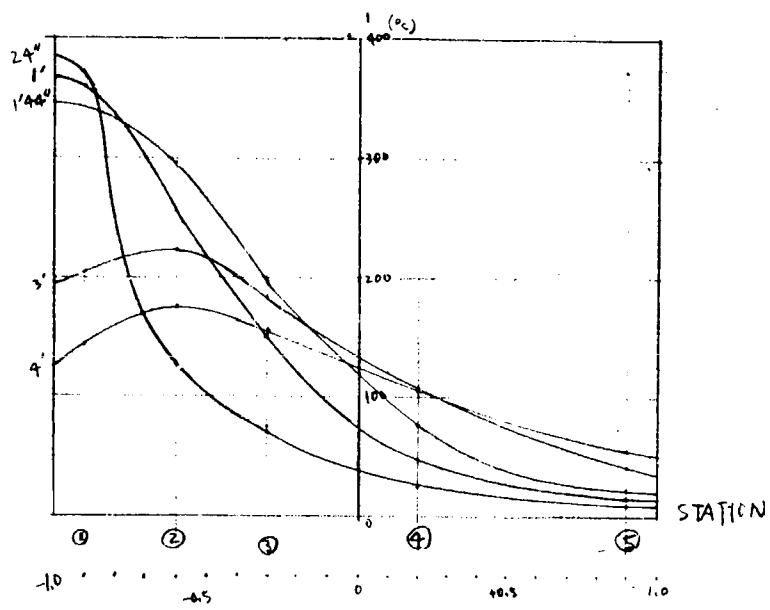
第4-1-33図

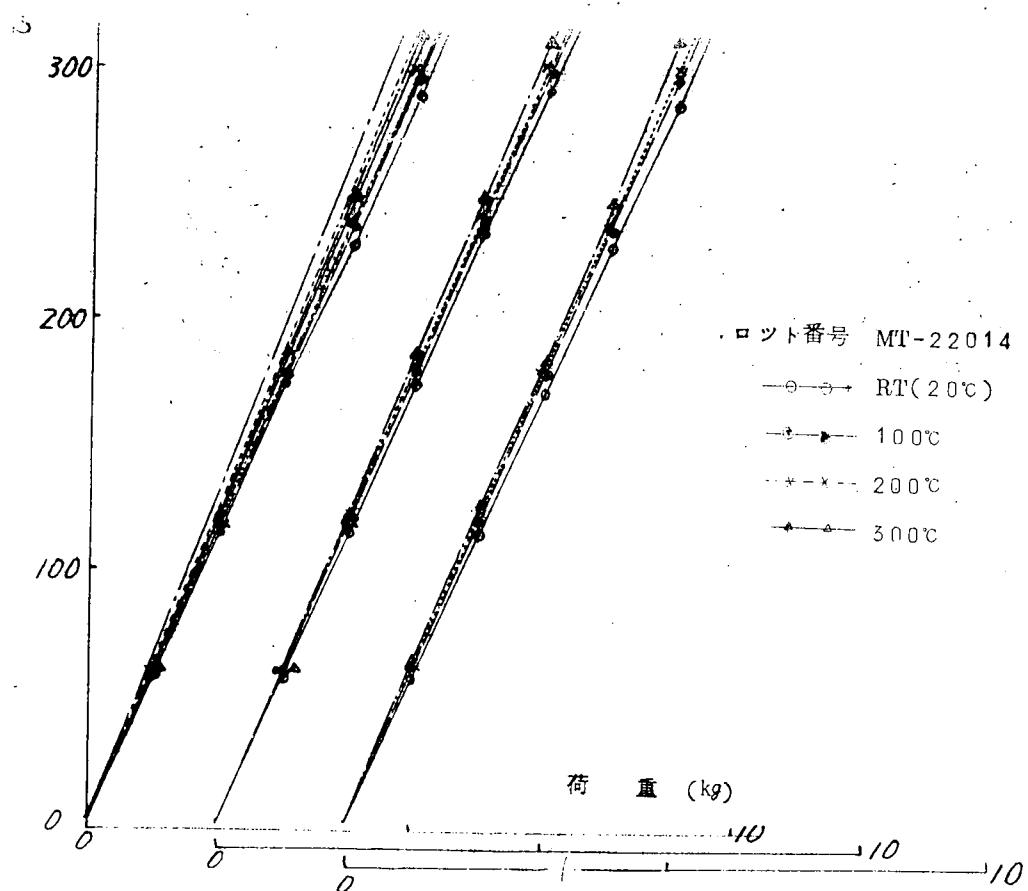
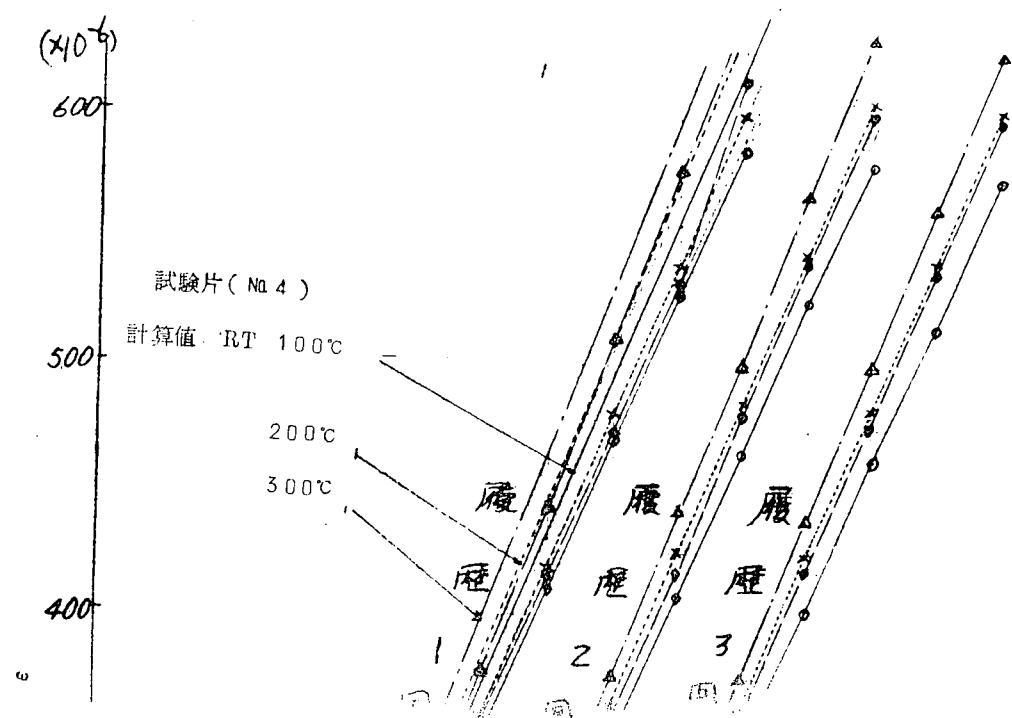


テストベース番号 T 1-2.



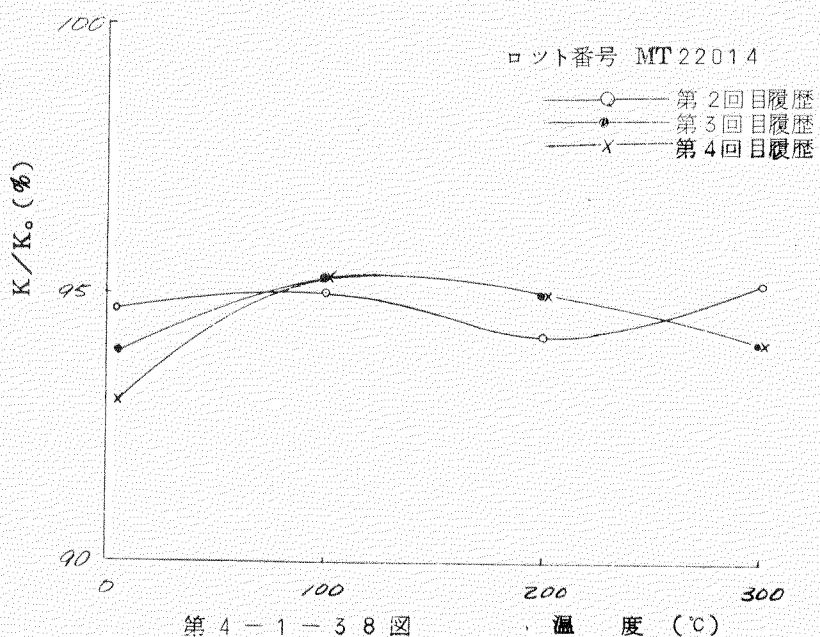
第 4-1-34 図





第 4-1-37 図

計算から求めたゲージ率とゲージに記されているゲージ率の比  
(4-1-5)式参照



第4-1-38図

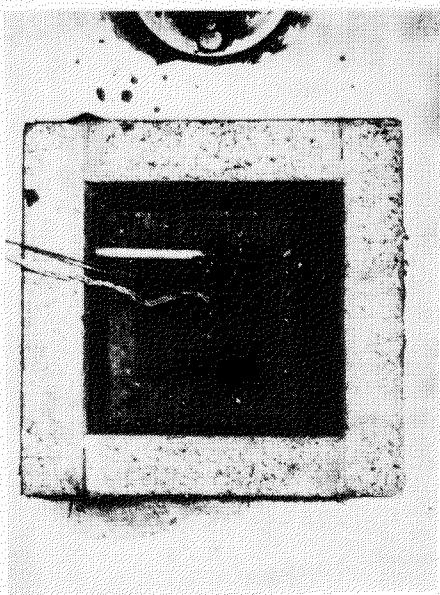


写真 4-1-23

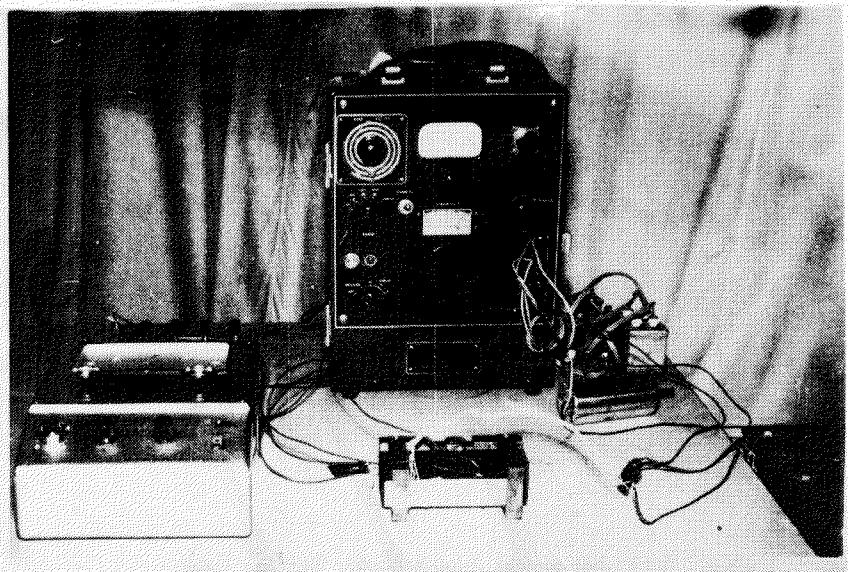
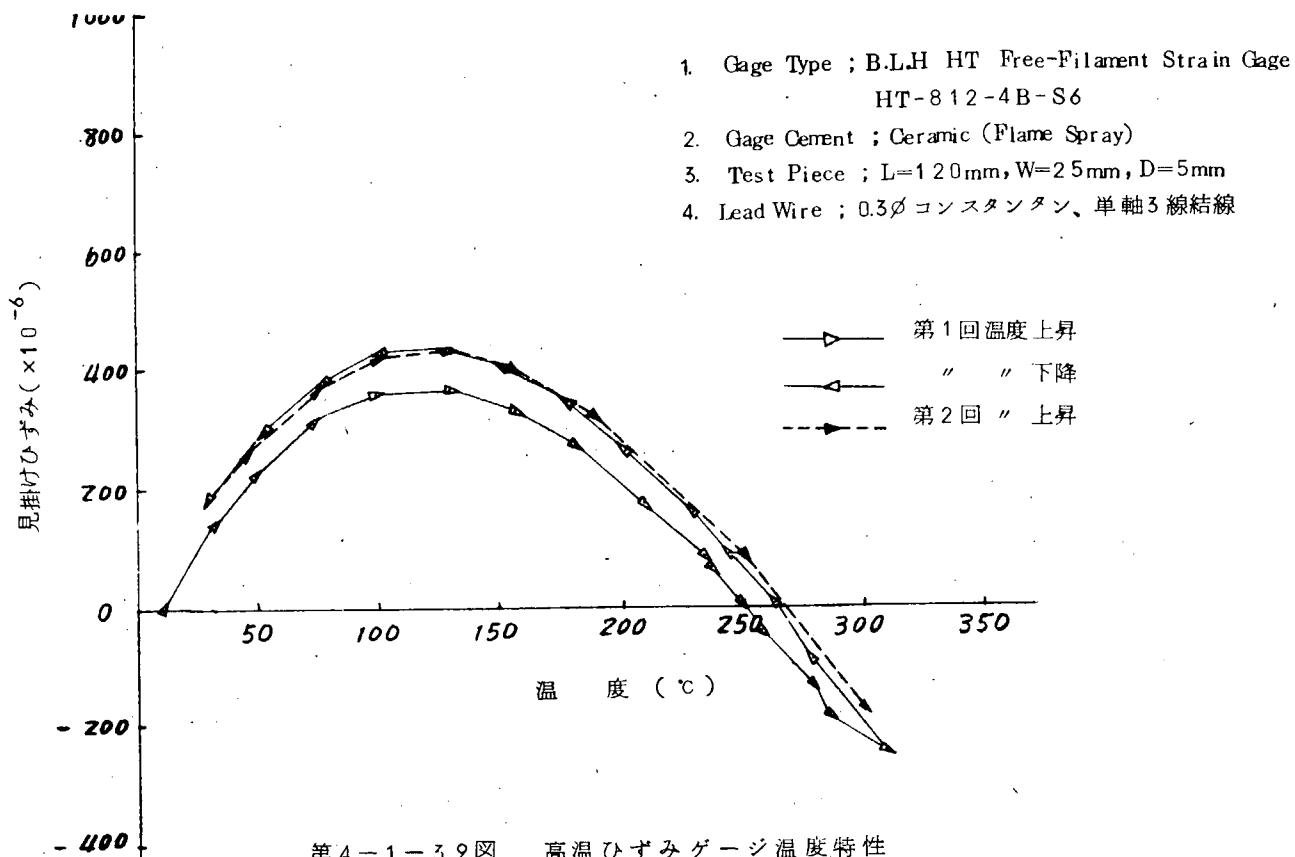


写真 4-1-24



第4-1-39図 高温ひずみゲージ温度特性

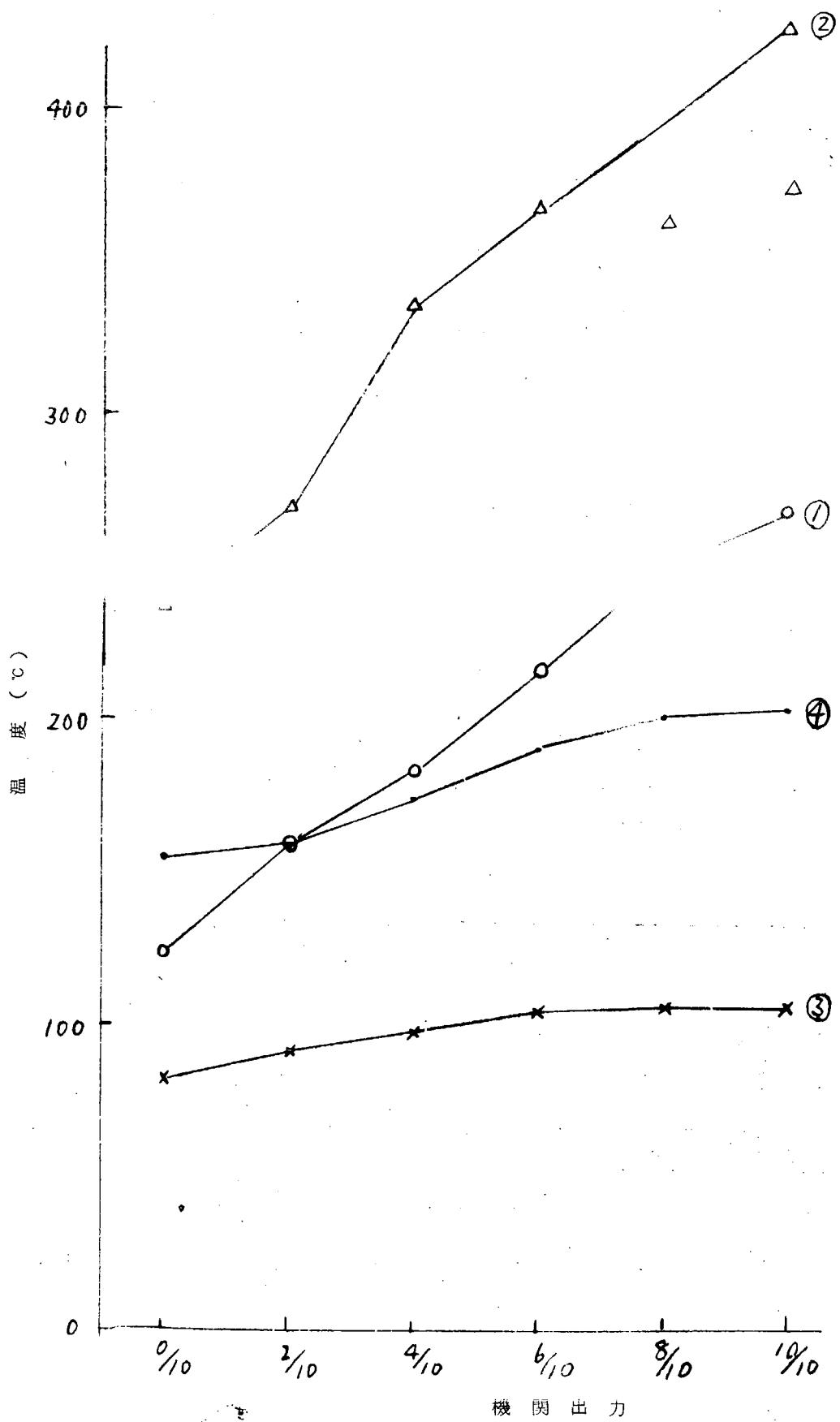
(IV) 接点方式による試験結果

接点方式により予備計測を行なつた結果を第4-1-6表および第4-1-40図に示す。

測定結果としては、定常運転状態の結果は得られたが、計測途中での接点の信頼度が低く、過渡的運転状態での計測には向きであることがわかつた。

第4-1-6表

計測点 負荷	計測位置			
	1	2	3	4
W × N mV	6.587	12.900	4.306	83.90
0 × $\frac{1}{10}$ °C	123	238	82	156
$\frac{2}{10} \times \frac{2}{10}$	85.98	14.641	4.799	85.74
	160	269	91	159
$\frac{4}{10} \times \frac{4}{10}$	10.420	183.10	5.101	93.80
	193	336	97	174
$\frac{6}{10} \times \frac{6}{10}$	11.688	200.80	55.99	102.93
	217	368	105	191
$\frac{8}{10} \times \frac{8}{10}$	13.700	197.60	56.51	109.00
	253	362	106	202
$\frac{10}{10} \times \frac{10}{10}$	14.613	205.00	54.88	11.000
	269	375	104	203



## (2) 実機計測結果

### (a) 温度分布計測結果

第4-1-41図から第4-1-57図にⅡ型ピストンクラウンについて各運転条件に対応する定常および非定常温度分布を示した。

第4-1-41図は無負荷起動時の非定常温度分布を示したものである。

第4-1-42図は無負荷整定時の定常温度分布を示したものである。

第4-1-43図は $1/4 \times 1/4$  整定時の定常温度分布を示したものである。

第4-1-44図は $2/4 \times 2/4$  整定時の定常温度分布を示したものである。

第4-1-45図は $3/4 \times 3/4$  整定時の定常温度分布を示したものである。

第4-1-46図は $4/4 \times 4/4$  整定時の定常温度分布を示したものである。

第4-1-47図は $4/4 \times 4/4$  整定時から急停止した場合の非定常温度分布で急停止より、35秒経過後のも

である。

第4-1-48図は、1分05秒後、第4-1-49図は2分5秒後の非定常温度分布である。

第4-1-51図は、1分経過後のものである。

第4-1-52図は、 $3/4 \times 4/4$  整定時の定常温度分布を示したものである。

第4-1-53図は、 $2/4 \times 4/4$  (W×N)の定常温度分布を示したものである。

第4-1-54図は、 $1/4 \times 4/4$  (W×N)の定常温度分布を示したものである。

第4-1-55図は、 $4/4 \times 3/4$  (W×N)の定常温度分布を示したものである。

第4-1-56図は、 $4/4 \times 2/4$  (W×N)の定常温度分布を示したものである。

第4-1-57図は、 $4/4 \times 1/4$  (W×N)の定常温度分布を示したものである。

### (b) 高温ひずみ計測結果

第4-1-58図は、Ⅱ型ピストンクラウンのコーナ部の円周方向( $\sigma_\varphi$ )、軸方向( $\sigma_z$ )のガス圧応力および熱応力の変化を高温ひずみゲージにより計測した一例を示す。

第4-1-7表は、機関の運転条件を計測した結果を示す。

第4-1-59図から第4-1-62図には、プロペラ法則運転時における

$$\begin{array}{ccc} 0 & \rightarrow & 1/4 \times 1/4 \\ 1/4 \times 1/4 & \rightarrow & 2/4 \times 2/4 \\ 2/4 \times 2/4 & \rightarrow & 3/4 \times 3/4 \\ 3/4 \times 3/4 & \rightarrow & 4/4 \times 4/4 \\ 4/4 \times 4/4 & \rightarrow & 0 \end{array}$$

の各過渡的運転条件におけるひずみの時間変化を示したものである。

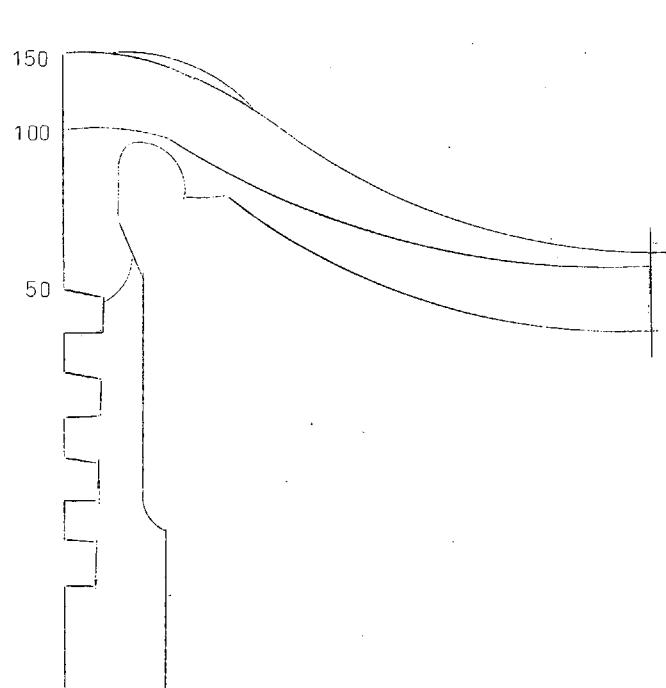
第4-1-63図から第4-1-66図は、水制動機負荷を $4/4$ にセットして機関回転数を

$$\begin{array}{ccc} 0 & \rightarrow & 1/4 \rightarrow 0 \\ 0 & \rightarrow & 2/4 \rightarrow 0 \\ 0 & \rightarrow & 3/4 \rightarrow 0 \\ 0 & \rightarrow & 4/4 \end{array}$$

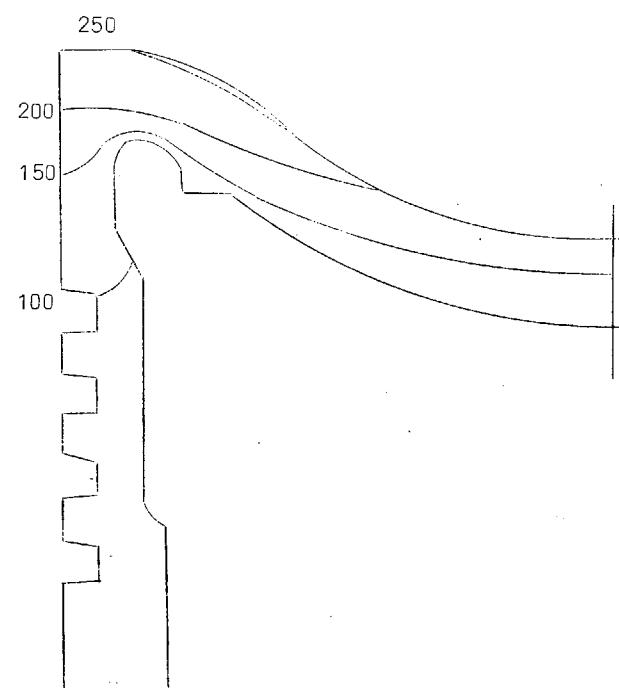
に急上昇、急停止した場合の非定常時に発生するひずみの時間変化を示したものである。

第4-1-67図は、ガス圧により発生する定常運転状態での円周方向および軸方向応力と機関出力の関係を示したものである。

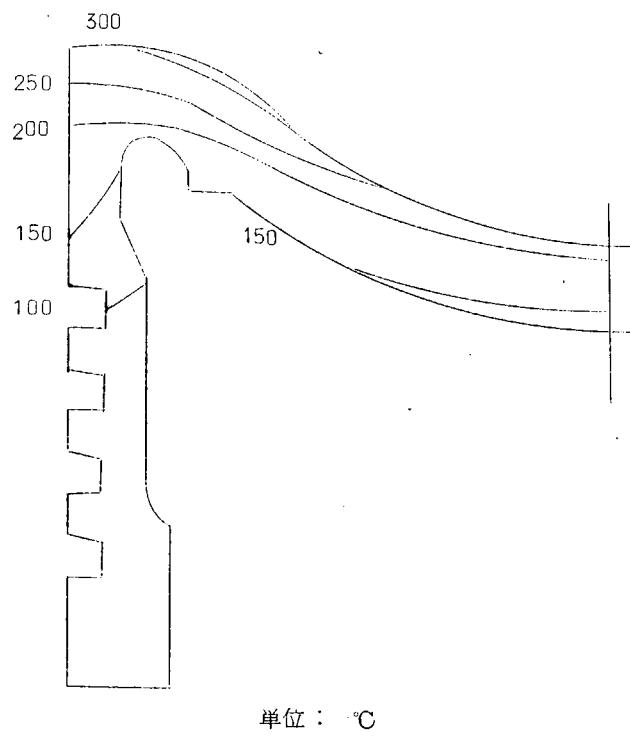
第4-1-68図は、プロペラ法則、回転数一定およびPe一定の各運転条件に対応する熱応力と機関出力の関係を示したものである。



単位 : °C  
Test No. 1  
① 起動より 1 分経過後の温度分布図  
第 4-1-41 図



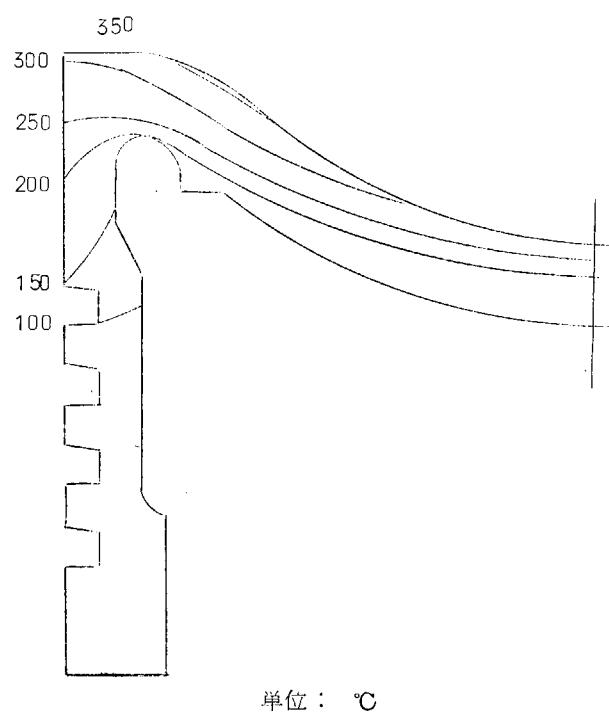
単位 : °C  
Test No. 1  
② 起動より 14 分経過後の温度分布図  
W N  
○ × 1/4  
第 4-1-42 図



Test No. 1

③ 起動より 43 分経過後の温度分布図

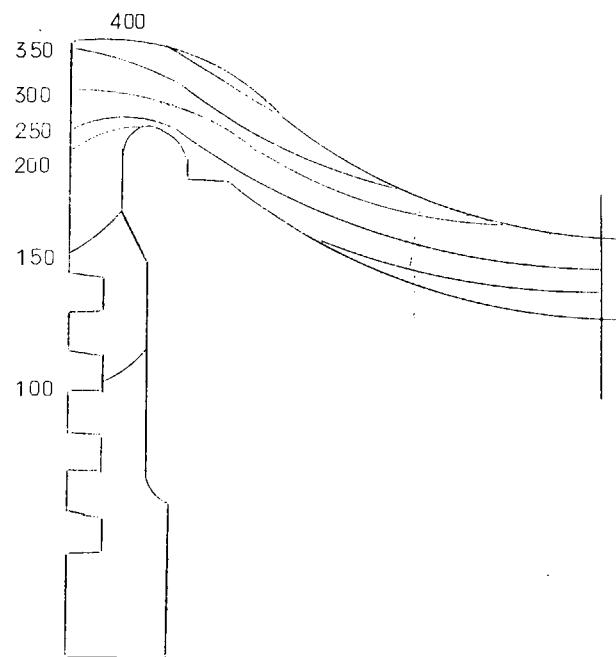
W N  
1/4 × 1/4  
第 4-1-43 図



Test No. 2

④ 起動より 73 分経過後の温度分布図

W N  
2/4 × 2/4  
第 4-1-44 図

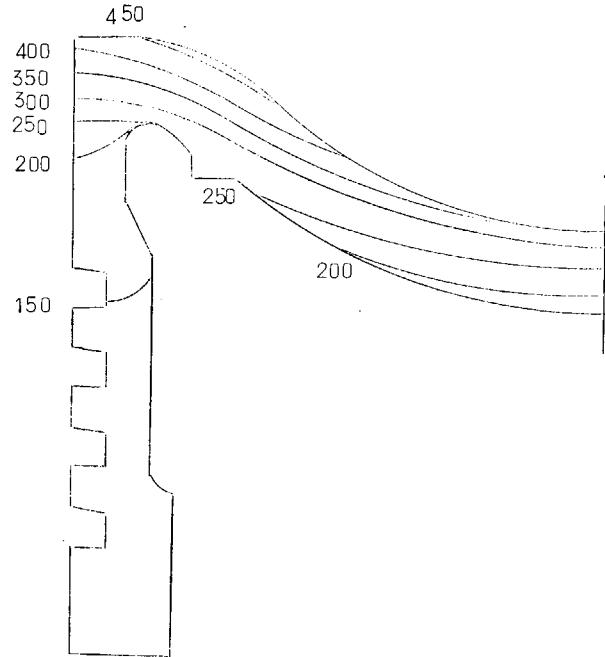


単位： °C

Test No. 3

⑤ 起動より 99 分経過後の温度分布図

W N  
3/4 × 3/4  
第 4-1-45 図

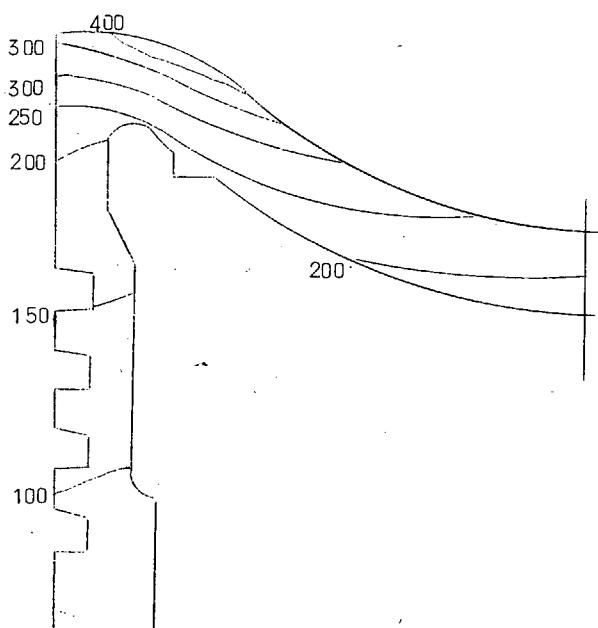


単位： °C

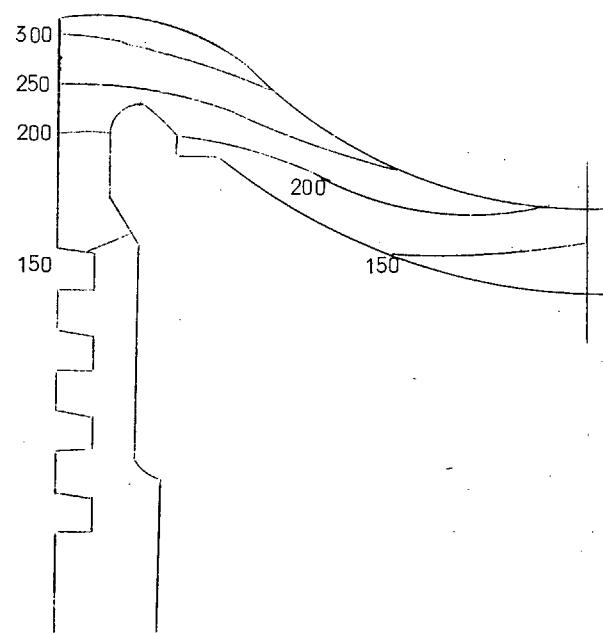
Test No. 4

⑥ 起動より 115 分経過後の温度分布図

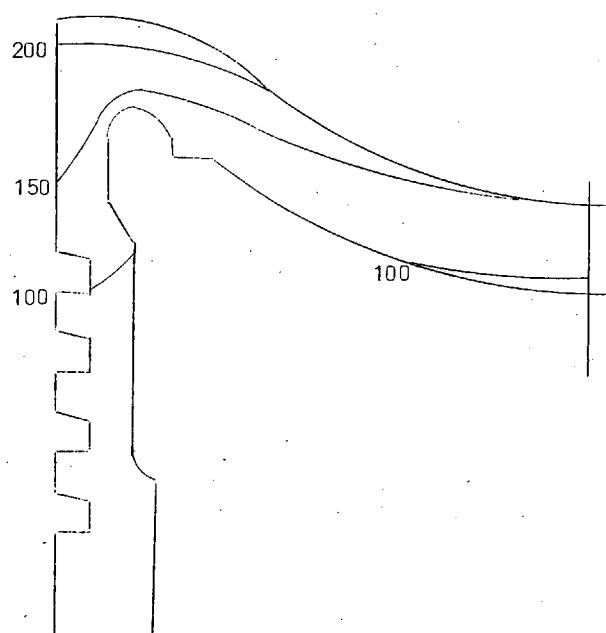
W N  
4/4 × 4/4  
第 4-1-46 図



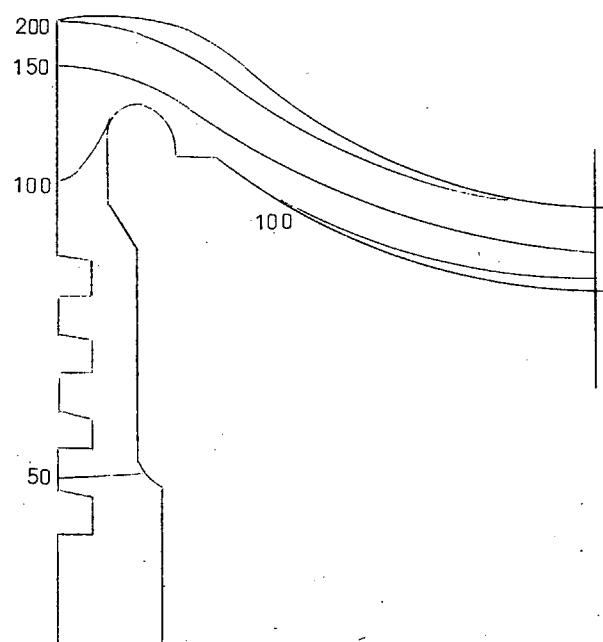
単位： °C  
Test No. 5, 4/4 × 4/4 → 0  
エンジン急停止より3.5秒経過後の温度分布図  
第 4-1-47 図



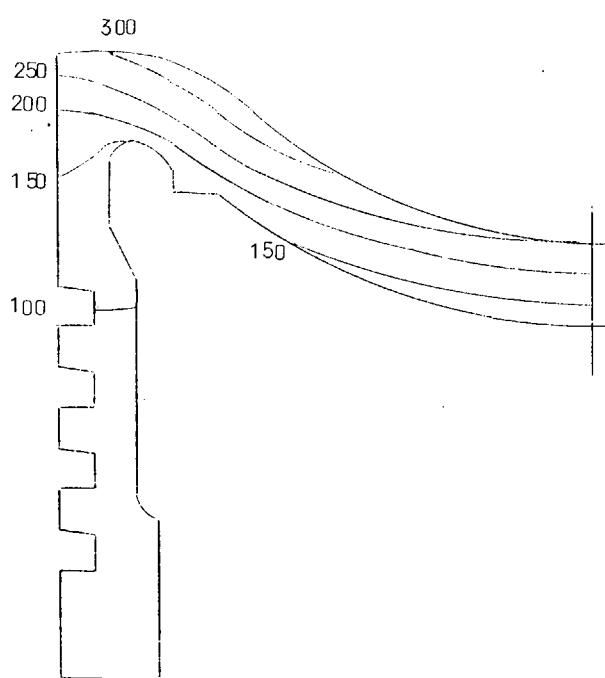
単位： °C  
Test No. 5, 4/4 × 4/4 → 0  
エンジン急停止より1分0.5秒経過後の温度分布図  
第 4-1-48 図



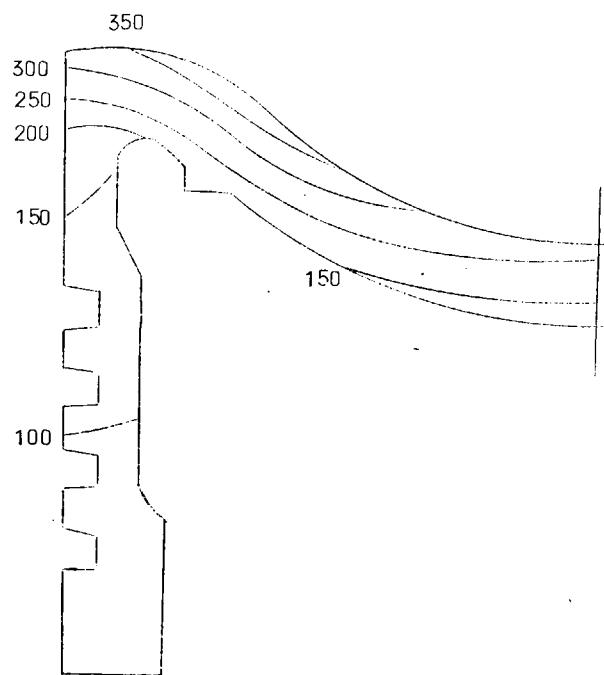
単位： °C  
Test No. 5  
⑦ 急停止より2分5秒経過後の温度分布図  
第 4-1-49 図



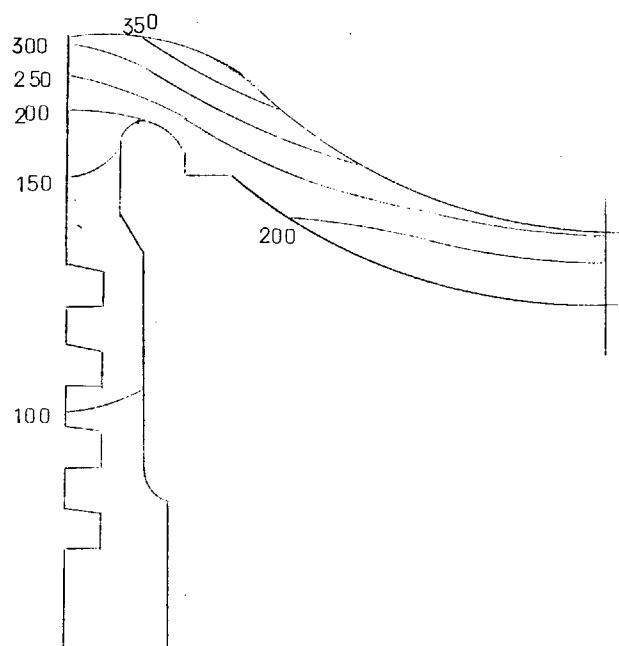
単位： °C  
Test No. 9, 0 → 4/4 × 4/4  
エンジン急負荷起動より30秒経過後の温度分布図  
第 4-1-50 図



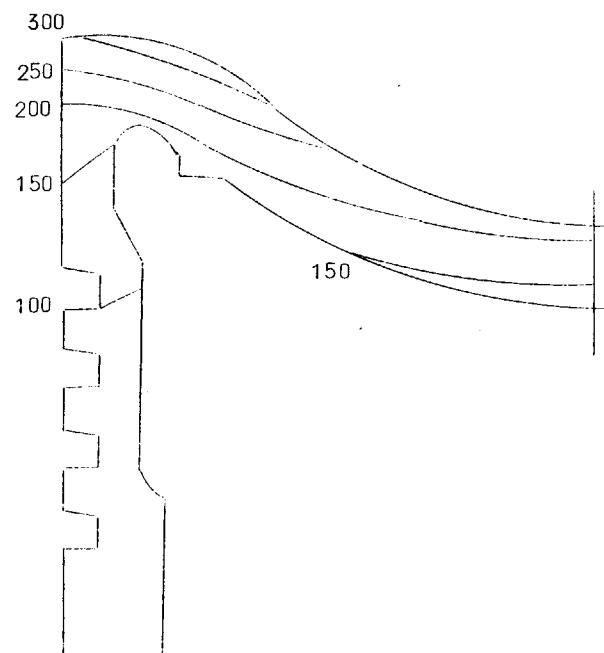
単位： °C  
Test No. 9, 0 → 4/4 × 4/4  
エンジン急負荷起動より 1 分経過後の温度分布図  
第 4-1-51 図



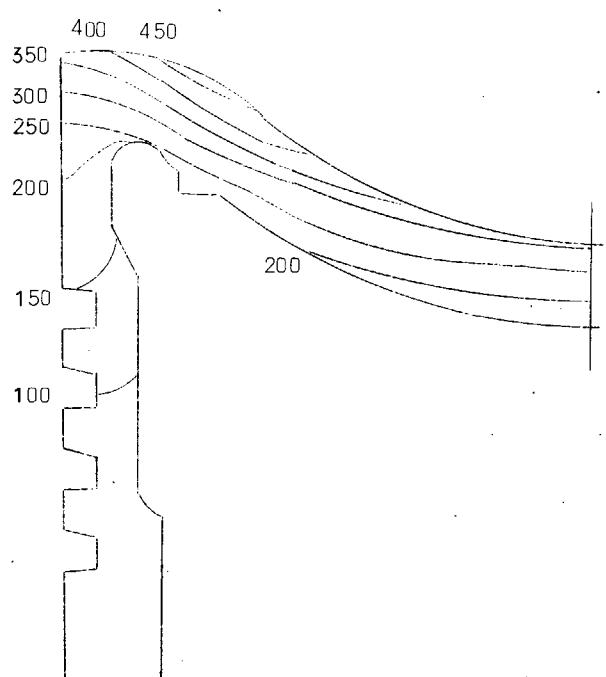
単位： °C  
Test No. 10, 3/4 × 4/4  
定常状態温度分布図  
第 4-1-52 図



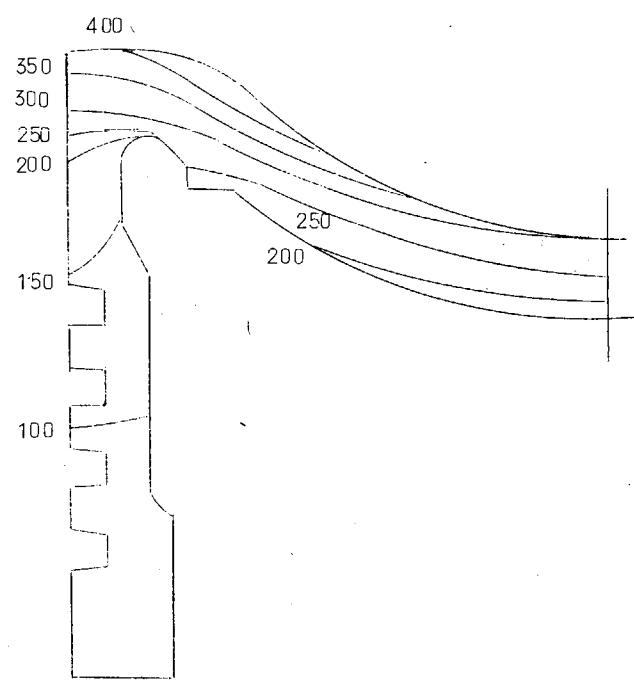
単位： °C  
Test No. 11, 2/4 × 4/4  
定常状態温度分布図  
第 4-1-53 図



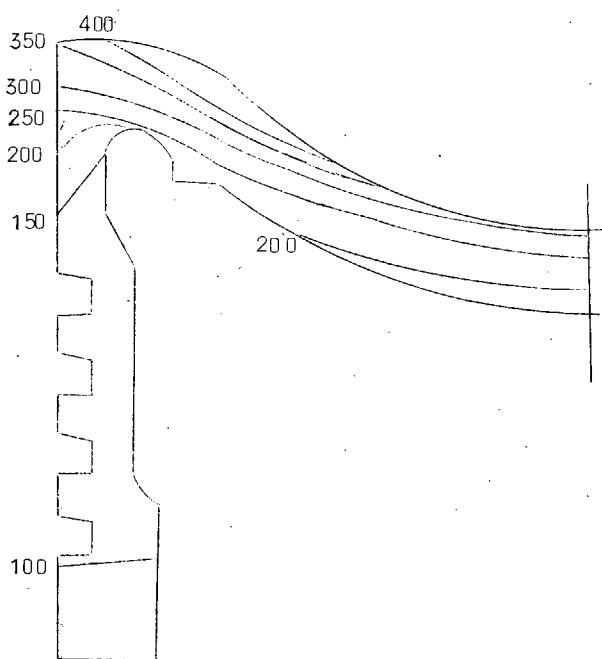
単位： °C  
Test No. 12, 1/4 × 4/4  
定常状態温度分布図  
第 4-1-54 図



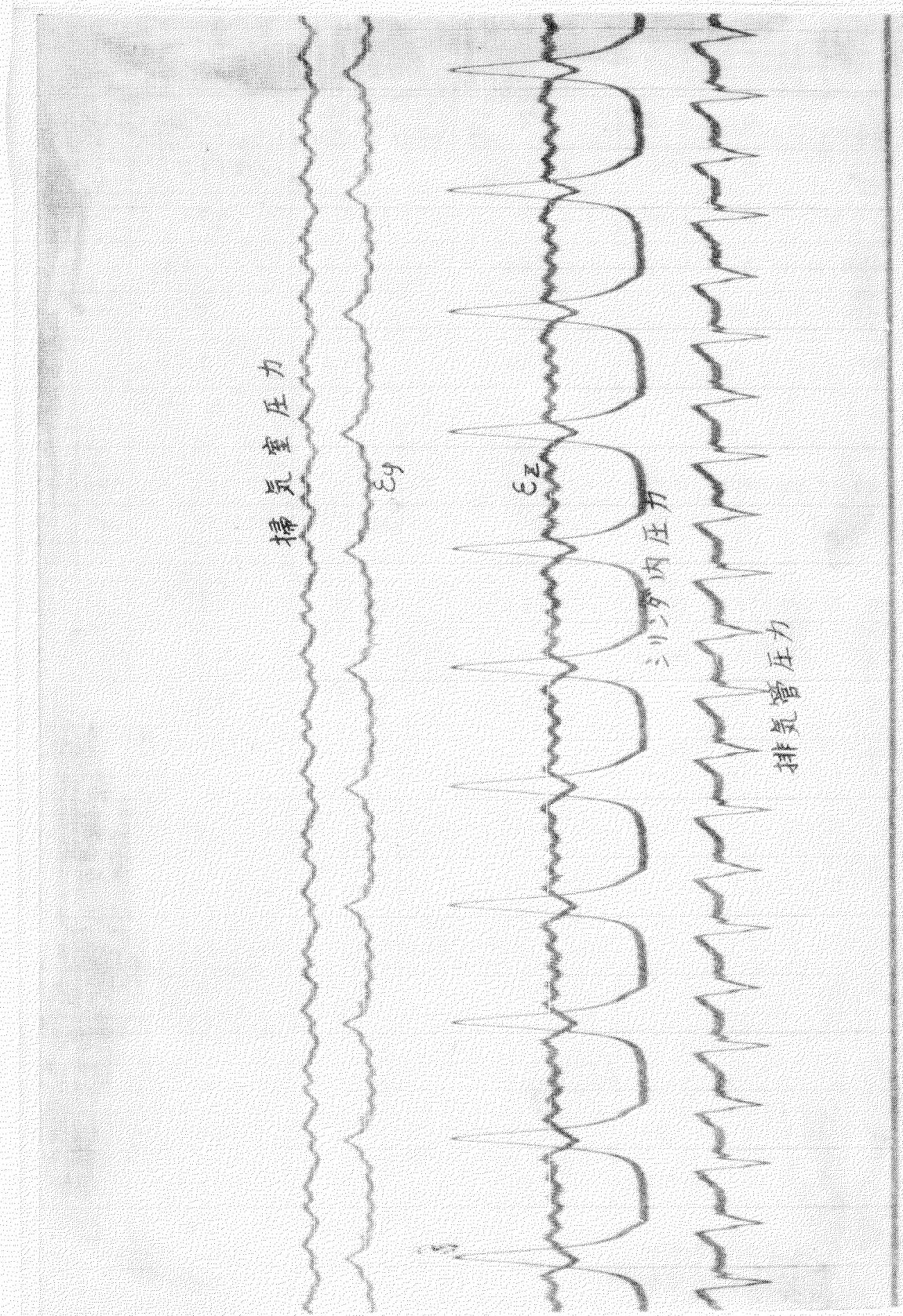
单位 : °C  
Test No. 13, 4/4 × 3/4  
定常状態温度分布図  
第 4-1-55 図



单位 : °C  
Test No. 14, 4/4 × 2/4  
定常状態温度分布図  
第 4-1-56 図



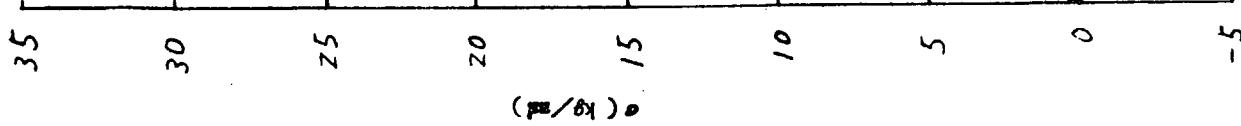
单位 : °C  
Test No. 15, 4/4 × 1/4  
定常状態温度分布図



第 4 - 1 - 58 図

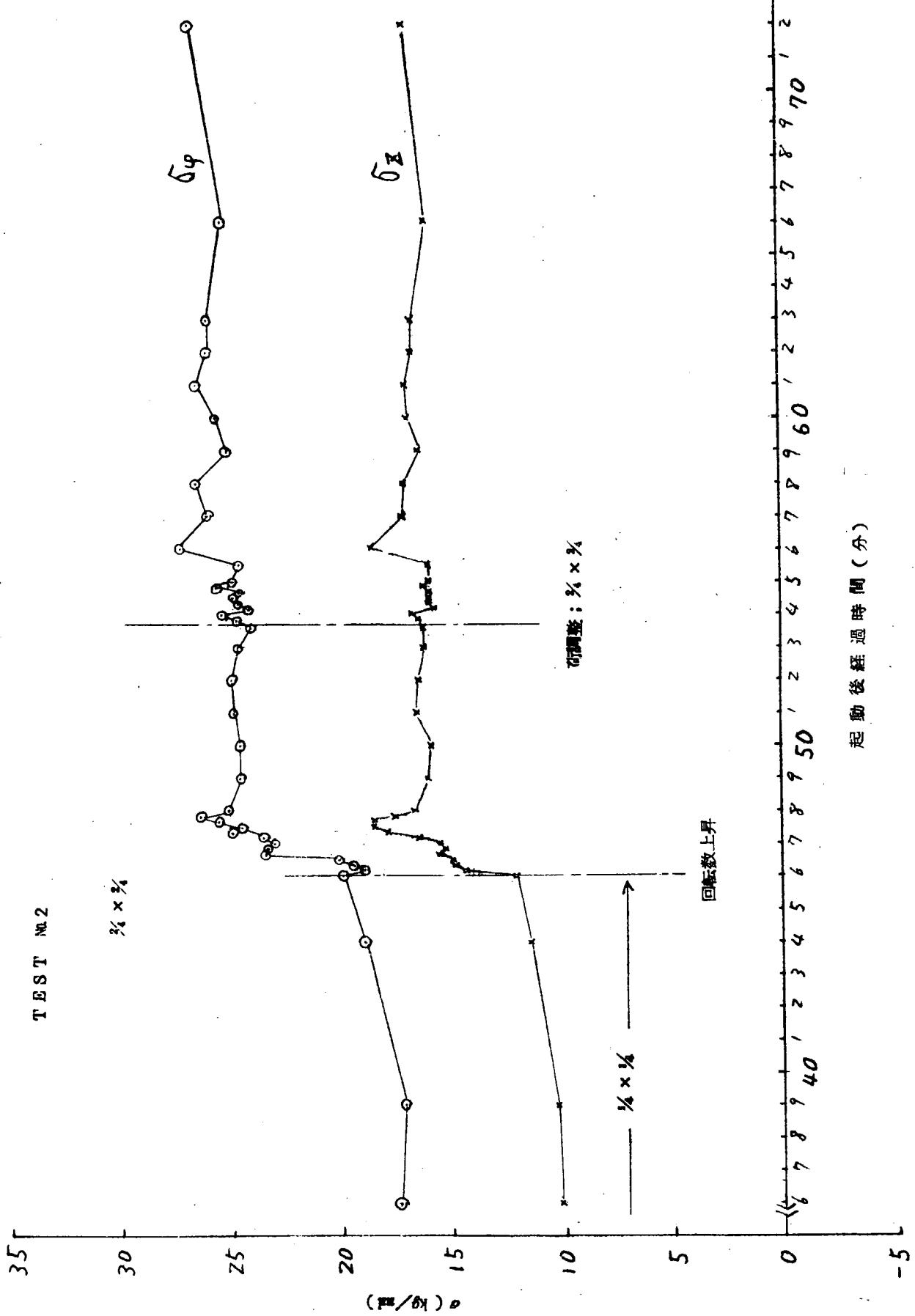
## 第 4-1-7 表 試 驗 機 関 運 転 記 錄

負荷		単位	1/4			1/2			3/4			4/4		
出力		PS	703			1400			2110			2810		
回転数		r pm	412			517			594			652		
平均有効圧力		Kg/cm <sup>2</sup>	4.1			6.5			8.5			10.4		
諸調整	ハンドル指標		20.5			25.2			30.0			33.9		
	燃料ポンプマーク		13.8			17.8			21.4			26.3		
圧力	シリンダ内最高圧力		P	S	平均	P	S	平均	P	S	平均	P	S	平均
	Kg/cm <sup>2</sup>	60	59	60	73	71	72	80	80	80	90	89	90	
		61	59		72	72		80	79		90	90		
		59	60		71	72		80	80		91	90		
	掃除空気		60	61		72	73		79	81		90	91	
温度	シリンダ冷却水		Kg/cm <sup>2</sup>			0.13			0.32			0.6		
	潤滑油		Kg/cm <sup>2</sup>			2.4			2.4			2.4		
	排気ガス集合管		Kg/cm <sup>2</sup>			2.9			3.1			3.2		
	排気ガス		mmAq			32			98			155		
温	シリンダ出口		P	S	平均	P	S	平均	P	S	平均	P	S	平均
	℃	255	255	250	325	320	315	380	375	375	450	445	440	
		250	245		310	310		370	370		435	430		
		245	250		315	310		380	375		445	435		
	掃除空気		255	245		315	315		370	380		445	435	
度	シリンダ冷却水		入口	出口	℃	42/47			44/49.5			44/51		
	潤滑油		入口	出口	℃	35/40			40/47			40/49		
	過給機回転数		r pm			7100			10200			13550		
燃料消費率		g/BHP hr	180			169			166			172		



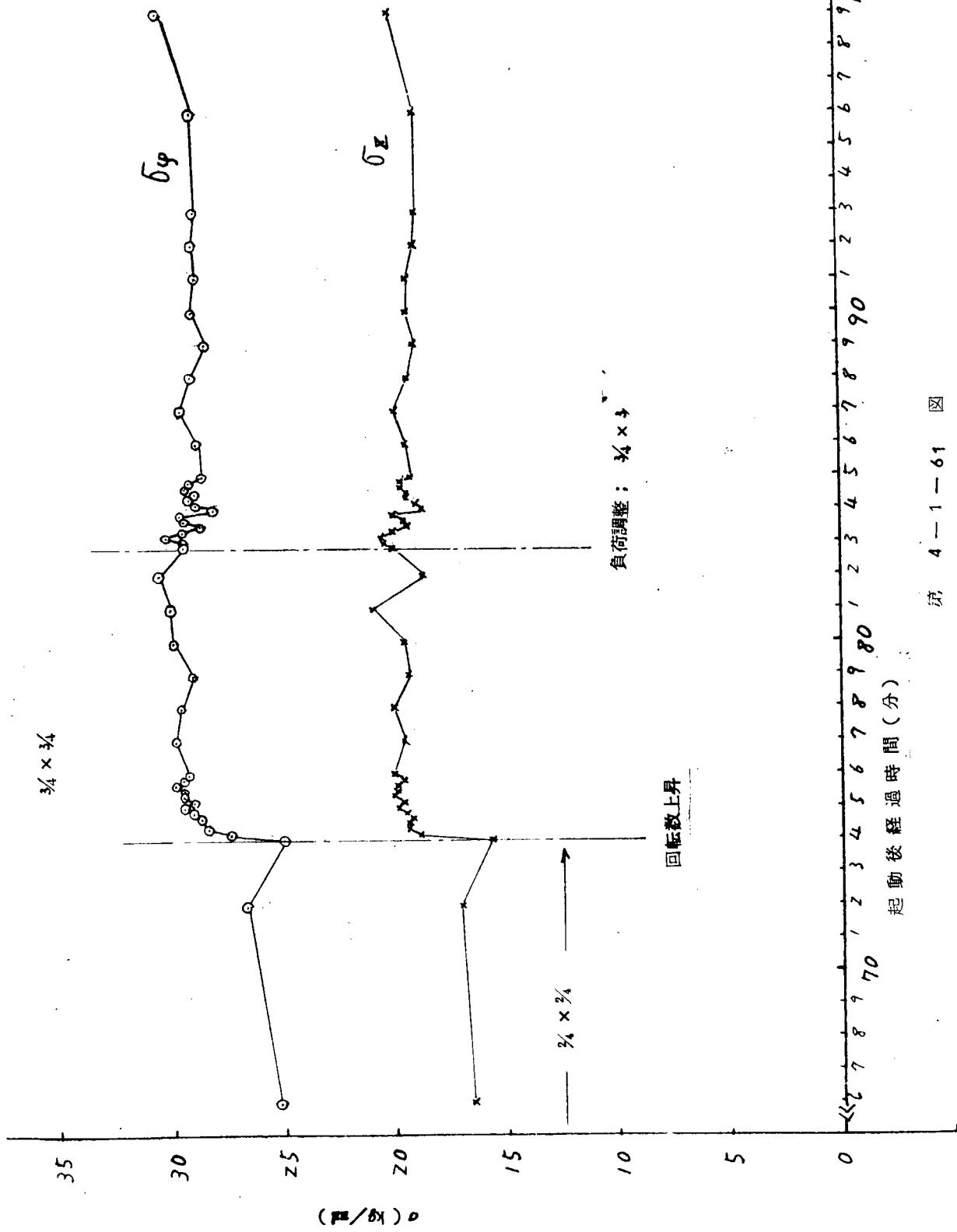
第 4-1-59 図

TEST №2



TEST No.3

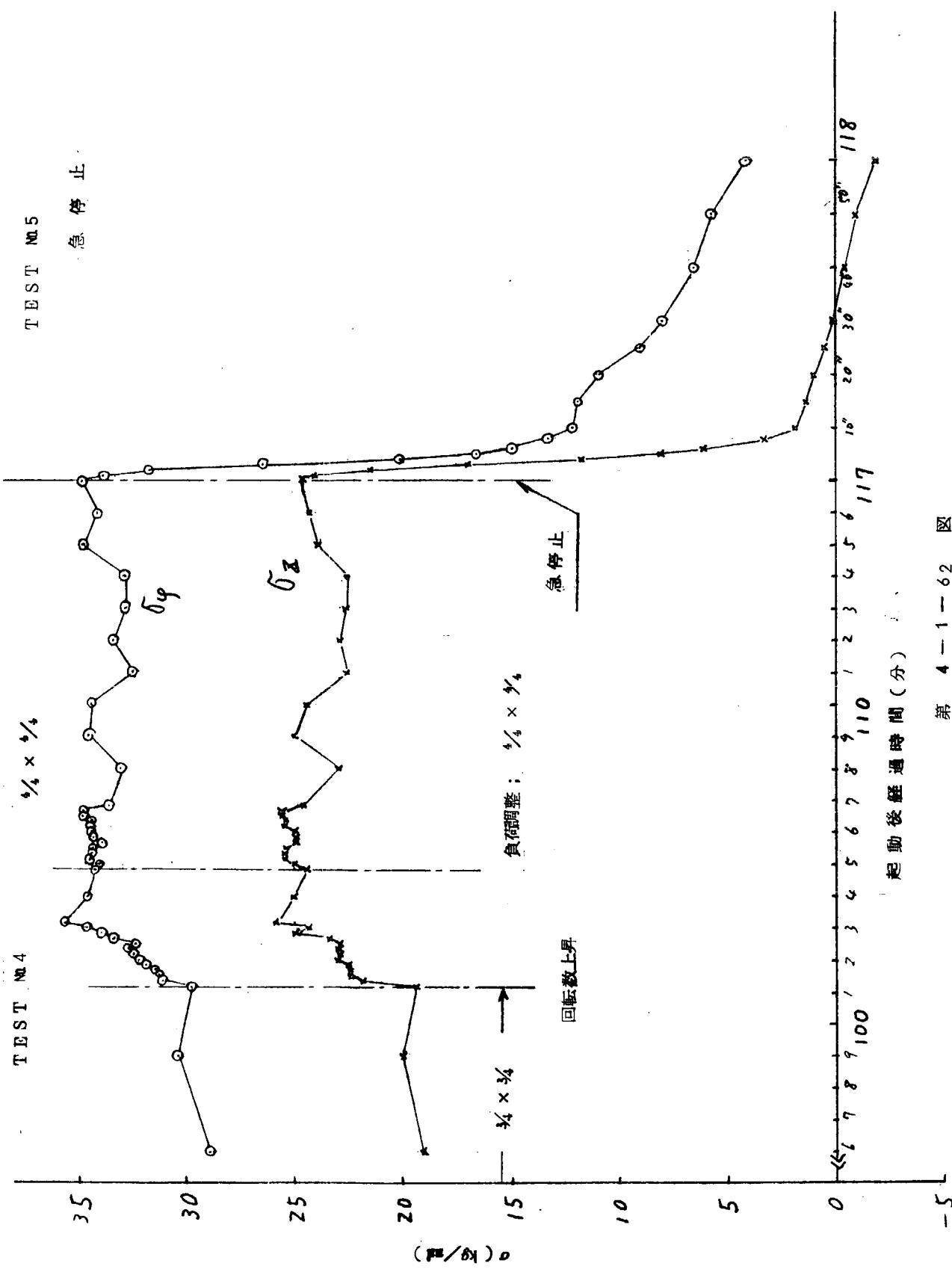
$\frac{3}{4} \times \frac{3}{4}$

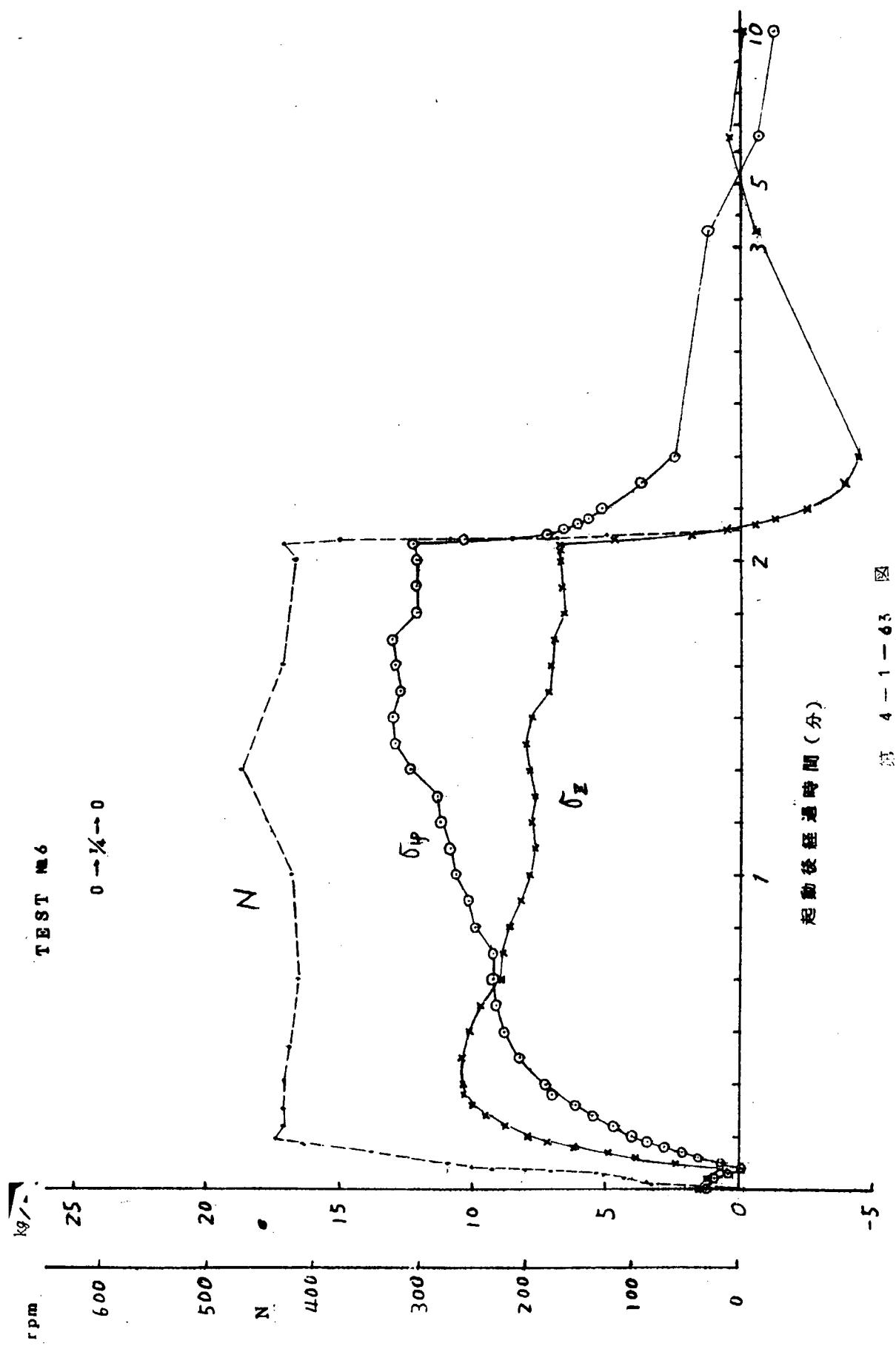


TEST №4

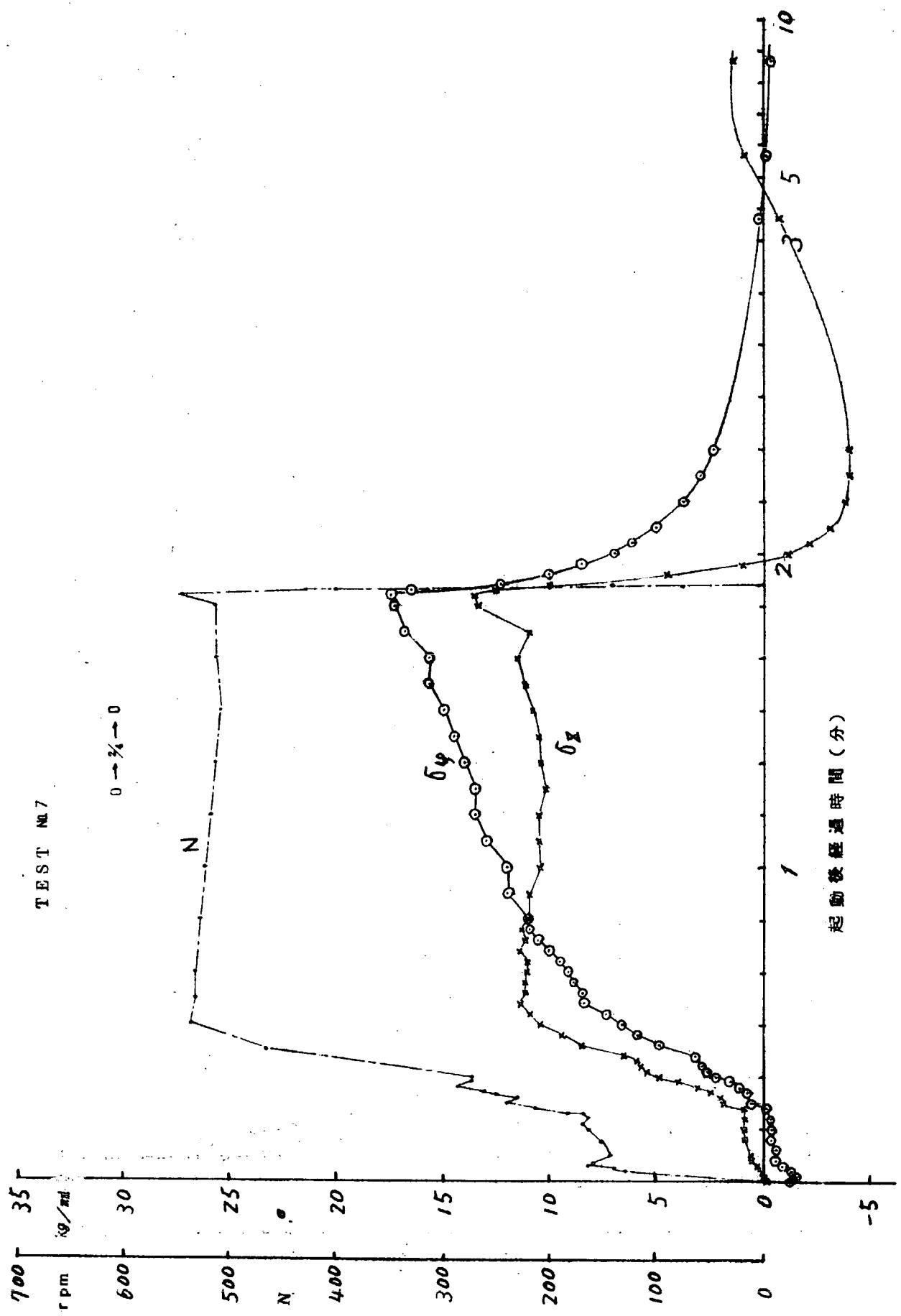
TEST №5

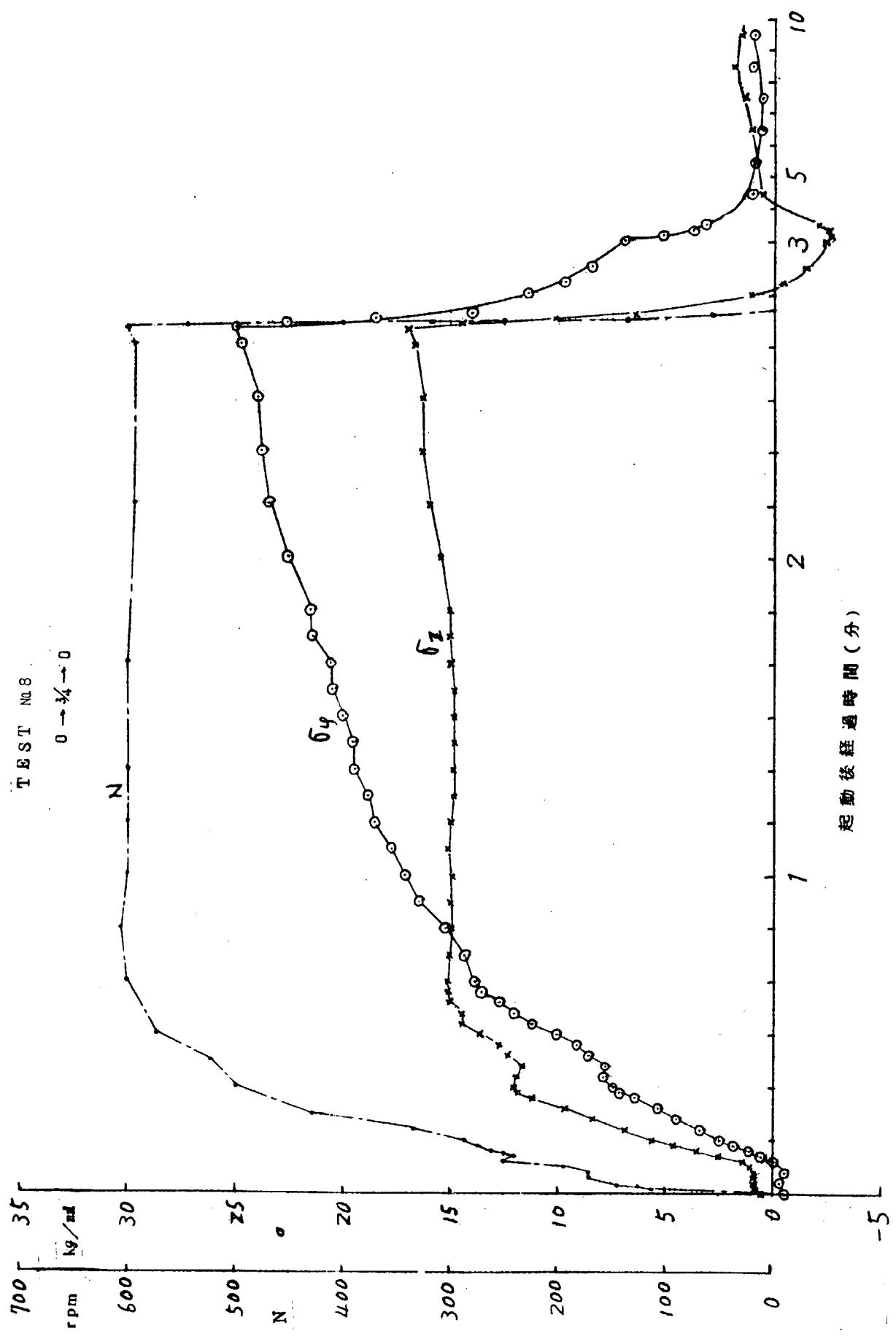
急停止





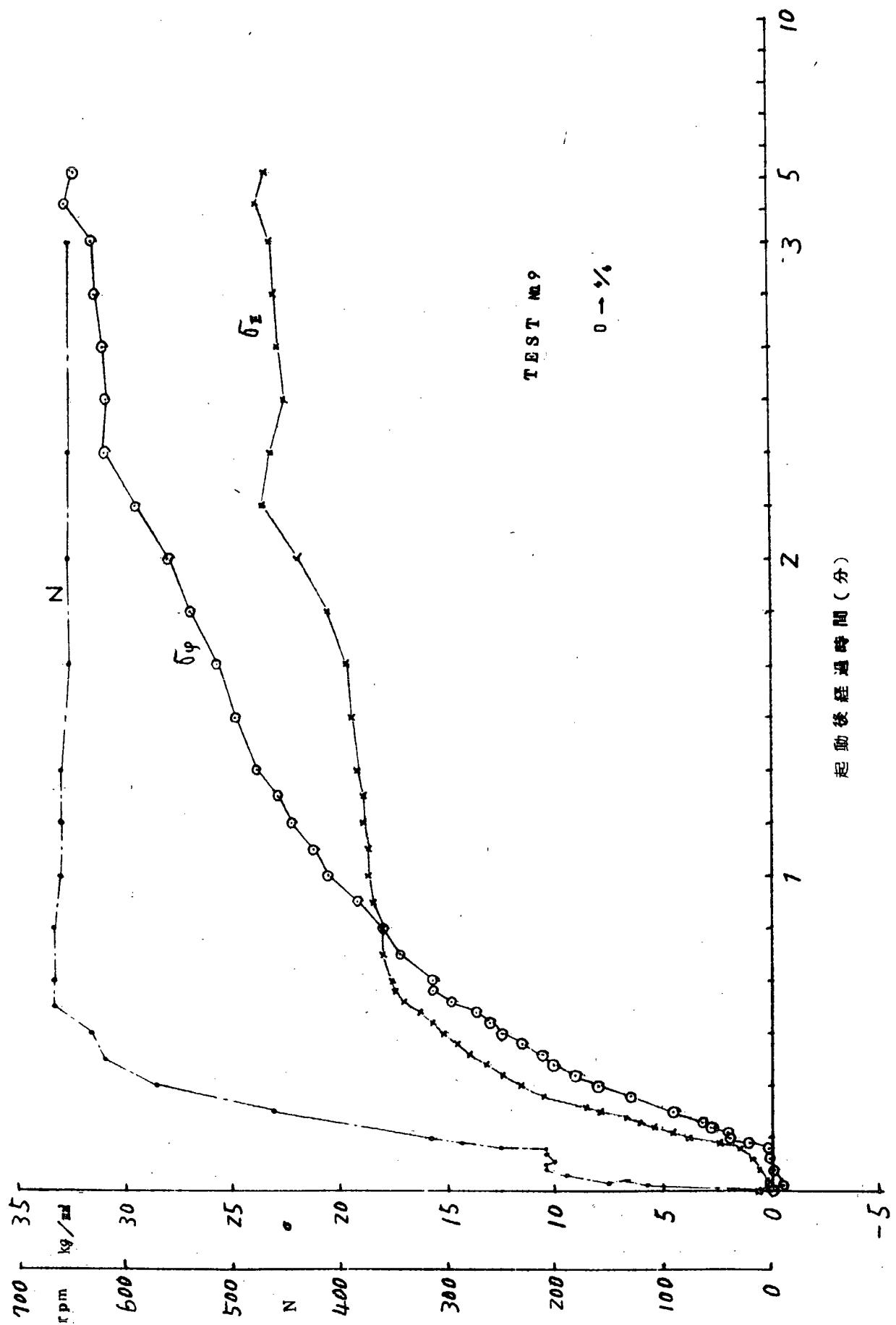
第 4-1-64 図





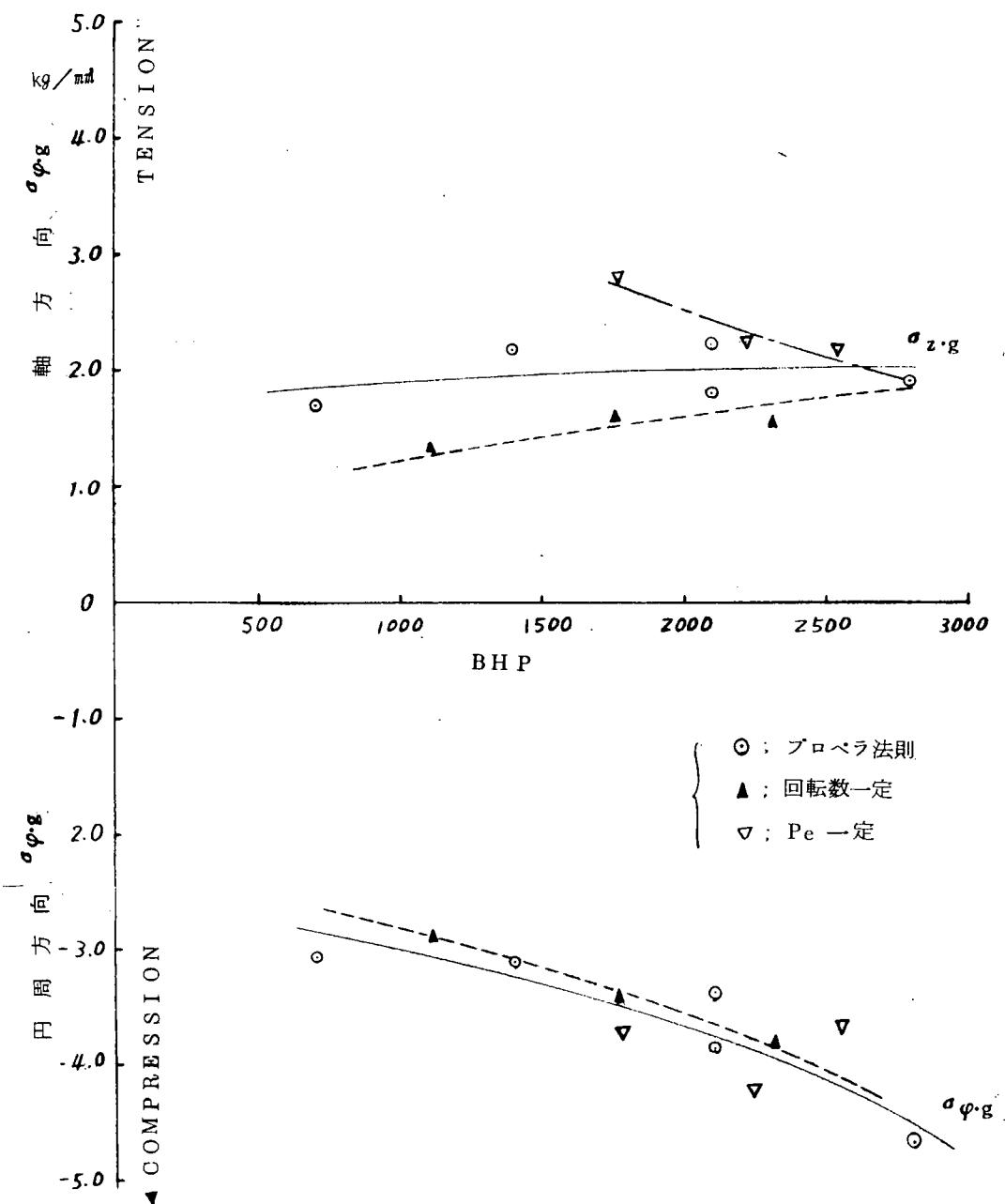
起動後経過時間(分)

第 4-1-65 図

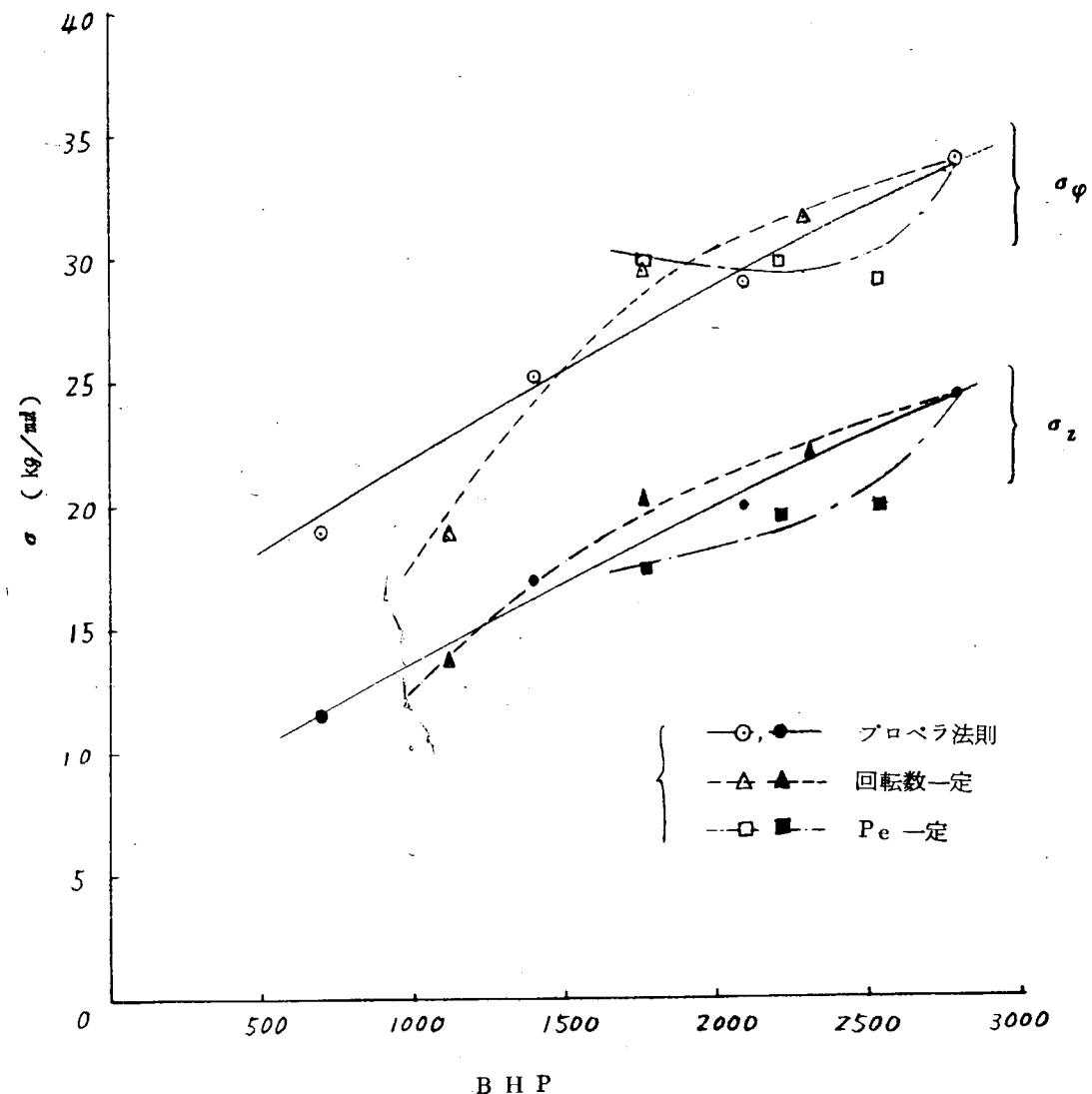


第 4-1-66 図

II型 実機計測結果



第 4-1-67 図



第 4-1-68 図

#### 4.1.4 まとめ

##### (1) 過渡的温度分布について

温度分布計測に用いたリンク方式は、今回のごとき多点記録には非常に有効であり、接点方式に比べて信頼性も高く一応満足すべき結果を得た。

また、各運転実験条件における供試ピストンクラウン各部の熱流を内外面の温度差で整理してみると、第4-1-69, 4-1-70, 4-1-71図のようになり、この供試ピストンに与えられている各運転条件に対する熱的条件を知ることができる。

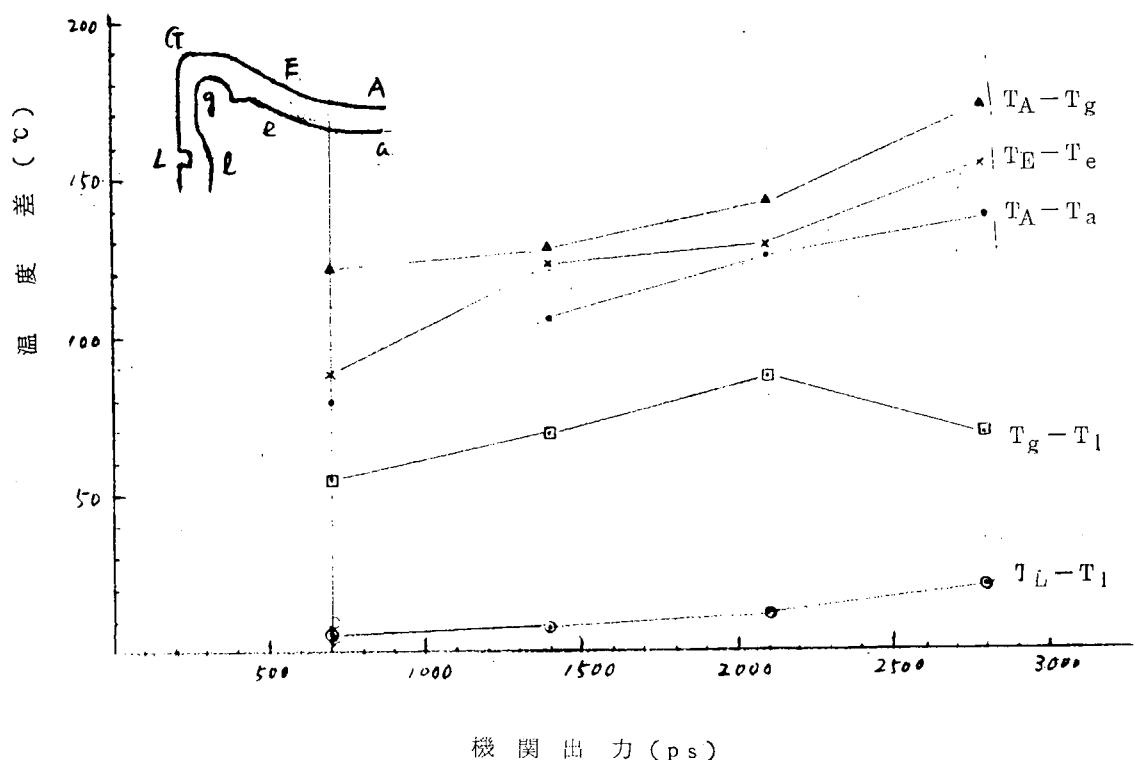
過渡的運転状態に対する供試ピストンの熱的特性は、第4-1-72, 4-1-73, 4-1-74図に示すようにやはり熱流方向の温度差をとつてみればその実態の大要は知ることができる。

しかし、これらをさらに明確に求めるためには、より多点の計測を行なうことが必要である。

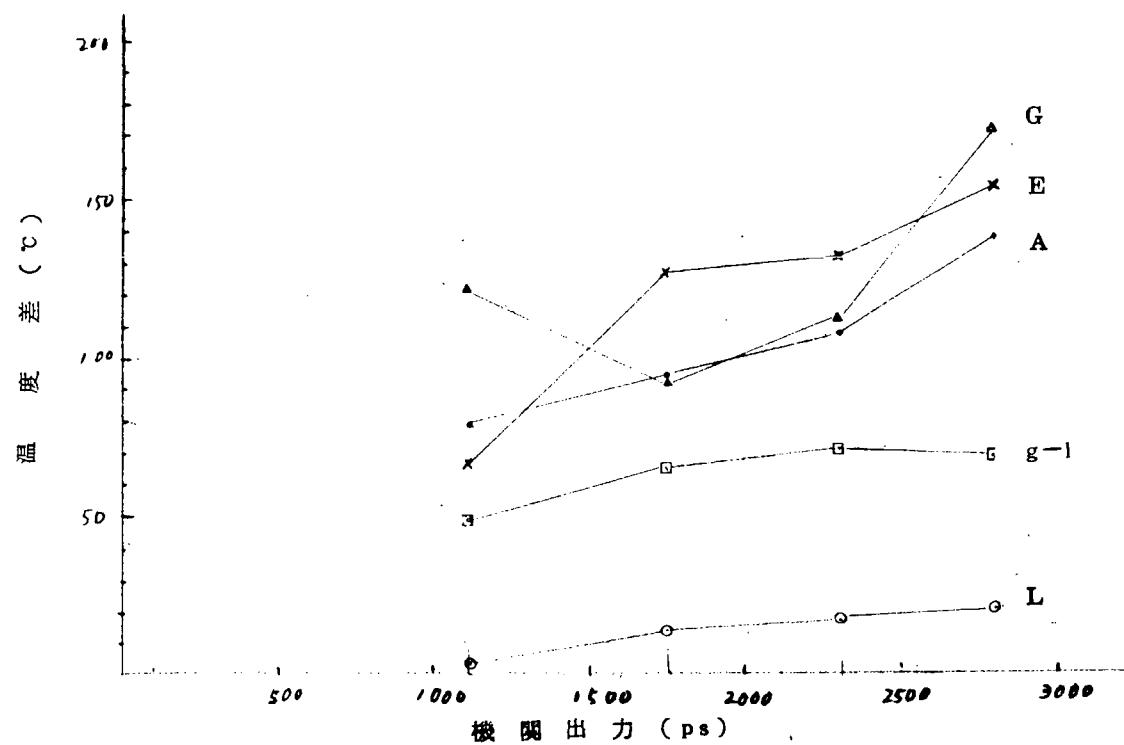
(2) 応力計測結果について

高温でのひずみ計測については Free Filament 型のものをローカイト接着する方法を用い、供試ピストンについて熱平衡状態で補正することによって一応目的を達することができた。

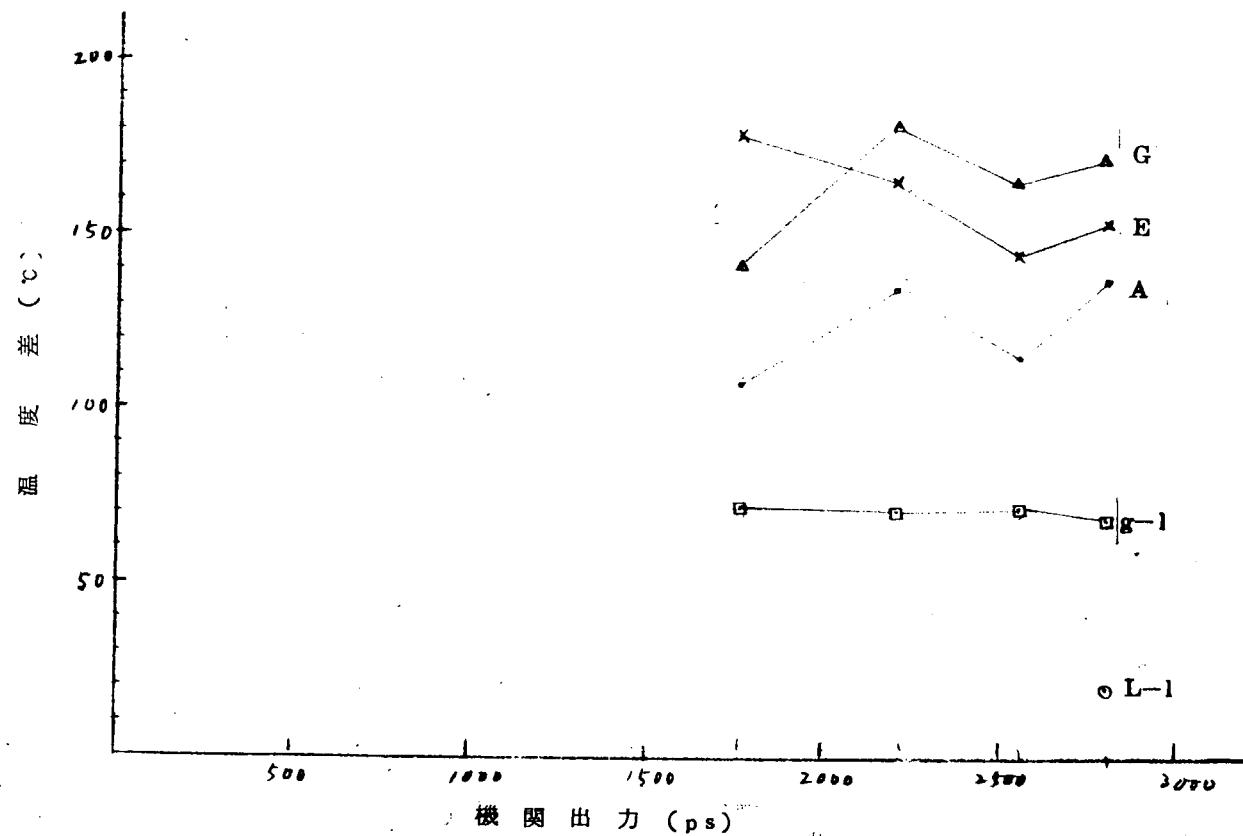
供試球面内部支持型のピストンクラウンについての過渡的特性をまとめた結果では、第4-1-7 5図のごとく軸方向熱応力は、各運動状態により異なる傾向を示す。すなわち、この供試ピストンクラウンについては、低負荷 ( $1/4$ ,  $2/4$ ) では、急上昇、急停止いずれの非定常状態でもピークが現われるが、高負荷 ( $3/4$ ,  $4/4$ ) ではピークが現われにくい。



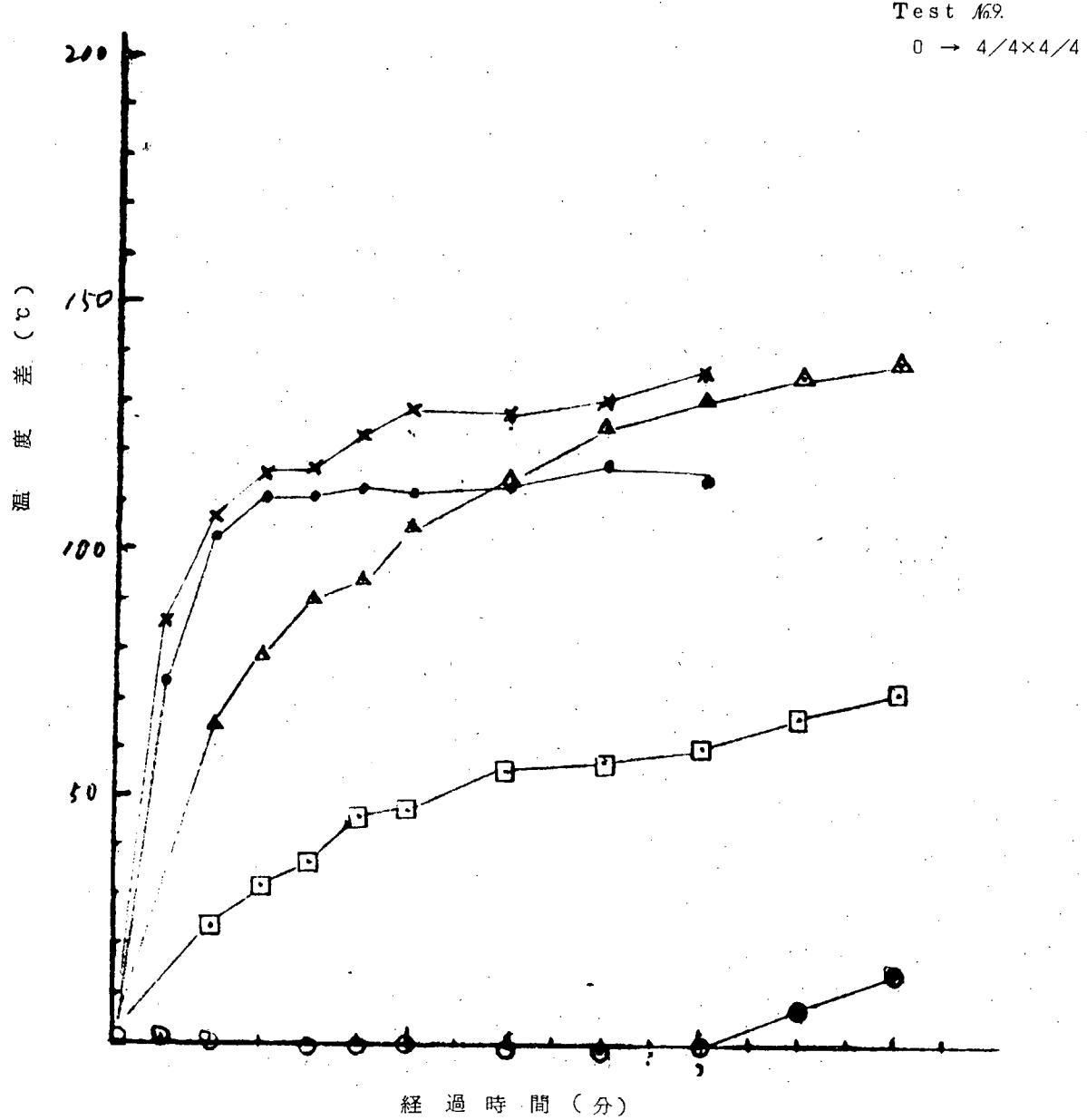
第4-1-69図 ピストンクラウンの温度差(プロペラ法則による運動)



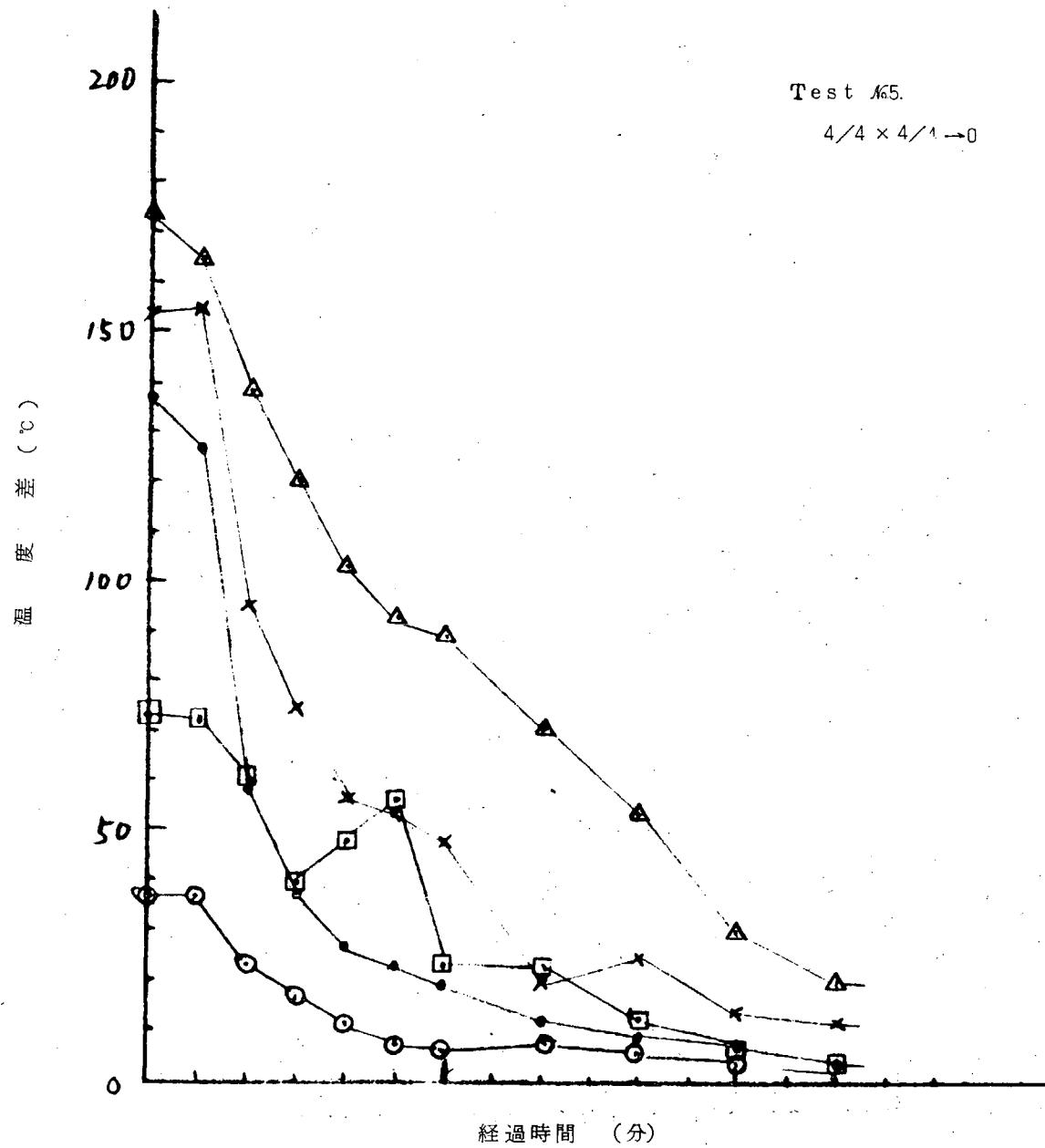
第 4-1-70 図 ピストンクラウン内の温度差(一定回転数での運転)



第 4-1-71 図 ピストンクラウン内の温度差(Pe一定での運転)

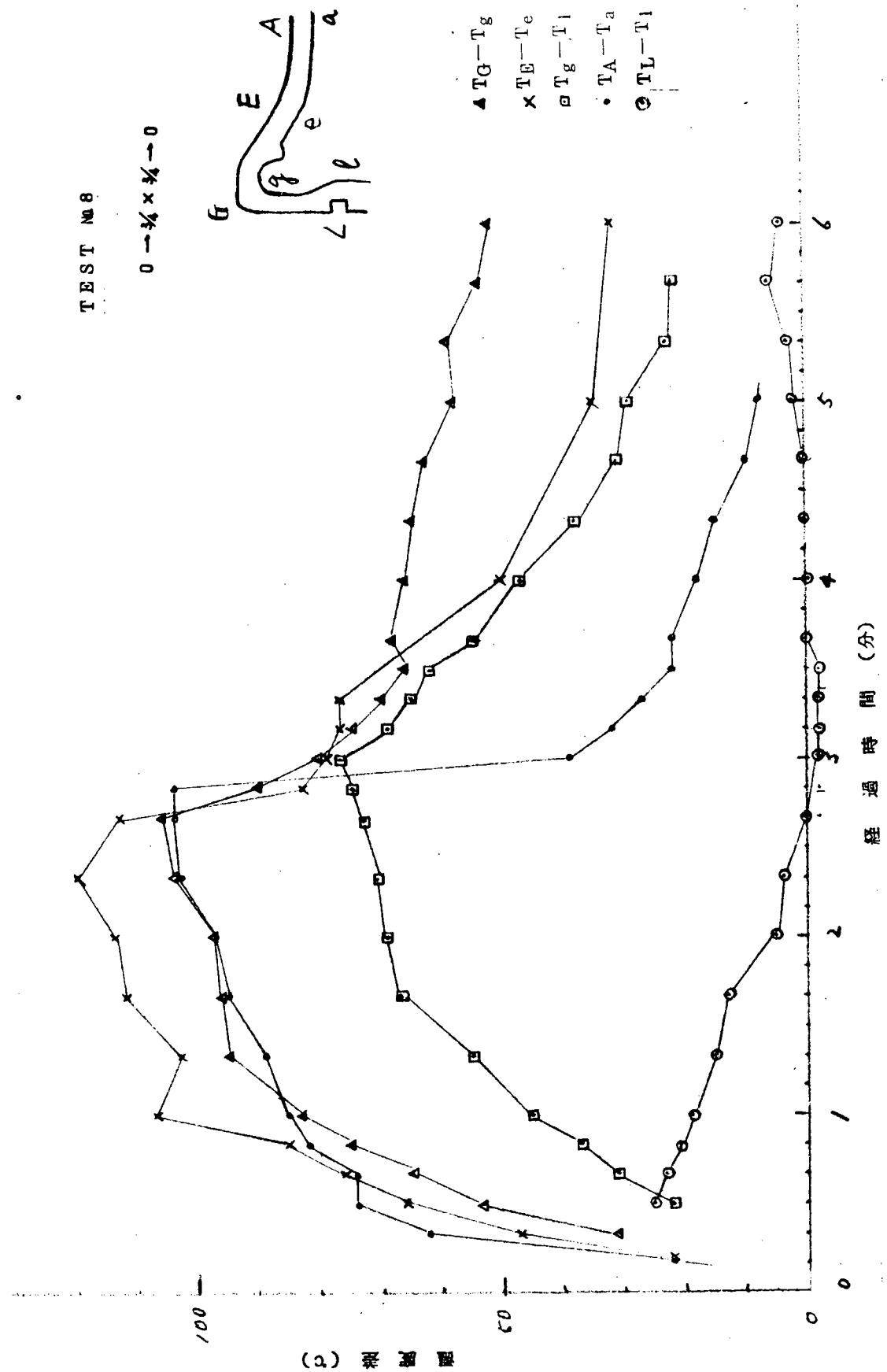


第4-1-72図 ピストンクラウン内の温度差(起動時の過渡的応答)

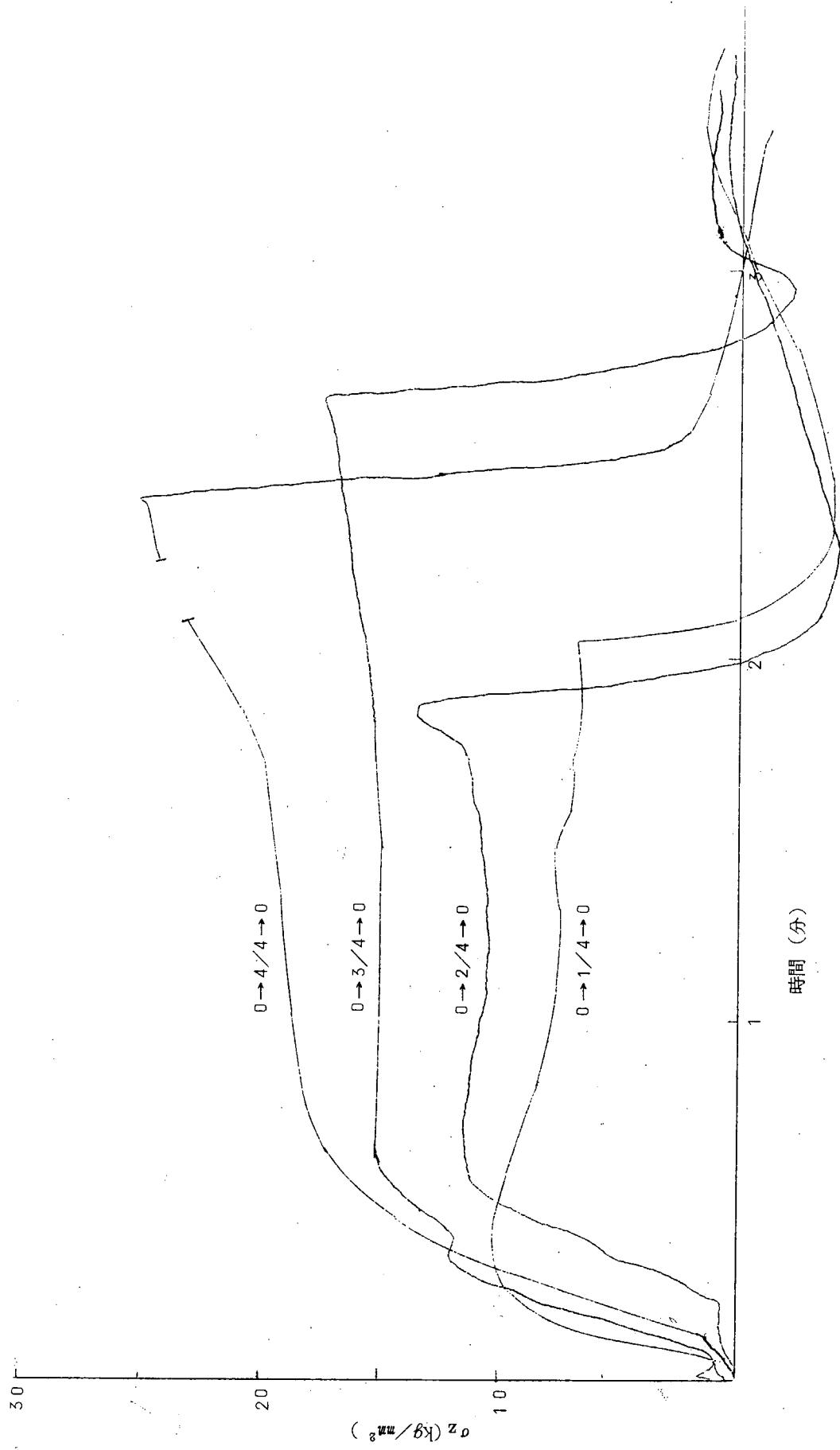


第4-1-73図 ピストンクラウン内の温度差(停止時の過渡的応答)

第4-1-74図 ピストンクラウン内の温度差  
(起動停止時の過渡的応答)



第 4-1-75 図



## 4.2 実物模型試験

### 4.2.1 まえがき

大形ピストンの実物模型について、非定常温度場における温度分布とひずみ分布とのそれぞれの時間変化を測定し、静止状態での熱応力分布を求め、前項4.1と比較検討を行なう。

このため直径約1mのピストンクラウン実物模型を製作し、熱ひずみを与えるための加熱、冷却とそれぞれの制御装置の組立を行ない供試ピストンをバーナで加熱、冷却して過渡的運動状態に相当する境界条件を与え、温度分布、熱ひずみ分布の時間変化の測定を行なつた。

### 4.2.2 実験方法

#### (1) テストリク設計上の問題点

##### (a) 加熱方式

模型ピストンクラウンへ実機と同じ大容量の熱量をどのような手段でつき込むか、また実機の大きい熱伝達率をいかにして再現するか。

##### (b) 冷却方式

実機はシエーカ型の冷却方式を採用して大きい熱伝達率を得ているが、これを静的模型試験でどのようにして再現するか。

##### (c) ピストンリングからの放熱

第1ピストンリングからの放熱量をどのくらいのオーダにするか。

#### (2) テストリクの設計条件

##### (a) 加熱方式

燃焼ガスからピストンクラウン(大形)への放熱量は現用中形エンジンのオーバーロード時の熱収支図を参考にして求めると、

$$Q_L = 188 \times 10^8 \text{ kcal/hr} (300 \text{ kW})$$

ここで、

$$Q_L = \text{燃焼ガスからピストンクラウンへの放熱量}$$

加熱方式としては、種々の方式が考えられるが、ここでは重油燃焼による方法を採用した。模型実験装置における熱収支は、全発生熱量の30%がピストンクラウンへ伝熱すると考え重油バーナの容量を決定した。

また、実機の燃焼室側熱伝達率は、爆発、高圧力、往復動によって、400~500 kcal/m² hr °Cとかなり大きい熱伝達率を得ている。

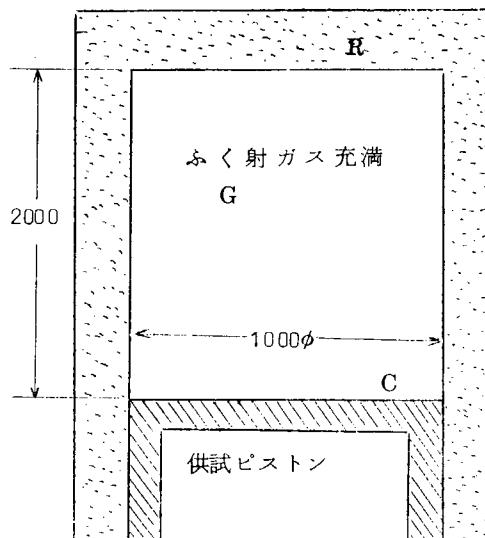
模型実験では、ふく射による相当熱伝達率に置きかえて再現するものとする。

##### ・相当熱伝達率の計算

加熱装置は、第4-2-1図に示すように充分保温された耐火レンガによる反射面R、と供試ピストンクラウンの受熱面Cとで構成されているとみなす。したがつて、充満されたふく射ガスGから受熱面Cへのふく射伝熱量および相当熱伝達率は次式で計算される。

ふく射能は次のとくおいた

$$\epsilon_G = 0.38 \quad (\text{ガス})$$



第4-2-1図

$$\epsilon_C = 0.8 \quad (\text{受熱面})$$

角関係

炉壁面はR・C系であるから

$$F_{CR} + F_{CC} = 1$$

ピストンクラウン上面を平面で近似すると

$$F_{CC} = 0$$

$$F_{RC} = (A_C/A_R) F_{CR} = 1/9$$

到達率  $\overline{F_{CG}}$

$$\overline{F_{CG}} = \epsilon_G \left\{ 1 + \frac{A_R/A_C}{1 + \frac{\epsilon_G}{1 - \epsilon_G} \left( \frac{1}{F_{RC}} \right)} \right\} = 0.905$$

総括吸収率  $\varphi_{CG}$

$$\frac{1}{\varphi_{CG}} = \frac{1}{\overline{F_{CG}}} + \left( \frac{1}{\epsilon_C} - 1 \right) = \frac{1}{0.739}$$

ふく射伝熱量  $q_{GC}$ 、相当熱伝達率  $\alpha_g$

$$q_{GC} = A_C \cdot \varphi_{CG} \cdot 4.88 \left\{ \left( \frac{T_G}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_C}{100} \right)^4 \right\} [\text{kcal/hr}] \quad \cdots \cdots (4-2-1)$$

$$\alpha_g = \frac{q_{GC}}{A_C (T_G - T_C)} [\text{kcal/m}^2 \text{hr}^\circ\text{C}]$$

ここで、

$$T_G = \text{ガス温度 } (\text{°K})$$

$$T_C = \text{受熱面温度 } (\text{°K})$$

ケース 1

$$t_G = 1400^\circ\text{C}$$

$$t_C = 560^\circ\text{C} \text{ とすると}$$

$$q_{GC} = 260 \times 10^3 \text{ kcal/hr}$$

$$\alpha_g = 310 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$$

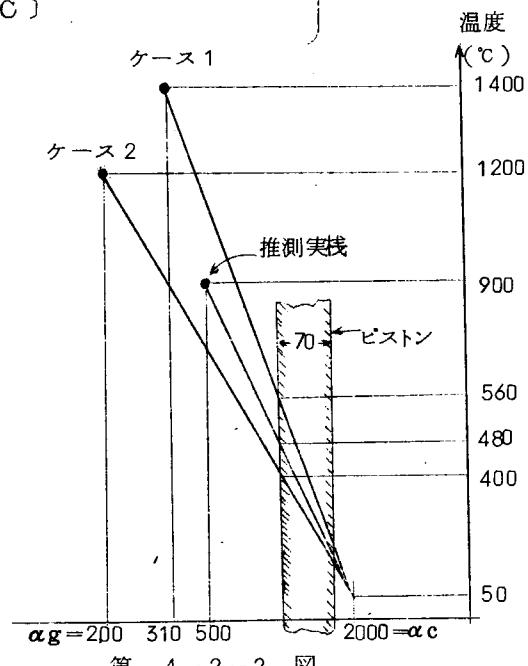
ケース 2

$$t_G = 1200^\circ\text{C}$$

$$t_C = 400^\circ\text{C} \text{ とすると}$$

$$q_{GC} = 160 \times 10^3 \text{ kcal/hr}$$

$$\alpha_g = 200 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$$



第 4-2-2 図

いま冷却側熱伝達率を実機のそれと同じにし得たと仮定すると、ケース1、ケース2の状態は第4-2-2図に示すように推測実験の状態の上側、下側に相当する。過渡的状態においては  $t_C$  が変化するため、当然  $\alpha_C$  も変化するが、定常状態では実機と同じ温度分布を静的模型試験で再現することができる。

周囲温度を推測実験の周囲温度 ( $t_g = 900^\circ\text{C}$ ) に合わせると、

ケース 1

$$\alpha_g = 900 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}^\circ\text{C}$$

ケース 2

$$\alpha_g = 320 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$$

• 以上の条件より、燃焼室および重油バーナを下記のごとく決定した。

第4-2-1表 燃焼室の構造

炉外径	炉内径	燃焼室高さ	外観高さ
2000	1050	2250	2800

耐火レンガ厚さ 230 (SK36)

断熱レンガ厚さ 230 (LBK23)

炉壁耐熱温度 1550 °C

重油バーナ仕様

プロポーションナルオイルバーナ

使用燃料 A重油

第4-2-2表

空気圧 400mmAq 35%の2次空気量と共に				空気圧 600mmAq 40%の2次空気量と共に				空気圧 800mmAq 44%の2次空気量と共に			
空気量 m³/min	油量 ℓ/h	発生熱量 10³kcal/h	空気量 m³/min	油量 ℓ/h	発生熱量 10³kcal/h	空気量 m³/min	油量 ℓ/h	発生熱量 10³kcal/h			
max	max	min	max	min	max	min	max	min			
18.4	142.0	17.8	1210	150	21.2	170.0	21.2	1450			

18.4	142.0	17.8	1210	150	21.2	170.0	21.2	1450	180	24.5	201.5	25.2	1710	215
------	-------	------	------	-----	------	-------	------	------	-----	------	-------	------	------	-----

炎が直接ピストンクラウン上面をなめ、未燃焼油が付着しないように2次空気を投入している。

(b) 冷却方式

燃焼側熱伝達率に関しては多くの推算式が発表されているが、冷却側のそれは皆無のようである。

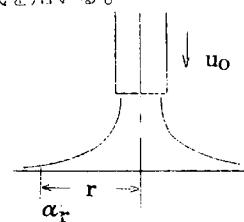
ここでは、「液体噴流を受ける平板の熱伝達」(稿、機械学会講演前刷集)の実験式を用いる。

$$Nu_{,r} = 0.82 \cdot Pr^{1/2} \cdot Re_{,r}^{1/2} \dots \dots \dots (4-2-2)$$

ここで

$$Nu_{,r} = \alpha_r \cdot r / \lambda$$

$$Re_{,r} = u_o \cdot r / \nu$$



上式はピストンクラウン内面のごとき複雑な冷却機構には直接応用できないが、冷媒として潤滑油を使用する場合と水を使用する場合の熱伝達率の相違を知るために重要な式と思われる。

すなわち、

$$\frac{\alpha(\text{water})}{\alpha(\text{oil})} = \left( \frac{K_w}{K_o} \right)^{2/3} \cdot \left( \frac{C_w}{C_o} \right)^{1/2} \left( \frac{\mu_w}{\mu_o} \right)^{-1/6} = 8.4$$

また、熱交換器、管外側の複雑な定常流れ時の式を用いると、

$$\alpha = 0.22 \frac{K}{De} \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{1/2} \cdot (\mu / \mu_w)^{0.14} \dots \dots \dots (4-2-3)$$

上記の結果から潤滑油の代わりに水を用いると約6～9倍の熱伝達率が期待できると思われる。

したがつて、模型実験においては、水を採用する案も考えられるが、局部沸騰による熱伝達率の低下があり、また潤滑油を用いた乱流による熱伝達では、実機の1000～2000の大きい値を再現さすには圧力損失が多大で期待できない。

以上のことから、多数のスプレーノズルからの噴流による冷却方式を採用した。

(4-2-2) 式より

$$\alpha_{\text{mean}} = \frac{1}{r} \int \alpha_r \cdot dr$$

いま  $u_0 = 5 \text{ m/sec}$

$r = 0.050 \text{ m}$

$$\alpha_{\text{mean}} = 2000 \text{ kcal/m}^3 \text{ hr } ^\circ\text{C}$$

したがつて、1個のノズルの領域半径 5.0 mmとした噴出速度 5 m/sec 以上のノズルを冷却面に分布させればよい。

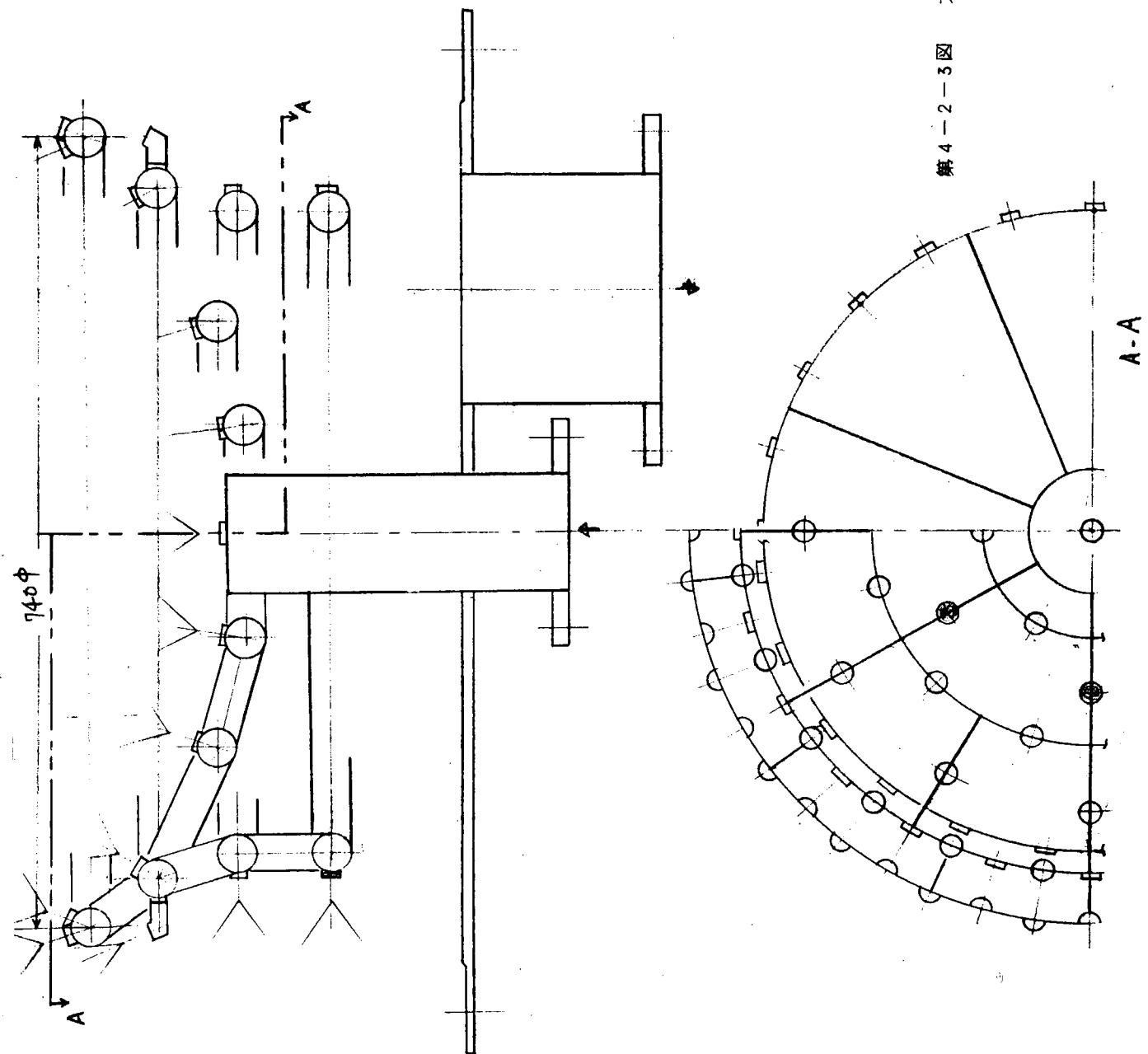
第4-2-3表 スプレーノズル仕様

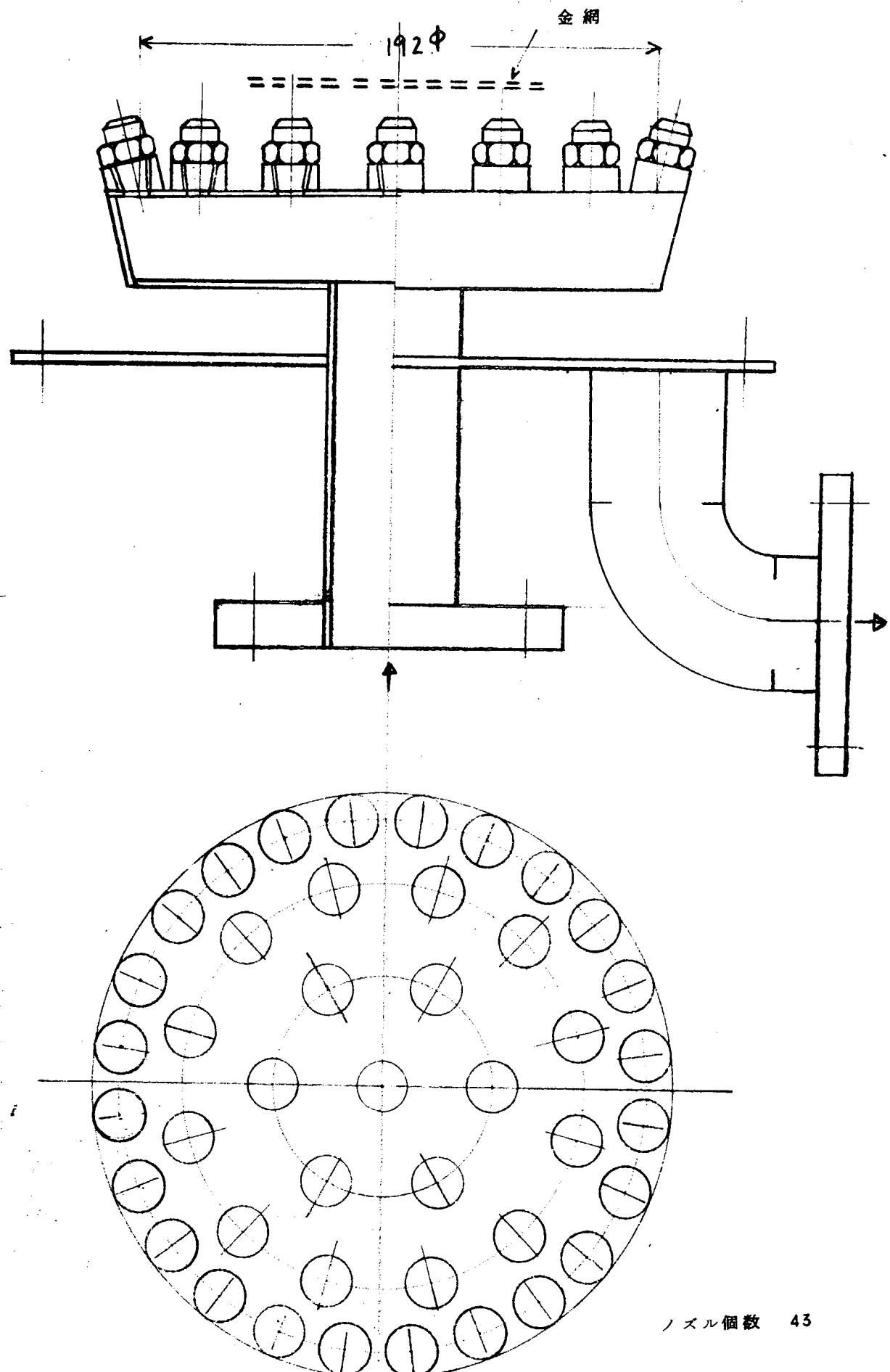
流量 $\ell/\text{min}$	噴出速度 $\text{m/sec}$	背圧 $\text{kg/cm}^2 \text{ g}$	噴出角度、状態
3.03	10	1.5	70°, Full cone

大形、中形ピストンクラウンに使用した冷却装置を第4-2-3、4-2-4 図に示す。

第4-2-3図 大形ビストンクラン用冷却装置

ノズル個数 16





第4-2-4図 中形ピストンクラウン用冷却装置

(c) ピストンリングからの放熱

特に第1ピストンリングからの放熱量の大小は、同リング近傍の温度分布を大きく左右し、リング近傍の局部熱応力に大きな影響を及ぼすことが考えられる。

この放熱量は、過去の実測値からの推算では

$$6 \sim 60 \times 10^3 \text{ kcal/hr} \quad (\text{大形})$$

$$0.5 \sim 5 \times 10^3 \text{ " } \quad (\text{中形})$$

・大形の場合

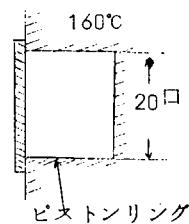
右図のごとくピストンリング部に流路をつくり、冷却油を通して、リング部からの放熱を模擬した。

リング周辺のピストン温度	160°C
管内冷却油の平均温度	30°C
伝熱面積	0.198 m <sup>2</sup>
必要な熱伝達率	230 ~ 2300 kcal/m <sup>2</sup> hr °C

・中形の場合

右図のごとくピストンリング部に流路をつくり、冷却油を通してリング部からの放熱を模擬する。

伝熱面積	0.026 m <sup>2</sup>
必要な熱伝達率	130 ~ 1300 kcal/m <sup>2</sup> hr °C



第4-2-4表 伝熱計算結果

流量 m <sup>3</sup> /hr	2	8
熱伝達率 kcal/m <sup>2</sup> hr °C	350	1100
流速 m/sec	1.8	7.5
圧力損失 kg/cm <sup>2</sup>	0.4	1.5

第4-2-5表 伝熱計算結果

流量 m <sup>3</sup> /hr	1.0
熱伝達率 kcal/m <sup>2</sup> hr °C	570
流速 m/sec	2.7
圧力損失 kg/cm <sup>2</sup>	0.6

(3) テストリグのフローシートおよび各部の構造

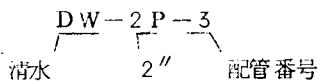
(a) フローシート

229頁に示すフローシートの説明を以下に記す。

配管記号の説明

DW = 清水ライン	OF = 燃料油ライン
SW = 海水ライン	AR = 空気ライン
OL = 冷却油ライン	EG = 排ガスライン

例：



・OF, AR ライン

燃料油タンクT-1(約2m<sup>3</sup>)に蓄えられたA重油は、ストレーナFL-1を通りギヤーポンプP-3を経て、流量計FM-1、圧力調節弁PR-1により所定の流量、圧力を調節する(写真4-2-2)。炉壁に取付けられたPt-R熱電対の一つは、温度制御装置、同駆動モータを経て、比例バルブCR-1で炉壁温度を一定に保つよう、A重油流量を自動調整する。

燃焼用空気はプロアーバ-3から吐出圧約700mmAqで取り入れ、1次空気はオリフィスOR-1を経てバーナに供給される。流量はバタフライバルブおよび、バーナ部で調整する。

2次空気は、オリフィスOR-2を経て燃焼室上部へら旋状に供給される。流量はバタフライバルブで調整する。

また点火用および安全用に小形プロパンバーナも併置している。(バーナ部写真4-2-3)

• E G ライン

炉壁を所定の温度に加熱させた高温ガスは、スプレーノズルSN-1によつて約100°Cに下げられ、充填塔C-1のラシヒリング充填層において上部からの清水と熱交換し、排ガスを70°C以下に下げる後、排気用ファンB-1を経て屋外へ放出される。

高温ガスが実験装置外へ吹出さないよう、燃焼室内は負圧(-2~4mmAq)に保たれている。負圧の調整はB-1出口のバタフライバルブで行なつている。

• O L , SW ライン

ピストンクラウンの内部に取り付けられた冷却装置には、224頁に記したスプレーノズルが所要の個数だけ配列されている。

スプレーノズルから噴出した冷却油は、ピストン内面にあたり、熱交換を行なう。またピストンリング部を通過する冷却油は227頁に記した熱交換を行ない、それぞれ冷却油タンクT-2(約1.5m<sup>3</sup>)へはいる。後ギヤードポンプP-4により所定の圧力にし、熱交換器E-1により、ピストンにより加熱された冷却油は海水と熱交換する(写真4-2-4)。所定の温度に下がつた冷却油は、ストレーナを経て、ピストン内面冷却、リング部冷却に分れ流量計を通りピストンへ行く。ピストンからの放热量は、その出入口に設けた温度計および流量計により測定する。

E-1の冷媒の海水は、流量、前圧を一定に保つように、約10m上のヘッドタンクに導いた後、E-1管内側にはいる。流量はE-1前後バルブで調整する。

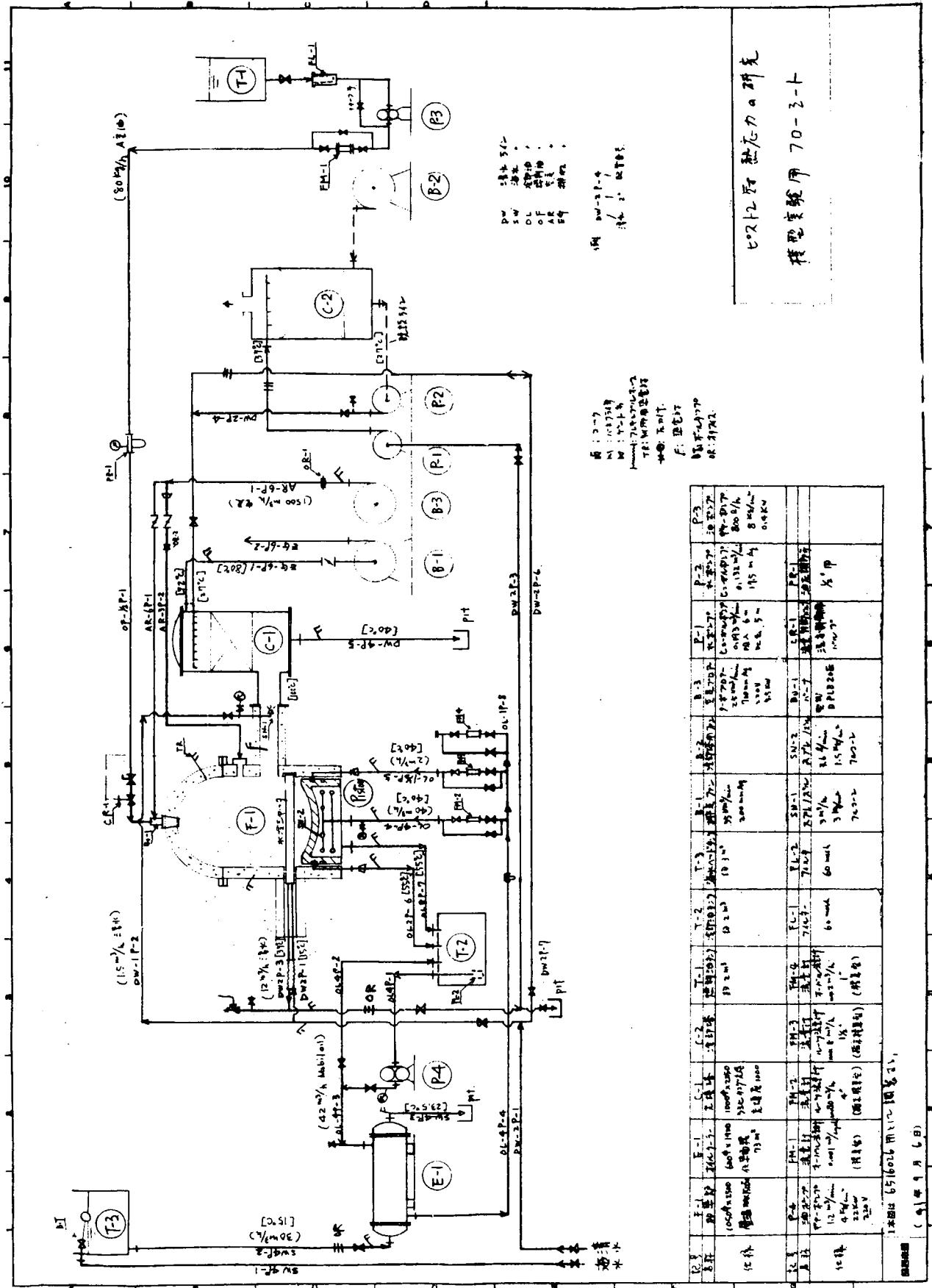
• DW ライン

他の冷媒として清水を用いる。燃焼室中の水冷シャッターは供試ピストンクラウンを急激加熱(冷却)するためのものである。すなわち燃焼室を構成しているレンガが定常になるまで、ピストンクラウンを冷態に保持するものである。このシャッターは清水により熱交換されている。交換熱量は出入口温度とオリフィスによる流量測定により計測される。(シャッター、写真4-2-5, 6) また、燃焼ガス冷却用のスプレーノズルSN-1から噴出する清水は、ノズル前圧によつて流量計測をしている。

また、C-1上部へ送られる清水は、出入口温度と、オリフィスによる流量測定により、交換熱量が計測される。

(b) 各 部 の 構 造

燃焼室の構造	第4-2-5図
充填塔の構造	第4-2-6図
熱交換器の構造	第4-2-7図
水冷シャッターの構造	第4-2-8図
試験装置の外観	写真4-2-1
燃料油系	写真4-2-2
バーナ部	写真4-2-3
冷却器の熱交換部	写真4-2-4
水冷シャッター(上面より)	写真4-2-5
水冷シャッター(下面より)	写真4-2-6



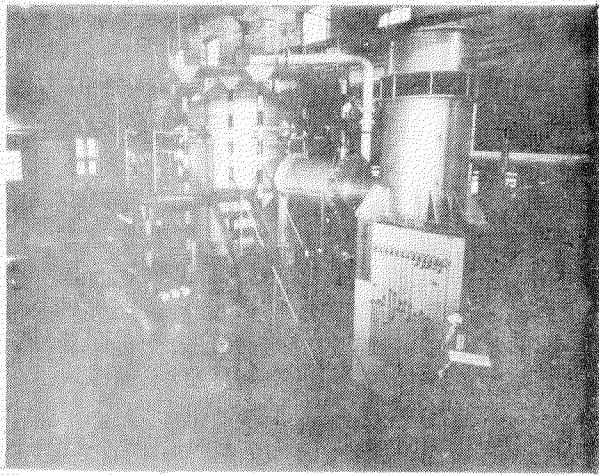


写真4-2-1 試験装置の外観

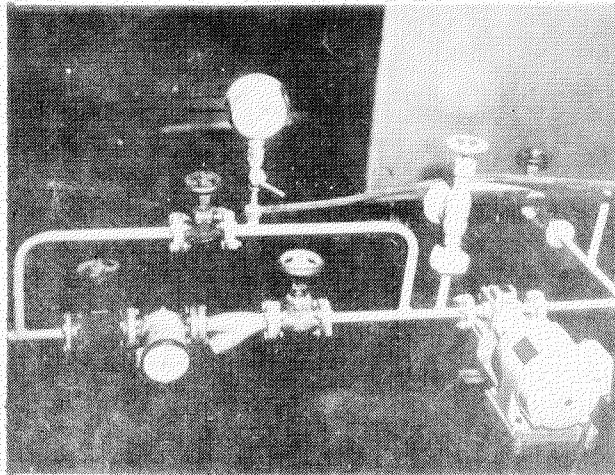


写真4-2-2 燃料油系

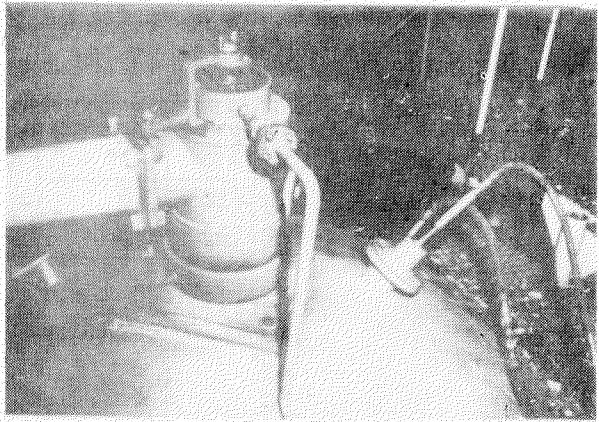


写真4-2-3 バナー部

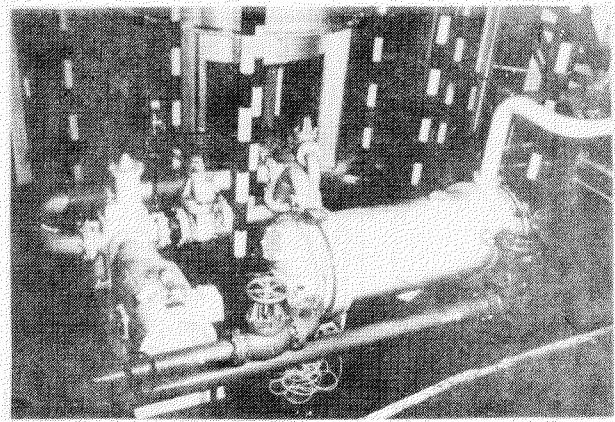


写真4-2-4 冷却油の熱交換器

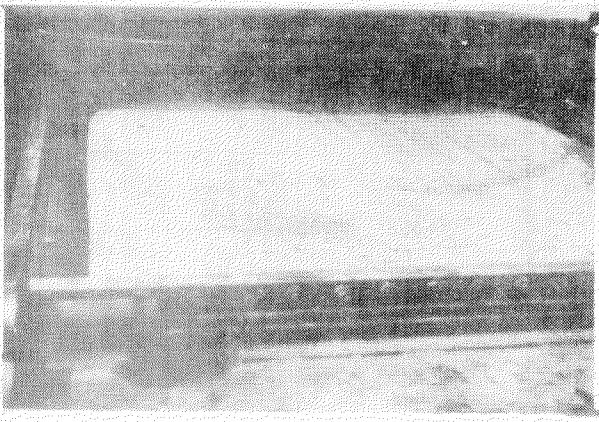


写真4-2-5 水冷シャッター(上面より)

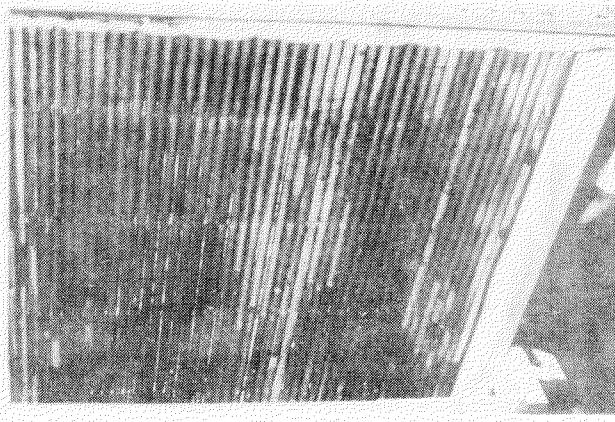
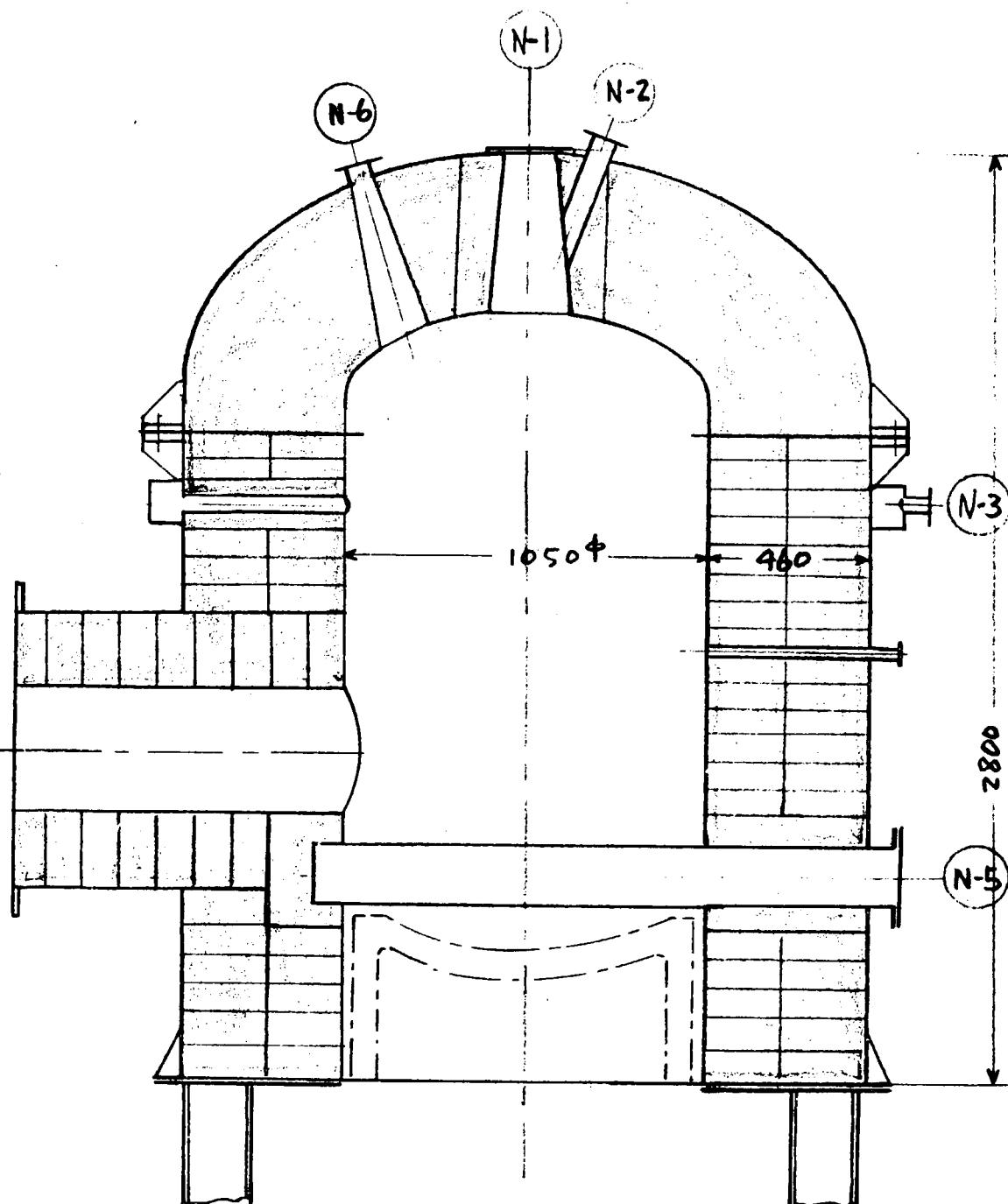


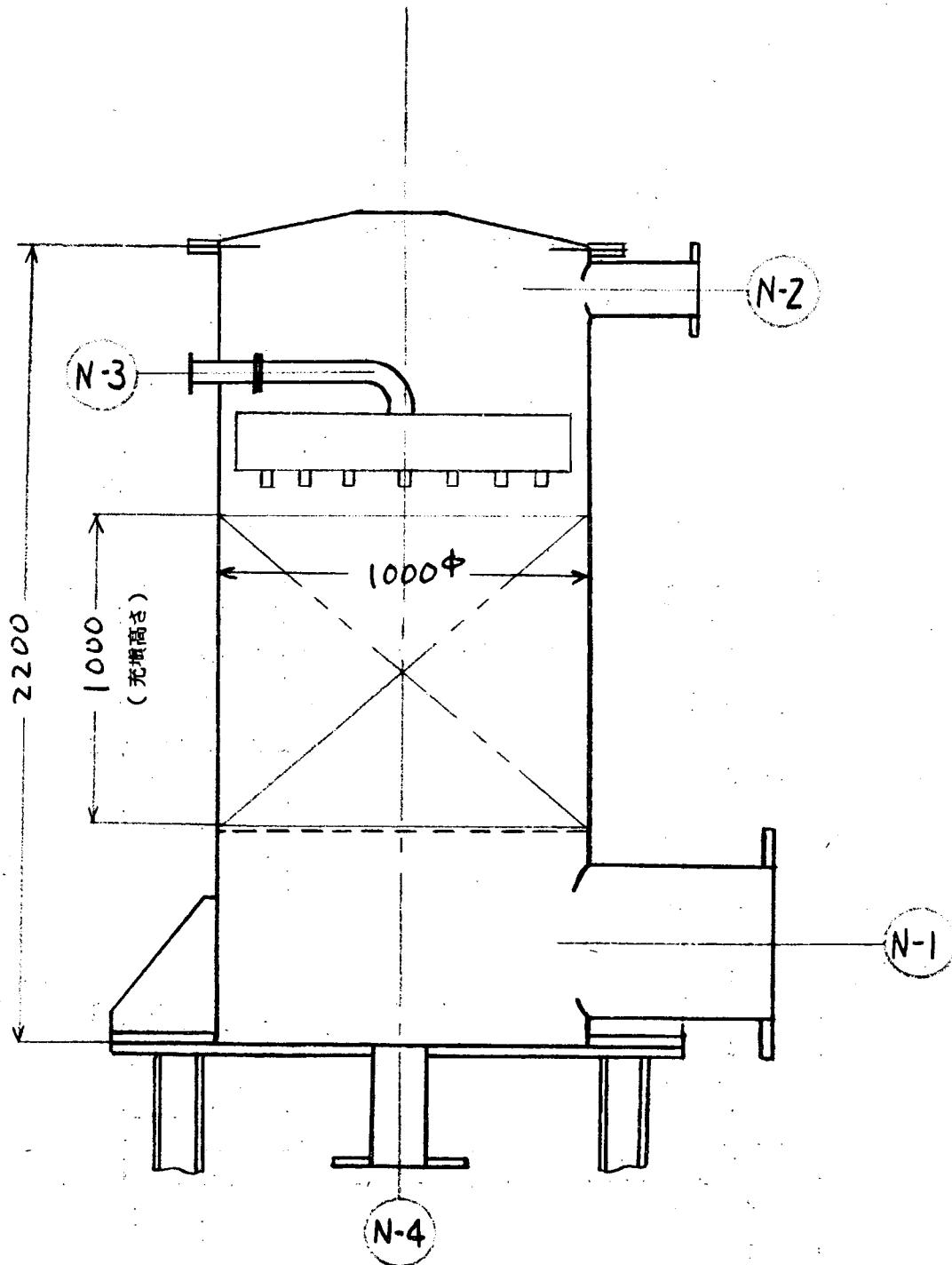
写真4-2-6 水冷シャッター(下面より)

N-1	重油バーナ取付台
N-2	プロパンバーナ取付台
N-3	2次空気取入口
N-4	排ガス出口
N-5	シャッター取付台
N-6	覗窓

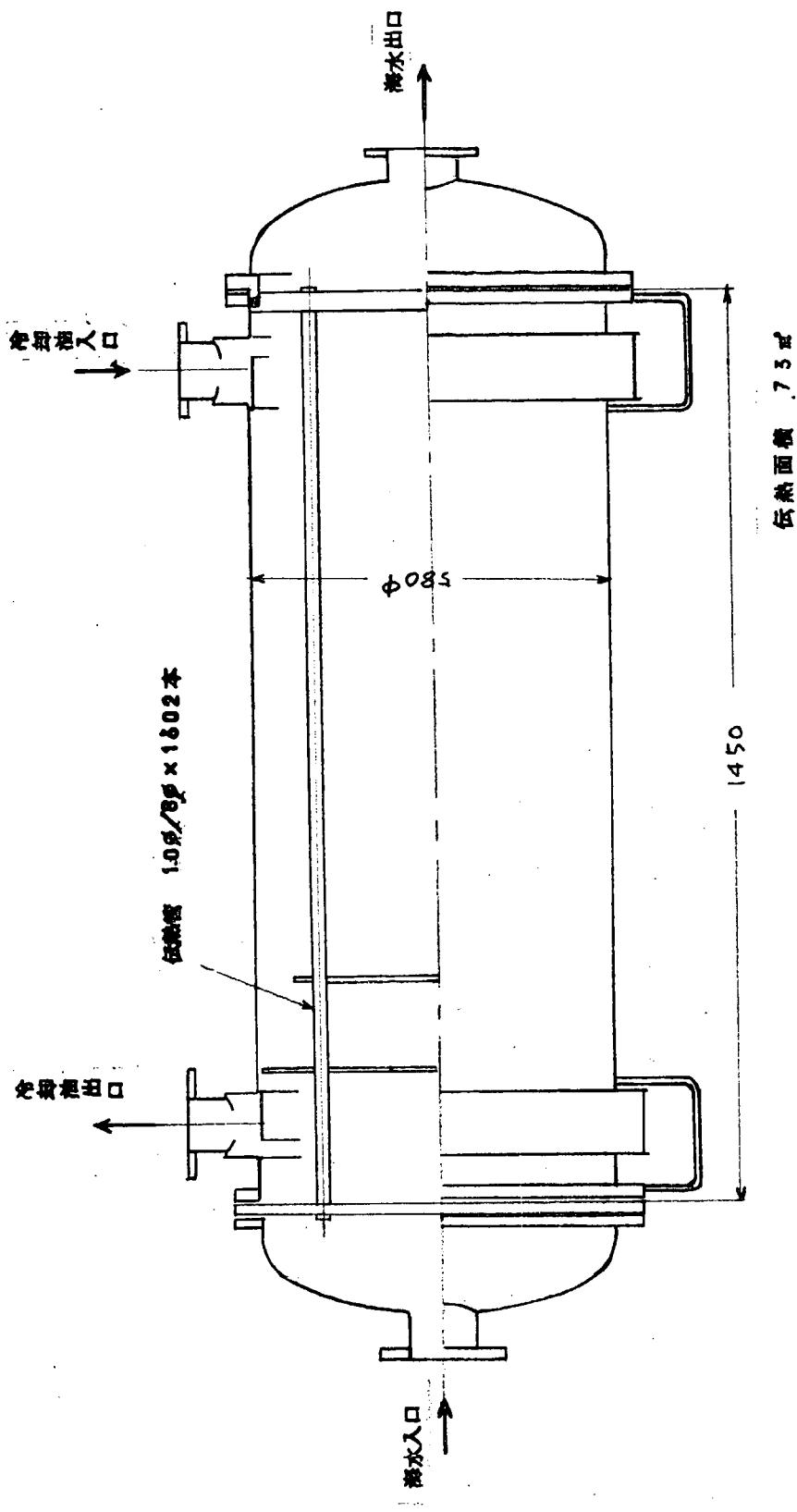


第4-2-5図 燃焼室の構造

N-1	ガス入口
N-2	ガス出口
N-3	水入口
N-4	氷出口

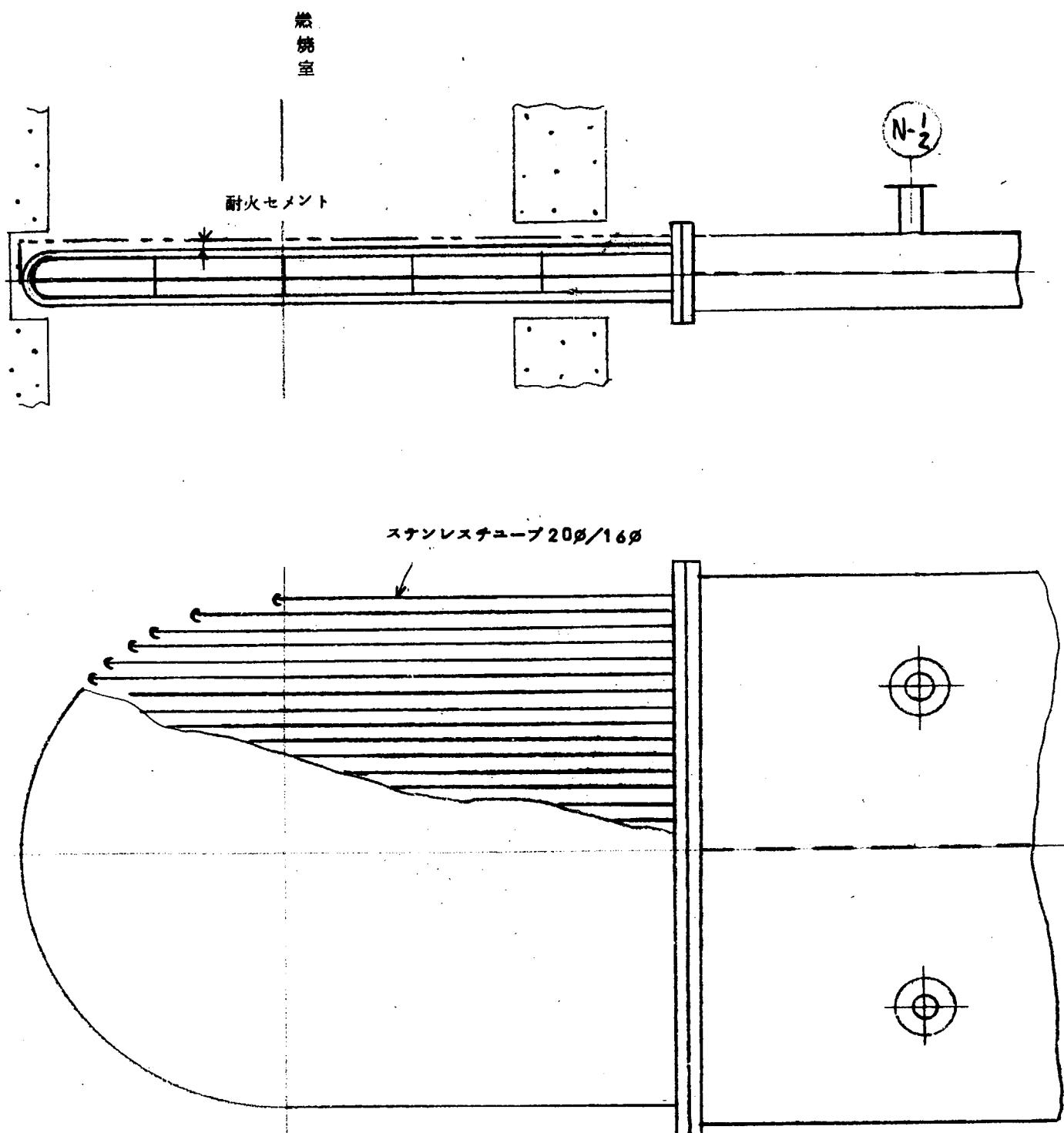


第4-2-6図 充填塔の構造



第4-2-7図 热交換器構造

N-1	水 入 口
N-2	水 出 口



第4-2-8図 シャツタの構造

#### (4) 計測方法

実物模型試験においては、被試験体は静止しているので、温度、ひずみ計測は従来の方法を用いて多点計測を簡単に行なうことができる。

##### (a) 温度分布計測法

###### (i) 測定装置

使用した熱電対、埋込方法、および計測装置はすべて前項4.1と同じである。(写真4-2-9)

###### (ii) 中形ピストンクラウンの計測位置

第4-2-9図に示すように点a-1より点n-3まで35点を計測した。点f<sub>1</sub>-1～f<sub>1</sub>-4は温度分布の軸対称性を検定するために設けた。

###### (iii) 大形ピストンクラウンの計測位置

第4-2-10図に示すように点a-1より点o-3まで、および、高温ひずみゲージ貼付位置の51点を計測した。点f<sub>1</sub>-1～f<sub>1</sub>-4は温度分布の軸対称性を検定するために設けた。

##### (b) 热ひずみ計測法

使用した高温ひずみゲージ、接着法、結線方法は前項4.1と同じである。計測器、記録計は下記のごとく配置されている。

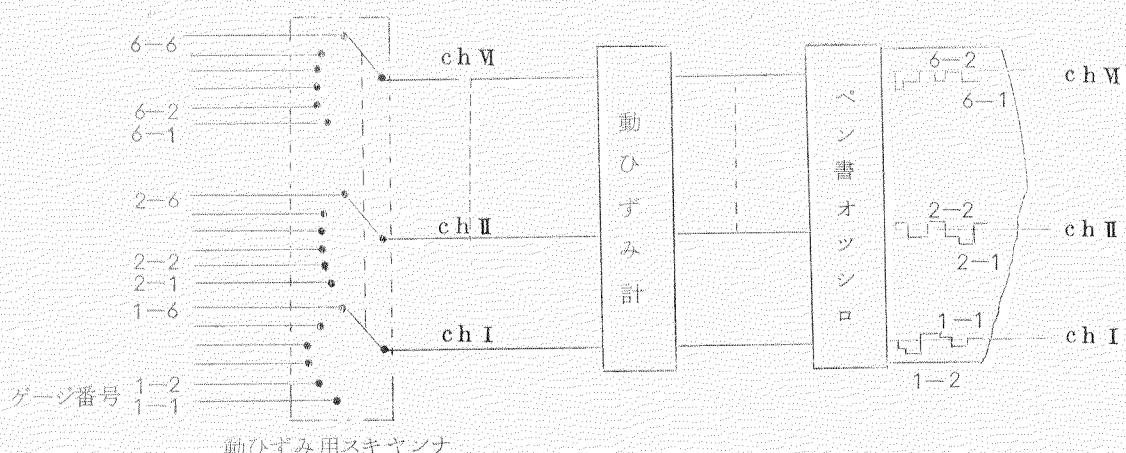


写真4-2-10

また、高温ひずみゲージの貼付位置を第4-2-10図に示す。温度分布、拘束条件は軸対称と仮定した。すなわち主ひずみの方向は、第4-2-10図の境界線方向とそれに直角な方向であるとした。

C<sub>S1</sub>～<sub>S4</sub>は軸対称性を検定するために設けた。高温ひずみゲージ、熱電対取付後の98型ピストンクラウンの内面写真を写真4-2-7、4-2-8に示す。

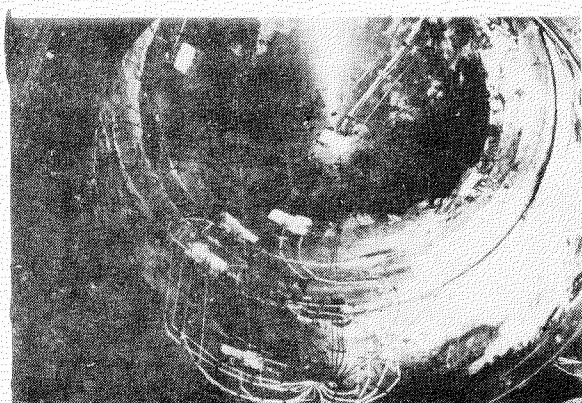


写真 4-2-7

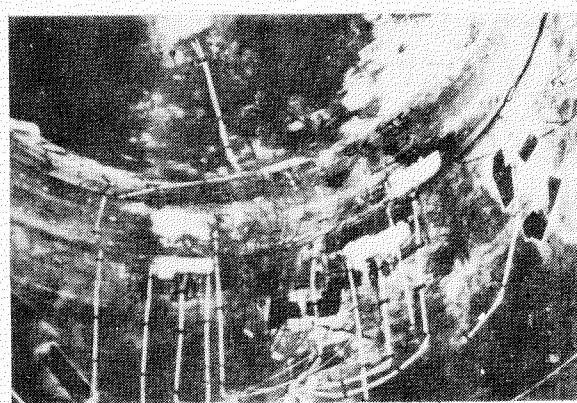


写真 4-2-8

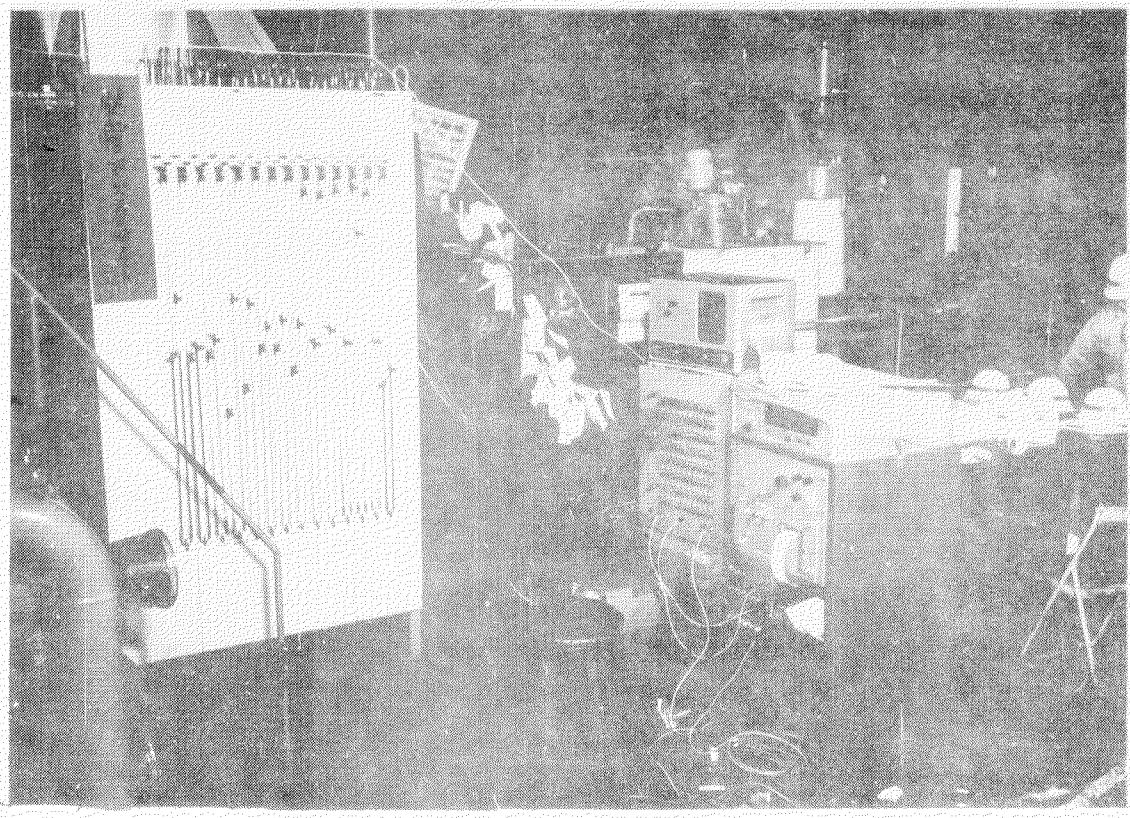


写真4-2-9 潜温用スキャンナおよび記録装置

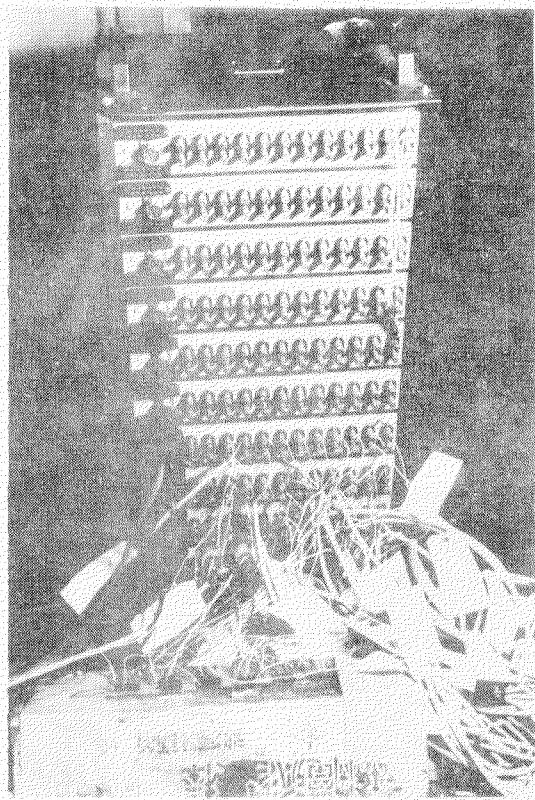
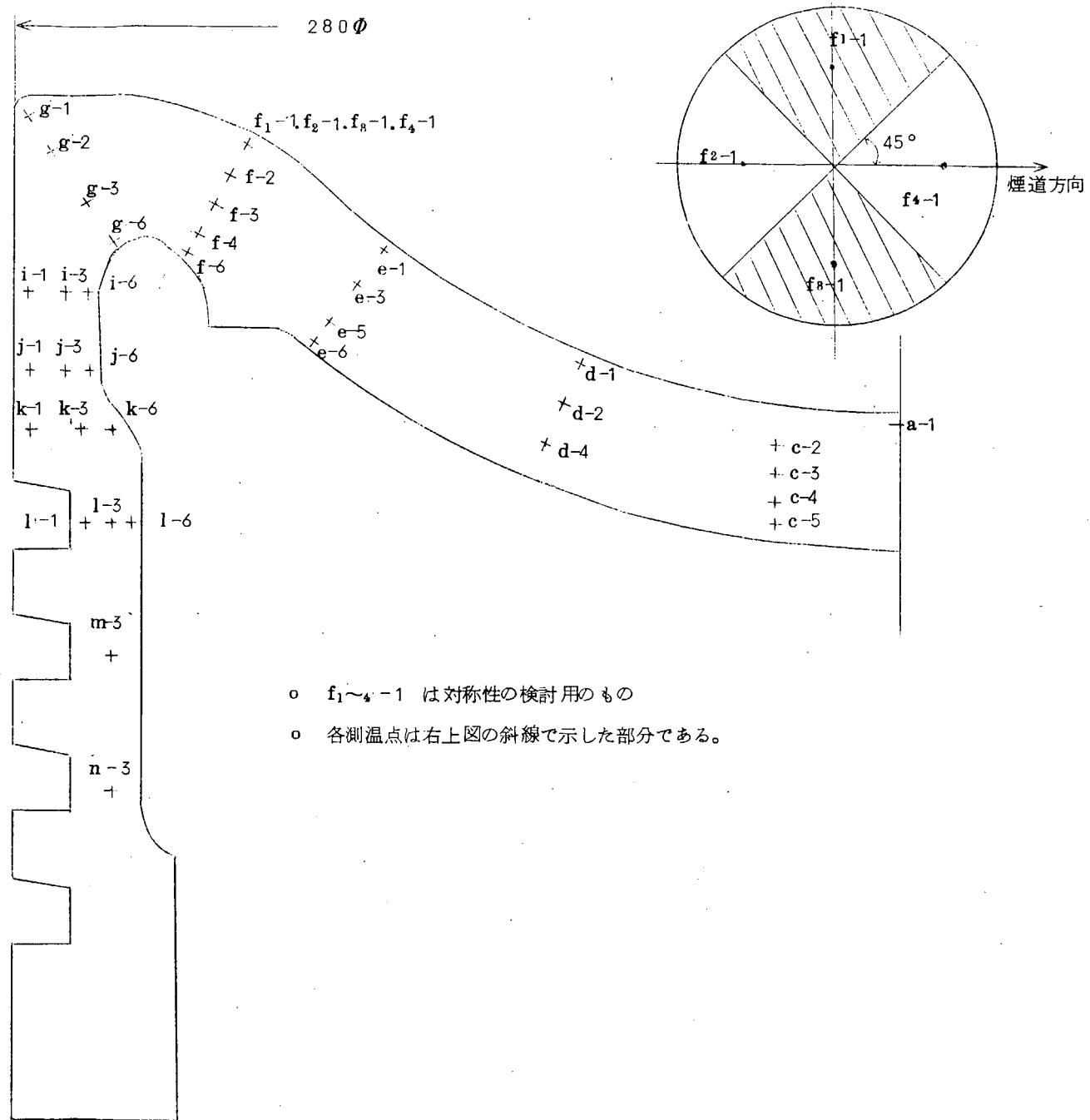
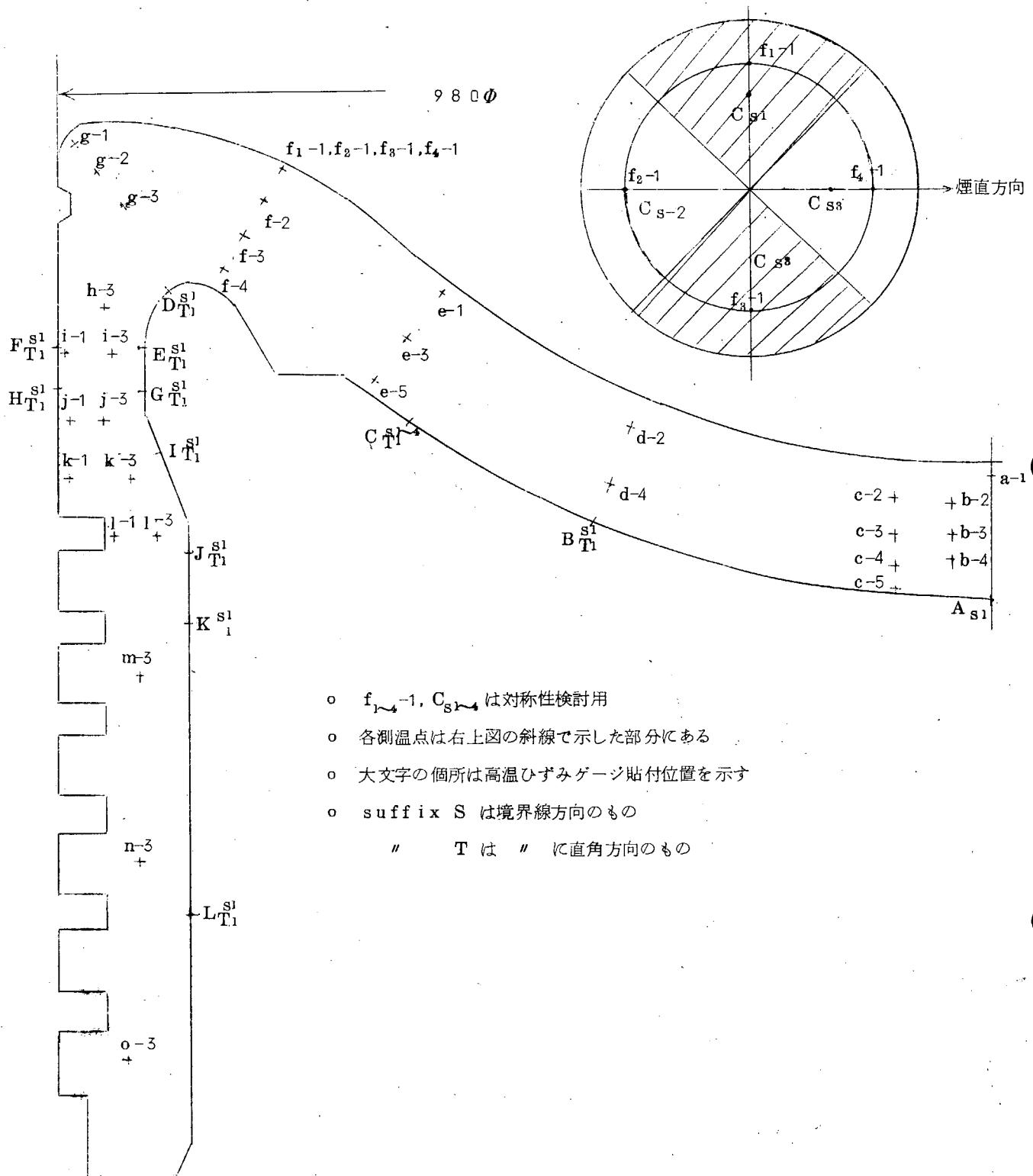


写真4-2-10 ひずみ計測用スキャンナ



第 4-2-9 図 中形ピストンクラウン測温位置



第4-2-10図 大形ピストンクラウン測温位置および高温ひずみゲージ貼付位置

### (c) その他の計測

・燃焼室壁温度は  $P_t - R$  熱電対で 6 点計測し、壁の円周方向、軸方向の温度変化を検定している。また燃料油流の自動制御バルブは、煙道ガス温度と連結している。各点の温度は記録紙に自動記録している。

・ピストンクラウンへの伝熱量は冷却油量と出入口温度差によつて求めているが、また熱交換器 E-1 の海水流量と出入口温度差でも再チェックしている。

### 4.2.3 実験結果

#### (1) テストリグの性能試験結果

ピストンクラウンの冷却装置は 4-2-2-(2)(b) で述べたが、その噴流状況、一様性を観察するために、ピストンクラウン内面と同一寸法のアクリル製の容器を作つた。

テストリグに取付けた冷却装置を写真 4-2-11, 4-2-12, 4-2-13, 4-2-14 に示す。

スプレー状況を写真 4-2-15~18, 写真 4-2-19, 4-2-20 に示す。

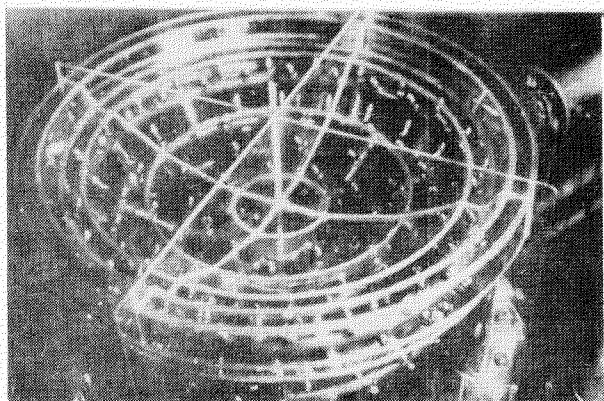


写真 4-2-11

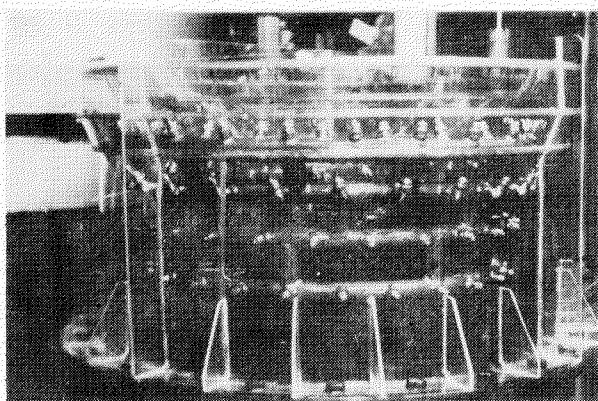


写真 4-2-12

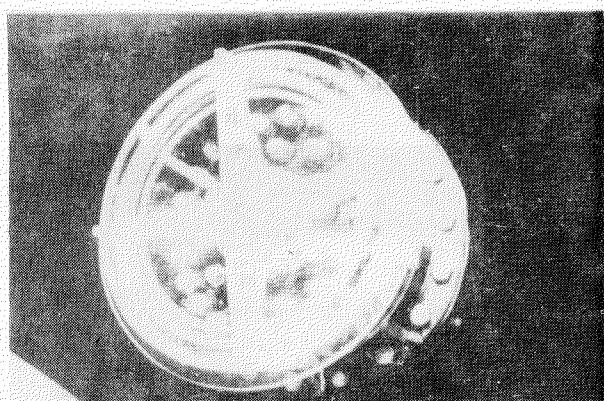


写真 4-2-13

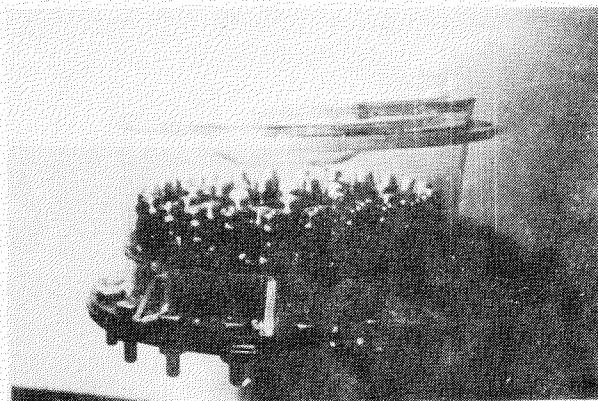


写真 4-2-14

中形ピストンクラウンスプレー試験装置

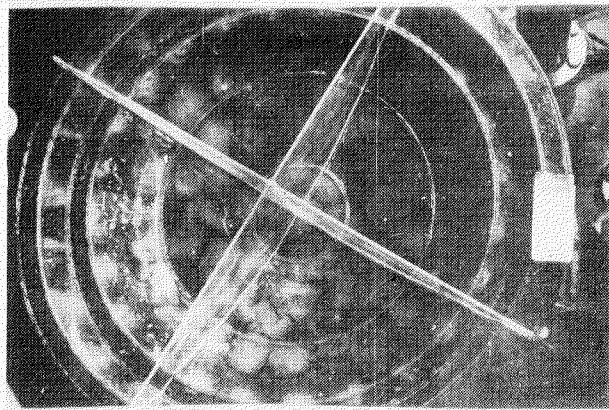


写真 4-2-15

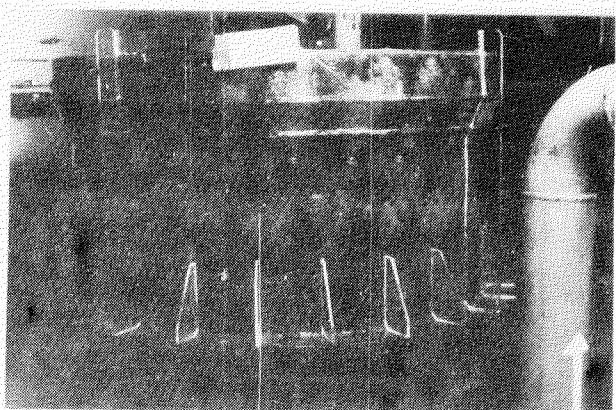


写真 4-2-16

大形ピストンクラウンのスプレー状況  
ノズル前圧  $1.3 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$   
流量  $3.0 \text{ m}^3/\text{hr}$   
温度  $46^\circ\text{C}$

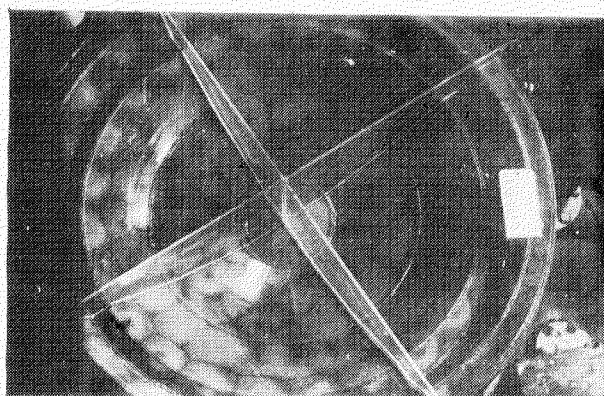


写真 4-2-17

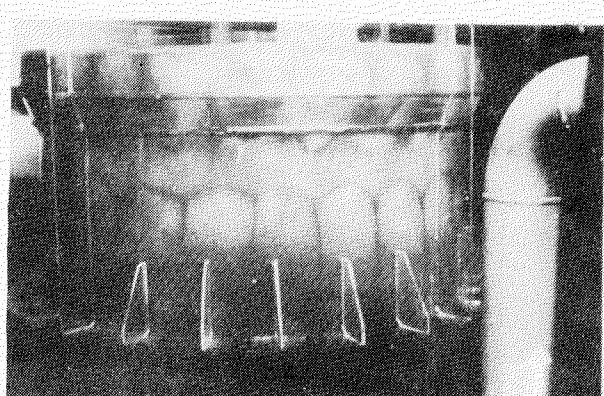


写真 4-2-18

大形ピストンクラウンのスプレー状況  
ノズル前圧  $3.0 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$   
流量  $4.9 \text{ m}^3/\text{hr}$   
温度  $45^\circ\text{C}$

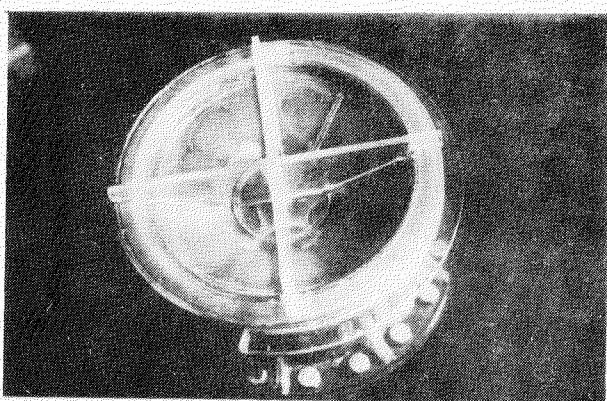


写真 4-2-19

中形ピストンクラウンのスプレー状況

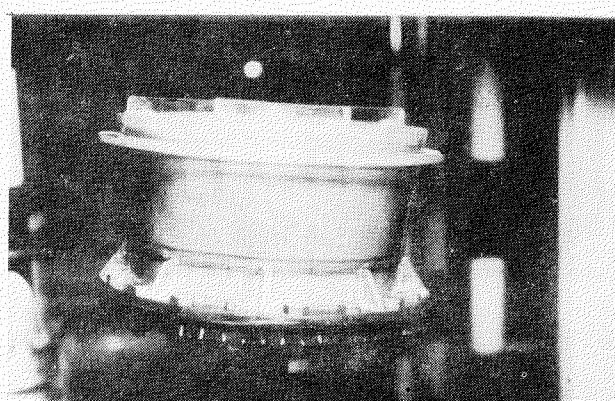


写真 4-2-20

流量  $8 \text{ m}^3/\text{hr}$   
ノズル前圧  $1.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ g}$   
温度  $36^\circ\text{C}$

## (2) 中形ピストンの温度分布

大形ピストンの実物模型実験を行なうにあたつて、燃焼室および冷却装置が 4.2.2.(2)で述べた設計条件で、(あるいはその条件をどのように変更すれば)、実機の熱的条件とどの程度一致するかを検討するために、前節 4.1 の実機計測に用いた中形ピストンと同形のものを本装置で実験した。

### 実験要目

燃焼室設定温度	900 ~ 1200 °C
冷却油量(ピストン内面)	3 ~ 10 m³/hr
" (ピストンリング)	0 ~ 1.5 m³/hr
冷却装置 A その1 ノズル個数	31
B その2 "	43 (第4-2-4図参照)
C その2 改良型 8 mesh 金網 1枚	(第4-2-4図参照)
D その2 "	3枚 (第4-2-4図参照)

上記実験要目の種種の組合せで実験を行なつた 12 の例についての過渡的温度変化、および温度分布図を以下に記す。

### 中形ピストンクラウン実験条件(その1) 整理番号 M.M-1

#### 燃焼室側条件

第 4-2-6 表

		急熱後	急冷前
燃料油量 *1	Kg/hr	47	53
空気量	Kg/hr	980	980
煙道ガス設定温度 *2	°C	1050	1150
炉壁面温度	°C	1020	1095

\* 1 A重油使用

\* 2 燃料油量制御に用いた温度

#### 冷却側条件

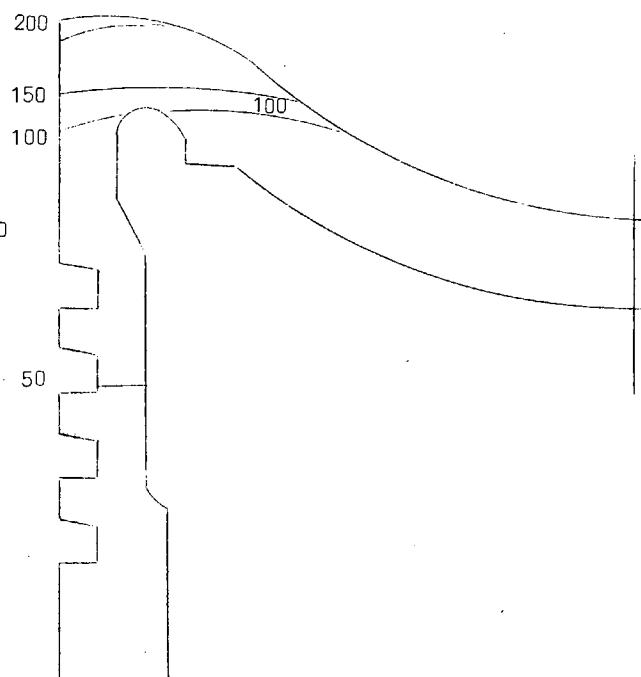
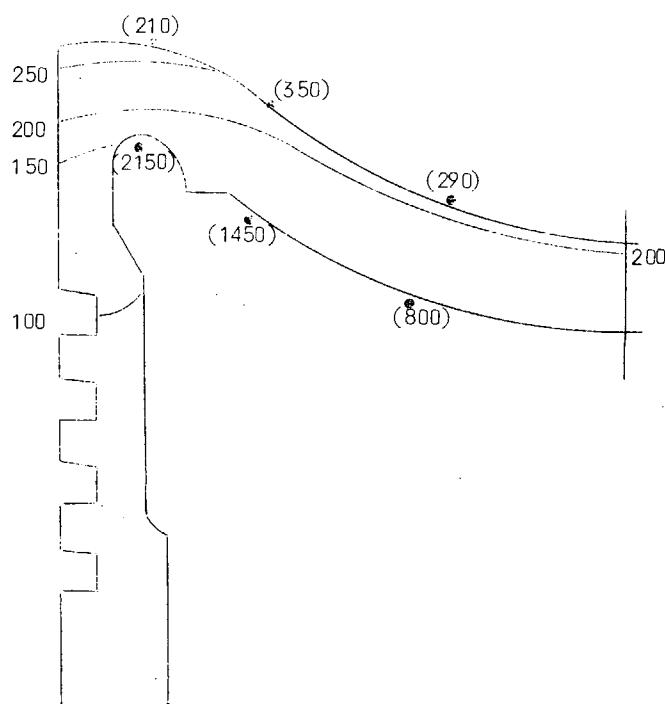
使用冷却油 潤滑油

冷却装置 D型 ノズル個数 43

第 4-2-7 表

		急熱後	急冷前
内面側油量	m³/hr	5.5	7.2
" ノズル前圧	Kg/cm²g	0.8	2.4
" 入口油温	°C	48	39
" 出口油温	°C	55	45
" 交換熱量 *1	kcal/hr	$16.2 \times 10^8$	$17.7 \times 10^8$
リング部油量	m³/hr	0	0

\* 1 比熱 C = 0.46



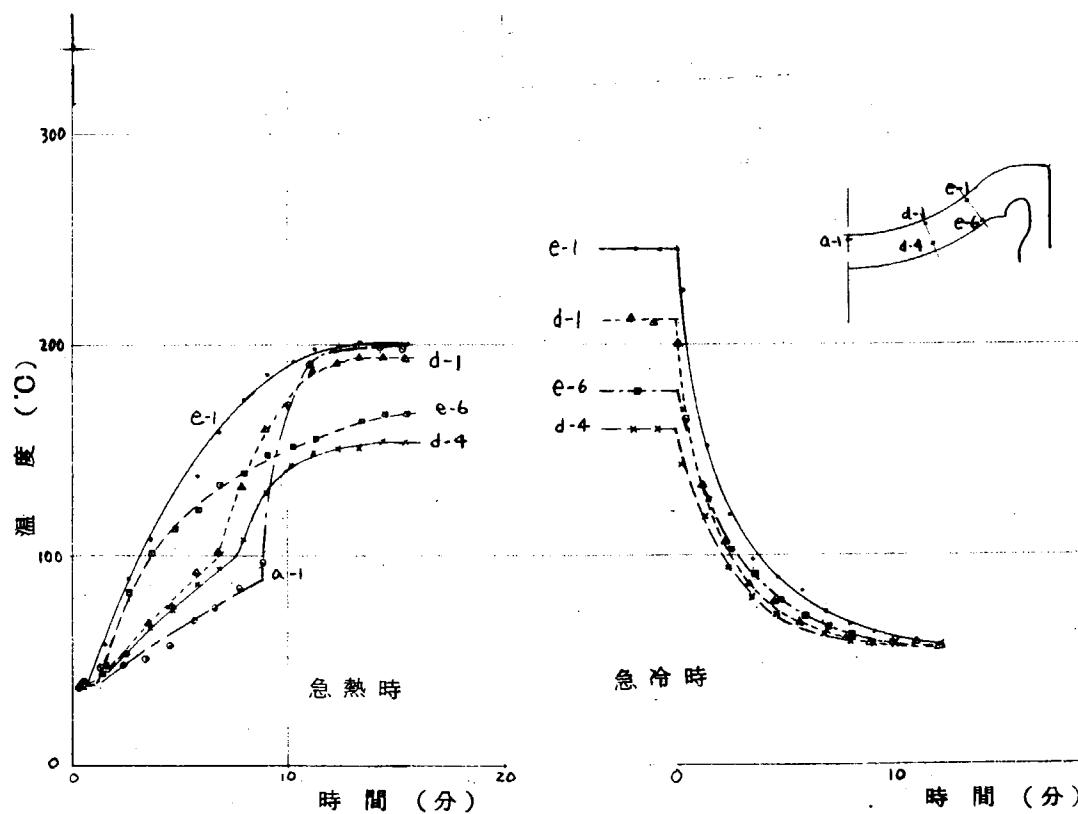
単位 : °C

( ) 内熱伝達率 kcal/m<sup>2</sup> hr °C

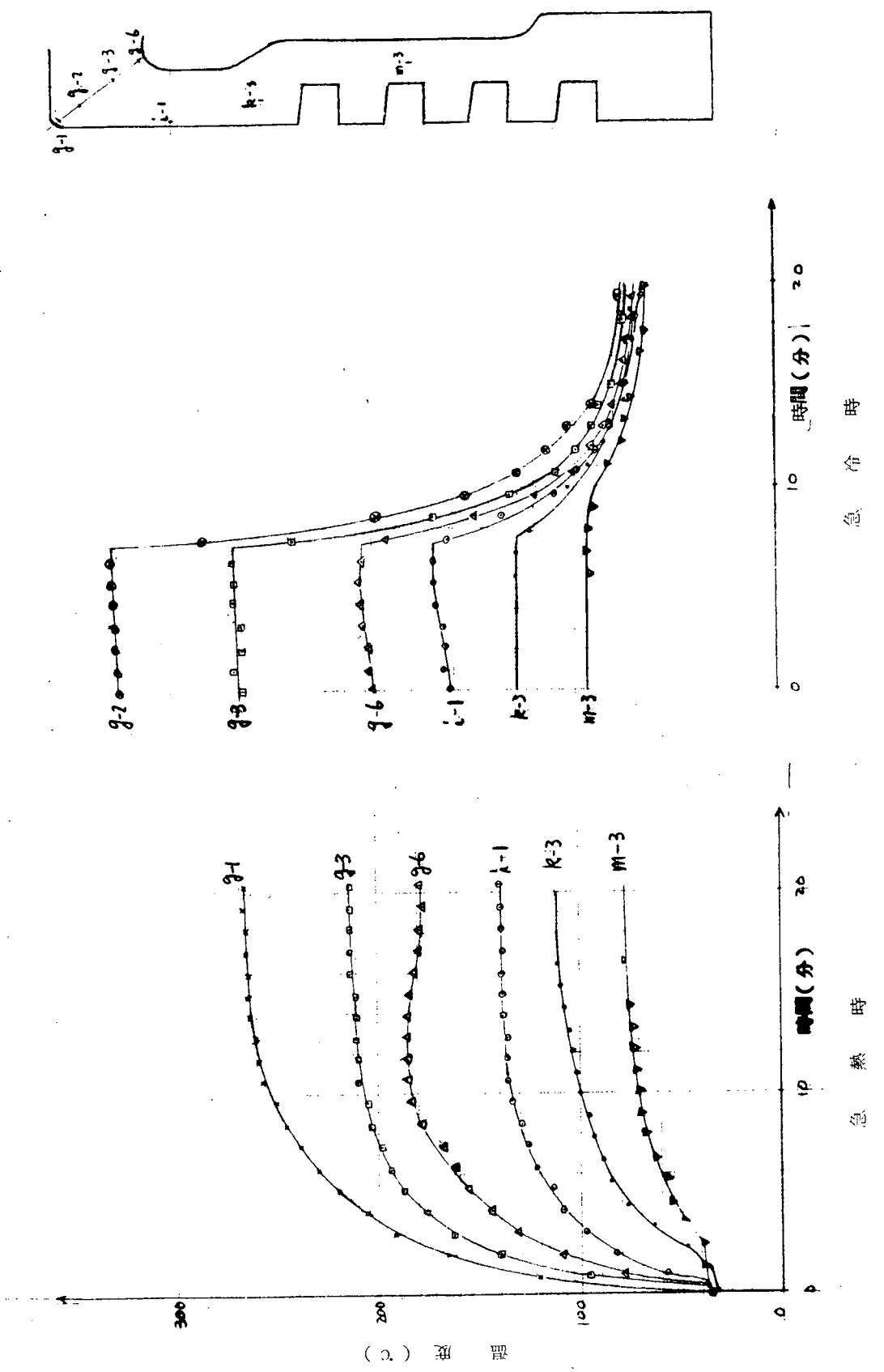
第4-2-11図 中形ピストンクラウン温度分布  
定常状態(16分後) NO.M-1

単位 : °C

第4-2-12図 中形ピストンクラウン温度分布  
非定常状態(急熱時3分)  
NO.M-1

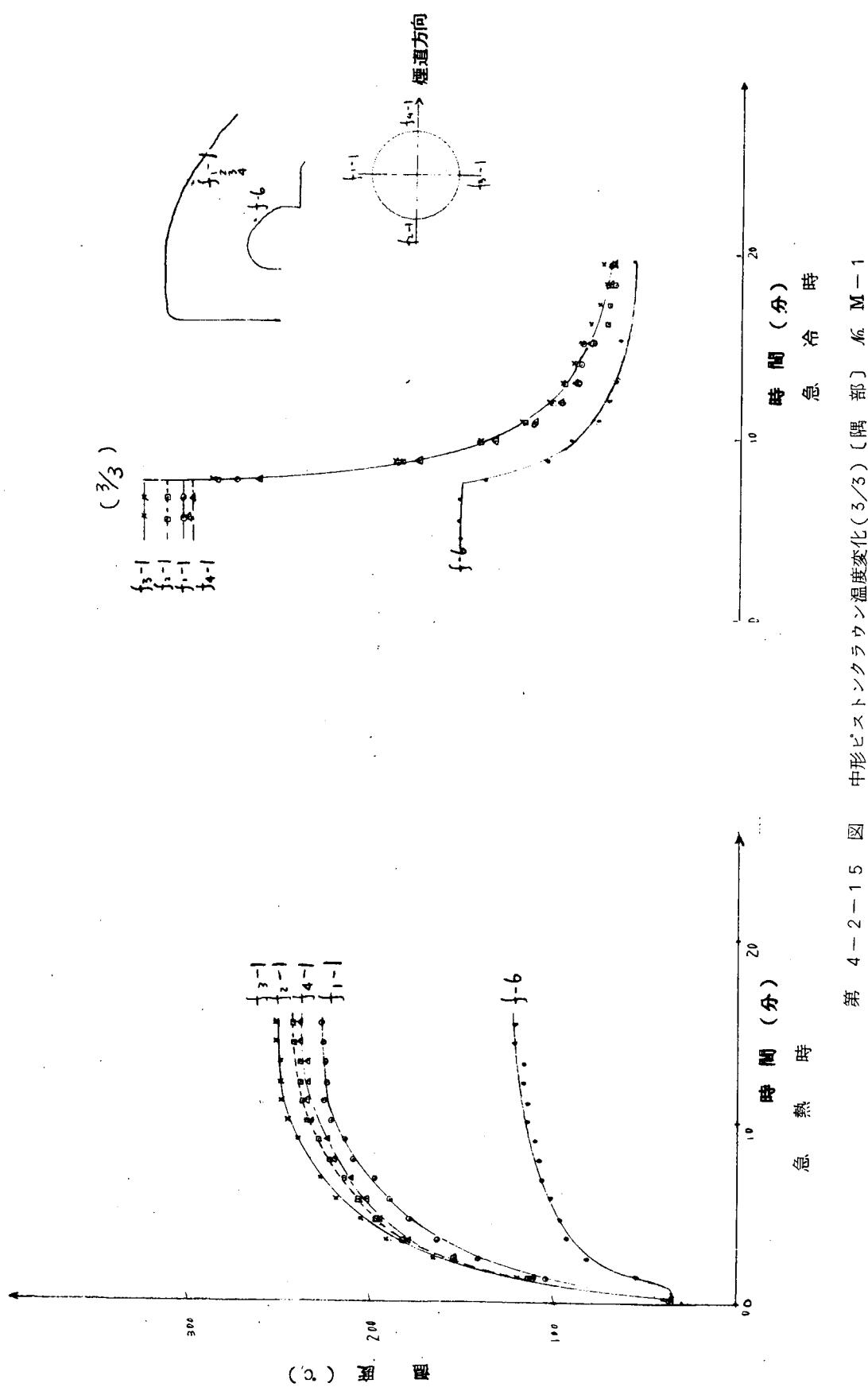


第4-2-13図 中形ピストンクラウン温度変化(1/3)(頂板部) NO.M-1



第 4-2-14 図 中形ピストンクラウン温度変化(2/3)(円筒部) M-1

急熱時  
急冷時

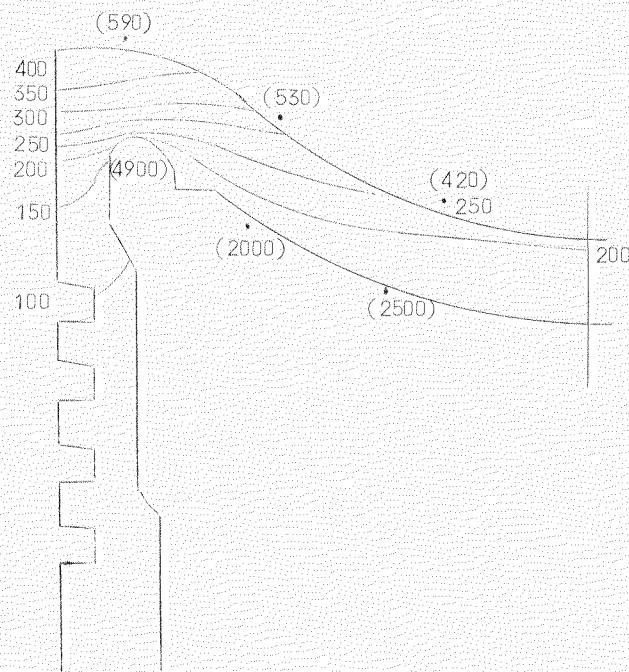


第 4-2-15 図 中形ピストンクラウン温度変化(3/3)〔隅部〕  
急冷時

## 燃焼室側条件

第4-2-8表

		定常時
燃料油量	Kg/hr	73
空気量	Kg/hr	1460
炉壁面温度	°C	1170



単位: °C

( )内熱伝達率 kcal/m² hr °C

第4-2-16図 中形ピストンクラウン温度分布

定常状態 JM-2

## 大形ピストンクラウン実験条件(その1)

整理番号 JM-L-1

## 燃焼室側条件

## 冷却側条件

冷却装置 B型 ノズル個数 43

第4-2-9表

		定常時
内面側油量	m³/hr	8.2
" 入口油温	°C	49
" 出口油温	°C	54
" 交換熱量	kcal/hr	$16.9 \times 10^3$
リング側油量	m³/hr	1.3
" 入口油温	°C	49
" 出口油温	°C	52
" 交換熱量	kcal/hr	$0.2 \times 10^3$
全交換熱量	kcal/hr	$17.1 \times 10^3$

## (3) 大形ピストンクラウンの温度分布および熱ひずみ

中形ピストンクラウンの温度分布について4.2.3,(2)で行ない、後の考察で述べているように前項4.1で行なった実機運転の計測結果と比較して、実機運転の条件と模型実験の燃焼室および冷却装置の設定条件の対応の概略値を得たので、これをもとにして、大形ピストンクラウンの実物模型実験を行なつた。

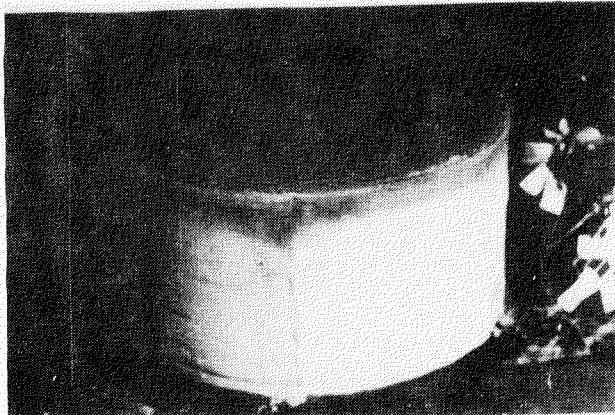


写真4-2-21 大形ピストンクラウン外観

第4-2-10表

		定常時
燃料油量	Kg/hr	72
空気量	Kg/hr	1260
煙道ガス設定温度	°C	1200
炉壁面温度	°C	1050

冷却側条件

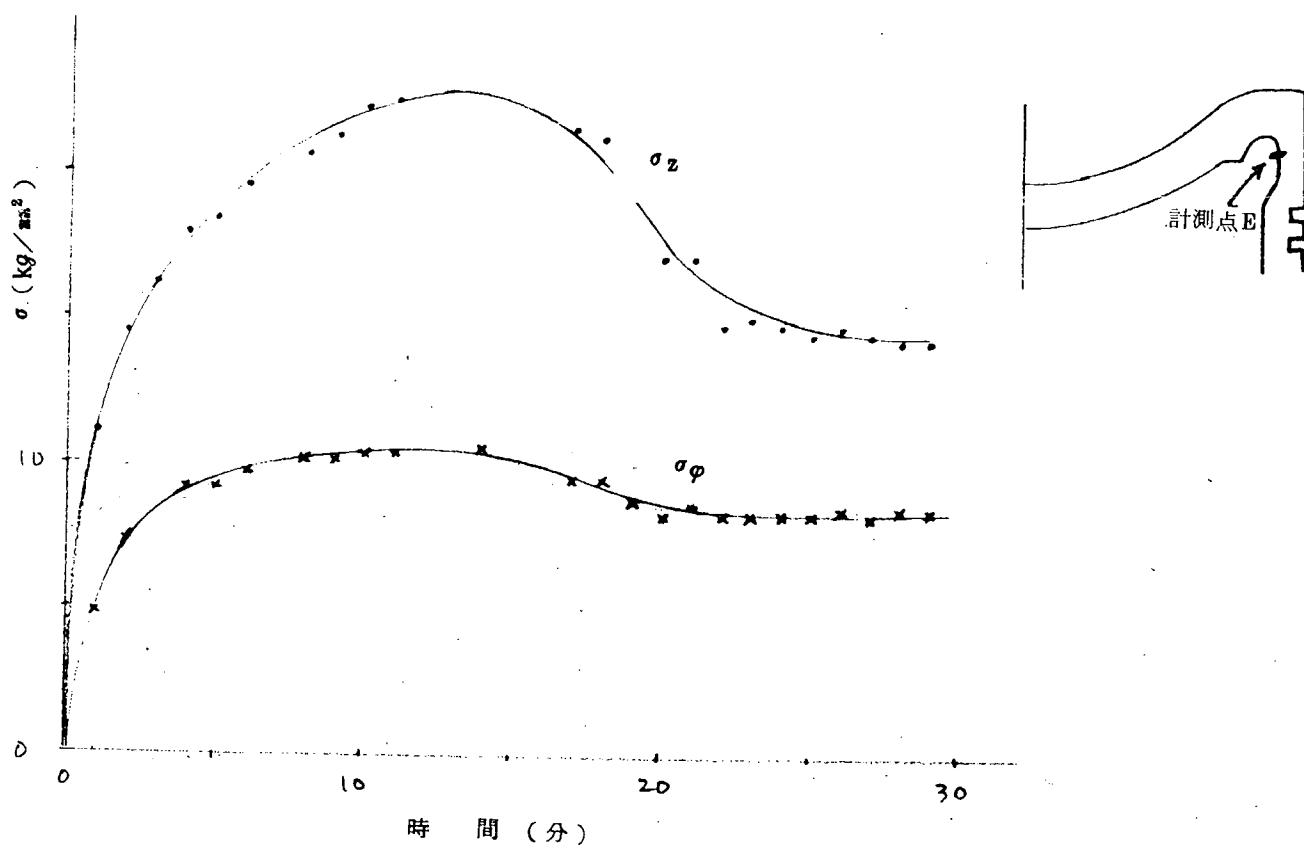
冷却装置（第4-2-3図）ノズル個数 151

第4-2-11表

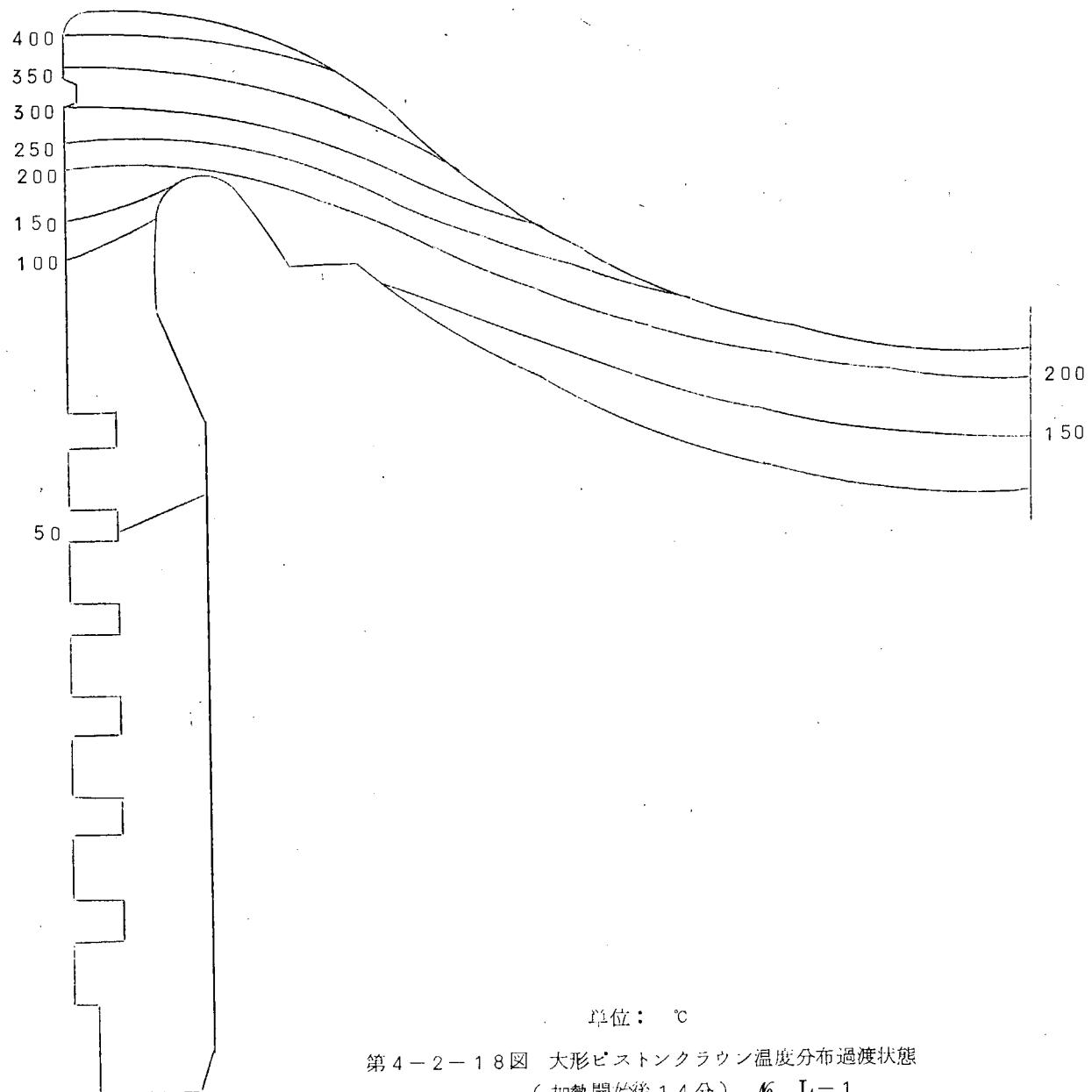
定常時	
内面側冷却油量	m <sup>3</sup> /hr
〃ノズル前圧	Kg/cm <sup>2</sup> g
〃入口油温	°C
〃出口油温	°C
〃交換熱量	kcal/hr
リング部冷却油量	m <sup>3</sup> /hr

(注)

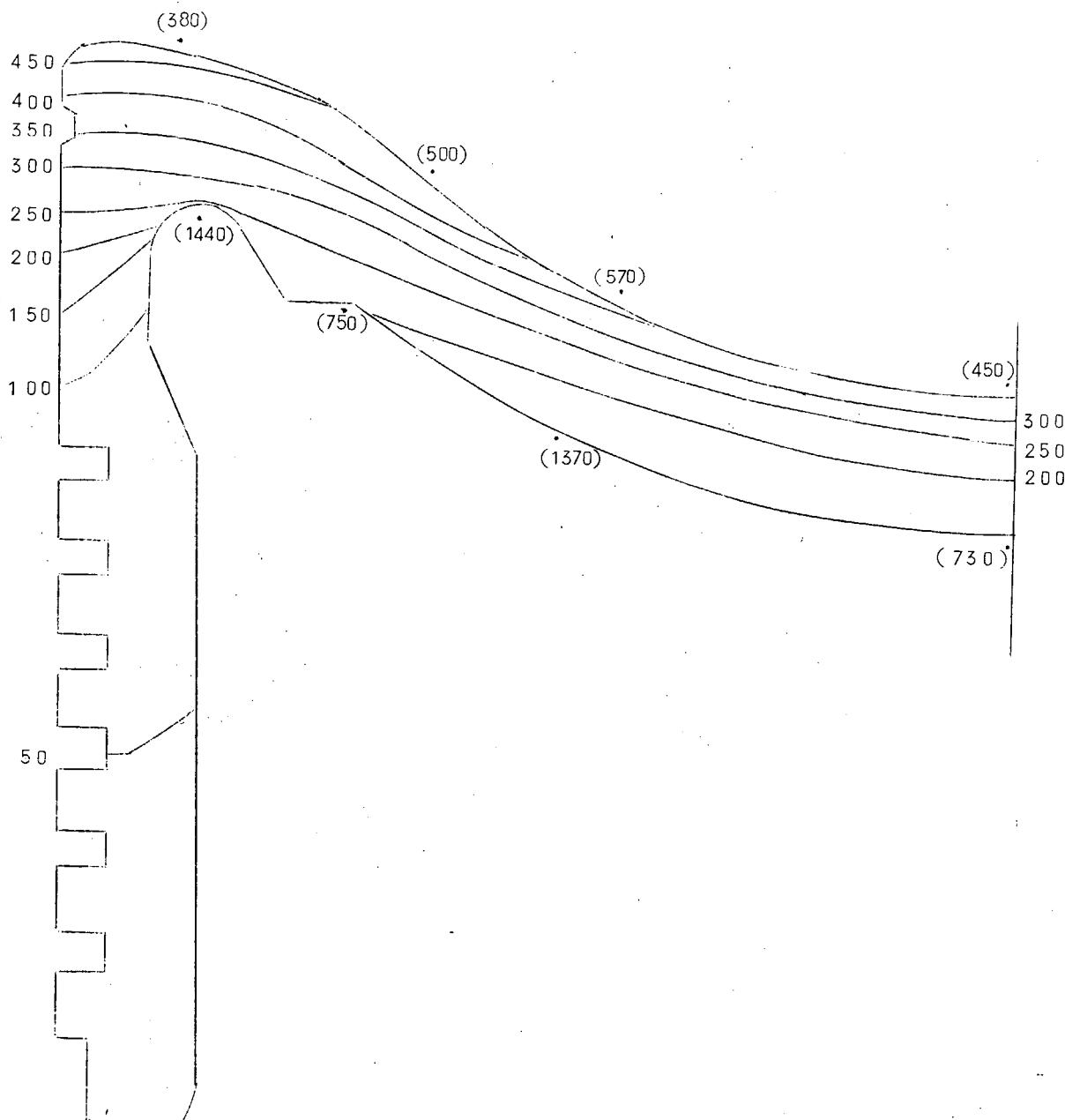
ピストンクラウン外周部の条件は写真4-2-21を示すように、石綿布、グラスウールを巻き断熱条件に近くおいている。



第4-2-17図 大形ピストンクラウン熱応力変化 No. L-1



第4-2-18図 大形ピストンクラウン温度分布過渡状態  
(加熱開始後14分)  $\text{Ma}, L = 1$



( ) 内熱伝達率  $Kcal/m^2 hr ^\circ C$   
 第4-2-19図 大形ピストンクラウン温度分布定常状態  
 (30分後)  $\dot{m}, L-1$

燃焼室側条件

第4-2-12表

		定常時
燃料油量	Kg/hr	6.6
空気量	Kg/hr	1260
煙道ガス設定温度	°C	1200
炉壁面温度	°C	1025

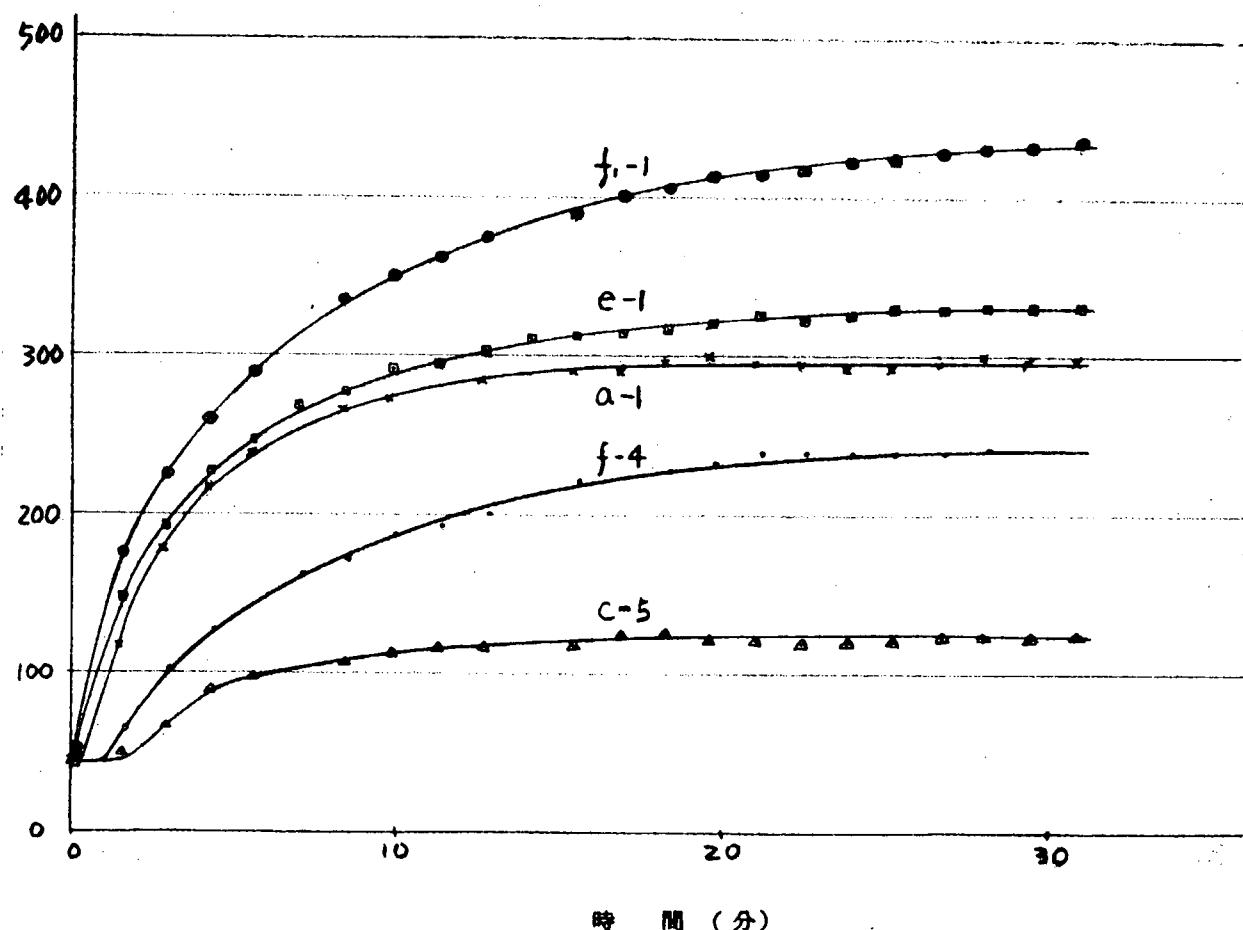
冷却側条件

冷却装置(第4-2-3図) ノズル個数151

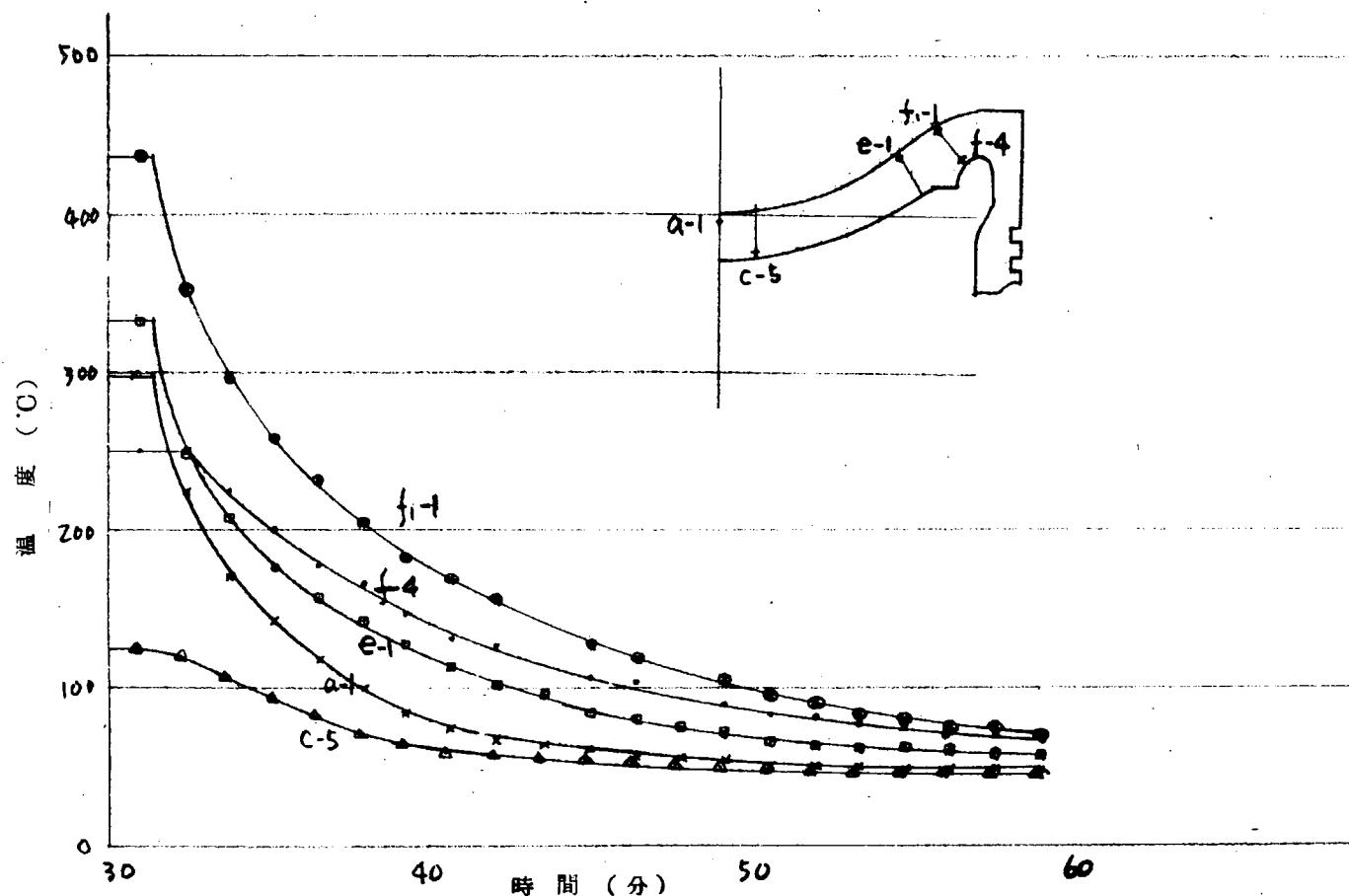
第4-2-13表

		定常時
内面側冷却油量	m³/hr	4.7
"ノズル前圧	Kg/cm²g	3.2
"入口油温	°C	33
"出口油温	°C	40
"交換熱量	kcal/hr	$135 \times 10^3$
リング部冷却油量	m³/hr	0

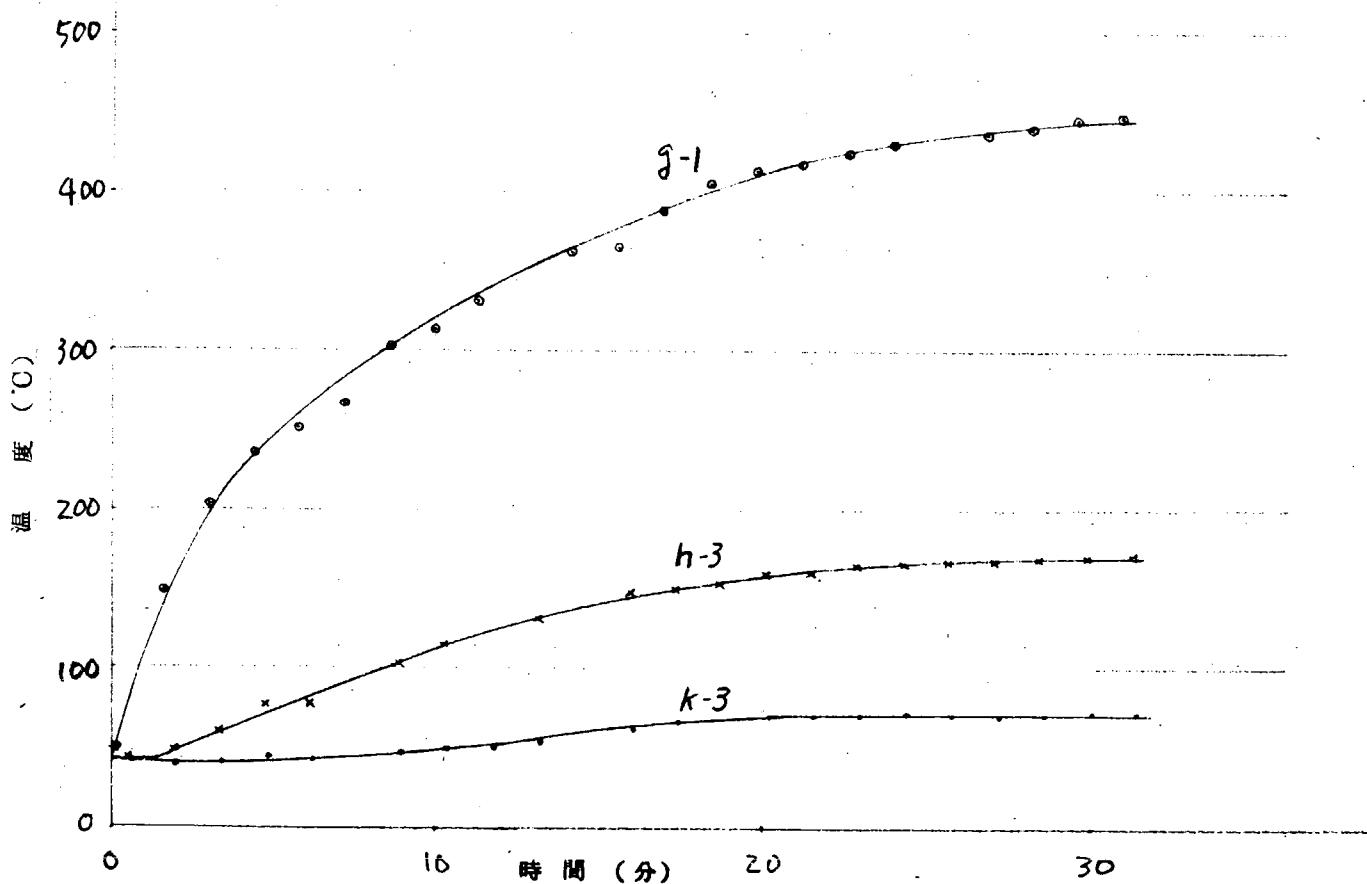
(注) ピストンクラウン外周部の条件は(その1)に同じ。



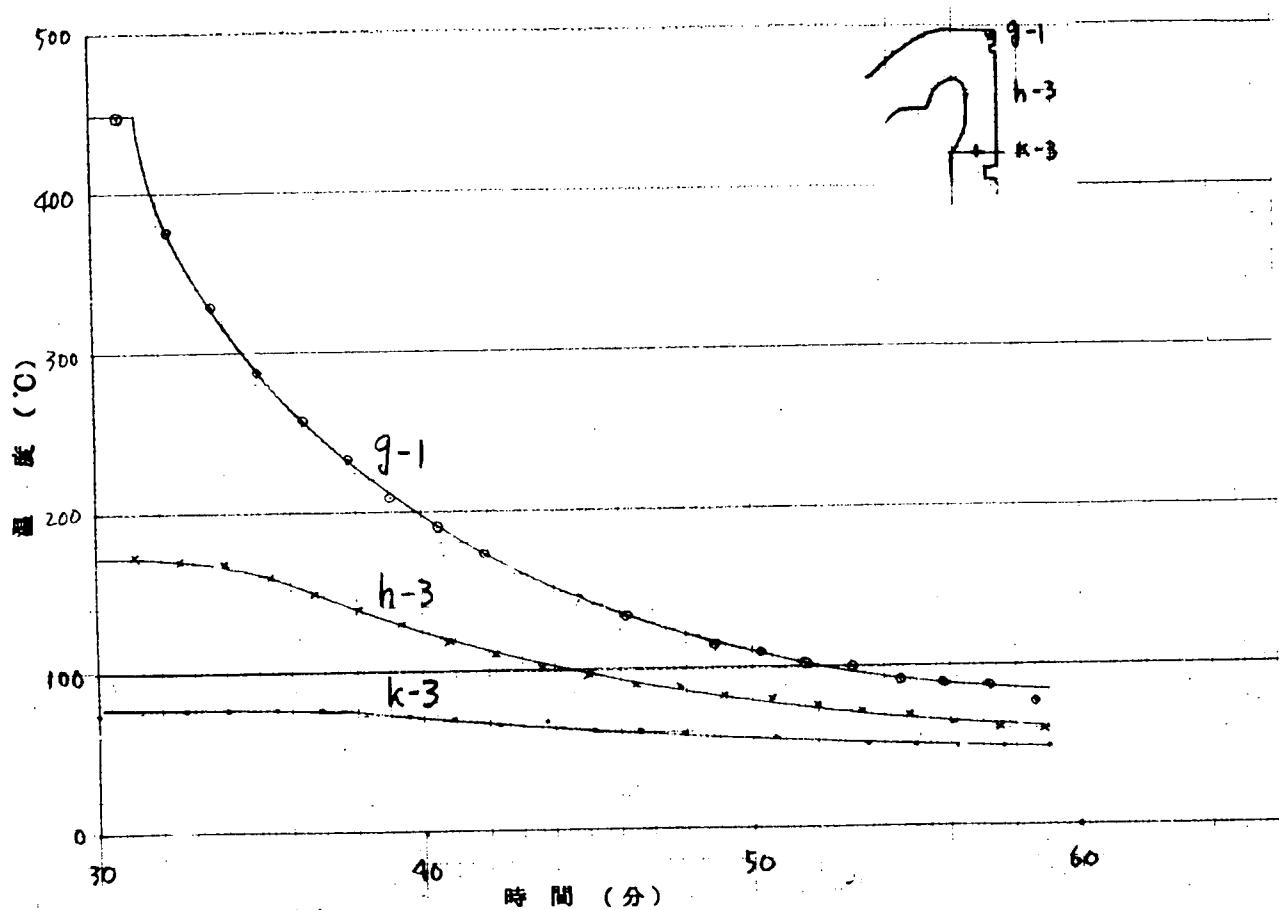
第4-2-20図 大形ピストンクラウンの温度変化(1/6)頂板急熱時  
A6 L-2



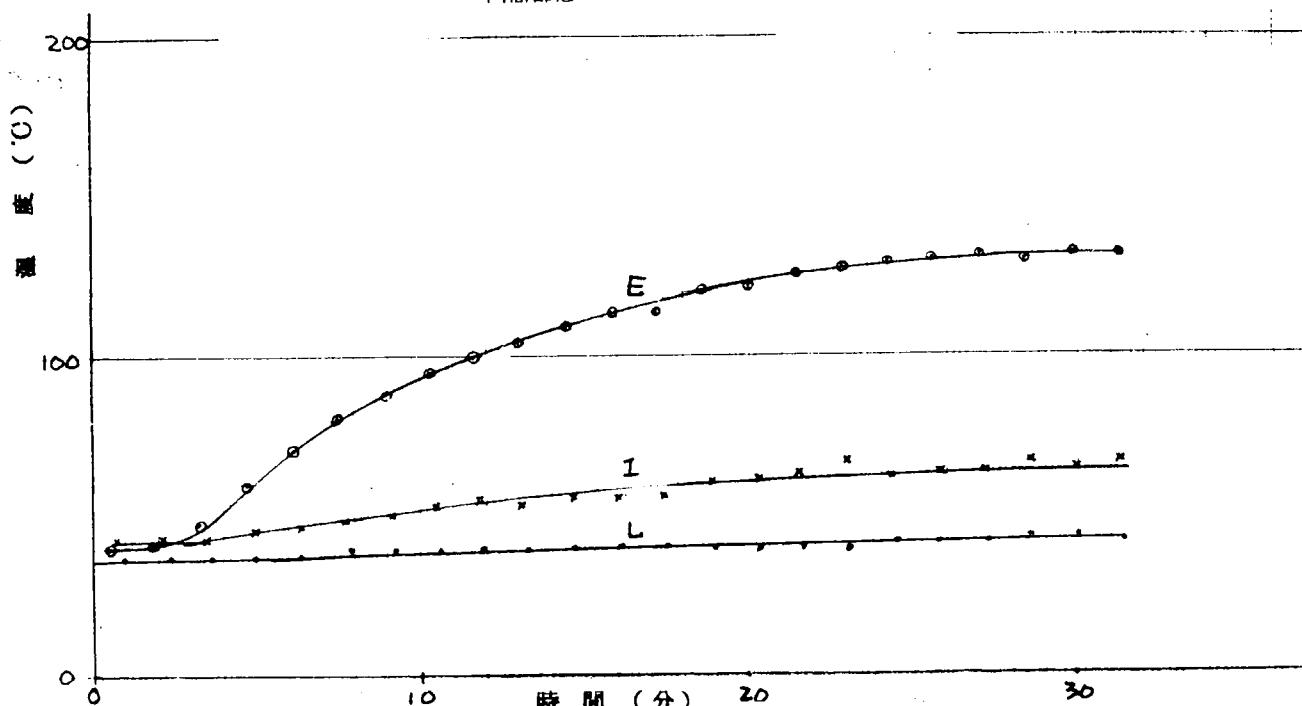
第4-2-21図 大形ピストンクラウンの温度変化(2/6) NO.L-2  
頂板急冷時、



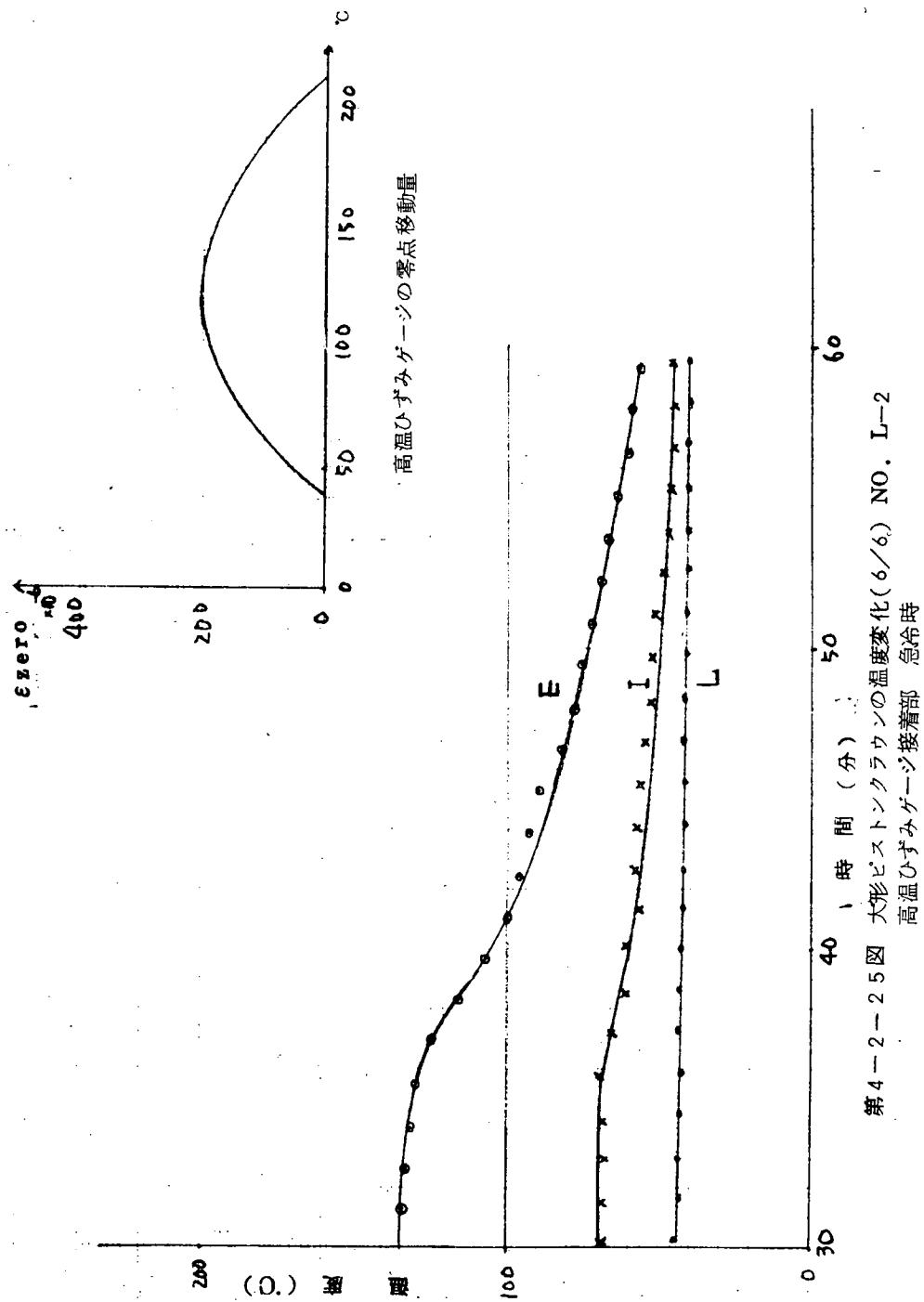
第4-2-22図 大形ピストンクラウンの温度変化(3/6) NO.L-2  
円筒部急熱時



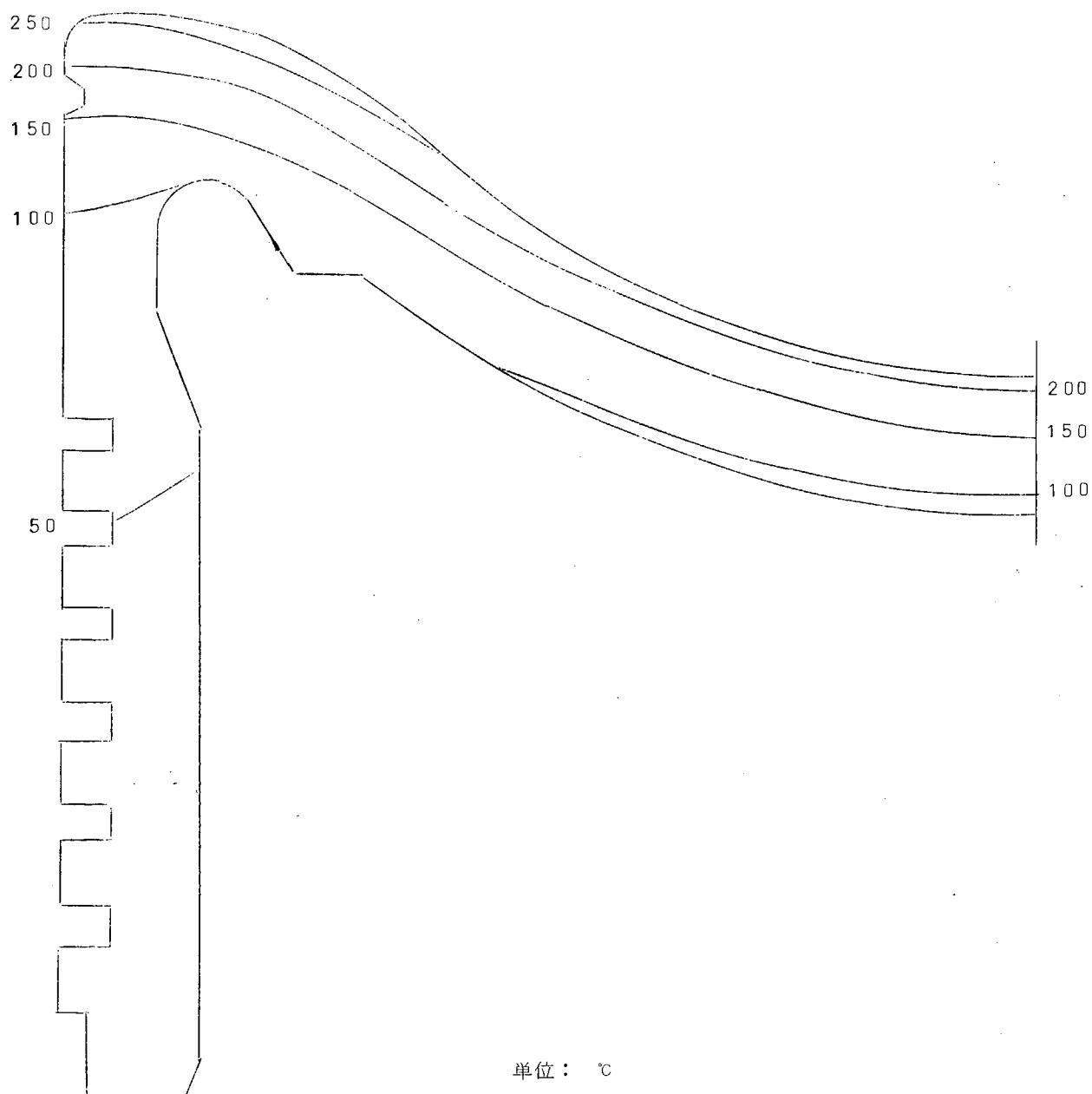
第4-2-23図 大形ピストン クラウンの温度変化(4/6) NO. L-2  
円筒部急冷時



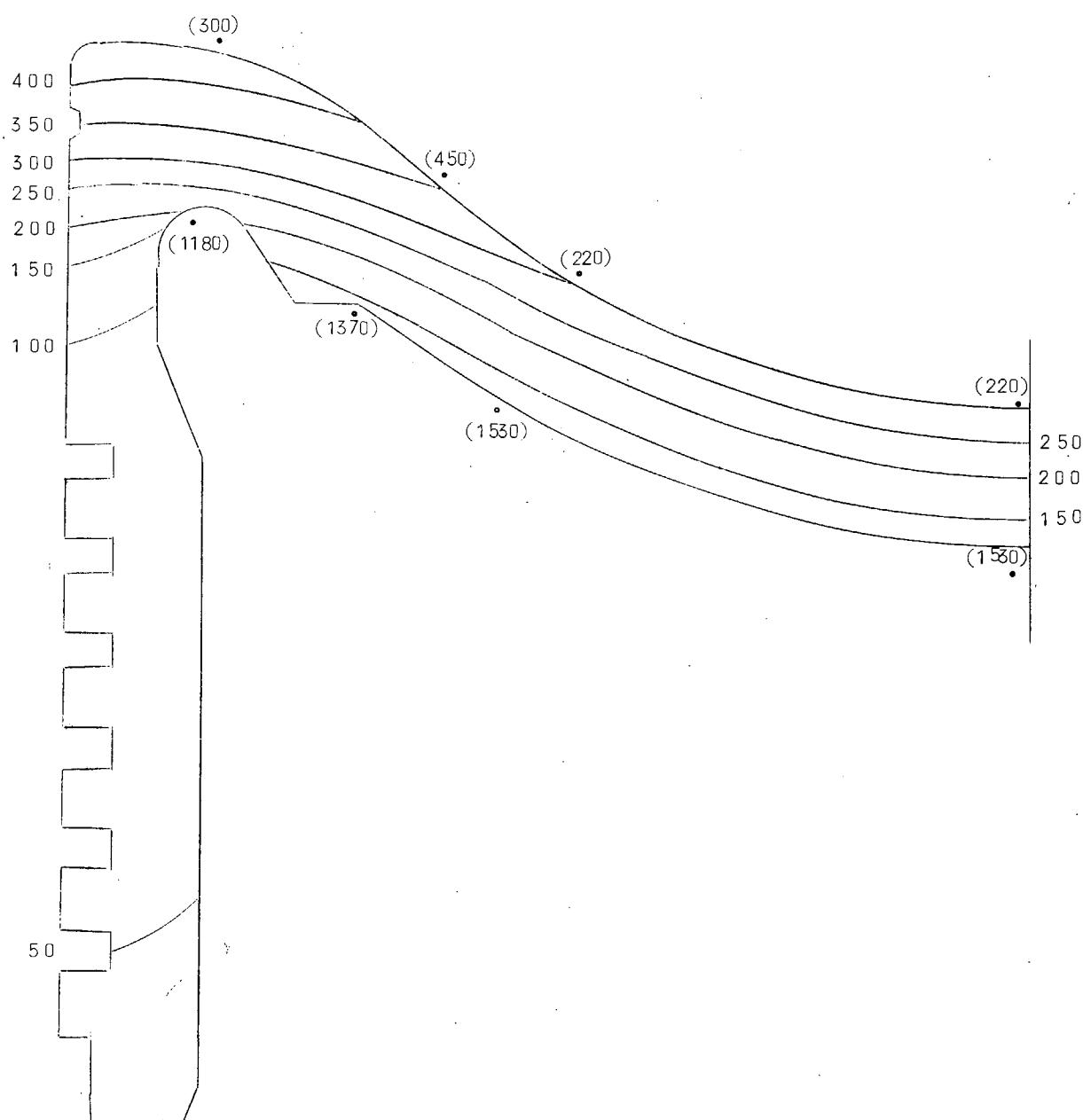
第4-2-24図 大形ピストンクラウンの温度変化(5/6) NO. L-2  
高温ひずみゲージ接着部 急熱時



第4-2-2図 大形ピストンクラウンの温度変化(6/6.) NO. L-2  
高温ひずみゲージ接着部 急冷時



第4-2-26図 大形ピストンクラウン温度分布過渡状態  
(加熱開始後5分) M.L-2



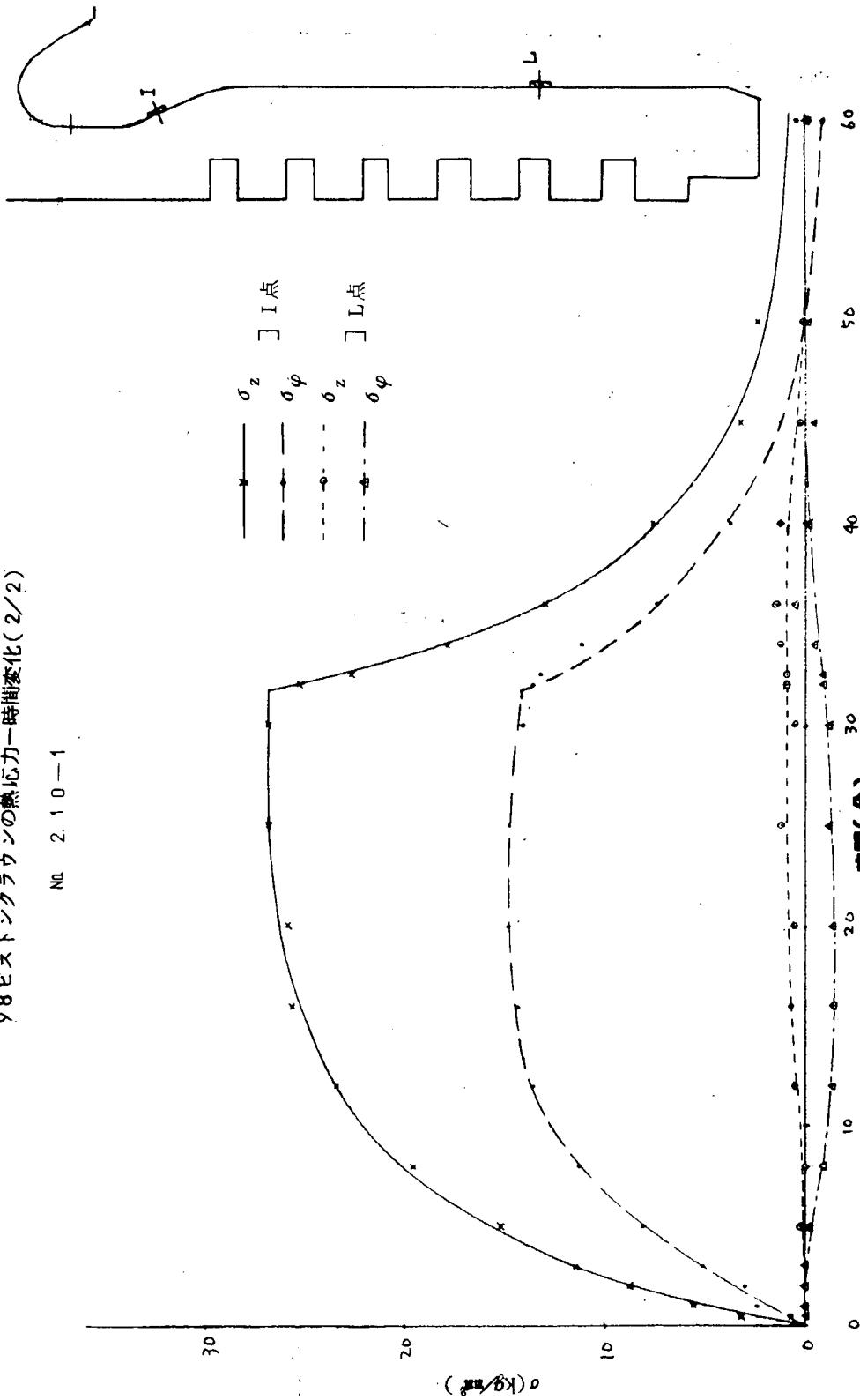
単位: °C

( ) 内熱伝達率 Kcal/m<sup>2</sup>hr°C

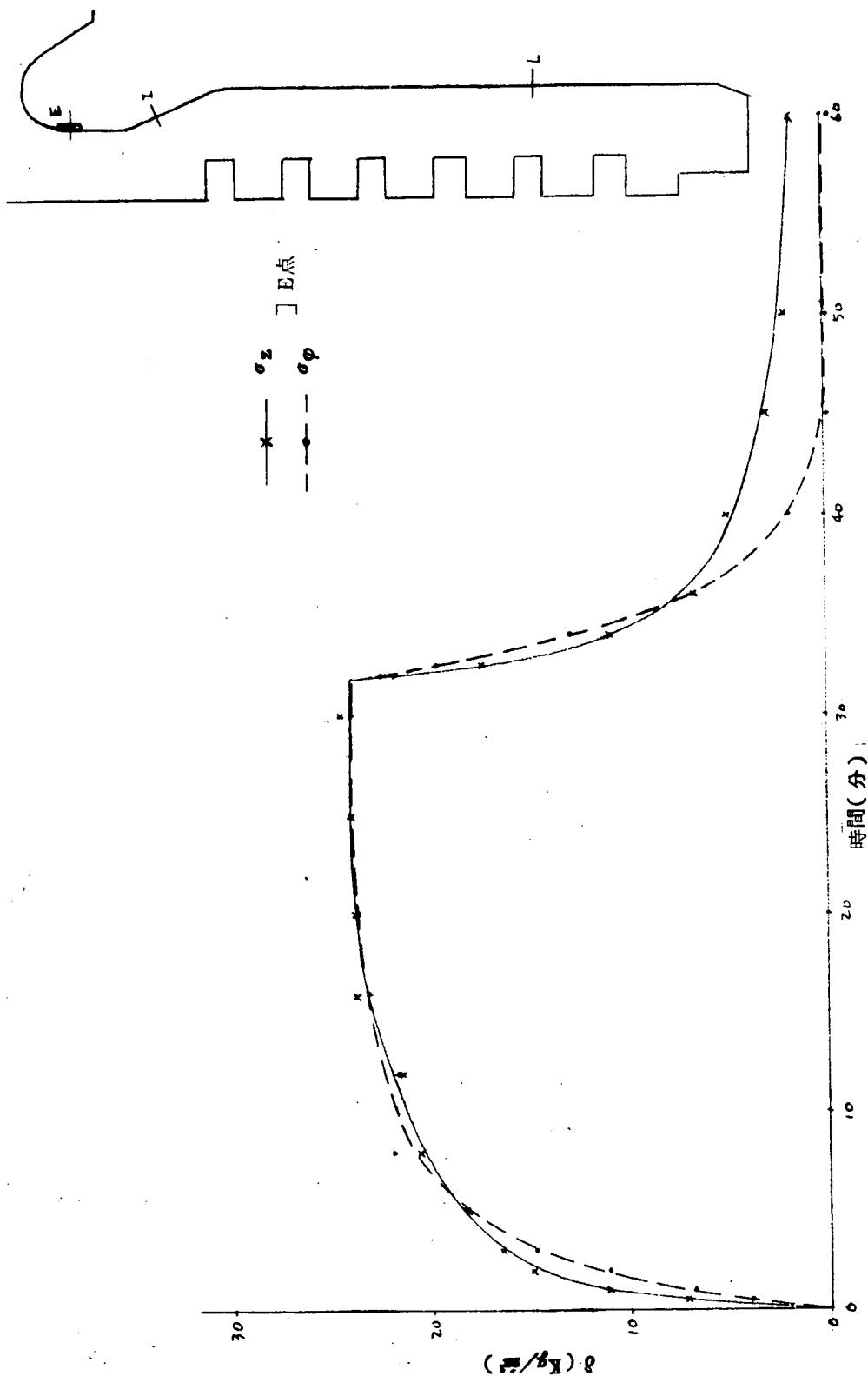
第4-2-27図 大形ピストンクラウン温度分布定常状態  
(30分後) M.L-2

98 ビストンクラウンの熱応力一時間変化(2/2)

No. 2.10-1



第4-2-30図 大形ビストンクラウン熱応力変化(2/2) NO. L-2



第4-2-31 図 大形ピストンクラウン熱応力変化 (1/2) NO. L-2

#### 4.2.4 まとめ

##### (1) テストリグの性能

実機の燃焼側は、往復動、高圧力、高温、爆発によつて、サイクル平均熱伝達率は非常に高い値を得ている。模型実験においては 4.2.2 の実験方法で述べたごとく、実機のサイクル平均温度よりもさらに高い温度に燃焼室を保ち、壁面は反射面とみなしえるような構造にし、ふく射のみによる熱伝達で模擬した。

実験結果の定常時のピストンクラウン温度分布図中、燃焼室側に( )で示した値は温度分布から概略計算したその点の熱伝達率を表わす。計算に用いた燃焼ガス代表温度は、実機運転時のサイクル平均温度を用い、その値を下記に示す。

大形ピストン 740°C

中形ピストン 790°C

各実験時の燃焼側の Bi ot 数を下記に示す。

大形ピストンクラウン(その1) 整理番号 M L-1 0.58～0.89

大形ピストンクラウン(その2) 整理番号 M L-2 0.34～0.70

中形ピストンクラウン(その2) 整理番号 M M-2 0.20～0.29

中形ピストンクラウン(その1) 整理番号 M M-1 0.10～0.17

前節 4.1 の中形ピストンクラウンの実測値から求めた Bi ot 数はプロペラ法則  $1/4 \sim 4/4$  の範囲で頂板中央部で 0.16～0.33 の値を得ている。したがつて、初期の計画で、本装置で実機の燃焼側条件をかなり忠実に再現しえることがわかつた。実機の冷却側もまた、往復動によつて冷却側熱伝達率が非常に高い値を得ている。模型実験においては 4.2.2 の実験方法で述べたごとく多数のノズルからの噴流による熱伝達によつて模擬した。写真 4-2-15～4-2-20 に示すように、噴流はピストン内面に死点なくあたり、任意の熱伝達率分布も与え得る。

各実験時の冷却側の Bi ot 数を下記に示す。

大形ピストンクラウン(その1) 整理番号 M L-1 1.1～2.3

大形ピストンクラウン(その2) 整理番号 M L-2 1.8～2.4

中形ピストンクラウン(その2) 整理番号 M M-2 0.98～2.4

中形ピストンクラウン(その1) 整理番号 M M-1 0.39～1.05

加熱側と同様実機から求めた Bi ot 数は 0.99～1.2 の値を得ている。したがつて、冷却側条件の再現性もよいことがわかつた。

また水冷シヤツターによる瞬間加熱、冷却は、その開閉方向が 1 方向のため、初期状態で加熱冷却が異方性を持つことになる。したがつて加熱側熱伝達率が大きい場合については、現状のままで本装置を用いることができない。

##### (2) 中形ピストンクラウンの温度分布

前節 4.1 の実機計測で、模型実験に用いたピストンクラウンと同形、同寸法のものを行なつてゐる。両者の温度分布の傾向はほぼ等しいといえるが、最高温度の位置が、実機ではコーナ部より少し内側にあるが、模型実験ではコーナ部にあり、また最低温度の値は実機では約 100°C だが、模型実験では約 50°C である。

このことは、模型ピストンの燃焼室への設置条件、および模型ピストンの下面とその支持装置との熱的条件を変えることによつて改良し得ると思われる。

加熱、冷却面の熱伝達率の絶対値は実機、模型ともほぼ等しい値になつてゐるが、その分布がそれぞれ独立に変化していることが予想される。今後実機計測値を基にして、その境界条件を明確にした上で、模型実験との対応をしてみたい。模型実験で加熱面の熱伝達率に分布を与える方法として、吸収能の変化を与えることが考えられる。これは面の粗滑等によつて変え得ると考えている。

またピストンリング部からの放熱は実機計測値より、無視小であることがわかつたので、大形ピストンクラウンではリング部の冷却は行なわなかつた。

第4-2-16図と第4-2-11図の加熱側熱伝達率が異なつてゐるのは、主として汚れ係数によるものと思われる。

### (3) 大形ピストンクラウンの温度分布および熱ひずみ

実機および模型実験の中形ピストンクラウンの計測値からの燃焼側、冷却側の設定条件の概略値をもとにして大形ピストンクラウンの模型実験を行なつた。

実験(その1)では第4-2-7図に示すように、計測点Eにおいて、加熱開始後約14分で最大熱応力が発生している。このときの温度分布を第4-2-18図に示す。定常時の温度分布を第4-2-19図に示す。

また実験(その2)の熱応力の時間変化を第4-2-30, 4-2-31図に示す。円筒部ではI点が最大応力点である。またどの点も熱応力は、加熱時は一様に上昇し冷却時には一様に下降している。

このことは4.2.4.(1)で述べたように加熱側Bi<sub>ot</sub>数の差異によるものと考えられるが、詳細な解析は今後の問題としてとりあげる考え方である。

なお大形エンジンでの4/4負荷時における、加熱側Bi<sub>ot</sub>数は約7.0が予想され、実験(その1)とはほぼ一致する値である。実機の燃焼ガスからピストンクラウンへの伝熱量は、4/4負荷時において約 $160 \times 10^3 \text{ kcal/hr}$ が予想される。

したがつて、予測される実機運転条件と実験(その1)はほぼ同一の熱的条件にあると予想されるが、前述したように、熱伝達率の分布等の問題が残されているので、実機運転条件との対応も今後の課題としたい。

また、ピストンクラウン側壁部については、今回の実験装置で与えられた熱的条件と4.1節での実機計測結果や既存の大形機関での温度分布から予測される目標大形機関での熱負荷条件との間には違いがあるものと推測されるので、今後この部分については実験条件をさらに検討する必要がある。

したがつて、今回応力計測を行なつた側壁部応力については、頂板部温度分布ばかりではなく、この側壁部の温度分布に大きく左右されるので、実験時の拘束条件等も同時に考慮して今後詳細に検討する必要があるものと思われる。

## 4.3 光弾性実験

### 4.3.1 まえがき

ピストンクラウンの光弾性実験により、ガス圧による応力分布を測定し、熱応力にガス圧が加わった場合の重ね合せ効果を検討した。

すなわち、与えられた特定の非定常温度分布条件での熱応力を実験的に与え、これを解析する光弾性予備実験を円板、円筒およびこれらの組合せ等の単純化模型について行ない、その解析方法を定常場での経験を参考にして検討した。

### 4.3.2 実験方法

#### (1) ガス圧に対する強度実験方法

3次元光弾性実験を行ない応力凍結法を用いる。エポキシ樹脂は常温ではガラス状であるが、125°C～135°C以上ではゴム状になり、ヤング率が1/100くらいに低下する。そしてこの状態で外力を作用させ、温度を下げるところ高温のままの状態で応力が常温において凍結できる。

したがつて、電気炉内で125°C～135°Cに加熱したピストンクラウンの各種模型のガス圧受圧面に、本実験用に特別に製作した加圧装置によつて均一圧力を加えて生ずるひずみを、圧力一定に保ちながら常温まで徐冷してそのひずみを凍結し、模型中央断面から厚さ3～5mmのスライスを切り出して、しま次数の測定を行なつた。スライスの一例を写真4-3-1に示した。なお、加圧は実機条件となるべく条件をあわせる意味で第1リングまでとした。

第4-3-1図は使用したガス圧力凍結装置の概略図であり、写真4-3-2はその外観である。

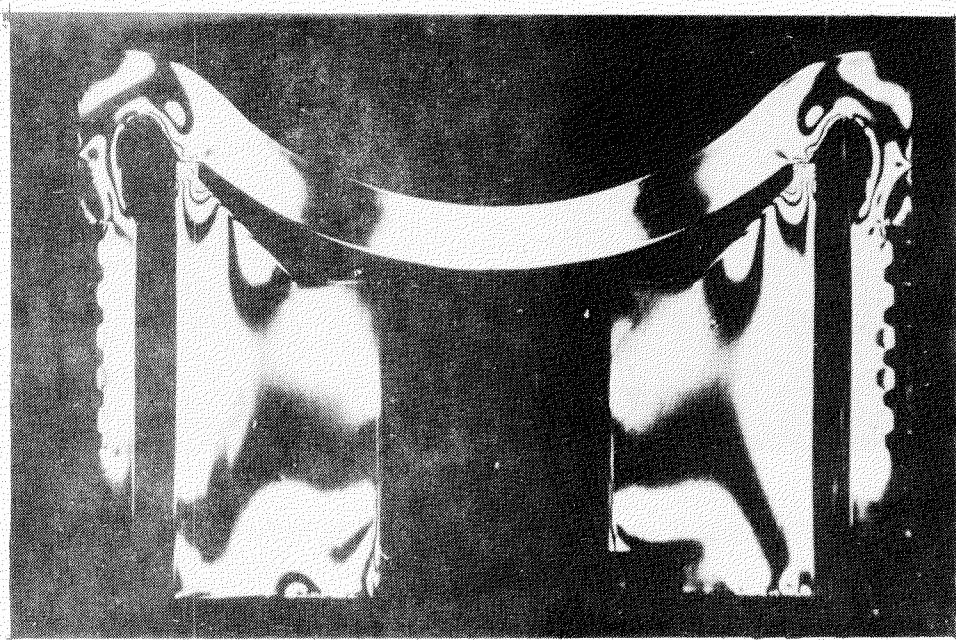
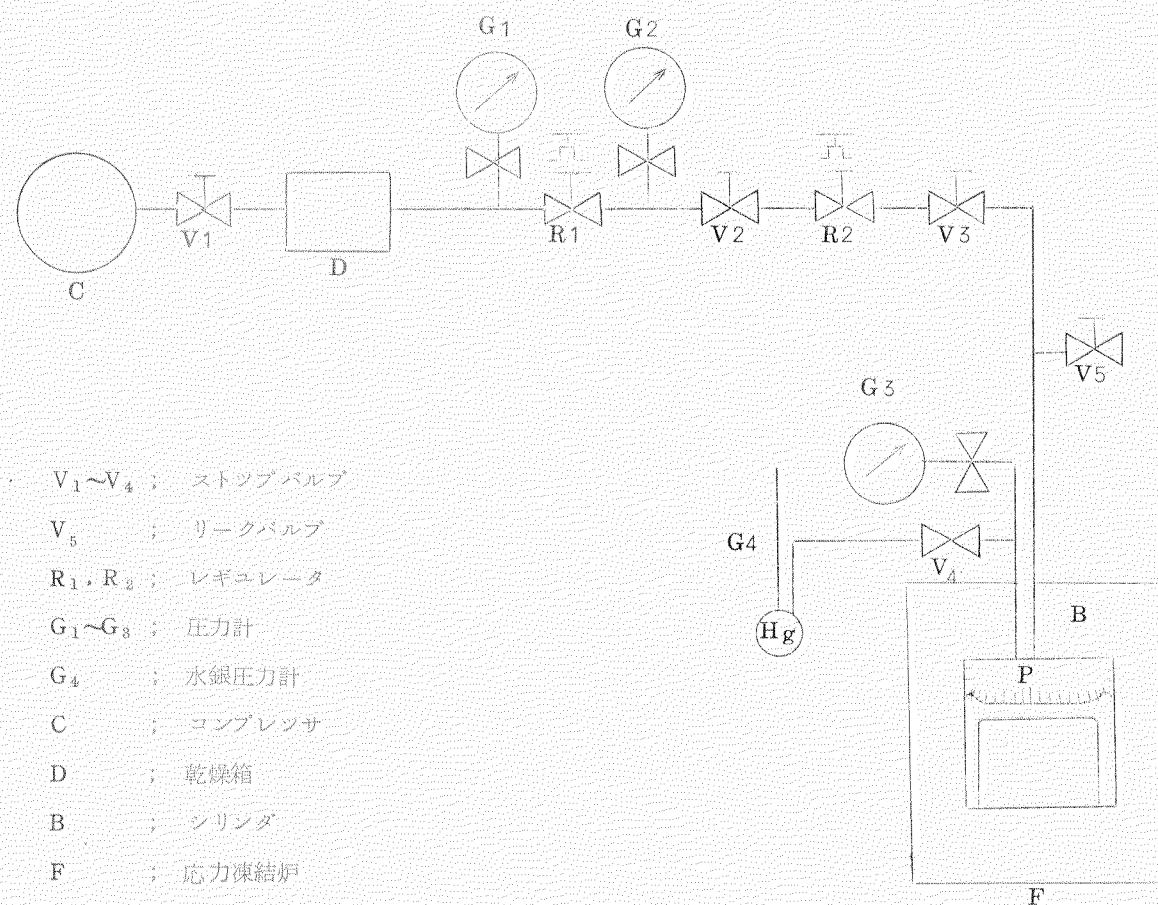


写真 4-3-1



第4-3-1図 ガス圧力凍結装置系統図

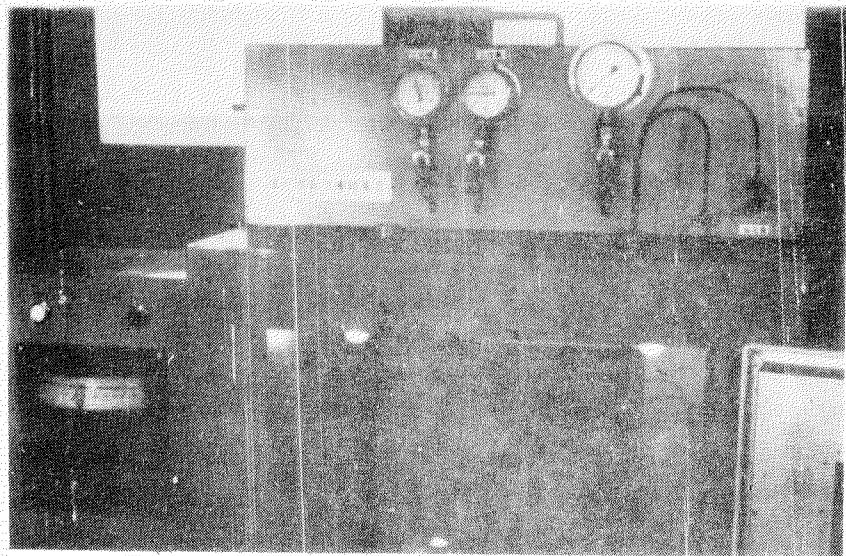


写真 4-3-2 ガス圧応力凍結装置外観

#### (2) 热応力に対する強度実験方法

2次元熱光弾性法によります実験を行なつた。すなわち、ピストンクラウンの各種形状の2次元光弾性モデルの頂板部にガラスウールを置いてその周囲を広幅のセロテープで巻き囲み、ここに液体窒素（-19.6°C）を注入し、ピストンクラウンモデルの頂板部を冷却する。これは頂板上面から加熱されるときと逆の現象を生ずるという仮定に基づくものである。したがつて頂板面は一様な温度になり、頂板裏面は自然冷却させるわけで、実際の温度分布と異なり、また2次元実験であるため円周方向の応力について調べられないで、前記ガス圧に対する実験に比較して精度が低いことはまぬがれないが、後述の3次元熱光弾性実験の前段階の光弾性実験として従来の手法で可能な実験方法で、ピストンクラウンの熱応力について検討してみた。

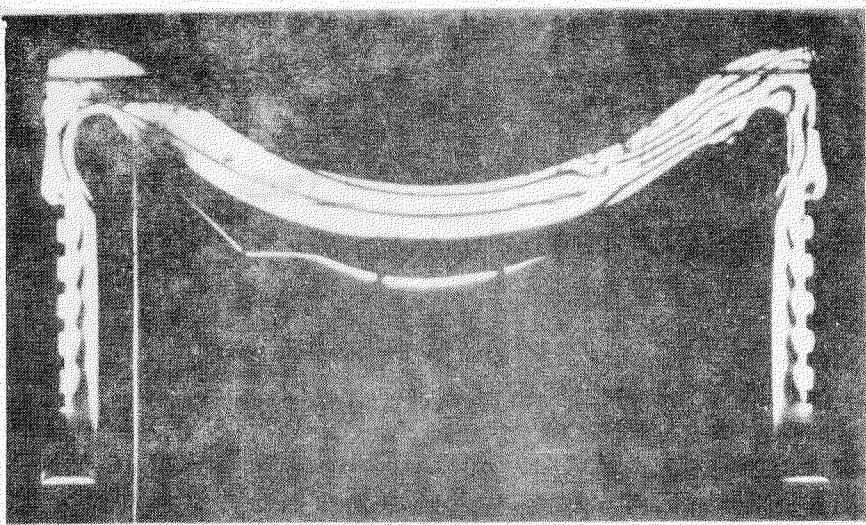
得られたしま模様の変化は冷却開始後数秒ごとに変化が緩慢になるまで写真撮影を行ない、それよりしま次数を読みとつた。

この一系列の写真の一例を写真4-3-3に示した。

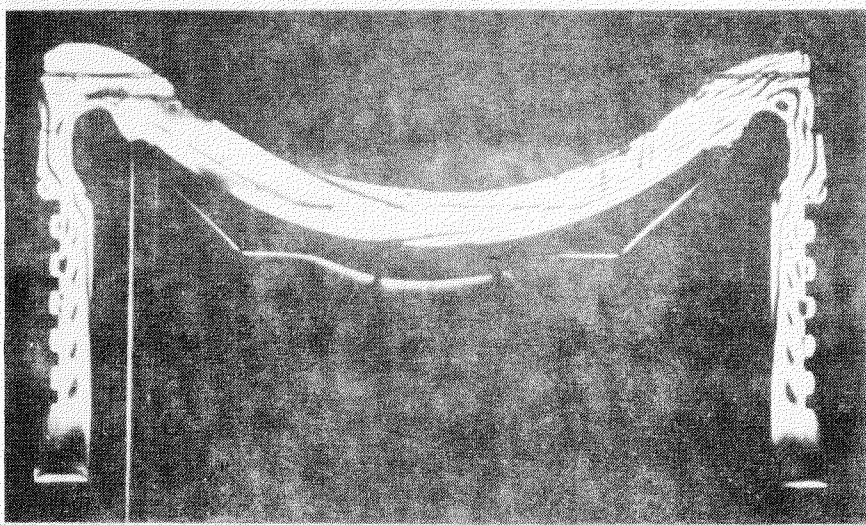
また、このとき別に過渡的熱伝導状態から定常的熱伝導状態に移行する時間を実験中求めておいた。

① 冷却開始後経過時間

2 秒



② 5 秒



③ 10 秒

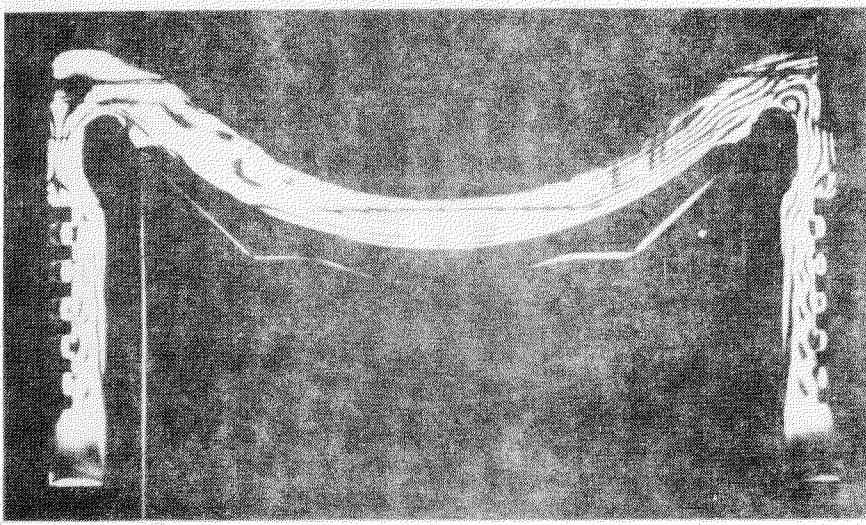
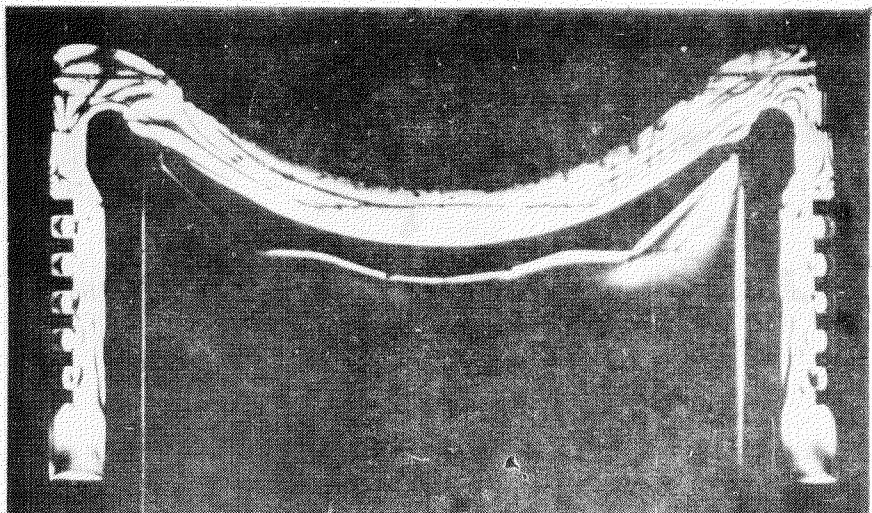


写真 4—3—3 (1)

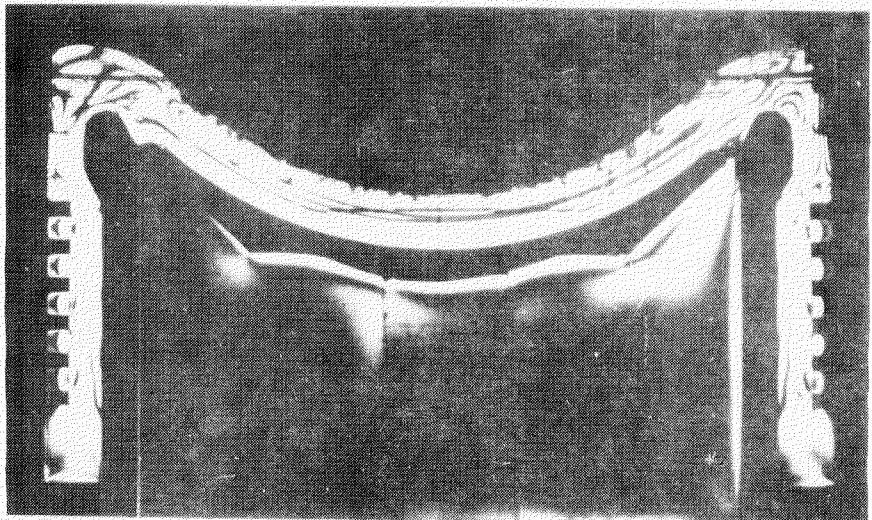
(4)

20 秒



(5)

30 秒



(6)

40 秒

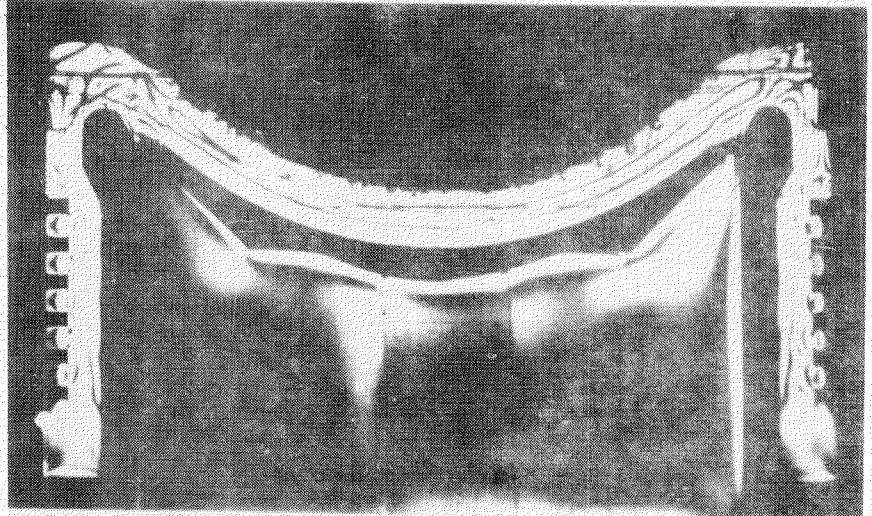
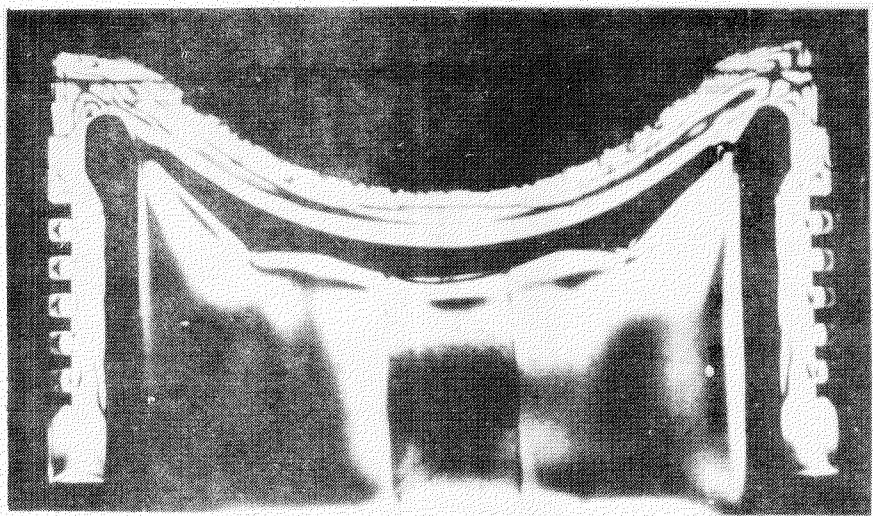
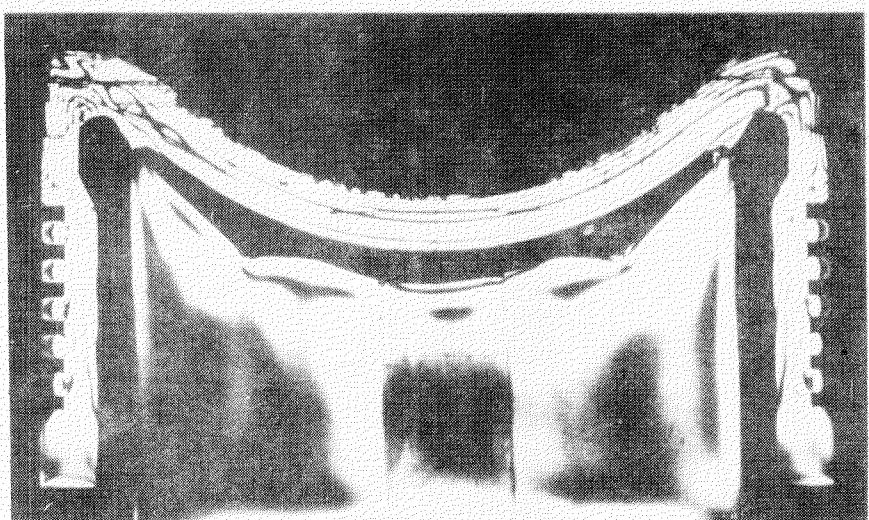


写真 4-3-3 (四)

(7) 1 分



(8) 1 分 20 秒



(9) 1 分 40 秒

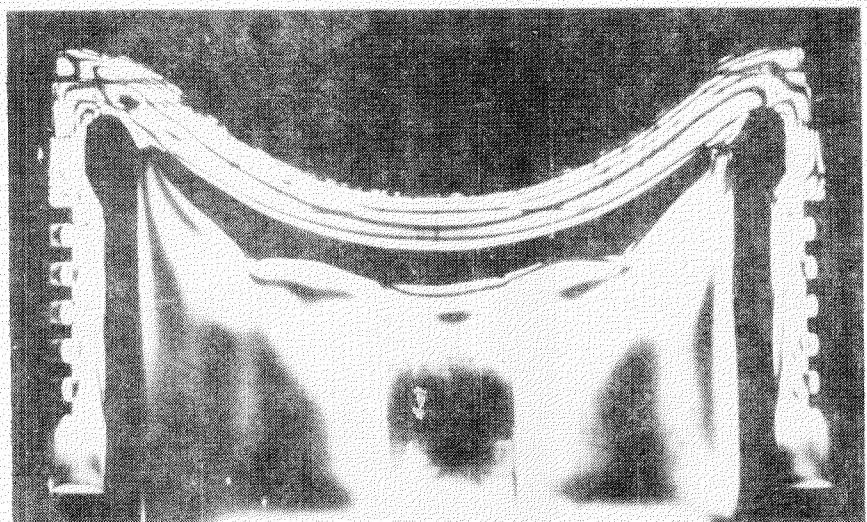
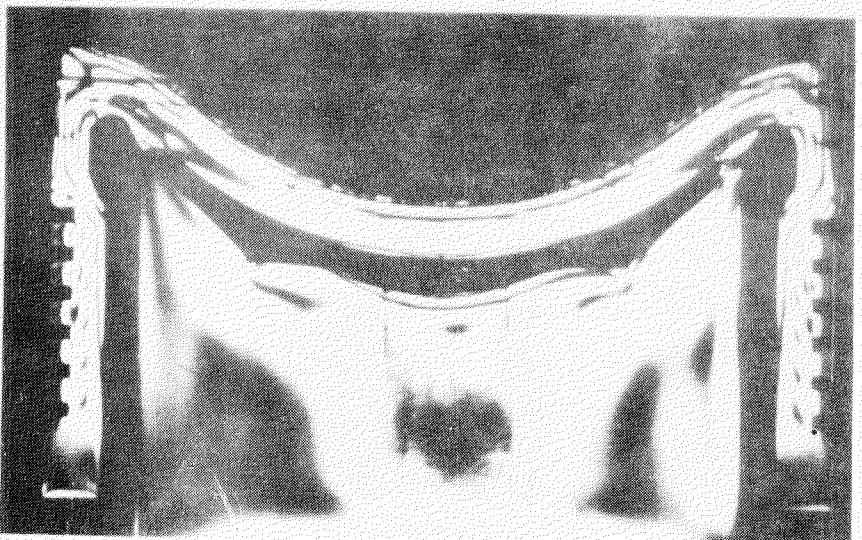


写真 4-3-3 (v)

⑩ 2 分



⑪ 2 分 30 秒



⑫ 3 分



写真 4-3-3 (二)

#### 4.3.3 実験結果

##### (1) 供試ピストンクラウンの種類

ピストンクラウン隅部形状を変えた各種のピストンクラウンについてガス圧に対する特性、熱応力に対する特性を把握するための実験を行なつた。

第4-3-2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10図に今回の実験に供したピストンクラウンの形状を示す。

###### A型ピストンクラウン：

第4-3-2図に示したもので、今回の実験を行なつた原型のピストンクラウンである。

###### B型ピストンクラウン：

第4-3-3図に示したもので、A型ピストンクラウンの頂板にコーナ部をくいこませたものである。

###### C型ピストンクラウン：

第4-3-4図に示したもので、A型ピストンクラウンの側壁にコーナ部をくいこませたものである。

###### D型ピストンクラウン：

第4-3-5図に示したもので、A型ピストンクラウンの頂板および側壁に同時にコーナ部をくいこませたものである。

###### E型ピストンクラウン：

第4-3-6図に示したもので、C型のコーナ部を頂板にくいこませる代わりに頂板をうすくしたものである。

###### F型ピストンクラウン：

第4-3-7図に示したもので、D型のコーナ部の頂板側くいこみをE型と同様に頂板を薄くして実現したものである。

###### G型ピストンクラウン：

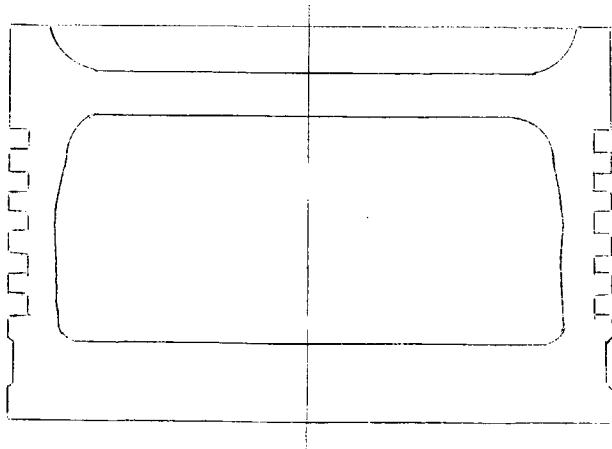
第4-3-8図に示したもので、内部支持型のものである。

###### H型ピストンクラウン：

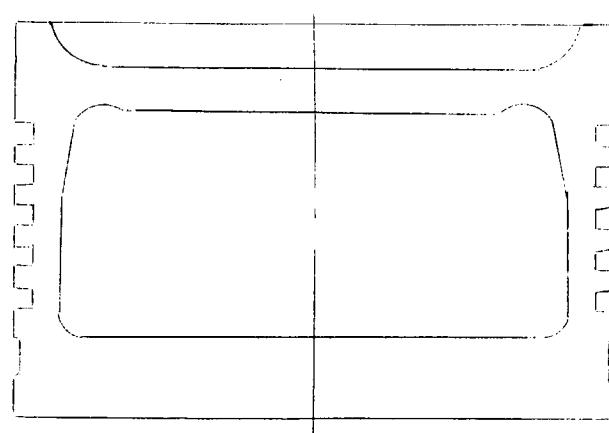
第4-3-9図に示したもので、彎曲型のものである。

###### I型ピストンクラウン：

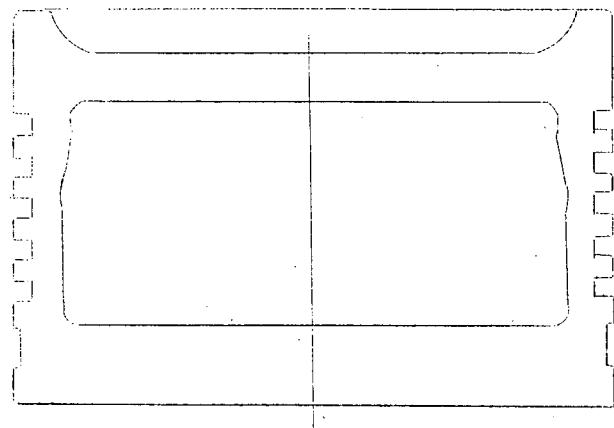
第4-3-10図に示したもので、G型とH型の複合型である。



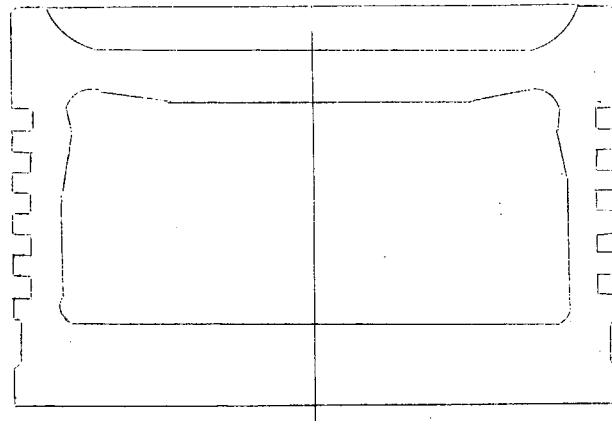
第4-3-2図 A型



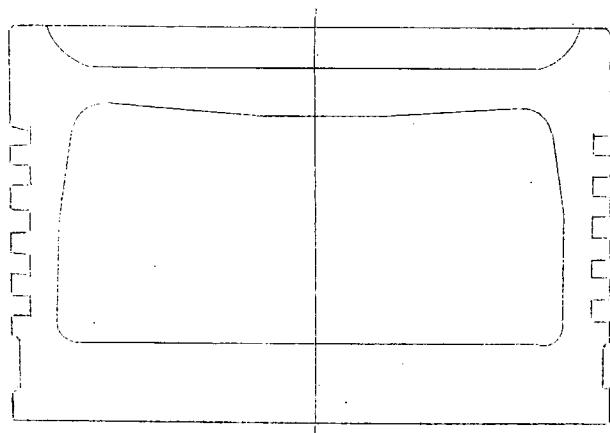
第4-3-3図 B型



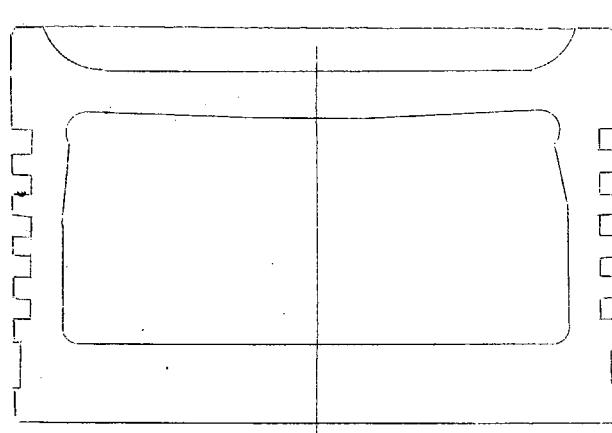
第4-3-4図 C型



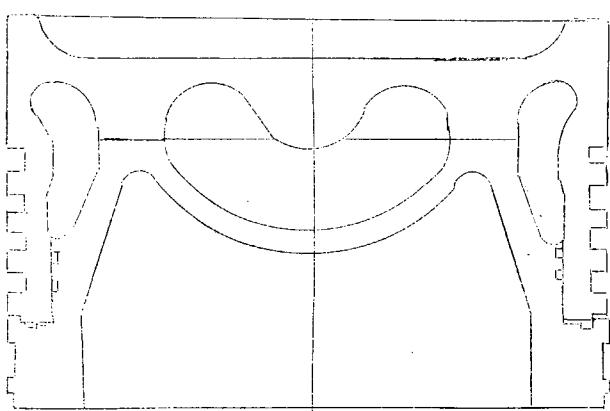
第4-3-5図 D型



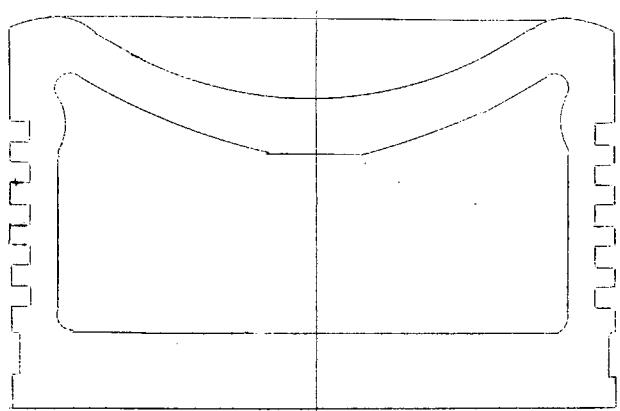
第4-3-6図 E型



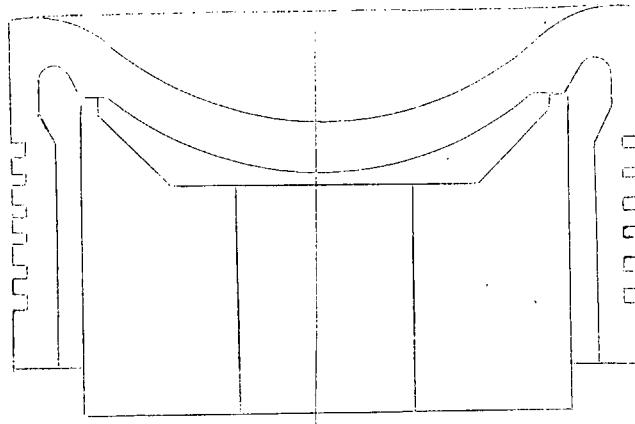
第4-3-7図 F型



第4-3-8図 G型



第4-3-9図 H型



第 4 - 3 - 10 図 I 型

(2) ガス圧に対する強度特性

応力集中は主として冷却側コーナ部において発生する。各応力集中部のしま強度を実測より求めて、次の換算式を用いて実機作用応力を求めた。

$$\sigma_g = \frac{1}{a} \cdot \frac{N}{t} \cdot \frac{P_a}{P} \quad (\text{Kg/cm}^2)$$

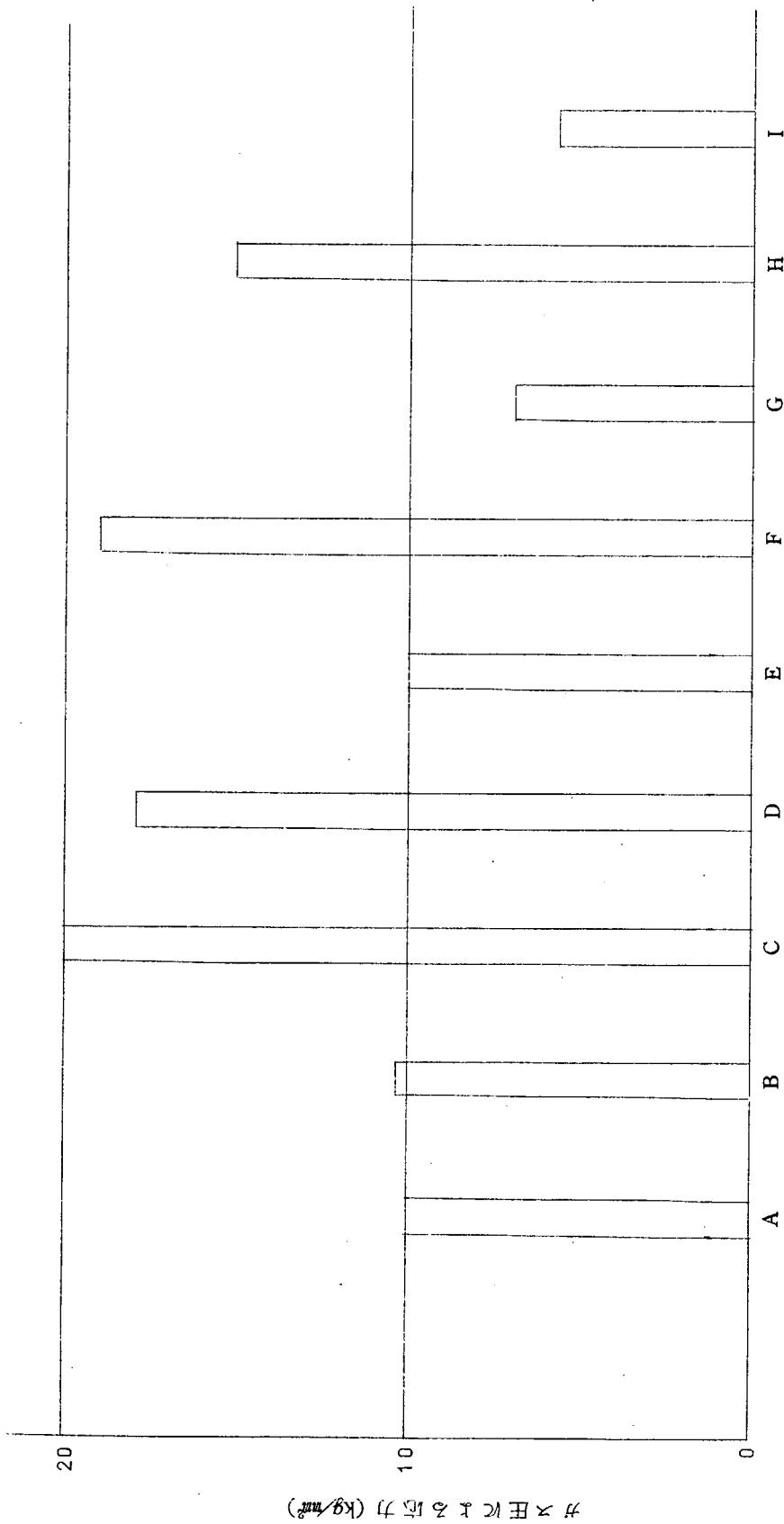
a : 光弾性感度 ( $\text{mm/Kg}$ )  
 N/t : しま強度 ( $\text{mm}^{-1}$ )  
 P<sub>a</sub> : 実機作用圧力 ( $\text{Kg/cm}^2$ )  
 P : 実験作用圧力 ( $\text{Kg/cm}^2$ )

計算結果をまとめて第 4 - 3 - 1 表に示す。

第 4 - 3 - 1 表

型	N/t ( $\text{mm}^{-1}$ )	$\sigma_g$ ( $\text{Kg/cm}^2$ )
A	0.64	- 10.0
B	0.69	- 10.6
C	1.60	- 20
D	1.40	- 18
E	1.30	- 10
F	1.50	- 19
G	0.56	+ 7.0
H	1.20	- 15
I	0.50	+ 6.2

第 4 - 3 - 11 図



以上のガス圧に対する各種ピストンクラウンの強度実験結果より、ガス圧に対するピストンクラウンコーナ部の最大応力を比較してみると、次のとおりである。

1. 原型に対して頂板部にくいこみをいれてもコーナ部に発生する最大応力はあまり変わらない。
2. 原型に対して側壁部にくいこみをいれるとコーナ部に発生する最大応力は大幅に増加する。
3. 原型に対して頂板部と側壁部に同時にくいこみを入れても2の影響が支配的である。
4. 頂板部にくいこみをいれる代わりに頂板を薄くしてもコーナ部に発生する応力はあまり変わらない。

(B型とE型の比較)

5. 側壁部にくいこみをいれた場合には、頂板にくいこみをいれる代わりに頂板を薄くしてRを大きくしても、応力は減少しない。
6. 内部支持型はコーナ部最大応力が大幅に減少し、かつ引張応力を生ずる。
7. 側壁部にくいこみをいれた場合には、頂板にくいこみをいれる代わりに頂板を彎曲させるとコーナ部の応力は減少する。
8. 頂板を彎曲させかつ内部支持型のものは、コーナ部の最大応力は非常に小さい。

① 热応力に対する強度特性

応力集中は冷却側コーナ部に生ずるものと側壁部に生ずるものとある。

応力集中部の応力の時間変化を各ピストンクラウン形状について実験的に求めた結果を第4-3-12, 4-3-13図に示した。コーナ部および側壁部の最大応力は本実験条件では冷却開始後15~35秒後に生じ、コーナ部頂板側最大応力はモデルG型(内部支持型)を除き、側壁部より30秒程度おくれて生ずる。これらの最大応力値は過渡的伝熱条件で生じ、定常状態ではこれより低い値を示す。ほぼ、定常状態と見なせるのは冷却開始後2分である。本実験では、モデルの過渡的温度分布を計測していないので、冷却開始後のどの時間での値が実機と対応するかは不明であるので、今回は過渡的状態での最大値と2分後の値をとつて整理した。

実測しま次数より実機対応の熱応力を求めるには次の計算式を用いた。

$$\sigma_t = \frac{N}{\alpha \cdot t} \cdot \frac{\beta_s \cdot E_s \cdot \Delta T_s}{\beta \cdot E \cdot \Delta T} \quad (\text{kg/mm}^2)$$

N : しま次数

$\alpha$  : 光弾性感度 ( $\text{mm/Kg}$ )

t : 模型の厚さ ( $\text{mm}$ )

$\beta_s$  : 鋳鉄の線膨脹係数 ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )

$\beta$  : エポキシの線膨脹係数 ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )

E<sub>s</sub> : 鋳鉄のヤング率 ( $\text{kg/mm}^2$ )

E : エポキシのヤング率 ( $\text{kg/mm}^2$ )

$\Delta T_s$  : 実機での温度差 ( $^{\circ}\text{C}$ )

$\Delta T$  : モデルでの温度差 ( $^{\circ}\text{C}$ )

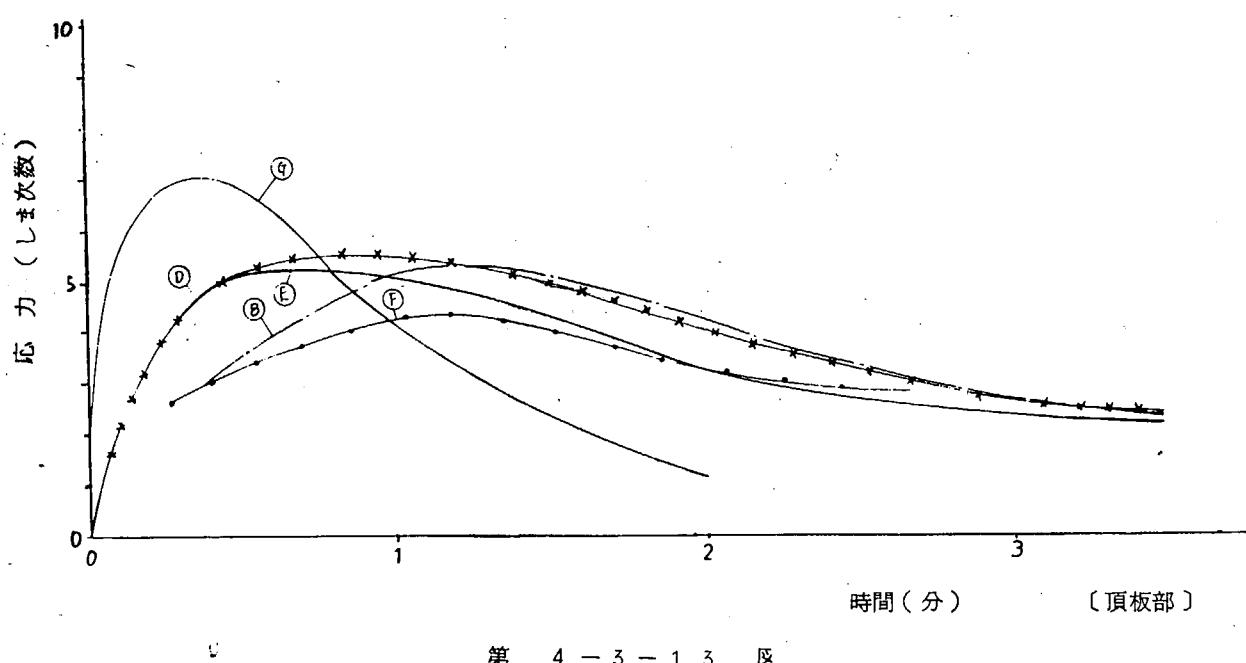
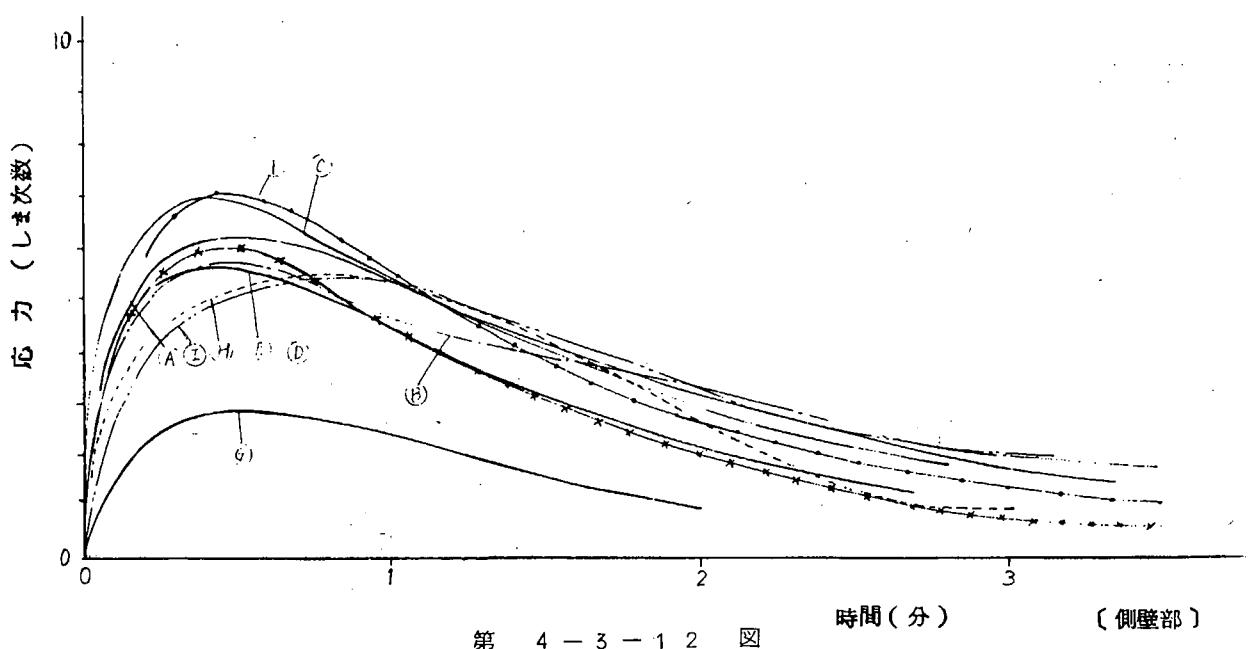
これらの結果を第4-3-2表および第4-3-14図に示した。

表中の記号の説明：

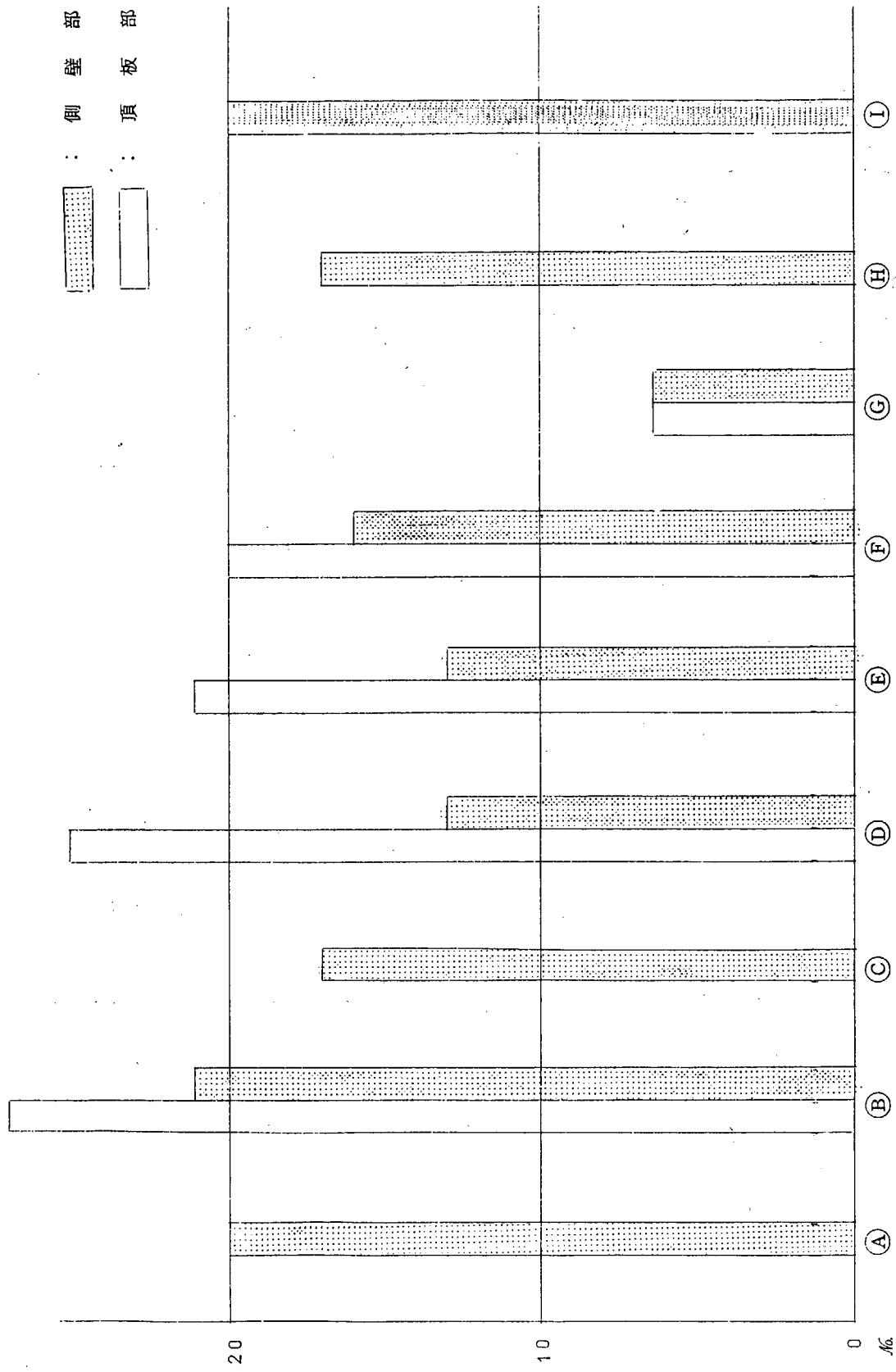
- $N_T$  : 過渡的状態での最大しま次数
- $N_s$  : 2分後の最大しま次数
- $\sigma_{tT}$  : 過渡的状態での最大熱応力
- $\sigma_{ts}$  : 2分後の最大熱応力

第 4-3-2 表

モデル	側 壁 側				頂 板 側			
	$N_T$	$\sigma_{tT}$	$N_s$	$\sigma_{ts}$	$N_T$	$\sigma_{tT}$	$N_s$	$\sigma_{ts}$
A	6.1	3.4	3.1	20	—	—	—	—
B	5.7	3.2	3.3	21	5.3	3.0	4.3	27
C	7.0	3.9	2.7	17	—	—	—	—
D	6.0	3.4	2.0	13	5.5	3.1	4.0	25
E	5.6	3.1	2.1	13	5.2	2.9	3.3	21
F	7.8	3.9	2.6	16	4.4	2.5	3.2	20
G	2.8	1.6	1.0	6.3	7.0	3.9	1.0	6.3
H	5.5	3.1	2.7	17	—	—	—	—
I	5.4	3.0	3.3	20	—	—	—	—



側壁部  
頂板部



$\sigma$  ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

以上の熱応力に対する各種形状のピストンクラウンの強度特性試験の結果をまとめてみると、次のようになる。

1. 原型に対して頂板側にコーナ部をくいこませても最大応力はあまり変らない。
2. 原型に対して側壁側にコーナ部をくいこませると最大応力は少し減少する。
3. 原型に対して頂板側と側壁側に同時にコーナ部をくいこませると最大応力は相当減少する。
4. 頂板部にくいこませる代わりに頂板を薄くするとコーナ部に発生する応力の減少に効果がある（B型とE型の比較）。
5. 側壁にコーナ部をくいこませ、頂板を薄くしても応力は減少する。
6. 内部支持型はコーナ部の最大応力が大幅に減少する。
7. 頂板を彎曲させた場合にはコーナ部の最大応力は減少する。
8. 球面内部支持型を同一条件で比較すると高い応力を発生する部類に属する。
9. 内部支持型（G型）は頂板側に急こう配の過渡的応力を発生する。
10. 彎曲型（H型、I型）に発生する過渡的応力はこう配がゆるい。

#### (4) ガス圧応力と熱応力の重畠効果

##### (a) ピストンクラウン材料の強度

ピストンクラウンの使用材質としてクロムモリブデン鉄鋼を考えた場合について検討してみると、クロムモリブデン鉄鋼材の高温における回転曲げ疲労試験を行なつた結果、標準試験片での疲労限度は、

$$\sigma_{wb} = 21.7 \text{ Kg/mm}^2 (\text{at } 300^\circ\text{C})$$

となつた。実機での疲れ強さを

$$\sigma_{wa} = \frac{1}{S} \cdot \frac{1}{\beta} \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \sigma_{wb}$$

S : 総合安全率

$\beta$  : 切欠き係数

$\eta_1$  : 材質係数

$\eta_2$  : 寸法効果係数

$\eta_3$  : 仕上効果係数

とすると、通常  $\eta_1 = 0.90$ ,  $\eta_2 = 0.90$ ,  $\eta_3 = 0.90$  と採れる。また設計応力を集中応力で表わすと切欠き係数を形状係数と同じにとつたとして  $\beta$  を考えなくてよい。総合安全率 S は

$$S = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \cdot S_4$$

で表わされ、 $S_1$  は標準試験片の疲れ限度のバラツキを示すもので、

$$S_1 = 1.2$$

そして  $S_2$  は寸法効果係数のバラツキに対するもので、

$$S_2 = 1.1$$

$S_3$  は仕上効果係数で今回は、

$$S_3 = 1.0$$

と考える。S<sub>4</sub>は切欠き効果係数に対するものであるが今回は考慮しない。したがつて、

$$S = 1.32$$

となる。よつて

$$\sigma_{wa} = \frac{0.90 \times 0.90 \times 0.90}{1.32} \times 21.7 = 12 \text{ Kg/mm}^2$$

次に疲れ限度線を求めるために片振平面曲げ疲れ限度を求める。すなわち、これは上記回転曲げ疲れ限度との間に統計的に求められた次式の関係より推定する。

$$\sigma_{up} = 1.66 \cdot \sigma_{wb}$$

したがつて

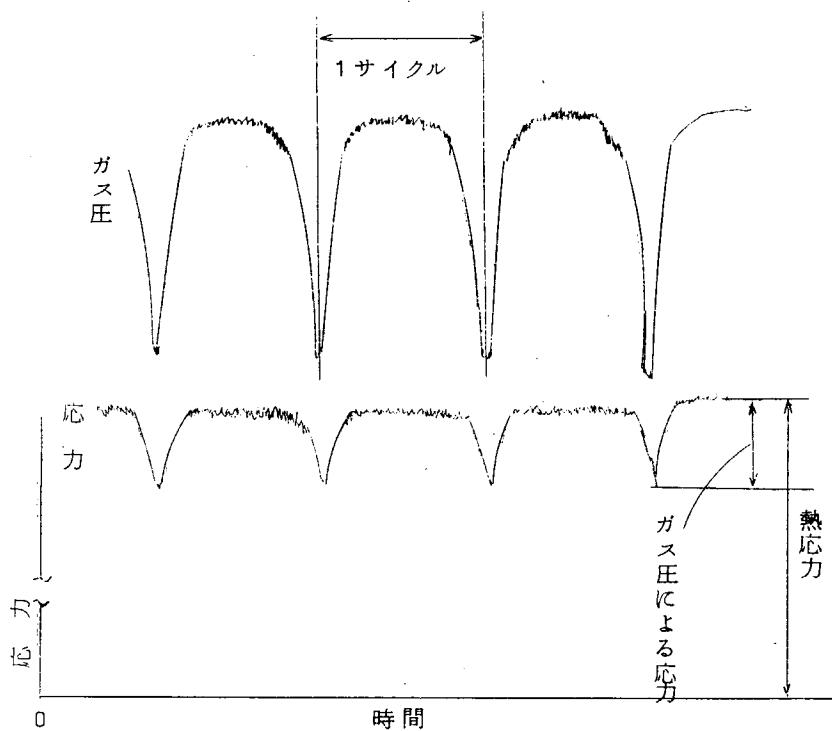
$$\sigma_{up} = 1.66 \times 12.0 = 20 \text{ Kg/mm}^2$$

今回の実験では、これらの値をもとに考えることにした。

#### (b) 重量効果について

ピストンクラウンは運転時に一様に加熱されず各部の温度が異なるために熱応力が発生する。これは定常運転状態ではほぼ一定であるが、過渡的運転状態では大幅に変化する。

これに対してシリンダ内の圧力はサイクル中に変化するのでガス圧によって生ずる応力は変動する。これらを実機について実測した1例を第4-3-15図に示した。



第 4-3-15 図

熱応力は  $\sigma_t$ 、ガス圧による応力を  $\sigma_g$  とすれば平均応力は

$$\sigma_m = \sigma_t - \frac{\sigma_g}{2}$$

応力振幅(片振幅)は

$$\sigma_v = \sigma_g / 2$$

となる。この方法によつて、側壁側および頂板側のそれぞれについて、平均応力と応力振幅を求めて第4-3-3表に示した。

ただし、この場合熱応力の最大値の発生する場所とガス圧によるそれとは必ずしも一致しないが、簡単のために一致しているものと考えた。したがつて、このようにして求めた応力は実働応力に比して過大評価となる。

第4-3-16, 17図にはこれらの結果を疲労限度線図に示した。この線図では横軸に平均応力、縦軸に変動応力値をとつており、縦方向の矢印を有する直線の上端が最大応力を示し、下端が最小応力を示す。そして矢印の直線長さが応力変動振幅すなわちガス圧による応力を示している。

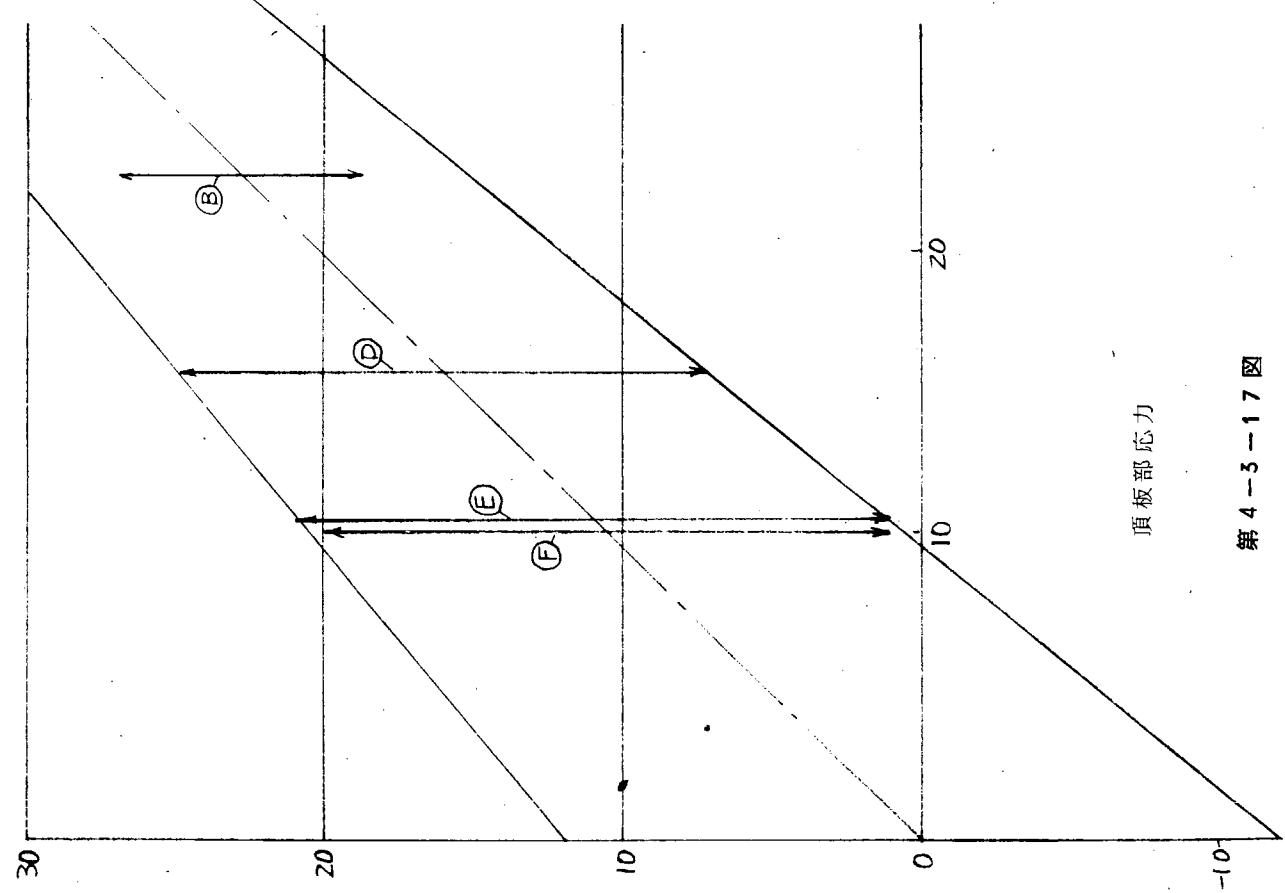
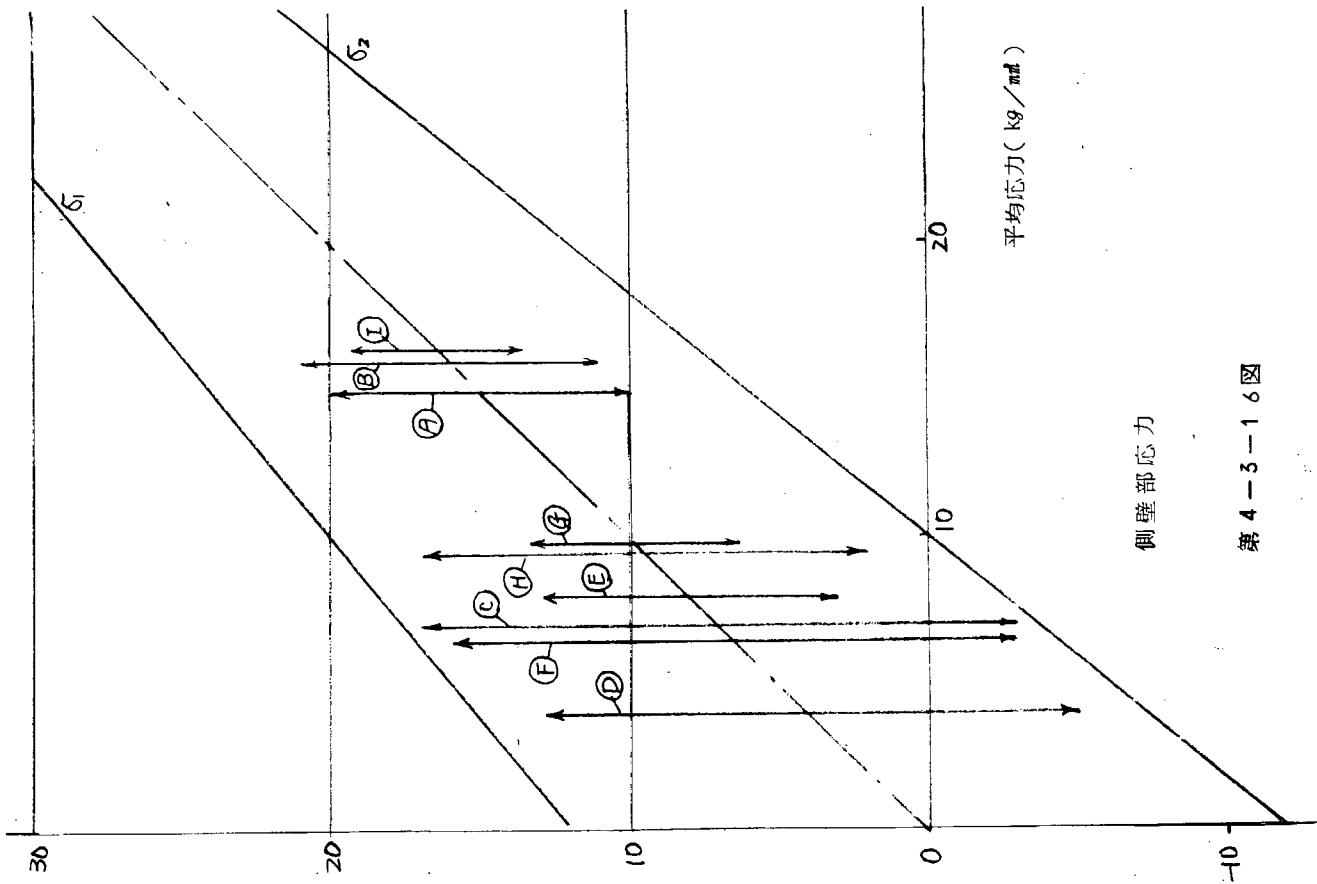
$\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  はその平均応力に対して許容される変動応力の最大値および最小値の限度を示しており、疲労破壊しないためには前述の矢印の先端はこの中間になければならない。

第 4-3-3 表

モデル	側 壁 側		頂 板 側	
	$\sigma_m$	$\sigma_v$	$\sigma_m$	$\sigma_v$
A	15	5.0	—	—
B	17	5.0	22.7	4.3
C	7	10	—	—
D	4.0	9.0	16	9
E	8.0	5.0	11	10
F	6.5	9.5	10.5	9.5
G	9.8	3.5	—	—
H	9.5	7.5	—	—
I	16.9	3.1	—	—

$\sigma_m$  : 平均応力

$\sigma_v$  : 応力振幅



以上の熱応力とガス圧の重畠効果を各種形状のピストンクラウンについて検討した結果をまとめてみると、次のようになる。

1. 原型に対して頂板側にコーナ部をくいこませても、応力状態はあまり変わらない。
2. 原型に対して側壁側にコーナ部をくいこせると、熱応力は大幅に減少するが、ガス圧応力は大幅に増加する。
3. 原型に対して頂板側と側壁側に同時にコーナ部をくいこませても熱応力は減少し、ガス圧応力は増大する。
4. 原型に対して頂板側にコーナ部をくいこせる代わりに頂板を薄くしたものでは、熱応力もガス圧による応力とともに大幅に減少する。
5. 4に対してさらに側壁部にコーナ部をくいこせるとガス圧による応力が大幅に増加する。
6. 内部支持型は熱応力とともに引張側に現われるがその値は非常に小さい。
7. 頂板を彎曲させた場合には、原型に対して熱応力は減少するが、ガス圧応力は増加する。
8. 内部支持の彎曲型は原型に対して熱応力はあまり変わりないが、ガス圧応力は大幅に減少する。

#### (5) 重量応力の過渡的特性

大形機関の使用寿命中の起動停止等の過渡的運転度数を  $10^4$  回程度と考え、前記各ピストンクラウンについてその過渡的特性を検討してみる。

第4-3-4表は第4-3-12図より求めた各ピストンクラウンの過渡的熱応力(ピーク値)を高応力疲労の形に整理したもので、第4-3-18図は、これをクロムモリブデン鉄鋼の高応力疲労限度線図にプロットしたものである。

この結果では、いずれのピストンクラウンも一応安全側にあるが、C, D, F型のごとく側壁側にコーナ部をくいこませたものは全体として高応力側にある。

第 4-3-4 表

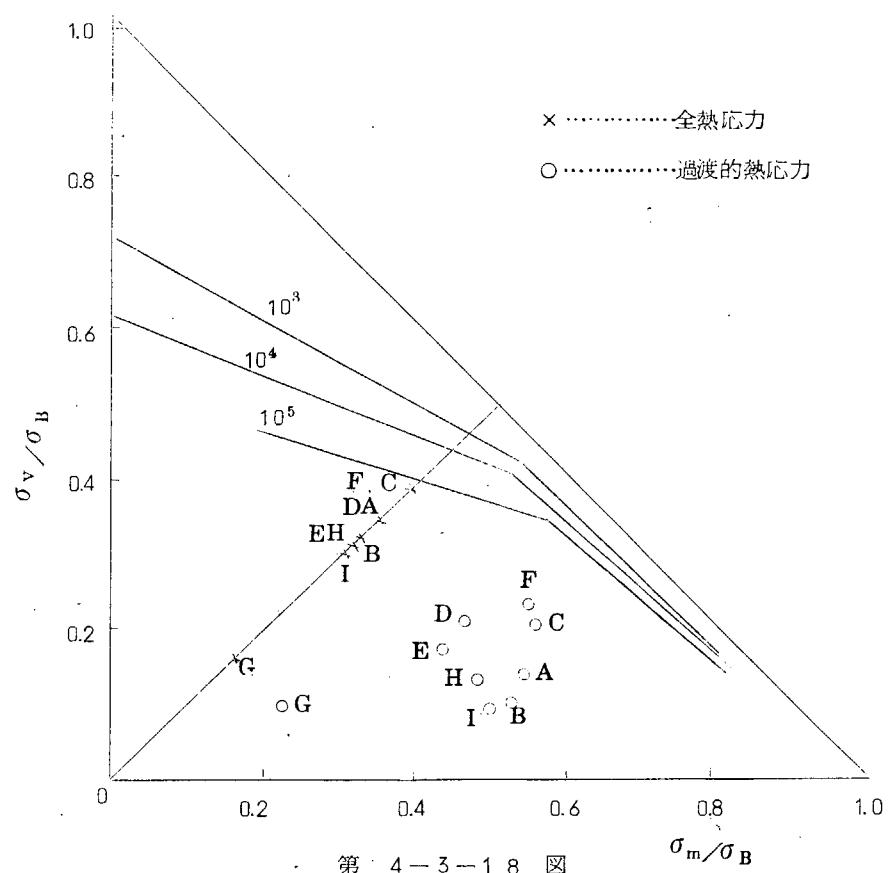
	$\sigma_m \text{ Kg/mm}^2$	$\sigma_v \text{ Kg/mm}^2$	$\sigma_m / \sigma_B$	$\sigma_v / \sigma_B$
A	27	7	0.54	0.14
B	26.5	5.5	0.53	0.11
C	28	11	0.56	0.22
D	23.5	10.5	0.47	0.21
E	22	9	0.44	0.28
F	27.5	11.5	0.55	0.23
G	11.3	5	0.23	0.10
H	24	7	0.48	0.14
I	25	5	0.50	0.10

第4-3-5表は過渡的運転期間中のガス圧繰返し数を大形機関の使用寿命全体につき、 $10^6$  程度と考え、前記各ピストンクラウンについて過渡的状態におけるガス圧応力と熱応力の重畠効果を低サイクル高応力疲労の形にまとめたもので、第4-3-19図は、これをクロムモリブデン鉄鋼の高応力疲労限度線図にプロットしたものである。

この結果では、C, F型のピストンクラウンは危険側に近いが、G, I型のピストンクラウンは十分安全側にあることがわかる。

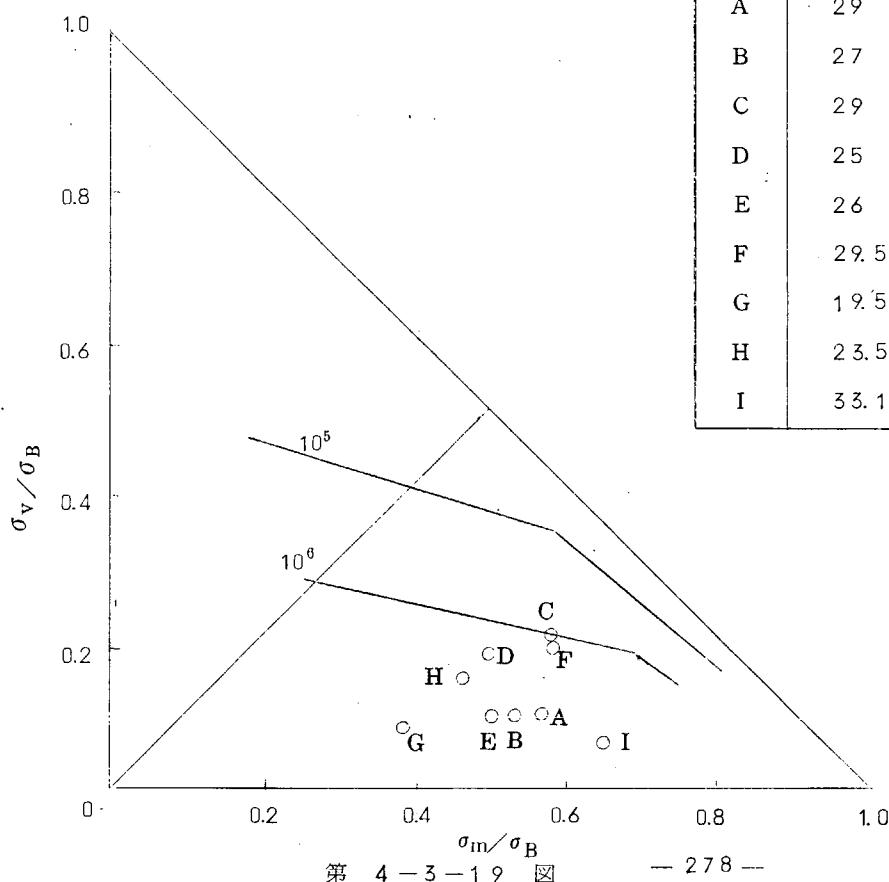
本実験結果は2次元熱光弾性実験によるものであるが、前記の実機計測、実物模型試験および後述の3次元熱光弾性実験結果から考えて、過渡的熱応力が2次元光弾性実験の場合は、定常状態での熱応力に比べて特に高くなるので、

この実験結果も実際と比べて  
危険側の値を示しているもの  
と思われる。



第 4-3-18 図

	$\sigma_m \text{ Kg/mm}^2$	$\sigma_v \text{ Kg/mm}^2$	$\sigma_m/\sigma_B$	$\sigma_v/\sigma_B$
A	29	5	0.58	0.1
B	27	5	0.54	0.1
C	29	10	0.58	0.2
D	25	9	0.50	0.18
E	26	5	0.52	0.1
F	29.5	9.5	0.59	0.19
G	19.5	3.5	0.39	0.07
H	23.5	7.5	0.47	0.15
I	33.1	3.1	0.66	0.06



第 4-3-19 図

## (6) ま と め

### (a) ガス圧に対する強度実験

ガス圧に対するピストンクラウンの強度特性を3次元光弾性法により実験的に検討した結果、ピストンクラウンでもつとも問題になるコーナ部の軸方向応力に及ぼすクラウン形状効果の特徴を、9種類の形状のものを比較することによつて求めることができた。

また実験で求められた軸方向応力の絶対値は、I型ピストンクラウンについて実機で高温ひずみゲージを用いて実測した結果と比較すると（計測位置およびガス圧を補正）両者とも $5 \sim 6 \text{ kg/mm}^2$ で非常によく一致した結果が得られている。

実機計測では最大応力発生位置を正確に求めることは困難なので、光弾性法によりあらかじめ位置を正確に求めておけばより高精度の計測が可能になるものと思われる。

しかし、本実験では円周方向の応力については全く検討を行なわなかつたが、G型、I型等の内部支持型の場合には円周方向に高い応力が発生するので、今後は3次元光弾性法により円周方向の応力を求める実験を行なうことは有益なことと考えられる。

### (b) 热応力に対する強度実験

過渡的状態での熱応力に対するピストンクラウン強度特性を本実験では2次元熱光弾性法により検討した結果、ピストンクラウンのコーナ部に発生する最大応力の特徴を9種類の形状のものについて比較検討することができた。

また実験での側壁側最大応力発生位置はI型ピストンクラウンについての実機計測の位置とも略一致している。

しかし、本実験は実物とは形状の異なる2次元モデルでの実験結果であり、ピストンクラウンのような形状のものについての熱応力を2次元モデルでの熱応力と対応させることは一般には困難であり、3次元モデルにより実験を行なうことがぜひ必要であると思われる。（これについては次項でその実験内容を述べる。）

さらに、本実験で用いた熱的条件はモデル材料の熱的性質からの制約で、実機では加熱を受ける燃焼室側表面を逆に極低温に冷却してピストンクラウンモデルの各部に熱応力を発生させているが、ピストンクラウンモデルの熱流条件が妥当であるか否かは、モデル各部の温度分布を求めてみないと不明である。

しかしながら、写真4-3-4および4-3-5に示すごとく、同一形状のモデルの上面を加熱した場合と冷却した場合について、その光弾性しま模様（2分後）を比較してみるとzero点zero線および最大応力位置は一致しており、2次元モデルについては、このような冷却による熱光弾性実験法も冷却方法をさらに改良すれば高精度の実験を行なうことができるものと思われる。

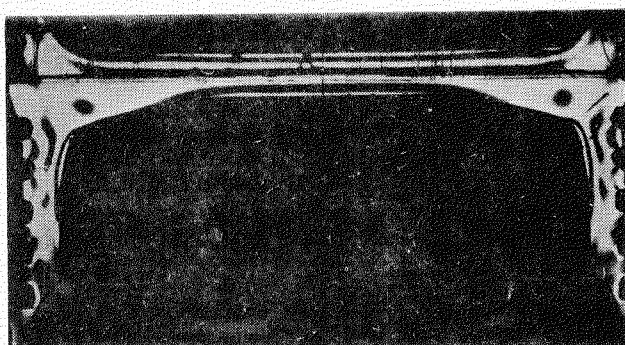


写真 4-3-4 ( 加熱 +100°C )

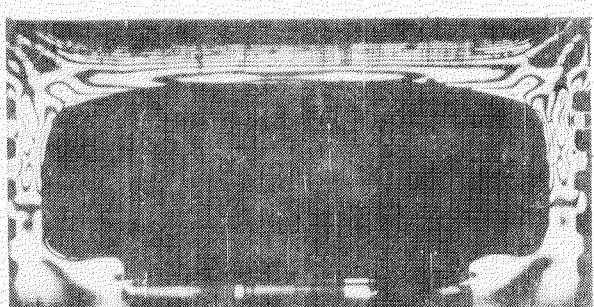


写真 4-3-5 ( 冷却 -196°C )

#### 4.3.4 3次元熱光弾性実験

前項でピストンクラウンの2次元モデルにより熱応力の解析を行なつたが、その熱的条件が実際の場合と異なるので、より実際に近い条件で実験を行なうため3次元熱光弾性法について検討を行なつた。

3次元的熱応力状態を光弾性により求める方法としては、現在のところ次の二つが考えられる。

すなわち、「PQサンドイッチ法」と「散乱光法」である。今回の実験目的から考えると「PQサンドイッチ法」が適していると思われるのでこれにより実験を行なうこととした。しかし、この方法の最大の難点はPQ板のはく離があり、特に今回のごとく非定常状態を取扱う実験では問題になる。

この他、今回のピストンクラウン非定常熱応力解析に特有の問題もあるのでこれらについて明らかにするために次の項目について実験を行なつた。

##### (1) 実験方法の検討

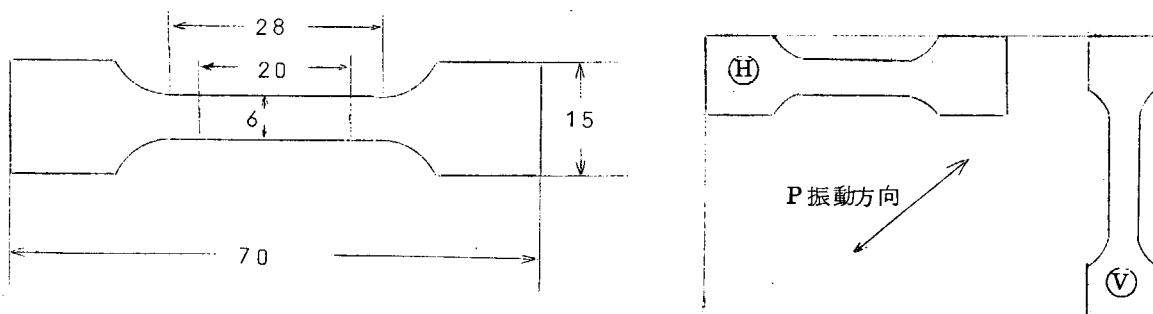
###### (a) PQ板とエポキシ樹脂との接着性

###### (i) PQ板の弾性係数

接着剤に伸びのよい材料を用いることによつてはく離を防止することが考えられる。しかし、一般に伸びのある材料は弾性係数が低いために応力分布に影響を与える。PQ板の弾性係数がもし接着剤のそれと同程度であれば接着剤の影響は無視できるので、まずPQ板の弾性係数を求めた。

実験方法としてはPQ板をP,Qそれぞれにはく離し、第4-3-20図に示すような引張試験片を作成した。

試験機はオートグラフを用い、標点間距離の変化は、写真撮影により記録し投影機により測定した。



第4-3-20図

またPQ板の厚さは第4-3-21図に示した。

実験の結果得られた荷重一伸び曲線から求められた弾性係数の値および初期最大応力の値は第4-3-6表のごとくエポキシ樹脂と略同じであることがわかつた。

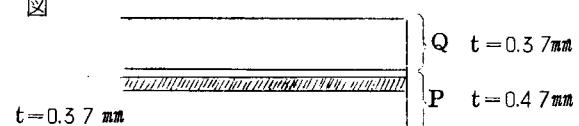
###### (ii) 接着剤

次のものが考えられる。

###### 1. エピコート828:DTA

従来から多く使用されているが、大部分はく離を生じている。しかし接着強度は最大と考えられる。

###### 2. エピコート828:チオコールLP-3:DT



第4-3-21図

第4-3-6表

	E Kg/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{max}$ Kg/mm <sup>2</sup>
P <sub>H</sub>	300	—
P <sub>V</sub>	300	4.6
Q <sub>H</sub>	330	4.0
Q <sub>V</sub>	255	4.3

伸びを増加させるために Polysulfide を混ぜたものであるが、弾性係数が  $100 \text{ Kg/mm}^2$  程度となり PQ 板と相当異なるので応力分布に影響を及ぼすおそれがある。

### 3. アロンアルファ

瞬間接着剤で常温以上ではかなり高い接着強度を有するが、低温では低くなる。

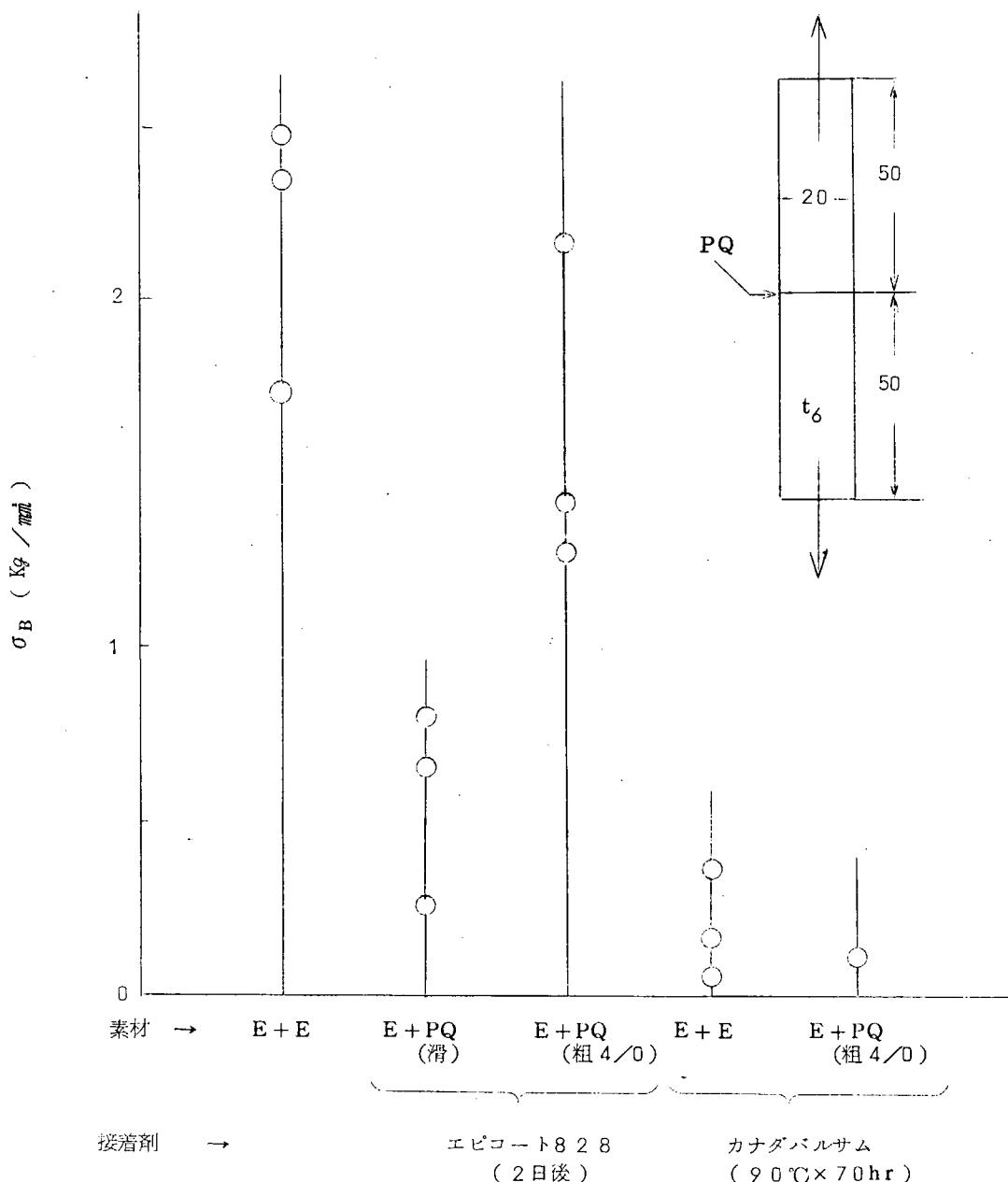
### 4. カナダバルサム

像の鮮明性の点で有利であるが（後述）その接着強度はきわめて低い。

要求される接着強度は、

$$\sigma = \alpha E T = 6.5 \times 10^{-5} \times 3 \times 10^2 \times 100 \approx 2 \text{ Kg/mm}^2$$

であり、少なくとも  $1 \text{ Kg/mm}^2$  以上は必要である。第 4-3-22 図にこれらの比較試験結果を示した。



第 4-3-22 図 接着強度（引張）

### (iii) 表面処理

化学的処理として一般的な脱脂剤であるアセトンおよびトリクロルエチレンを用いた。両者の差は、前者がPQ板を浸潤する点であり、はく離性に対する差は見られなかつた。

機械的処理としてはペーパーをかけたものは全くはく離せず、かけないものは全部はく離した。この場合接着剤はエピコート828:D T Aである。

#### (b) 像の鮮明性

##### (i) 使用材料の屈折率

接着強度を上げるためにPQ板表面を粗にする結果、像の鮮明度はおちる。その散乱を防ぐためにはPQ板表面の凹凸をこれに近い屈折率の材料で埋める必要がある。これはエポキシ樹脂の表面についててもいえる。

PQ板の屈折率が不明なので、PQ板の表面を粗にしてこれにいろいろな液体をぬり、これを通して文字を判別できる距離を求めた。

このようにして求めた結果を第4-3-7表に示した。

これよりみると接着剤としては、像の鮮明性の点から考えると、エピコートよりもカナダバルサムのはうがよいといえる。

(ii) ガラス表面、模型の低温化により、空気中の水分の凝結あるいは浸漬液中の流動パラフィンの固態化によって光の透過性が阻害されるのでこれを防止する必要がある。

##### (iii) 接着面の仕上程度

実験では0.2程度のペーパーを用いたがかなり鮮明度がおちた。接着性の点を考慮しても0.4くらいが適当ではないかと考えられる。

##### (c) 浸漬液の検討

$\alpha$ プロムナフタリンを流動パラフィンで薄めたものは、パラフィンの固態化によって光の透過性を阻害するおそれがあるので、他の液体を検討してみた。屈折率、融点、水の溶解度、アルコールに対する溶解度などを調べた結果危険であつたり、白濁したりする欠点が多く、上記のものにまさるものは見出せなかつた。

液温の局部的な低下は、模型の応力状態に影響してくるので、結局かなり大量の液を用いてかつ十分かくはんしてやることが必要である。

##### (d) 冷却方法

寒剤としては、いろいろあるが温度差100°C程度で十分と考えられるので、粉末ドライアイス(-78.5°C)でエチルアルコールを冷却したものを使用した。

本実験では上面だけ冷却する必要があるので寒剤用の袋をモデル上面にはりつけた。

寒剤袋としては、低温でも伸びのあるポリエチレンが適当である。

またモデルへの接着は、アロンアルファやエポキシ系接着剤では不可であり、ポリエチレン用セメダインが適している。

モデルの設置は、その上面が浸漬液の液面すれすれになるよう注意する必要がある。深すぎるといたずらに浸漬液が冷却されることになる。

寒剤用袋の外側を断熱材で囲むことも有効な方法である。

第4-3-7表

材 料	判別距離	屈 折 率
エポキシ樹脂	—	1.59
同 浸漬液	10cm	1.59
エピコート828	10cm	—
カナダバルサム	5.8cm	1.54
P Q 板	—	[1.5]
セタ油	—	1.51
グリセリン	—	1.47
機械油	20.0cm	—

(e) 緑 膜 力

PQ板を組み込めば焼なましがきかないので、できるだけ早期に実験する必要がある。

(2) 実験条件

2次元モデルと比較実験を行なうために円板と円筒の組合せによる単純化モデルについて実験を行なつた。

3次元モデルについての実験条件は下記のとおりで、2次元モデルについては従来どおりである。

接着剤：エピコート828+DTA

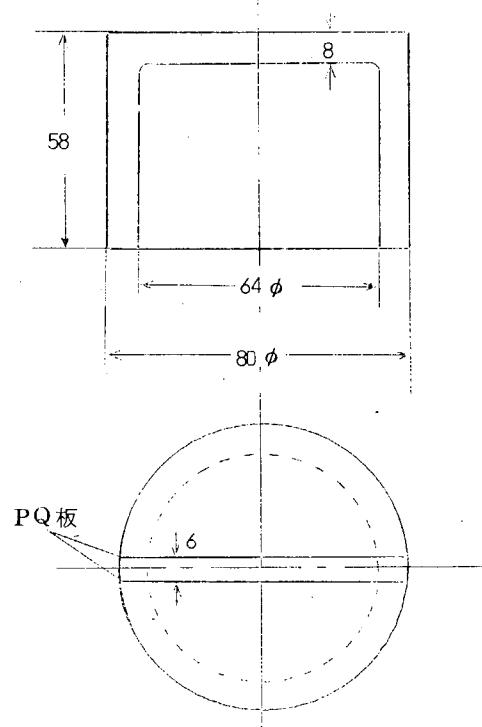
表面処理：トリクロルエチレン

ペーパ #02

寒剤：エチルアルコール+粉末ドライアイス

浸漬液： $\alpha$ プロムナフタリン+流動パラフィン

使用モデルの寸法を第4-3-23図に示す。



第 4-3-23 図

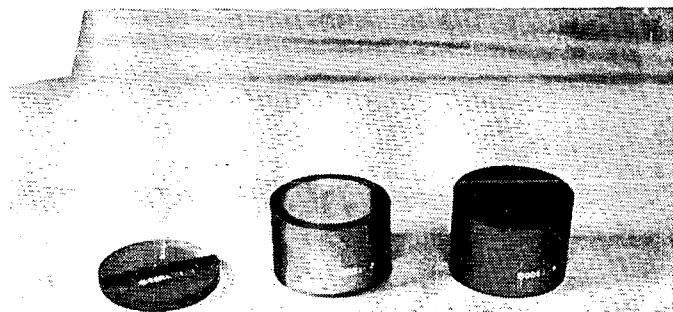
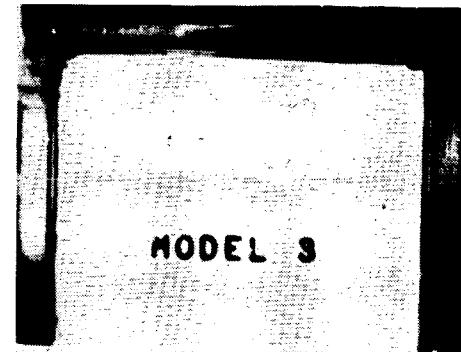
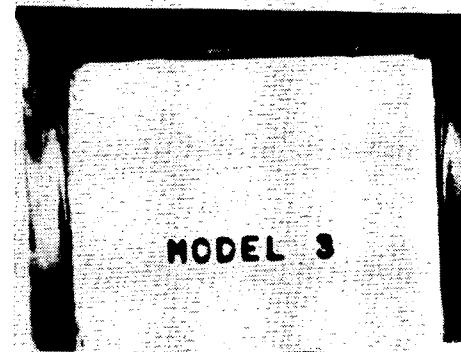


写真 4-3-6

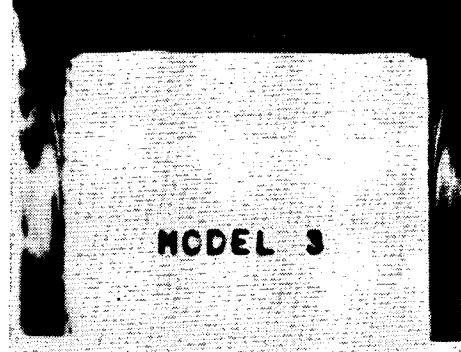
① 冷却前



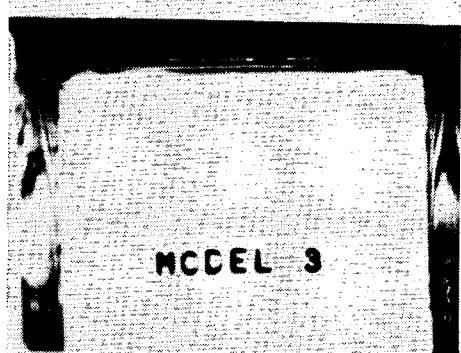
② 冷却後 10秒



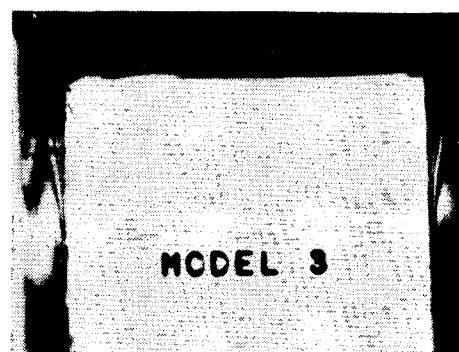
③ 30秒



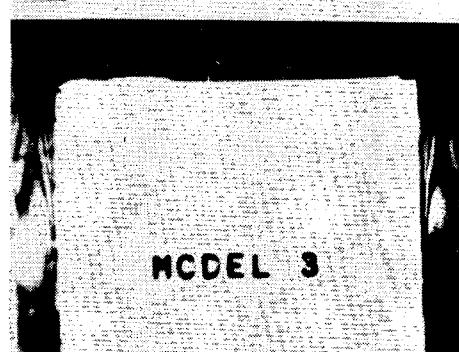
④ 1分



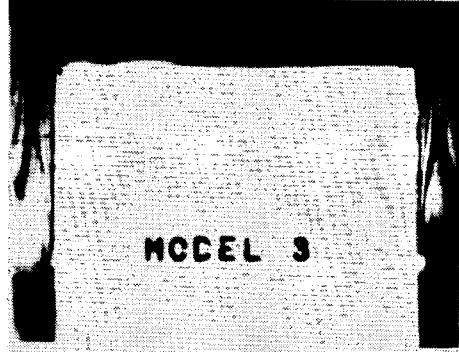
⑤ 1分30秒



⑥ 2分



⑦ 5分



⑧ 10分

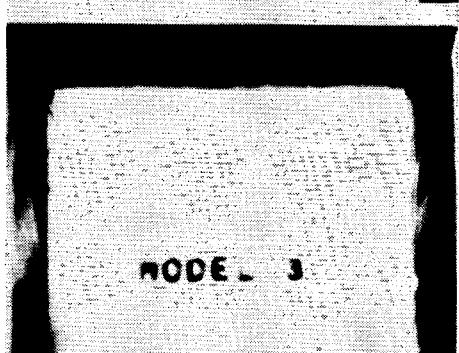
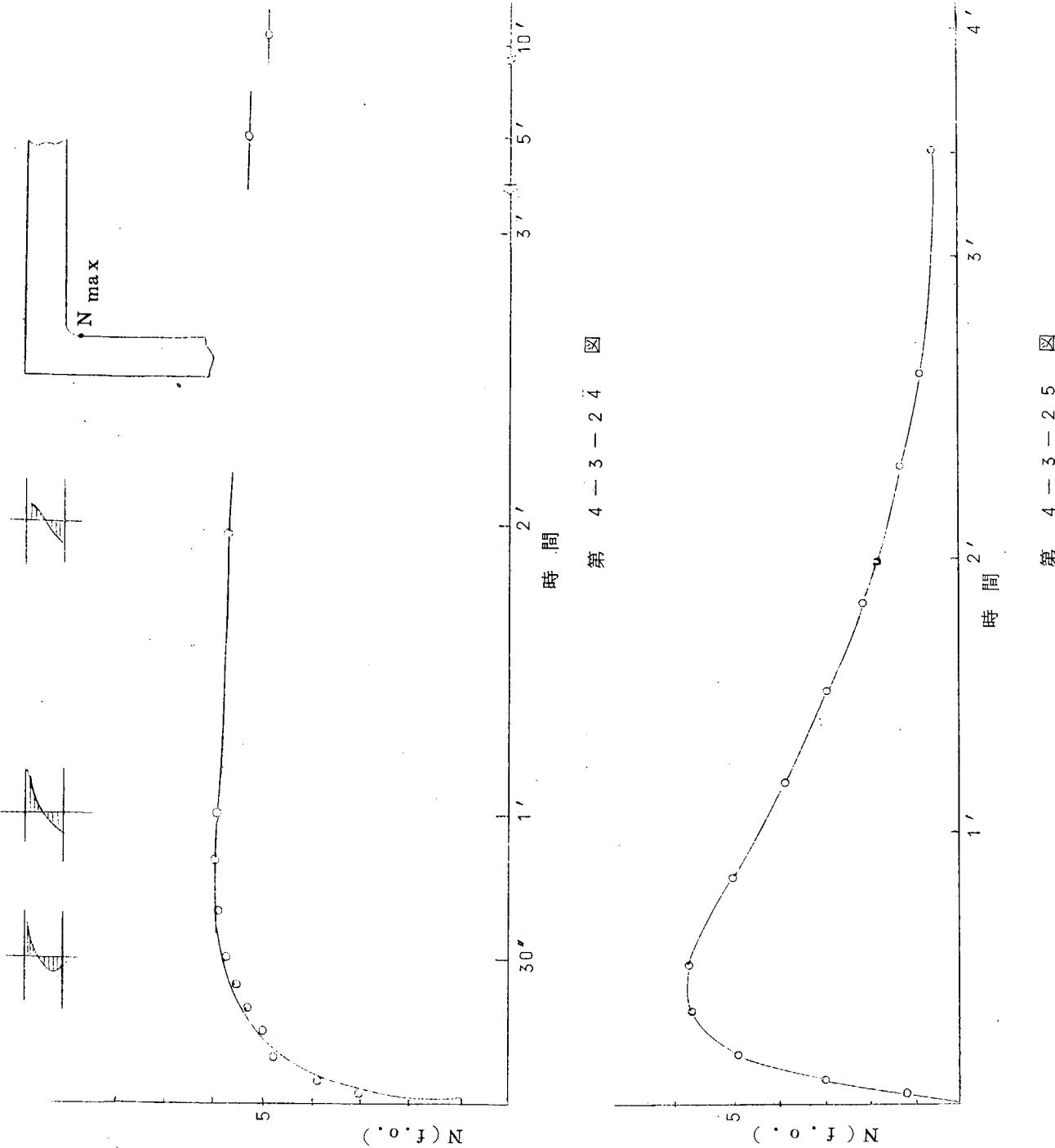


写真 4-3-7 (a)

写真 4-3-7 (b)



### (3) 実験結果

3次元モデルでの応力分布の時間経過による変化の一例を写真4-3-7に示し、内面最大応力および中央断面での応力分布の時間変化を第4-3-24図に示す。

また、第4-3-25図に2次元モデルでの実験結果を示す。

### (4) まとめ

3次元熱光弾性法についての基礎実験を行なつた結果、PQ板のはく離という問題については、その表面を粗にすることによつて解決できたが、この方法では、新たに像の不鮮明という問題があるので精度が下がる。カナダバルサムは適切であるが接着剤に問題があり、エピコート828は像がやや不鮮明にはなるが、実用にできる。

PQ板の弾性係数はエポキシ樹脂と同程度で、したがつて補強効果その他の応力分布への影響はない。また弾性係数のより低い接着剤の使用はその影響を無視できない。

しかし、本実験により3次元熱光弾性法の適用できる見通しを得たので、今後は弾性係数、熱膨脹係数の温度変化を検討して測定精度を上げることを考えると同時に、3次元モデルについてその温度分布計測を行ない、実機ピストンクラウンの熱的条件との対応を検討する必要がある。

すなわち、2次元モデルと3次元モデルとの比較実験結果では、過渡的熱応力の現われ方に大きな差があり、3次元モデルでは2次元モデルほど大きな過渡的熱応力は現われず、実機計測および実物モデル試験の結果と一致した傾向を示しているが、温度分布が明確には握できないとこの結果に基づく十分なモデル実験解析を行なうことができるからである。

## 4.4 総括

ピストンクラウン熱応力に関し機関の起動、停止時の実態をは握する目的で実験研究を行ない次の結果を得た。

### (1) 実機計測については次の結果を得た。

1. 急上昇、急停止時における温度分布の時間変化の実態がは握できた。
2. 過渡的状態での熱応力の時間変化の実態がは握できた。
3. この場合、ピストンクラウン側壁部の応力変動の時間的変化は非常に大きい。
4. また、本実験に用いた球面内部支持型ピストンクラウンでは、熱負荷条件の差異によりピークが出たり出なかつたりする。
5. 本計測に使用したリンク方式および高温ひずみ計測方式は今後もこの種の計測に応用できる。

したがつて、今後の問題として次の項目をさらに検討する必要がある。

1. 热負荷条件とピーク応力の現われ方の検討
2. ピストンクラウン形状とピーク応力の現われ方の検討

### (2) 実物模型実験については次の結果を得た。

1. 非定常状態でのピーク応力の現われ方は、ピストンクラウン表面の汚れ係数による見掛け熱伝達係数の相異に大きく支配される。
  2. 実験に用いたテストリグは略大形実機頂板部の熱的条件に近い条件を与えることができる。
- したがつて、今後の問題としては、
1. ピーク応力の現われ方とピストンクラウンの熱的境界条件の関係の定量的は握。
  2. 側壁部の熱的境界条件の実機との対応性を検討する必要がある。

### (3) 光弹性実験については次の結果を得た。

1. 非定常熱応力とピストンクラウン形状の関連がわかつた。

2. 供試球面内部支持型ピストンクラウンは非定常熱応力ピークの現われにくい型に属する。
3. 頂板部冷却法と加熱法とは、零点、零線および最大応力発生位置はほぼ一致する（2次元）
4. 3次元熱光弾性法を用いれば、より妥当性のある実験を行なうことができる。  
今後の問題としては、実機との熱的条件の対応性を検討して3次元熱光弾性法を確立し、上記の結果を定量的には握することが必要である。

## 第5章 研究結果のとりまとめ

### 5.1 研究成果の要約

- (1) 正味平均有効圧力  $P_{me} = 12.2 \text{ kg/cm}^2$  程度では、単段脈動圧過給方式で十分な掃気圧力、空気量が確保できる。
- (2) ピストンヘッド、シリンダカバー、シリンダライナなどの燃焼室壁の熱負荷を軽減するには、掃気圧力を高くすることが最も効果的である。
- (3) 2段タービン脈動圧過給方式によれば、掃排気性能はかなり改善されるが、生産性、機関のまとまり等の観点から単段脈動圧過給方式に劣る。ただし  $P_{me} = 12.2 \text{ kg/cm}^2$  程度以上においては検討する必要があろう。
- (4) 台板軸受部のたわみ量は、軸受下部の剛性を高めることにより小さくすることができる。しかし、同軸受部の狭まり量は台板の形状にはほとんど影響されず、架構を含めた構造全体の剛性によって決まるようである。
- (5) 本体構造のうち台板下部のタイボルト締付け座近傍の応力は比較的高値を示すが、絶対値は小さく実用上全く問題にならない。ただし、この部分の板厚、リブの配置および隅肉形状などを適当に選定することにより、応力集中を回避することは十分可能と思われる。
- (6) シリンダジャケットのタイボルト締付け座近傍は容易に応力集中を起す個所であり、この部分の設計に際しては肉厚、隅肉形状などにいかなる注意が必要であるかが判明した。
- (7) 総合的に検討した結果、巨大船用ディーゼル機関の機関本体として、各部応力を増加させないまま各部変形を部材寸法比以下に押えることは可能であり、十分な剛性強度ならびに生産性を兼備した機関本体の有力な設計指針を見出すことができた。
- (8) 燃焼室壁部材（ピストンヘッド、シリンダカバー、シリンダライナなど）は機関の大形化とともにますます過酷な熱負荷にさらされる傾向となるが、従来の構造、形状、冷却法および製作法などについて抜本的な検討を行なった結果、十分実用に耐える部材を製作し得る確信を得た。
- (9) 燃焼室壁部材（ピストンヘッド、シリンダカバー、シリンダライナ）の試作品についての確性試験によれば、各部の強度上のバラツキも予想外に小さく、ほぼ所期の材料強度が得られた。なお、一部部材については、今後熱処理法、材質などを再検討する必要がある。
- (10) 燃焼室壁部材のうちで特にその熱負荷が問題となるピストンクラウンについて、機関の発停等の過渡的運転時に発生する熱応力の実態を把握するために非定常温度分布、熱ひずみおよびこれとガス圧との関係等について実験的検討を行なった。  
その結果、機関の発停等の過渡的運転時に発生する熱応力は、従来考えられていたよりも運転条件に対する応答が敏感でかつその過渡的特性は運転条件のほかにピストンクラウンの表面状態や形状等の因子によつても影響をうけ、これらの条件の如何によつては定常運転時より大きい過渡的応力を発生する場合があることがわかつた。
- (11) 動弁装置、運動部分および軸受類などの強度的な諸検討を行なうことにより、信頼性、実用性のすぐれた機関諸部品の設計指針を得た。
- (12) 軸系ねじり振動およびクランク軸縦振動の振動特性は既存機関のそれと特に変わる点はなく、超大形機関特有の問題となることはまずないと思われる。

### 5.2 今後の問題点

- (1) 機関の全負荷領域にわたり、バランスのとれた2段タービン過給機の検討を続ける必要がある。
- (2) クランク軸の付加応力と各シリンダ軸受部のたわみ量分布は、密接な関連をもつている。この影響を明らかにするためには、機関本体の長さ方向の曲げ剛性、船体の台板据付部のたわみ分布等まで調査の範囲を拡張しなければならない。

- (3) 燃焼室壁の安全性評価として本研究では機関の発停に伴う熱疲労寿命とガス圧の繰返しに伴う機械疲労とを独立に評価した。しかしこれらは相互に干渉しているものと思われ、重複した強度評価を行なうべきと考える。その手法に関し今後研究する必要がある。
- (4) シリンダカバーのように構造複雑な鋳造品では、鋳造欠陥の現出は免れないと思われる。鋳造方案、構造等についても検討する一方、このような欠陥材の疲労強度に関する調査を進め、燃焼室壁部材の安全性をより明らかにしなければならない。
- (5) ピストンヘッドの推定応力を緩和する手段の一つとして、ガス力の支持方法を改良して触火面の肉厚を極力薄くするよう努め、いわゆる Strong-backed Piston の設計検討を行なうことが必要と思われる。
- (6) ピストンクラウンの熱応力について、その過渡的運転時における特性を把握することはできたが、この結果をさらに大口径機関の設計に有効に役立たせるためには、ピストンクラウンの非定常時における多点熱ひずみ計測法および3次元熱光弾性法を確立し、これにより表面状態、形状および運転条件と過渡的熱応力との関係を定量的に把握しておくことが必要である。
- (7) 機関の大形化に伴つて一般に不釣合偶力が増す傾向となる。これによつて誘起される船体振動については、船体関係部門の協力を仰ぎ、塔載船型との関連において定量的な詳細検討を行なわねばならない。
- (8) 機関振動のうち、H型振動はさほど問題とは思われないが、場合によつてX型振動が機関常用域に発生することが予想される。これについては船体の台板据付部剛性、機関本体構造全体のねじれ剛性なども含め、実船調査と合わせて検討しなければならない。幸い本件はSR 94部会にて目下研究されつつある所で、詳しくは同部会の検討をまちたい。
- (9) 燃焼室壁冷却面の腐食疲労の問題、ならびに、触火面および冷却面の汚れが熱負荷に及ぼす影響についても、今後検討の必要がある。

## 第6章 あとがき

以上は、基礎的調査として、超大形ディーゼル主機の開発に伴う主要な技術的問題点をとりあげ、概括的に検討した結果である。

第3章において研究調査の対象として設定した機関はサイズが大きいのみならず、出力率においても、従来の常識を破るものであり、それだけに問題点の奥の深さも、幅の広さも相当なものであつたけれども、諸検討の結果は技術的には十分に実現の可能性のあることを証明している。特にこの種の機関の中で最も重要な問題である燃焼室壁部材の試作試験の成功はこれを物語つている。

さらに第4章に述べたごとく、ピストンクラウン熱応力に関する基礎研究の結果、機関の発停等の過渡的運転時に発生する熱応力は、従来考えられていたよりも運転条件等の如何によつては定常運転時よりも大きい過渡的応力を発生する場合があることが明らかとなつた。

しかしながら本報告書で述べた諸検討は、あくまでも基礎的検討の枠を出でずこのままで即実設計となるものではない。

今後の詳細検討としては、実験機試験運転による諸計測と、耐久性の確認を行なうことがぜひ必要と考えられる。

一方また、超大形ディーゼル主機の最大のライバルとして、最近、高出力舶用蒸気タービンの進出がめざましい。超大形ディーゼル主機が船主の要望を満たして、永くその存在価値を保ち、経済界へ寄与するためには、蒸気タービンをしのいで船の運航採算性をよくするものでなければならない。ここに超大形ディーゼル主機の開発にあたつての一つの目標があり、この目標に向つての今後の地道な研究こそ重要であろう。実際に、超大形ディーゼル主機を開発するに際しては、船舶特に超大形タンカ、コンテナ船その他専用船等の建造動向をよくつかみ、主要目を決定しなければならない。基本的な数値であるシリンダ径、ピストンストロークが、たとえ第3章で設定した $1,050\text{mm}$ 、 $2,000\text{mm}$ と異なるものになつても、本報告書の結論は、そのまま利用でき価値を有する。