

第 1 3 6 研究部会
船用ディーゼル機関燃焼室壁部材の
強度設計法に関する研究
報 告 書

昭 和 50 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49年度補助事業「船舶の構造・性能に関する基礎的研究」の一部として日本造船研究協会が第136研究部会においてとりまとめたものである。

本研究部会の委員は次のとおりである。

第136研究部会委員名簿（敬称略、順不同）

部会長	藤田秀雄（明治大学）	岡山透（日本海事協会）
幹事	明石源一郎（川崎重工業）	永井将（日立造船）
	塚原茂司（船舶技術研究所）	森下輝夫（船舶技術研究所）
	本岡隆雄（三菱重工業）	山本成（三菱重工業）
	山田敏郎（京都大学）	井ノ内一雄（東海大学）
委員	池田和夫（日本郵船）	遠藤吉郎（京都大学）
	今井次郎（三菱重工業）	岡田宗一（大阪商船三井船舶）
	大井利継（三井造船）	河津威信（住友重機械工業）
	奥村克二（名村造船所）	孝橋謙一（阪神内燃機工業）
	小泉磐夫（金沢大学）	阪本襄（白杵鉄工所）
	駒井謙治郎（京都大学）	中島義雄（石川島播磨重工業）
	佐藤義一（函館ドック）	原三郎（日本船用機器開発協会）
	恒屋礼二郎（三菱重工業）	東園安憲（大阪造船所）
	葉山真治（東京大学）	村上和夫（日本鋼管）
	福井義典（神戸製錬所）	
	本吉英一（ヤンマーディーゼル）	

目 次

1. 燃焼室壁部材の疲労寿命の研究	1
1. 1. 緒 言	1
1. 2 供試材料および実験方法	1
1. 3 実験結果の整理方法	3
1. 4 実験結果と簡単な考察	3
1. 5 結 言	6
参考文献	6
2. 触火面部材の破損の研究	10
2. 1 触火面部材の破損に及ぼすクリープの影響	10
2. 1. 1 試験装置および試験方法	10
2. 1. 2 クリープ破断試験	10
2. 1. 3 高温疲労試験	11
2. 1. 4 むすび	11
2. 2 排気弁の焼損に及ぼす伝熱条件の影響	14
2. 2. 1 溝付き弁の温度測定試験	14
2. 2. 2 吹きぬけ排気弁の時間平均温度分布の計算	15
2. 2. 3 細隙部表面の瞬間温度変化	17
2. 2. 4 細隙流れの干渉計による観察	18
2. 2. 5 実験と計算結果の比較およびまとめ	19
3. 燃焼室壁部材の高温特性の研究	34
3. 1 緒 言	34
3. 2 供試材および実験方法	34
3. 3 実験結果	34
3. 4 考 察	35
3. 5 結 言	35
4. 燃焼室壁部材の実働波疲労の研究	40
4. 1 緒 言	40
4. 2 試験方法	40
4. 2. 1 供試材および試験片	40
4. 2. 2 疲労試験機	40
4. 2. 3 試験波形	40
4. 2. 4 試験方法	40
4. 3 試験結果	41
4. 3. 1 1次波単独 ($\sigma_m \neq 0$) —— 波形(a) ——	41

4.3.2 波形(b)、(c) ($\sigma_{1m} \neq 0$)	4 1
4.3.3 波形(d) ($\sigma_{1m} \neq 0$)	4 1
4.3.4 航海中の荷負変動の影響	4 1
4.3.5 港内発停の影響	4 2
4.3.6 全応力設定波形	4 2
4.4 実験結果の検討	4 2
4.4.1 平均応力の影響について	4 2
4.4.2 重畠応力下の疲労寿命推定法	4 2
4.5 實機燃焼室壁部材の疲労寿命の推定	4 4
4.6 結 言	4 4
参考文献	4 5
5. 燃焼室壁の清水冷却面におけるボイリング腐食疲労強度の研究	5 1
5.1 はじめに	5 1
5.2 供試材および試験片	5 1
5.3 試験機および試験条件	5 4
5.4 ボイリング腐食疲労試験	5 8
5.5 むすび	5 9
参考文献	6 0

1. 燃焼室壁部材の疲労寿命の研究

1.1 緒 言

ディーゼル機関燃焼室壁部材は機関の発停とともに変化する熱応力の上にガス圧の変動による機械的応力が重複して作用する。従って燃焼室壁部材の強度評価に際して、材料の重複波形下の疲労特性を十分に考慮に入れなければならない。勿論、材料のばらつき、铸造欠陥、冷却水の腐食の影響等についても総合的に検討しなければならないが、本研究では波形の影響についてのみ実験研究を行なった。

重複波形の疲労試験結果はかなりあるが、¹⁾重複山数の少ない場合が大部分であり、 10^3 、 10^4 山重複した結果は少ない。従って本年度研究は実機において重複している機械的応力の繰返し数にできるだけ近づけ、従来の考え方が重複山数を増したときも同様に使えるか否かについて実験研究を行なった。以下にその実験結果を示す。

1.2 供試材料および実験方法

実験に供した材料は CrMo 鋳鋼であり、表 1.1、1.2 に機械的性質及び化学成分を示す。なお、素材の铸造方法は図 1.1 に示し、その熱処理法は表 1.1 の下に記した。

表 1.1 機械的性質 (CrMo 鋳鋼)

条件	降伏点 kg/mm ²	0.2%耐力 kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	伸び α (%)	絞り (%)
室温	36.7	—	56.0	30.0	61.0
300°C	—	34.0	52.0	18.0	62.0

熱処理 { 930°C × 2Hr 炉冷
1050°C × 2Hr 油焼入れ → 720°C × 2Hr 炉冷

表 1.2 化学成分 (CrNo 鋳鋼)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	(%)
0.23	0.30	0.74	0.017	0.016	1.09	0.30	

図 1.2 に供試材のマクロ及びミクロ組織を示す。このような材料から図 1.3、1.4 に示す形状寸法の引張圧縮及び平面曲げ疲労試験片を作製した。

疲労試験機は引張圧縮試験片には電気油圧サーボ式疲労試験機を用い、平面曲げ試験片にはシェンク式平面曲げ疲労試験機を用いた。前者は荷重一定条件で、後者は変位一定に近い条件で負荷している。なお、試験温度はいずれも 300°C である。

図 1.5 に疲労試験の応力波形を示す。a)、b) に示す正弦波の両振り及び完全片振りの他に 2 種類の重複波形の実験を行なった。c) は正弦波の一次波 σ_1 の上に正弦波の二次波 σ_2 が重複した波形であり、d) は引張側で矩形状に変化する一次波 σ_2 の上に正弦波 σ_1 の二次波 σ_2 が重複した波形である。ここでは説明の都合上前者を重複波形 (A) 後者を重複波形 (B) とする。

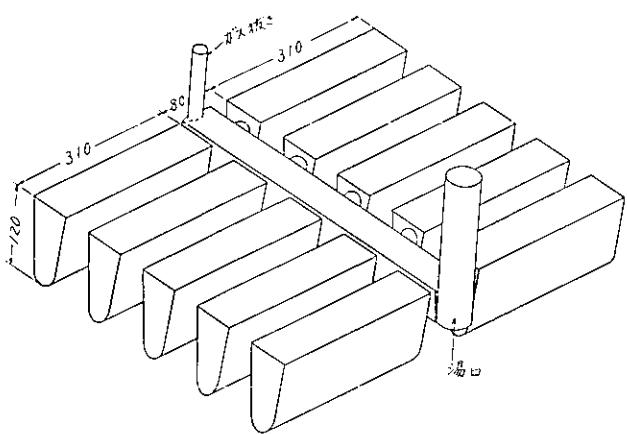


図1.1 素材の鋳造方法

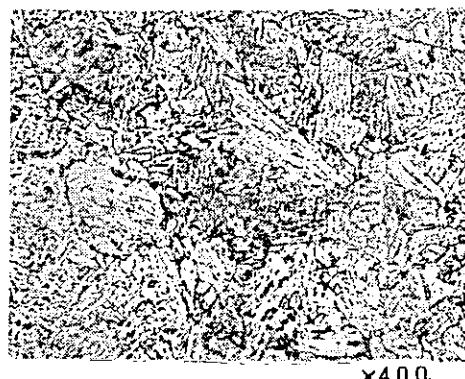
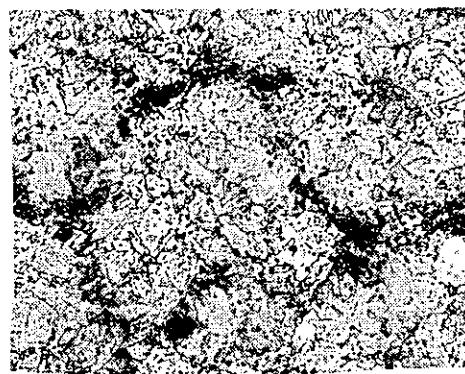


図1.2 供試材のマクロ及びミクロ組織

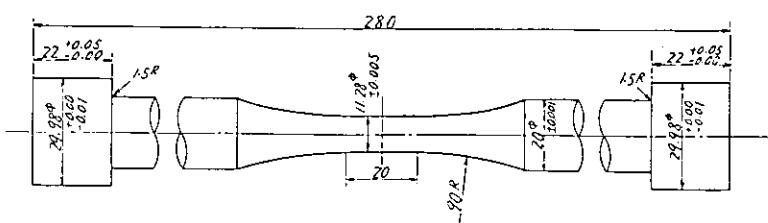
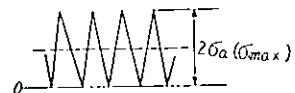


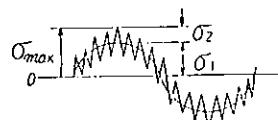
図1.3 引張圧縮試験片



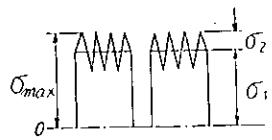
a) 正弦波両振り



b) 正弦波完全片振り



c) 重畠波形 (A)



d) 重畠波形 (B)

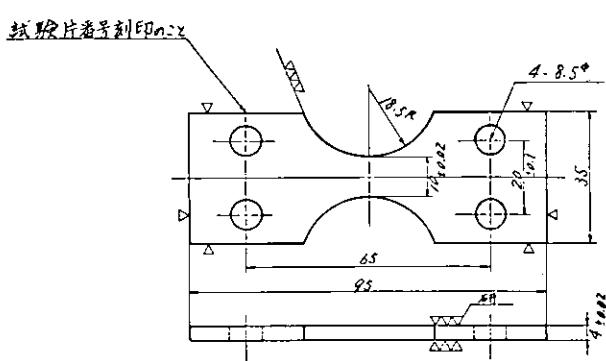


図1.4 平面曲げ試験片

図1.5 実験波形

1.3 受験結果の整理方法

重複波形下の実験結果を整理する方法は種々提案されているが、ここでは、等価繰返し数法及びS-N線図の勾配を修正する方法⁴⁾を用いることにする。以下に簡単に説明する。

重複波形を説明する都合上応力比m、重複率n、寿命比αを次式のように定める。

$$m = \sigma_2 / \sigma_{\max} \quad , \quad (\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_2) \quad (1.1)$$

$$n = f_2 / f_1 \quad (1.2)$$

$$\alpha = \bar{N} / N \quad (1.3)$$

ここで f_1 、 f_2 は一次波、二次波の繰返し速度

\bar{N} は重複波形下の寿命（一次波で勘定）

Nは正弦波単独で応力レベルが σ_{\max} のときの一次波繰返し速度の寿命

等価繰返し数法は寿命比αと応力比mの関係を(1.4)式で代表して考え、重複波形下の実験結果と(1.4)式の相関を材料の重複波形下の特性としてとらえ、実際の寿命推定に役立てる考え方である。

$$\log \alpha = -m \log n \quad (1.4)$$

S-N線図の勾配を修正する考え方は、重複波形をレンジペア法的に σ_{\max} の1回と a_1 の($n-1$)回に分解して応力頻度を読みとり、これら応力頻度の累積繰返し数比Σ(n/N)が1となるように正弦波単独のS-N線図の勾配をCorten-Dolan流に修正して考え、その修正係数βを材料の重複波形下の疲労特性を示すパラメータと考えて実際の寿命推定に役立てようとするものである。

$$\beta = a' / a \quad (1.5)$$

ここで、a；もとのS-N線図の勾配に関する指数

a' ；修正した新しいS-N線図の勾配に関する指数

なお、S-N線図は次式で考えている。

$$N \sigma^a = K \quad (1.6)$$

1.4 実験結果と簡単な考察

本研究で行なった正弦波単独及び重複波形下の疲労試験結果を以下に述べ、得られた結果に対して簡単な考察を加えることにする。

図1.6は正弦波単独で引張圧縮と平面曲げのS-N線図である。引張圧縮は0.9CPM（重複波形の一次波の繰返し速度）と900CPM（重複波形の二次波の繰返し速度）の二種の実験を行なった。両者の結果は破断結果のみ考えれば一本の直線にのるとみなせないこともないが、0.9CPMで $\sigma_a = 30$ 、35、37kg/mmの結果は他の破断した3点（図中“・”印）がのるよう引いた直線からはずれて長寿命側で未破断となつたことを考えると0.9CPMと900CPMの結果を二本の直線とするのがよいと考えた。

この結果でみると0.9CPMと900CPMでは強度に有意差が認められ、0.9CPMの場合が強度が高くなつた。従来の速度効果に関する研究では常温においては繰返し速度のおそい場合が一般に強度が低下するとされていることと逆の結果が本実験の300°Cの場合に得られた。さらに前年度に行なったCrMo鋼（常温の $\sigma_y = 36.7 \text{ kg/mm}^2$ 、 $\sigma_B = 68 \text{ kg/mm}^2$ 、伸び20%、絞り45%、C=0.28%、Si=0.44%、Cr=0.95%、Mo=0.26%）での30CPM、900CPMの結果は900CPMの場合が若干疲労強度が高かった。⁵⁾ このように従来の実験方法と比

較すると本実験結果は逆の結果である。この問題点に従する詳細な検討は今後に残されたことであるが、実験が300°Cで、0.9 CPMといった遅い繰返し速度であることも加わって、疲労被害と回復が応力 37 Kg/mm^2 程度以下で均衡したものではないかと推察される。

平面曲げ両振りの実験は3600CPMで行なった。引張圧縮よりも時間強度がかなり高くなつた。疲労限は約28 Kg/mm^2 程度とみなせる。3600CPMは重畠波形の二次波の繰返し速度である。なお平面曲げの重畠波形は $n=10^4$ 山としたため、一次波の繰返し速度にすれば0.36CPMであり、一次波単独の実験は著しく長時間を要するため本研究では行なわなかつた。後述する重畠波形下の実験より計算される α , β の計算に際しては基準となるS-N線図として引張圧縮の場合は0.9CPMの結果を、平面曲げの場合は3600CPMの結果を用いた。

図1.7は引張圧縮での重畠波(A)の実験結果である。縦軸は $\sigma_{max} (= \sigma_1 + \sigma_2)$ であり、横軸は、一次波の破断回数は \bar{N} である。なお \bar{N} は二次波単独の実験での二次波破断回数である。

重畠波形下の実験結果は一次波単独の場合に破断しない応力レベル $\sigma_{max} < 37 \text{ Kg/mm}^2$ でも破断することを示している。この様な結果は従来の実験では得られないなかった点であり、詳細な検討は今後の課題であるが、簡単に考察する。二次波が重畠することによってその疲労挙動は二次波単独の挙動に近づき、一次波単独では疲労損傷と回復の均衡がとれている応力レベルであつても二次波による疲労損傷が回復を上まわり重畠波形下では破断したものと考えられる。すなわち、二次波単独では一次波単独の結果と異なり応力振幅が 37 Kg/mm^2 以下でも破断している。この傾向が重畠波形でも現れたものと考えられる。

$m=0.3$ の破断寿命は一次波単独の寿命とはほぼ同一であり、 37 Kg/mm^2 以下まで $m=0$ の直線を延長した線上にのるようである。この結果は後述する β で考えれば $\beta=1$ となり従来の考え方では $\beta \geq 1$ となることは疲労損傷に重畠微小波が効いていないか又は強化作用をおよぼしていると考えられ無効振幅として処理してきたが、上述したように一次波単独での疲労限以下の応力でも重畠波形では破断することがあり、無効振幅の取り扱い方が複雑になつてきただ。

$m=0.3, 0.5, 0.7$ の実験結果は $\sigma_{max}-\bar{N}$ の両対数線図で直線となり、 $n=10^3$ となつても従来の結果と同一である。しかし、 $m=0.7$ の場合は直線からはずれた破断しない疲労限に相当する挙動が現れた。すなわち、 $m=0$ では 37 Kg/mm^2 程度が疲労限であり、 $m=0.3, 0.5$ となるにつれ低下し、 $m=0.7$ では約 26 Kg/mm^2 であり、 $m=1.0$ ではさらに低い値が疲労限となるようである。

本実験では、一次波単独の場合、 37 Kg/mm^2 を一応疲労限とみなしたが、さらに長期間繰返した場合について検討すべきであろう。本実験は一次波で 10^4 近傍まであり、鋼の場合には応力繰返し数が 10^7 回の領域で材料の疲労限を議論すべきであると思うが、二次波の回数では、 $n=10^4$ であるので、 $10^4 \times 10^3 = 10^7$ となり、さらに本実験では、一次波の繰返し速度0.9CPMで 10^7 回まで実験を行なうには約 7×10^3 日を要するので 10^7 回までの実験は不可能であることを考え、ここでは 37 Kg/mm^2 の結果がかなり直線からはずれて長寿命となつたので疲労限と考えた。

図1.8は平面曲げでの重畠波形(A)の実験結果である。

重畠山数は 10^4 にとつた。 $m=0.3$ の実験は時間の都合で未破断ではあったが途中で中止した。たとえば、 $\sigma_{max}=40 \text{ Kg/mm}^2$ の場合には、図1.7で示したと同様に $m=0.3$ では寿命の低下が生じないとすれば二次波の繰返し数で勘定すると約 5×10^6 程度になり、実験に使用した試験機では約100日を要する。また後述する α の検討に際して一応の判断がつけられる繰返し数になつた時点で実験を中止した。 $m=0.5, 0.7$ の場合は $m=0.3$ に比して比較的はやく破断するようである。

図1.9は引張圧縮状態で行なつた重畠波形(B)の実験結果である。実験は $m=0.3, 0.5, 0.7$ の3種類にとり、

σ_{max} を種々に変化させた。なお、 $m=0.5$ の実験は900CPMの正弦波完全片振りの実験を代表した。図中の $m=0.5$ の一点鎖線は正弦波完全片振りの破断回数を重畠山数 $n=10^3$ で割って一次波の回数に換算して示した。さらに比較のため正弦波両振りの結果も破線で示し、 $m=1.0$ の一点鎖線は両振りで900CPMの破断繰返し数を $n=10^3$ で割って一次波の回数に換算したものと示す。

$m=0$ の実験は、行なわなかったが、前年度に行なった同種材料による結果では正弦波完全片振りと大差なかった⁵⁾ので、本年度の結果も図中の完全片振りと同程度の寿命があると考えて比較すると、 $m=0.3$ 程度でも $\sigma_{max} > 40 \text{ kg/mm}^2$ ではかなりの寿命低下があり、 $m=0.7$ になると、波形としては両振りに近くなるので、 $m=1.0$ の限界線に近い破断寿命となっている。本年度の実験では重畠波形〔A〕と同様〔B〕でも疲労限に相当する応力振幅が存在し、その値は m が大きくなる程低下し、 $m=1.0$ の疲労限に近づくようである。以上、実験結果について述べたが本年実験結果と前年度に行なった $n=10^2$ の結果⁵⁾との比較検討を行なう。

図1.1.0は両振り及び完全片振り正弦波の結果を比較したものである。全体的にみれば著しい差はないが、両振りではS-N線図の勾配が若干、本年度の結果がゆるやかである。

図1.1.1は引張圧縮、重畠波〔A〕での $m-\alpha$ の関係である。AB線を下限として実験点は α の大きい側にプロットされる。前年度の $n=10^2$ 山の場合も引張圧縮ではほぼ同様の結果を示した。

図1.1.2は平面曲げ重畠波〔A〕での $m-\alpha$ の関係である。この場合は引張圧縮と異なりAB線は寿命減少の安全側とはならなかつたが、その傾向はAB線で表すことができ、 $m=0.3$ の場合はAB線が安全側の α の値を与える。この結果も前年度の $n=10^2$ 山の結果と同一である。

図1.1.3は引張圧縮重畠波形〔A〕の実験結果より β を計算した結果である。 $n=10^3$ 山の場合が β の値は 10^2 山に比して若干小さくなるようである。これは図1.1.0に示すように両振りS-N線図の勾配が前年度の勾配よりもややゆるやかであったことにも関係があると思われ、厳密には同一材料で $n=10^2$ 山の実験を行なって比較すべきである。しかし $\beta=0.3 \sim 0.8$ の間に入り、 $n=10^3$ 山となっても β の値に著しい変化はない。

図1.1.4は平面曲げの β の結果である。この結果では $n=10^4$ 山のほうが 10^2 山の場合より大きい β の値となった。しかるに、 $\beta=0.3 \sim 0.8$ の間にいずれの実験結果も入り上記引張圧縮の結果と同様 $n=10^4$ となっても β の値は著しく変化しなかつた。

これまでに説明したことを簡単に要約すると、繰返し速度が従来から行なわれていた範囲をはるかにはずれた遅い正弦波単独の実験で繰返し速度の遅い場合に疲労強度が高くなったり、重畠波形下において疲労限に相当するような現象が生じたといえ、破断する実験結果を整理すると $n=10^3, 10^4$ となっても従来と同様に単位繰返し数法で疲労寿命の傾向を示すことができ、 β の値もほぼ $0.3 \sim 0.8$ の範囲に入ることがわかった。

図1.1.5, 1.1.6は一次破断回数Nをパラメータにとったときの引張圧縮重畠波形〔A〕, [B]の σ_1 と σ_2 の関係を示す時間強度線図である。図1.1.5は上に凸の比較的滑らかな曲線であるが、図1.1.6の重畠波形〔B〕の結果は図1.9のところでも説明したように疲労限が各 m によってかなり異なることとあって、その曲線の形はかなり複雑となる。

図1.1.5, 1.1.6のような資料はNを発停回数、 σ_1, σ_2 をそれぞれ熱応力、機械的応力とみれば実際の設計者にとってわかりやすい資料となる。とくに $n=10^4 \sim 10^6$ の時の資料が有用である。この点については、次の段階の実験として行なう予定である。

1.5 結 言

ディーゼル機関燃焼室壁部材の材料であるCrMo鋼を用い、300°Cで引張圧縮及び平面曲げ状態で重畠波形下の実験を行なった。前年度までの実験では重畠山数が10²以下の実験を行なってきたが、本研究においては実船の重畠山数にできるかぎり近づける意味で10³及び10⁴山重畠した波形で実験を行ない、これまでに提案してきた疲労寿命推定法が重畠山数が多い場合でも適用できるか否かについて実験的に検討を加えた。本実験で得た結果は次のようである。

- 1) 重畠波形下の実験結果は等価繰返し数法のAB線でその傾向を表すことができ、前年度に行なった重畠山数10²の場合と同等の結果となった。
- 2) β の値は0.3～0.8の範囲に入り、重畠山数10²の結果と大差がない。
- 3) 引張圧縮両振り疲労試験では0.9CPMが900CPMより疲労強度が高くなつた。
- 4) 一次波単独での疲労限より低い応力でも重畠波形下では疲労破壊があるとともにmに応じて重畠波形で疲労限に相当する応力レベルが存在する。

参考文献

- 1) 中村、堀川、鎌田；機誌75-637(昭47-2)P.207に参考文献をとりまとめてある。
- 2) 山田、北川；材料13-131(昭39-8)P.619
- 3) 中村、堀川、藏田、薦、清水；機論39-318(昭48-2)P.480
- 4) 堀川、中村、鎌田；機論39-319(昭48-3)P.790
- 5) S.R.13.6部会昭和48年度報告書No.197(昭49-3)P.16

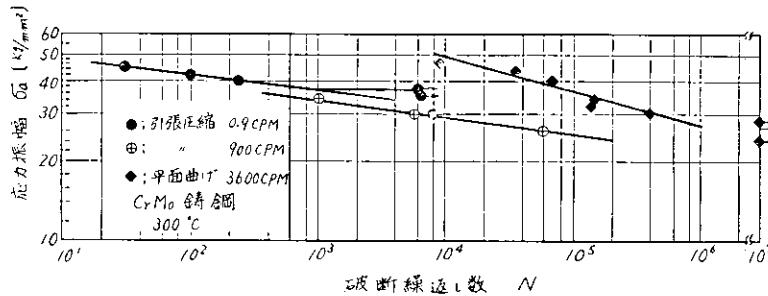


図1.6 S-N線図

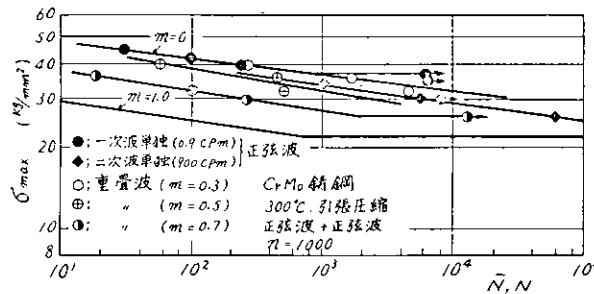


図1.7 重畠波形[A]実験結果

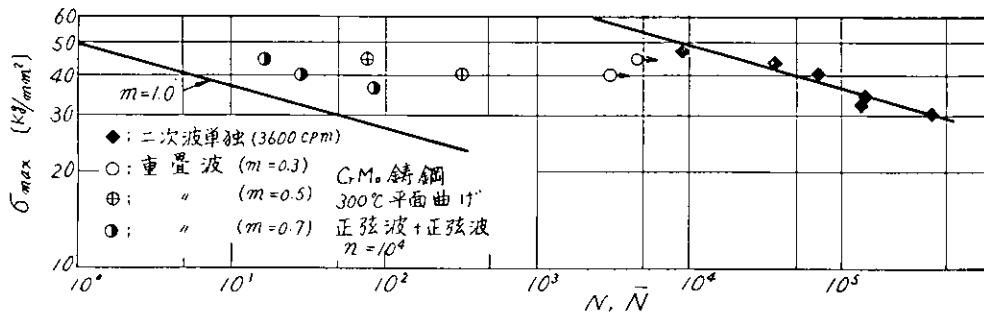


図1.8 重畠波形[A]の実験結果

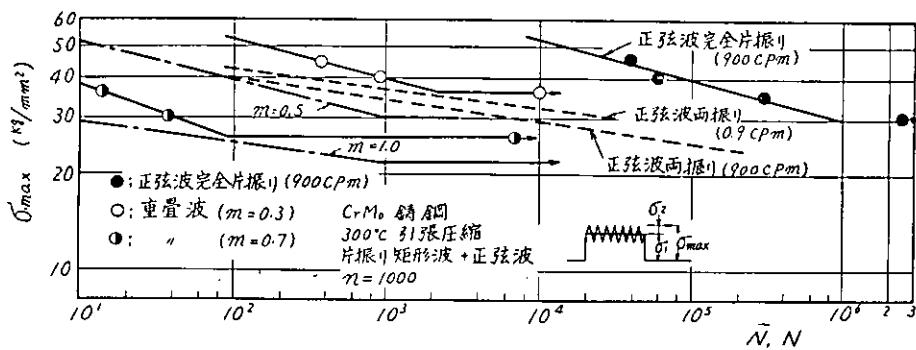


図1.9 重複波形〔B〕実験結果

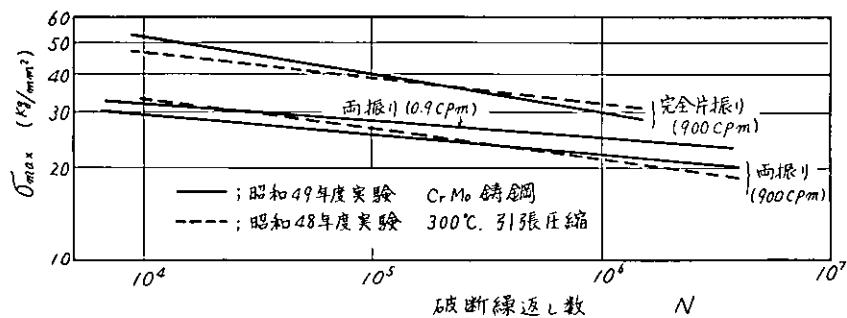


図1.10 S-N線図の比較

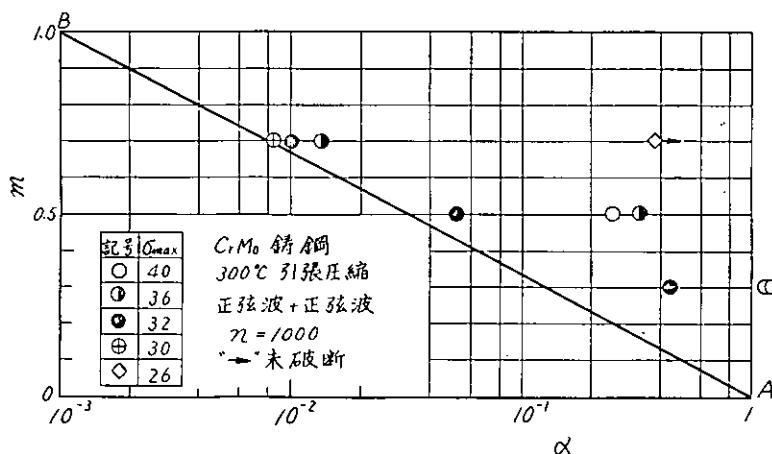


図1.11 m- α の関係

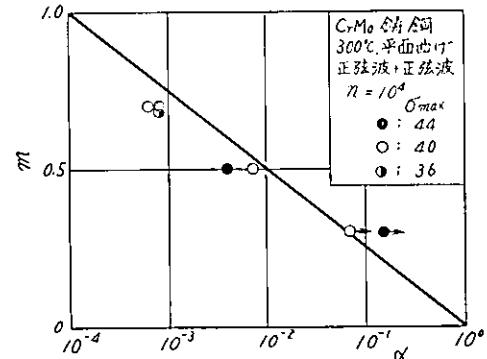


図1.12 二重重複波平面曲げ疲れ試験結果

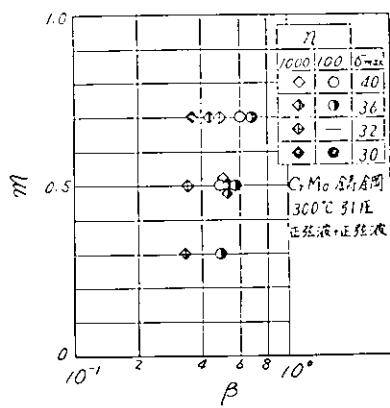


図1.1.3 β の計算結果

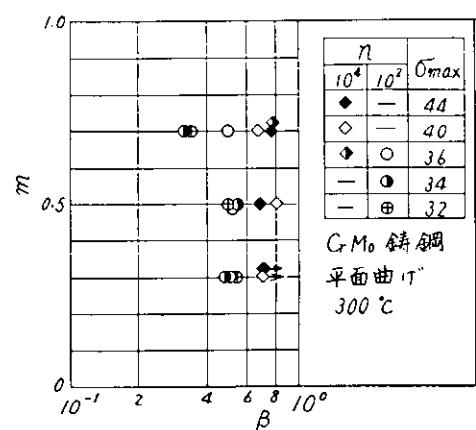


図1.1.4 β の計算結果

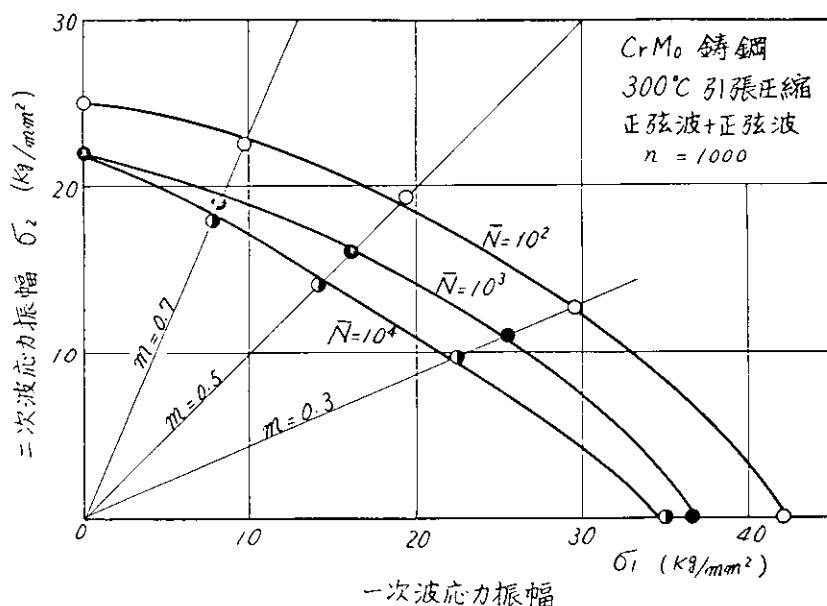


図1.1.5 時間強度線図

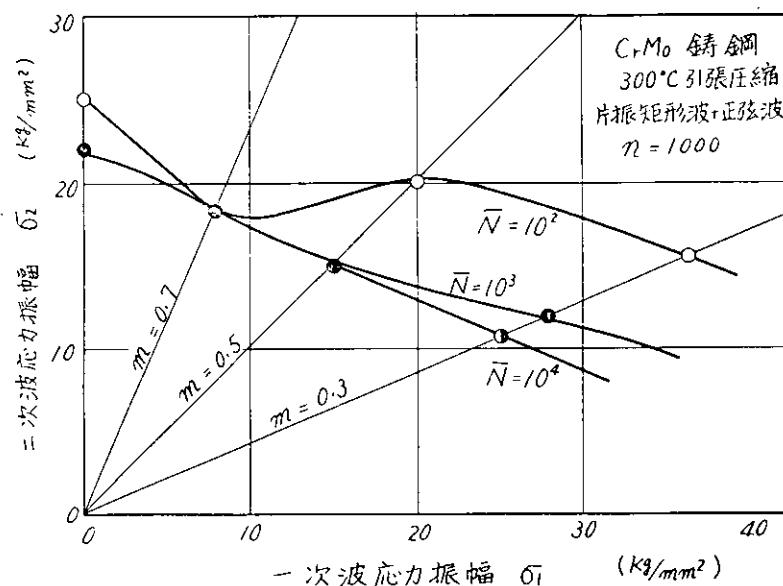


図1.1.6 時間強度線図

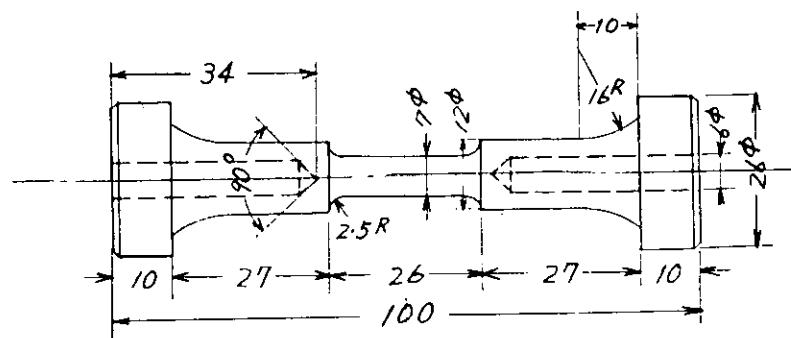
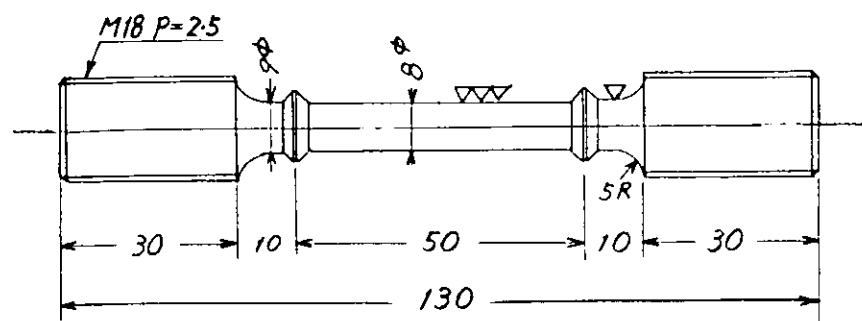


図 2.1.1 試験片寸法

2.1.2 クリープ破断試験

試験温度は 500, 550, 600 °C のそれぞれ一定温度である。試験結果を表 2.1.3 に示す。

Larson-Miller パラメータ $p (= T(C + \log t_r) \times 10^{-3}$; T : 温度、 t_r : 破断時間) を用いた整理結果を図 2.1.2 に示す。図に示すように定数 C は、多くの材料にあってはまる 20 ではなく、40 を採用することにより一本の線(マスターカーブ)がえられる。マスターカーブは最小二乗法により次式で表わされる。

$$\log \sigma_r = 1.45 - 0.06039(p-38) - 0.01554(p-38)^2 - 0.00213(p-38)^3$$

σ_r : 破断応力 kg/mm^2 (2.1.1)

表 2.1.3 クリープ破断試験結果

温 度 °C	破断応力 σ_r kg/mm^2	破断時間 t_r hrs.	破断伸び δ_r
500	31.8	541.25	0.110
	33.8	21.41	0.270
	35.8	5.91	0.210
	34.3	12.85	0.184
550	23.1	224.40	0.080
	24.8	30.00	0.100
600	8.95	348.40	0.100
	15.0	24.08	0.150
	18.9	4.90	0.220
	20.9	1.40	0.216

2. 触火面部材の破損の研究

2.1 触火面部材の破損に及ぼすクリープの影響

デーゼル機関のピストン、シリンダカバーの燃焼ガスにさらされているいわゆる触火面側に生じる損傷機構モデルは必ずしも明らかでない。触火面部材には機関運転時かなり大きい圧縮熱歪と熱応力が生じることは応力解析で明らかにされている。この熱歪は機関運転中保持されるが、圧縮熱応力は部材の温度・応力レベルに応じて弛緩する。したがって圧縮歪保持を含む高温疲労強度を知ることは触火面部材の破損を検討する上で有効と思われる。また冷却面部材の損傷に対して広く採用される損傷機構モデルである重畠疲労の解析においても、応力再配分を考慮する場合には圧縮歪保持とともに応力弛緩の資料が必要である。

本年度はCr-Mo 鋳鋼について伸び制御による圧縮保持時間のある高温疲労試験とクリープ破断試験を行った。

2.1.1 試験装置及び試験方法

クリープ破断試験は既設の最大荷重容量3 Tonのクリープ破断試験機を用い、前年度と同じ要領で実験を行った。

疲労試験は47年度に製作した10Ton高温試験装置をより広い平均歪(応力)範囲で試験が行なえるよう関数発生器を改造し、実験を行った。

実験に使用した材料はCr-Mo 鋳鋼で、その化学組成および機械的性質を表2.1.1, 表2.1.2に示す。試験片の両端から軸方向に設けられた丸孔に石英(または18-8不鏽鋼)製伸び検出棒を挿入して中央試験部の伸びをとり出し差動トランスを用いて行った。試験序の伸びは中央試験部の温度分布がほぼ一様となる6~10mmの標点間を測微望遠鏡により光学的に測定した。標点間の温度不均一は最高50°C以内である。

クリープ破断試験中の伸びは差動トランスおよびダイアルゲージにより測定した。

表2.1.1 材料の化学成分(重量%)及び熱処理条件

Cr-Mo 鋳鋼	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	熱処理
	0.17	0.41	0.71	0.009	0.008	0.76	0.34	1050°C×2hr, 690°C×6hr A.C.

表2.1.2 材料の機械的性質

Cr-Mo 鋳鋼	試験温度°C	降伏点 kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	イネグ率 %	伸び %	強度 %
Cr-Mo 鋳鋼	R.T.	37.2	55.5	2.1×10 ⁴	23.5	60.5
	200	28.0	47.0	1.5	18.0	64.0
	500	19.0	37.5	1.3	17.0	70.0
	600	18.0	23.0	1.0	22.0	84.0

2.1.3 高温疲労試験

試験温度 500°C にて圧縮保持時間を $0.1, 1, 10, 10^2, 10^3$ 秒と変えて歪制御による主として完全片振り疲労試験を行った。表 2.1.4, 図 2.1.3 および図 2.1.4 に試験結果を示す。破断繰返し数 N_f は引張り応力が $3/4$ に低下するまでの繰返し数である。

現在実験継続中で、今までえられた実験点の数が少ないため、疲労寿命に及ぼす圧縮歪保持の影響は明らかでない。圧縮歪保持中の応力弛緩量は図 2.1.5 に一例を示すように、ごく初期をのぞいて繰返し数にあまり影響されない。

表 2.1.4 Cr-Mo 鋳鋼 500°C . 定歪疲労試験の結果

	歪範囲 $\Delta\varepsilon$	応力範囲 $\Delta\sigma$	引張応力 σ_t	圧縮応力 σ_c	伸び設定条件($\frac{\text{mm}}{\text{mm}}$)		保持時間(sec)	伸長率 δ_{rel}	破断 繰返数 N_f
					引張側	圧縮側			
1	0.60×10^{-2}	52.5	23.9	28.6	20	20	0.1	0.1	0 5962
2	1.18	73.1	35.4	37.7	80	80	10	10	135
3	0.89	64.0	33.0	31.0	40	40	100	100	+39,-39 843
4	0.35	49.2	17.2	32.0	1	40	1	100	1.8 >10 ⁵
5	0.954	60.7	30.0	30.1	1	80	1	100	48 1.045
6	0.59	58.5	30.5	28.0	1	80	1	1	6 470
7	1.19	62.6	28.9	32.8	1	80	0.1	0.1	0 714
8	0.88	72.5	35.0	37.5	1	80	1	1000	8.5 710
9	0.945	67.5	30.0	37.3	80	1	1000	1	6.8 767
10	0.736	62.0	30.0	32.0	1	70	1	1	100 880
11	1.00	62.9	30.4	32.5	1	70	1	100	5.2 1.270
12	0.80	63.0	32.0	31.0	1	70	1	1000	8.5 1.010
13	0.95	58.0	30.0	28.0	1	80	0.1	0.1	0 1.045
14		62.4	30.3	32.1	40	40	0.1	0.1	0 1.124
15		71.2	33.8	37.4	80	80	0.1	0.1	0 160
16		58.5	31.0	27.5	1	60	1	1000	5.0 4.650

2.1.4 結果

デーゼル機関の触火面部材の初期クラック発生機構に対して、圧縮歪保持によるリラクゼーションをともなう高温疲労モデルの適否を検討するため、Cr-Mo 鋳鋼について保持時間をえた定歪高温疲労試験を行い、以下の結果を得た。

- 1) 損傷は時間依存型でない。すなわち疲労損傷効果が大きい。
- 2) 圧縮歪保持中の応力弛緩量は繰返し数によらない。
- 3) 圧縮歪保持の影響はあきらかでない。
- 4) クリープ破断強度は Larson-Miller パラメータを用いて式(2.1.1)で整理できる。

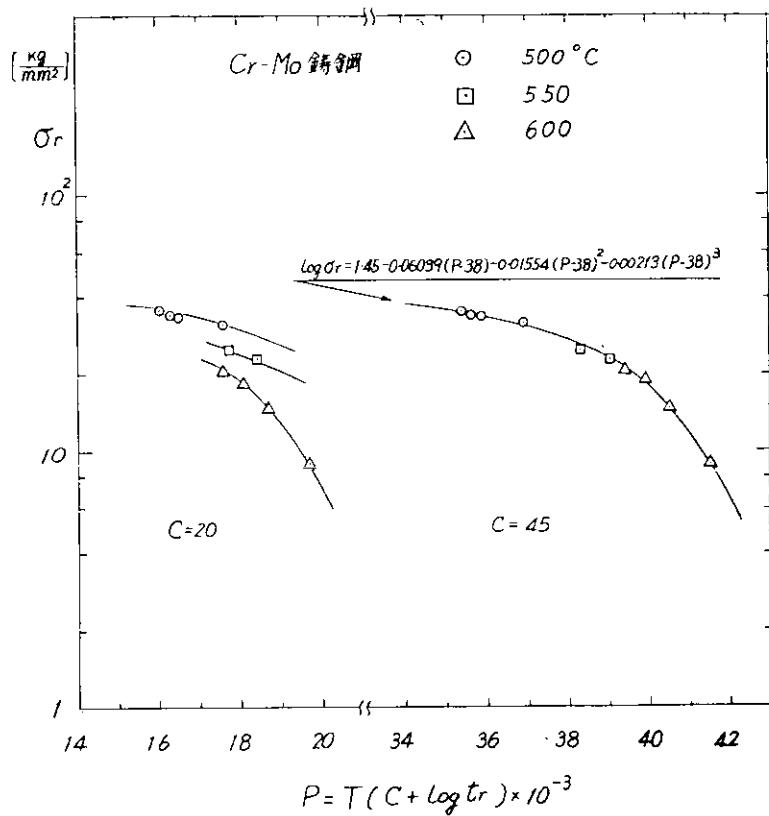


図 2.1.2 Larson-Miller パラメータと破断応力の関係

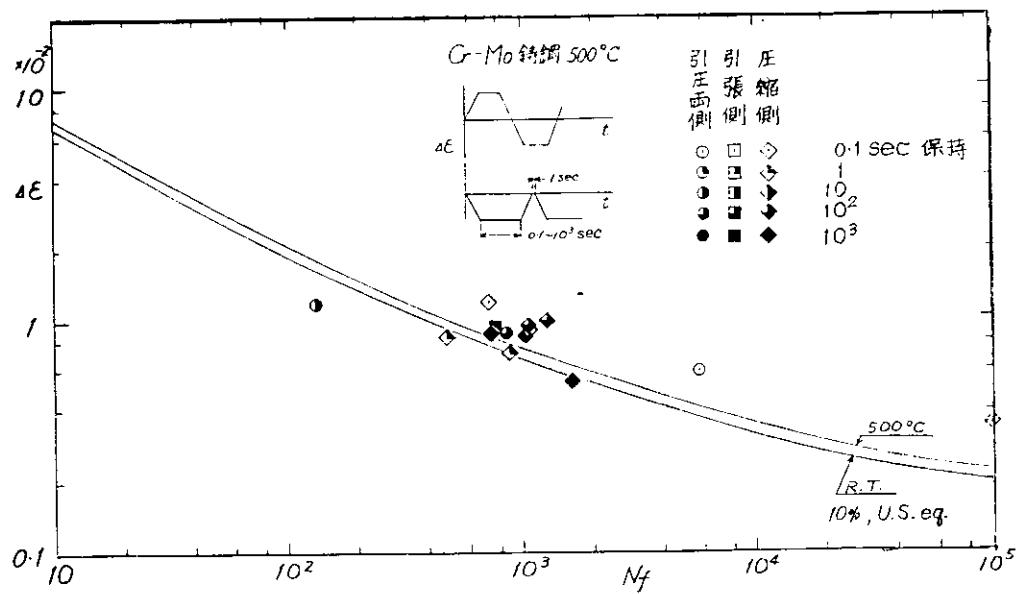
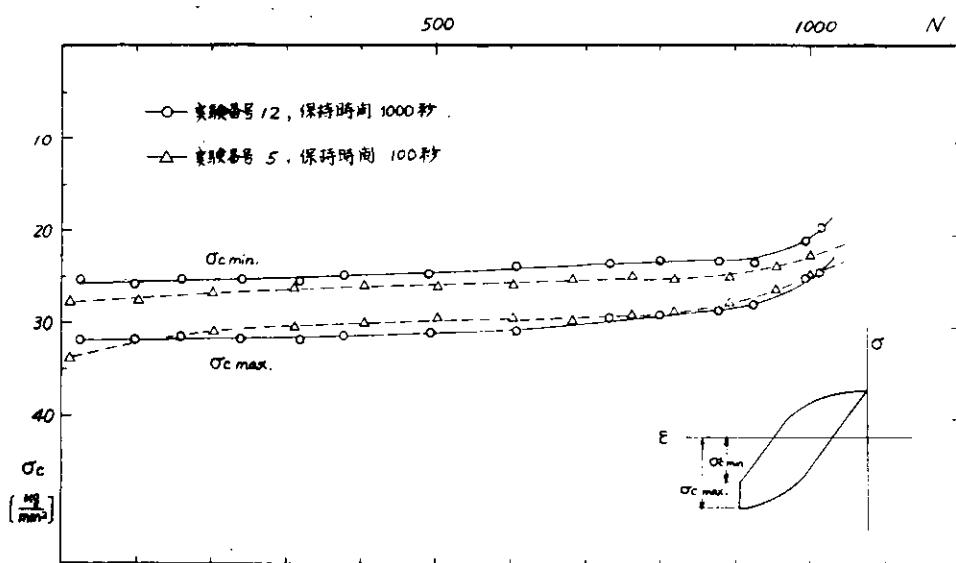
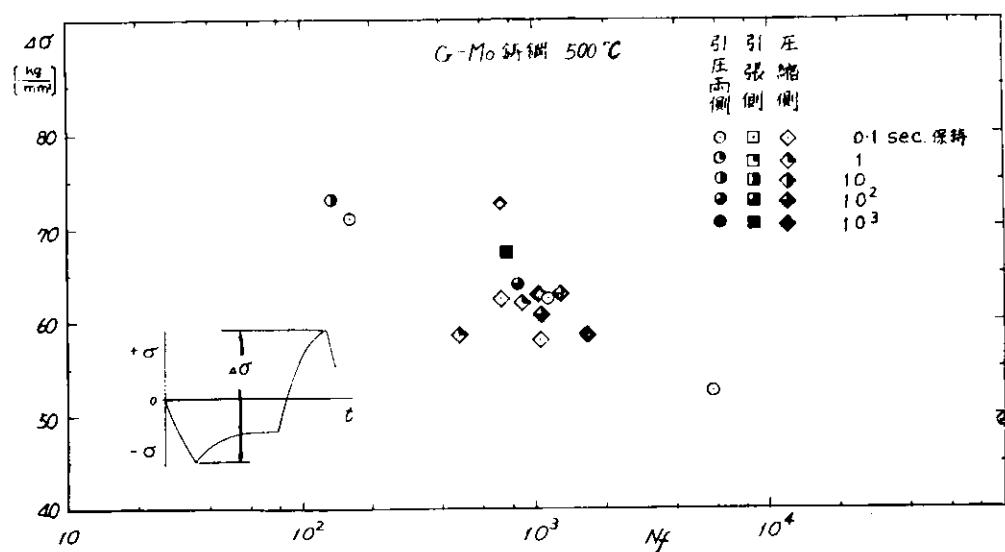


図 2.1.3



2.2 排気弁の焼損に及ぼす伝熱条件の影響

排気弁シート面を燃焼ガスが吹きぬけ、焼損が発生、進行してゆく過程での熱的な背景を考える場合、ガス吹きぬけにより生じる時間平均的な局所温度上昇・温度不均一の増大および1サイクル間での局所的な温度変動が重要と考えられる。本研究は何らかの原因でシート面に細隙が発生したときの上記の2つの量を求め、焼損現象との結びつきを考察し、排気弁の焼損防止に役立てようとするものである。以下に次を報告する。

- (1) 溝付き排気弁の温度測定実験：実験機関の排気弁シート面に溝をつけ、機関を運転し弁・弁座シート面の温度を測定した。
- (2) 吹きぬけ排気弁の時間平均温度変化計算：吹きぬけ排気弁の時間平均温度を計算する方法を示し、主として実験機関の条件に合わせて計算を実施した。一般の機関の吹きぬけ排気弁の温度上昇を推定する方法を示す。
- (3) 吹きぬけ排気弁の瞬間温度変化計算：吹きぬけ排気弁の瞬間温度変化計算法を示し、実験機関の条件についての計算を実施した。
- (4) 細隙流れの伝熱計算および干渉計による流れの観察：吹きぬけガスとシート面との間の伝熱量を求めるため、細隙流れの計算および干渉計を用いた流れの観察を行った。

2.2.1 溝付き弁の温度測定実験

実験機関の排気弁シート面の一部を砥石で削り、弁閉時にシート部に細隙を生じさせ、排気弁および弁座の温度を測定した。実験に使用した機関はシリンダ径280mmの2サイクル・ユニフロー掃気方式のトランク型単シリンダ機関で、予圧プロワ、排気タービン過給機および給気冷却器が付置されている。機関運転条件は回転数400 rpm、平均有効圧力 $P_{me} = 1.0 \text{ kg/cm}^2$ を全負荷とし、部分負荷は $P_{me} = 7.5, 5.0, 2.5 \text{ kg/cm}^2$ 、回転数は船用特性の回転数とした。表2.2.1に機関主要要目および運転条件を示す。図2.2.1および図2.2.2にシリンダカバーおよび排気弁の形状と温度測定点の位置を示す。実験機関の排気弁の数は4個であるが、機関形状の制限から温度計測は排気出口側の2弁に限られた。弁1は監視用とし、弁2は実験弁とした。温度は溝付き排気弁シート面に4点、弁1と弁2の弁座シート面に各々2点づつ、表面から0.5mmの深さに外径1mm、素線の径0.25mmのシース形アルメル・クロメル熱電対を銀ろうでうめこみ測定した。シート面の溝寸法は深さ0.1mm、巾を2, 4, 8mmとした。溝は弁棒とシリンダ中心軸を結ぶ位置から右まわりに90°回転した方向に向け、機関運転中は弁が回転しないようにした。溝に対応する弁・弁座シート面の温度測定点はV₂, S₁で示すものである。

溝付弁の実験に先立ち前年度、正常な排気弁の温度分布を測定した。弁棒の直径が小さく、多数の点の温度を一度に測定するのは困難なので、6本の排気弁を用いて実験をくり返し、各々4点づつ、計24点の温度を測定した。図2.2.3に温度測定位を示す。実験1～3ではシリンダ中心軸方向の断面内の温度を求め、実験4～6では傘おもて、シート面、傘うら面の周方向温度分布を求めた。測定結果は前年度報告したが、実験4に関し再実験を行ったので修正分も含めて表2.2.2に結果をまとめる。

実験4,5から明らかなように実験機関の排気弁の周方向の温度不均一は非常に大きく、100%負荷時にシート面では200°C以上の温度差が生じている。最高温度断面はシリンダ中心軸方向断面である。この周方向温度不均一は、燃焼室からの伝熱量の不均一によるほか、シリンダカバー内の冷却水流路構造が適切でなく、冷却水がシリンダ外周部付近のみを流れたため生じたものと考えられる。図2.2.4に、シリンダ中心軸方向断面内の温度測定結果から軸対称を仮定して計算した温度および伝熱量分布を示す（記号Aで示す）。図2.2.5にシート面上の周方向温度分布、傘をもて面の半径方向温度分布および非軸対称温度計算の一例（記号Eで示す）を示す。

溝付弁の温度測定結果を表2.2.3および図2.2.6に示す。排気弁の溝部温度(V_2)および溝に対応する弁座側の温度(S_1)は溝巾増大と共に上昇する。排気弁および弁座の他の測定点における温度および排気温度と溝巾の関係は明らかでない。溝部温度上昇と溝巾の関係を表2.2.4に示す。弁座の温度測定は前年度にも行っているので合せて示した。実験毎の運転条件はできる限り表2.2.1の設定条件に合わせた。溝部の方向はできる限り正確に所定の方向に合せ、実験中には排気弁が回転しないようにした。しかしあざかな実験条件の差が測定値に与える影響は大きいので、表2.2.4の温度上昇は次の3通りの方法で計算した。

a 測定値から直接温度上昇を計算

$$\Delta t_{V_2} = t_{V_2} - t_{V_{20}} \quad \Delta t_{S_1} = t_{S_1} - t_{S_{10}} \quad (2.2.1)$$

b 排気温度が溝巾で変わらないと考え $1/4 \sim 4/4$ 負荷の標準排気温度 $90^\circ, 180^\circ, 270^\circ, 360^\circ\text{C}$ における温度を最小二乗法で定めた温度-排気温度の関係から計算し、(2.2.1)式から $\Delta t_{V_2}, \Delta t_{S_2}$ を求める。

c 溝部以外の測定点の温度は溝巾で変わないと仮定、溝部と 90° はなれた点の温度との差の変化を求める。

$$\Delta t_{V_2} = (t_{V_1} - t_{V_2}) - (t_{V_{10}} - t_{V_{20}}) \quad \Delta t_{S_1} = (t_{S_1} - t_{S_2}) - (t_{S_{10}} - t_{S_{20}}) \quad (2.2.2)$$

図2.2.7に表2.2.4の結果を示す。負荷率が変わっても細隙寸法と温度上昇の関係はほとんど変わらない。計算方式bは実験結果のばらつきは少ない。実験誤差なども考慮して、溝巾と温度上昇の関係はおよそa, b, cの関係にはさまれた範囲と考えるのが妥当であろう。

2.2.2 吹きぬけ排気弁の時間平均温度分布の計算

(1) 局所熱流入量 DQ が与えられた場合の排気弁温度計算

計算法の詳細はすでに報告したので省略する。計算は主として実験弁(R124弁)についてを行い、細隙巾の影響、正常弁伝熱量分布の影響、材料の熱伝導度、弁寸法の影響を調べた。伝熱条件変化のモデルについては特に検討を行なわず既報のままとした。

(a) 局所熱流入量 DQ の影響

すでに報告したように各部の温度上昇 Δt は局所熱量入量 DQ に比例する。

(b) 正常弁伝熱量分布の影響

正常時の伝熱量分布として、数種類の軸対称分布およびシート面上の分布のみを非軸対称とした分布を与え計算を行った。結果の一例を表2.2.5に示す。ここで記号Aで示す分布は正常弁の最高温度断面の温度測定結果から対称を仮定して求めた分布(図2.2.4)であり、C・D・Eは傘おもて面の伝熱量を $1.0, 1.2, 1.5 \times 10^4 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ としたものである。正常弁温度分布が非常に異っても、非軸対称分布の場合は細隙の生じる位置が変っても、細隙部温度上昇の割合はあまり変わらない。

(c) 細隙巾の影響

細隙巾の影響を調べるために、局所熱流入部の巾を全周の $1/16, 1/32, 1/64, 1/128$ として計算を行った。図

2.2.8に結果の一例を示す。細隙部の温度上昇 Δt は次式で表わされることがわかる。

$$\Delta t \propto DQ \cdot b^{-\frac{1}{2}} \propto d_q \cdot b^{\frac{1}{2}} \quad (2.2.3)$$

ただし $d_q = DQ/b$: 細隙単位巾あたりの伝熱量 Kcal/h \cdot m

(d) 热伝導度入および排気弁の大きさの影響

材料の熱伝導度および排気弁の大きさが変ると正常弁の温度・伝熱量分布が変るが、すでに示したように伝熱量分

布が局所熱流入量と局所温度上昇の関係に与える影響は比較的小さい。このため排気弁寸法や熱伝導度の変化に対し近似的に次式の成立つことが推測される。

$$\Delta t \propto \frac{DQ}{\lambda D} \quad (2.2.4)$$

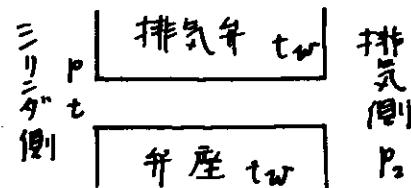
ここで、Dは排気弁の代表寸法で、傘直径をとるものとする。図2.2.9に示すように $\Delta t / DQ$ はほぼ $1/\lambda$ （計算結果は $\lambda^{-0.8}$ ）に比例することが確かめられた。排気弁寸法が変わった場合は検討するため、温度及び伝熱量分が詳細に測定された大型弁について計算を行い、表2.2.6に大型弁計算結果と(2.2.4)式を用いて実験弁の計算結果から推定された値を比較する。排気弁寸法が異っても(2.2.4)式がよい推定値を与えることがわかる。

以上から一般の排気弁がシート面の一部で局所的に加熱を受けるとき、その点の局所温度は次式で推定することができる。添字0は標準的な計算例の数値を表わし、表2.2.6の実験あるいは大型弁の数値を用いることができる。

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_0} = \frac{q}{q_0} \left(\frac{b D_0}{b_0 D} \right)^{0.8} \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda} \quad (2.2.5)$$

(2) 細隙部温度が与えられた場合の吹きぬけガスからの局所伝熱量の計算

右図は排気弁・弁座シート面細隙部を単純化して表現したものである。ガスはシリンダ側から排気側に吹きぬけつつ弁・弁座との間に熱伝達を行う。吹きぬけガスからの伝熱量を簡単に求めることができるようにするために(2.2.6)式の量を定義し、仮想最大伝熱量と呼ぶ。



$$Q_{max} = G_{max} \cdot C_p \cdot (t - t_w) \quad (2.2.6)$$

ここで G_{max} は同じ流路断面積をもつ無損失の先細ノズルの流量を示す。実際の熱量Qと Q_{max} の比 q_r を細隙流れの計算から求め、ディーゼル・サイクル計算より Q_{max} のサイクル平均値 \bar{Q}_{max} を求めることにより、吹きぬけガスからの伝熱量 $Q_{kcal/h}$ は

$$Q = q_r \cdot \bar{Q}_{max} \quad (2.2.7)$$

で求めることができる。サイクル平均仮想最大伝熱量 \bar{Q}_{max} は

$$\bar{Q}_{max} = \frac{1}{2\pi} \int_{\theta_1}^{\theta_4} G_{max}(p, t) \cdot C_p \cdot (t - t_w) \cdot d\theta \quad (2.2.8)$$

となる。ここで θ_1, θ_4 は排気弁閉・開クランク角、p, tはシリンダ内ガス圧力、温度、t_wは排気弁細隙部シート面温度、C_pはtとt_wの間の平均比熱である。t_wとして400～700°C程度を考えるときC_pはtのみの関数と考えてよいから(2.2.8)式はt_wの一次式で表わすことができる。

$$\bar{Q}_{max} = a_3 \cdot S \cdot (t_{wmax} - t_w) \quad (2.2.9)$$

ここでSは細隙断面積、a₃, t_{wmax}はディーゼル・サイクル計算から求める。図2.2.10および図2.2.11に給気温度を20°C, 100°Cとした場合の実験機関に関するサイクル計算結果を示す。a₃は給気温度、平均有効圧力でありならないが、t_{wmax}の変化は大きい。図中の平均有効圧力と実際の機関の平均有効圧力は機械効率などを考慮して(2.2.10)式のように対応させる必要がある。本実験における関係は図2.2.10の中に示した。

$$P_{me(ex)} = \eta_m P_{me(cal)} = \frac{b_e(cal)}{b_e(ex)} P_{me(cal)} \quad (2.2.10)$$

細隙伝熱量Qと仮想最大伝熱量 Q_{max} との比 q_r は細隙寸法（長さl、深さh）、壁温t_w、ガスの圧力、温度p・tおよび流路形状（損失係数、摩擦係数、熱伝達率、その他を含む）の関数であるが、図2.2.12に示すように入口ガス圧力、温度、細隙深さ、表面摩擦係数などの変化による $q_r - \frac{l}{h}$ の変化量は比較的小さい。実際のガス吹きぬけ時には計算の仮定と異なり排気弁と弁座温度は等しくなく、流路形状や吹きぬけガスの温度・圧力も必ずしも明らかではない。このため以後の計算では1サイクル中のガス温度・圧力の変化による q_r の変化は考えないことにし、

図2.2.1.2の中の $t = 1000^{\circ}\text{C}$, $p = 50 \text{ kg/cm}^2$, $h = 0.1$ の関係を用いることとする。排気弁への伝熱量 $DQ_{\text{K c a l}}/h$ はガスが失う熱量 Q の $1/2$ と考えることにする。以上から吹きぬけガスから排気弁への伝熱量 DQ は排気弁細隙部温度 t_w の一次式として次式で表わされる。

$$DQ = \frac{q_r}{2} \cdot a_3 \cdot s(t_w \max - t_w) \quad (2.2.11)$$

(3) 細隙部温度上昇の計算および実験との比較

シート部に細隙が発生することにより、正常な場合の熱流れが阻害される ($DQ_{\text{K c a l}}/h$) ほか、吹きぬけガスからの加熱 DQ_1 が加わって、正常弁と細隙の生じた弁との細隙部の伝熱量の差 DQ_2 は $DQ_2 = DQ_0 + DQ_1$ となる。式 (2.2.5) は排気弁の細隙部局所温度上昇 Δt が DQ_2 に比例することを示し、式 (2.2.11) は DQ_1 が排気弁シート面の細隙部における温度 t_w の一次式で与えられることを示している。 DQ_0 を仮定すると(例えば 0 あるいは細隙巾分の正常弁伝熱量) 細隙の生じた排気弁の細隙部局所温度は右図のように求めることができる。

前述の溝付き弁実験では溝深さを一定とし、溝巾を変えて溝巾と溝部平均温度上昇の関係を求めた。また SR 137 部会では排気弁焼損防止の研究の中で弁座溝巾 2 mm、深さ 0.05, 0.1, 0.2 の溝を加工し排気弁の燃損実験を行った。上に示した計算をこれらの実験条件に合せて実施した。表 2.2.7 および図 2.2.1.3 に計算の結果を示す。仮定する正常弁伝熱量分布および DQ_0 の見積りによって計算の結果にも巾があるが、その巾は実際上はあまり大きくはない。溝巾が大きい場合 R 124 弁の実験と計算は比較的よく一致する。溝巾が小さい場合、一致は悪い。SR 137 部会の実験 (N弁と呼ぶ) に対応させるため、適当に条件を仮定し溝深さを変えた計算を行った。N弁の場合の温度上昇量は比較的低く、細隙深さではほとんど変わらない。

2.2.3 細隙部表面の瞬間温度変化

(1) 計算法

次の仮定のもとにガス吹きぬけにより細隙部表面が受ける温度変化を計算した。

- (a) 吹きぬけガスにより生じる温度変化のみを考える。
- (b) 吹きぬけガスからの伝熱量 $q_1 K c a l/m \cdot h$ は式 (2.2.12) で表わされるものとする。

$$q_1 = g \max(\theta) \cdot c_p \cdot (t_g(\theta) - t_w(\theta)) \cdot \frac{q_r}{2} \cdot \frac{h}{\ell} \quad \theta_1 < \theta < \theta_2 \quad (2.2.12)$$

ここで $g \max$ は単位流路断面積あたりの無損失先細ノズル流量で、

$$\frac{q_r}{2} \cdot \frac{h}{\ell} \text{ は図 2.2.1.2 に示すように、ガス圧力、温度であり変らないためクランク角には関係しない定数と考える。}$$

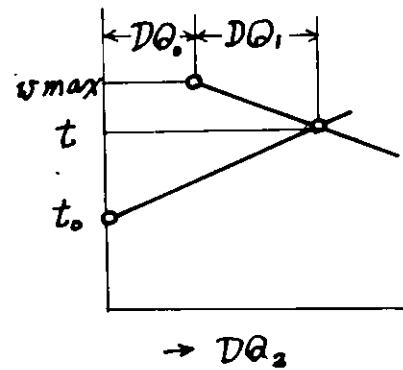
- (c) 弁内部の温度分布は一次元として扱う。

$$c_r \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} = \lambda \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad \text{境界面で } \lambda \frac{\partial t}{\partial x} + q = 0 \quad (2.2.13)$$

ただし細隙表面で $q = q_1$ 、表面から十分離れた内部では $q = \frac{1}{2} \pi \int_{\theta_1}^{\theta_2} q_1 d\theta$

以上の式を用いて温度計算を行うことができる。吹きぬけガスの細隙入口温度、圧力は前述のディーゼル・サイクル計算からクランク角 θ の関数として求める。計算の主要パラメータは次のとおりである。

- (a) サイクル条件：圧縮比、給気温度、圧力、空気過剩率、燃焼率分布など



(b) 細隙表面温度 t_w

(c) 細隙寸法 (h , ℓ) その他係数 q_r 、熱伝導度 λ 、比熱 c 、比重 r 、回転数 N 。これらは次の 2 つのパラメータにまとめられる。

$$A = \frac{q_r}{2} \cdot \frac{h}{\ell} / \sqrt{c r \cdot \lambda \cdot N} \quad Kcal/m^2 h \quad m$$

(2.2.14)

計算の結果として重要なものは、表面の温度変動 Δt 、最高温度 t_{max} および温度変動の影響が及ぶ深さである。式 (2.2.14) のパラメータのうち B は表面から温度変動の及ぶ深さを示すもので、 Δt , t_{max} のみを問題にする場合はパラメータ A のみを考えればよい。

(2) 計算の結果

給気温度 $20^\circ, 100^\circ C$ 、平均有効圧力 $1.0 \sim 1.5 kPa/cm^2$ 、細隙壁温度 $t_w = 400 \sim 700^\circ C$ 、パラメータ $A = 0.2 \sim 7 \times 10^{-7}$ の範囲で計算を行った。図 2.2.14 に計算結果の一例を示す。図 2.2.14-a は表面温度の変化を示す。焼損を考えるうえで表面の温度変動 Δt および最高温度 t_{max} が重要である。図 2.2.14-b は深さ方向の温度変化を表わす。表面からの深さ x はパラメータ B を用いて $\xi = x/B$ が無次元化できる。図 2.2.15 は種々のサイクル条件における Δt , t_{max} , t_{min} とパラメータ A の関係を示す。パラメータ A が 2×10^{-7} 以下では $t_{max} - t_w = \Delta t_{max}$, $\Delta t = t_{max} - t_{min}$ はほぼ A に比例するとみてよい。図 2.2.16 にパラメータ $A = 0.9 \times 10^{-7} Kcal/m^2 h$, 給気温度 $20^\circ, 100^\circ C$ 、壁温 $t_w = 400 \sim 700^\circ C$ に対する Δt , Δt_{max} と平均有効圧力の関係を示す。

図 2.2.16 を用いて、ガス吹きぬけが生じた場合のシート面温度変化を次の手順で計算することができる。

- 図 2.2.12 より $\frac{q_r}{2} \cdot \frac{h}{\ell}$ を求め パラメータ A を計算する。
- 図 2.2.16 より対応する p_{me} , t_w における $\Delta t = \Delta t_0$, $\Delta t_{max} = \Delta t_{max_0}$ を求め次式により Δt , Δt_{max} を計算する。

$$\Delta t = \frac{A}{A_0} \cdot \Delta t_0, \quad t_{max} = t_w + \frac{A}{A_0} \Delta t_{max_0} \quad (2.2.15)$$

以上により計算した結果を表 2.2.8 に示す。表中に示す応力振幅 $\Delta \sigma$ は次式において、 $E = 2.1 \times 10^4$,

$$\nu = 0.3, \alpha = 1.1 \times 10^{-6} \text{ とおいて計算した。 } \Delta \sigma = \frac{\alpha E}{1-\nu} \Delta t = 0.33 \Delta t \quad (2.2.16)$$

2.2.4 細隙流れの干渉による観察

排気弁の焼損を伝熱の面から考察する場合、細隙をガスが吹きぬける際の伝熱量を知ることが必要である。このため前報に報告したように細隙内流れをモデル化し、よく知られている管内流れ（非圧縮性）の関係を用いて流量および伝熱量を計算するプログラムを作成し、伝熱量と仮想最大伝熱量の比 q_r を種々の条件のもとで計算した。

図 2.2.12 は計算結果の一部を縦軸を $h/q_r \cdot h$ 、横軸を h/h にとり表わしたものである。また、排気弁と弁座間の細隙を高温気流が流れるときの流れを可視化して、計算に用いたモデルを改善し、できれば伝熱量の定量測定を行うことを目標に、前年度までに干渉計による細隙流れ実験装置を製作し、調整および予備実験を行った。予備実験の中で、(i) 高圧空気が断熱膨張する際に凝縮する水分の除去 (ii) 試験体と窓ガラス間のもれの防止 (iii) 非常にせまいすきまを流れる流れを観察するための試験部と光学系の平行度の調整 (iv) 空気を加熱する場合に生じる装置変形、周囲空気の乱れの防止 (v) 窓ガラス内の温度勾配などの補正方法 (vi) 驚音防止などの必要性が明らかになった。

本年度は装置改修などを行い、上記の諸問題は若干の改善が得られたが、高温流の観察および伝熱量の定量測定を行うことはできなかった。以下に低温高速流の定性的な観察結果を述べる。

実験装置および実験に用いた細隙用試験体の一部を図2.2.1.7および図2.2.1.8に示す。干渉計の光源として1.5mW He-Neレーザーを用いた。図2.2.1.9にレーザーおよびシュリーレン凹面鏡を示す。本装置は干渉計により、試験部を流れる流体の密度分布を干渉縞写真を撮影することにより求めるもので、静止時の干渉写真と実験条件下での干渉写真的比較から縞次数差を求め、流体の密度を計算する。実験装置の詳細及び干渉計の理論はすでに報告したので省略する。

(1) 細隙流れのフローパターン

図2.2.2.0a-eに平行細隙流の干渉写真的例を示す。細隙流れの計算は、入口では無損失で流入する、出口では流れの出口静圧が排気室圧力に達するか、流速が音速になる、細隙内での助走区間は無視、流れは定常亜音速流である、と仮定した。干渉写真から次が観察された。

- (a) 圧力比が低くても細隙入口に垂直衝撃波が現われる(図a, $p = 400 \text{ mmHg}$)。流路の長さ・巾比が小さく圧力比が大きくなると、最後に垂直衝撃波を伴う複雑な衝撃波群が流路の内部に入りこむことも見られる(図b,c)。しかし ℓ/h がごく小さい場合を除いては(ℓ/h が1.0以上であれば)、衝撃波群の存在範囲は入口からせいぜい細隙巾程度の距離までである。
- (b) 圧力比が高くなると、出口に垂直衝撃波が現われ(図d)、さらに圧力比が増大すると、斜めに交叉する衝撃波が現われる(図e)。図eの干渉写真是流路出口近くで圧力が急激に低下すると共に断面内の速度分布が平坦になってゆくことも示している。速度分布の変化が末広ノズルの効果を生み、出口では流れが超音波に達していると思われる。
- (c) 入口垂直衝撃波の直後から $5 \cdot h$ の範囲に助走区間が見られる(図a・b)。
- (d) ℓ/h が小さく圧力比が大きくなると流路内に圧力波が発生し、干渉縞が部分的に不明瞭となるほか、激しい共鳴音が発生する。

以上のように観察された流れの形式は、計算上のモデルとかなり異っている。しかし入口衝撃波の損失は比較的小さく、出口衝撃波も弱い。細隙寸法比 ℓ/h が2.0程度以上あれば、流路内流れの大部分は低マッハ数の亜音速流であるため係数 q/r の計算結果には大きな変更は生じないと考えられる。詳細な検討は今後の課題である。

(2) 排気弁・弁座まわりの流れ

細隙巾 1.2 mm の干渉写真および直接投影写真的例を図2.2.21-a-dに示す。細隙寸法比が小さいため斜め衝撃波や膨張波の複雑な発生、反射が流路全体にわたり見られる。細隙深さが $0.1 \sim 0.2 \text{ mm}$ のように小さい場合の写真是得られなかつたが、平行壁間の流れの観察結果からみて、衝撃波・膨張波群は細隙内部には現われないと考えられる。

図2.2.2.1から、細隙流れは弁座側から、弁座から発生する衝撃波を通り細隙に入り、出口から流出する際は弁側から発生する衝撃波で弁側に曲げられ弁傘うら面に衝突するのがわかる。排気弁および弁座形状により、出口以後の流れの方向は変る。

2.2.5 実験と計算結果の比較およびまとめ

排気弁シート面の焼損に及ぼす伝熱条件の影響を考察する目的でシート面に細隙が生じた場合の時間平均温度分布および1サイクル内の温度変化を計算する方法を示した。時間平均温度分布計算法を検討するため、実験機関の排気弁(R124弁と呼ぶ)のシート部に溝を加工し、シート部の温度測定を行なった。SR13.7部会では排気弁の吹きぬけ防止の研究の中で弁座シート面に巾 2 mm 、深さ $0.05, 0.1, 0.2 \text{ mm}$ の溝を加工し、排気弁(N弁と呼ぶ)の焼損実験を行った。これらの実験と計算を比較しつつ、焼損に及ぼす伝熱条件の影響を考察する。

(1) R124実験弁による平均温度上昇測定結果について

表2.2.7に示すように、細隙の生じた弁の溝部温度上昇は実験整理の方法および計算上の伝熱量に関する仮定のとり

方でそれぞれ異なるので、図2.2.13に示すように巾をもって比較を行なう必要がある。実験と計算の結果は溝巾の大きいときよく一致する。溝巾の小さいとき(2mm)、実験と計算の差は大きい。この原因として、実験および計算法を次のような点で検討する必要がある。

- (a) 温度測定上の誤差：溝部の温度を測定するため、シート面に直角に2mmの穴をあけ、1φシース熱電対を表面から0.5mmのところに銀ろうを流しこんで溶接した。溝巾が小さいとき銀ろうを流しこんだ熱電対取付穴の寸法は相対的に大きくなり、測定部近傍の温度分布に大きな影響を与えていることが考えられる。
- (b) 排気弁加工などを含む実験誤差の問題：溝加工、弁座とのすり合せ、組立を含む実験誤差は溝巾の小さいとき、特に結果に大きな影響を与える。73年度の弁座温度測定結果(弁側は熱電対断線のため測定できなかった)からは、溝巾2mmの場合にも弁側にかなりの温度上昇のあったことが推定される。
- (c) 計算モデルと実際との差：すすの付着による細隙寸法の変化は細隙寸法が小さいほど起りやすい。細隙に流れこむガスの温度は、細隙流量が少ない場合、シリンド内平均ガス温度よりかなり低いことが考えられる。

(2) N弁実験と計算結果の考察

S R 1 3 7部会では回転数550 rpm、弁傘直径65φの4弁式実験機関の弁座シート面に巾2mm、深さ0.05, 0.1, 0.2mmの溝をつけて排気弁焼損実験を行った。180時間運転の結果、溝深さ0.05mmでは排気弁に焼損が生じなかつたこと、溝深さ0.1mmでは60時間後に排気弁に焼損の徵候が現われ、85時間後に焼損、溝深さ0.2mmでは60時間後に完全に焼損が発生したと報告している。

N弁の実験条件を適当に与え計算した結果を表2.2.7および表2.2.8に示した。

溝部の平均温度上昇は50～60°Cで比較的低く、溝深さによってほとんど変わらない。1サイクル内の瞬間最高温度および応力振巾は溝深さ0.05と0.2mmで約30°C、10kg/mm²の差が生じる。計算上得られたこれらの温度条件が焼損実験結果を十分説明するものであるかどうかについては、材料の高温疲労データや酸化の特性なども合せて検討する必要がある。

(3) 時間平均温度上昇について

細隙寸法がごく小さい場合を除いて、本報告に示した計算により、平行でなめらかな細隙がシート部に生じた場合の局所温度上昇を求めることができる。細隙部の最高温度はサイクル条件で定まる t_{wmax} を超えることはなく、表2.2.7の計算例からみても、平均温度の上昇が直接焼損を引きおこす可能性は少ないと考えられる。排気弁温度が低いとき温度上昇、したがって周方向温度不均一は増加する。

(4) 1サイクル間の温度変化

1サイクル間の温度変化は実験で測定できないので、計算結果のみを示した。表2.2.8の計算例からわかるように、平均温度の上に数十度の半振巾をもつ温度変化が1サイクル毎に加わり、瞬間最大温度および温度変動から生じる応力変動は大きな値に達する。温度変動量は回転数の $-\frac{1}{2}$ 乗に比例するので、低速機関では特に注意が必要である。

図2.2.14 bに示したように、温度変動の影響はごく表面近くに限られるため、表面に燃焼生成物などの層がある場合には、温度変動はゆるやかになる。

(5) その他

排気弁の局所的な時間平均温度上昇には、持続した原因が必要であるが、1サイクル内の温度変化は燃焼室内のガス温度・圧力に対応して直ちに生じる。このため、まれに起る可能性のある異常燃焼の確率およびその性質についても検討が必要であろう。

本報告ではなめらかで平行な細隙を仮定したが、圧痕などから発生する細隙内の流れ・伝熱の現象については別に検討する必要がある。

表 2.2.1 機関主要要目および運転条件

呼称	R-124 実験機関
ピストン径×ストローク	240 × 380
排気方式	ユニフロー 4弁式
過給方式	排気タービン過給機 + 電動プロワー
出力×回転数	153 ps × 400 rpm
平均有効圧力	10.0 kg/cm ²

負荷率	1/4	2/4	3/4	4/4
平均有効圧力 kg/cm ²	2.5	5.0	7.5	10.0
回転数 rpm	252	317	364	400
出力 ps	24	61	104	153
燃費 g/ps·h	160	155	159	160
冷却水温度 °C	34	44	50	56
潤滑油入口温度 °C	28	30	34	38
給氣温度 °C	16	24	32	36
掃気圧力 kg/cm ²	0.35	0.4	0.55	0.8
排気温度 °C	98	185	280	350
リッタ最高圧力 kg/cm ²	53	57	65	75

表 2.2.6 式(2.2.4)の検討結果

計算結果の例	実験弁			大型弁	
	弁全直徑 D _{mm}	87		390	
	細隙巾 b _{mm}	8		38	
	b/πD	1/32		1/32	
	熱伝導率 λ kcal/m·h°C	40		40	
伝熱量分布記号	A0 E1 EO	H1 H0			
正常時温度 t ₀ °C	538 529	424	524	420	
温度上昇率 αt/D _a	4.43 4.14	3.88	0.750	0.813	
式(4)により実験弁の 計算値から大型弁の温度 上昇率を推定	A0 δり E1 δり EO δり		0.988 0.925 0.865		

表2.2.2 正常弁温度分布測定結果

シリンダ中心軸方向断面内温度

試験番号	1				2				3			
P _{me} 測定位置	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2.5	198	215	211	195	220	200	162	126	125	93	56	38
5.0	328	339	310	280	329	312	276	244	238	200	142	103
7.5	430	445	424	389	443	424	372	347	334	310	213	151
10.0	575	572	560	520	572	550	477	435	416	352	230	176

周方向温度分布

試験番号	4(シート部)						5(弁おもて面)						6(弁うら面)						7(弁うら面)					
P _{me} 測定位置	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2.5	224	152	125	171	250	201	178	208	190	182	178	183	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
5.0	322	241	192	257	370	312	287	322	298	292	288	292	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
7.5	428	319	262	337	470	420	392	422	428	419	413	418	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
10.0	530	379	305	396	570	512	482	533	503	492	481	489	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24

弁座シート部温度

弁座位置	テスト弁側						モード弁側						燃費
P _{me} 測定位置	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S1	S2	S3	S4	S5	S6	g/ps.h
2.5	112	82	93	118	88	99	163						
5.0	176	133	149	186	141	152	153						
7.5	232	179	200	239	190	213	156						
10.0	273	214	238	279	222	263	160						

表2.2.3 溝付き弁温度測定結果

負荷率・平均有効圧力		1/4 · 2.5				2/4 · 5.0				3/4 · 7.5				4/4 · 10.0			
溝巾 mm (深さ0.1)		0	2	4	8	0	2	4	8	0	2	4	8	0	2	4	8
排気弁	V1	241	218	225	228	333	320	323	320	445	420	417	418	526	495	501	491
	V2(溝)	180	179	260	308	271	260	331	327	351	351	417	484	409	414	468	526
	V3	133	123	142	132	200	199	209	200	275	273	265	270	318	311	306	303
	V4	162	159	163	170	251	242	242	251	329	324	313	327	382	370	370	372
弁座	S1(溝)	130	121	140	166	186	180	185	222	242	235	244	275	285	265	294	317
	S2	91	81	95	84	128	126	140	129	170	173	162	169	210	210	201	199
	S3	121	122	129	122	183	190	190	182	237	239	237	230	277	270	277	266
	S4	93	90	92	89	138	140	147	137	180	189	199	180	209	215	209	200
弁座	S1(溝)	120	125	145	170	183	186	191	210	240	230	242	270	275	/	281	315
	S2	81	76	83	82	126	123	123	130	172	161	165	165	201	/	190	193
排気温度		99	92	100	99	192	191	192	195	290	290	284	289	360	367	363	361

表2.2.4 溝巾と溝部温度上昇(実験結果)

負荷率-平均有効圧力		1/4 - 2.5			2/4 - 5.0			3/4 - 7.5			4/4 - 10.0		
溝巾 mm (深さ 10.0)		2	4	8	2	4	8	2	4	8	2	4	8
排気井 V_2	a	-1	80	128	-11	60	126	0	66	133	5	59	117
	b	0	76	129	-1	70	126	-2	65	125	-3	58	122
	c	22	96	141	2	70	139	25	94	160	36	84	152
弁座 S_1	a	-9	10	36	-6	-1	36	-7	2	33	-20	9	32
	b	-1	5	36	-7	5	35	-12	6	34	-19	5	31
	c	1	6	43	-4	-13	35	-10	10	34	-20	18	43
弁座 S_1 (前半分)	a	5	25	50	3	8	27	-10	2	30	/	6	40
	b	9	23	41	9	20	41	10	17	40	10	14	40
	c	10	23	49	6	11	23	1	9	37	/	17	48

- a. 生テ-タより $\Delta t = t - t_0$
b. 排気温度が溝巾で変らないと仮定
c. 溝部以外の温度が溝巾で変らないと仮定

表2.2.5 局所温度上昇率に及ぼす正常弁伝熱量分布

正常弁伝熱量分布 の形式	シート溝部			溝から180°はなれた点			弁座おもて中心部			備考
	t_0	q_0	$\Delta t/DQ$	t_0	q_0	$\Delta t/DQ$	t_0	q_0	$\Delta t/DQ$	
A AO 軸対称	538	0.51	4.43	538	0.51	1.02	575	10.3×10^4	1.05	正常弁温度測定実験から 軸対称を仮定して計算した 伝熱量分布(図2.2.4)
	571	0	4.54	506	0.99	0.99	"	"	1.08	
C CO 軸対称	505	1.04	4.32	570	0.03	1.07	"	"	1.02	弁おもて面の熱負荷を $10 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$ とす
	514	1.82	4.12	514	1.82	0.56	"	10.0	0.65	
C CI 非軸対称高温側	572	0.88	4.25	458	2.66	0.53	"	"	0.68	$12 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$
	456	2.76	3.99	570	0.98	0.61	"	"	0.61	
D DO 軸封杯	486	2.34	4.02	486	2.34	0.47	"	12.0	0.56	$15 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$
	560	1.13	4.18	413	3.43	0.40	"	"	0.60	
E E1 非軸封杯高温側	411	3.54	3.86	558	1.25	0.52	"	"	0.51	シート上面温度分布の実験 と一致(図2.2.5)
	424	3.31	3.88	423	3.31	0.30	"	15.0	0.46	
E E2 低温側	529	1.60	4.14	321	4.85	0.10	"	"	0.57	$10 \times 10^4 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h}$
	318	5.02	3.72	526	1.76	0.30	"	"	0.38	

計算の条件: 対象弁 R124 実験弁、弁直径 87mm、シート巾 5.2mm、細隙巾 8mm, $\lambda = 40 \text{ kcal}/\text{mh} \cdot ^\circ\text{C}$
記号 t_0 : 正常弁温度, q_0 : 正常弁伝熱量, シート部 $\text{kcal}/\text{mm} \cdot \text{h}$, 弁おもて面 $\text{kcal}/\text{mm}^2 \cdot \text{h}$
 $\Delta t/DQ$: 細隙部 $DQ \text{ kcal}/\text{h}$ の熱が入る場合の温度上昇 Δt の割合 $^\circ\text{C} \cdot \text{h}/\text{kcal}$

表2.2.7 時間平均局所温度上昇—実験と計算の比較

細隙巾を変える場合

井名称		実験井 (R124井)				
負荷率・圧縮平均有効压力		4/4, 11.8 kg/cm ²	3/4, 8.7 kg/cm ²			
細隙寸法 l/h/b		52/0.1/2	52/0.1/4	52/0.1/8	52/0.1/2	52/0.1/4
t ₀ , t _{max} , a ₃		409, 730, 2.10		331, 600, 2.01		
計算による 温度上昇 Δt	A0-0	85	117	153	69	96
	A0-1	90	124	162	74	103
	E0-0	77	107	142	63	87
	E0-1	108	150	199	94	131
実験結果 Δt	a	5	59	117	0	66
	b	-3	58	122	-2	65
	c	36	84	152	25	94
A0-0 伝熱量分布形式 A0 $DQ = 0$ A0-1 " A0 $DQ = 0.5 \text{ Kcal/mm}^2\text{h}$ E0-0 " E0 $DQ = 0$ E0-1 " E0 $DQ = 3.3 \text{ Kcal/mm}^2\text{h}$						

細隙深さを変える場合

井名称		実験井 $D = 87\Phi$			N井 $D = 65\Phi$	
負荷率・圧縮平均有効压力		4/4, 11.8 kg/cm ²			4/4, 11.1 kg/cm ²	
細隙寸法 l/h/b		52/0.05/8	52/0.1/8	52/0.2/8	4/0.05/2	4/0.1/2
t ₀ , t _{max} , a ₃		409, 730, 2.10		500, 700, 2.08		
計算による 温度上昇 Δt	A0-0	113	153	169	47	54
	A0-1	125	162	178	53	60
	E0-0	104	142	159	42	49
	E0-1	173	199	209	81	86
実験結果		焼損なし (181kg運転)			60h後に 焼損の微 候. 80h後 に焼損.	60h後に 完全に焼 損.

表2.2.8 吹きぬけ排気弁の温度変動—瞬間温度計算の結果

井名称		実験井 $D = 87\Phi$					N井 $D = 65\Phi$		
負荷率		4/4, N=400 rpm					4/4, N=550 rpm		
細隙寸法 l/b	0.1/2	0.1/4	0.1/8	0.1/2	0.1/4	0.1/8	0.05/2	0.1/2	0.2/2
正常井温度 t ₀ °C		409°C *			409°C *			500°C	
時間平均温度 t	414*	468*	526*	499**	533**	571**	553**	560**	566**
瞬間最大温度 t _{max}	504	549	599	576	606	639	603	619	636
温度変動 Δt	137	129	123	126	123	121	87	104	122
時間平均温度上昇	5*	59*	117*	90**	124**	162**	53**	60**	66**
瞬間最大温度上昇	90	81	73	77	73	68	50	59	70
応力変動(全振巾) kg/mm ²	45	43	41	42	41	40	29	34	40

時間平均温度上昇 * 実験値 ** 表2.2.7より A0-1の場合の計算値

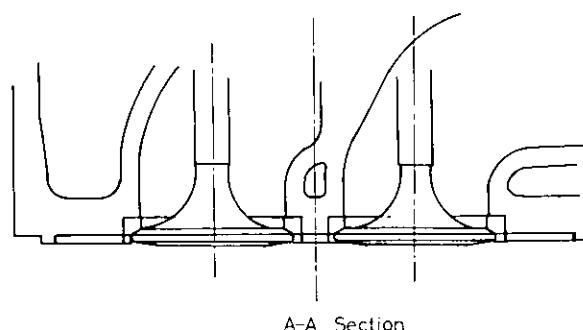
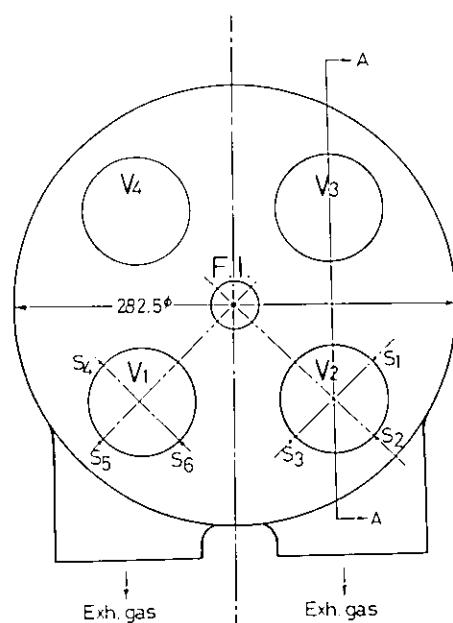
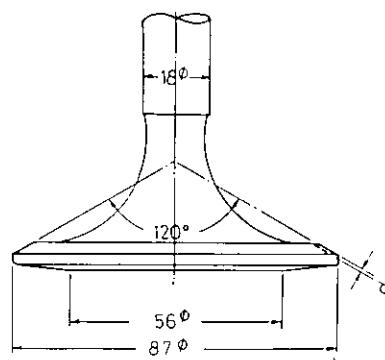


図 2.2.1 シリンダカバー



	b	d
1	2.0	0.1
2	4.0	0.1
3	8.0	0.1
4	8.0	0.2
5	17.0	0.2

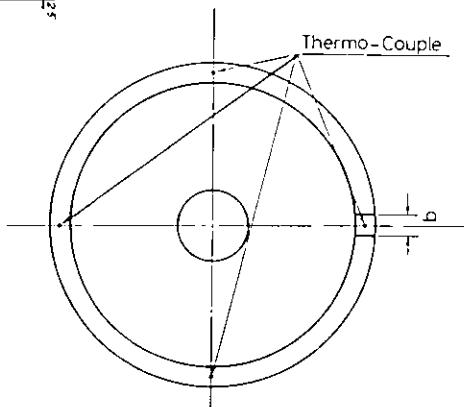
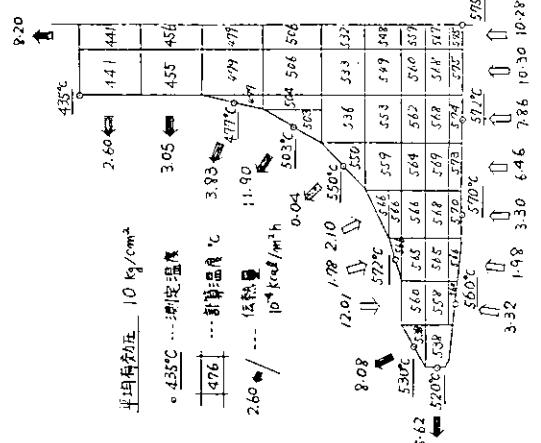
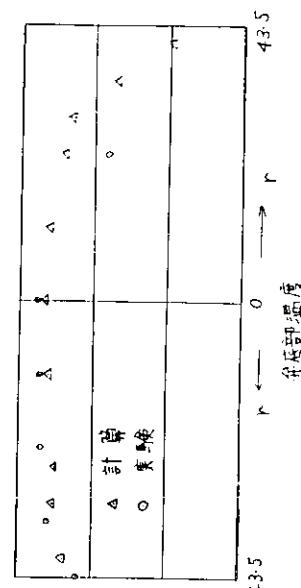


図 2.2.2 溝付き排気弁

図 2.2.5 正常弁の温度・伝热量分布(非軸対称E形)



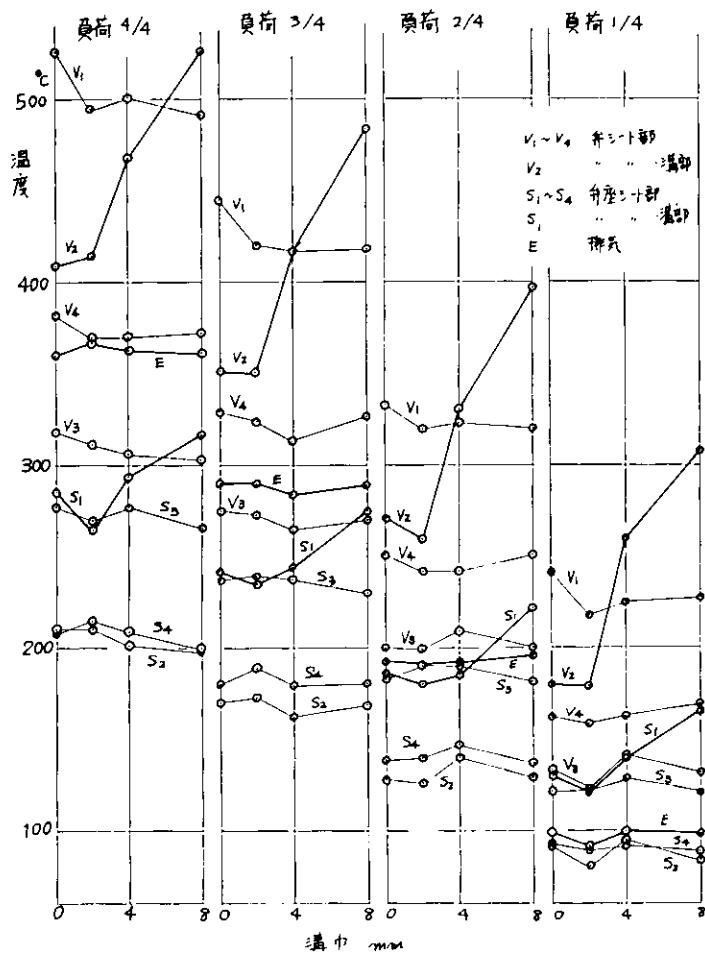


図 2.2.6 溝付き弁温度測定結果

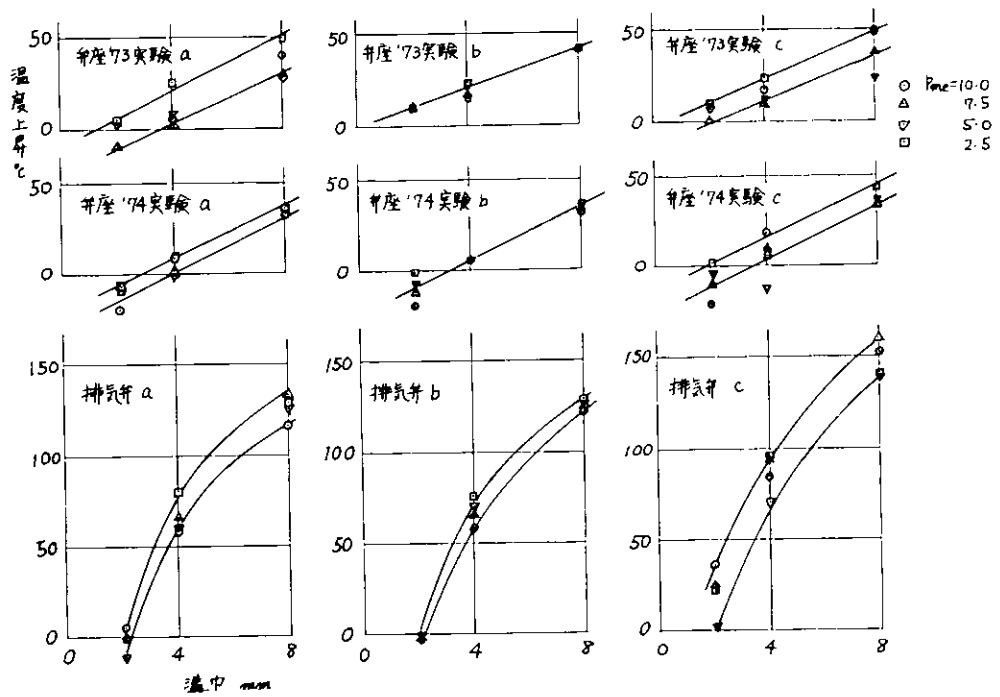


図 2.2.7

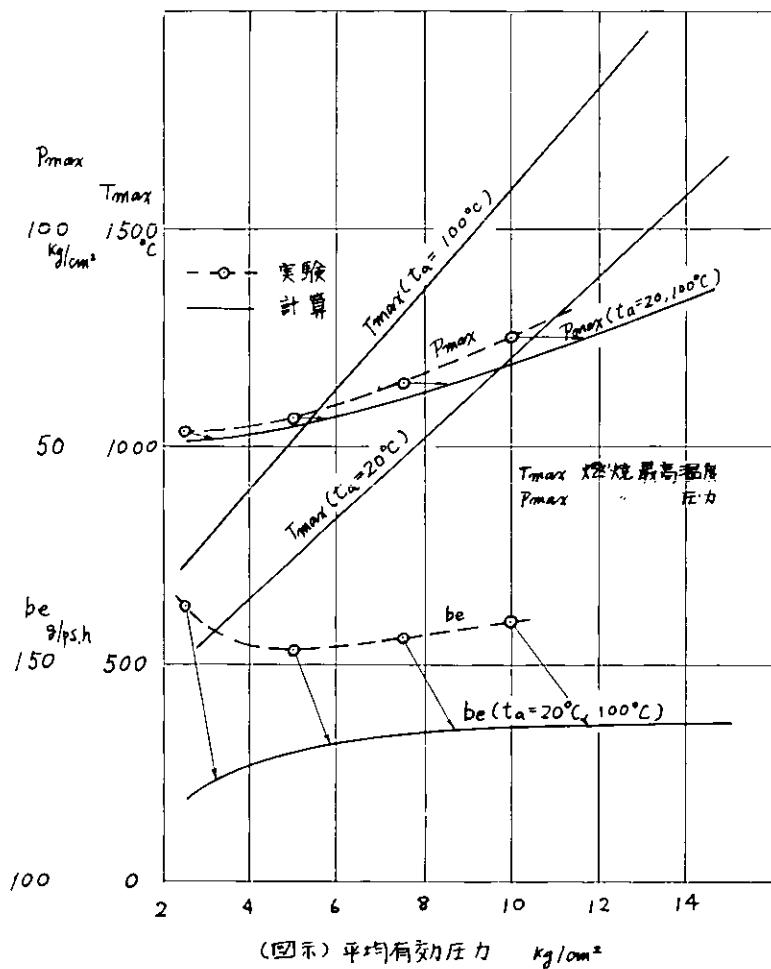


図2.2.1.0

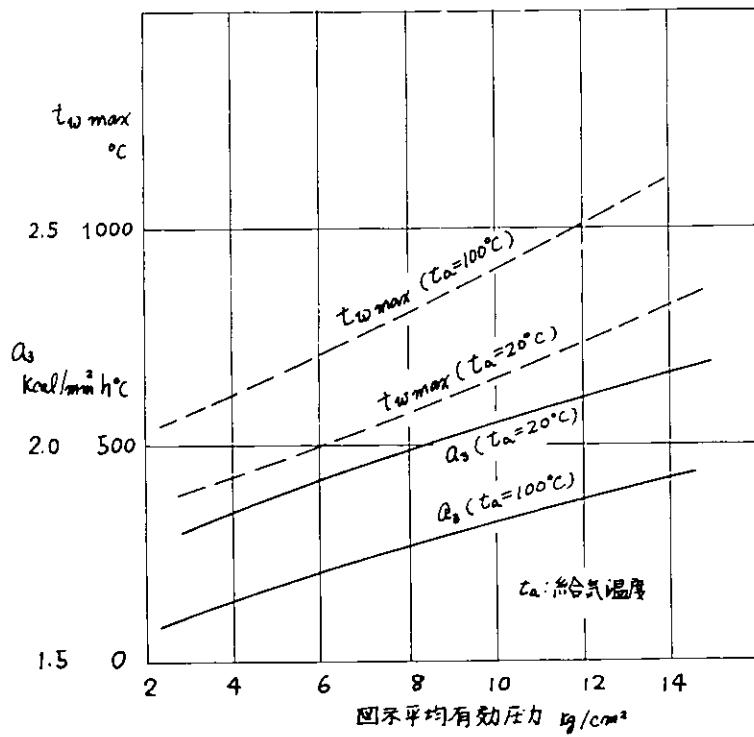


図2.2.1.1

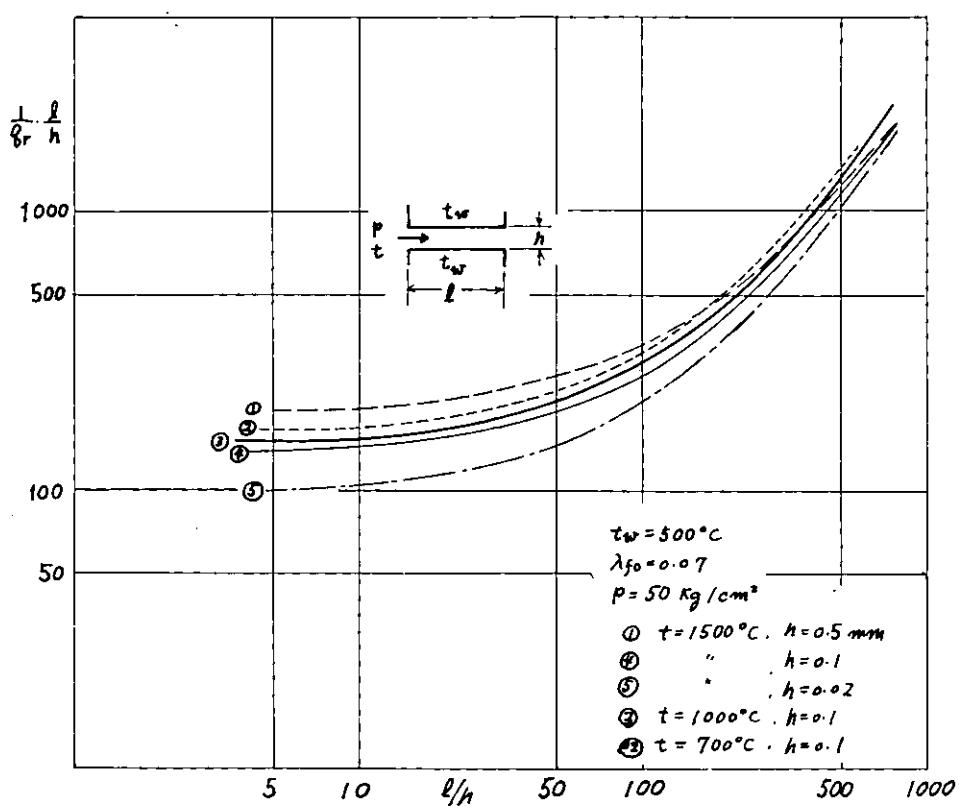


図 2.2.1 2

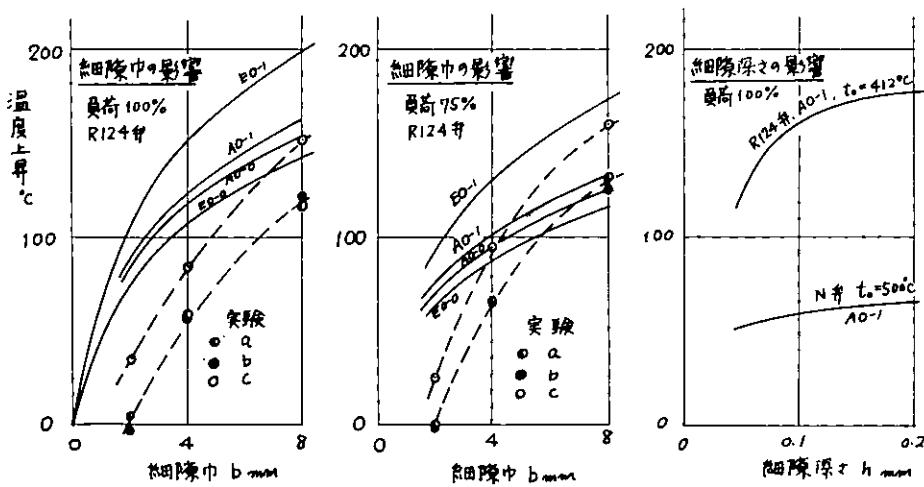


図 2.2.1 3

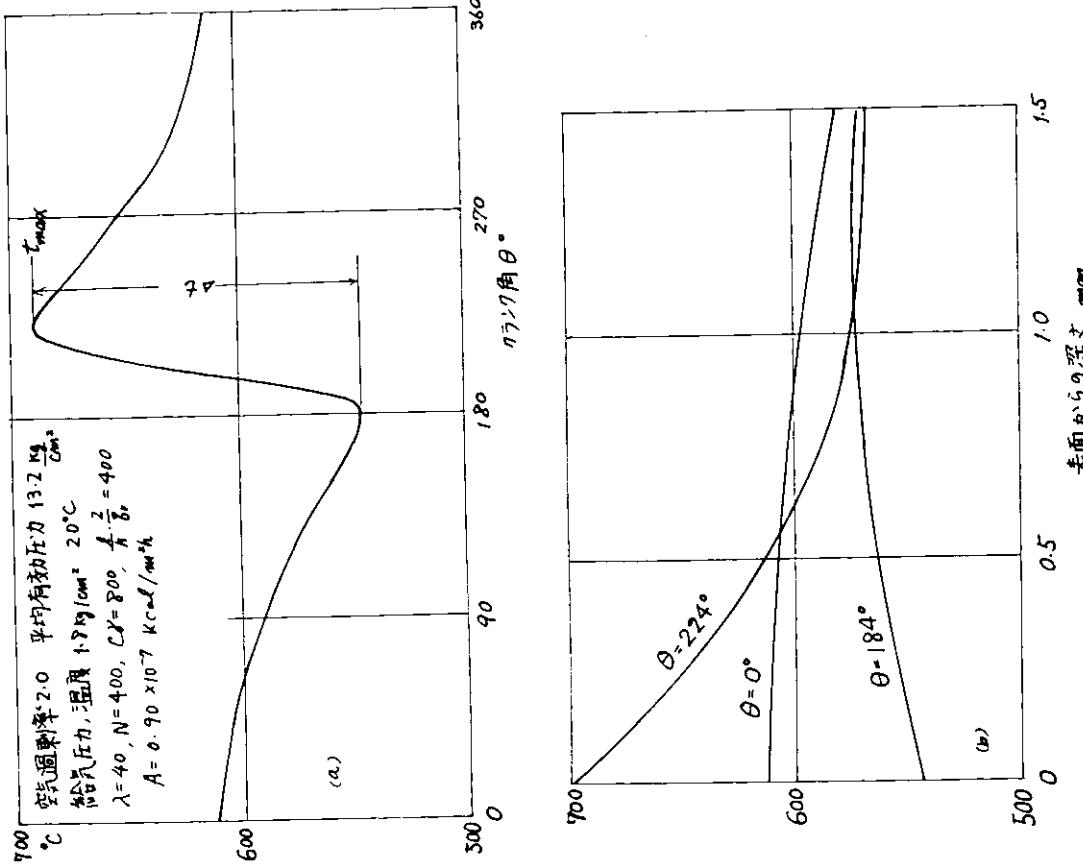


图 2.2.1-4

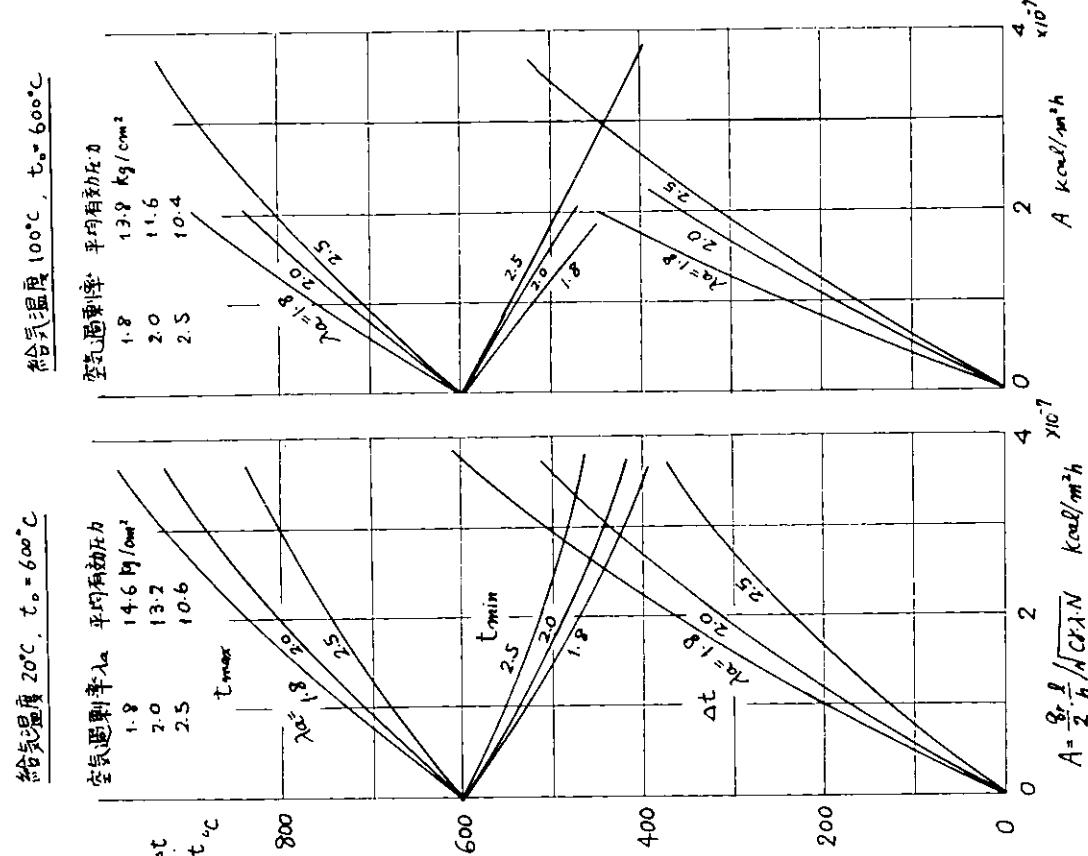


图 2.2.1-5

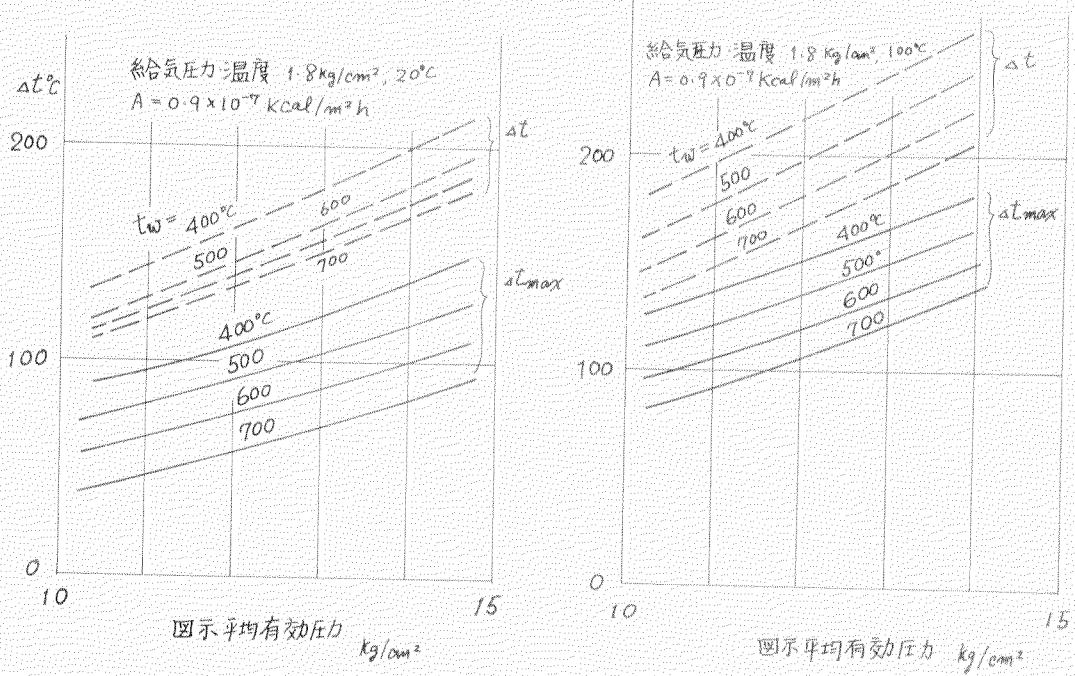


図2.2.1-6

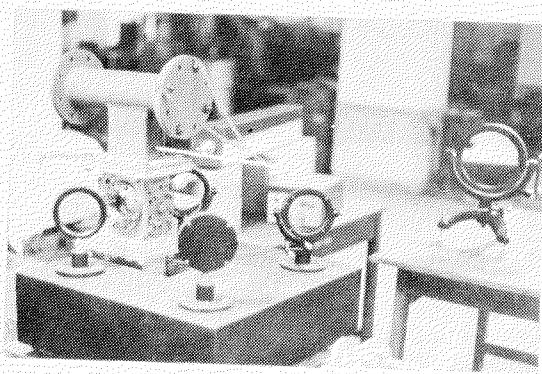


図2.2.1-7

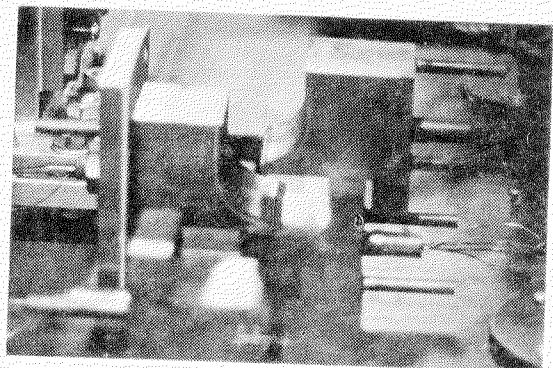


図2.2.1-8

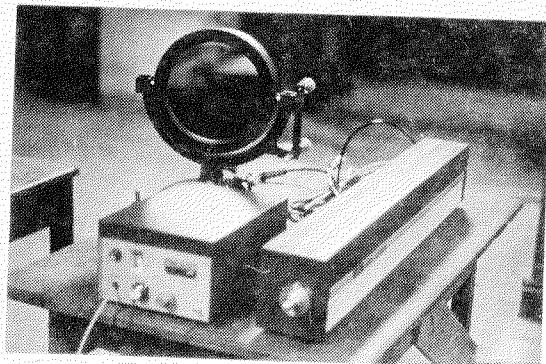
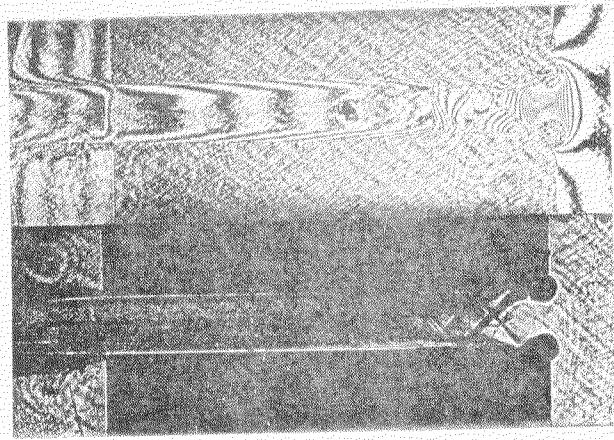


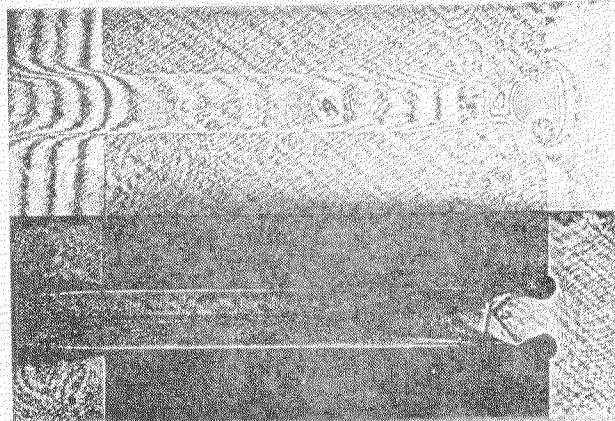
図2.2.1-9



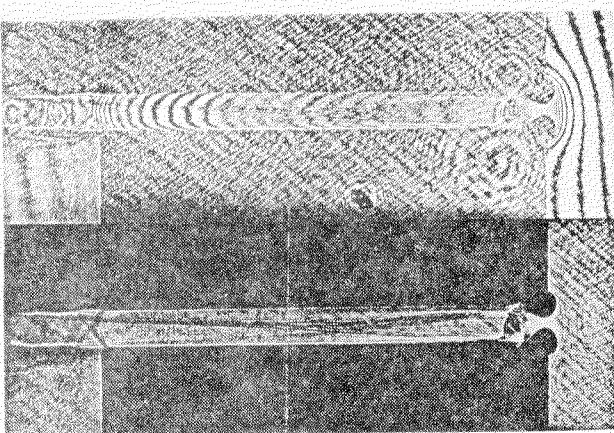
c

2.2.20 - 3 - e

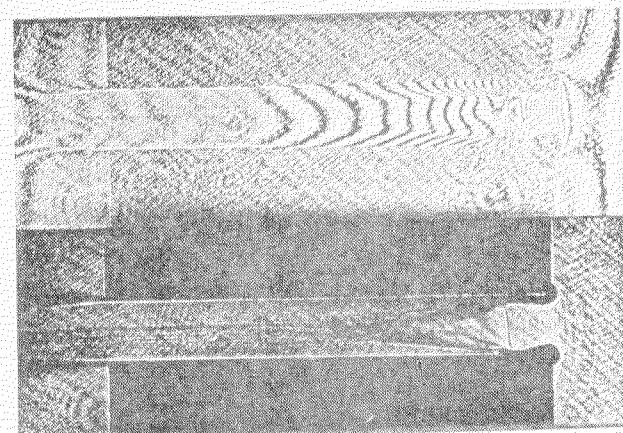
a	: h = 6 mm	p = 400 mm Hg
b	:	800
c	:	1100
d	: h = 2	800
e	: h = 4	1100



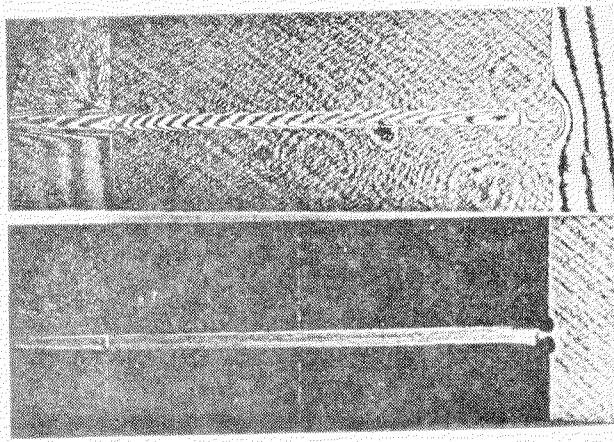
d



e



f



d

☒ 2.2.21 a - d

a, b h = 1 mm. p = 800 mm Hg

c, d h = 2 mm. p = 1100 mm Hg

d

c

b

a

3. 燃焼室壁部材の高温特性の研究

3.1 緒言

燃焼室壁部材として使用される材料は触火面の異常燃焼あるいは局部的過熱によって高温疲労あるいはクリープ損傷をうける。これらに関する一連の高温特性の解明は今後とも重要なことであろう。

この研究では供試材としてCr-Mo鋼鋼材(SCM3)を使用し、短時間高温引張り試験・高温引張圧縮疲労試験・クリープ破断(定常・応力変動および温度変動)試験を行った。

以下実験の結果について述べる。

3.2 供試材および実験方法

実験用素材は150kg高周波炉によって純酸素上吹転炉による極低炭素鋼に所要の成分添加を行って溶製した。鋼塊寸法は図3.1に示すような上広鋼塊であり、これを幅200mm×厚さ25mm±3を標準とする寸法に展伸した。収縮比は $\frac{1}{7.4}$ (6.8)Fである。最高加熱温度は1100°C、仕上温度は830°Cとした。

供試材の化学成分は表3.1に示すとおりである。

板状の素材を長手方向に2切し、900°C×1.5h→炉冷の焼鈍後 26φ×280mmの丸棒を削り出し、

焼入れ 850°C×1h 油冷

焼戻し 680°C×2h 油冷

の熱処理を行った。熱処理後の供試体の組織を図3.2に示す。熱処理後の丸棒から図3.3に示すような各種の試験片を加工した。このさい試験片は各棒から2本づつ削り出した。

高温引張試験はアムスラ型の万能試験機(10t容量)で、JIS G 0567鉄鋼材料の高温引張試験方法によつて行った。

高温疲労試験は電気油圧式引張圧縮試験機に図3.4に示すように加熱装置を附設して行った。荷重波形は図3.5に示すようなサインカーブである。

クリープ破断試験は3tクリープ試験機でJIS Z 2272 金属材料の引張クリープ破断試験方法によつて行った。応力変動クリープ破断試験は図3.6に示すように、定荷重と変動荷重が附加できるような装置(荷重変動は一定時間ごとに下部重錘を上下することによって行う)の試験機で行った。温度変動クリープ破断試験は温度調節装置系に設置された信号によって行った。クリープ破断試験条件は下表のように設定した。なお試験の概要は図3.7, 3.8に示す。

クリープ破断試験……500, 550, 600°Cの試験

応力変動クリープ破断試験……変動応力20%とした500, 550, 600°Cの試験

温度変動クリープ破断試験……上限温度500, 550, 600°C

下限温度400°Cの試験

クリープ伸び測定には通常のダイヤルゲージの他に図3.9に示すように、試験片の180°方向から差動トランスによつて精密な伸びが取出せる装置を使用した。

3.3 実験結果

高温引張試験結果を表図3.10に示す。この素材に関しては青熱脆性域での引張強さの顕著な上昇は認められない。

疲労試験結果を図3.11に示す。室温試験において応力 4.7 kg/mm^2 では試験片平行部に発熱を伴い、青紫色または青色に着色して早期に破断することが認められたが、これ以下の荷重では平行部の発熱は認められなかった（触感による）。クリープ関係の試験結果は図3.12、3.13および3.14に示すとおりである。応力変動および温度変動ともに破断時間は試験開始後の変動分を含めた累積時間で整理した。

3.4 考 察

SCM3種の鍛鋼材について、機関の燃焼室部材として使用されるさいの、異常燃焼あるいは局部過熱などの事故を予想した条件設定のもとで、材料の高温特性の研究を行った。

個々の試験結果では高温になるに従って材料強度が低下する傾向を示しているが、定常クリープ破断と応力または温度変動条件下での破断の様相には興味ある変化が現われている。各変動因子は破断時間を短縮する方向に作用する結果が示され、今後の検討について解明される点が多いことを示唆している。

各温度における変動因子の影響を温度ごとに図3.15、3.16および3.17に示した。

応力変動によるクリープ破断は二重波による重複疲労と機構的に相似の面があるが、なお微視的な結晶粒内あるいは結晶粒界のすべりあるいは空隙の発生、または転位の促進など、巨視的な観点と異なった現象が作用しているものと思われる。

温度変動における破断時間の低下は、その主因を塑性変形域から弾性変形域にかけての温度変化による熱応力または金属組織の変化に求められようあるいは応力変動と同じような因子が原因しているかも知れない。

3.5 結 言

Cr-Mo3種の鍛鋼材について高温引張・高温度労およびクリープ破壊などの高温特性の研究を行った。クリープ試験において応力変動あるいは温度変動があれば破断時間が短縮される現象が認められ、これらは重複疲労とも深いつながりをもつものと思われる。

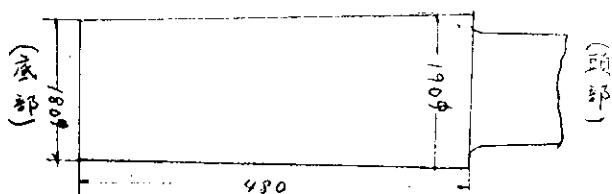


図3.1 鋼塊寸法

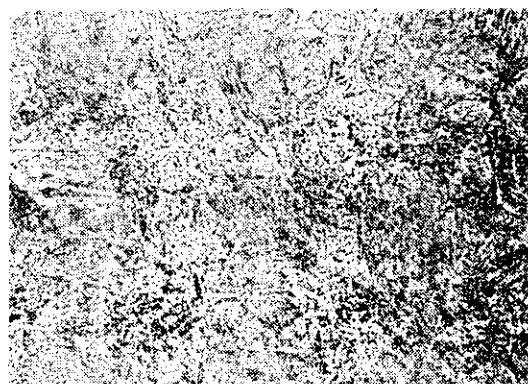


図3.2 供試材の組織

$\times 400$

5%ナイタル腐食

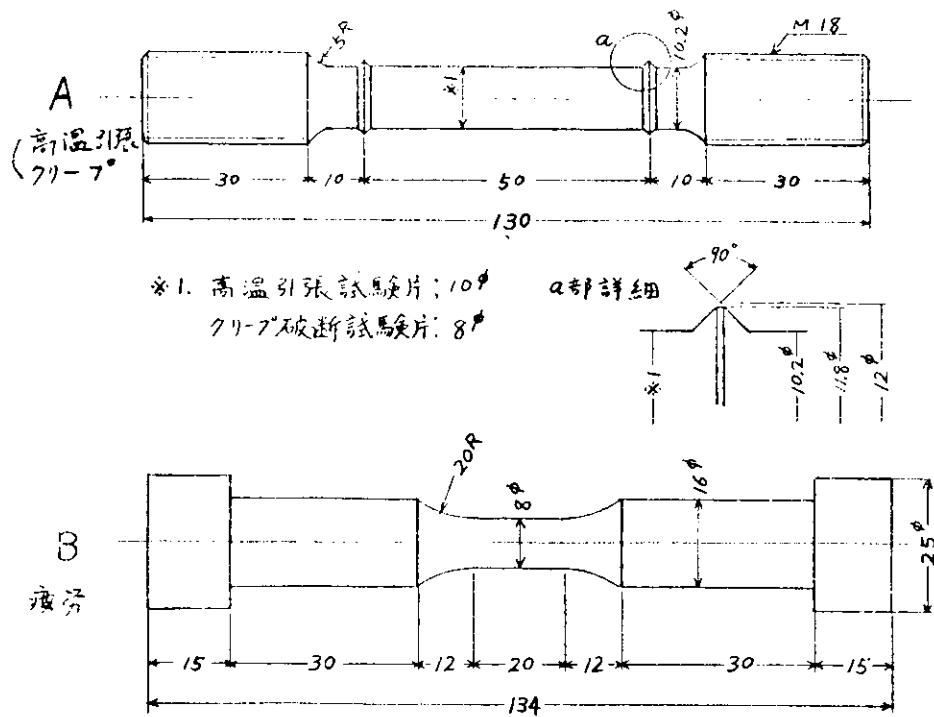


図3.3 試験片形状

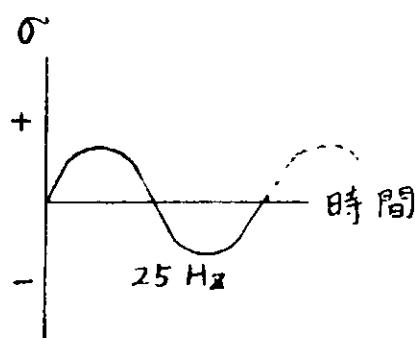


図3.5 疲労波形

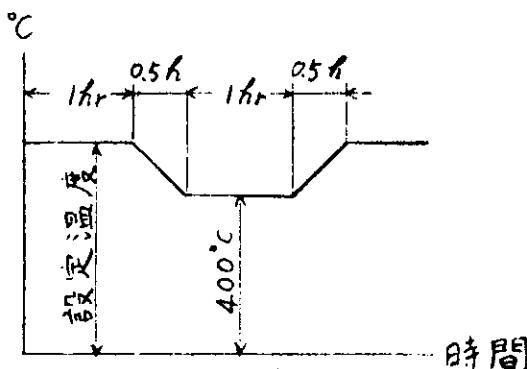


図3.8 温度変動波形

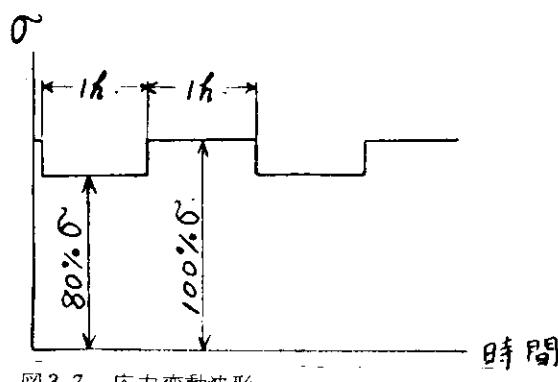


図3.7 応力変動波形

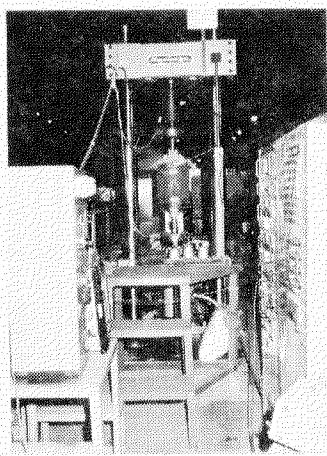


図3.4 高温疲労試験装置

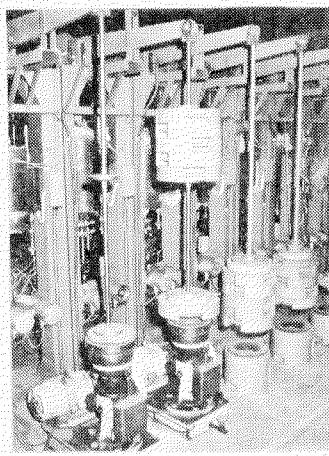


図3.6 応力変動クリープ
試験機(中央部)
上部重錘一定荷重
下部〃変動〃

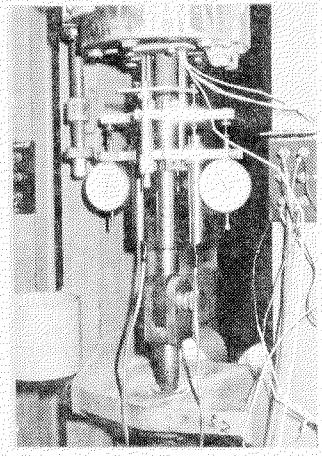


図3.9 精密クリープ伸び取出装置

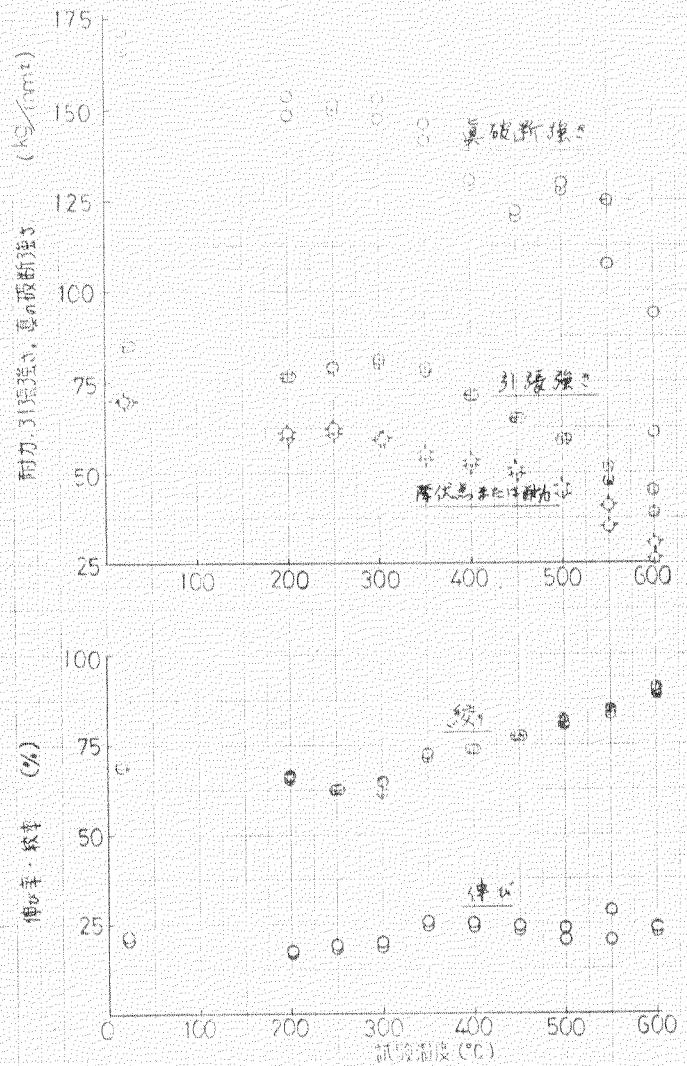


図3.10 高温引張試験結果

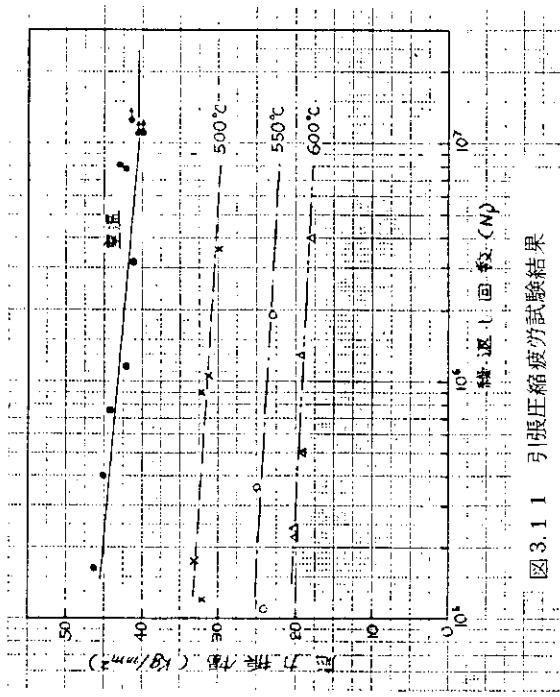


図 3.1.1 引張圧縮疲労試験結果

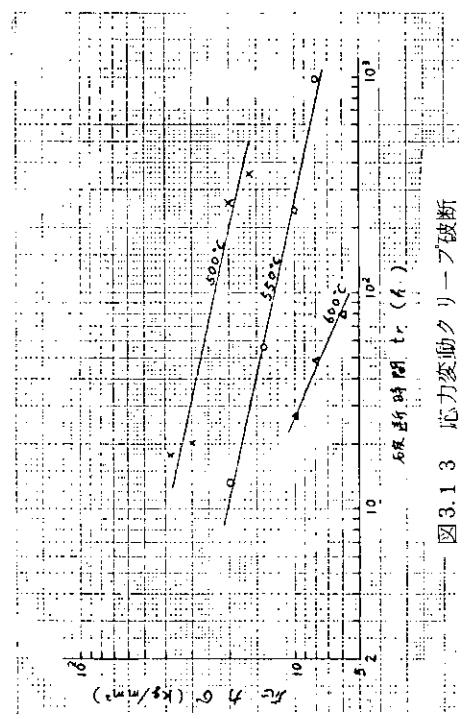


図 3.1.3 応力変動クリープ破断

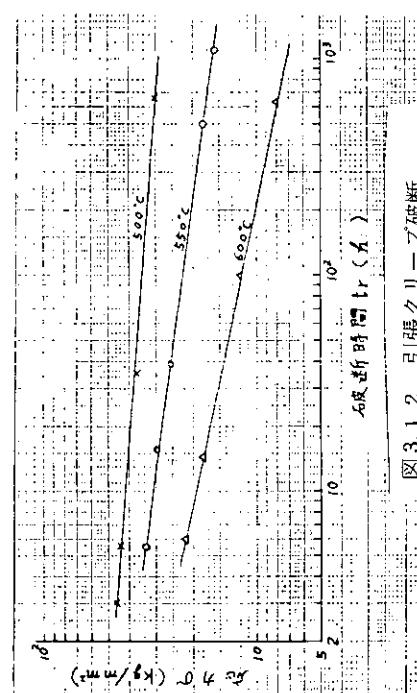


図 3.1.2 引張クリープ破断

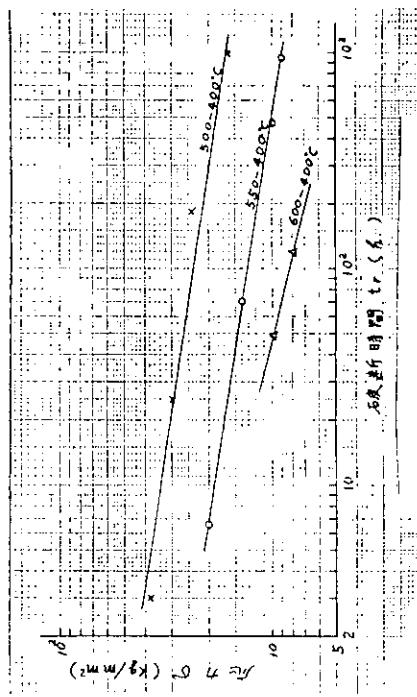


図 3.1.4 溫度変動クリープ破断

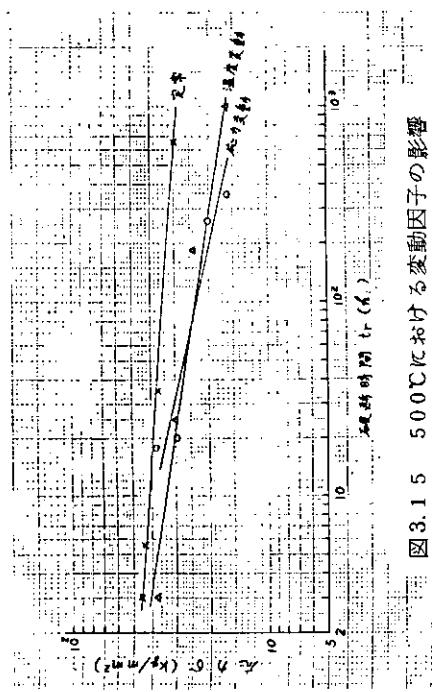


図 3.15 500°Cにおける変動因子の影響

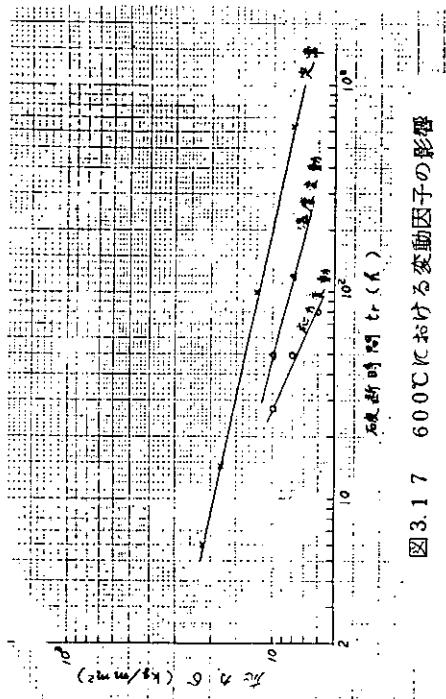


図 3.17 600°Cにおける変動因子の影響

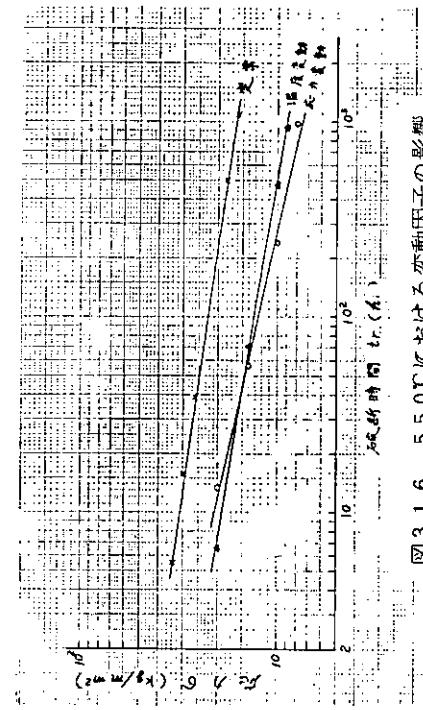


図 3.16 550°Cにおける変動因子の影響

4. 燃焼室壁部材の実働波疲労の研究

4.1 緒 言

船用ディーゼル機関の燃焼室壁部材は、従来から多くの破損事故を経験しているが、機関の信頼性を高め、同時にいつその大形化および高出化を計るには部材の疲労寿命推定法を確立することが重要な問題となっている。

この観点から、従来から重畠疲労に関する研究が精力的に行なわれてきたが、まだこれまでの事故例を十分説明するまでには至っていないようである。

これまでの重畠疲労に関する研究は、そのほとんどが試験中に応力振幅が変動しない、一定応力振幅重畠波形について行なわれてきた。しかし、実機状態においては、船速、載荷などの航海条件、気象、海象その他港内での機関の発停など、種々の条件により負荷が変動し、これにともなって燃焼室壁部材に作用する応力も変動する。

したがって、部材の寿命を推定するには、このような応力変動の影響についても十分考慮しておく必要があると思われる。

そこで、ここでは昭和48年度研究にひきつづき実施した基準重畠波形、航海中の負荷変動波形、港内発停波形および全応力設定波形による疲労試験結果について述べるとともに、重畠応力下の疲労寿命推定法、さらに燃焼室壁部材の寿命推定結果についても述べる。

4.2 試験方法

4.2.1 供試材および試験片

供試材はC r M o 鋳鋼で、試験片は外径10φ、平行部長さ30mmの引張・圧縮型疲労試験片である。表4.2.1,

4.2.2に供試材の化学成分および機械的性質を示し、図4.2.1に試験片の形状・寸法を示す。

4.2.2 疲労試験機

実験に供した疲労試験機は、電気油圧式の引張圧縮型疲労試験機で、最大荷重10Ton、常用試験速度は0.001～60Hzである。

4.2.3 試験波形

負荷変動の実船計測結果によれば、航海中の負荷は種々の条件により複雑に変化するが、部材の疲労強度に影響を及ぼすと考えられる大きな負荷変動は、航海中のターボチャージャのクリーニングとともに負荷低下と、港内における機関の発停および1～2日の短い航海によるものである。

ここで本試験ではこれらの負荷変動を考慮した応力波形を設定した。図4.2.2に本試験で用いた応力波形を示す。なお、短い航海による負荷変動は港内発停で代表させることにした。また実機関での発停回数は約20回あるが試験機能力の関係上最高3回とした。

4.2.4 試験方法

疲労試験はまず1次波単独の場合について(図4.2.2波形a)、 σ_{max} 一定とし、圧縮側応力を変化させて平均応力の影響を調べた。次に波形(b),(c)では1次応力の平均応力 $\sigma_m=0$ の場合について、従来から行なわれている完全重畠波形(c)と引張側のみ重畠波のある波形について $\sigma_{max}=30, 35, 40 \text{ Kg/mm}^2$ で $m=0.25, 0.5, 0.7$ の場合について重畠疲労強度を求めた。

次に波形(d)では、波形(a)の場合と同様に σ_{max}, σ_2 を一定として、圧縮側応力を変化させ、重畠波形で1次波に

平均応力がある場合の疲労強度を検討した。

一方変動応力波形ではまず波形(e)において、ターボチャージャのクリーニングなど航海中の応力変動の寿命におよぼす影響を調べるため、変動部の最大応力 σ_{L} を変化させた試験を行なうとともに、定常応力時の負荷変動時の重畳小波数比の影響について試験した。

また、港内発停波形(f)では定常航海時の応力条件を一定とし、港内発停時の最大応力 σ_H のみ変化させた試験を行なった。最後に全応力設定波形(g)では、主として重畳小波数の影響について試験した。

なお、各試験波形での応力条件は、試験時間と負荷計測結果にもとづき、燃焼室壁部材の結合状態を考慮したシリンドカバー清水冷却面の応力解析結果を参考に設定している。解析結果については後述する。試験は荷重一定で行ない、試験片が完全に分離した回数を破断繰返し数とした。

4.3 試験結果

4.3.1 1次波単独 ($\sigma_m \neq 0$) —— 波形(a) —— σ_c

図4.3.1に $\sigma_{max} = 40, 35 \text{ Kg/mm}^2$ で圧縮側応力を変化させた時の試験結果を示す。 $\sigma_{max} = 40, 35 \text{ Kg/mm}^2$ のいずれの場合でも σ_c が小さくなるとともに寿命が増加しているが $\sigma_{max} = 40 \text{ Kg/mm}^2$ の場合では圧縮応力の減少につれ、両振り、片振り寿命の間で、ほぼ直線的に増加していることがわかる。

4.3.2 波形(b), (c) ($\sigma_{1m} \neq 0$)

図4.3.2に完全重畳波形(c)および引張側のみ重畳波のある波形についての試験結果を示す。また図4.3.3は図4.3.2の結果を1次波の寿命比(重畳疲労下の1次波破断寿命/1次波単独の破断寿命)で表わしたものである。

従来からよく行なわれてきた図4.2.2波形(c)では、2次応力の効果は σ_{max} が小さく応力比 m の大きいほど大きくなる傾向であるが、一方図4.2.2波形(b)のS-N曲線は σ_{max} にあまり関係なく、応力比 m が大きくなるにしたがい1次波単独のS-N曲線にほぼ平行に低寿命側にしづれている。

次に両波形による1次波寿命比(図4.3.3)についてみると、ばらつきのあるものの全体としては波形(b)の場合が低寿命になる傾向を示している。

したがって波形(c)の試験結果から波形(b)の破断数を推定するには注意を要する。

4.3.3 波形(d) ($\sigma_{1m} \neq 0$)

図4.3.4に $\sigma_{max} = 35 \text{ Kg/mm}^2$ 一定で、 $m = 0.5, 0.25$ の場合について圧縮側応力 σ_c を変化させた時の試験結果を示す。 σ_c が小さくなるとともに寿命は増加しているが、○で示すように $m = 0.5$ で $\sigma_c = 10 \text{ Kg/mm}^2$ の場合はS-N曲線に平行部が認められた。これは1次波を後述する等価応力に換算すると、ほぼ1次応力単独の場合(平均応力 $\sigma_m = 0$)の疲労限に一致するので、この影響が現われたものと思われる。次の図4.3.5は $\sigma_{max}, \sigma_c, n$ などの条件を一定として、応力比 m を変化させた試験結果であるが、 $m = 0.15$ 以下では1次波単独の場合の寿命より強くなる傾向がでている。

4.3.4 航海中の負荷変動の影響

図4.3.6は航海中の負荷変動波形において応力解析結果を参考にして $\sigma_{max}, \sigma_c, \sigma_L, n$ などの条件を一定として、負荷変動部の最大応力 σ_L を変化させた試験結果を示したものである。

負荷変動部の応力低下の疲労寿命におよぼす影響は σ_L が 20 Kg/mm^2 以下で比較的顕著に現われているが、疲労寿命に影響する、全応力低下量(図4.3.6参照) σ_D は実機関(シリンドーカバーを対象とした場合)では最大でも約

4.0 Kg/mm²程度である。本試験結果ではこの程度の応力低下はバラツキの範囲内であり、実用上無視できる。

次に図4.3.7は定常時的小波数と負荷変動部の小波数の比の影響についての試験結果であるが、小波数比の影響は認められない、すなわち負荷変動部の2次応力影響は無視できる。

これらの結果から、航海中のターボチャージャクリーニングによる応力変動の影響は実用上無視できるものと考えられる。

4.3.5 港内発停の影響

図4.3.8は港内発停波形で、港内発停回数N=1,3の場合についてσ_Hの影響を調べたものである。σ_Hが5.0 Kg/mm²以下では、原因は明らかでないが、σ_H=0の場合より高寿命側となる結果が得られた。σ_Hが小さい範囲では（港内発停の場合）この影響は寿命に表われていないが、σ_Hが高い所（短い航海）ではN=1,3の場合とも寿命にこの影響がでてくるので、これについての考慮は必要である。

4.3.6 全応力設定波形

航海中の負荷変動および港内発停を組合せた全応力設定波形では定常航海時の重畠山数nを10⁻³, 10⁻⁴と2段階に変化させた実験を行なった。図4.3.9に試験結果を示す。

nの増加によって、寿命は低下し、n=10⁻⁴の時の寿命は重畠波のない1次応力単独の場合の約1/10になっている。

4.4 実験結果の検討

4.4.1 平均応力の影響について

平均応力がある場合の等価応力換算式としては、種々の式が提案されているが、ここでは等価応力換算式として(4.4.1)式を用い、定数k, qは実験結果にあらわすように選定するものとする。

$$\sigma_e = \sigma + k \cdot \sigma^q \cdot \sigma_m \quad (4.4.1)$$

ここで σ_e………等価応力

σ_m………平均応力

σ………応力振幅

k, q………定 数

図4.4.1は図4.3.1（1次波単独で平均応力のある場合）の結果を(4.4.1)式でk=0.4, q=1とした場合の等価応力で示したもので、定数をこのように定めるとほぼ1次波単独の場合（平均応力σ_m=0）に一致する。

そこで、以下の検討においては、重畠応力下においても(4.4.1)式が成立するものとし、1次応力、2次応力の等価応力換算にはk=0.4, q=0とした(4.4.2)式を用いるものとする。

$$\sigma_e = \sigma + 0.4\sigma_m \quad (4.4.2)$$

図4.4.2は図4.3.4の結果を1次応力(m_ax + σ_c)/2の等価応力で表わした結果を示す。m=0.25の場合にはほぼ1次応力単独の場合の試験結果と一致しており重畠応力の影響が表われていない。

しかしm=0.5の場合では、重畠波の効果が表われており、等価応力が低下するほどその影響が大きくなる傾向を示している。

4.4.2 重畠応力下の疲労寿命推定法

重畠応力下の疲労寿命推定法には種々の方法が提案されているが、各々一長一短があるようである。

ディーゼル機関の燃焼室壁部材に作用する重畠応力波形は、一般の機械構造物の重畠波形の中でも特殊なものであり、

しかも2次応力一定、2次応力の平均応力一定であるから種々の重複波形の中でも最もシンプルなものと言える。このような波形下では1次波中に含まれる2次波山数と1次波寿命との間には密接な関係があることは容易に想像できる。

山田⁽²⁾、鯉淵⁽³⁾らの図4.2.2重複波形(c)における実験結果では、重複山数と1次波寿命比の間には両対数で直線関係があることがわかっている。

そこでこの関係が本研究で検討している引張側のみ重複波のある波形についてどのようになるかを検討した。

図4.4.3は昭和48年度に実施した実験結果を、横軸に1次波破断寿命、縦軸に1次波中の重複山数nをとって示したものである。nが10⁻³以下では重複波による寿命低下はないが、nが10⁻³回より多くなるとnの増加につれ、直線的に寿命が低下しており、本波形においても、nがある範囲以上ではnと1次波寿命との間には両対数で直線関係があることが認められた。図中のA、B点はそれぞれ、1次波单独の寿命N₁は小波数 $\frac{1}{2}$ の場合に相当し、同様に2次波单独の寿命N₂は1次波の $\frac{1}{2}$ 回に相当すると考えて定めたものである。

このようにN₂を定めると、実験点を結ぶ寿命曲線はB点(N₂)を通ることがわかる。すなわち、重複波形下の疲労寿命は2次応力単独の寿命のN₂点を通る直線で与えられる。したがって図4.4.3のACに相当する寿命の式が与えられれば、逆に任意重複小波数がある場合の疲労寿命を推定することができる。

この関係がすべての応力条件について成立するか否かを判断するには種々のσ₁、σ₂の組合せについて10⁻⁴～10⁻⁵の重複小波数の所で実験を行なう必要があるがここではこの関係が種々の応力状態においても成立するものと仮定して検討する。

図4.4.3中のN₁とN₂を結んだ直線ABは式(4.4.3)で与えられる寿命曲線である。

$$\left(\frac{n}{N_2}\right)^a = 2 N_f \quad (4.4.3)$$

$$a = \frac{\log 2 N_1}{\log 2 N_2}$$

n…………重複小波数

N₁…………1次波单独の疲労寿命

N₂…………2 " "

N_f…………重複波形下の1次波破断寿命

ここでN₁、N₂は重複波形をレンジペアーミーン法で統みとり、(4.4.2)式で換算した応力から、1次波单独の疲労試験結果(昭和48年度研究)のS-N曲線を疲労限以下まで延長してN_σ^a=Kから求めた。

次に実験によって得られるBCの式は(4.4.4)式で与えられる。

$$\left(\frac{n}{N_2}\right)^{a'} = 2 N_{f1} \quad (4.4.4)$$

$$a' = \frac{\log 2 N_{f1}}{\log \left(\frac{n'}{N_2}\right)}$$

N_{f1}…………重複小波n'下での1次波破断寿命

今、両曲線の勾配の比をr=a'/aとし、rが応力の組合せによりどのようになるかを、これまで行なった約30の

重畠疲労試験から求めた。その結果を図4.4.4に示す。 r は1次波と2次波の等価応力の比 σ_{2e}/σ_{1e} にあまり関係なく、 $n < 10^3$ の範囲の実験結果は $r = 1.4$ 付近にはばらついている。また $n = 10^3 \sim 10^5$ の応力比は1条件のみであるが大体 $r = 1.8$ となっている。

次にこの結果を用いて航海中の負荷変動波形、港内発停波形および全応力設定波形についての寿命推定を行なった。

図4.3.6～4.3.9の推定値は本方法により推定結果を示す。

各波形の寿命推定は次のような方法で行なった。まず応力波形を図4.4.5に示すように4つの重畠波形に分解し、各重畠波形ごとに(4.4.3)式で N_f を求め破断サイクル S_N は(4.4.5)式に示すように各重畠波ごとの損傷量の合計と破断サイクルの積が1になるとの仮定から求めた。

$$S_N(D_{(1)} + D_{(2)} + D_{(3)} + D_{(4)}) = 1 \quad (4.4.5)$$

なお、寿命推定にあたり r の値には重畠山数を考慮して図4.3.6～4.3.8では $r = 1.45$ 、図4.3.9では $r = 1.8$ を用いた。図4.3.6～4.3.9に示すように本方法による推定寿命は実験結果に近い値となることがわかった。今後は係数 r の決定方法についてさらに検討し、より精度の高い推定法とする必要がある。

4.5 実機燃焼室壁部材の疲労寿命の推定

次に本方法を用いて、1例としてシリンダーカバー清水冷却面の疲労寿命推定を行なう。

部材の疲労寿命を推定する場合、寿命推定法の確立と同時に部材に生ずる応力を正確に把握することが重要である。燃焼室壁部材はボルト結合による構造となっているが、ここではその結合状態を考慮した応力解析結果を用いて検討した。

結合状態を表わすには ψ なる変数を採用している。 ψ の詳細については参考文献にゆずるが、 $\psi = 0$ は部材単体の応力状態を示し、 $\psi = 1.0$ は完全結合状態を、 $\psi = 10^{-7}$ はその間の不完全結合状態を示す。図4.5.1中の表は応力解析結果を示すが、これにより結合状態による応力変化の様子がわかる。

なお、本シリンダーの破損発見時の航海数は約80航海であった。寿命推定は負荷計測結果にもとづき設定した基準重畠波形と全応力設定波形について行なった。図4.5.1に推定結果を示す。

疲労寿命は基準重畠波に対して $r = 1.70, 1.40$ (図4.4.4の平均値)の場合について求めたが、本カバーでは $r = 1.40$ の場合がだいたい近い推定値となることがわかった。

なお $r = 1.70$ の場合、基準重畠波形と全応力設定波形では寿命に若干の差があるが、これは図4.5.1中の σ_s の影響(短い航海)によるものであり、短い航海による疲労寿命の低下率は多くても10%程度である。

4.6 結 言

設定応力波形による疲労試験を行なった結果、次のことが明らかとなった。

- 1) 航海中ターボチャージャクリーニングなど、負荷変動の寿命におよぼす影響は小さく実用上無視できる。
 - 2) 港内発停についてもその影響は無視できるが、1～2日の短い航海による疲労寿命低下率は、K84EF機関のシリンダーカバーについての試算では10%程度である。
 - 3) 1次波中の重畠山数 n の増加について、1次波破断寿命は両対数で直線的に減少すると仮定した寿命推定法によれば、勾配倍加率 $r = 1.4$ とすると、ほぼK84機関の事故例と一致する。
- なお今後さらに正確な寿命推定を行なうには、

- 1) 本寿命推定法の物理的意味の検討と、 $10^4 \sim 10^5$ の範囲の重疊疲労試験による係数 r の合理的決定法の検討。
- 2) 腐食環境下の重疊疲労試験と本推定法の適用性の検討などが必要と思われる。

参考文献

- 1). K. MIZUSHIMA, M. NAGAI T. KAWASAKI;
Preprint of ISME TOKYO '73 1-2-35 (1973-11)
- 2) 山田、北川、日本機械学会前刷集 NO・143 (1965-10)
- 3). 鯨淵;日本機械学会講演論文集 NO・188 (1968-4)
- 4). T. TAKAO, I. SAKAMOTO, M. NAGAI;
Preprint of ISME TOKYO '73 3-6-29 (1973-11)

表 4.2.1 化学成分 (w t %)

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
供試材	0.17	0.45	0.73	0.016	0.008	0.73	0.47
規格値	0.15 ～0.24	0.20 ～0.60	0.5 ～1.20	<0.045	<0.045	0.5 ～1.00	0.3 ～0.5

注) 規格値は B 8 W S 2 2 M o の値を示す。

表 4.2.2 機械的性質

	0.2%耐力	抗張力	真破断力	伸び	絞り	硬度 H B
供試材	37.0 Kg/mm ²	53.4 Kg/mm ²	109 Kg/mm ²	25.9%	67.3%	177
規格値	>30	50～64	—	—	>6.0	140～200

注) 1. 実測値は J I S G 0 5 6 7 試験片 5 本の平均値を示す

2. 規格値は B 8 W S 2 2 M o の値を示す。

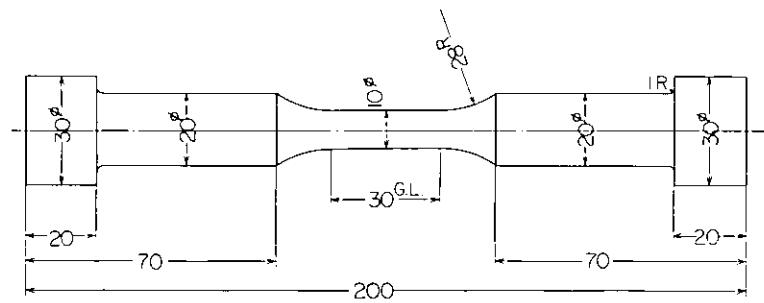


図 4.2.1 引張圧縮実働波疲労試験片形状

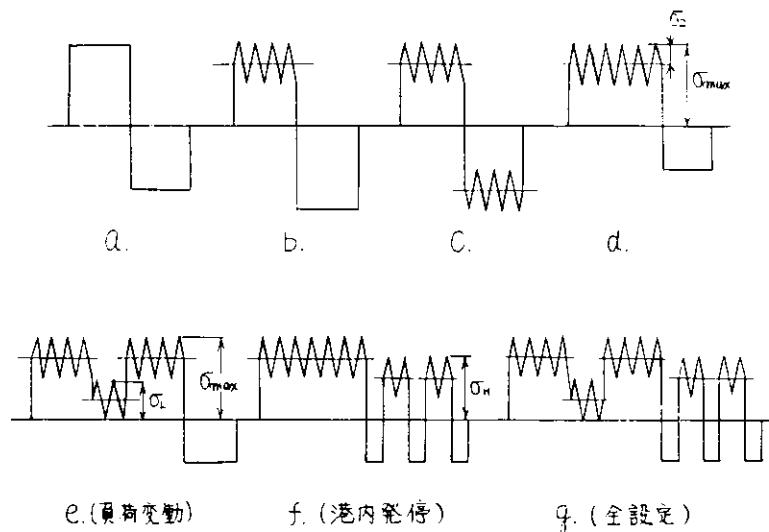


図 4.2.2 試験波形(応力比 $m = \sigma_2 / \sigma_{\max}$)

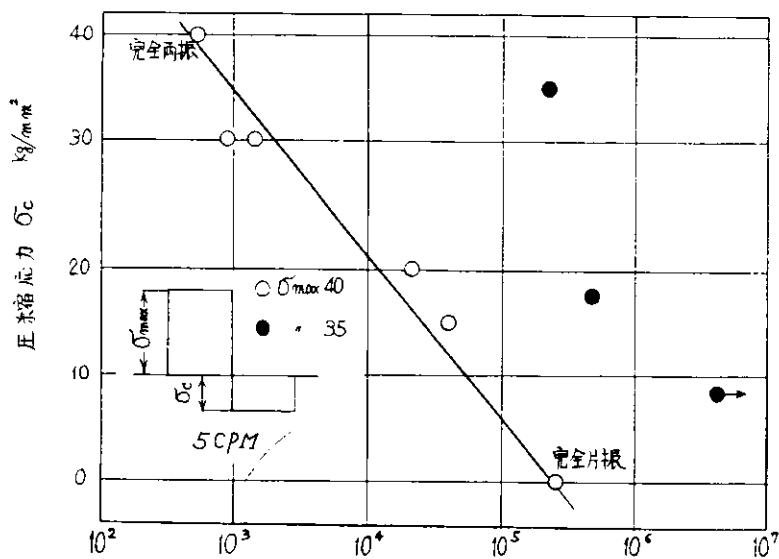


図 4.3.1 1次波単独疲労試験結果 ($\sigma_m \neq 0$) 一波形(a)一

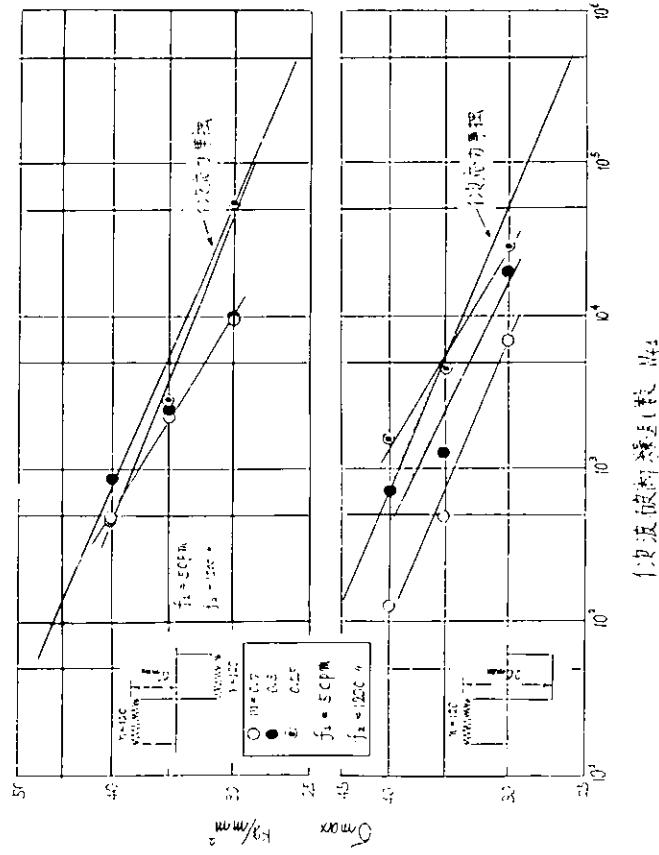


図4.3.2 重波形(d), (e)の試験結果

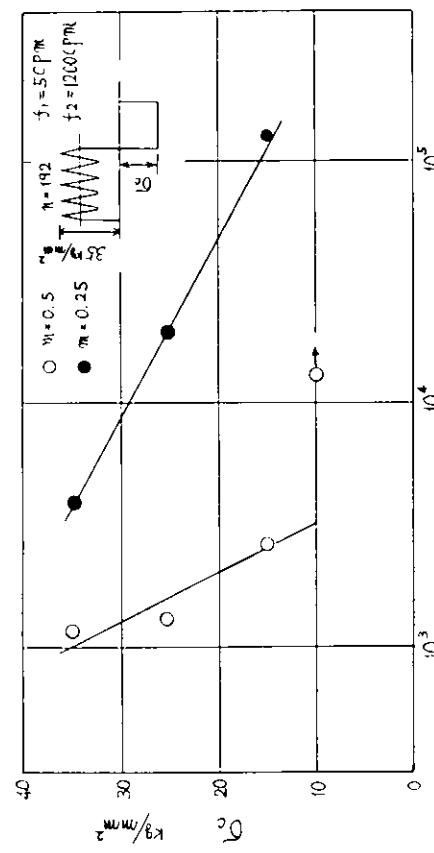


図4.3.4 1次波に平均応力のある場合の疲労試験結果

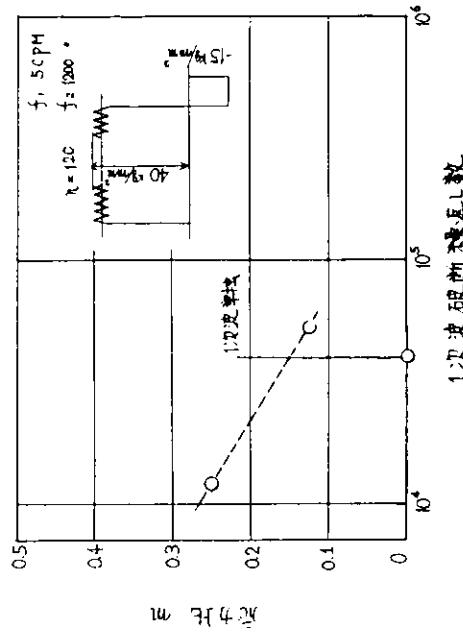


図4.3.5 重波形疲劳試験結果 一 波形(d)

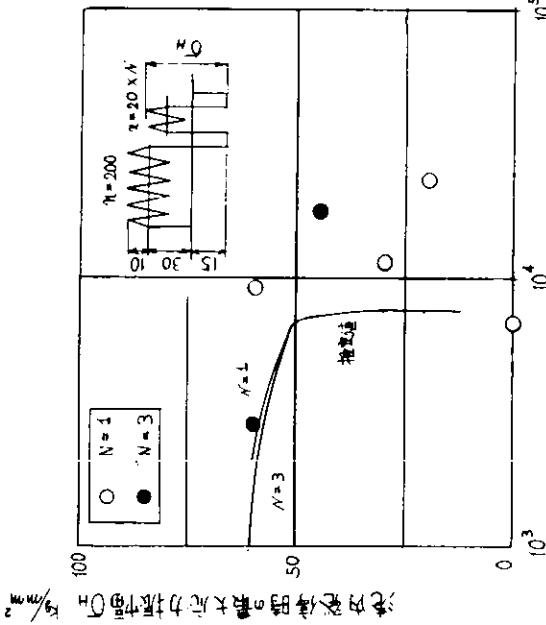
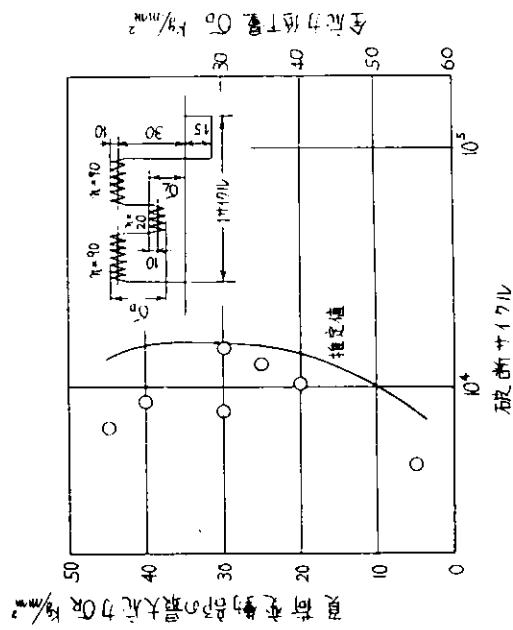


図 4.3.6 航海中の負荷変動波形
—負荷変動幅の影響—



-48-

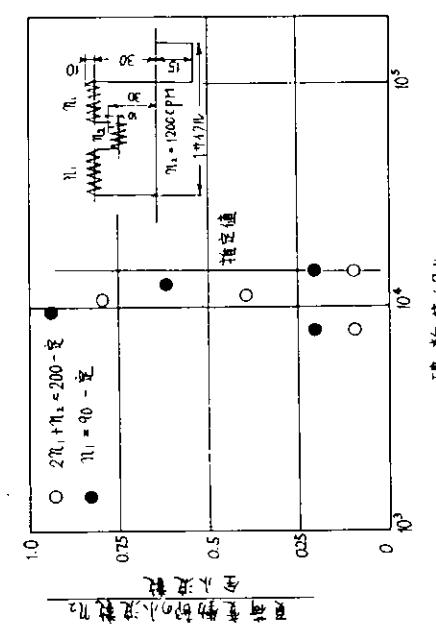


図 4.3.7 負荷変動部の重複小波の影響

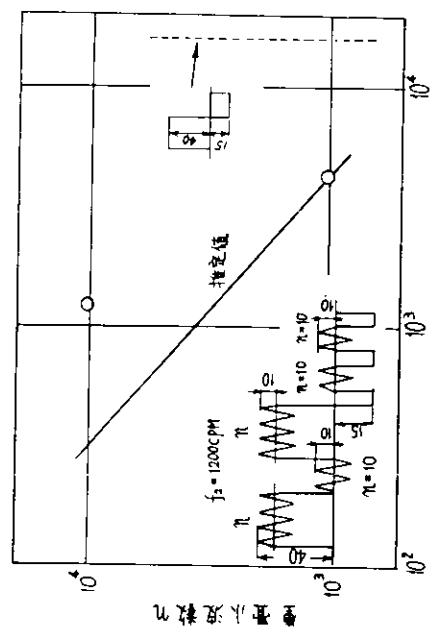


図 4.3.8 港内発停波形の試験結果

図 4.3.9 全応力設定波形による疲劳試験結果

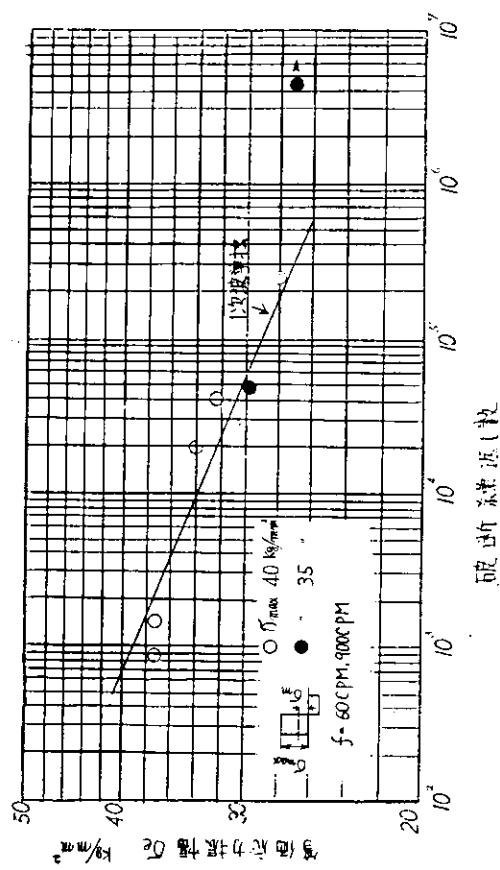


図 4.4.1 平均応力の影響 一波形(a)---

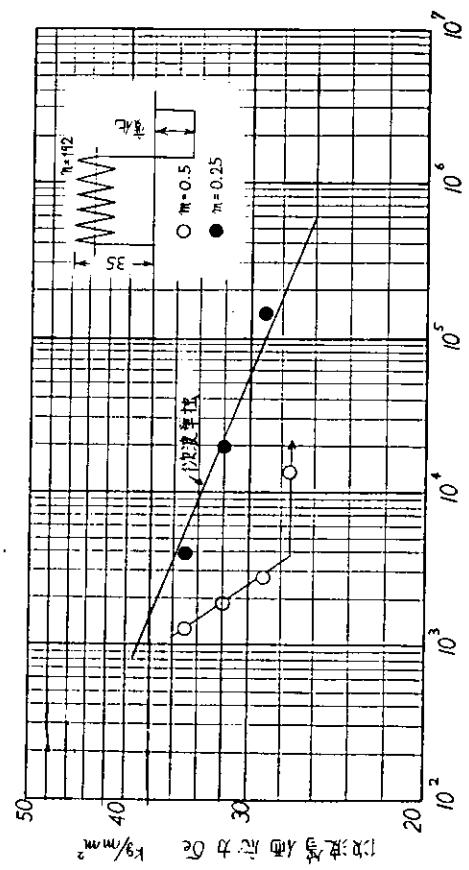


図 4.4.2 1 次波に平均応力がある場合の重複度劣化試験結果

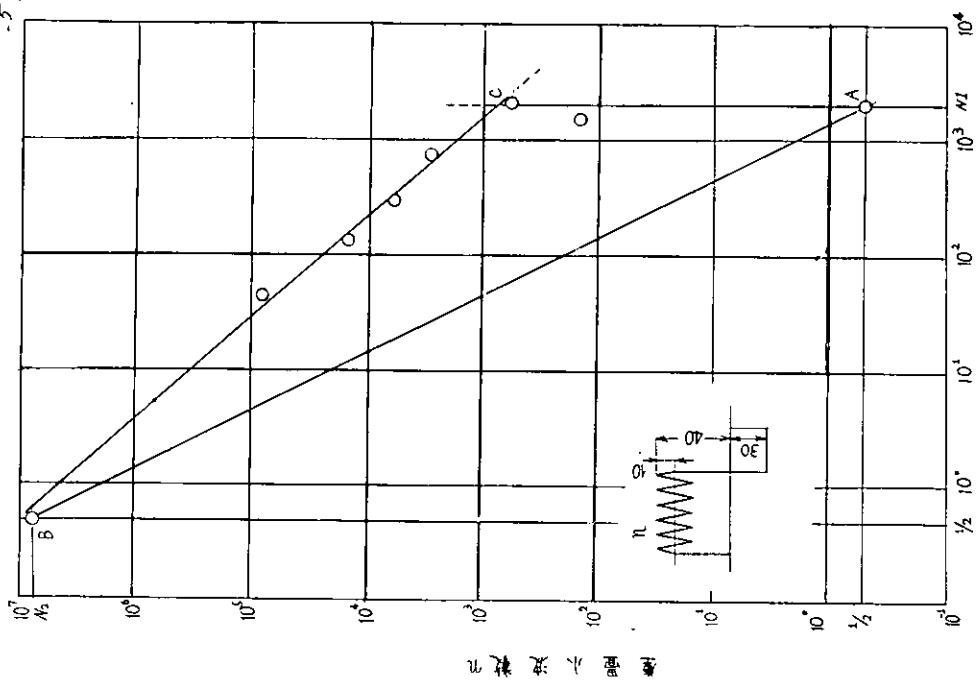


図 4.4.3 車輌小数と1次波破断寿命の関係

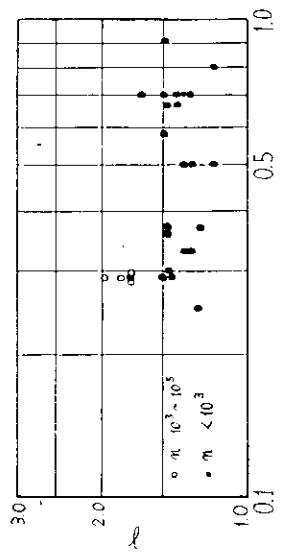
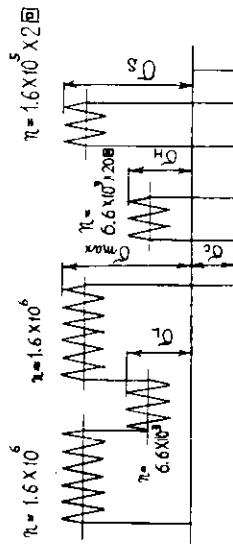
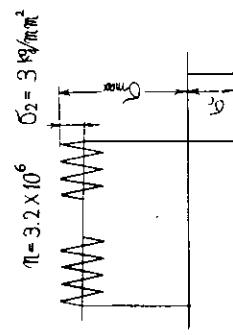
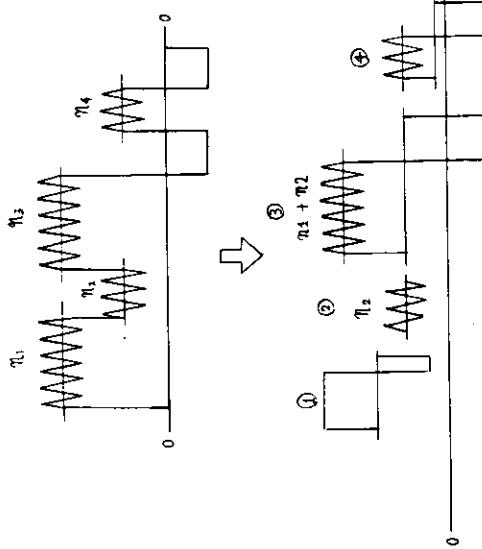


図 4.4.4 広力比と γ の関係



等価応力比 $\sigma_{\text{eq}}/\sigma_{\text{te}}$

結合度 η	σ_{max}	σ_c	推定寿命 t_{est}
0.0	34.0	0.0	1.70×10^{-140}
10^{-7}	38.5	12.5	56×10^{-140}
1.0	39.0	20.0	29×10^{-140}



- 50 -

図 4.5.1 K84 EF 機関シリンドルカバーの寿命推定

図 4.4.5 応力変換方法

5. 燃焼室壁の清水冷却面におけるボイリング腐食疲労強度の研究

5.1 はじめに

ディーゼル機関燃焼室壁の強度に関して、応力解析の技術や疲労強度推定の技術が急速に進歩し信頼性が向上する併い、近年飛躍的に著しくなってきたディーゼル機関の出力増大に強力を支えになっている。

これらディーゼル機関燃焼室壁の強度設計法について、現在とくに緊急に検討すべき問題として、清水冷却面の腐食疲労強度がある。

近年発生した腐食疲労に関する事故はシリンダ・カバーなどに発生している。これらの状況は、¹⁾熱応力その他を考慮した平均応力成分； σ_m は約10～15Kg/mm²前後、ガス圧による変動繰返し応力成分； σ_r は約±5Kg/mm²であり、これらの冷却面メタル温度は、大体100°C～150°C前後であり、使用時間は1,000H～5,000H（ガス圧応力の繰返し数は10⁷サイクル以上）前後のものが多い。これらの応力条件から、平均応力 $\sigma_m=0$ に対応する等価な変動応力成分； σ_{re} に換算すると、 $\sigma_{re}=\pm 6\sim 7 \text{Kg/mm}^2$ となっている。しかるに試験片による実験室的な疲労試験結果では、 σ_{re} に対応する腐食疲労強度は±10～15Kg/mm²が得られており、実際の事故と実験室的な試験結果では開きがあり、明確な対応づけを得るに至っていない。

これらに対する原因究明、事故対策は、各社独自の対策がとられており、また当造船研究協会S R 136研究部会でも検討され多くの成果^{2), 3)}が上りつつある。すなわちS R 136の具体的な内容として、防錆剤の濃度、試験温度、繰返し応力速度などの効果が調べられている。

本研究はこれら検討項目の中でボイリング状態での腐食疲労強度について実験検討したものである。

ディーゼル機関の清水冷却面は、前述のように100°C以上のメタル温度があり、計算によれば、核沸騰を起している可能性が高いことが認められている。ボイリング状態の下で腐食疲労強度は化学的に考えると低下すると予想される。

沸騰させない温水中での腐食疲労強度については最近実験もされ多くのデータ⁴⁾があるが、ボイリング状態の下での腐食疲労強度は、S R 136研究部会昭和48年度研究で低サイクル疲労試験が実施された。10⁵サイクル前後では大きな影響が出なかったが長時間の負荷のもとでは、著しく強度低下する可能性が予測された。²⁾

これ以外の体系的な実験データは殆どない。

従って本研究では高サイクル領域でのボイリング腐食疲労試験を実施して、ボイリングをさせない温水腐食疲労試験との比較により強度低下の概略特性を把握しようとするものである。

5.2 供試材および試験片

供試素材は大型舶用機関シリンダ・カバーに使用されることが多い普通鉄（SC42）である。

素材の鋳造は図5・2・1に示す鋳造方案で製作され、試験片は図5・2・2に示す位置から採取した。この部分の鋳造肉厚は40mm前後なので、実際の大型舶用機関シリンダ・カバ肉厚と大体一致する。

化学分析および熱処理条件を表5・2・1に示した。またJIS4号（ゲージ径14mm φ）の引張試験結果および硬度（H_B）を表5・2・2に示した。

組織写真は100倍のものを図5・2・3に示した。これらによれば、普通鉄鋼としては、標準的な材質とされる。

腐食疲労試験に使用した試験片形状を図5・2・4に示した。

ゲージ径は10mmφ、平行部13mmであり、中実である。ポイリング腐食疲労試験の場合には、試験片両端部分に電極を取付け試験片に電流を通すことによって、試験片を発熱させ、ゲージ部④から沸騰を起させる設計した。

表5.2.1 化学分析および熱処理

C	Si	Mn	P	S	熱処理
0.23	0.45	0.68	0.012	0.016	900°C × 5H F・C

表5.2.2 引張試験結果および硬度

降伏点 σ_y (kg/mm ²)	引張強さ σ_B (kg/mm ²)	伸び δ (%)	絞り φ (%)	硬度 (HB 10/3,000)	備考
>21	>42	>24	>35	>118	JIS規格
29.0	53.0	33.4	50.3	131	JIS 4号
29.2	52.4	32.2	50.3	131	試片

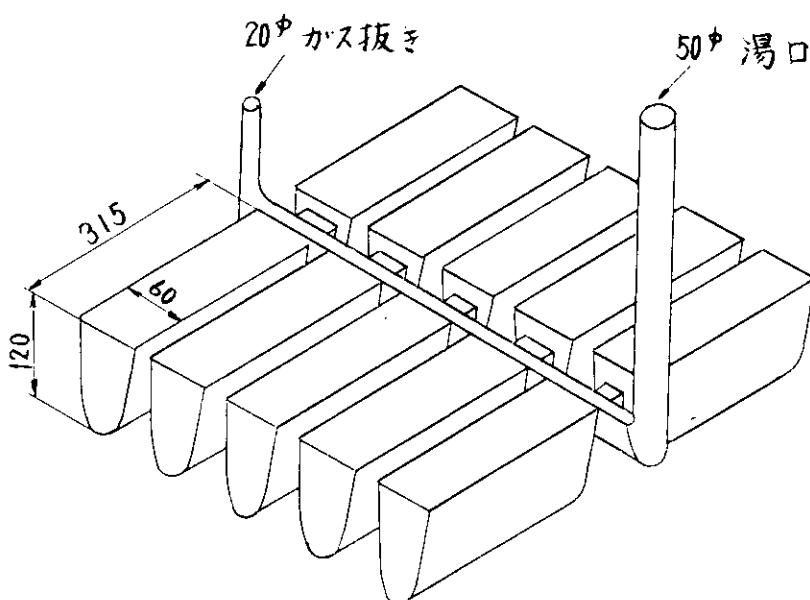


図5・2・1 鋳造方案

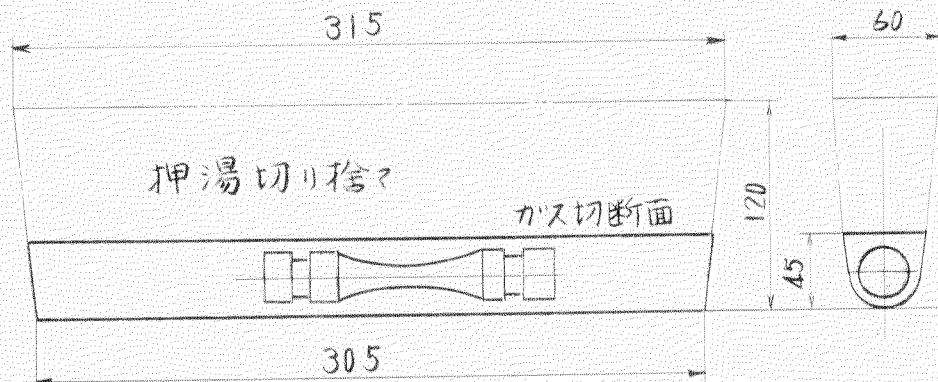


図 5・2・2 試験片採取位置

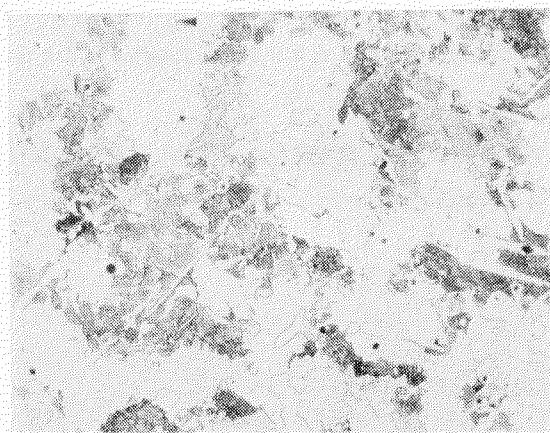


図 5・2・3 組織写真 (SC 42、×100)

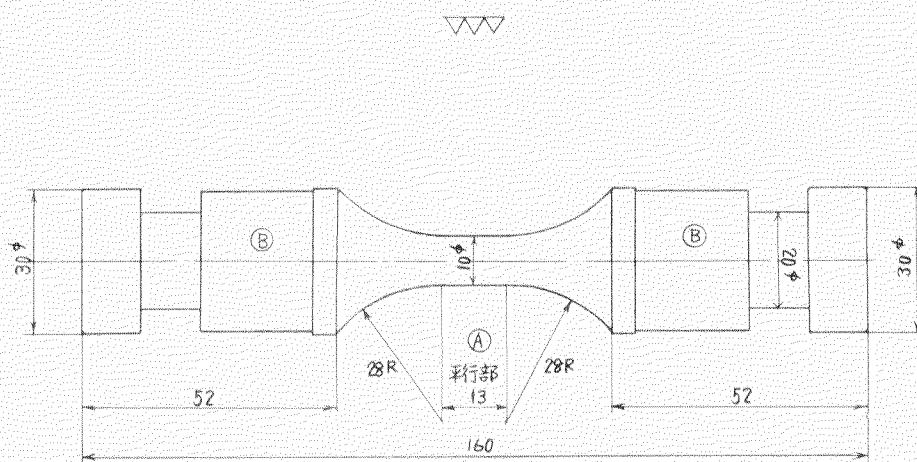


図 5・2・4 試験片形状

5.3 試験機および試験条件

試験機は 5 Ton 油圧式疲労試験機を改造し、ボイリング腐食疲労試験を同一荷重条件で同時に実施するため、1軸2連式とした。試験片周囲の構造は図 5・3・1 に、試験装置への試験片の取付状況は図 5・3・2 および図 5・3・3 に示す。

ボイリング状況を再現するための加熱装置（直接通電方式）並びに温水腐食試験用ヒータの主要目は表 5・3・1 に示す。直接通電方式による今回のボイリング加熱装置の性能は図 5・3・4 に示す通りで循環水は大気開放で予備試験の結果 90°C/min 以内でボイリング状態に入る。以上予備試験の結果、決定した試験条件は表 5・3・2 に示す通りである。この条件でのボイリング時並びに温水加熱時の試験片温度分布は図 5・3・5 に示す。

ボイリングの状況については図 5・3・6 に示したが、試験片を水平に配置したので、試験範囲の平行部（13mm）からの沸騰を確認できる。

この沸騰条件は試片表面温度を 110°C に制御しており、試験片の循環水への熱流量は、約 95,000 kcal/m²hr である。この状態は沸騰曲線での位置は、大体核沸騰を起している領域にある。

一方、実機シリンダ・カバーの熱流量は、約 56,000 kcal/m²hr ~ 220,000 kcal/m²hr であり、今回の実験は、この巾の中に入っている。

実験に使用した腐食液は、長崎市水道水と、長崎港口から採取した海水を 1/10 濃度にして使用した。これらの組成を分析した結果を表 5・3・3 に示した。

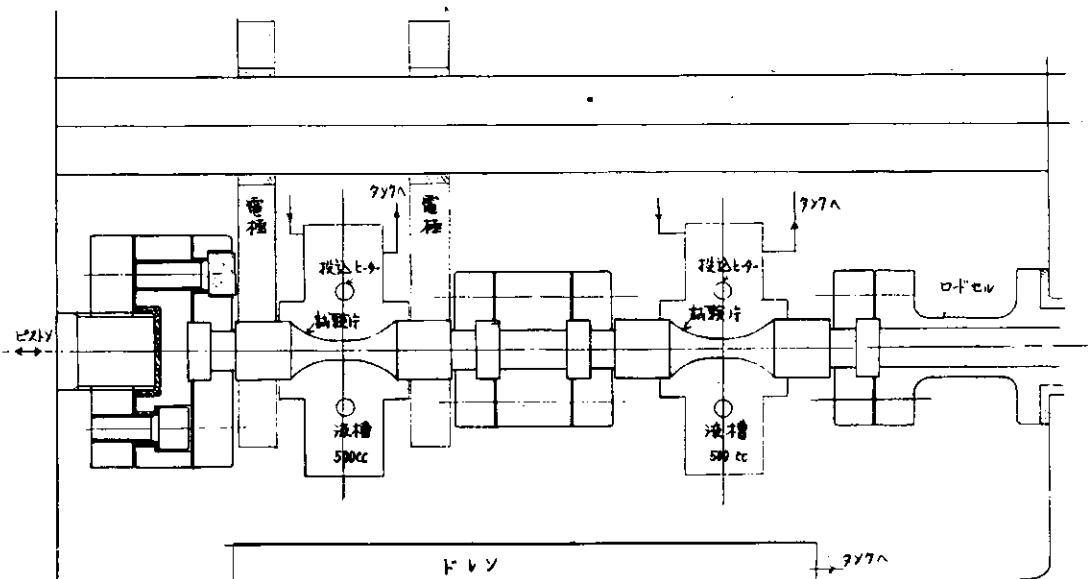


図 5・3・1 試験機構造

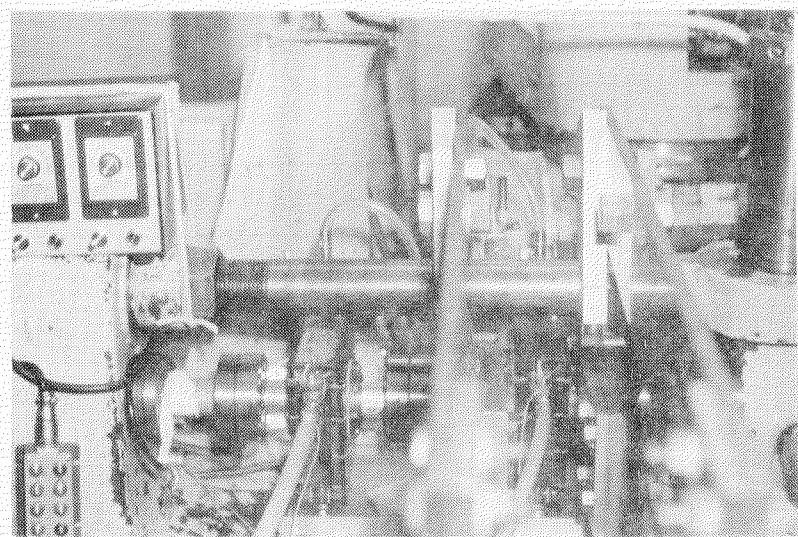


図5・3・2 試験機構造 (A)

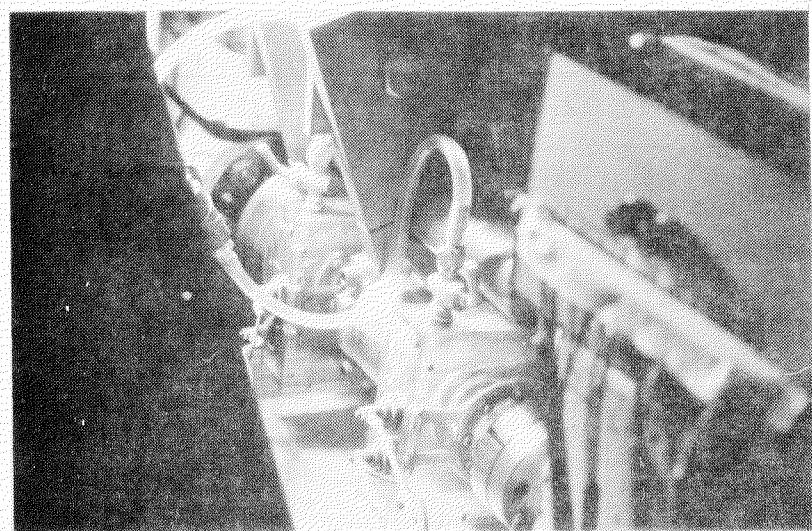


図5・3・3 試験機構造 (B)

表 5.3.1 加熱部主要目

	直接通電方式 (ボイリング用)	投込ヒーター (温水用)
電 源	单相 AC 220V	单相 AC 100V
容 量	10 KVA 4 V 2,500A	300W
制 御 方 式	サイリスタ比例制御方式	サーモスタット ON-OFF
温 度 設 定	0 ~ 150°C	50 ~ 150°C
メ ー カ 一	原山工業 K.K	京電子

表 5.3.2 試験条件

	ボイリング試験	温水試験
加熱容量	1,300A 0.9V	300W 投込ヒーター
補水量	80 cc/min	80 cc/min
液温	93 °C	72 °C
液槽	500 cc	500 cc
タンク容量	170 ℥ 温水と共用	—

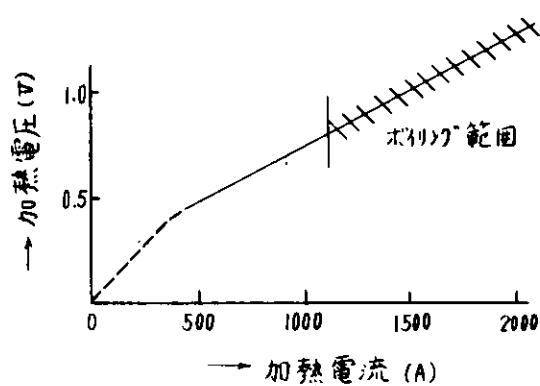


図 5.3.4 直接通電加熱性能線図

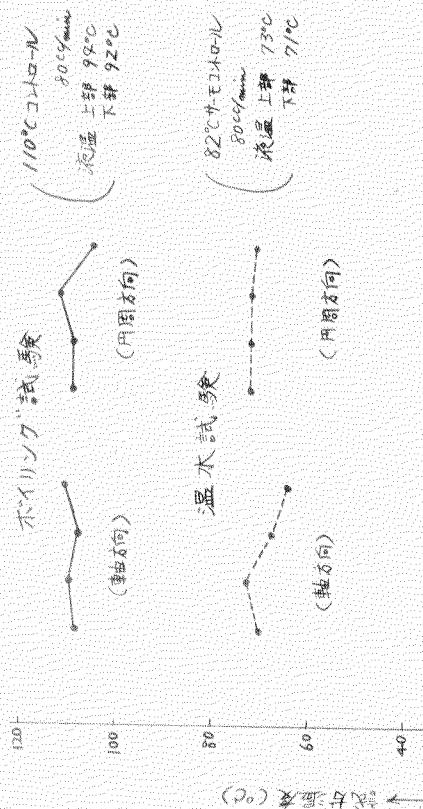
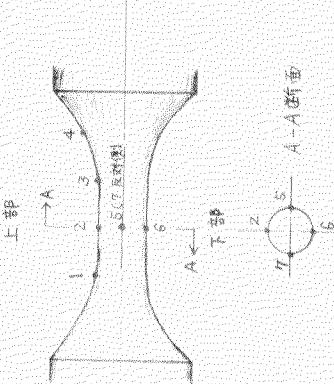


図 5.3.5 試験片温度分布

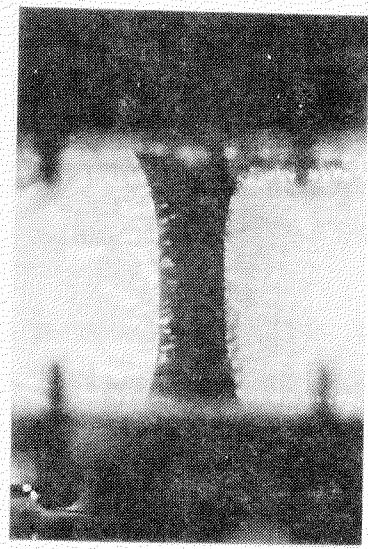


図 5.3.6 沸騰状態 (1300 A, 0.9 V)

△ T = 10 °C

熱流束 $2.5 \times 10^4 \text{ kcal}/m^2\text{ hr}$

表 5.3.3 水質検査結果

	pH	C _L (ppm)	S O ₄ ²⁻ (ppm)	C _{Al} (ppm)	M g ⁺⁺ (ppm)	硬度 (ppm)
市水*	6.9	18.7	40.3	23.2	8.5	9.2
海水**	6.8	23.72	34.9	6.0	13.5	7.05

注) * 長崎市(水ノ浦)水道水使用

** 長崎港入口より採取

5.4 ポイリング腐食疲労試験

腐食疲労試験は前述のように、2本の試験片を同一荷重（完全片振れ引張、繰返し速度は1300r.p.m）で、一方はポイリング腐食疲労試験、他方は温水腐食疲労試験を行なった。

破断サイクルは試験片が2つに分離した所をとった。実験結果としてS-N曲線を図5.4.1と表5.4.1に示した。

図中○印は大気中の実験結果で疲労耐久限は従来行なわれた同材質の実験データより推定した。

市水での実験では、温水腐食疲労試験を△印で、ポイリング腐食疲労試験を▲印で示した。実験点の付近の記号は温水腐食疲労試験結果をH、ポイリング腐食疲労試験をBで示し、数字の同じものは、繰返し荷重の同一のものを示した。

これによれば、温水腐食疲労試験結果（H）とポイリング腐食疲労試験結果は明らかに差があり、ポイリング腐食疲労強度の方が10%前後で比較すれば、破断サイクルで約1/5、片振れ応力で比較すれば、2~3kg/mm²低下していることがわかる。

1/10濃度の海水中での疲労試験は温水腐食疲労試験を□印（記号はKH）、ポイリング腐食疲労試験を■印（記号はKB）で示した。これによれば、市水と同様に、ポイリング腐食疲労試験の方が、疲労強度が低く、実験データが未だ完全に捕まっているが破断サイクルで約1/10温水腐食疲労試験より早く破断している。（なお市水の実験の長時間側試験と、1/10海水の実験は現在実験中なので、データが出次第報告する。）

腐食疲労試験片の腐食状況を図5.4.2~図5.4.5に鏡を洗浄する前後のものを示す。図中A記号は大気中の試験である。洗浄は超音波洗浄法によって行い、洗浄液は3%希塩酸にインヒビタ（ヒビロンA-100、アミン系）を若干加えたものを使用し、40~50°Cで1~2分間である。

洗浄前のものでは長時間試験になる程温水腐食疲労試験片の方が鏡が固まっており、ポイリング腐食疲労試験片の方が鏡は少ない。しかし超音波洗浄を行なうと、温水腐食疲労試験片の方がGeneral Corrosion（場所によって縞模様が出る）的に均一に腐食されるが、ポイリング腐食疲労試験片では、局部腐食が著じるしく、班点状のピットになっている。

同様に1/10濃度の海水腐食疲労試験片の場合を図5.4.6と5.4.7に示す。これも水道水腐食疲労試験に比較して鏡の程度は著じるしいが傾向は同様と考えられる。

腐食疲労試験のあとの腐食ピットを温水腐食疲労試験とポイリング腐食疲労試験の場合を比較するために、超音波洗浄により鏡を除いたあと、試片表面を10倍に拡大した表面の状態を図5.4.8と5.4.9に示した。

図中、「平行部」は腐食疲労破断する所で、温度と繰返し応力の最も高い所である。「R部」と表示したものは、平行部と試片つかみ部をつなぐ曲面のある所で、直径約20mmの所である。すなわち平行部に比較して試験中の応力変動が約1/4になっている。これらの状況から、腐食ピットに対する応力繰返しの影響も大きく、大きな応力変動のある所では腐食ピットも著じるしいことがわかる。

またポイリング腐食疲労試験片は温水腐食疲労試験片に比し、腐食ピットが明確であり、実際のシリンダ・カバーなどの冷却面に疲労亀裂を起した付近の表面の状態とピットの状態が非常に類似している。

図5.4.10はB-2・H-2、B-6・H-6試験片について、腐食ピットの深さ方向の形状を比較するために試験片を軸方向に直径を含む面で切断した写真である。以上によってポイリング腐食疲労試験によるピットと温水腐食疲労試験によるピットが明確に異なることがわかる。

また長時間側のB-6、H-6試験片の腐食の状況は、ポイリング腐食疲労によるものも、温水腐食疲労によるものも腐食状況が著じるしく、破断には直接結びつかないが、多くの亀裂が出来ていることがわかる。すなわち腐食が著しく

なれば、両者の腐食疲労強度に差がなくなり、図 5.4.1 に示すように長時間側でボイリング腐食疲労強度と温水腐食疲労強度の曲線が接近して来る原因と考えられる。なお実際のシリンダ・カバーなどの腐食状況は B-6、H-6 程著しくはない。おそらく防錆剤の効果があること、変動応力が実機の場合より高すぎること、亀裂の発生点での熱流量が今回実験したものの方が高目であることなどによると考えられる。

さて上述のようにボイリング腐食疲労強度が温水腐食疲労強度より低下することが明らかになったがこの原因は文献⁵⁾⁶⁾によれば次のように要約される。

沸騰伝熱面の観察によると、沸騰気泡の発生点は凹んだ点に限られ、決して凸んだ点からは気泡は発生しない。(実験的には、直径 0.1 ~ 0.3 mm の×深さ 2 mm 程度の人為ピットが最適な沸騰点との観察がある。)

比較的低濃度の塩類で沸騰試験を行なった場合について考える。図 5.4.1 は気泡の発生～離脱を示したものであるが、水～水蒸気への熱移動は、気泡下部に出来る薄い液膜の蒸発によって行なわれる。

この時、液膜中の塩類は、高濃度に濃縮されるものと考えられるが実際には、①気泡の急速な成長による周辺への水の押し出し ②気泡離脱時の周辺水の気泡への隨伴により、気泡周辺が攪拌され、平均的にみると、塩分は濃縮されない。ところが、沸騰核くぼみの内面には、これら気泡の攪拌作用は及ばないと思われるので、容易に塩類は濃縮されると思われる。

次に、塩類が腐食作用を有し、高濃度になる程腐食が促進されると考えるならば、沸騰核の径及び深さは増大し、それに伴い塩分はますます濃縮される。

以上が、沸騰伝熱面腐食に及ぼす熱移動の影響と考えられる。また、機械的には急激なボイリングのために金属表面の不働体被膜をはがし、選択的に腐食ピットを生成させる。

従って、沸騰伝熱面腐食を把握する為には、メタル～塩分の間の化学反応律速が熱流束との関係をもつような拡散律速か、熱流束と関係をもたない固一液界面反応律速かを確認すること及び上記腐食の温度依存性を確認することが必要である。

5.5 む す び

ディーゼル機関燃焼室壁冷却面の腐食疲労強度解明の一環として、清水と 1/10 濃度の海水中でボイリング状況下の腐食疲労試験を実施した。

この結果、実験は完全に終ってはいないが、現在のところ次のことが明らかになった。

- (1) ボイリング状況下の腐食疲労強度は明らかに温水中の腐食疲労強度より低下し、ボイリングの影響は大きい。
- (2) ボイリング腐食疲労試験による腐食状況は、斑点ピット状に腐食し、そこから亀裂が発生している。
これは、実機シリンダ・カバーに起った疲労亀裂付近の腐食状況に非常に類似している。
- (3) 以上のことから、ディーゼル機関冷却面に生ずる腐食疲労強度解明のためには、ボイリング腐食疲労強度について本格的な研究を実施すべきものと考えられる。

今後ボイリング腐食疲労強度に関し究明すべき項目としては、次のものが考えられる。

- (1) 热流量(ボイリング状況)の影響
- (2) 繰返し応力と腐食時間の効果
- (3) 繰返し応力波形の影響(重畠波形、周波数など)
- (4) 防錆剤の効果

(5) 腐食ピットと疲労強度の関係

このためには、広範囲な条件でボイリング腐食疲労試験を実施できるボイリング腐食疲労試験機の開発が必要である。

参 考 文 献

- 1) 原野、佐伯、ほか：日本船用機関学会誌 Vol.6, No.4 (1971), P. 245
- 2) 日本造船研究協会 第136研究部会：昭和49年度報告書、研究資料 No.197 (1973)
- 3) 日本船用機器開発協会：「船用機器」43、第3回シンポジウム特集号 (1975)
- 4) 例えば、展望的なものとして、
日本機械学会腐食疲れに関する調査研究分科会：腐食疲れ強さの設計資料 (1972)
- 5) T. K. Ross: Journal of British Corrosion vol.2, July (1967)
- 6) 石川、緑川：防食技術 Vol.23 (1974)

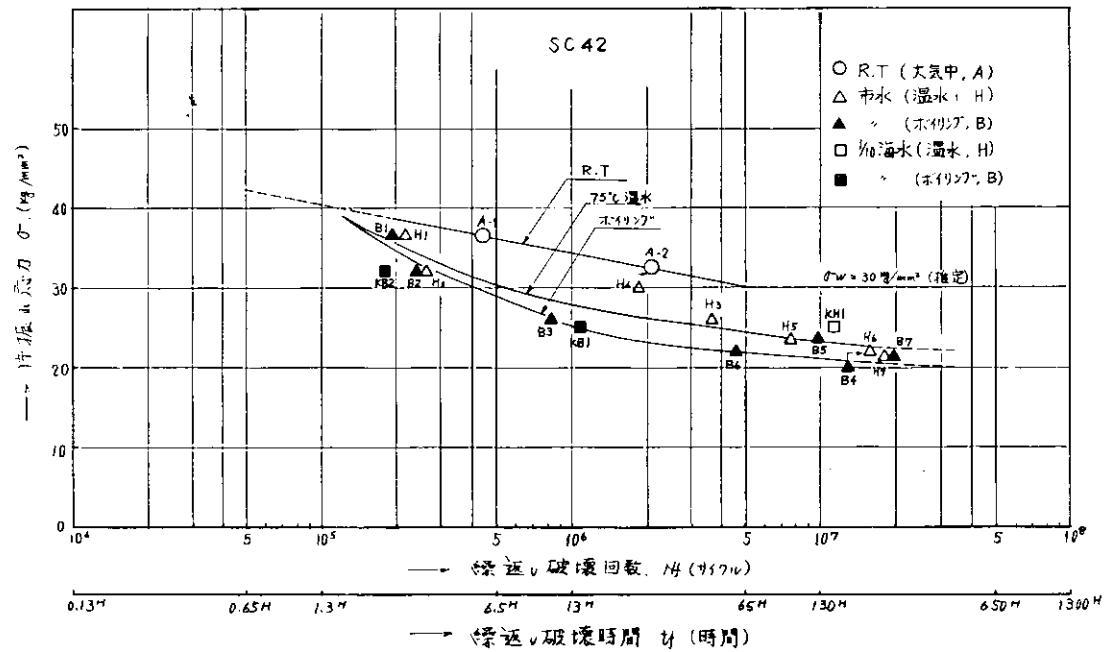


図 5.4.1 腐食疲労試験結果

表 5.4.1 疲労試験結果 (SC 42)

項目 雰囲気	試片符号 (Bボイリング H温水)	片振応力 σ (Kg/mm ²)	繰返し破壊回数 Nf (cycle)	備考
市 水	B - 1	3 6.5	1.91×10^5	
	H - 1		2.19×10^5	
	B - 2	3 2.0	2.40×10^5	
	H - 2		2.62×10^5	
	-	3 0.0	-	
	H - 4		1.84×10^6 中止	
	B - 3	2 6.0	0.83×10^6	
	H - 3		3.64×10^6	
	B - 5	2 3.5	1.00×10^7	
	H - 5		0.76×10^7	
	B - 6	2 2.0	0.46×10^7	
	H - 6		1.60×10^7	
	B - 7	2 1.0	1.98×10^7	
	H - 7		1.80×10^7	
	B - 4	2 0.0	1.32×10^7 中止	
	-		-	
海 水 (10倍dilute)		3 2.0		
		2 8.0		
		2 4.0	0.11×10^7 1.13×10^7	
大 気 中	A - 1	3 6.5	4.40×10^5	
	A - 2	3 2.5	2.07×10^6	

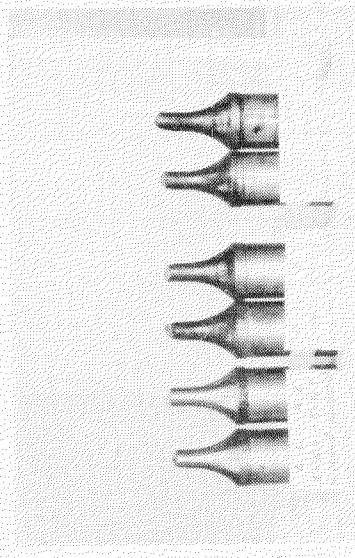


図5.4.2 洗浄前の試片腐食状況（R.T.市水）

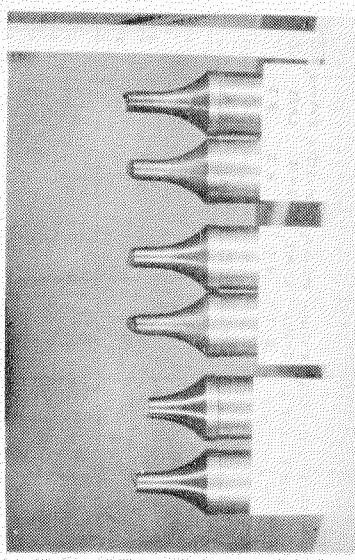


図5.4.3 洗浄後の試片腐食状況（R.T.市水）

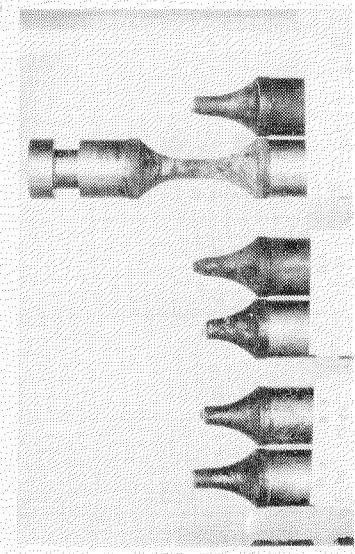


図5.4.4 洗浄前の試片腐食状況（市水）

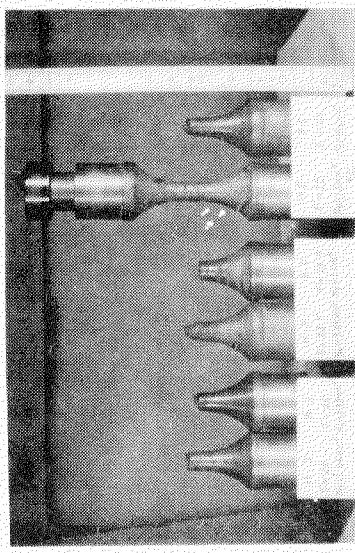


図5.4.5 洗浄後の試片腐食状況（市水）

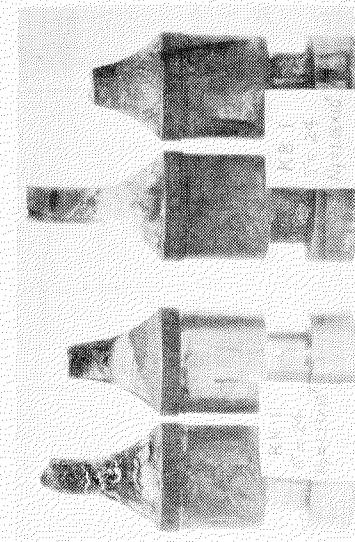


図5.4.6 洗浄前の試片腐食状況（海水）

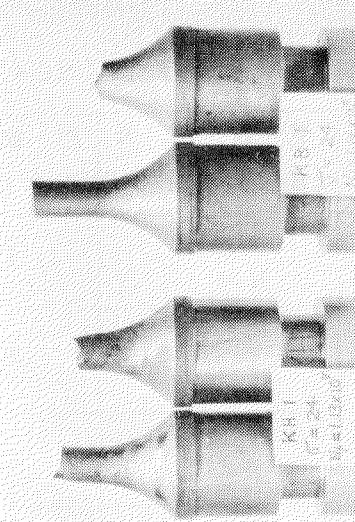
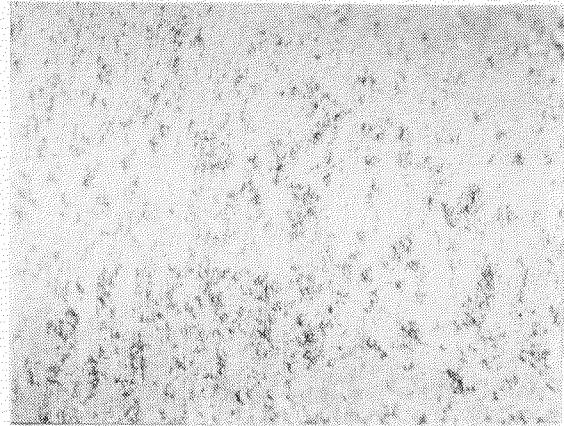


図5.4.7 洗浄後の試片腐食状況（海水）

試片平行部 ($\times 10$)



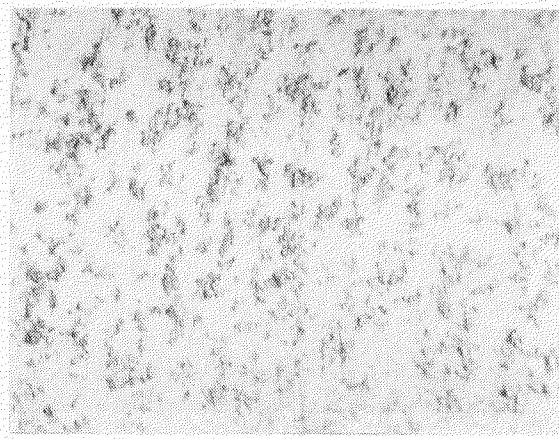
試片 R 部 ($\times 10$)



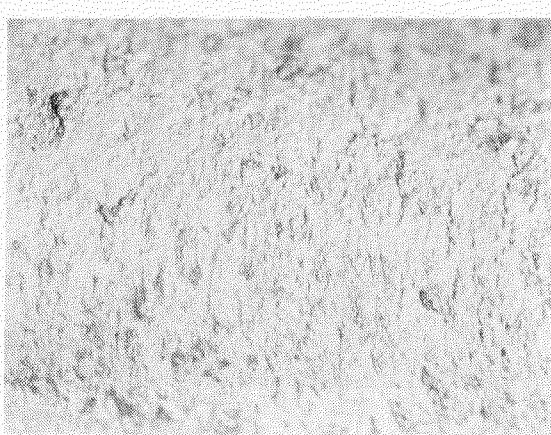
B 2 ($\sigma = 3.2 \text{ Kg/mm}^2$
 $N_f = 2.4 \times 10^6$
3.1 Hr)



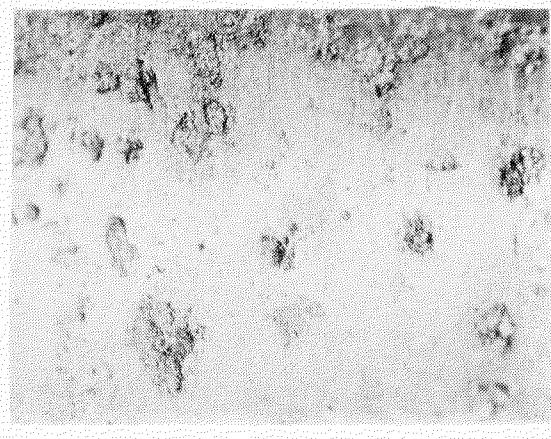
同 左



B 3 ($\sigma = 2.6 \text{ Kg/mm}^2$
 $N_f = 0.83 \times 10^6$
1.07 Hr)



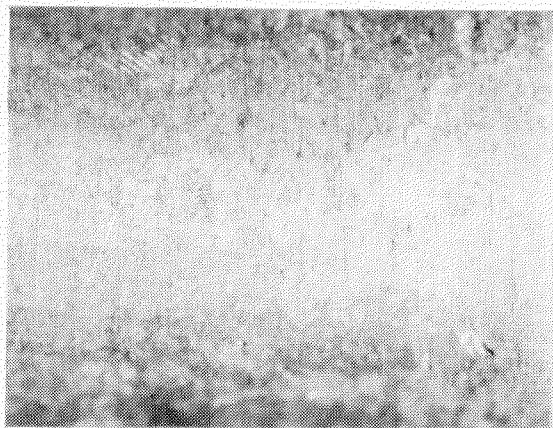
同 左



B 6 ($\sigma = 2.2 \text{ Kg/mm}^2$
 $N_f = 0.46 \times 10^7$
5.9 Hr)

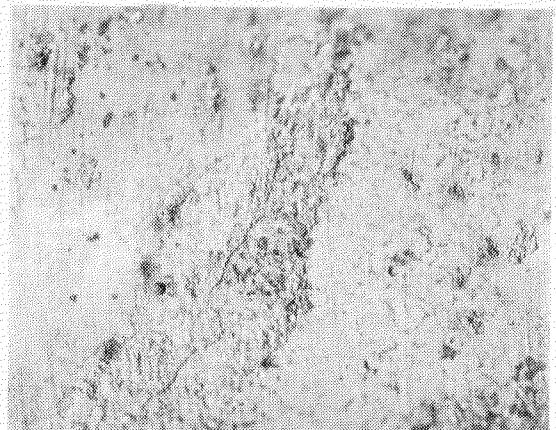
同 左

図 5.4.8 ポイリング腐食疲労試片の腐食ピット（洗浄後）

試片平行部 ($\times 10$)試片B部 ($\times 10$)

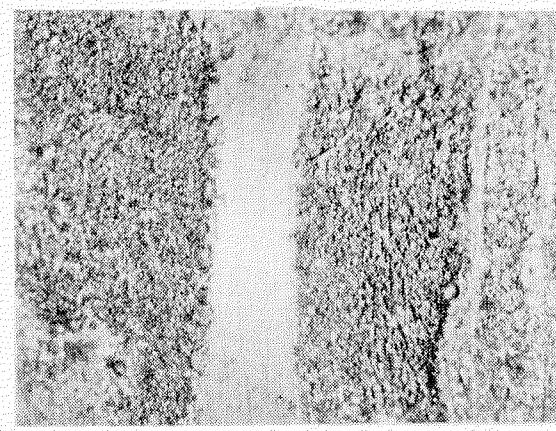
H_2 $\left(\begin{array}{l} \sigma = 3.2 \text{ Kg/mm}^2 \\ N_f = 2.62 \times 10^6 \\ 5.4 \text{ Hr} \end{array} \right)$

同 左



H_3 $\left(\begin{array}{l} \sigma = 2.6 \text{ Kg/mm}^2 \\ N_f = 3.64 \times 10^6 \\ 4.66 \text{ Hr} \end{array} \right)$

同 左



H_6 $\left(\begin{array}{l} \sigma = 2.2 \text{ Kg/mm}^2 \\ N_f = 1.6 \times 10^7 \\ 2.06 \text{ Hr} \end{array} \right)$

同 左

図 5.4.9 温水腐食疲労試片の腐食ピット（洗浄後）

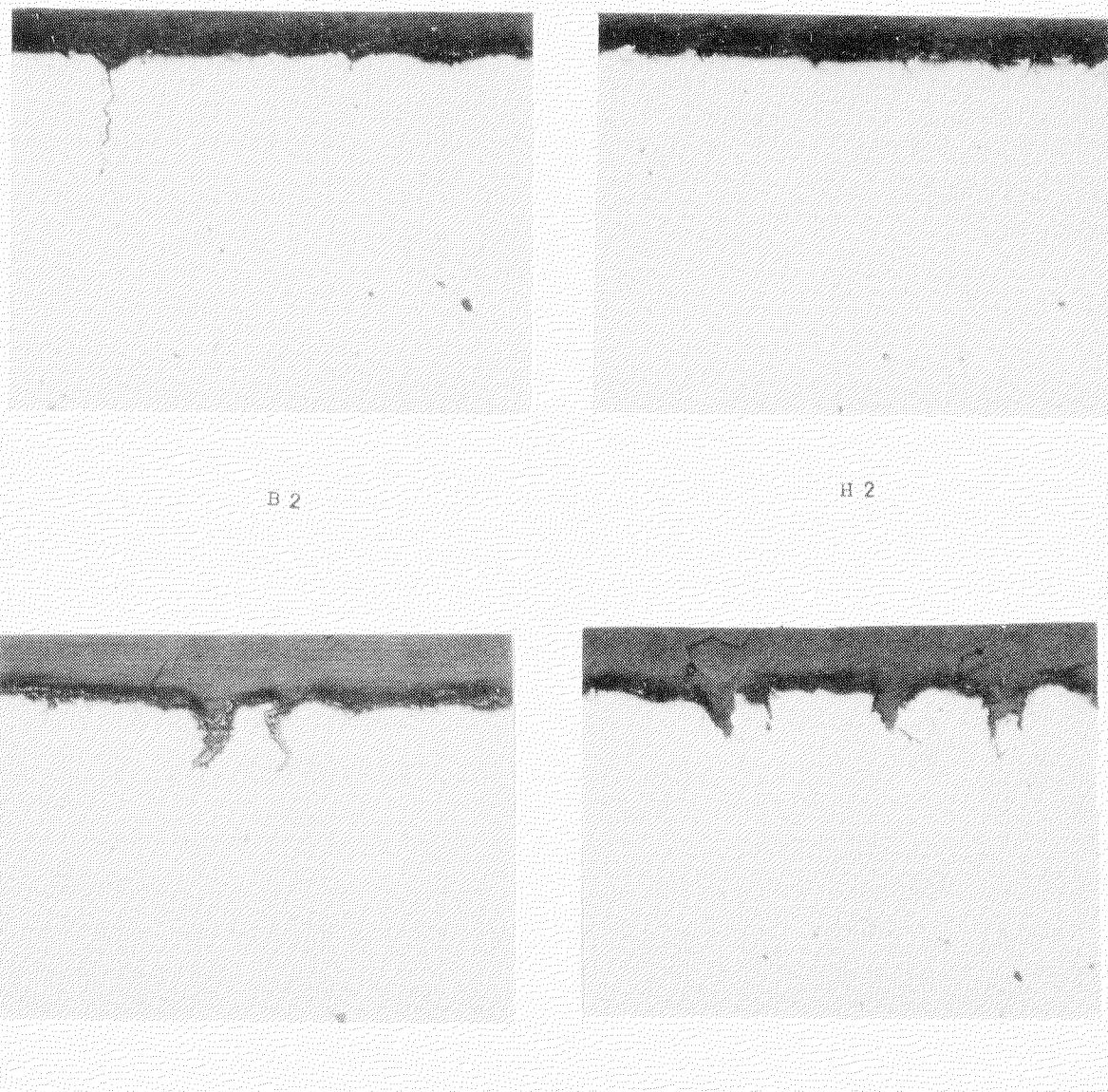


図 5.4.1.0 腐食疲劳試験片の腐食ピット断面

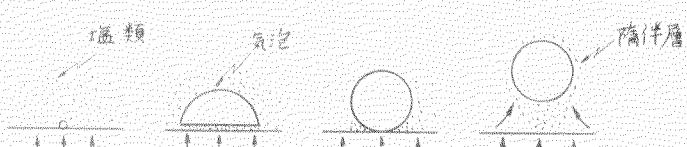


図 5.4.1.1 沸騰サイクル