

日本船舶振興会昭和48年度補助事業
“船舶の構造・性能に関する基礎的研究”

研究資料 NO. 197

第 1 3 6 研究部会
舶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 49 年 3 月

社 团 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48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議会が第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）		
幹事	明石源一郎（川崎重工業）	森井涼一（日本海事協会）	
	塙原茂利（船舶技術研究所）	永井将（日立造船）	
	本岡隆雄（三菱重工業）	森下輝夫（船舶技術研究所）	
	山田敏郎（京都大学）	山本成（三菱重工業）	
委員	池田和夫（日本郵船）	井ノ内一雄（東海大学）	
	今井次郎（三菱重工業）	遠藤吉郎（京都大学）	
	大井利継（三井造船）	岡田宗一（大阪商船三井船舶）	
	奥村克二（名村造船所）	河津威信（住友重機械工業）	
	小泉磐夫（金沢大学）	孝橋謙一（阪神内燃機工業）	
	駒井謙治郎（京都大学）	阪本襄（臼杵鉄工所）	
	佐藤義一（函館ドック）	鈴木章（神戸製鋼所）	
	恒屋礼二郎（三菱重工業）	原三郎（日本舶用機器開発協会）	
	葉山真治（東京大学）	東園安憲（大阪造船所）	
	村上和夫（日本鋼管）	本吉英一（ヤンマーディーゼル）	
	弓削正博（石川島播磨重工業）		

目 次

1. シリンダ・カバー材の熱疲労強度評価の研究	1
1.1 はじめに	1
1.2 供試材料	1
1.3 低サイクル疲労試験	2
1.3.1 試験片および試験方法	2
1.3.2 試験結果	2
1.4 热疲労強度係数	2
1.4.1 热疲労強度係数	2
1.4.2 热疲労強度係数計算結果	3
1.5 ガス加熱型热疲労試験機の製作	4
1.5.1 試験機の作動	4
1.5.2 温度分布および熱応力分布解析結果	4
1.6 パーライト系ノジュラー鍛鉄シリンダ・カバーの実船試験	5
1.6.1 供試カバー	5
1.6.2 実船搭載	5
1.7 むすび	5
2. 燃焼室壁部材の疲労寿命の研究	16
2.1 緒言	16
2.2 実験装置	16
2.3 供試材料および試験片	16
2.4 実験項目	16
2.5 実験結果	16
2.5.1 正弦波単独の実験結果	16
2.5.2 重複波〔A〕の実験結果	17
2.5.3 重複波〔B〕の実験結果	17
2.6 実験結果に対する考察	18
2.7 実機疲労寿命推定結果	19
2.8 結言	19
3. 触火面部材の破損の研究	28
3.1 触火面部材の破損に及ぼすクリープの影響	28
3.1.1 試験装置および試験方法	28
3.1.2 クリープ破断試験	29
3.1.3 疲労試験	29
3.1.4 むすび	28
3.2 排気弁の寿命に影響を及ぼす伝熱条件の検討	38
3.2.1 切欠き弁の温度測定	38

3. 2. 2 損傷弁の温度計算	39
3. 2. 3 干渉計による細隙流れ実験	40
3. 2. 4 ま　と　め	42
4. 燃焼室壁部材の実効波疲労の研究	59
4.1 緒　　言	59
4.2 試験方法	59
4.2.1 供試材および試験片の形状・寸法	59
4.2.2 疲労試験機	59
4.2.3 試験波形	59
4.2.4 試験方法	59
4.3 試験結果	60
4.3.1 基準波単独	60
4.3.2 重疊波形	60
4.3.3 重疊小波数の影響	61
4.3.4 航海中の負荷変動波形および港内発停波形による疲労試験結果	61
4.4 実験結果の検討	62
4.4.1 疲労寿命推定法	62
4.4.2 試験結果との比較	63
4.4.3 航海中の負荷変動および港内発停波形による疲労寿命の推定	64
4.4.4 全応力設定パターンにおける疲労試験結果	65
4.5 結　　言	66
5. 燃焼室壁の潜水冷却面における腐食疲労の研究	76
5.1 ポイリング腐食低サイクル疲労試験	76
5.1.1 はじめに	76
5.1.2 供試材および試験方法	76
5.1.3 試験結果	76
5.1.4 むすび	76
5.2 両振り平面曲げ腐食疲労試験	80
5.2.1 緒　　言	80
5.2.2 供試材および試験方法	80
5.2.3 実験結果	81
5.2.4 考　　察	81
5.2.5 結　　言	82
5.3 回転曲げ腐食疲労試験(1)	90
5.3.1 緒　　言	90
5.3.2 実験方法	90
5.3.3 実験結果	91
5.3.4 インヒビタの効果に対する検討	92
5.3.5 結　　言	93

5.4 回転曲げ腐食疲労試験(2)	103
5.4.1 緒 言	103
5.4.2 実 験 方 法	103
5.4.3 実 験 結 果	104
5.4.4 考 察	105
5.4.5 ま と め	105

1. シリンダ・カバー材の熱疲労強度評価の研究

1.1 はじめに

中小型ディーゼル機関のシリンダカバーは形状が複雑なために鋳鉄系材料が使用されることが多い。中小型機関のシリンダカバーのクラックは、入るとすれば主として熱疲労によって触火面の燃料噴射孔と排気弁孔のブリッジ部のものが一般である。鋳鉄系材料の熱疲労強度は性質が複雑なために、評価の方法に問題がある。すなわち、試験片による熱疲労試験結果から選択した材質の優劣と、実際の機関に使用した場合の材質の優劣とは異ってくる場合がシリンダカバーについて報告されている。¹⁾このことは鋳鉄系材料を実機に使用するための選択にあたって、材料そのものの強さだけではなく、熱伝導係数、ヤング率、熱膨張係数その他の物理定数をも考慮に入れて評価する必要のあることを意味している。

このために「熱疲労強度係数L_{th}」^{2), 3)}を定義し、試験片による低サイクル疲労試験によって、材質選定のための総合評価の方法を普通鋳鉄、普通鋳鋼、ノジュラ鋳鉄(パーライト系、フェライト系、パーライトとフェライトの中間組織)について検討した。

この「熱疲労強度係数L_{th}」の考え方の妥当性を確認するため「ガス加熱型熱疲労試験機」を製作し、実際のシリンダカバーと類似の条件下でシリンダカバー模型の熱疲労試験が必要であるので、この熱疲労試験を実施し、検討を行なった。

以上の検討の結果、ノジュラ鋳鉄のパーライト組織のものが熱疲労強度が強いことがわかった。現在、中小型機関のシリンダカバーには、フェライト系ノジュラ鋳鉄が使用されている場合が多い。また高出力の機関ではフェライト系ノジュラ鋳鉄よりさらに高強度の普通鋳鋼に移行しているものもある。普通鋳鋼製シリンダカバーは製作が困難であり、ノジュラ鋳鉄製のものよりコストは2倍といわれている。従ってパーライト系ノジュラ鋳鉄製シリンダカバーが実用されれば、かなりの熱負荷の程度まで使用できるものと考えられる。従って、UET45／80D型機関のシリンダカバーで、実船試験によりフェライト系ノジュラ鋳鉄カバーと強度比較を行うためにパーライト系ノジュラ鋳鉄カバーを試作したので実船搭載までの経緯を述べた。

1.2 供 試 材 料

表1.2.1に本研究で用いた材料および記号を示す。

これらの材料で実船に搭載するシリンダカバー、低サイクル疲労試験片および熱疲労試験片を作製したわけであるが、P100、F100、PF50の各ノジュラ鋳鉄については、試験片をパーライト、フェライト各必要な組織にするため予備試験を行って化学成分および熱処理条件を決定した。

表1.2.2にこの予備試験の鋳造素材を決定した条件を示す。これらの条件を考慮して予備鋳造素材の形状として20Ø×300mmと50Ø×300mmの2つを決定し鋳造試験を行った。

表1.2.3にこの予備試験の結果決定された、各ノジュラ鋳鉄の目標化学成分および熱処理条件を示す。

図1.2.1はこれらの予備試験で得られた20Øの鋳造素材の顯微鏡組織である。なお50Øの素材においても同様の組織が得られ、表1.2.2に示した各形状の試験片を作製する条件として、これらの化学成分および熱処理条件が妥当であると結論された。

表1.2.4にこれらの条件を目標として作成された各ノジュラ鋳鉄とその他の供試材の化学成分および熱処理条件

件を、図 1.2.2 にその結果得られた顕微鏡組織を示す。

表1.2.5はこれらの供試材の引張試験の結果である。

1.3 低サイクル疲労試験

1.3.1 試験片および試験方法

図1.3.1に試験片の形状を示す。

試験機はハイドロクト高温疲労塑性疲労試験機を用い、温度500℃で引張圧縮定ひずみ低サイクル疲労試験を行った。

なお、この試験機の加振機のピストンは、これまでピストンリング型であったが、ピストンの摩耗が著しく良好な出力波形が得られなくなっていたので本試験に際して、ピストンリング型からラビリンスシール型へピストンを改修し出力波形の改善を行った。

1.3.2 試驗結果

図1.3.2にFC, SC各素材の低サイクル疲労試験の結果を、図1.3.3、図1.3.4にそれぞれF100, PF50の試験結果を示す。

なおP100 素材について現在実験中である。

- これらの材質に対する熱疲労強度を比較するためには図 1.3.2、1.3.3、1.3.4 の歪振巾の値に弾性係数を乗じたものが弹性計算によって求められる応力値と対応する。 $N = 10^4$ サイクルで比較すると次の順になる。

$SC > P_{100} > F_{100} > PE_{50} > FC$

1.4 热疲劳强度系数

1.4.1 熱疲勞強度係數

ディーゼル機関のシリンダカバーに広く用いられている鋳鉄系材料はその熱疲労強度評価に問題点があり、材料の強度と共に物理定数の考慮が必要とされている。そこで実機に適用した場合の材料の優劣を判定できるようIVc、熱疲労強度係数 L_{th} を導入する。

まず材料そのものの熱疲労強度として次式を仮定する。

ここに S_a : 等価弾性応力振巾 (kg/mm^2)

F(N): 热疲劳强度を表わす繰返し数その他の関数

次に、熱応力の大きさを定性的に表わすものとして、周辺固定の円板に肉厚方向に温度差がある場合を考えると、熱応力は次式で与えられる。

$$\sigma_{th} = \frac{E \alpha \Delta T}{2(1-\nu)} \dots \dots \dots (1.2)$$

ここで E : ヤング率 (Kg/mm^2) ν : ポアソン比

α : 熱膨脹係數 ($1/\text{^\circ C}$)

ΔT : 因板の肉厚方向の温差 ($^{\circ}\text{C}$)

いま定常熱伝達状態を考えれば

$$\Delta T = T_1 - T_2 = \frac{T_{gm} - T_c}{\frac{\lambda}{\alpha_{gm}} + \delta + \frac{\lambda}{\alpha_c}} \times \delta \quad \dots \dots \dots \quad (1.3)$$

ここで T_{gm} : 平均ガス温度 (°C)

T_c : 冷却水温度 (°C)

α_{gm} : ガス側平均熱伝達率 (kcal/m² hr °C)

α_c : 冷却水側熱伝達率 (")

δ : カバー肉厚 (m)

λ : 材料の熱伝導率 (kcal/m hr °C)

ここで材料の熱疲労強度と発生する熱応力の比をとると、

$$\text{熱疲労強度係数 } L_{th} = \frac{(1-\nu)(\lambda D + \delta)}{\alpha E \delta} \cdot F(N) \quad \dots \dots (1.4)$$

$$D = \frac{1}{\alpha_{gm}} + \frac{1}{\alpha_c}$$

となり、この熱疲労強度係数 L_{th} によって各使用条件での総合的な熱疲労強度の比較ができる。

一方、ガス圧 $P \text{ kg/cm}^2$ で発生する応力は、周辺固定の円板にガス圧が等分布でかかる場合を考えると固定部の応力は次のようになる。

$$\sigma g = \pm 0.75 \frac{Pa^2}{\delta^2} \quad \dots \dots \dots \quad (1.5)$$

ここに a : 凹板直径

熱疲労強度係数と同様に、疲労強度 σ_w と発生するガス圧応力の比をとれば

$$\text{ガス圧疲労強度係数 } L_g = \frac{\sigma_w}{(1.5) \text{式}} \sim \sigma_w \delta^2 \quad \dots \dots \dots (1.6)$$

となり、これによってガス圧による疲労強度の比較をすることができる。

これらの疲労強度係数は安全率的な意味をもっており、値が大きいほど疲労および熱疲労それぞれの強度がすぐれていることができる。

熱疲労強度は(1.4)式に示すように肉厚によって大きく変る。従って(1.6)式によって、ガス圧疲労強度の安全率を一定になるように各材質の肉厚を決定して、この状態で熱疲労強度係数Lthを検討すれば、実際のシリンダカバーに各種の材質を使用したときの強度が検討できる。

1.4.2 熱疲勞強度係数計算結果

表 1.4.1 IC

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_c = 1500 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C} \\ \alpha_{gm} = 500 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C} \\ N = 10^4 \text{ サイクル} \end{array} \right.$$

として計算した各材料の熱疲労強度係数を示す。なお計算に用いた諸定数も同時に示している。ただし P100 材は、別途試験したデータを使用した。

この結果、肉厚を同一とみなしたときに各材質の熱疲労強度係数の順位をつけると、 $\delta = 5.0\text{mm}$ では

$$SC > P100 > F100 > \{ \frac{FC}{PE} 50 \}$$

$\delta \leq 30\text{nm}$ では

$$SC > P100 > \left\{ \frac{F100}{FC} \right\} > PF50$$

となる。なおPF50の強度が低くでており、これは低サイクル疲労強度が低いためであり、原因を検討中である。

これによれば、材料試験でFCより高い強度を示したF100材は、シリンダカバーの内厚を一定にする限り、FC材と大差ないこととは注意を要する。

表1.4.2はUET45/80D型機関のシリンダカバーに用いられているF100材の肉厚2.8mmを基準として、(1.6)式により各供試材のガス圧疲労強度係数が等しくなるように肉厚を定め、熱疲労強度係数を計算した結果である。これより、ガス圧に対する疲労強度を等しくとった場合の、各材質の熱疲労強度に順位をつけると、

$$P100 > SC > F100 > PF50 > FC$$

となり、シリンダカバーに各種材質を使用した場合の実際的な熱疲労強度の順位を示すことになる。

なおこの結果においてもPF50の強度が低すぎると考えられ、上と同様に原因を検討中である。

この結果、材料試験の結果からの材質の順位と、実際の熱疲労強度からの材質の順位とは違っていることがわかる。

1.5 ガス加熱型熱疲労試験機の製作

1.5.1 試験機の作動

ディーゼル機関シリンダカバーの熱疲労強度を実機に近い条件で試験するため、ガス加熱型熱疲労試験機を作成した。この試験機を用いて現在、カバー模型の熱疲労試験を実施中である。

図1.5.1にこの試験機の側面図を示す。

図中①はシリンダカバー供試模型で、本試験機では2個同時に試験を行うことができる。②は供試模型を加熱するためのプロパン-酸素のガスバーナー、③は供試模型の温度を一定に保持するために、ガスバーナーを上下方向に動かすためのサーボモーター、④は供試模型の表面温度を測定する光高温計、⑤はガスバーナーを2個の供試模型それぞれの上に交互に移動させるモーターである。

加熱条件はプロパン-酸素のガス流量、バーナーと供試模型間の距離で変えることができ、冷却条件は冷却水流量によって変更することにした。

作動様式は、一方の供試模型をガスバーナーで一定時間、一定温度に加熱、保持した後、⑤のモーターでガスバーナーをもう一方の供試模型の上へ移動させ、その加熱を同様に行う。この間、前に加熱された供試模型は冷却され、これをくり返すことにより供試模型に熱応力のサイクルを与える、熱疲労試験を行う。なお、温度制御は熱電対によって行えるようにした。

図1.5.2にシリンダカバー供試模型を、図1.5.3にこの供試模型の温度サイクルを示す。

図1.5.4はこの試験機の概観と供試模型の加熱状態である。

1.5.2 温度分布および熱応力分布解析結果

F100材により作製したカバー模型を上記試験機によって加熱し、模型の加熱面5点、冷却面2点の計7点の温度を計測して、カバー模型の温度および熱応力の分布をFEMによって解析した。

図1.5.5に供試模型の温度計測位置を示す。

図1.5.6は制御温度が450°Cと550°Cの2つの場合の温度分布解析結果である。なお温度制御は供試模型の中心から40mm、深さ5mmの位置にうめこんだ熱電対により行った。

図1.5.7はこの温度分布を用いて計算した熱応力分布である。応力の最も高い所は模型中心の10φの円孔の周上であり、ガス加熱による熱疲労試験ではここから亀裂が発生する。

1.6 パーライト系ノジュラ鉄錫シリンドカバーの実船試験

1.6.1 供試カバー

P100、F100各素材による実験結果からフェライト系ノジュラ鉄錫よりもパーライト系ノジュラ鉄錫の方が熱疲労強度特性がすぐれていることがわかったので、P100、F100両材料でシリンドカバーを作製し実船に搭載して、その優劣を実機でたしかめる。但し本年度の研究は実船搭載まである。

試験に用いる機関はUET45/80D型で、表1.6.1にこの機関の要目を示す。

製作した実船搭載カバーは、表1.6.2に示すようにP100-A、-B、-C、F100の計4体である。図1.6.1にこれらの写真を示す。これらのカバーのうちP100-A、-C、およびF100のカバーは実船に搭載し、P100-Bカバーは内部組織を調べるために切断調査を行う。これは現在実施中である。

これらのカバーの鋳造は触火面を下にしてキュボラ炉で行った。またパーライト系の熱処理中、空冷の過程では扇風機3台で強制的に風を送って冷却した。

表1.6.3にこれらカバー材の化学成分と熱処理を、表1.6.4に引張試験結果を示す。

実船に搭載する3体のカバーは燃料弁孔、排気弁孔、および爆発面について組織検査を行った。図1.6.2にこの組織検査位置を、図1.6.3にP100-Aカバーの組織を、図1.6.4にF100カバーの組織を示す。P100-CカバーについてもP100-Aカバーと同様に組織を観察した。

この結果、パーライト系のカバーでは触火面表面でパーライト組織が約90%前後あり、触火面表面から肉厚方向に入るに従ってパーライト部分が減り、フェライト部分が多くなっている。熱疲労クラックが入ると予想される燃料噴射孔まわりでは約75%となっている。

フェライト系カバーは殆どフェライト組織なので、試作した二種のカバーは実船比較試験に充分使用できると考えられる。

また、実船搭載前に、応力条件が最もきびしいと思われるカバー燃料弁孔まわりの鋳造欠陥の有無を確認るために、 γ 線による検査を行ったが有害な欠陥はない。

表1.6.5にこの γ 線による検査の要目を示す。

1.6.2 実船搭載

表1.6.6にカバーを搭載するA、B2隻の船の要目を示す。

搭載カバーはA船がP100-AおよびF100の2体、B船がP100-C1体である。

これらの船はいずれも冷蔵運送船で、日本～北洋を航路としており、負荷はほぼ同じと考えることができる。

3体の実船搭載カバーは、今後2～3年間フォローする予定である。

1.7 むすび

ディーゼル機関のシリンドカバー材の熱疲労強度評価ならびに、 $\frac{1}{2}M_0$ 鉄錫のボイリング腐食低サイクル疲労強度について検討したところ次の結論を得た。

- 1) 鉄錫系材料の熱疲労強度評価にあたっては、試験片の強さだけからの優劣の判断は危険であって、他の物理定数も考慮した「熱疲労強度係数Lth」によって行う方法を提案した。

2) この方法によれば、シリンダカバー肉厚を同じにすると、普通鋼鉄とフェライト系ノジュラ鋼鉄は熱疲労強度に大差ないことがわかった。またガス圧に対する疲労強度を考慮した肉厚で熱疲労強度を検討したところ、次の順で強度が高いことがわかった。

バーライト DC I > SC > フェライト DC I >
(バーライト + フェライト) DC I > FC

3) 従来シリンダカバーに使用されているフェライト系ノジュラ鋼鉄より、バーライト系ノジュラ鋼鉄の方が熱疲労強度は優れていることがわかった。

4) バーライト系ノジュラ鋼鉄によりシリンダカバーを試作したところ、おおむね実用可能であるとの目安を得たので、北洋冷蔵運搬船二隻に搭載して、フェライト系ノジュラ鋼鉄と強度比較のため実船試験中である。

参 考 文 献

- 1) A. Dearden; BCIRA vol.9, No.4(1961) P.540
- 2) 山本、山田、本城; 三菱重工技報 vol.6, No.5(1969) P.589
- 3) S. Izumi; Proc. 9th CIMAC (Sweden, 1971) A-21

表 1.2.1 供試材料および記号

記号	材 料	C	Si	Mn	P	S	Mg	熱処理
FC	普通鍛金	3.50	1.92	0.67	0.070	0.007	—	540°C×4"A.C.
P100	パライト系ノジュラ鍛金	3.65	1.90	0.68	0.066	0.008	0.0040	900°C×5"A.C.
F100	ノジュラ鍛金	3.35	2.27	0.89	0.067	0.008	0.0040	550°C×4°F.C.
PF50	ノジュラ鍛金	3.70	2.32	0.62	0.017	0.0012	0.0047	720°C×10°F.C.
SC	鍛金	0.19	0.36	0.67	0.0012	0.0010	—	900°C×5"A.C.

表 1.2.3 予備製造試験素材形状決定条件

試験条件	薄肉部(mm)	厚肉部(mm)
ガス加熱型模型	25	40
実船搭載力	28	48
試片素材	45Φ	—

表 1.2.5 供試材引張試験結果

材 料	試験温度 °C	引張強さ kg/mm ²	伸び %	ヤング率 kg/mm ²
FC	RT	19.5	1.0	9500
FC	300	19.2	1.0	8800
FC	400	17.1	1.1	8650
FC	500	15.1	1.8	8650
PF100	RT	82.2	1.3	17800
PF100	300	78.9	1.9	16200
PF100	400	71.1	3.8	15000
PF100	500	63.3	4.4	13600
FC100	RT	42.9	12.9	16000
FC100	300	40.0	10.3	15000
FC100	400	35.8	11.1	14000
FC100	500	30.8	11.9	13500
PF50	RT	56.4	12.3	16200
PF50	300	44.6	11.1	15900
PF50	400	41.6	15.8	15000
SC	RT	29.1	22.7	13000
SC	300	41.6	38.9	20200
SC	400	38.1	25.8	19000
SC	500	34.6	35.4	18300

表 1.2.3 ノジュラー目標化成分と熱処理

成 分	C	Si	Mn	Mg	熱処理条件
P100	3.50	2.00	0.70	0.04	900°C×4"A.C. 550°C×4°F.C.
F100	3.50	2.80	0.30	0.04	900°C×4°F.C. 720°C×10°F.C.
PF50	3.50	2.50	0.50	0.05	550°C×4"A.C.

表 1.4.1 材料定数および熱度強度係数

材料	温度	$S = F(N)$	$E \cdot 10^4$ (N/mm^2)	V	α ($^{\circ}C^{-1}$)	λ (W/mK)	L_{th}	L_{th}	L_{th}
FC	500°C	11.3	8.50	0.25	1.20 $\times 10^{-5}$	40	954	518	372
P100		31.2	13600	"	1.23 $\times 10^{-5}$	31	1298	719	526
F100		23.8	13500	"	"	30	968	539	394
PF50		19.1	13000	"	"	32	855	472	345
SC		37.5	16300	0.30	1.135 $\times 10^{-5}$	38	1581	861	622

表 1.4.2 通正肉厚と熱度強度係数

材料	温度	肉厚 (mm)	L_{th}	順位
FC	500°C	36.7	319	5
P100	"	17.9	817	1
F100	"	28	395	3
PF50	"	26.5	362	4
SC	"	22.1	673	2

表 1.6.2 製作した実船塔載カバー

記号	材質	個数	処置
P100-A	100%パライト	1	実船塔載
-B	100%パライト	1	切断調査
-C	100%パライト	1	実船塔載
F100	100%パライト	1	実船塔載

表 1.6.3 カバー材の化学成分と熱処理

	C	Si	Mn	P	S	Mg	熱処理
P100	3.43	2.25	0.82	0.006	0.014	0.039	900°C \times 4Hr A.C
F100	3.61	2.63	0.24	0.005	0.012	0.040	580°C \times 5Hr F.C

表 1.6.1 UET45/80D型機関要目

名 称	シリンドラ数	UET 45/80 D
シリンドラ内径	mm	450
行程	mm	800
連続最大出力	PS	4,500
毎分回転数	r.p.m.	230
正味平均有効圧	kg/cm ²	11.5
爆発圧	kg/cm ²	90
平均ビストン速度	m/sec	6.13

表 1.6.4 カバー材の引張試験結果

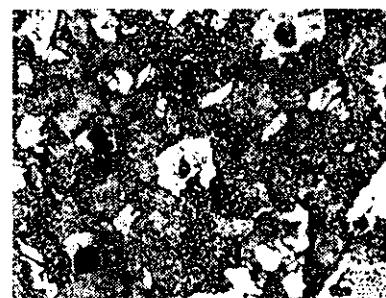
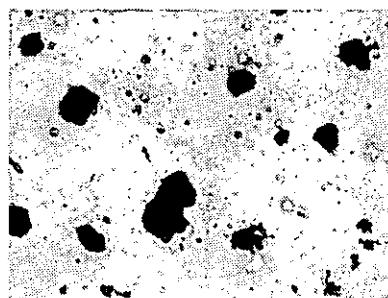
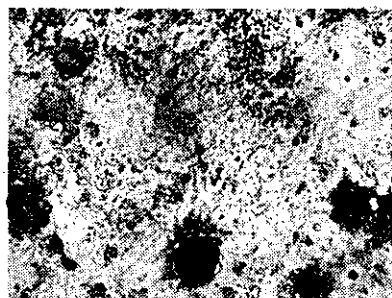
實船試験	引張強さ kg/mm ²	真鍮断応力 kg/mm ²	伸び %	破壊率 %
P100	76.0	78.4	3.4	3.0
F100	44.9	55.0	23.6	22.2

表 1.6.5 プレートによる欠陥検査要目

照射装置	東芝製容量5kW
電出時間	4分
測定点間距離	200mm
使用フィルム	フジ #100
現象条件	アクリル20°C 5分

表 1.6.6 カバー搭載船要目

要目	A 船	B 船
主 機	6UET45/80 D	6UET45/80 D
G/T (ton)	1990	2600
D/W (ton)	2900	3500
長さ (m)	96	96
巾 (m)	15	15
高さ (m)	7.0	7.8
船種	冷蔵運搬船	冷蔵運搬船
航路	日本 - 北洋	日本 - 北洋
航海数(年)	12	12
発停回数(航遍)	15	15
搭載カバー	P100-A, F100	P100-C



(1) P100 : [900°C × 4Hr AC
550°C × 4Hr FC]

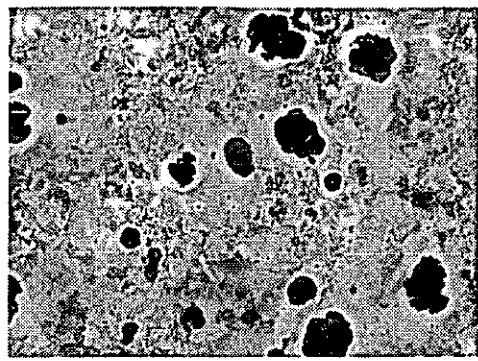
(2) F100 : [900°C × 4Hr FC
720°C × 10Hr FC]

(3) PF50 : [550°C × 4Hr AC]

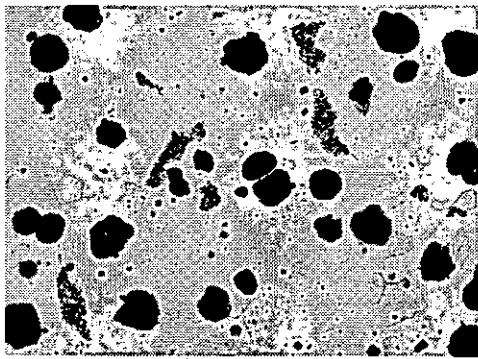
図 1.2.1 予備鋳造素材顕微鏡組織 (20φ丸棒)



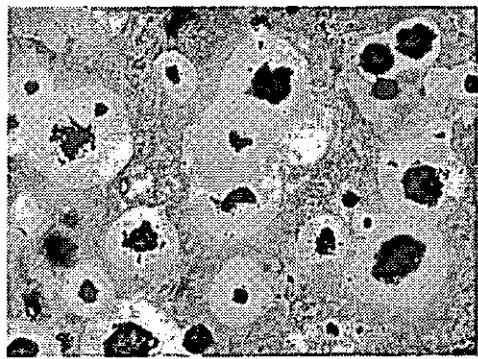
(a) FC ($\times 100$)



(b) P100 ($\times 100$)



(c) AF100 ($\times 100$)



(d) PF50 ($\times 100$)



(e) SC ($\times 300$)

図1.2.2 供試材の顕微鏡組織

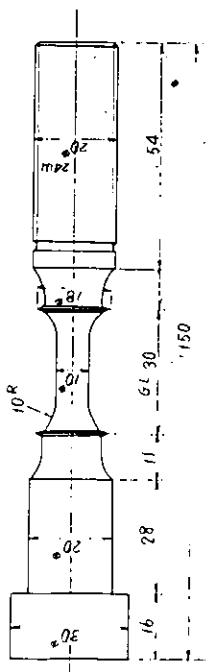


図 1.3.1 低サイクル試験片形状

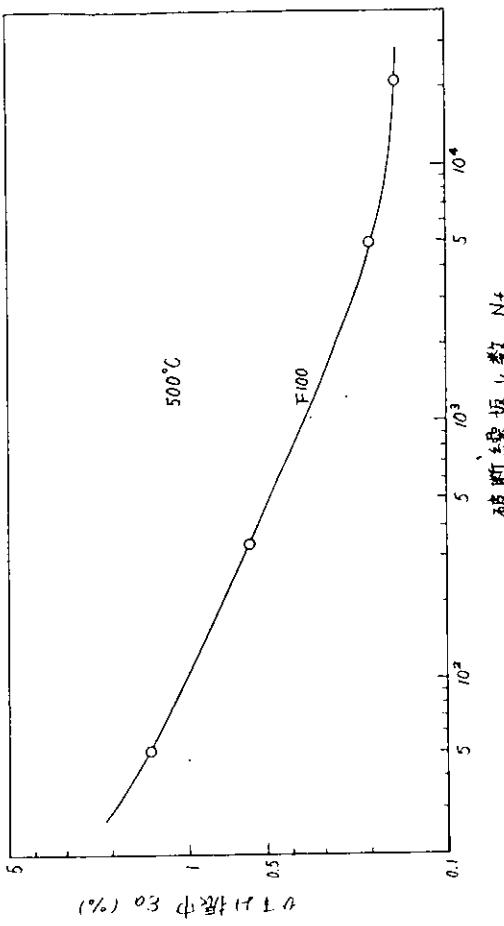


図 1.3.2 低サイクル疲労強度 (FC, SC)

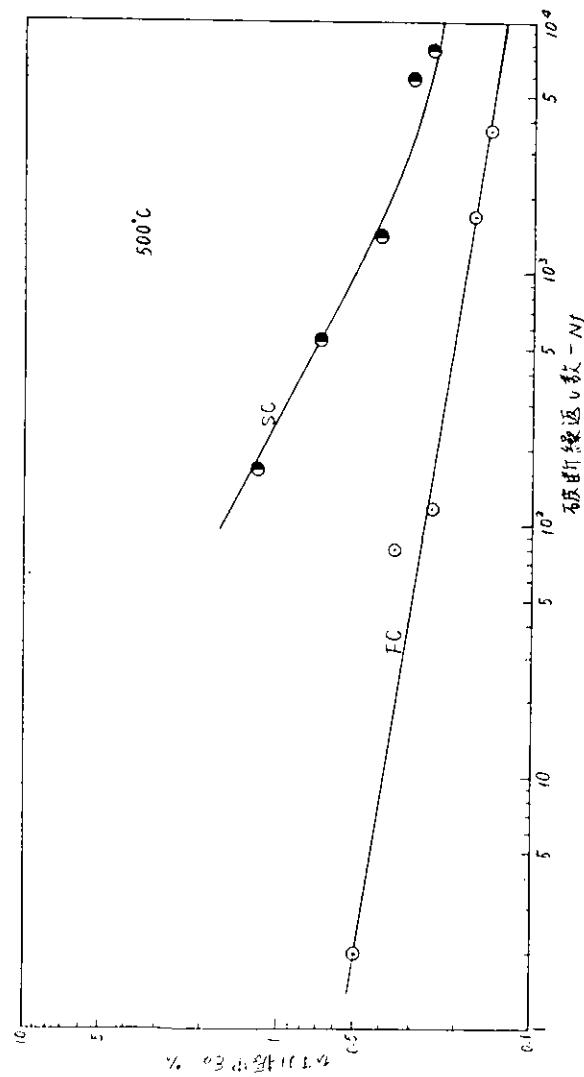


図 1.3.3 低サイクル疲労強度 (PF50)

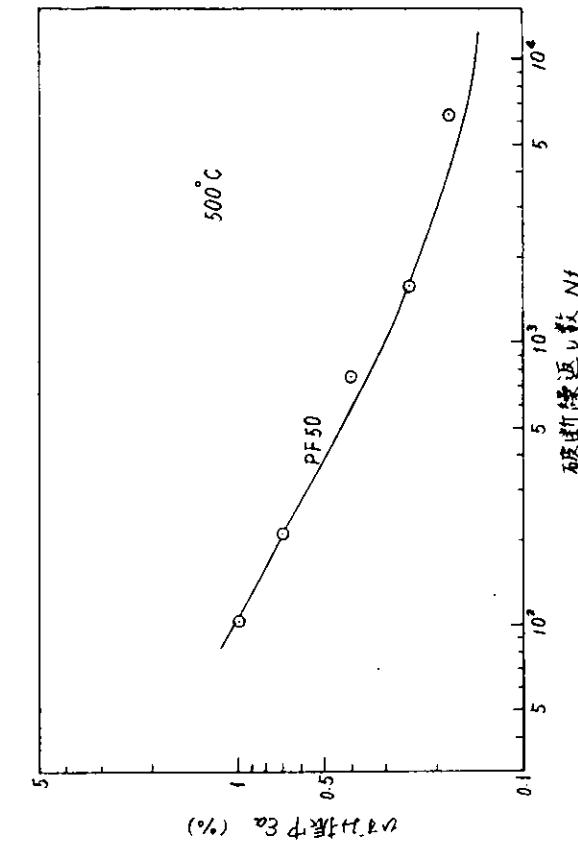


図 1.3.4 低サイクル疲労強度 (PF100)

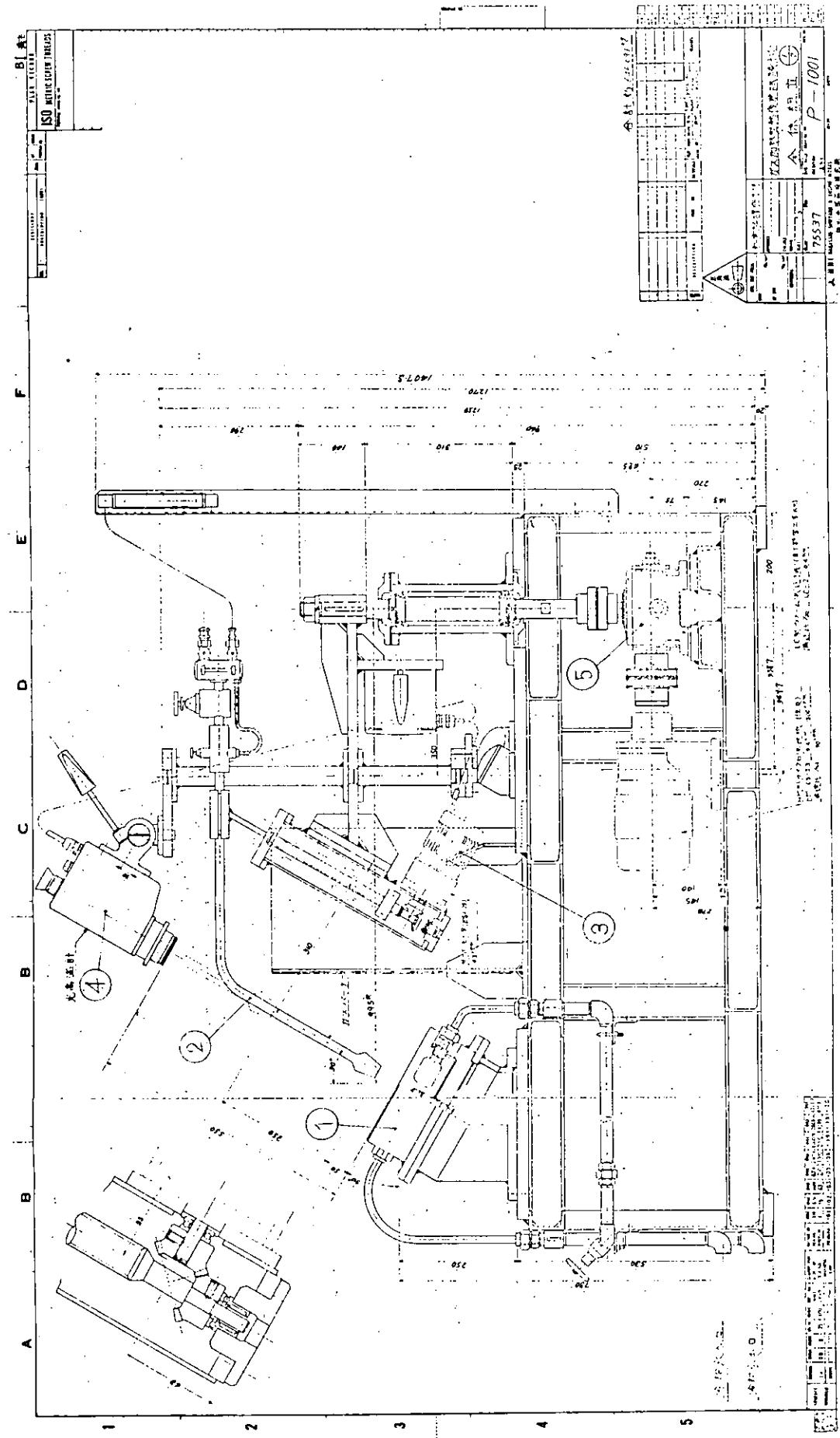
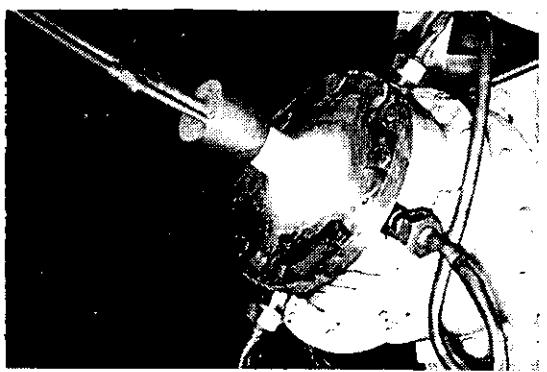
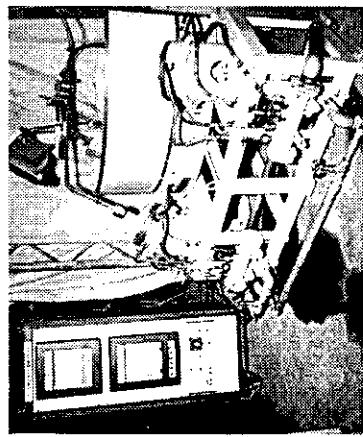


図 1.5.1 側面



(b) 試験片加熱状態



(a) 試験機概観

図 1.5.4 ガス加熱型熱疲労試験機

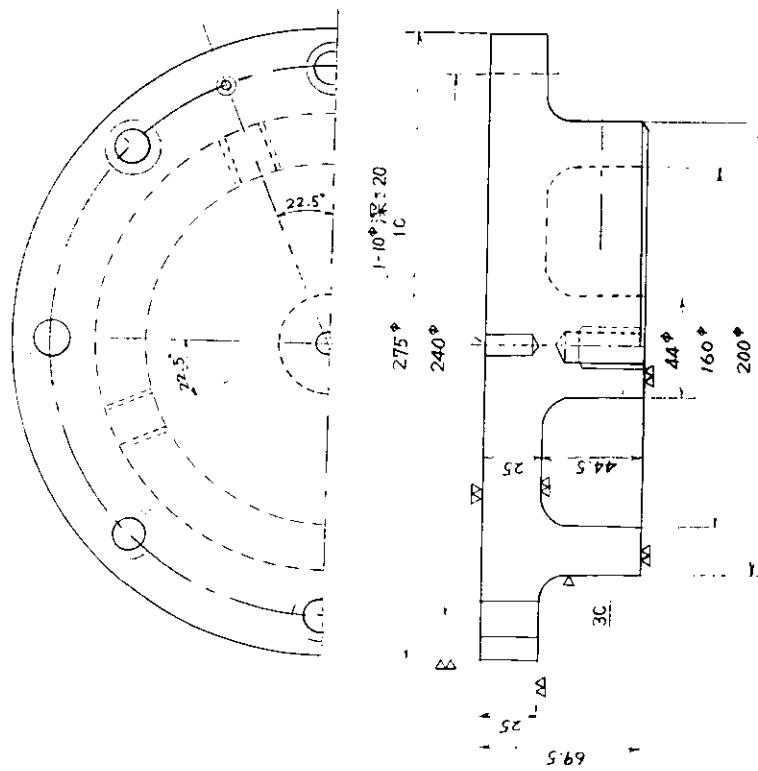


図 1.5.2 供試試模型

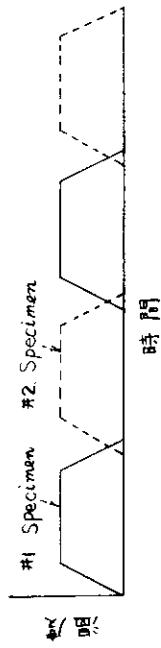


図 1.5.3 試験機の温度サイクル

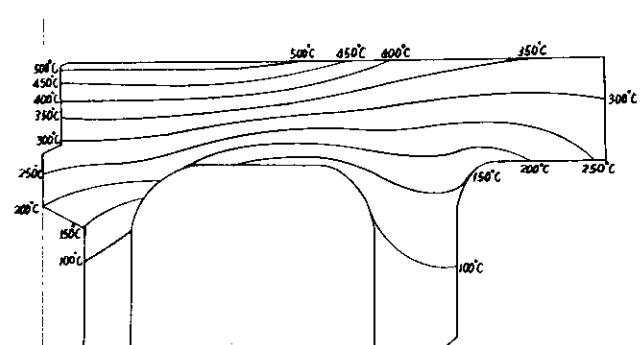
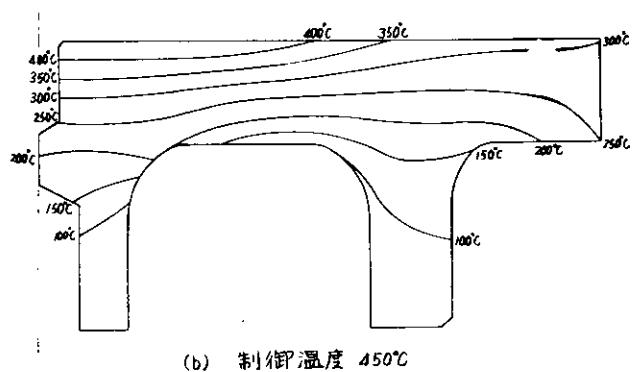
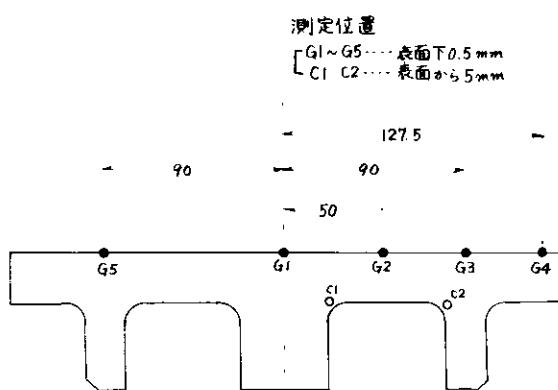
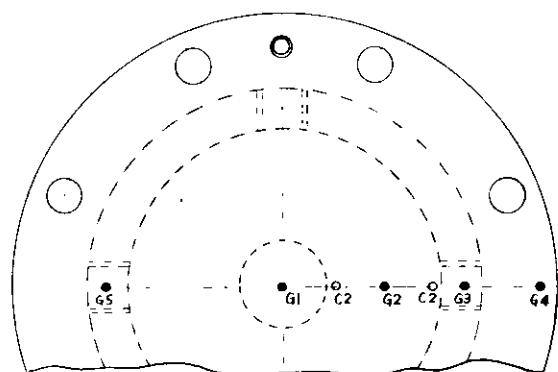


図 1.5.6 温度分布解析結果

図 1.5.5 供試模型の温度計測位置

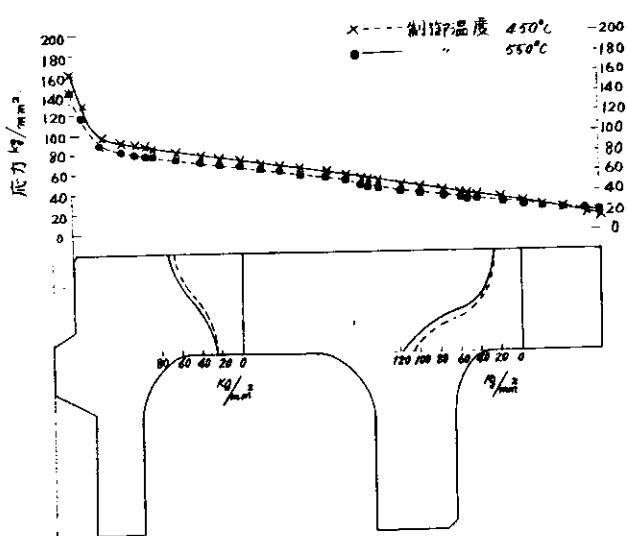


図 1.5.7 応力分布の解析結果

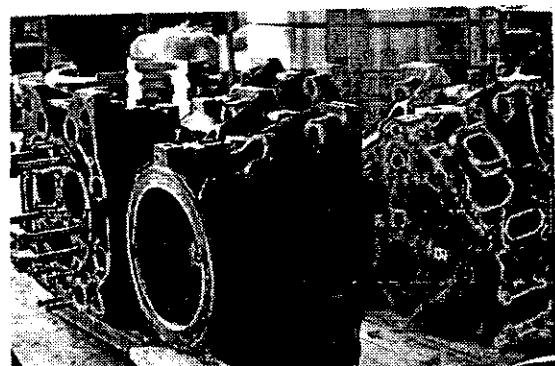


図 1.6.1 実船搭載カバー

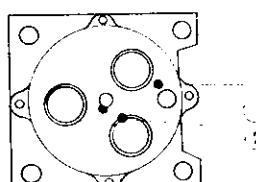
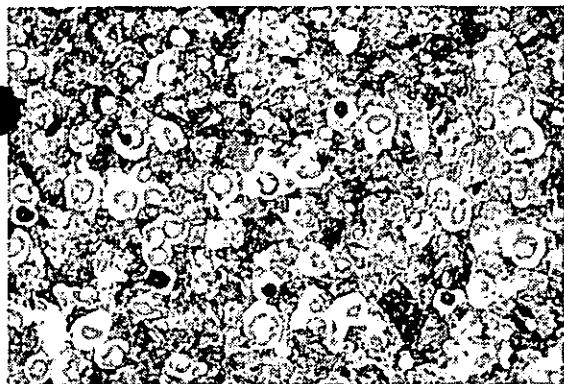


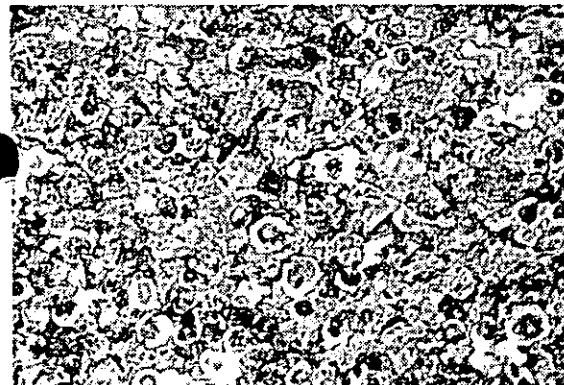
図 1.6.2 組織検査位置



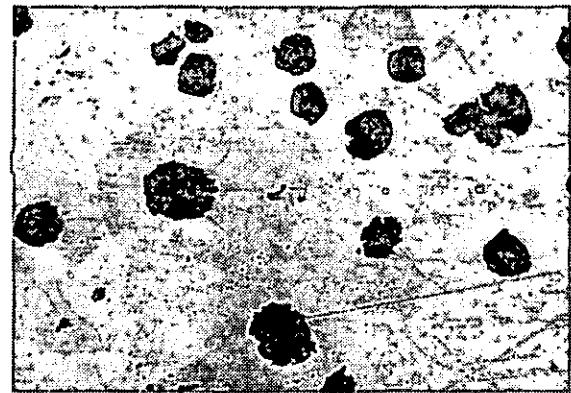
(c) 爆発面 — ③



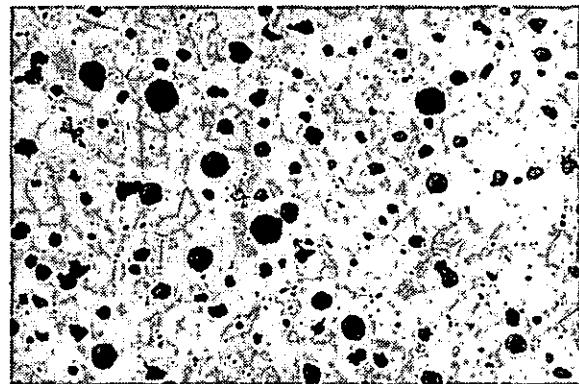
(b) 排気弁孔 — ②



(a) 燃料弁孔 — ①



(a) 爆発面 (冷金部) — ④



(b) 爆発面 (冷金部) — ⑤

図 1.6.3 カバー顕微鏡組織 (P100A)

図 1.6.4 カバー顕微鏡組織 (F100)

2 燃焼室壁部材の疲労寿命の研究

2.1 緒 言

船舶ディーゼル機関の燃焼室壁部材には熱応力に機械的応力が重複した重複波形応力が作用する。この応力波形下での材料の疲労試験結果を設計に反映させることができ大部分の事故を防ぐ意味からも重要である。

上記観点に立って従来から基礎資料の蓄積に努めてきた。一方従来から行なってきた一連の研究結果を実際問題¹⁾に適用する工学的な便法を報告したが本研究ではさらに基礎資料を蓄積するとともに、高温での重複波形下の挙動及び温度変動の効果について検討することを目的として実験研究を行った。以下にその結果を報告する。

2.2 実 験 装 置

疲労試験機はシエンク式平面曲げ疲労試験機と電気油圧サーボ式引張圧縮及び平面曲げ疲労試験機を用いた。本研究では高温炉関係の装置を新設し、高温及び温度変動下での実験を行なった。図2.1、2.2に装置の概観を示す。

2.3 供試材料および試験片

供試材料は前年度のものと同一のCr-Mo 鋳鉄であり、表2.1、2.2にその機械的性質及び化学成分を示す。図2.3～2.6に試験片形寸法を示す。それぞれの実験項目に合せて図2.3～2.6の試験片を用いた。

2.4 実 験 項 目

図2.7に実験波形を示す。正弦波の両振り及び完全片振りの他に二種類の重複波形の実験を行なった。重複波形〔A〕は正弦波の一次波(σ_1)の上に正弦波の二次波(σ_2)が重複する波形である。重複波形〔B〕は片振り矩形波の一次波に正弦波の二次波が重複した波形であり、応力の作用しない期間を有する。この波形は実際の機関における波形を簡略化した波形である。

図2.8に温度変動実験のパターンを示す。即ち300°Cの時に重複波〔B〕の実験を行ない、冷却中及び昇温中には応力をかけないように設定している。

昇温時間、冷却時間の設定は予備実験を行なって決定した。この実験では試験片表面と中心部との温度差をできるだけ少なくすることを考えて設定した(実測の結果では中心部が表面より3°C低い値となった)。

表2.3に本研究で行なった実験項目を一覧表として示した。

2.5 実 験 結 果

2.5.1 正弦波単独の実験結果

図2.9に板厚 $t = 3.5\text{mm}$ のS-N線図を示す。この実験は図2.3に示す平面曲げ試験片を用いてシエンク式平面曲げ試験機により行なった(常温の実験は前年度の結果である)。縦軸は応力振幅であり、横軸は破断回数Nである。実験結果よりみると、破断繰返し数は温度が高くなると短くなるが疲労限には著しい差は認められない。

い。

図 2.1.0 に引張圧縮の実験結果を示す。常温の実験は図 2.5 に示す試験片を用い、300°C の実験は図 2.6 に示す試験片を用いた。試験片の形状が異なるのは高溫炉を取りつけるため試験片が長くなるので座屈を防ぐため直径を太くとったためである。

常温の場合は 0.5% と 1.5% で応力レベルの低い領域で差が認められ、速度効果が存在する。一方常温と 300°C を比較すると、破断繰返し数では大差が認められない。この結果を図 2.7 の平面曲げと比較すると、(平面曲げでは常温と 300°C で差がある) 異なった結果となった。

S-N 線図は平面曲げと引圧では差があり、引圧が短寿命側となっている。

図 2.1.1 に片振り正弦波の実験結果を示す。縦軸は図 2.7 b) に示すように全振幅 σ_{max} をとった。破断繰返し数は 300°C が常温より短かくなつたが、疲労限近傍では差がなくなつてゐる。疲労限は求めていなかつて約 30 kg/mm² 程度と推定される。

2.5.2 重疊波 [A] の実験結果

図 2.1.2 に平面曲げ試験片での結果を示す。一次波の繰返し速度は 0.6%、二次波の繰返し速度は 6.0% にとつた。従つて重疊回数 n は 100 である。

なお、ここで応力比 $m = \sigma_2 / (\sigma_1 + \sigma_2)$ である(図 2.7 c) 参照)。実験は $m = 0.3, 0.5, 0.7$ の 3 種類にとり、 σ_{max} を種々に変化させて実験を行なつた。実験結果は両対数線図上で直線で表される。なお N 、 \bar{N} は正弦波単独での破断繰返し数及び重疊波形下での一次波の破断繰返し数である。

図 2.1.3 は引圧試験片での常温の結果である。この実験では $n = 30$ にとつた。なお一次波、二次波の繰返し速度はそれぞれ 0.5%、1.5% である。従つて $n = 30$ である。実験結果はかなりばらついてゐるが、 $m = 0.3, 0.5$ では正弦波単独の場合と大きな寿命の差が認められない。

図 2.1.4 に上記と同様な実験で $n = 100$ の場合の結果を示す。 $m = 0.5, 0.7$ の場合は寿命の減少が著しいが、 $m = 0.3$ の場合は正弦波単独の結果のばらつきを考えると寿命の減少は大きくなない。

図 2.1.5 に 300°C での実験結果を示す。この実験は $n = 100$ の場合について行なつた。実験点が少ないので m をパラメータにとると直線上にのつてゐる。ただ $m = 0.3$ の結果は正弦波単独の結果より長寿命となる場合がある。このことは後述するが、微小波が重畠することにより寿命が長くなることを意味する。

2.5.3 重疊波 [B] の実験結果

図 2.1.6 に板厚 4.0 mm の試験片による結果を示す。 $n = 100$ にとつた。この場合も m をパラメータにとつて σ_{max} を種々に変化させて実験を行なつた。 N 、 \bar{N} は正弦波単独及び重疊波での破断繰返し数である。実験点はほぼ直線で表される。なお低応力側まで直線を延長しているのは特別な意味ではなく、実際にこの範囲の実験を行なえば長繰返し数側に曲ると考えられる(この結果は前年度の実験を併記してある)。

図 2.1.7 は板厚 3.0 mm の平面曲げ試験片による結果である。この実験は参考のために行なつたものであるが、時間の都合で十分な実験点を得るには至らなかつた。

図 2.1.8 は引張圧縮試験片を用いた実験結果である。 $n = 100$ にとり常温で実験を行なつた。この場合も実験点が少ないので $m = 0.7$ の場合はほぼ直線にのる。

図 2.1.9 は引張圧縮試験片を用いて行なつた 300°C での結果である。 $n = 100, m = 0.3, 0.5, 0.7$ にとって最大応力を種々に変化させて実験を行なつた。

m をパラメータにとると実験点は直線上にのる。 $m = 0$ の実験点は片振り正弦波単独の破断繰返し数よりも長寿命側となつた。なお $m = 1.0$ の線は両振り正弦波の破断寿命を 1/100 にしたものである。

温度変動を含む図 2.8 に示したパターンによる実験結果を同図に併記した。この実験は $m = 0.3$ の場合につい

てのみ行なった。1 温度サイクル中の応力変動ブロック数は、温度一定の実験結果を参考にして全破断寿命の間で温度サイクルが20サイクル以上繰返されるようにして設定した。従って応力レベルによって1 温度サイクル中の応力変動ブロック数は異なっている（実際には温度の1サイクル中に応力1ブロック含まれるのが好ましいが、実験時間が著しく長くなる）。

本実験結果からみれば、温度変動により破断繰返し数は温度一定の場合と変わらず、温度変動の効果はないことになる。

実験結果について述べたが、以下に実験結果を整理した結果及び若干の考察を述べる。

2.6 実験結果に対する考察

重畠波形の実験結果を従来より述べているように等価繰返し数法及び $m - \beta$ 、 $m - f$ で整理した結果を述べる。¹⁾

図2.2.0は重畠波形〔A〕、平面曲げ疲労試験の結果を整理したものである。寿命比 α はほぼAB線にのる傾向である。

図2.2.1、2.2.2は同じ重畠波形〔A〕であるが、引張圧縮疲労試験の結果を整理したものである。図2.2.1の $n = 30$ の場合は実験点が著しくばらついているが、これは材料のはらつきによるものである。 $n = 100$ の場合は、AB線よりすべて大きな α を示す。

図2.2.3は重畠波形〔A〕の引張圧縮疲労試験で300°Cの結果を整理したものである。この結果もAB線より大きな α を示している。 $m = 0.3$ の1実験点が $\alpha = 3.1$ を与えており、これは重畠波形下の寿命が正弦波単独の場合より長くなることを意味する。

上記整理結果で平面曲げと引張圧縮を比較すると、一般に引張圧縮の α が平面曲げの値より大きくなっているのが判る。一方引張圧縮で常温と300°Cで $n = 100$ の場合のみを比較すると、 α の値として両者の間に著しい差異はみられない。この結果と図2.1.0で示した正弦波単独の結果（常温と300°CではS-N線図の間に大差ない）から考えると等価繰返し数法で寿命推定する際に300°Cの結果がない場合は常温の結果を用いても一応大差ない推定が可能となることを意味する。

図2.2.4～2.2.6に β 、 f の計算結果を示した。この結果をみると、 β の値としては σ_{max} によって異なっているが、ほぼ0.3～0.8の範囲の値になる。この値の範囲は前年度行なった常温での板厚3.5、4.0mmの常温での平面曲げの結果と大差ない値である。特に300°Cになっても β の値が著しく小さくならないことを意味している。

この結果からすると寿命推定に際して各温度でのS-N線図を用い $\beta = 0.3 \sim 0.8$ の値を用いて一応の目安をつけることができる。なお β の値としては m が大きくなると大きくなる傾向を示しているので寿命推定に際して設定した応力パターンより m を求め、0.3～0.8の間の β を用いて推定することになる。

f の値としては m が小さくなるにつれて大きくなる曲線的な傾向がある。

図2.2.7は重畠波形〔B〕の結果から β を計算した結果を示す（応力波形の分解方法及び β の計算法については前報に詳述した）。 β を求める際のS-N線図としては正弦波単独の線図を用いた。 $m \geq 0.5$ では平面曲げと引張圧縮で β の値に大差はないが $m = 0.3$ の場合は両者の間に著しい差が認められた。

即ち平面曲げの場合は β が計算できるが、引張圧縮の場合は計算ができない（図中で→印をつけたもの）。引張圧縮の結果は一次波の破断繰返し数そのものが、正弦波単独での破断総返し数より大きくなつたことによる。

2.7 実機疲労寿命推定結果

実機ピストンクラウン、シリンダカバー等の疲労寿命推定に際して幾多の問題点があり、それらのうち資料が蓄積され、より明確になった部分もあるが、今後に残された点もある。残された問題点に関しては今後さらに研究を続ける必要があるが、これまでの研究結果から現時点で考えられる推定方法について述べ、実例と比較検討を加えることは重要である。以下にその方法と推定結果について述べる。

図2.2.8に推定方法の説明図を示す。²⁾ a)は推定に際しての設定パターンである。実際にはもっと複雑であるが、前述した如く今後解決すべき問題点が残されていること、及び一応の目安をつける意味からすると現時点ではこれで良いと思う。次にb)に示すように波形を分解して考える。即ち一航海の応力頻度が求まる。c)図はS-N線図の修正を示すが、一定応力のS-N線図 $N\sigma^a = K$ を $N\sigma^{a'} = K'$ に修正する。この時、これまでに行なってきた重複波形の実験結果から求めた β を用いる。この新しいS-N線図ACが求まれば、応力頻度にもとづいて1航海の累積繰返し数Dを求める。

$$D = \frac{1}{2N_1} + \frac{n}{N_2}$$

ここで推定航海数をLとすると次の仮定よりLを求める。

$$L \times D = 1$$

即ち累積繰返し数比が1になつた時が寿命であるとする考え方である。

表2.4に推定寿命と実寿命の比較例を示す。この結果からするとかなり良い推定値を与えている。

2.8 結 言

CrMo鉄鋼で作製した平面曲げ及び引張圧縮疲労試験片を用いて常温と300°Cで疲労試験を行なった。本研究により得られた結果をとりまとめると次のようになる。正弦波単独の実験に対して、

- 1) 板厚3.5mmの平面曲げ疲労試験の結果では常温から300°C、500°Cとなるにつれて破断繰返し数は低下するが、疲労限の間に大差が認められなかった。
- 2) 引張圧縮疲労試験結果では破断繰返し数では常温と300°Cでは大差が認められない。この結果を平面曲げと比較すると引圧の場合の疲労強度は平面曲げより低下し、S-N線図の勾配はゆるやかになる。

片振り正弦波の実験に対して

引張片振りで実験を行なったが、300°Cでは常温より破断繰返し数が短くなるが、S-N線図の勾配は300°Cがゆるやかになる。

重複波形下の実験に対して

- 1) 重複波(A)の実験では引張圧縮 $m = 0.3, 0.5$ の寿命低下は認められず、材料のばらつきの範囲にはいる。 $n = 100$ の結果では相対的にみて平面曲げでの寿命の低下は引張圧縮に比して大きい。
- 2) 重複波(B)の実験では温度一定の場合と温度変動した場合とで破断繰返し数で差異は認められない。
- 3) $m - \alpha$ で重複波(A)の実験結果を整理すると、平面曲げの結果はAB線にほぼのるが、引張圧縮の結果はAB線より長寿命側となる。

なお平面曲げの結果は前年度の結果と同一である。

- 4) 重複波(A)の β の値は、ばらつきはあるが、平面曲げと引張圧縮ともに $\beta = 0.3 \sim 0.8$ の値の範囲に入る。なおこの結果は前年度の板厚3.5mm、4.0mmの平面曲げの結果とかわらない。一方 β の値は m が大きくなると

大きくなる傾向である。

5) 重複波〔B〕の β の値は $m = 0.3$ の引張の場合を除いてみると平面曲げ引張圧縮ともその値を計算できる。

しかるに $m = 0.3$ の引張の結果は、一次波の破断寿命が正弦波单独の寿命より長くなるので前記のような計算ができない。

実機の寿命を推定する一方法を述べ、計算寿命と実寿命を比較した結果かなり良い一致をみた。この方法は大まかに推定法であり、学問的にみると応力頻度のとりかたに不十分な点があること、材料の環境による変化、荷重履歴による残留応力の変化、S-N線図のとり方、重複山数nが多くなった場合等の問題があるが、これらすべてについて厳密に評価するには資料が不十分である。ただ現実には問題が起っていて、対策にせまられている。従って現時点での方法について述べ指針とすることは本研究目的の一つであると考えられる。

最後にこのような実例との比較結果の資料が多数蓄積されることを希望する。

参考文献

- 1) SR113 研究部会昭和46年度報告書
" 昭和47年度報告書
- 2) 中村、堀川、薦； 材料22-234(昭48-3) P.182
- 3) T.Horikawa, H.Nakamura; JSME Tokyo, 73

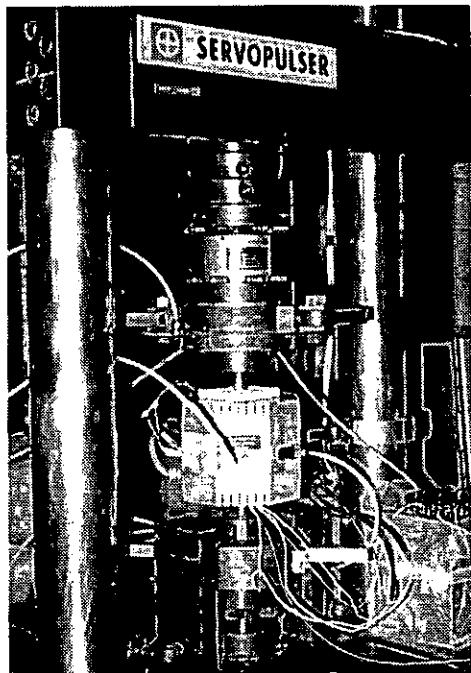


図2.1 実験装置の外観(炉)

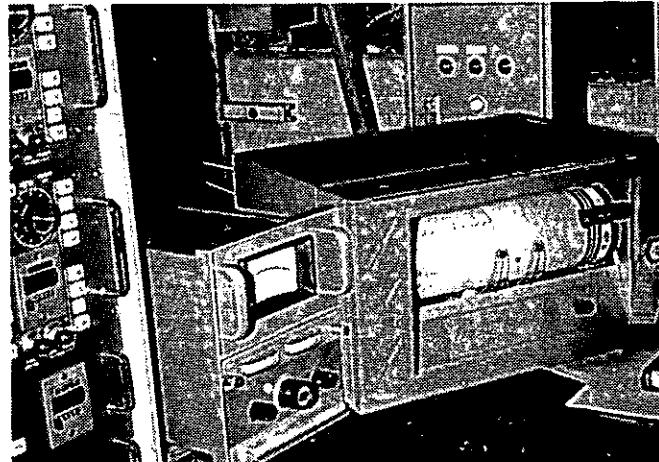


図2.2 実験装置の外観(温度調節装置)

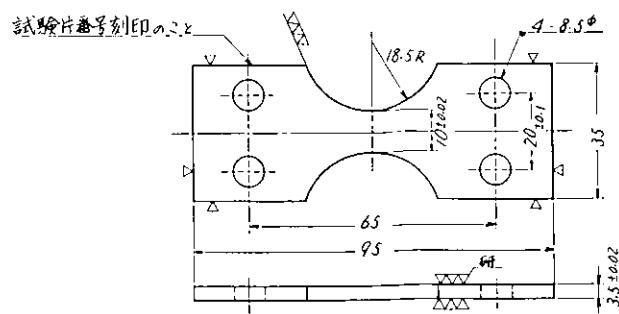


図 2.3 平面曲げ試験片

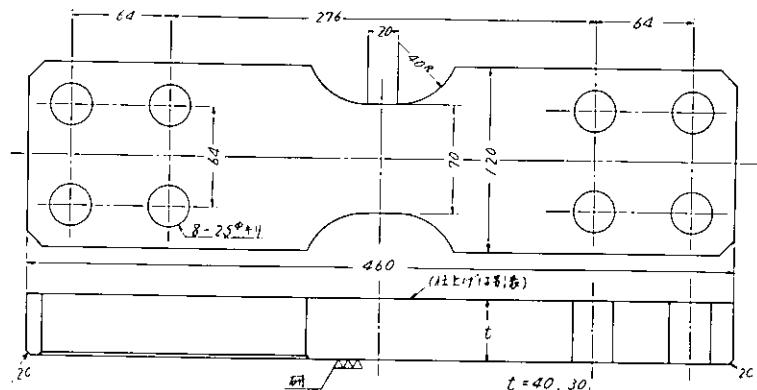


図 2.4 平面曲げ試験片

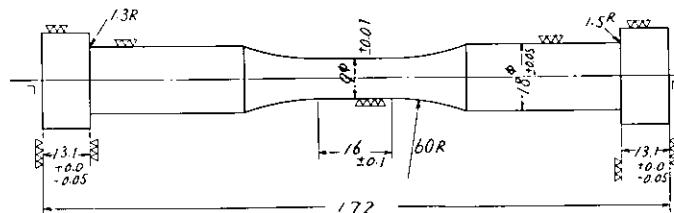


図 2.5 引張圧縮試験片

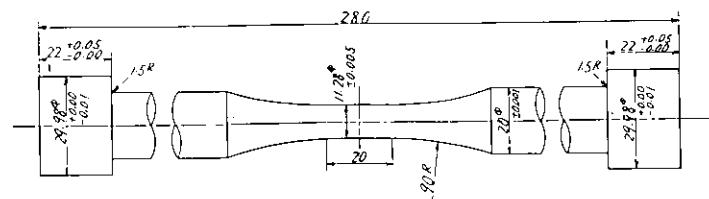


図 2.6 引張圧縮試験片

表 2.1 材料の機械的性質

断面積	抗張力	伸び%	絞り%	硬さ HV
36.4 mm ²	67.7 kN/mm ²	19.0	38.3	197
36.7	68.2 "	18.0	42.7	荷重10kN
36.7	67.7 "	26.0	49.0	20度の
37.7	68.0 "	25.0	51.0	平均
35以上	60~75	18以上	35以上	

表 2.2 材料の化学成分 (%)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.28	0.44	0.69	0.009	0.005	0.95	0.26
0.22	0.20	0.50	"	"	0.80	0.20
~0.28	~0.50	~0.80	0.0357	0.0257	~1.20	~0.30

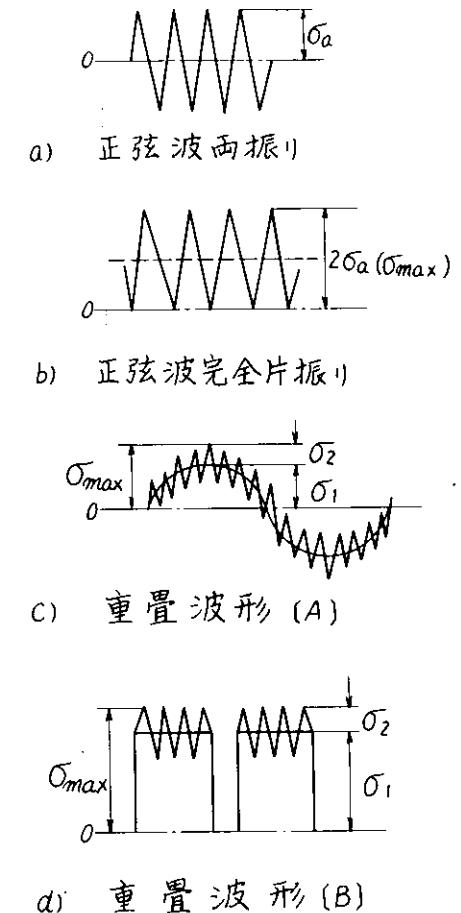


図 2.7 実験波形

表 2.3 実験項目一覧表

No.	波形	負荷	試験片	温度	試験機
1	正弦波	平面曲げ	35×10 mm	300°C 500°C	シンク式
2	"	引圧	d=9φ	常温	油圧サーキット
3	"	"	d=11.28φ	300°C	"
4	"	片振引張	d=9φ	常温	"
5	"	"	d=11.28φ	300°C	"
6	重畠波(A)	平面曲げ	3.5×10	"	シンク式
7	"	引圧	d=9φ	常温	油圧サーキット
8	"	"	d=11.28φ	300°C	"
9	重畠波(B)	平面曲げ	40×70 30×70	常温	"
10	"	引圧	d=9φ	"	"
11	"	"	d=11.28φ	300°C	"
12	"	"	"	温度変動	

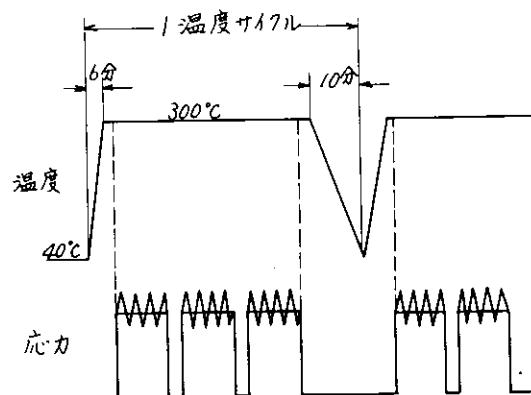


図 2.8 温度変動実験のパターン

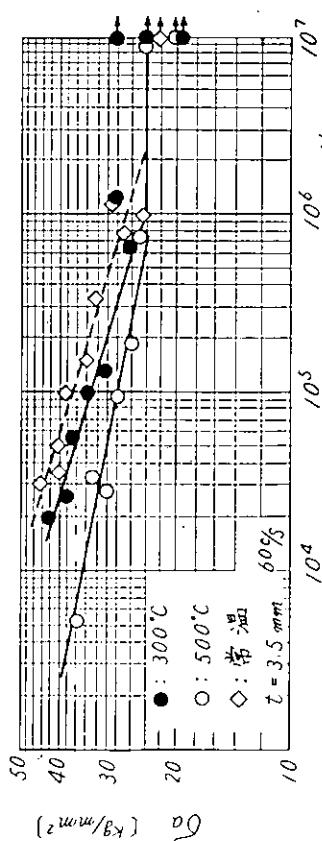


図 2.10 正弦波単独実験結果(引張)

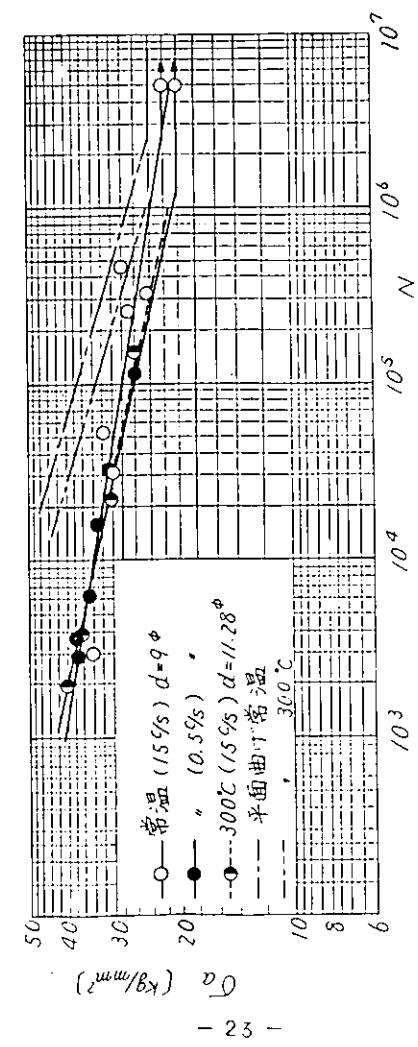


図 2.11 片振り正弦波単独実験結果(引張)

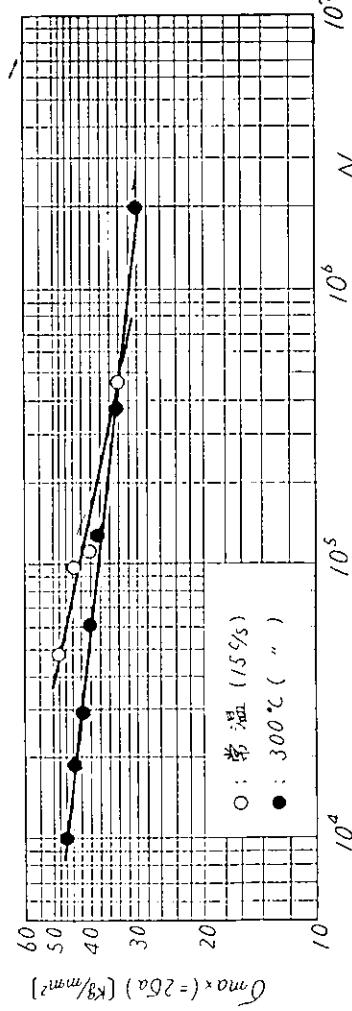


図 2.12 片振り正弦波単独実験結果(引張)

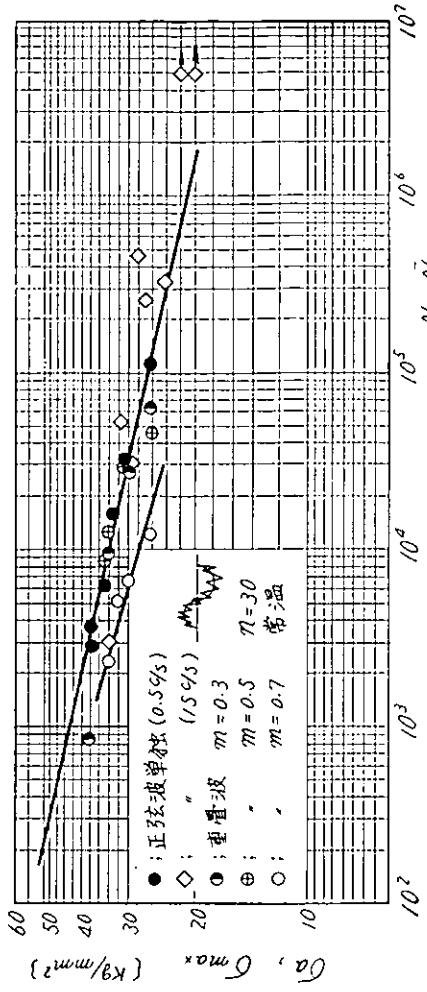


図 2.13 正弦波単独及び重畠波〔A〕の実験結果(引張)

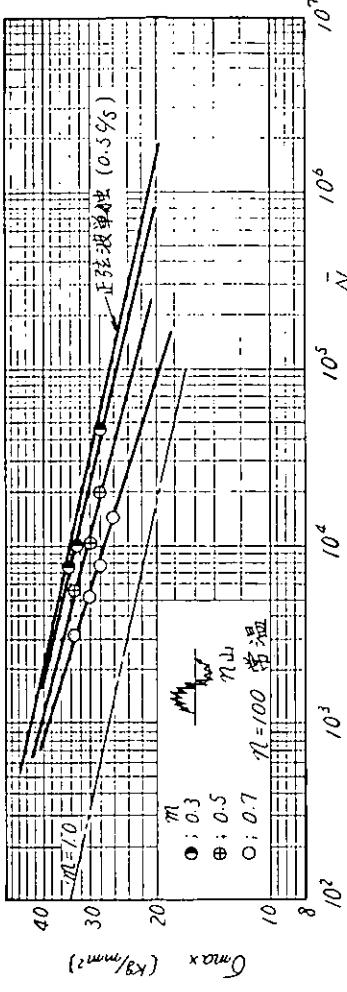


図 2.14 重畠波〔A〕の実験結果(引張)

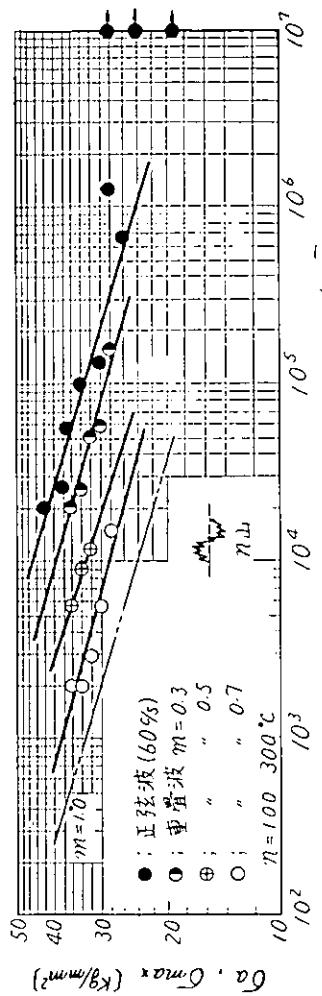


図 2.15 正弦波単独及び重畠波〔A〕の実験結果(引張)

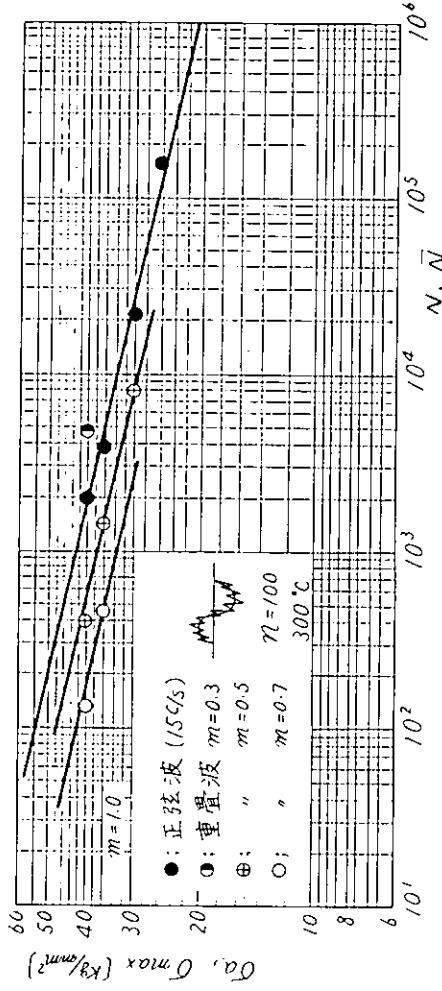


図 2.15 重量波〔A〕の実験結果(引圧)

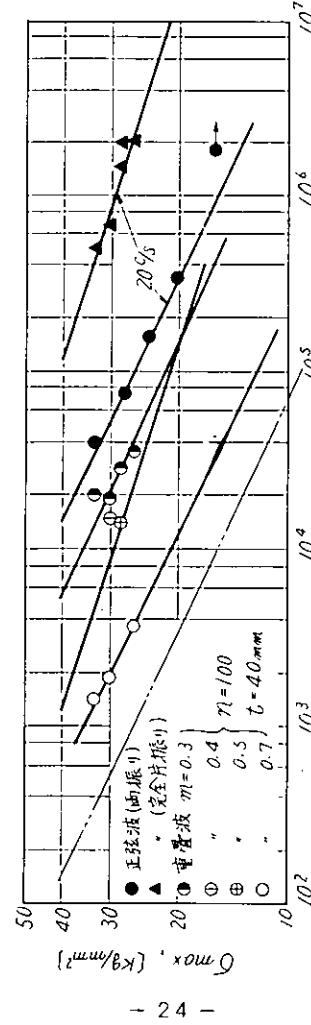


図 2.16 正弦波単独及び重量波〔B〕実験結果

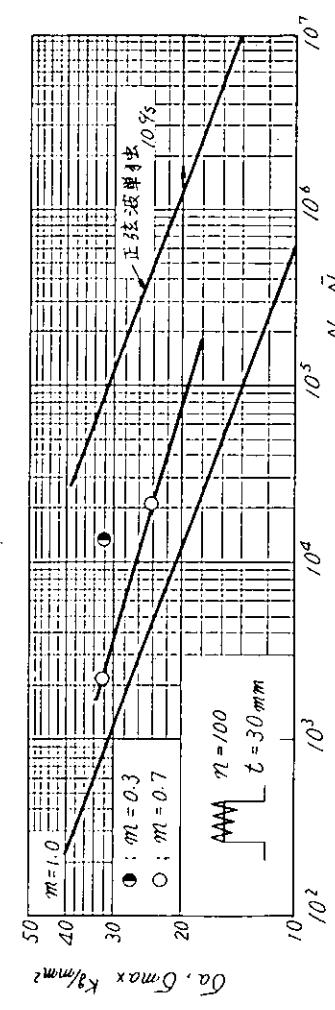


図 2.17 重量波〔B〕試験結果(平曲)

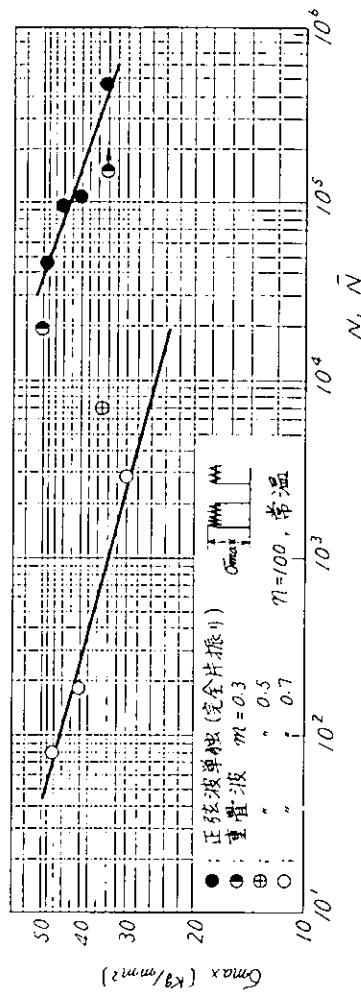


図 2.18 正弦波単独及び重量波〔B〕実験結果(引圧)

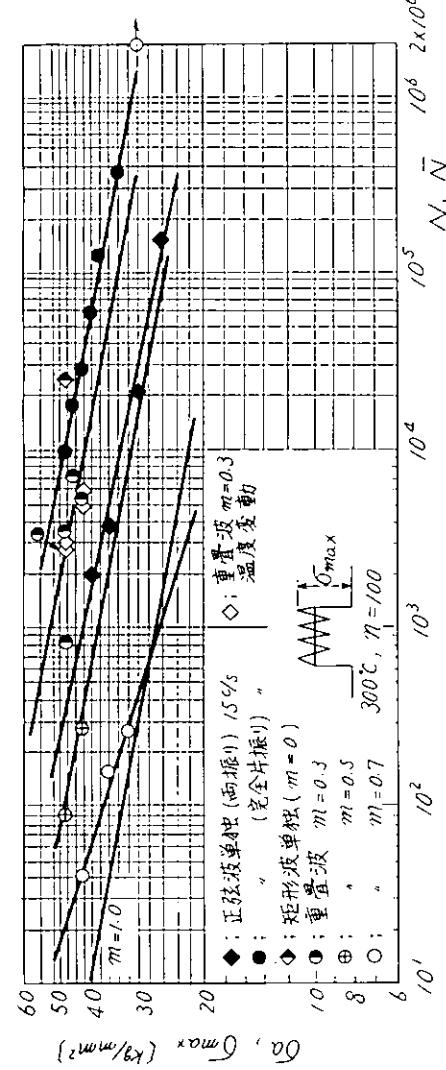


図 2.19 正弦波矩形波及び重量波〔B〕実験結果(引圧)

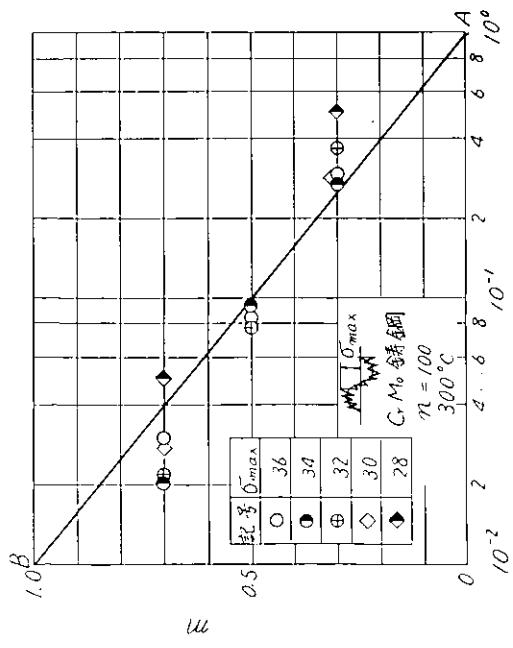
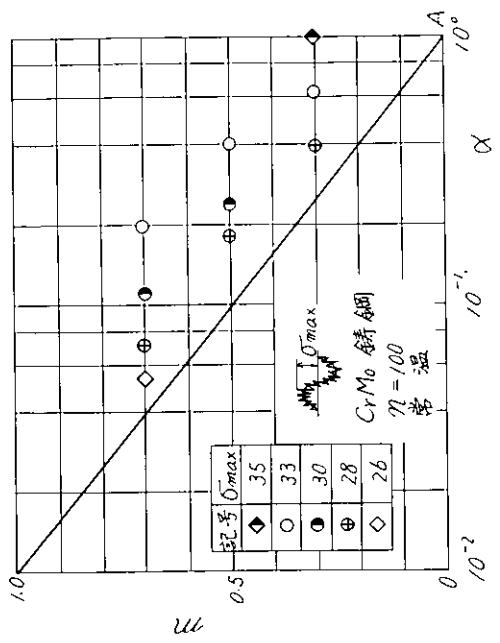


図 2.20 二重々層波平面曲げ疲れ試験結果



1 25 1

図 2.21 二重々層波引圧疲れ試験結果

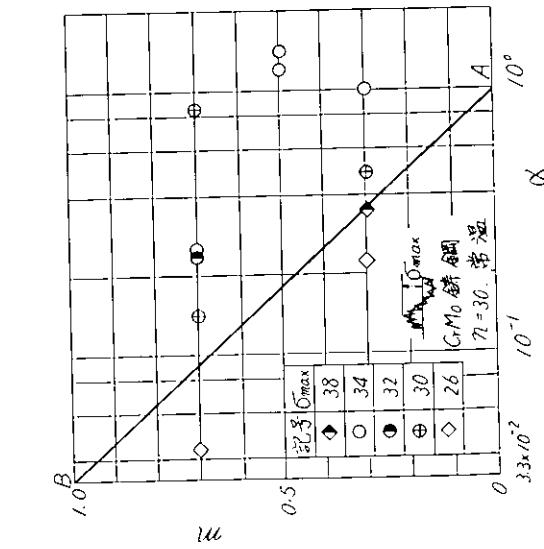


図 2.21 二重々層波引圧疲れ試験結果

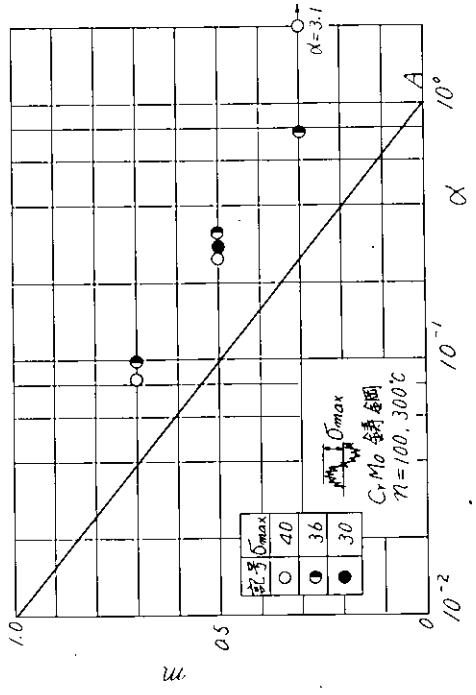


図 2.22 二重々層波引圧疲れ試験結果

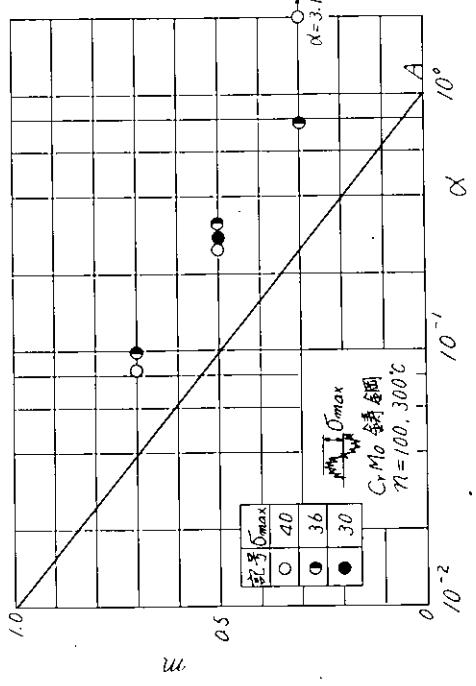


図 2.23 二重々層波引圧疲れ試験結果

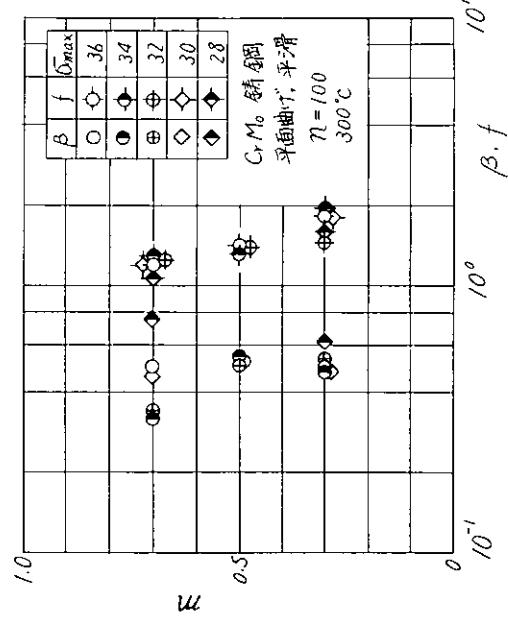


図 2.24 β , f の計算結果

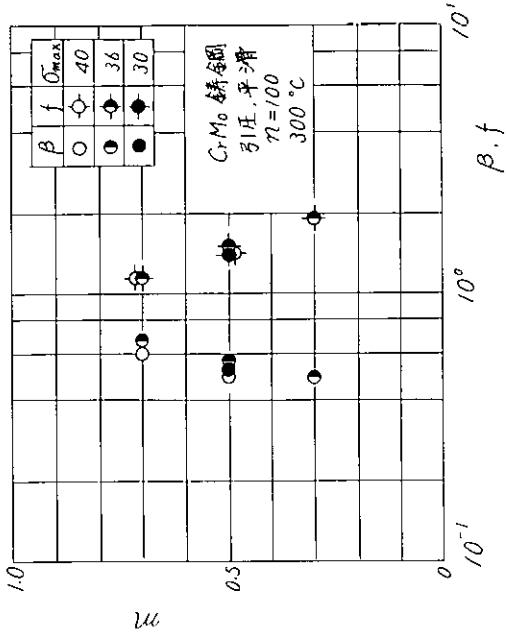
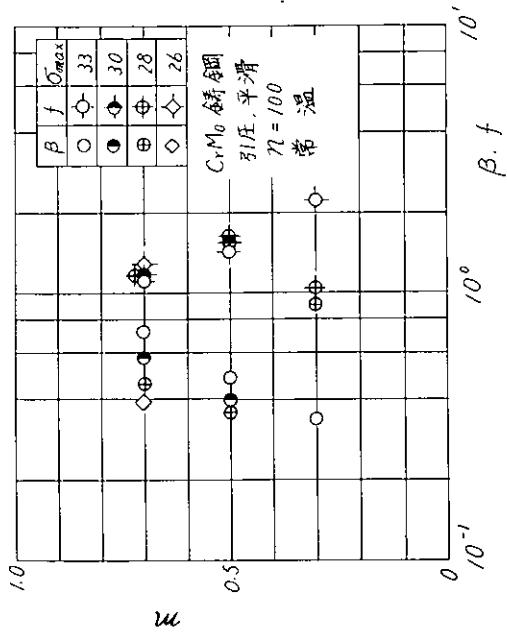


図 2.26 β , f の計算結果



- 26 -

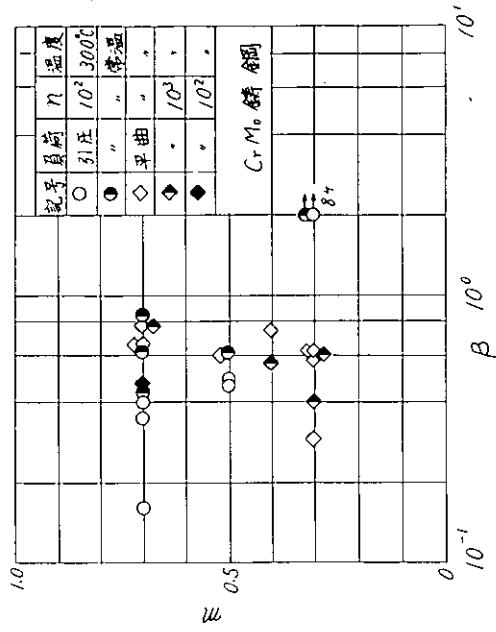
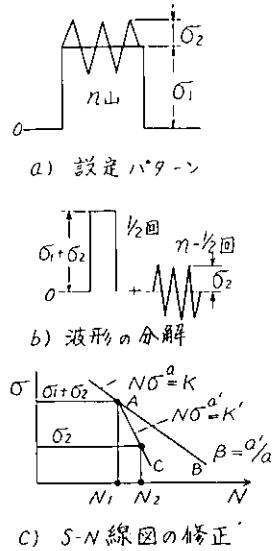


図 2.25 β , f の計算結果

図 2.27 β の計算結果（重置波形〔B〕）

表 2.4 推定寿命と実寿命の比較



部品	ピストン フラン	ピストン フラン	ピストン フラン	シリンダ カバー
材料	SC49	CrMo 錆鋼	CrMo 錆鋼	CrMo 錆鋼
σ_1	$3 \frac{kg}{mm^2}$ ① 20.9 $\frac{kg}{mm^2}$ ② 16.7	$40 \frac{kg}{mm^2}$ ① 20.9 $\frac{kg}{mm^2}$ ② 16.7	$40 \frac{kg}{mm^2}$ ① 20.9 $\frac{kg}{mm^2}$ ② 16.7	$49.9 \frac{kg}{mm^2}$
σ_2	$4.5 \frac{kg}{mm^2}$ ① 3.4 $\frac{kg}{mm^2}$ ② 3.3	$6 \frac{kg}{mm^2}$ ① 3.4 $\frac{kg}{mm^2}$ ② 3.3	$3.9 \frac{kg}{mm^2}$ ① 3.4 $\frac{kg}{mm^2}$ ② 3.3	
n	7.91×10^5	4.4×10^6	1.64×10^5 (x2)	3.09×10^6
S-N線図	$N^{-2.25}$ $= 4.17 \times 10^5$	$N^{-4.89}$ $= 1.01 \times 10^6$	$N^{-5.83}$ $= 1.1 \times 10^6$	$N^{-5.04}$ $= 5.28 \times 10^6$
β	0.545	0.6	0.35	0.62
推定寿命	56	① 12, ② 20	3	12
実寿命	300以下	10	7	4~6

図 2.28 疲労寿命推定の説明図

3. 触火面部材の破損の研究

3.1 触火面部材の破損に及ぼすクリープの影響

ディーゼル機関のピストンクラウン、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た損傷の多くは重大事故には至らないとされているものの、その事例はけなはが多い。したがってこれが機関の信頼性を損うものでないことを説明できる必要がある。一方しばしば重大事故につながる冷却面側の重畠疲労を解析するために、一次波応力に相当する定常熱応力も、触火面側の高温下の圧縮応力がクリープにより弛緩するのにつれて、機関の運転時間の経過とともに変化する可能性がある。

本章の研究は火炎および燃焼ガスにさらされ、温度および荷重の繰返し変化を受ける触火面部材の破損に影響を及ぼす因子のうち、クリープ損傷効果と高温度の部材の損傷に及ぼす雰囲気の作用効果をとり上げ検討するものである。

本年度はとくに高温下で繰返し応力をうける触火面部材の破損において疲労効果とクリープ損傷効果のどちらが優勢であるか、もしクリープ効果が優勢である場合その損傷を累積クリープ損傷モデルで表現しうるか、もし疲労とクリープの二つの損傷があるときは線形加算損傷則がどの程度成立つか、疲労が優勢のときは既存の疲労整理方法が適用できるかどうかを吟味した。

この目的に適する実験装置の新設および既設備の改修を行い、0.2～100時間程度の比較的短時間のクリープ破断試験および保持時間と平均応力を変えた高温疲労試験を行った。

3.1.1 試験装置および試験方法

クリープ破断試験は図3.1.1に示す既設の最大荷重容量3Tonのクリープ破断試験機を使用して行った。クリープ損傷をクリープ歪の見地から解析するため±10mm(片側のみの場合20mm)の範囲の伸びが計測可能な差動トランスによる伸び検出装置を新製付加した。

1)
疲労試験は前年度製作した10Ton高温材料試験装置を使用して行った。前年度製作した保持時間設定回路のみの実験ではクリープ破断時間の見地からの解析しかできないので、この装置についてもクリープ損傷をクリープ歪の見地から解析するのに適する図3.1.2に示すような条件で実験ができるように繰返しクリープ(cyclic creep)信号発生回路を新製付加した。

空気中の高温疲労実験で強度が室温下より低下しながらもこれがクリープ損傷効果として明確に解析できないとき、強度低下を空気中の酸化による劣化作用であることを確認するため真空装置を新製付加した。別の実験では500°Cで約 10^{-4} mmHgの真空状態が得られれば研磨した試験片表面はほとんど光沢を失うことなく酸化されないことがわかっている。試験片を外気から隔離するための試験機本体の前年度製作したOリング気密滑動式隔離槽の不具合のため今回は本実験ができなかつたが、この装置は単独には 3×10^{-6} mmHg程度の真空がえられる能力を持っている。

実験に使用した材料はノジュラーメッキ(FCD45)、 $\frac{1}{2}$ Mo鋼、Cr-Mo鋼で、その化学組成を表3.1.1に示す。試験片は図3.1.3に示す鋳造方案による素材から作った。静的引張り試験用とクリープ破断試験用および疲労試験用の試験片の寸法図をそれぞれ図3.1.4(a)、(b)に示す。疲労試験片の両端から軸方向に設けた丸孔は、孔底まで石英製(および18-8不锈钢製)伸び検出棒を挿入して中央試験部の伸びのみを測定するためと、直接通電加熱方式のため試験片断面積が急増して発熱量がいちじるしく不連続にならぬためのものである。

材料の機械的性質を表3.1.2に示す。

3.1.2 クリープ破断試験

試験温度は 500 °C および 600 °C である。これは高出力機関の触火面温度の正常運転時および冷却不良その他の原因で異常過熱時を想定している。破断時間は約 10 分から約 100 時間までの比較的短時間について行なった。これは疲労試験の結果を対比するときに比較的短時間のクリープ破断試験結果が必要となることが多く、一般に行なわれている 100~1000 時間クリープ破断試験の実験値を短時間範囲に外挿することに精度上問題があるからである。

試験結果を表 3.1.3 に示す。クリープ破断試験結果の整理には一般に Larson - Miller パラメータがよく用いられる。図 3.1.5 はノジュラ鋼鉄 (FCD 45) について整理したものである。温度および応力の広い範囲にわたって、この種の試験としては十分よく一本の線 (マスターカーブ) にまとまっている。この材料についても Larson - Miller パラメータ表示が有効であることがわかる。後述の疲労試験の解析で時間表現のクリープ損傷を求める場合の各応力に対する破断時間はこのマスターカーブをもとに Larson - Miller パラメータ (P) から求める。この場合破断時間は計算された時間の 1/2 から 2 倍の範囲の誤差は生じる。

公表された球状黒鉛鉄のクリープ破断試験結果はほとんど見当らないので、本実験値がより長寿命、低温度のクリープ破断寿命とどの程度よく対応がつかか検討できなかった。

1/2 Mo 鋼鋼材は素材に欠陥があり、少數の実験からマスターカーブを求めるまでにいたらなかった。

3.1.3 疲労試験

高出力大型ディーゼル機関のピストン、シリンダカバーの触火面部材の応力計算を行うと、材料の降伏応力に近いかそれを越えるほどの高い圧縮の熱応力が生じてことになる。したがって圧縮のクリープが生じることが想定されるし、機関停止あるいは低出力時には部材の応力は引張応力に転化する。こうした状況を材料試験機で比較的単純にシミュレートするには、一定温度のもとで圧縮時に保持時間を与え引張時には保持時間を与えない高温疲労試験をすることになる。こうした想定の上で、実験は初め歪制御の圧縮時保持の完全片振り疲労試験を計画したが、試験機の伸び検出機構の新設・改修が遅れたこととクリープ破断試験機で静的圧縮破壊試験ができないので圧縮クリープ損傷の対応ができないことから応力制御の疲労試験を実施した。

圧縮時に保持時間を与えた完全片振り定応力疲労試験をすると図 3.1.6 に示すように圧縮のクリープを生じ若干温度の高い試験部中央がふくらむが、破断することはない。

圧縮時の保持時間の影響を間接的に知るために、完全両振りと引張完全片振りのそれぞれ最高荷重において保持時間を 0.1, 1, 10, 100 秒与えた試験を行なった。試験結果を表 3.1.4 および図 3.1.7 に示す。図 3.1.7 には Manson の Universal Slopes Method の 10% 則による高温疲労強度を与える項を入れてある。実験点との対応は悪く、Manson 式ははなはだしく危険側の予測値を与えることになる。これは Manson 式の 10% 則はもともとクリープ効果のいちぢるしくない範囲の高温疲労寿命を与えるものであるから当然とも言える。

図 3.1.8 は高温低サイクル疲労における平均応力の影響をみるために、片振り試験における応力振巾を修正 Goodman 線図を用いて平均応力のない場合の等価相当応力振巾になおして示したものである。これによると高温低サイクル疲労においては修正 Goodman 線図による平均応力の補正法は成立しない。

図 3.1.9 は最高応力と破断までの総時間数の関係を示し、図 3.1.10 は縦軸は同じで、横軸は破断までの引張り側のみの総時間数をとって、それぞれ高温疲労における時間依存性をみた。図中に静的クリープラブチャ試験から得られた線を記してあるが、両図から時間依存性のあることが明らかである。このことはまずクリープ効果の存在を予測されることを示している。

図 3.1.11 に時間寿命に関して繰返しクリープ (Cyclic creep) 損傷効果と静的クリープ損傷効果の関

係を示す。図3.1.9、11から同一最高応力では繰返し引張り損傷効果と静的のそれのどちらが大きいかはいかに言えない。

時間に関するクリープ損傷を累積クリープ損傷(cumulative creep damage)モデルで検討するには次の方法が広く行なわれていぬ。1サイクルでのクリープ損傷を $\Delta\varphi_c$ とし破断までの繰返し数を N_c とすると次の関係が成立つと仮定する。

$$\Delta\varphi_c \cdot N_c = 1 \quad (3.1.1)$$

1サイクル中の時間に関するクリープ損傷は $\Delta\varphi_c$ は次式で表わされる。

$$\Delta\varphi_c = \int_0^{\Delta t} \frac{dt}{t_r} dt \quad (3.1.2)$$

ここで t_r : dt 時間にかかる応力でのクリープ破断時間

Δt : 1サイクルの時間

(3.1.2)式の t_r は1サイクル中の応力と時間の関係、すなわち波形がきまれば前節で述べたLarson-Millerパラメータとマスターカーブから求めることができる。(3.1.2)と(3.1.1)式から計算した N_c と実験で得られた破断までの繰返し数 N_f との比と保持時間との関係を示したもののが図3.1.12である。累積クリープ損傷が成立つものとすれば N_f/N_c は1になるはずであり、とりわけ完全片振りで保持時間が長い場合は1に近づくはずと予想されたが、実験点は0.1から1の間で散乱していて有意な関係が認められない。図3.1.13は疲労損傷効果とクリープ損傷効果の両者が存在する場合、最も簡単な線形加算則を検討するために示した。図の直線は

$$\frac{N_f}{N_c} + \frac{N_f}{N_{f0}} = 1 \quad \text{または} \quad \frac{\sum \Delta t}{t_r} + \frac{N_f}{N_{f0}} = 1 \quad (3.1.3)$$

N_f は疲労損傷のみで破断する場合の繰返し数で、ここでは図3.1.7中の常温における低サイクル疲労試験の結果を用いた。図3.1.13からFCD4.5材の高温疲労では、疲労損傷はほとんど寄与していないことがわかる。また時間に関するクリープ損傷の寄与が大きいことはわかるが、量的一致に問題が残る。このことは歪に関するクリープ損傷あるいは雰囲気の劣化作用の検討が必要であることを示している。

3.1.4 む す び

ディーゼル機関の燃焼室壁部材のうち燃焼ガスにさらされる触火面部材の損傷に及ぼすクリープの影響を調べるため、本年は主として球状黒鉛鉄(FCD4.5)について短時間クリープ破断試験と500°Cの定応力高温疲労試験を行い、主として保持時間の効果を調べた。その結果以下のことがわかった。

- 1) 損傷は時間依存性型である。すなわち疲労損傷効果は少ない。
- 2) 時間依存性型損傷を破断時間をもとにする累積クリープ損傷モデルで説明しようとしたが満足すべき結果は得られなかった。
- 3) 歪をもとにする累積クリープ損傷モデル(1サイクル毎のクリープ損傷がサイクル数で変化するので複雑で実用上からは望ましくない)を検討する必要がある。
- 4) 時間依存性型損傷を雰囲気(大気)による酸化劣化作用と考えて検討する必要がある。
- 5) 平均応力のある定応力高温疲労試験においては平均応力の補正を修正グッドマン線図を用いて行なうことはむずかしい。
- 6) 500°C、600°Cの高温域におけるごく短時間のクリープ破断試験の場合も、結果はLarson-Millerパラメータ表示で整理できる。

表 3.1.1 化学成分(重量%)及び熱処理条件

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Al	熱処理
FCD 45	3.65	2.80	0.48	-	0.015				鋳造なし
$\frac{1}{2}$ Mo鉄鋼	0.10	0.63	0.66	0.008	0.006		0.51	0.011	900°C+3.5' O.Q., 700°C+35'A.C.
G-Mo鉄鋼	0.17	0.41	0.71	0.009	0.008	0.76	0.34		1050°C+2' O.Q., 690°C+6'A.C.

表 3.1.2 機械的性質

	試験温度 kg/mm ²	降伏強さ kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	真破断力 kg/mm ²	ヤング率 kg/mm ²	伸び %	統合 %	ブリッケン度 Hb
FCD 45	R.T.	22	56	59.5	18,000	10	5.9	201
	500°C	19	30	29	12,700	11	15.0	
$\frac{1}{2}$ Mo鉄鋼	R.T.	34.6	49.1	119.0	20,800	38.3	74.9	140
	500°C	21.6	39.8	90.7	13,150	32.9	77.8	137
G-Mo鉄鋼	R.T.	37.2	55.5			23.5	60.5	

表 3.1.3 クリープ破断試験結果

FCD 45

500°C

破断時間(hrs)	0.18	1.05	3.52	6.82	27.28	52.67
破断応力($\frac{kg}{mm^2}$)	24.2	22.0	19.6	17.1	13.05	13.46

600°C

破断時間(hrs)	0.17	0.52	3.60	7.42	114.58
破断応力($\frac{kg}{mm^2}$)	13.44	12.0	8.56	7.34	3.91

 $\frac{1}{2}$ Mo 鉄鋼

500°C

破断時間(hrs)	109.5	0	0	272.7
破断応力($\frac{kg}{mm^2}$)	39.8	43.7	35.8	31.8

表 3.1.4 FCD45 の定応力疲労試験結果 (500°C)
508°C

試験片番号	応力 [kg/mm ²]		保持時間 [sec]	破断荷重 Nf	
	引張応力 σ _a	圧縮応力 σ _b	範囲 Δσ	引張側測定値	
1-36	25.35	0.26	25.6	0.1	1 95
1-66	25.35	0.26	25.6	1	1 45
1-26	25.35	0.26	25.6	10	1 12
3-2 (500)	25.4	0.26	25.7	100	1 2
2-6	25.2	25.2	50.4	0.1	0.1 1,159
1-3	25.2	25.2	50.4	1	1 59
1-5 (500)	25.4	25.4	50.8	10	10 34
3-56	22.2	0	22.2	1	1 46
1-1 (500)	22.4	0.26	22.7	100	1 3.5
1-4	22.4	21.8	44.2	1	1 377
2-5	22.1	22.1	44.2	100	100 64
2-3	17.8	0.26	18.06	0.1	1 >32132
4-66	18.2	0.26	18.46	1	1 12516
4-46	18.5	0.26	18.83	10	1 1688
2-36	18.3	0.26	18.56	100	1 39
1-6	18.2	17.4	35.6	0.1	0.1 11738
2-1	18.2	17.5	35.7	1	1 3,389
2-4	19.7	17.4	37.1	10	10 710
2-2	19.6	18.5	36.2	100	100 71
3-46	18.1	19.7	35.8	100	100 76

注) (500) × 計は (500°C, 1021 508°C)

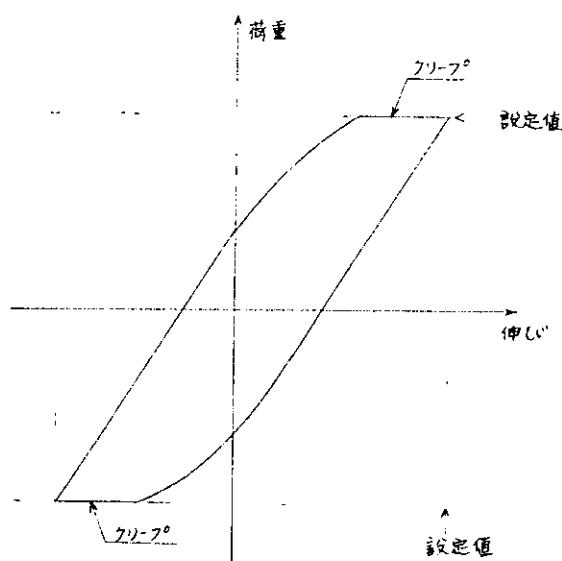
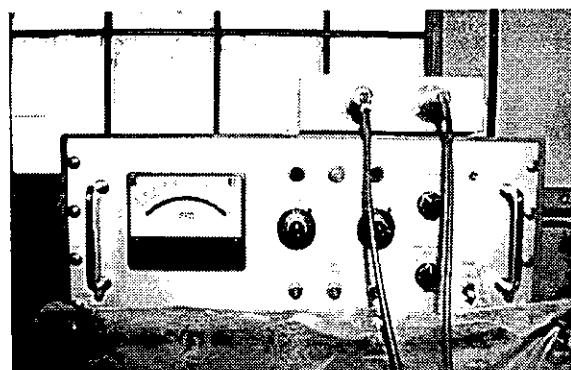
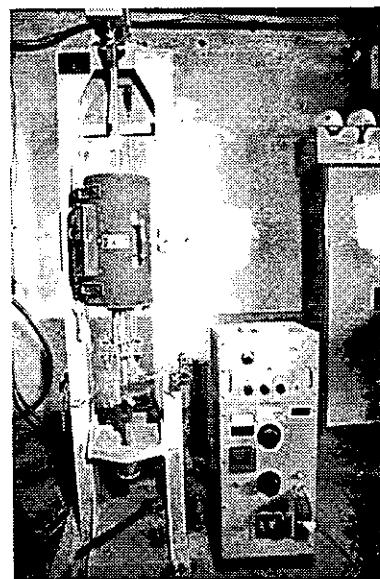


図 3.1.2



伸び検出器

クリープ破断試験機

図 3.1.1

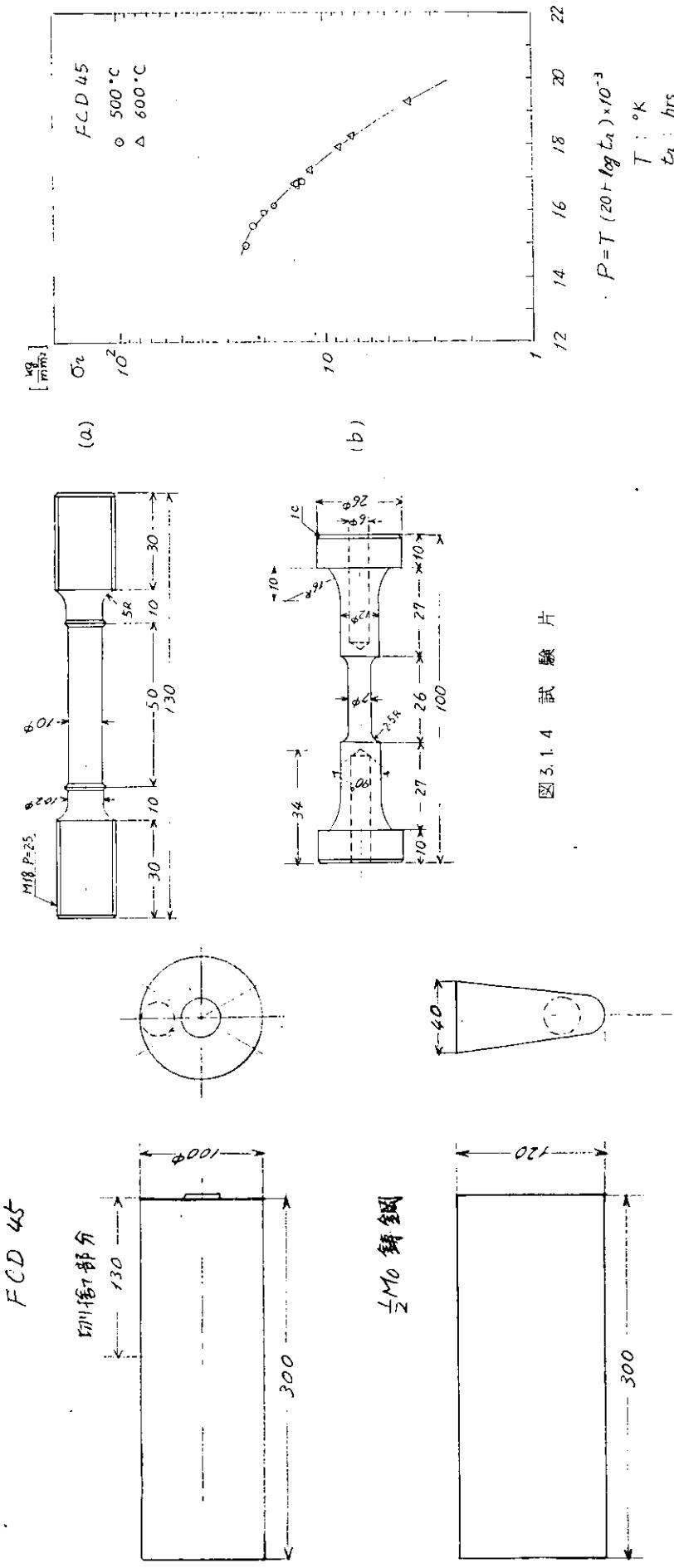
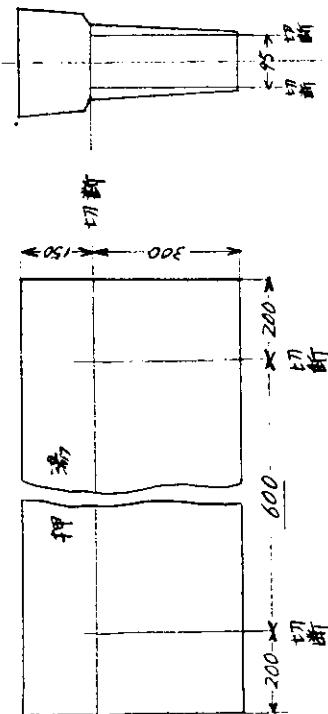


図 3.1.5 Larson-Miller パラメータと破断応力の関係



Cr-Mo 鋼

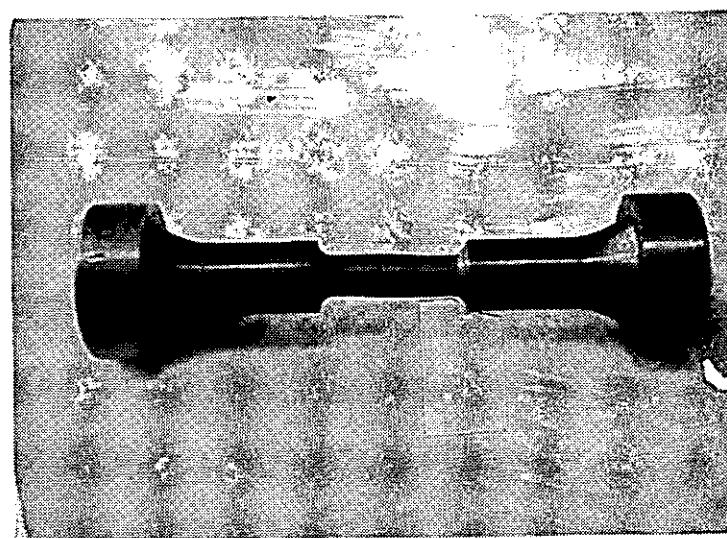


図 3.1.6 圧縮片振り保持未破断試験片

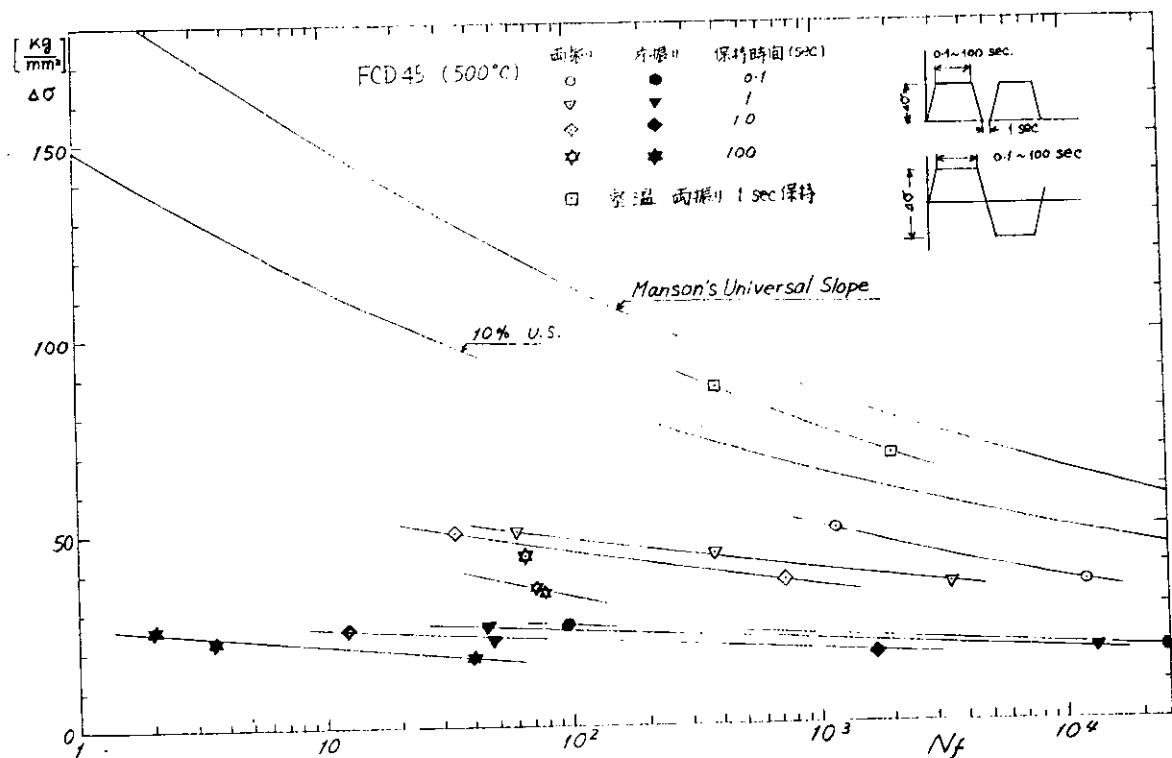


图 3.1.7

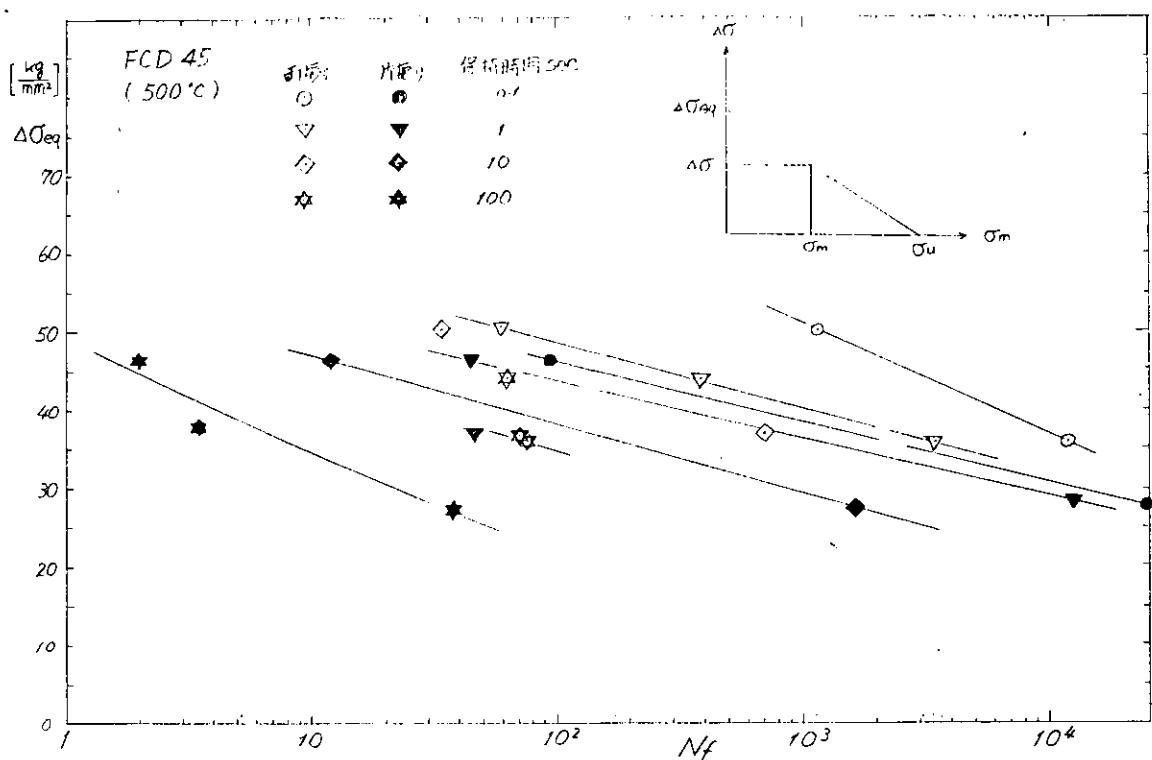


図 3.1.8

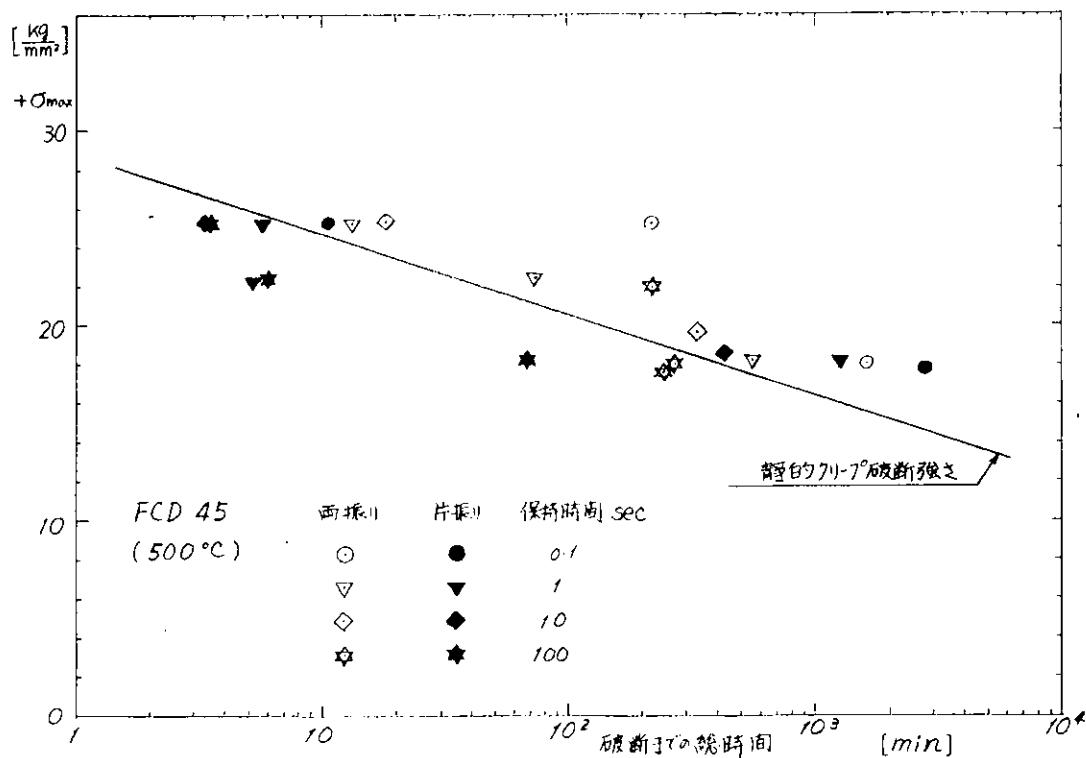


図 3.1.9

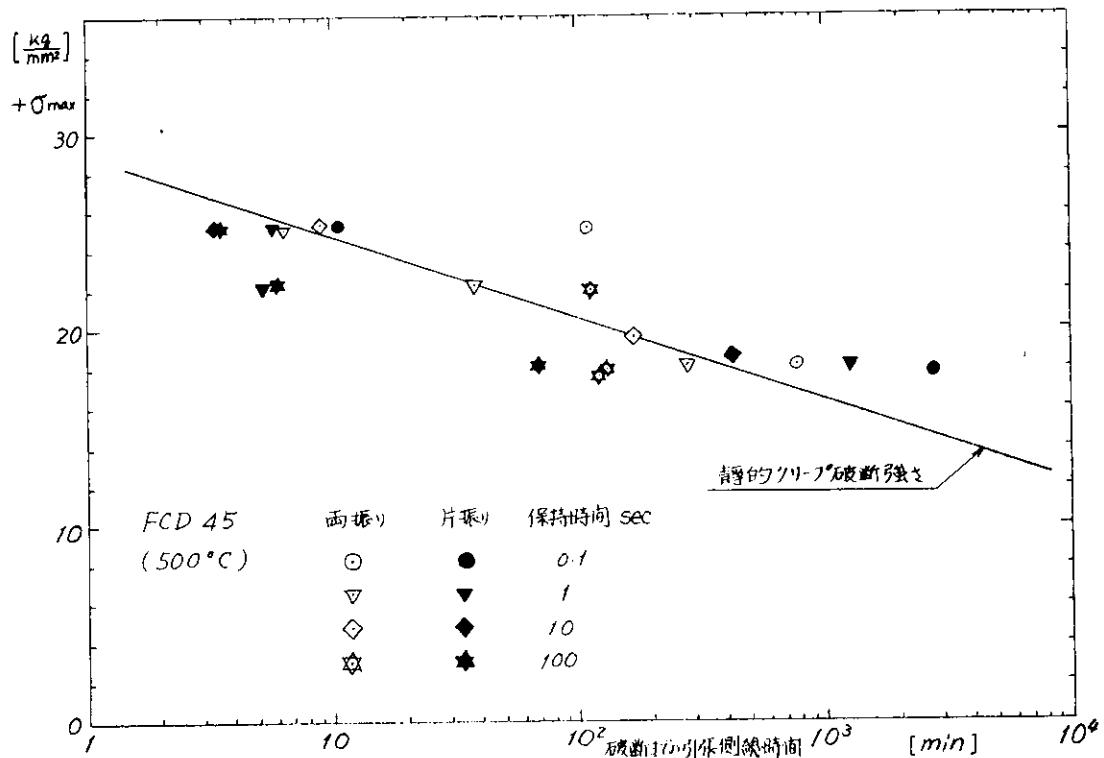


図 3.1.1.0

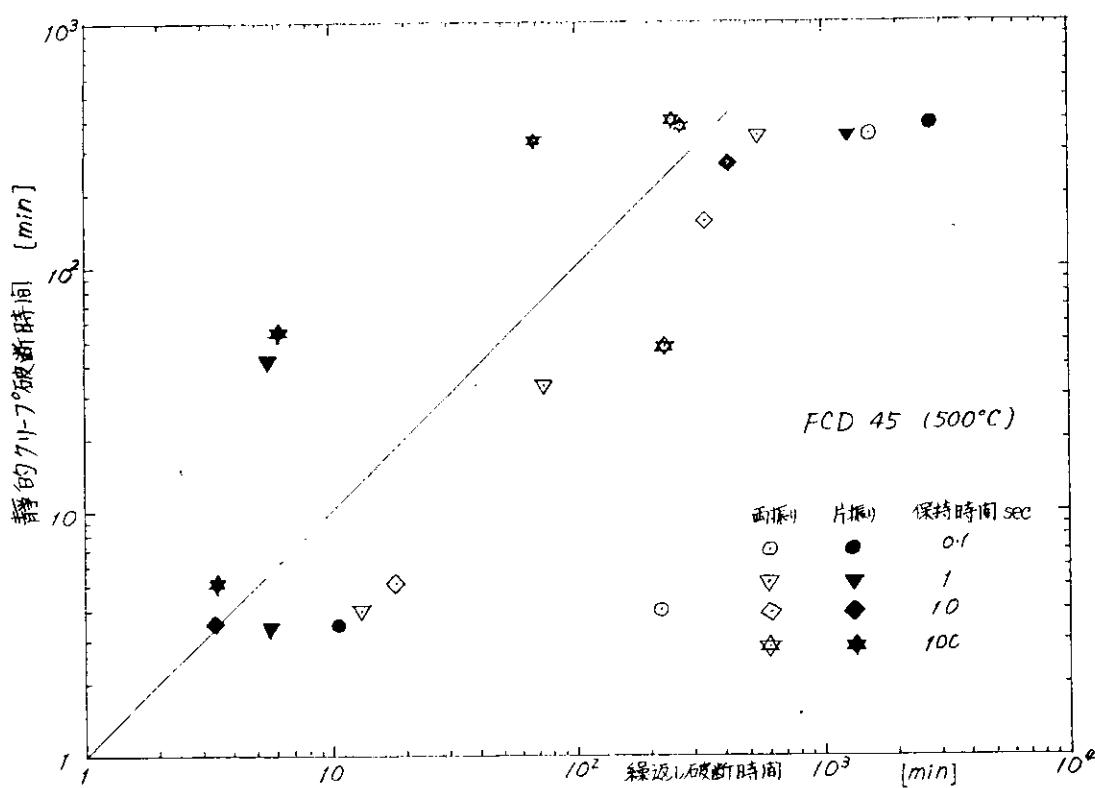


図 3.1.1.1

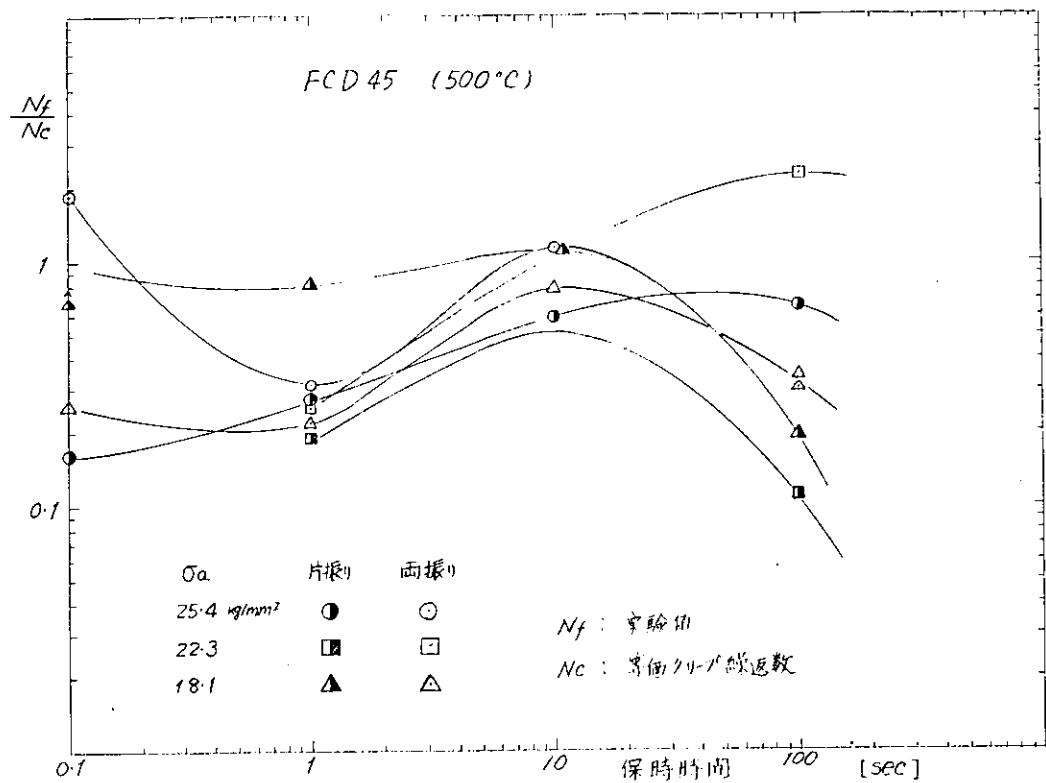


図 3.1.1-2

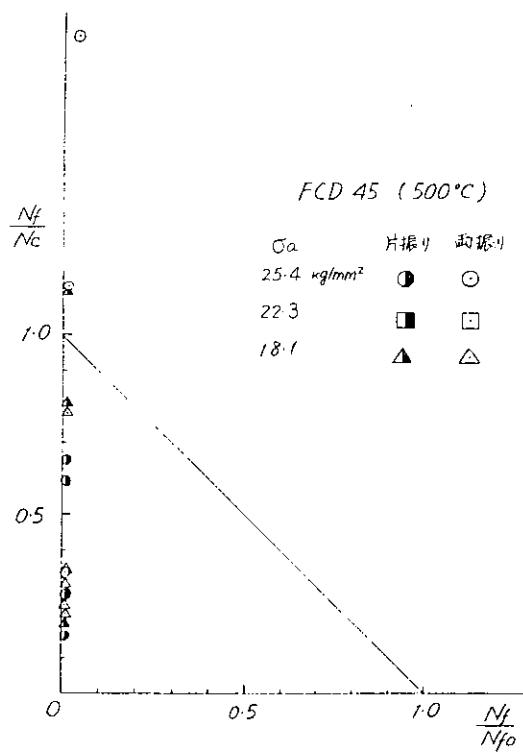


図 3.1.1-3

3.2 排気弁の寿命に影響を及ぼす伝熱条件の検討

船用ディーゼル機関の排気弁破損の原因はクリープ、熱疲労、触火面の熱的機械的繰返し衝撃、燃焼ガスの吹きぬけ・焼損などが考えられるがいずれの場合においても排気弁および弁座の伝熱条件・温度は排気弁の破損に大きな影響を与える。

われわれは主としてガス吹きぬけによる排気弁シート面の焼損を対象に、排気弁損傷過程における伝熱条件の役割りを量的に解明するための3カ年研究計画を昭和47年度より開始した。排気弁焼損事故の原因については従来からいろいろなことが言われている。例えばシート面の熱変形、偏摩耗、シート面に堆積した燃焼残渣物のかみ込み、高温腐蝕などである。これらは発生初期においては焼損事故につながる重要な要因と考えられるが、これが進行するうちに燃焼ガスが吹抜け焼損が急に加速されることが予想される。この研究は、何らかの原因で排気弁シート部に細隙が生じ焼損が進行する過程におけるガス吹抜け時の排気弁および弁座の伝熱条件を理論的・実験的に検討しようとするものである。研究の大要を図3.2.1に示す。

前年度は、排気弁シート面に細隙が生じたとき、細隙寸法、機関運転条件から吹抜けガス量、伝熱量、排気弁温度上昇を計算する方法を提案し、計算プログラム、計算図表などを作成した。¹⁾また実験機関の排気弁温度を詳細に測定した。

本年度は提案した欠損弁温度計算法の妥当性をたしかめるため次のことを行った。

- 1) シート面に人為的に溝をつけた切欠き弁の温度測定を行った。
- 2) 前年度測定した排気弁温度分布から弁表面の伝熱量分布を求めた。これをもとにして、切欠き弁実験と比較するため実験弁の温度計算を行った。
- 3) 細隙流れ計算法を検討するため、干渉計による細隙流れ実験の一部を行った。

3.2.1 切欠き弁の温度測定

(1) 実験装置および実験方法

排気ガスの吹き抜けが生じたとき、ガス吹抜け細隙の寸法・形状や機関運転条件によって排気弁温度が正常時からどのように変化するかを調べるために、まず正常弁温度を測定したのちシート部に溝を加工、漸次これを大きくしながら切欠き弁の温度測定を行った。

実験に使用したディーゼル機関は2サイクルユニフロー単シリンダ排気過給機関で、主要部は表3.2.1に示す。なおこの機関には排気ターボ過給機のほか電動プロワが直列に接続されブースターとして使用されている。空気は加圧されたのち、冷却器を経てシリンダに入る。

温度分布計測用として、弁および弁座に計8本の熱電対を埋込んだ。使用した熱電対は外径1.0mmのステンレスシースの接地型アルメル・クロメルである。シリンダカバーの弁座はインサートリングを冷しづめして使用している。母材はSEH3(JIS)で、シート面にはステライト#6が厚さ約2mm盛金してある。熱電対の埋込み位置を図3.2.2に示す。排気弁は前年度の実験に使用したNo.4弁を使用した。弁は母材がSEH3(JIS)でシート面にはステライト#6が約2mm盛金してある。熱電対の熱接点はシート中央の表面下0.5mmに銀ろう付けしてある。排気弁の形状・切欠き溝寸法および熱電対埋込み位置を図3.2.3に示す。切欠き溝は排気弁シート部に熱電対埋込み位置が中心になるように加工した。切欠き溝と実験番号の対応を表3.2.2に示す。温度測定記録には自動平衡型打点記録計を使用した。

実験機関の設定負荷条件およびこのときの排気温度、冷却水温度、最高爆発圧力などの標準的な値を表3.2.3に示す。100%負荷を平均有効圧力1.0kg/cm²に合わせ、4/4, 3/4, 2/4, 1/4負荷で実験を行った。切欠き溝は実験開始当初、排気弁温度の最も高い断面(シリンダヘッド中心の方向)に向ける予定であったが、実験の早い段階で溝部熱電対が断線し弁の溝部温度測定ができなくなった。このため弁座側への影響を調べる

こととし、溝位置を90°回転し弁座側熱電対の位置に合わせ実験を行った。

(2) 切欠き弁実験結果

正常弁および三種類の切欠き弁について行った排気弁および弁座の温度分布測定の結果を表3.2.4(a)~(d)および図3.2.4(a)~(d)に示す。点1~4は弁側それぞれ0、90、180、270°の位置に、点5~8は弁座側、それぞれS₁、S₂、S₅、S₄に対応し、点9は排気ガス温度を示す。切欠き溝は弁側2の点と弁座側6の点に対応する。

弁および弁座側の切欠き溝付近にはガス吹きぬけの跡が認められた。地金の焼損は現在のところ全く認められないが、切欠き寸法8×0.1mm²の実験では弁側溝部の熱電対を埋込んでいた銀ろうが焼損を受けた。熱電対断線のため弁溝部は温度を測定できなかったがかなりの温度上昇を受けたものと思われる。

弁座側の切欠き溝に対応する点6でははっきりと温度上昇が認められる。図3.2.5に正常弁装着時と切欠き弁装着時の点6の温度差を示す。温度差を求めるとき各実験毎に温度レベルが変動するため、点5、7、8の温度レベルを正常弁使用時の温度レベルに平行移動してレベル変動を修正した。

弁切欠き部以外の点および弁座側の切欠き対応点以外の温度変動の有無は実験再現性の精度上たしかめることはできなかった。現在断線した熱電対の交換を行っており、弁側切欠き部測定のため再実験を行う予定である。

(3) 正常弁の温度測定結果

前年度正常弁の温度測定を行い一部をすでに報告したが、未報告の分を合せまとめてここに報告する。排気弁はNo.1からNo.6まで6本を使用し各弁について4点づつ温度を測定した。排気弁形状および温度測定位置を図3.2.6に示す。弁座側測定位置は図3.2.2に示した通りである。弁No.4、5、6は周方向の温度分布を測定するため90°おきに同一位置に測定点を配置した。弁No.1、2、3は最も温度の高い断面での温度計測を行うため、測定点をシリンダ中心軸に向けた。

測定結果を表3.2.5(a)、(b)に示す。排気弁No.4、5の測定値から明らかなように弁シート、傘背面および底面に非常に大きな周方向の温度変化が認められる。

3.2.2 損傷弁の温度計算

排気弁と弁座シート面の間に細隙が生じガスが吹きぬけるときの排気弁温度（サイクル平均）計算は図3.2.1に示したように次の如く行う。

- (i) サイクル計算を行い \bar{Q}_{max} を求める。
- (ii) 正常弁の温度・伝熱量分布を求める。
- (iii) 細隙寸法およびサイクル計算を参考として係数 q_r を求め、局所伝熱量 DQ を壁温 T_w の関数として表わす。
- (iv) 局所加熱 DQ を受ける排気弁温度計算を行い壁温と DQ の関係を求め、(iii)の結果から T_w 、 DQ を同時に決定する。

前年度に作成した計算プログラム及び計算図表を用い、3.2.2に述べた実験条件に合わせてこの計算を行う。

(1) ディーゼル機関のサイクル計算

- 1) サイクル計算プログラムを用いて実験機関についての計算を行った。図3.2.7に結果を示す。横軸の理論平均有効圧力 P_{et} は機関効率を考慮して実験の平均有効圧力 P_e と対応させる必要がある。機関効率を計算と実験の燃料消費率から求めると、表3.2.6のような対応を得る。実測された最大爆発圧力と計算値はよく一致する。 \bar{Q}_{max} は細隙壁温 T_w の関数であるため、図3.2.7では $T_w = 200^\circ\text{C}$ および 500°C の値を示した。 $4/4$ 、 $3/4$ 、 $2/4$ 、 $1/4$ 負荷時の \bar{Q}_{max} と T_w の関係を図3.2.1-3に示す。実験では給気温度を冷却器で

下げているため、サイクル最高温度や \bar{Q}_{\max} は低い。参考のため4／4負荷で給気温度105°Cの場合の \bar{Q}_{\max} を点線で示した。

(2) 正常弁の温度・伝熱量分布

実験で測定された排気弁温度分布はいちじるしい非軸対称性を示しているが、プログラムVTQ¹⁾を用い、最も温度が高い断面の温度測定値を入力として温度・伝熱量分布の計算を行った。図3.2.8(a)～(d)に計算結果を示す。弁背面に熱流入や伝熱量分布の不連続が見られること、弁底面の平均的熱負荷が比較的低く、一部に非常に強い熱流入や熱流出がみられ、大型弁の計算結果と異っている。この排気弁の特性と考えられる点もあるが、温度測定値のばらつきや三次元性を無視したことによる奇妙な計算結果を出す一因と考えられる。

実験機関は1気筒に4個の排気弁を有し、シリンダ半径方向や熱負荷分布、シリンダカバー内の冷却水ジャケットや排気流路の形状などが温度分布に強い非軸対称性をもたらす原因と考えられる。三次元的伝熱量分布を限られた点数の温度計測から正確に求めることは困難であるので簡単な仮定のもとで三次元温度計算を行い、非軸対称性が以後の切欠き弁温度計算に与える影響を検討することとした。伝熱量分布はシート部以外はすべて軸対称とし、シート面では周方向に直線的に変化するものとした。計算には図3.2.10に示す分割法を用いた。外周3リングのみを周方向に分割、中の5リングは軸対称のままである。計算結果の一例を図3.2.9に示す。シート部温度を200°C以上変えるには、非常に大きな伝熱量分布（シート部）を与える必要がある。

(3) シート面に局所加熱を受ける排気弁の温度計算

実験排気弁の形状に合わせ前年度の計算プログラムを一部修正して計算を行った。用いた要素分割法は図3.2.10の通りである。ガス吹抜けにより、シート面の全周の1/16の巾に局所加熱を受けるものとする。（要素#23）。加熱部近傍は周方向を密に分割した。前述のように現段階で正常弁の伝熱量の三次元的分布を正確に知ることは困難であるため、入力として表3.2.7に示す2つの非常に異った正常時伝熱量分布を与えた。Case aは温度実測値から軸対称を仮定し計算したもの（図3.2.8(a)）であり、Case bは底面およびシート面の熱負荷を非常に大きくしたうえ、温度分布に非常に大きな非軸対称性をもたらすもの（図3.2.9）である。

図3.2.11(a)、(b)に計算結果を示す。排気弁各部の温度上昇は局所熱流量DQに比例する（図3.2.12）。最も厳しい温度上昇を受ける要素#23の温度上昇率($\Delta T/DQ$)はCase a, Case bで大きな差はない。

(4) 計算と実験の比較

切欠き弁実験と比較するため、100%負荷時の切欠き弁温度計算を行った。細隙寸法($\ell = 4 \sim 5 \text{ mm}$ 、 $h = 0.1 \sim 0.13 \text{ mm}$)、燃焼室平均圧力・温度などから $q_r = 0.2$ とする。図3.2.13から $\bar{Q}_{\max}(T_w)$ を求め、有効細隙寸法 $a_e = \frac{1}{2} a \cdot q_r$ とすると

$$DQ = a_e \cdot \bar{Q}_{\max} = 152 \left(1 - \frac{T_w}{720} \right) \quad (3.2.1)$$

となる。式(3.2.1)と図3.2.11(b)からDQおよび T_w が求められる。計算結果を表3.2.8に示す。Case aとCase bで要素#23の温度上昇は全く変わらない。参考のため給気温度を105°Cとして計算を行った。給気温度は吹きぬけによる温度上昇に大きな影響を与える。実験では排気弁切欠き部の温度上昇を測定できなかったので、弁座側の温度上昇のみを同表に示す。

3.2.3 干渉計による細隙流れ実験

前年度、高温高圧ガスの細隙流れを一次元的に扱い簡単化した仮定のもとで細隙流れの伝熱量を定める係数 q_r を求めた。また細隙流れの伝熱・吹きぬけや弁開時の燃焼ガスによる弁まわりの流れや伝熱を調べるために細隙流れ実験装置を作成した。実験は平行壁および弁・弁座の二次元模型を用いて細隙をつくり光学的に流路内流れの

密度を測定し、計算上仮定した流れのモデルを検討するほか、伝熱量や流量を量的て求めようとするものである。本年度は装置の調整、流れの定性的観察および定量測定のための予備実験を行った。

(1) 干渉計による流れの測定

光の屈折率が気体の密度により変ることを利用して、直接投影法、シュリーレン法、干渉法などの光学的手法が流れの研究にしばしば利用される。光学的方法はピト一管などの異物を挿入して流れを乱すことなく、高速現象をとらえることができる、流れを可視化できるなどの利点をもつ。

図3.2.1.4にマッハツェンダー干渉計装置を示す。装置は台に据えつけられた2個のスプリッタプレート①、④、2個の全反射鏡②、③のほか、光源⑥、拡散レンズ⑨、2個の凹面鏡⑦、⑧、カメラ⑩および光学ガラス窓のついた測定部⑤から成る。スプリッタプレート①で2方向に分離された同位相の平行光線は別の道を経て④で合流し干渉する。⑤内の気体密度が一様のとき②または④の仰角・回転[○]を調整し図3.2.1.5(a)のような干渉縞を得る。測定部を気体が流れるとき密度変化が生じ静止時と異った干渉縞(b)、(c)が生じる。図3.2.1.6に示す方法で静止時との縞次数の差が得られ、後に示す式で密度変化が求められる。また①から④にゆく光束を阻ぎることにより直接投影写真が得られ、衝撃波や膨張波など急激な密度変化の生じている位置に明暗線があらわれる。空気密度の縞次数差△Nあるいは縞移動距離d/bは

$$\frac{d}{b} = \Delta N = \frac{L}{\lambda_0} \beta \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_s} \quad (3.2.2)$$

と表わされる。Lは測定部長さ、 λ_0 は光の真空中の波長、 ρ_s は0°C、760mmHgの密度、 β は係数である。空気の場合 $\beta = 0.000292$ ($\lambda = 5893\text{Å}$)、He-Neレーザ光は $\lambda_0 = 6328\text{Å}$ 、 $L = 60\text{mm}$ を代入すると

$$\frac{d}{b} = \Delta N = 2.77 \frac{\rho_2 - \rho_1}{\rho_s} \quad (3.2.3)$$

式(3.2.3)により1点の ρ_1 がわかれば△Nから ρ_2 が求められることになる。

密度勾配がある中を光が通るとき図3.2.1.7に示すように光は密度勾配の方向に弯曲し、nを屈折率とするとき長さLを通過する間に式(3.2.4)に示すだけ方向を変える。

$$\epsilon = \int_0^{L/2} \frac{dx}{R} = \int_0^{L/2} \frac{dy}{n} \cdot \frac{dn}{dy} dx \quad (3.2.4)$$

光のこの性質はシュリーレン法や投影法として高速流中の衝撃波や膨張波の位置、境界層の観察に利用されている。しかし鋭い角部の流れの干渉写真をとると角部に黒いスポットが生じたり、この近傍の干渉縞の位置は実際の位置にズレが生じる。

(2) 実験装置および2、3の実験結果

細隙流れ実験装置のうち光学系をのぞく全体配置を図3.2.1.8に示す。空気温度・圧力は⑥、⑦でそれぞれ測定する。箱④には本年度新製の電気式空気加熱器が納められ、最大20kWまで4段階の切りかえができる。測定部本体⑤には光学ガラス窓にはさまれた60mm巾の空間に細隙を構成する二つの試験体を挿入する。図3.2.1.9に実験に用いる試験体を示す。模型aは2個で単純な平行細隙を構成する。模型b、cはそれぞれ、3.2.1で述べた実験弁・弁座および造研第137研究部会で研究を進めている弁・弁座を弁軸を含む面で切断した形を模している。模型b、cは内部を水で冷却する。温度および静圧をA、B2点で測定する。光学系は図3.2.1.4に示したとおりである。干渉計鏡径は100mmφであり、窓ガラスは60mmφである。光源として10mw He-Ne レーザを用いた。フィルムはSSを使用、露出時間は1/1000秒、絞り2.8とした。

光源としてはじめ白色光源を用いたが調整が困難のためHe-Ne レーザに変えた。窓ガラスと模型の間の高圧空気のもれや試験細隙中における急膨張した気流などに含まれる凝縮水分による窓ガラスのくもりは実験

上の大きな障害となった。オイルセパレータや加熱器を用いたが十分な解決は得られていない。光と細隙平行度の調整等なお改善すべき点が残っている。このためまだ流量や伝熱量の定量測定に至っていない。2、3の予備実験の結果を以下に述べる。

(i) 平行な細隙流れ

平行壁模型を用い、細隙巾 $5.2 \sim 0.5 \text{ mm}$ (長さは 40 mm)、流路入口圧力 $1.2 \sim 2.5 \text{ Kg/cm}^2$ で干渉継写真を撮影した。一例を図 3.2.2.0 に示す。(a)は静止状態、(b)、(c)は $p_0 = 1.25, 2.0 \text{ Kg/cm}^2$ である。低圧時は明瞭な継が得られ境界層発達の様子がよくわかる。高圧時は入口近くに衝撃波が発生、流路内につよい圧力波が見える。図 3.2.2.1 に干渉写真から得た流路内の密度分布を示す。図 3.2.2.2 に入口・出口継数差と断熱変化および等温変化を仮定した場合の計算上の継数の差を比較した。

(ii) 排気弁模型による弁・弁座間すきまの流れ

排気弁模型を用い、入口・出口の圧力比 $p_0 / p_2 = 1.2 \sim 2.5$ 、弁・弁座間隙 $0.5 \sim 6 \text{ mm}$ の範囲の実験を行った。図 3.2.2.3(a)~(e)まで干渉写真の例を示す。(a)~(d)までは模型 b、入口圧力 2 Kg/cm^2 、(e)は模型 c、入口圧力 1.25 Kg/cm^2 である。静止状態での継調整により同じ流れ条件でも異った干渉写真(a)、(b)が得られる。二種の写真を比較することにより測定精度を高めることができる。入口部の黒いスポットの中には衝撃波があると考えられる。細隙を出た流れは弁背面に向って流れ表面に衝突し、一部は逆流し他方は弁表面にそって出口に向って流れる。弁模型 C (図 e)においてはこのような激しい衝突・逆流は見られない。この衝突逆流は 3.2.2.(2)で述べた、弁背面における伝熱量分布の不連続や熱流入の存在をうらづけるものと考えられる。(c)、(d)は弁間隙の大きい場合の流れを示す。弁背面近くは水分凝縮のため干渉縮は不鮮明であるが、弁・弁座間隙では明瞭な衝撃波なども認められる。今後、光と細隙の平行度調整、水分凝縮に注意しながら実験を進める予定である。

3.2.4 まとめ

排気弁シート部に人为的に溝をつけ吹きぬけを生じさせて排気弁および弁座の温度測定を行った。実験を行った溝寸法は $2 \sim 8 \times 0.1 \text{ mm}^2$ であり、計算によれば 40° から 100°C 程度の温度上昇が予測されたが、熱電対断線により弁側の溝部温度測定はできなかった。しかしながら銀ろうの焼損がみられ大きな温度上昇があったものと思われる。一方弁座側では 60°C の温度上昇が溝寸法 $8 \times 0.1 \text{ mm}^2$ に対し測定された。ひきつづき、再実験を含む実験を予定している。

干渉計による細隙流れ実験は定量測定のための予備実験を行った段階であるが、平行壁および弁・弁座模型を用いて、シート細隙間の流れおよび弁開時の流れに関する定性的な知識を得た。ひきつづき精密な実験を行い定量測定をめざしたい。

これまでガス吹抜けによる排気弁の時間平均温度上昇を扱ってきた。しかし、前報で述べたように焼損現象には平均温度の上昇のみならず、サイクル中の高温ガスもれによる瞬間的な温度上昇の検討が必要である。次年度はこの瞬間温度上昇の計算を合わせて行う予定である。

参考文献

- 1) 日本造船研究協会 研究資料第 181 号 (1973)
- 2) Thermal Stresses and Thermal Fatigue P.128, London, Butterworths

表 3.2.1 実験機関主要目

呼称	R-124 実験機関
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 + 電動ブロワー
出力 × 回転数	153 PS × 400 RPM
軸平均有効圧力	10.0 kg/cm ²
排気管出口温度	350 °C
燃料噴射圧力	280 kg/cm ²

表 3.2.3 標準的運転成績

呼称	1/4	2/4	3/4	4/4
負荷 kg/cm ²	2.5	5.0	7.5	10.0
回転数 RPM	252	317	364	400
動力計荷重 kg	47.8	95.5	143	191
燃費 g/ps-Hr	160	155	159	160
排気温度 °C	90	185	280	350
冷却水温度 °C	34	44	50	56
掃気圧力 kg/cm ²	0.35	0.4	0.55	0.8
润滑油温度 °C	28	30	34	38
沙汰最高圧力 kg/cm ²	53	57	65	75
給気温度 °C	16	24	32	36
出力 PS	24	61	104	153

表 3.2.2 切欠弁諸元

種類	切欠き巾 × 深さ	実験番号
1	なし	73-1
2	2.0 mm × 0.1 mm	73-2
3	4.0 " × 0.1 "	73-3
4	8.0 " × 0.1 "	73-4
5	8.0 " × 0.2 "	73-5
6	17.0 " × 0.2 "	73-6

表 3.2.4 (a)~(d) 切欠き弁温度測定結果

TEST RESULTS

Test No. 73-1

Normal Valve....without a slit

	Slitted Valve...width	4 mm., depth	0.1 mm.
1	1/4	2/4	3/4
2	224	428	530
3	171	257	357 (396)
4	125	192	262
5	152	241	319
6	81	126	172
7	120	163	240
8	88	132	180
9	122	195	240
10	89	132	225
11	192	256	358
12	85	125	175
13	178	222	258
14	85	118	175
15	9	85	178

Test No. 73-2

Slitted Valve...width 2 mm., depth 0.1 mm

	Slitted Valve...width	8 mm., depth	0.1 mm.
1	1/4	2/4	3/4
2	212	299	410
3	121	190	251
4	151	237	313
5	76	123	161
6	125	186	230
7	82	134	172
8	118	182	222
9	83	175	263

TEST RESULTS

Test No. 73-3

Slitted Valve...width 4 mm., depth 0.1 mm

	Slitted Valve...width	4 mm., depth	0.1 mm.
1	1/4	2/4	3/4
2	217	295	410
3	1	122	185
4	4	149	219
5	5	85	123
6	6	145	191
7	7	98	134
8	8	118	175
9	9	90	185

表3.2.5 (a) 并座温度測定結果

平均有 効圧 kg/cm ²	試験 番号	テスト年側			モ=7年側			排気溫度 °C	燃費率 g/ps·h
		S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅	S ₆		
2.5	1	111	80	92	117	87	100	90	163
	2	119	86	100	117	88	102	90	161
	3	115	81	92	118	85	95	93	160
	4	109	76	91	118	88	—	89	165
	5	110	79	90	121	88	—	95	162
	6	110	90	93	112	89	—	92	165
	平均	112	82	93	118	88	99	92	163
5.0	1	189	139	158	200	149	165	210	152
	2	182	132	159	196	142	151	215	152
	3	180	140	149	189	147	139	220	155
	4	169	120	142	181	133	—	204	156
	5	168	124	143	178	136	—	208	154
	6	166	140	143	170	138	—	200	150
	平均	176	133	149	186	141	152	210	153
7.5	1	232	175	199	246	190	210	315	154
	2	246	184	216	248	191	230	320	157
	3	246	192	210	250	208	198	345	159
	4	221	168	188	231	182	—	318	159
	5	222	168	190	235	182	—	318	154
	6	224	189	194	222	184	—	313	153
	平均	232	179	200	239	190	213	322	156
10.0	1	285	220	245	300	233	265	410	158
	2	291	222	252	290	228	265	425	160
	3	286	219	242	278	220	260	415	160
	4	250	191	219	271	213	—	390	169
	5	268	207	236	282	222	—	415	161
	6	258	222	232	255	216	—	390	156
	平均	273	214	238	279	222	263	408	160

表3.2.5 (b) 排氣并溫度測定結果

試験番号	1			2				3				
	測定位置	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2.5	198	215	211	195	220	200	162	126	125	93	56	38
5.0	328	339	310	280	329	312	296	244	238	200	142	103
7.5	430	445	424	389	443	424	372	347	334	310	213	151
10.0	525	572	560	520	572	550	477	435	416	352	230	176
試験番号	4				5				6			
測定位置	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2.5	201	146	130	161	250	201	178	218	190	182	178	183
5.0	302	207	200	259	370	312	287	322	298	292	288	292
7.5	398	317	283	341	470	420	392	422	428	419	413	418
10.0	462	353	308	398	570	512	482	533	503	492	481	489

表 3.2.6 平均有効圧 対応表

負荷率 %	実験			計算			機械効率 η _m %
	平均有効圧 P _e kg/cm ²	燃費率 b _e g/ps.h	最大圧力 P _{max} kg/cm ²	平均有効圧 P _{et} kg/cm ²	燃費率 b _e g/ps.h	最大圧力 P _{max} kg/cm ²	
100	10.0	160	75.0	11.75	136	75.0	85.0
75	7.5	156	64.5	8.67	135	64.4	86.5
50	5.0	153	56.5	5.84	131	56.3	85.7
25	2.5	163	53.0	3.21	123	51.5	78.0

表 3.2.7 切欠弁温度計算用伝熱量分布

給気 温度 °C	細隙法	a _e	切欠部 温度上昇		局所熱流入口量		No. 93 温度上昇 (Case b)	弁座温 度上昇 (実験)
			Case a °C	Case b °C	Case a Kcal/mm ² .h	Case b Kcal/mm ² .h		
20	2×0.1	0.02	39	37	6.0	6.9	4	/
	4×0.12	0.05	74	72	11.4	13.5	8	23
	8×0.12	0.1	104	105	16.2	19.8	11	48
105	2×0.1	0.02	92	80	14.1	15.1	9	/
	4×0.12	0.05	179	161	27.2	30.2	17	/
	8×0.12	0.1	261	242	39.7	45.4	25	/

表3.2.8 切欠弁温度上昇計算結果

場所	要素番号	Case a			Case b			実測温度
		Q kcal/h	\dot{Q} 10^{-4} kcal/ m^2h	t °C	Q kcal/h	\dot{Q} 10^{-4} kcal/ m^2h	t °C	
底面	1	-2.91	-10.28	575	-4.24	-15.0	565	575
	2	-23.29	-10.30	"	-33.92	"	564	
	3	-35.56	-7.86	574	-67.86	"	561	572
	4	-43.86	-6.46	573	-101.90	"	553	
	5	-29.84	-3.30	570	-135.6	"	540	570, 512 482, 533
	6	-0.649	-2.02	566	-4.83	"	551	
	7	-1.27	-3.33	560	-5.72	"	552	560
	15	3.68	5.62	538	-9.81	"	537	(520)
背面	22	-4.59	-12.01	560	0	0	536	
	29	-0.61	-1.79	566	0.61	1.80	533	572
	30	-21.39	-2.10	566	29.8	2.92	521	503, 492 481, 489
	34	0.39	0.04	550	32.25	3.45	521	550
	38	83.29	11.90	503	23.10	3.30	506	
	41	18.31	3.83	477	12.96	2.70	480	477
	43	12.92	3.05	455	8.26	1.95	457	
	45	16.91	(2.60)	441	20.58	(3.16)	441	(435)
軸	44	2.32	8.19	441	1.70	6.01	442	
シート部	23	4.11	8.09	538	13.23	26.04	519	530
	88	"	"	"	15.0	29.05	511	
	89	8.22	"	"	35.3	34.13	492	
	90	"	"	"	42.3	41.67	462	
	91	16.44	"	"	105.9	52.11	414	396, 379
	92	"	"	"	134.1	65.99	352	
	93	"	"	"	155.3	76.43	311	305
備考	軸対称 図3.2.8 (a)			非軸対称・シート部 図3.2.9				

Q: 要素からの伝熱総量

 \dot{Q} : 単位面積あたりの伝熱量

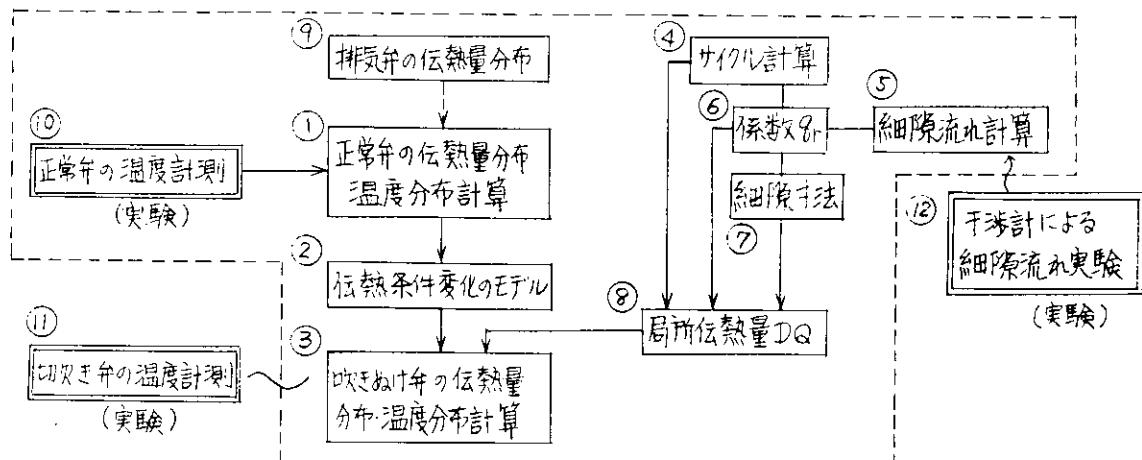


図 3.2.1 吹き抜け排気弁の温度計算法

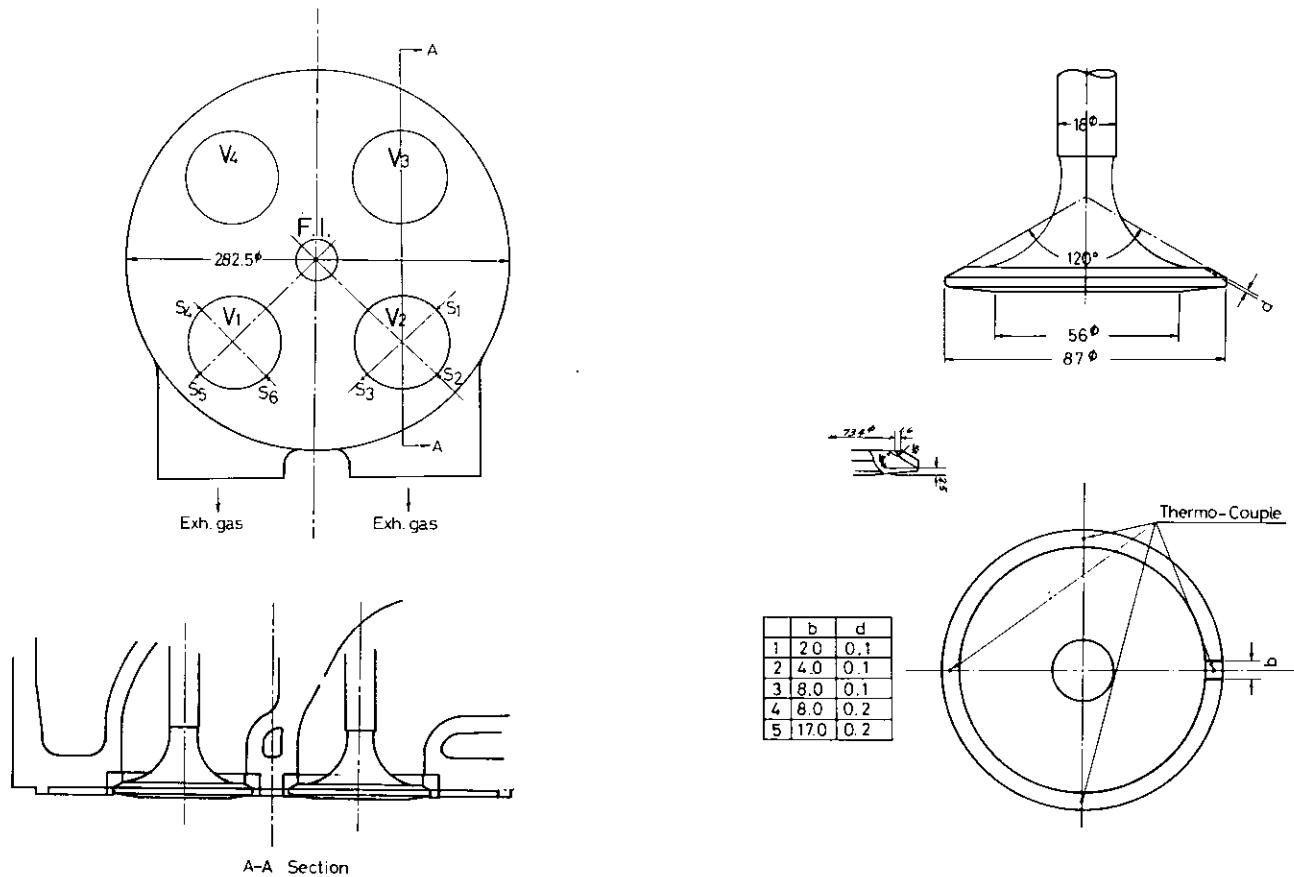


図 3.2.2 シリンダカバー

図 3.2.3 切欠き排気弁

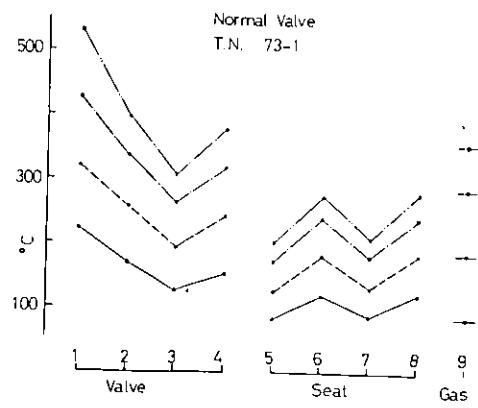


図 3.2.4 (a) 測定結果

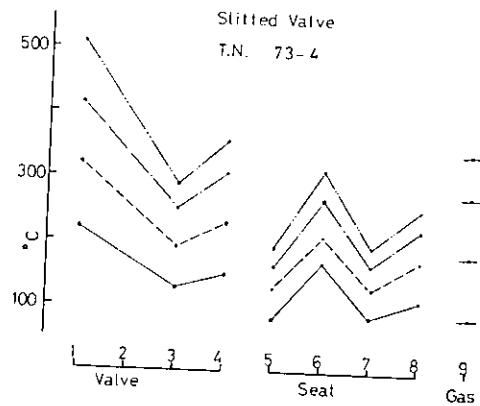


図 3.2.4 (d) 測定結果

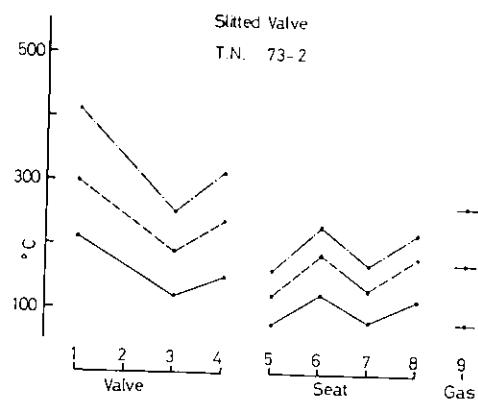


図 3.2.4 (b) 測定結果

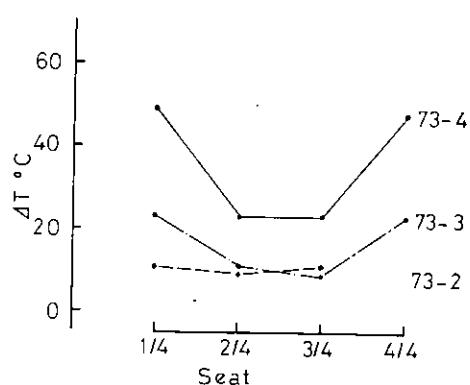


図 3.2.5 幷座の温度上昇

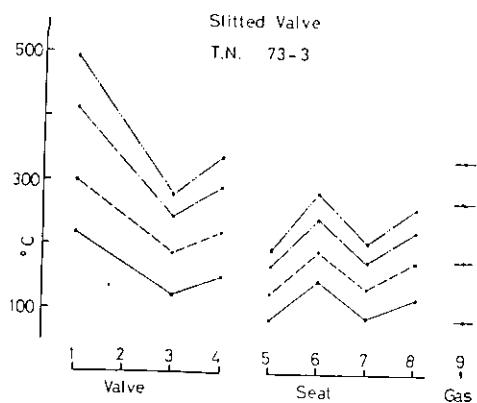


図 3.2.4 (c) 測定結果

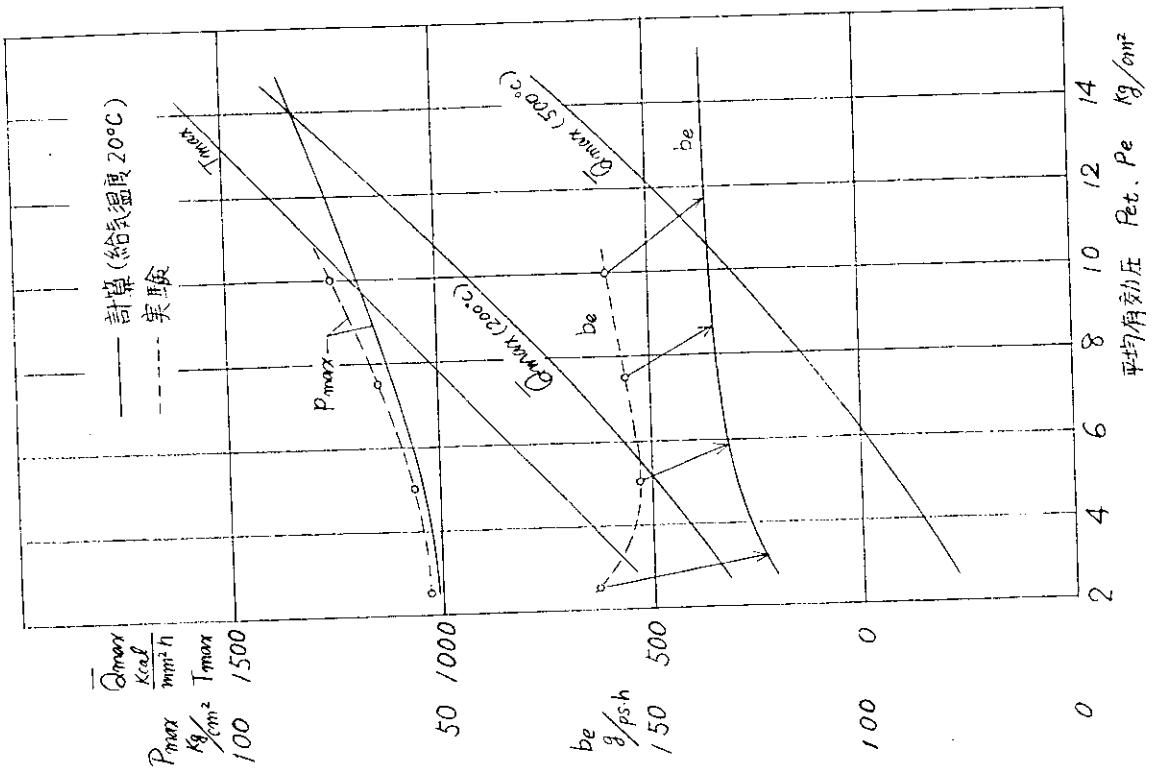


図3.2.7 テ₁一セル機関のサイクル計算結果

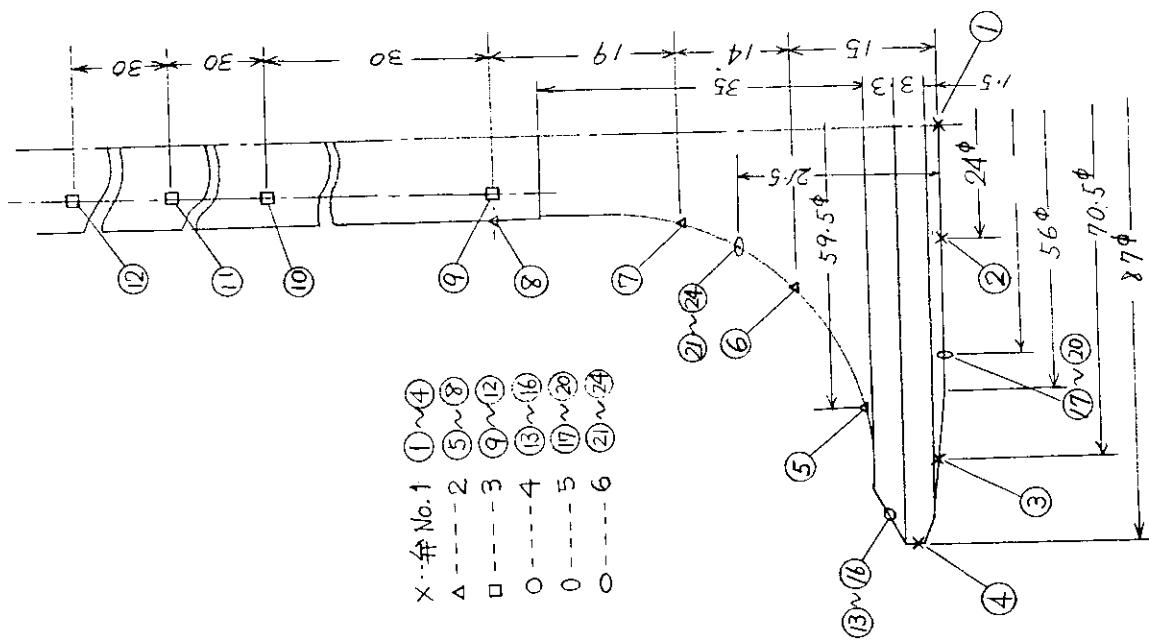


图 3.2.6 正常并温度测定位置

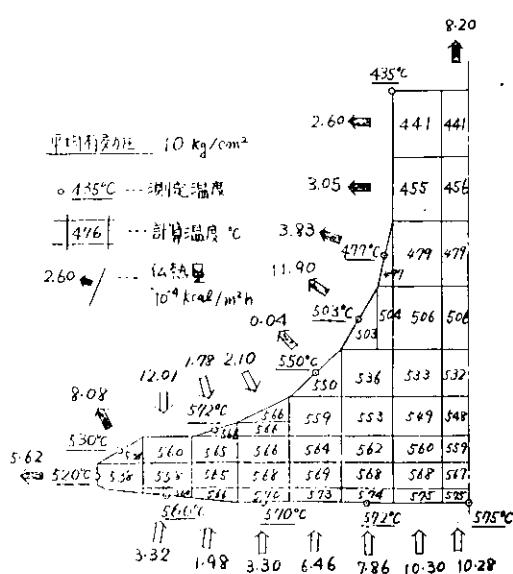


図 3.2.8 (a)正常弁の温度・伝熱量分布

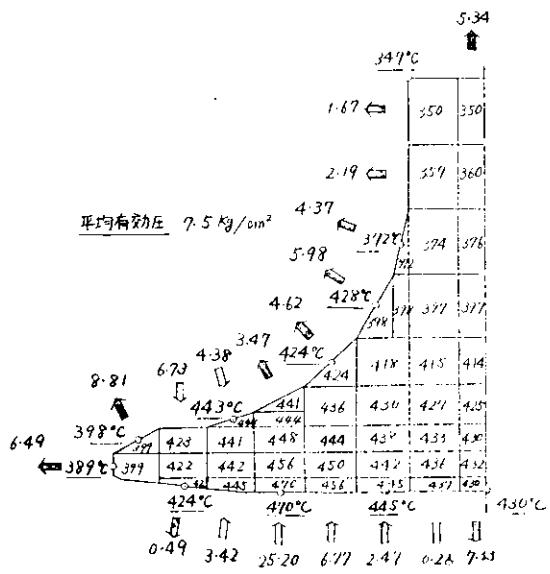


図3.2.8(b) 正常弁の温度・伝熱量分布

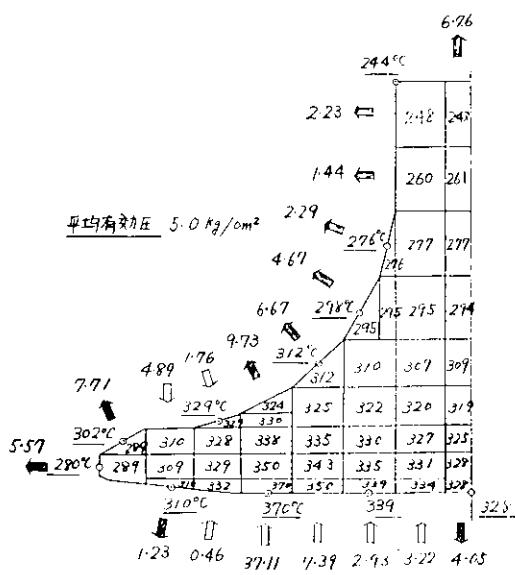


図 3.2.8(c) 正常弁の温度・伝熱量分布

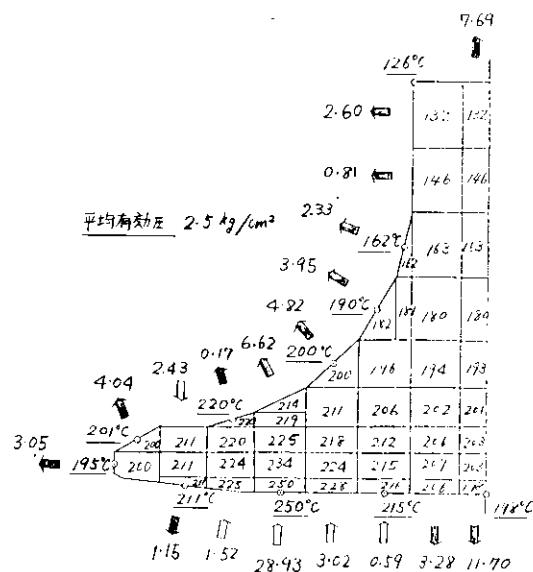


図 3.2.8(d) 正常弁の温度・伝熱量分布

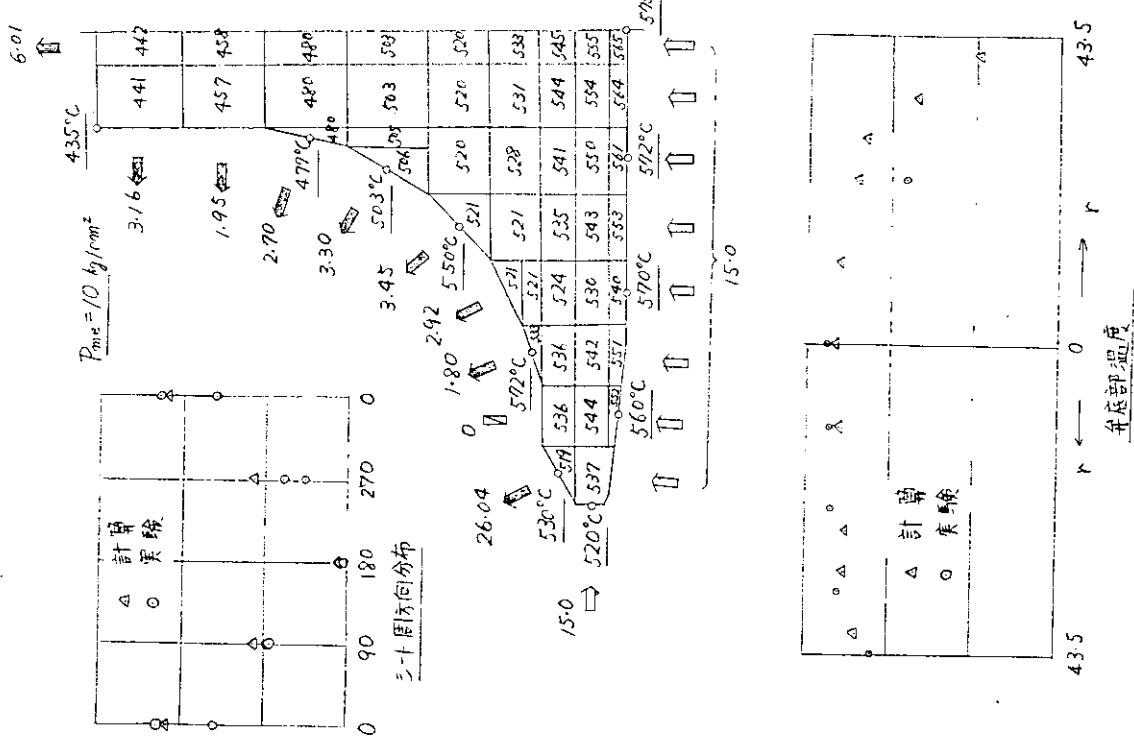


図 3.2.9 正常弁の温度・伝熱量分布

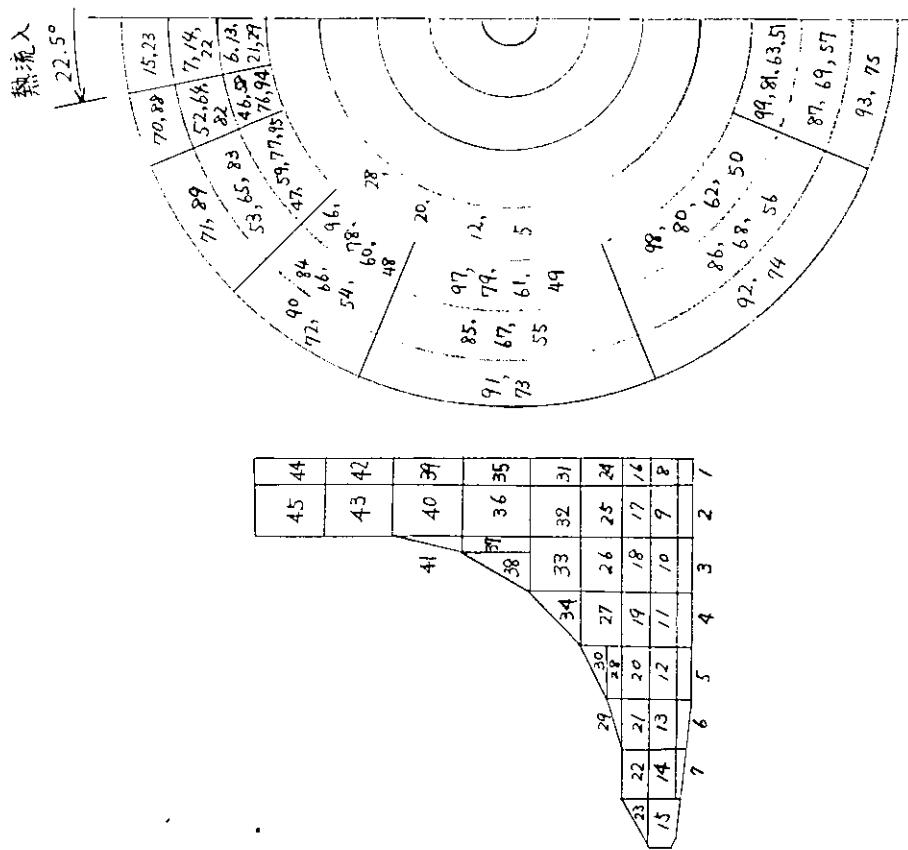


図3.2.10 排気弁要素分割法

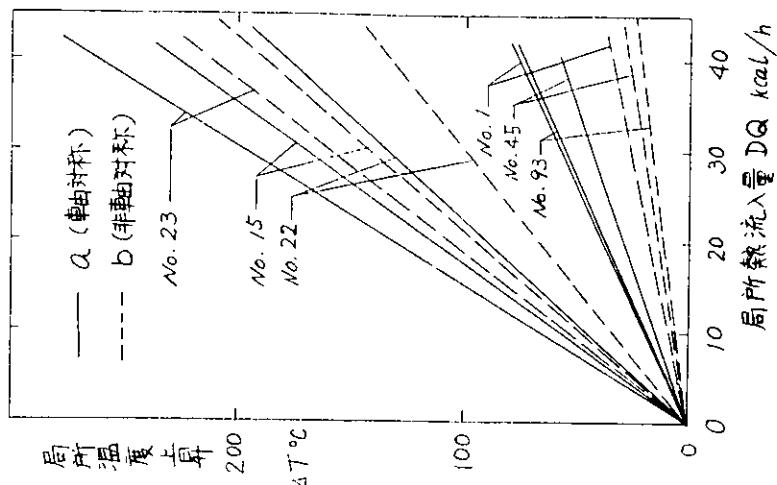
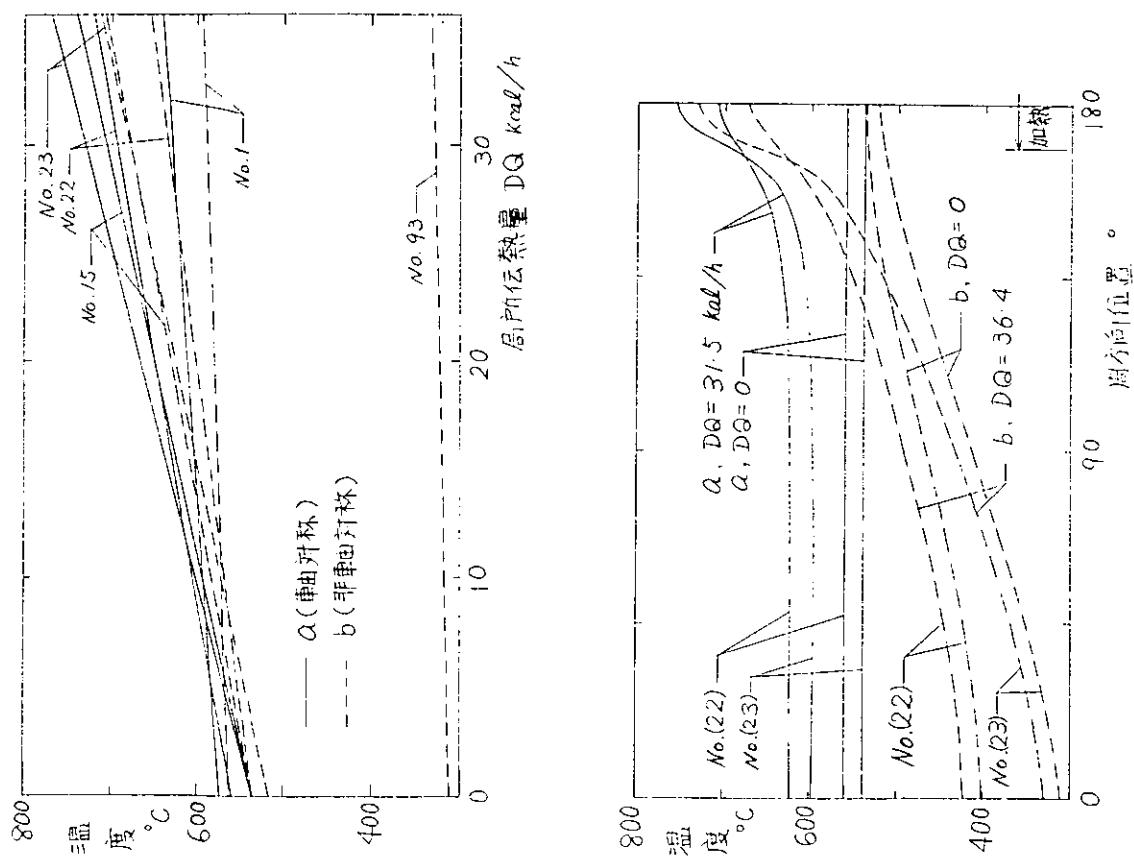


図 3.2.1-2 局所温度上昇

図 3.2.1-1 局所熱流入がある場合の温度分布

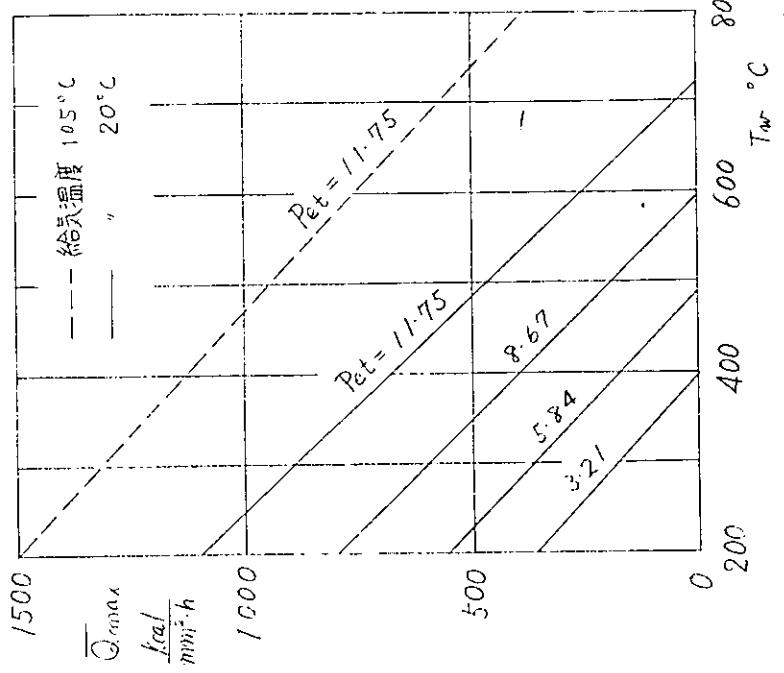


図 3.2.1.3 \bar{Q}_{\max} と T_w の関係

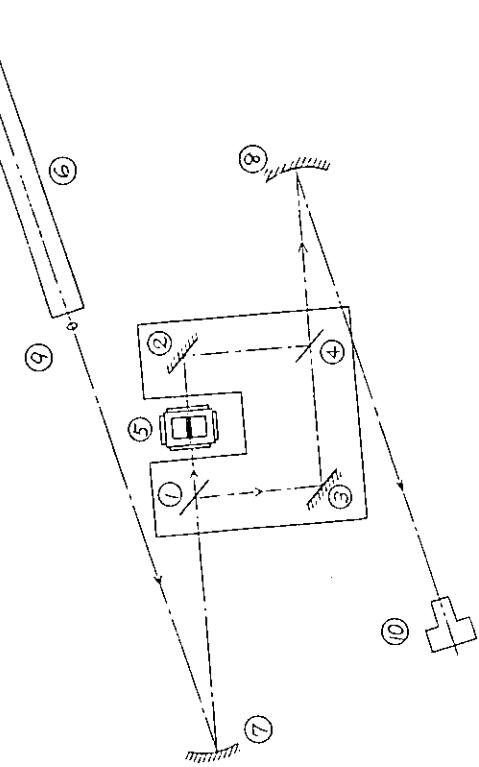


図 3.2.1.4 マッハジエンダ干渉計

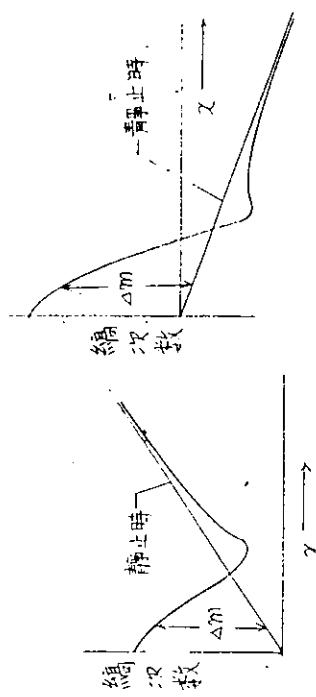


図 3.2.1.6 干渉写真による繰次数差の決め方

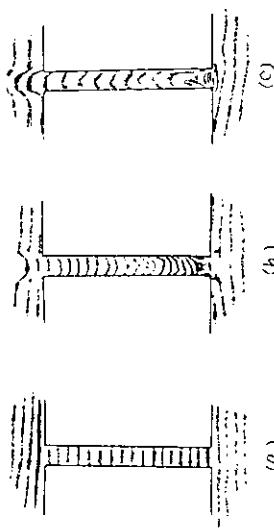


図 3.2.1.5

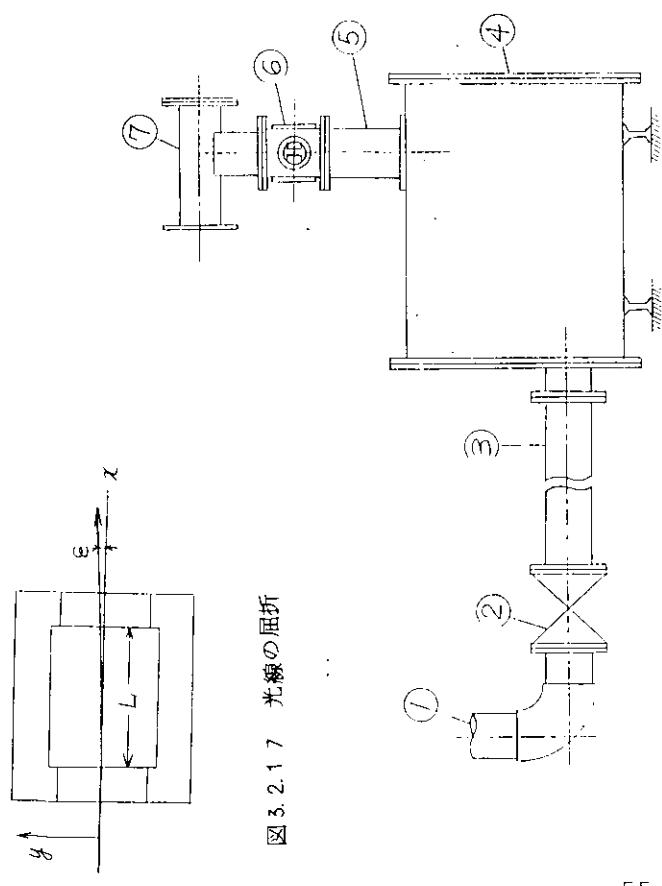


図 3.2.17 光線の屈折

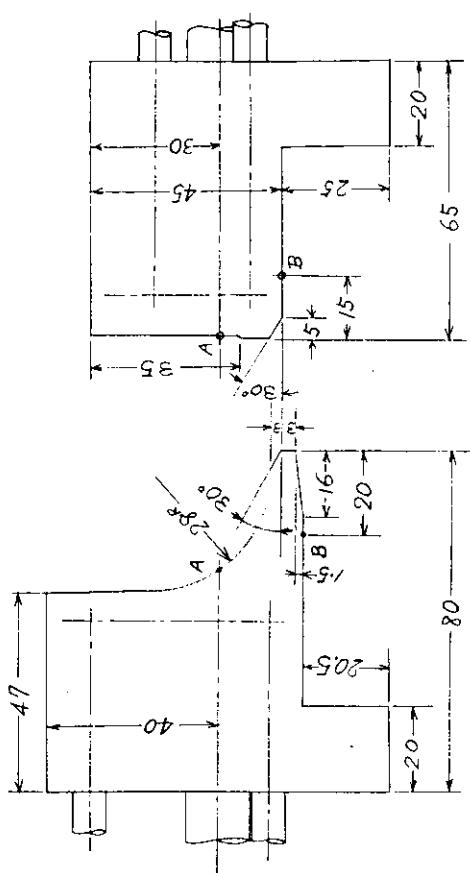


図 3.2.19 (b)

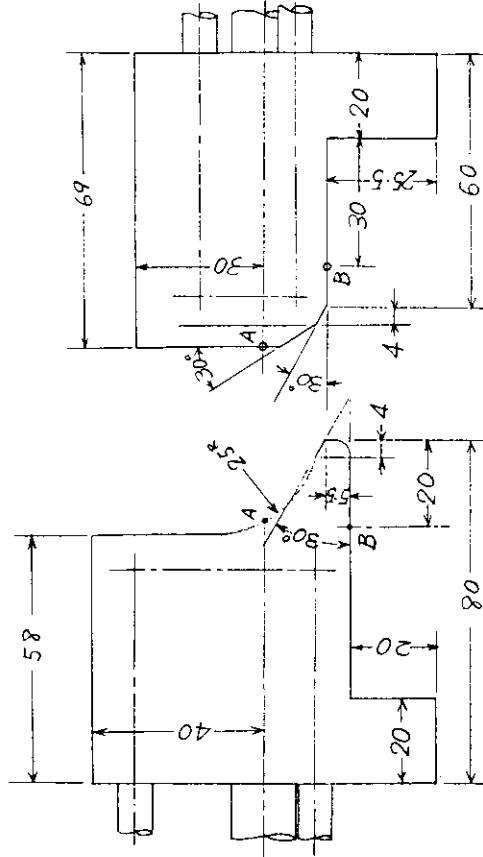


図 3.2.19 (c)

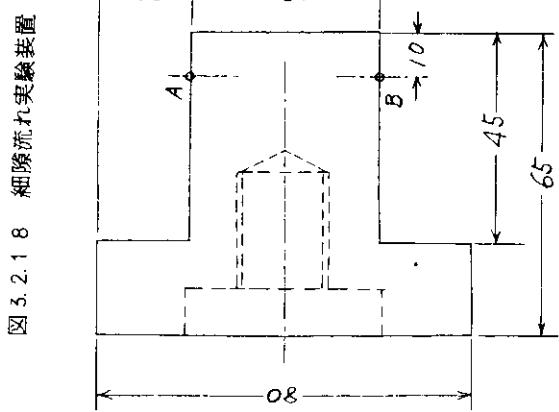


図 3.2.19 (a)

図 3.2.18 細隙流れ実験装置

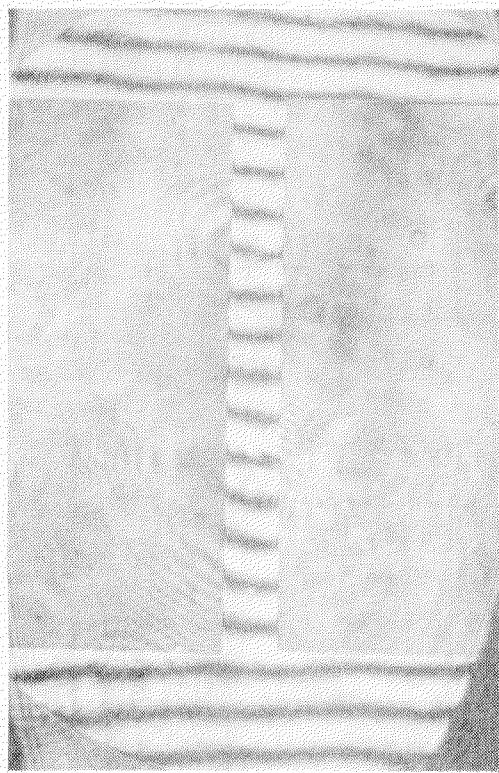


图 3.2.2.0 (a)平行壁 $h = 4\text{ mm}$
 $p_0 = 0\text{ kg}/\text{cm}^2$

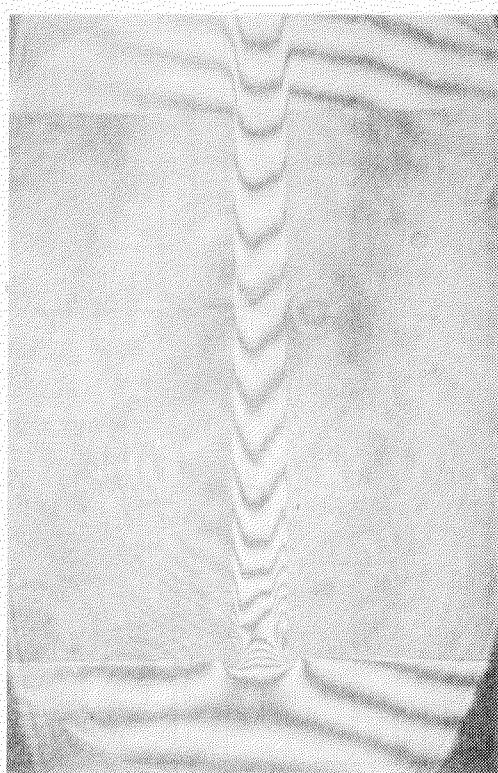


图 3.2.2.0 (b)平行壁 $h = 4\text{ mm}$
 $p_0 = 1.25\text{ kg}/\text{cm}^2$

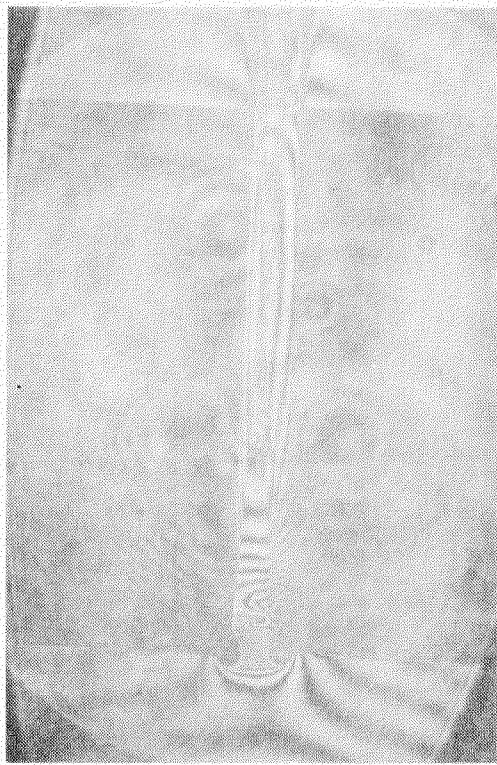


图 3.2.2.0 (c)平行壁 $h = 4\text{ mm}$
 $p_0 = 2.0\text{ kg}/\text{cm}^2$

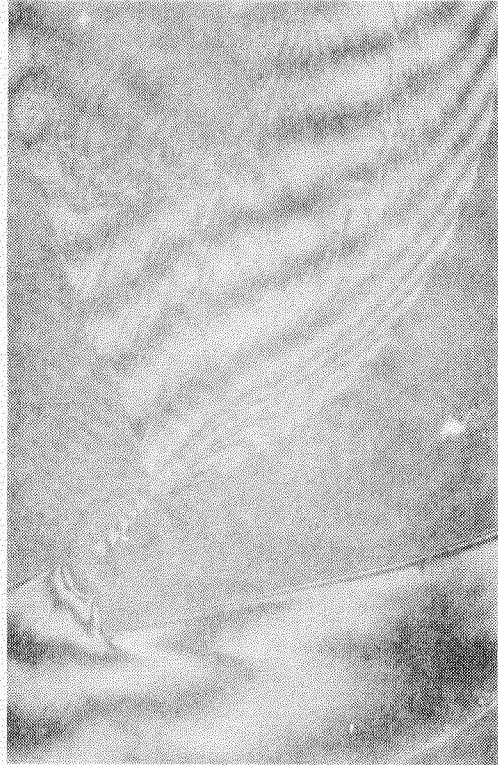


图 3.2.2.3 (a)并模型 $b = 1\text{ mm}$
 $p_0 = 2.0\text{ kg}/\text{cm}^2$

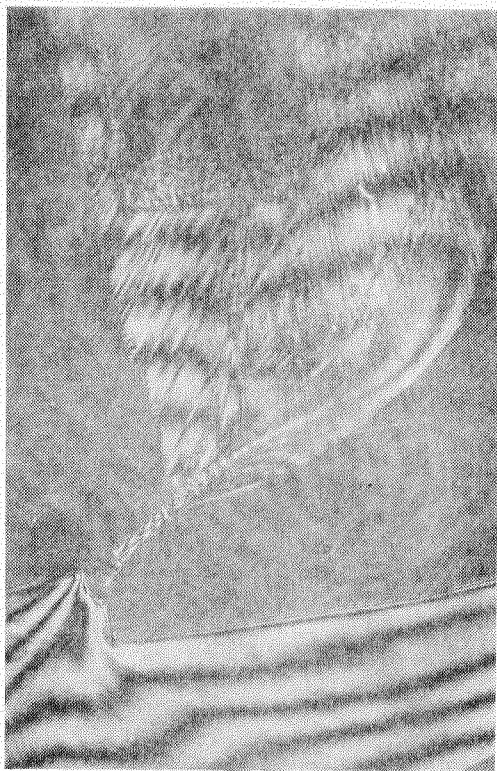


図 3.2.2.3 (b) 弁模型 b $h = 1 \text{ mm}$
 $p_0 = 2.0 \text{ Kg/cm}^2$



図 3.2.2.3 (c) 弁模型 c $h = 2 \text{ mm}$
 $p_0 = 2.0 \text{ Kg/cm}^2$

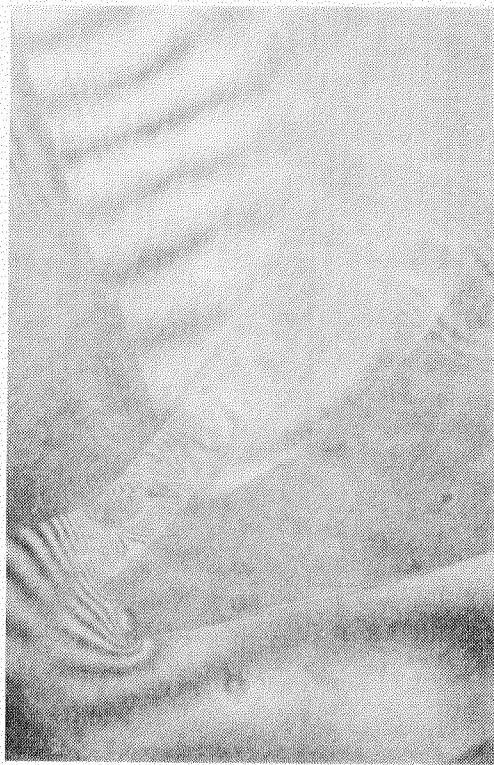


図 3.2.2.3 (d) 弁模型 d $h = 4 \text{ mm}$
 $p_0 = 2.0 \text{ Kg/cm}^2$

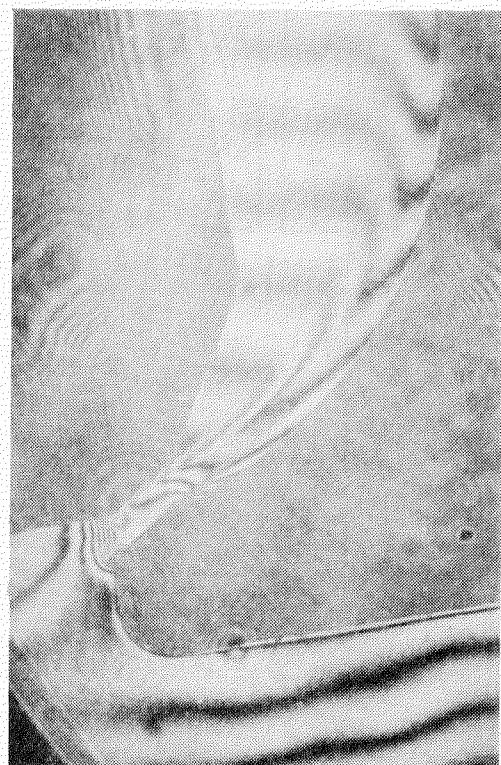


図 3.2.2.3 (e) 弁模型 e $p_0 = 1.25 \text{ Kg/cm}^2$

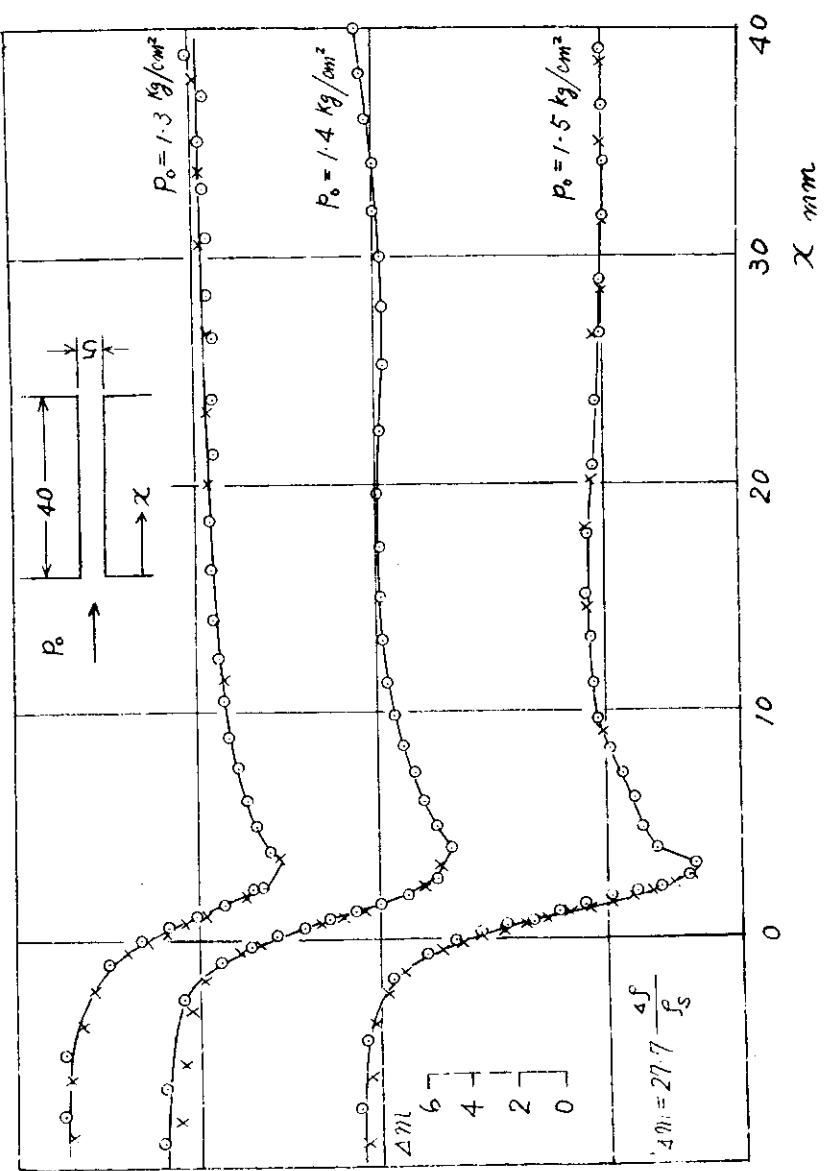


図 3.2.21 平行壁細隙流れの密度変化

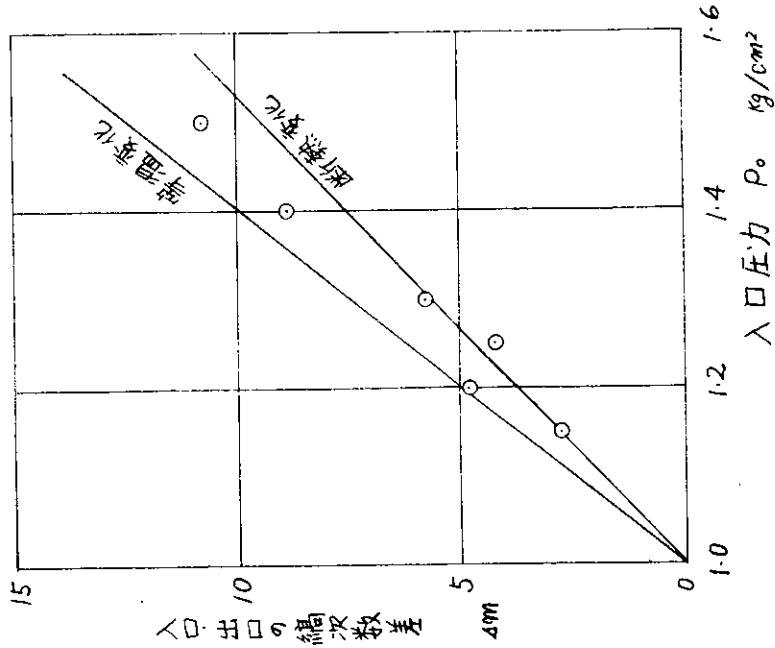


図 3.2.22 細隙流れの入口・出口繰り返し数差

4 燃焼室壁部材の実働波疲労の研究

4.1 緒 言

ディーゼル機関の燃焼室壁部材は急激な大形化および高出力化にともない、多くの破損事故を経験している。

その破損事故の原因として熱応力と機械応力の重複効果による強度低下が考えられ、これまで多くの重複疲労に関する研究がなされてきた。¹⁾

しかし現在のところまだこれまでの事故例を十分説明できるまでには至っていないようである。

さらに正確な寿命推定を行なうには重複疲労強度における腐食・温度など環境の影響、あるいは実機における応力状態を考慮した実働波疲労などさらに広範囲な研究が必要と思われる。

しかしながら実機における応力状態を考慮した疲労試験はほとんど行なわれていないのが、現状である。

したがってここでは実船計測により得られた負荷変動パターンに基づいて、航海中の負荷変動、港内発停および重複小波数の疲労寿命における影響などについて検討した。

4.2 試 験 方 法

4.2.1 供試材および試験片の形状寸法

供試材は通常燃焼室壁部材に用いられているCrMo鉄鋼であり、図4.1に示す鋳造方案によって製作し、鋳造後の素材の熱処理は表4.1に示す条件で行なった。

表4.2、表4.3に供試材の化学成分および機械的性質を示し、図4.2に素材のミクロ写真を示す。

また図4.3に試験片採取位置を、図4.4に試験片の形状・寸法を示す。

4.2.2 疲労試験機

図4.5に実験に用いた疲労試験機を示す。この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。

また本試験機はプログラム試験のための8段のプログラムコントローラーを有している。

4.2.3 試験波形

永井らは110,000DWT鉱石船（蒙州、南米航路、主機日立B&W KF84EF）における実船計測を実施し、負荷変動パターンを設定している。²⁾

この負荷変動パターンによる応力解析結果によれば実船運転中で部材の疲労強度に関係がある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ーのクリーニングにともなう負荷の低下、回航および港内発停である。³⁾

したがってここでは1航海を図4.6に示すように定常状態2回、航海中の負荷低下1回および港内発停（回航は港内発停に含める）2回からなる疲労試験用の応力パターンを設定して試験した。

図4.7は設定応力パターンの基となる試験波形を示したもので、a)は基準方形波、b)は熱応力に相当する擬似方形波、c)は重複波に相当する正弦波、d)、e)およびf)は基準方形波および擬似方形波の重複波形、g)、h)は航海中の負荷変動波形および港内発停波形を示す（各波形の記号は図4.6参照）。

なお港内発停波形では発停回数をプロコンの段数の関係で3回とした。

4.2.4 試験方法

表 4.4 に本試験で実施した試験項目を示す。いま、試験条件設定のため最大応力 σ_{max} 、応力比 m およびレンジ応力 σ_a をそれぞれ次のように定義する(図 4.6 参照)。

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \sigma_1 + \sigma_2 \\ m &= \sigma_2 / \sigma_{max} \\ \sigma_a &= (2\sigma_1 + \sigma_2) / 2\end{aligned}\quad (4.1)$$

ここで σ_1 ……2次波の平均応力
 σ_2 ……2次応力

試験は1次波の試験速度を5c pm、2次波を1,200c pmを基準とし、条件に応じて2次波速度を2,400c pm、3,600c pmとした。

応力条件は重畠波 d)～f)(図 4.7)においては $\sigma_{max} = 40 \text{ Kg/mm}^2$ と 35 Kg/mm^2 で m を変化させた試験および $\sigma_2 = 10 \text{ Kg/mm}^2$ 一定とし σ_{max} を変化させた試験を行なった。

一方、航海中の負荷変動および港内発停波形(図 4.7)では $\sigma_{max1} = 40 \text{ Kg/mm}^2$ 、 $\sigma_{21} = 10 \text{ Kg/mm}^2$ を一定とし σ_{max2} および σ_{max3} を変化させた試験を行なった。(記号は図 4.6 参照)

なお、各応力段階における時間間隔は実測結果にもとづき定常状態時が1周期のほぼ80%程度になるように試験速度に応じて設定した。

また航海中のターボチャージャーのクリーニングによる負荷の低下時間は1航海で1時間程度であり全体の負荷変動パターンからするときわめて短いが、ここではプログラムできる程度に時間比率を高めた。

また本年は図 4.7 に示す重畠波 e)～h)のすべてについて1次応力の平均値の零の場合、すなわち引張側の2次応力の平均値と圧縮応力の最大値が等しい場合について実施した。

試験は荷重一定で行ない、試験片が、完全に分離した繰返し数を破断繰返し数とした。

4.3 試験結果

4.3.1 基準波単独(図 4.7 波形 a)～c))

図 4.8 に基準方形波、擬似方形波および正弦波単独(両振り)の試験結果をまとめて両対数で示す。

図 4.8 から明らかのように応力波形、試験速度が異なっても S-N 曲線はほぼ1本の直線で表わされ、この試験の範囲内では波形効果および速度効果は認められなかった。

両対数で表わした一定応力振幅下の疲労寿命は次式で表わされる。

$$N \sigma^a = K \quad (4.2)$$

ここで a 、 K は試験結果から得られる定数で、本試験結果によって得られた値はそれぞれ $a = 1.578$ 、 $K = 1.17 \times 10^{-28}$ であった。

4.3.2 重畠波形(図 4.7 d)～f))

図 4.9 に重畠波形 d)(図 4.7)において $\sigma_{max} = 40 \text{ Kg/mm}^2$ 一定とし、応力比 m を変化させたときの試験結果を横軸に1次波の破断繰返し数をとって示す。

図 4.9 からも明らかなように、この波形では2次波の比率が高い $m = 0.7$ の場合でも、2次波による大巾な強度低下が認められず σ_{max} を振幅とする1次波単独(図 4.7)の寿命に近くなっている。

次に図 4.10 に波形 e)において $\sigma_{max} = 40 \text{ Kg/mm}^2$ で σ_2 を変化させた場合を、図 4.11 に波形 f)において

$\sigma_{max} = 3.5 \text{ Kg/mm}^2$ で同様に σ_2 を変化させた試験結果を示し、図 4.1.2 に波形 f) で $\sigma_2 = 1.0 \text{ Kg/mm}^2$ とし、 σ_{max} を変化させた試験結果を、いずれも σ_{max} および σ_a (4.1) 式で整理したものを示す。

図 4.9～図 4.1.2 で明らかなように σ_a で整理した寿命は 1 次波単独の寿命 (図 4.8) と比較すると m が大きい (σ_2 大、圧縮応力小で片振りに近い) 程度低寿命側に、逆に m が小さい (σ_2 小、圧縮応力大で両振りに近い) 程度単独寿命に近づく傾向を示し 2 次波の影響があるよううかがえるが、 σ_{max} で整理すると σ_{max} を振幅とする一次波単独の両振り寿命に近い。

図 4.1.3 にこれらの結果を横軸に 2 次波で表わした破断線返し数をとつて整理したものを示す。同図で $m = 0$ の点は各試験条件において σ_{max} を振幅とする 1 次波の両振り寿命 (4.2 式による) を 2 次波の繰返し数で表わしたもので、本図においても図 4.9～4.1.1 と同様に $\sigma_{max} = 4.0 \text{ Kg/mm}^2$ (○、◎、■) の場合は m が 0.7 以下では σ_{max} を振幅とする 1 次波両振り寿命に近くなっている。図 4.1.3 中の n は重複小波数を示す。

一方、 $\sigma_{max} = 3.5 \text{ Kg/mm}^2$ 、 $n = 1.92$ (□) において $m = 0.75$ の場合は 1 次波単独の寿命に比べ約 $1/10$ に寿命が低下しているが、これは同図の傾向から 2 次波による強度低下であると考えられる。

また $\sigma_{max} = 3.5 \text{ Kg/mm}^2$ 、 3.2 Kg/mm^2 の場合についても $m = 0.5$ 以下では σ_{max} を振幅とする一次波の両振り寿命に近づく傾向を示している。

4.3.3 重複小波数の影響

重複波形 f) (図 4.7) において $\sigma_{max} = 4.0 \text{ Kg/mm}^2$ 、 $m = 0.25$ の一定条件下で重複小波数 n を変化させ重複疲労強度における小波数の影響を調べた。

なおこの試験では 2 次波の試験速度を一定とし、1 次波の試験速度を変えて重複小波数を変化させた。

図 4.1.4 に試験結果を、縦軸に重複小波数 n をとり、横軸に σ_{max} を振幅とする 1 次波単独の両振り寿命 $N_{\sigma_{max}}$ に対する重複波形下の寿命の比 α をとって示す。

図 4.1.4 から明らかなように n が 10^3 以下では重複小波のない場合の寿命とほぼ等しいが、 $f_2 = 3.600 \text{ cpm}$ (○) の場合は寿命比 α は n の増加とともにほぼ直線的に低下し、 n の増加につれてさらに寿命が低下する傾向にある。

引張側のみの重複波形において、普通鋼を用いた中村らの平面曲げによる重複疲労試験 ($\sigma_{max} = 4.0 \text{ Kg/mm}^2$)⁵⁾ では応力比 m が 0.37 で 2 次波の耐久限度が確認されているが、本実験では比較的実機状態に近い $m = 0.25$ でも大幅な寿命低下があった。

これは試験方法による差 (平面曲げでは変位一定型に近い) と考えられるが、今後は 2 次波の小波数が多い条件での重複疲労試験を行ないデータを蓄積していく必要があると考えられる。

4.3.4 航海中の負荷変動波形および港内発停波形による疲労試験結果

図 4.7 の航海中の負荷変動波形および港内発停波形において定常状態時の最大応力 $\sigma_{max1} = 4.0 \text{ Kg/mm}^2$ 、 $\sigma_2 = 1.0 \text{ Kg/mm}^2$ の一定条件下で航海中の負荷変動時の最低応力 σ_{min} 、港内発停時の最高応力 σ_{max3} を変化させた試験を行なった。それらの結果を図 4.1.5、4.1.6 に示す。

試験結果によれば、航海中の負荷変動波形においては応力低下時の最低応力を $\sigma = 0$ に一致させてもこれによる強度低下は認められず、寿命は σ_{max} のみの 1 次波両振り寿命の約 2 倍に近い。

一方港内発停波形では発停時の最大応力 σ_{max3} が定常時最大応力 σ_{max1} に比べて大きいところ ($\sigma_{max3} = 3.0 \text{ Kg/mm}^2$ 以上) では寿命が低下するが、それ以外は航海中の負荷変動時と同様に σ_{max1} を振幅とする 1 次波単独の両振り寿命の約 2 倍に近い。

いずれにしてもこの実験の範囲内では設定応力パターン下の疲労寿命は定常状態時の最大応力 σ_{max1} によって規定され、負荷変動および港内発停等の影響は小さいことが明らかとなった。

4.4 実験結果の検討

4.4.1 疲労寿命推定法

変動波形および重複波形下の疲労寿命の推定方法はいくつか提案されているが、ここでは修正マイナー則⁶⁾、山田の方法⁷⁾およびN・H法⁸⁾を用いて疲労寿命検討を行なった。

なお、修正マイナー則および山田の方法を用いるにあたり重複波形f(図4.7)の応力換算方法は図4.17a、bに示すようにレンジペア法(以下R・P・Mと称す)および平均応力を考慮したレンジペアーミーン法(以下R・P・M・Mと称す)を用いる。

なお、R・P・M・Mにおいて平均応力を考慮した換算応力 σ_e は(4.4)式より求める。

$$\sigma_e = \sigma_a + k \cdot \sigma_m \quad (4.4)$$

ここで係数kはサイネスの方法 $0.4\sigma_w/\sigma_y$ を用いる。 σ_w および σ_y は材料の疲労限および降伏応力を表わし、供試材料のkの値は0.28である。

(1) 修正マイナー則による方法

両対数で表わした材料のS-N曲線が(4.2)式で与えられるものとし、この式が疲労限以下でも成立するとして、S-N曲線を延長して線形被害則を用いる方法である。

1次波の繰返し数で表わした重複波形下の寿命を N_{f_1} とすると N_{f_1} は次式で与えられる。

$$N_{f_1} \left(\frac{1}{N_{\sigma_a}} + \frac{n}{N_{\sigma_2}} \right) = 1 \quad (4.5)$$

ここで N_{σ_a} 、 N_{σ_2} は σ_a 、 σ_2 を振幅とする(4.2)式で与えられる基準波単独の場合の両振り寿命でnは重複小波数である。

なお σ_a 、 σ_2 はR・P・M・Mにおいては(4.4)式による換算応力に相当する。

(2) 山田の方法

山田は疲労限以下のある応力 σ_0 以上の応力 σ の1回の繰返しによって生ずる加工硬化の割合は $\exp(C \cdot \sigma)$ で、この加工硬化のために次の繰返しによって生じる疲労度は $1/e^{C \cdot \sigma}$ に減少すると仮定し、一定応力および変動応力下のS-N曲線をそれぞれ(4.6)式(4.7)式で与えている。

$$N = \frac{-1}{C \sigma} \log_e \left\{ 1 - \frac{C \sigma}{e^{A \sigma + D}} \right\} \quad (4.6)$$

$$N = \frac{-n_0}{C \int_{0}^{n_0} H(n) \cdot dn} \log_e \left\{ 1 - \frac{C \int_{0}^{n_0} H(n) \cdot dn}{\int_{0}^{n_0} e^{n C_0} \exp(AH(n) + D) \cdot dn} \right\} \quad (4.7)$$

ただし(4.7)式のNは2次波で表わした寿命を示す。

ここで A、D、C……試験から得られる材料定数

n_0 ……1周期中の小波の総数

n_{c_0} …… σ_0 以上の疲労に関する小波の積算ひん度数

$H(n)$ ……応力のひん度曲線を表わす式

A、Dは一定応力のS-N曲線の直線部(低寿命域)を表わす(4.8)式から得られる定数でありCは定数

A、Dと疲労限 σ_w から(4.9)式で求められる。

$$\sigma = (-1/A) \log_e N - D/A \quad (4.8)$$

$$C = e^{A\sigma+D}/\sigma_w \quad (4.9)$$

なお(4.7)式中の積分は重畠波 f (図4.7)に対してそれぞれ(4.10)式、(4.11)式で与えられる。

$$\int_0^{\infty} n_{c_0} H(n) \cdot d n = \sigma_a + n_{c_0} \cdot \sigma_2 \quad (4.10)$$

$$\int_0^{\infty} n_{c_0} \exp[AH(n)+D] \cdot d n = \exp(A\sigma_a+D) + n_{c_0} \cdot \exp(A\sigma_2+D) \quad (4.11)$$

図4.18は基準応力による疲労試験データを σ を真数で示したもので図中の③の直線は(4.8)式を表わす。

この結果から得られた定数A、DおよびCの値はそれぞれ $A=0.3929$ 、 $D=-22.27$ 、 $C=2.24 \times 10^{-7}$ である。①はこれらの定数を(4.6)式に適用して得たS-N曲線である。

(3) N・H法

修正マイナー則では(4.5)式の右辺を1としたが、多くの実験結果によれば一般には右辺が1になることは少なく、1より小さい場合が多い。

N・H法は(4.5)式において、 σ_a による損傷は $1/N\sigma_a$ で求まるものとし、2次波の損傷量を右辺が1になるように修正する。

この修正方法として図4.19に示すようにもとのS-N曲線を σ_a のところで σ_2 による損傷が大きくなるように折り曲げる方法をとり、新しいS-N曲線ともとのS-N曲線の勾配の比 β を実験的に求め、重畠波形下の寿命をこの β を用いて推定する。

寿命比 α を(4.12)式で定義すると、重畠波形d(図4.7)の場合の β は(4.13)式で与えられる。

$$\alpha = \frac{N_{f_1}}{N} \quad (4.12)$$

$$\beta = \log_e \left\{ (1-\alpha)/\alpha(n-1) \right\} / \log_m \quad (4.13)$$

ここで、 N_{f_1} ……1次波の繰返し数で表わした重畠波形下の疲労寿命

N ……(4.2)式で得られる1次応力の寿命

m ……応力比 σ_2/σ_{max}

また β が既知の場合寿命比 α は(4.14)式で与えられる。

$$\alpha = 1 / \left\{ 1 + m^{\beta a} (n-1) \right\} \quad (4.14)$$

ここで n ……1周期中の重畠小波の数

a ……S-N曲線(4.2)式の定数

4.4.2 試験結果との比較

図4.20～4.23に重畠波形d(図4.7)に対する試験結果および修正マイナー則(R·P·M、R·P·M·M)と山田の式による計算結果を、横軸に2次波の破断繰返し数、縦軸mおよび σ_2 で表わしたものと示す。なお山田の式においては重畠波形の応力換算をR·P·M·Mでとり、 $\sigma_0 = 0.7\sigma_w$ までの応力が疲労、損傷に影響があるとし、これ以上の応力に対しては(4.10)、(4.11)式で $n_{c_0} \cdot \sigma_2 = 0$ 、 $\exp(A\sigma_2+D) = 0$ とした。

また重畠波形dでは修正マイナー則、山田の式とも圧縮側の2次波は疲労損傷に関係ないとした。

図4.20は波形d(図4.7)に対する結果であり、この波形に対してはどの方法によっても大差なく、計算値はmが約0.6以下で σ_{max} に相当する1次波単独の両振り寿命にはほぼ一致し、実験値ともよく一致している。

このように両振りの完全重畠波形において計算値、実験ともmが0.6付近でも平面曲げにおけるような顕著な2次波の影響が表われなかったのは引張圧縮のS-N曲線の定数a、kが平面曲げに比べていずれも大きく、mが0.6付近までは2次波による損傷が1次波の損傷に比べ無視できる程度にしかならないためであろう。

参考までにCrMo鉄鋼の平面曲げ時の定数 a 、 k は川重データによれば次の通りである。 $a=6.98$ 、 $k=8.50 \times 10^{15}$ ($\sigma_w = 2.2 \text{ Kg/mm}^2$, R.T., 60%, 研 10×3.5)

図4.2.1～4.2.2は波形e)、f) (図4.7)で σ_{max} を一定にした場合の結果であり、 σ_{max} が一定のときは m が約0.5以下の範囲内では計算値は実験値に比べ高寿命側になっているが、 $\sigma_{max}=3.5 \text{ Kg/mm}^2$ で $m=0.7$ (図4.2.2) のときは実験値とよく一致している。

① 図4.2.1、4.2.2では山田の式による方法が実験値に近いようである。

② なお、図4.2.1、4.2.2において計算値が $m=0.5$ 付近で折れ曲がっているのは、波形e)、f) (図4.7) では $m=0.5$ 付近で1次波の損傷量と2次波の損傷量が逆転するためである。

また山田の式において $m=0.5$ 付近で線がとぎれているのは、この付近で $\log e$ () のカッコ内が(-)となるため計算できなかったことを示す。

③ これは本計算では定数 c に一定応力下の値(図4.1.8)を用いたことに起因している。

なお、変動応力下の定数 c は一定応力下の値と異なるとした試算では推定値は実験値に近づく傾向にあるので、今後は合理的な定数 c を決定するためにさらに多くのデータを蓄積し、山田の式による計算方法を検討していきたいと考えている。

④ 図4.2.3は波形f) (図4.7)で σ_2 を一定とし、 σ_{max} を変化させた時の結果を示したものであるが、この場合も推定値はすべて安全側になっている。

⑤ これらの基本的な重畠波形に対する検討結果から、修正マイナー則、山田の式を使用する上で応力換算にレンジ法($R \cdot P \cdot M$, $R \cdot P \cdot M \cdot M$)を用いた寿命推定値は、完全重畠波形d)、あるいは波形e)、f) (図4.7)で2次波による損傷が顕著な場合は良い推定となるが、それ以外ではいずれも実験値に比べ高寿命側となる。

したがって航海中の負荷変動波形および港内発停波形に対する本方法による寿命推定値はいずれも高寿命側になると考へられる。

図4.2.4は横軸に1次波数で表わした重畠波形下の疲労寿命 N_{f_1} と σ_{max} を振幅とする1次波単独の両振り寿命((4.2)式)の比 α をとって、これまでの試験結果の中で n が5760以下のものについて m と α の関係を示した。

図4.2.4において m と α の間には規則性はなく α はほぼ1を中心にして0.6～4の範囲にあるが1以上も多いこと、および港内発停、航海中の負荷変動波形における寿命が $N(\sigma_{max})$ の2倍に近かったことを考慮して、いま便宜上重畠波形e)、f) (図4.7)下の疲労寿命は引張り側の最大応力 σ_{max} を振幅とする1次波単独の疲労寿命の2倍であるとし、寿命がこれ以下のものは2次波による強度低下であるとしてこれまでの結果を整理する。

図4.2.5はこのような考え方にもとづいて寿命比 α を $2N(\sigma_{max})$ を基準に整理したものである。

同図において $2N(\sigma_{max})$ を基準とした場合でも n が5760以下の寿命比 α は、これらの試験の中で最も重畠小波数の少ない $n=120$ の等価繰返し数による推定線よりいずれも高寿命側にある。

次に図4.2.6は寿命比 α を $2N(\sigma_{max})$ 基準とした場合の β を(4.1.3)式で求めたもので β は0.2～0.8の間にありこれまで平面曲げで得られてきた値とほぼ同等な値となった。

なお β がほぼ同等であるにもかかわらず平面曲げにおけるほど2次波の効果が認められなかつたのは、先にも述べたように試験方法によるS-N曲線の定数 a 、 k の差によるものと考えられる。

4.4.3 航海中の負荷変動および港内発停波形による疲労寿命の推定

次にこれまでの結果を用いて、航海中の負荷変動波形および港内発停波形の疲労寿命の推定を β を用いて行なう。

寿命推定は4.4.2項で検討したように $2N(\sigma_{max})$ を基準として求めた β を用いて行なう。

図4.27に航海中の負荷変動波形の応力変換法を示す。変換は原波形で低下量 $\sigma_{\max} - \sigma_{\min}$ に相当する応力を σ_2 が重複するものが1組と、 σ_{\max} に σ_2 が重複するものが1組として考える。(港内発停はこれに準ずるものとする)

なお、同図で応力低下をレンジ法(R·P·M、R·P·M·M)で変換するには全低下量の1/2をとればよいが、応力が零まで低下した場合は先の実験結果から σ_{\max} 2回と考えればよいので、ここでは1/2をとらず全低下量 $\sigma_t = \sigma_{\max_1} - \sigma_{\max_2} - \sigma_2$ とした。(図4.6参照)

これから航海中の負荷変動、港内発停に対する寿命 N_{f_1} は各々(4.14)(4.15)式で与えられる。

◦ 航海中の負荷変動波形に対して

$$N_{f_1} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot 2 N_{\sigma_{\max_1}}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot 2 N_{\sigma_t}} \right) = 1 \quad (4.14)$$

◦ 港内発停波形に対して

$$N_{f_1} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot 2 N_{\sigma_{\max_1}}} + \frac{3}{\alpha_3 \cdot 2 N_{\sigma_{\max_3}}} \right) = 1 \quad (4.15)$$

ここで N_{f_1} ……1次波で数えた破断繰返し数(1周期を1回とする)

$N_{\sigma_{\max_1}}$ ……定常時の最大応力を振幅とする1次波単独の寿命(4.2)式

N_{σ_t} ……最大低下量 " "

$N_{\sigma_{\max_3}}$ ……港内発停時の最大応力 " "

$\alpha_1 \sim \alpha_3$ ……定常時、航海中の負荷変動時、および港内発停時に対応する寿命比(4.14)

(4.14)、(4.15)式で $\alpha_1 \sim \alpha_3$ を求めるための(4.14)式中の β は図4.26の $m - \beta$ の関係から m に對応する平均的な β を用いることとする。

なお、 α_2 を求めるための β は航海中の負荷変動により前の定常状態時の m 、 n から求めた。

図4.15、4.16に(4.14)(4.15)式による計算結果を示した。

航海中の負荷変動波形において、推定値は実験値に比べ短寿命側となり、また最低応力 σ_{\min} が 10kg/mm^2 以下では応力低下の影響が表われる結果となつたが、これは応力換算法によるものと考えられる。

一方港内発停波形においては、推定値は負荷変動波形におけると同様に実験値と比べ短寿命側となつたが、港内発停時の最大応力 σ_{\max_3} が 30kg/mm^2 以上では実験値と同様に寿命が低下する傾向があらわれた。

この実験の範囲では本方法は安全側の推定値を与える、港内発停で最大応力 σ_{\max_3} が特に大きくなければ設定応力パターン下での寿命は定常状態の最大応力 σ_{\max_1} で決まることが明らかとなつた。

今後はこれらの応力パターン下で重複小波数を多くした場合、その他条件を変えた場合についての疲労寿命を確認する必要がある。

4.4.4 全応力設定パターンにおける疲労試験結果

本年の検討項目は以上であるが、参考までに全応力設定パターン(図4.6)について条件をランダムに設定して2、3の試験を行なった。

全応力設定パターンでの疲労寿命 N_{f_1} は(4.16)式で与えられる。

$$N_{f_1} \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot 2 N_{\sigma_{\max_1}}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot 2 N_{\sigma_t}} + \frac{2}{\alpha_3 \cdot 2 N_{\sigma_{\max_3}}} \right) = 1 \quad (4.16)$$

表4.4に試験結果および推定値を示す。推定値は $\sigma_{\max_1} = 40 \text{kg/mm}^2$ に対しては、実験結果に比べ短寿命側、逆に $\sigma_{\max_1} = 35 \text{kg/mm}^2$ 、 32kg/mm^2 に対しては長寿命側となつた。

図4.1と図4.3では試験速度、重複小波数は同一であるから寿命比の差は主に σ_{max} と m の大きさによるものではないかと考えられる。

また、重複小波数を $2n_1 = 480$ とした試験図4.2では重複小波の影響で試験した(図4.14)以上の寿命低下があり、実験データは少ないが、実働波形下では重複小波数が単純な重複波形におけるよりも影響が大きいことも予想される。これらについては今後全応力設定パターンで種々条件を変化させて試験データを蓄積する必要がある。

4.5 結 言

負荷変動パターンにもとづく疲労試験用応力パターンについて引張圧縮疲労試験を行なった結果次のことが明らかになった。

- 1) 1次波単独の両振り疲労試験結果はほぼ1本の直線で表わされ波形効果、速度効果は認められなかった。
- 2) 重複波形e)、f)(図4.7)下の疲労寿命は全応力振幅よりも引張側の最大応力と関連があり、 $n = 570$ 以下で $m = 0.7$ 以下では σ_{max} を振幅とする1次波単独の両振寿命に近く従来言われている重複効果は明確に現われなかった。
- 3) $\sigma_{max} = 40 \text{ Kg/mm}^2$ 、 $m = 0.25$ で行なった重複小波数の影響では $n = 570$ 以下ではこれによる影響は明確に現われず、 $N_{\sigma_{max}}$ に対する寿命比で1~4となったが、 $f_2 = 3.600 \text{ cpm}$ で重複小波数 n を 10^5 回まで増加させた場合には両対数で表わした $n - \alpha$ の関係において α は n の増加とともに直線的に低下し、 m の小さい領域でも重複小波数の影響が大きいことを示した。
- 4) レンジ法($R \cdot P \cdot M, R \cdot P \cdot M \cdot M$)による応力換算方法は完全重複波形dおよび波形e(図4.7)で2次波の影響が大きいところではよい推定を与えるが、それ以外については長寿命側の推定となる。
- 5) 航海中の負荷変動波形および港内発停波形下の寿命は特にこれらの変動応力が大きくなきり定常状態の最大応力によって決まる。
- 6) 全応力設定パターンでは重複小波数の影響が、単純な重複波形におけるよりも大きくなることが予想される。
なお4.9年度は本年度の結果を基に次の項目について検討する予定である。
 - 1) 重複波形において1次応力(2次応力の平均応力)の平均値が等しくない場合の重複疲労。
 - 2) 重複疲労によよぼす小波数の影響。
 - 3) 航海中の負荷変動、港内発停および全応力設定パターン下の疲労寿命によよぼす各因子(最大応力、 m 、重複小波数、その他)の影響。

参 考 文 献

- 1). 造船研究協会; SR100、SR113 部会報告
- 2). K. MI ZUSHIMA, M. NAGAI, T. KAWASAKI; Preprint of ISME TOKYO'73
1-2-35(1973-11)
- 3). T. TAKAO, I. SAKAMOTO, M. NAGAI; Preprint of ISME TOKYO'73
3-6-29(1973-11)
- 4). 増 淳 他 ; 機械学会講演会前刷NO188, '68-4

- 5). 中村、堀川 ; 材料 VOL22 NO234 (昭48-3)
- 6). 中村、田中共著 ; 機械の疲れ強さ算出法、(1972)養賢堂
- 7). 山田、北川 ; 材料 VOL13、NO131 (昭39-8)
- 8). 中村、堀川他 ; 機械学会誌 75、N637、P207 (1972)
- 9). Sines, G ; NACA TN, 3495 (1955)
- 10). 造船研究協会 ; SR136部会報告 川重担当分

表 4.1 热处理条件

焼なまし	950°C 2Hr 保持	炉 冷
焼入れ	1040°C 2Hr 保持	油焼入れ
焼戻し	720°C 2Hr 保持	炉 冷

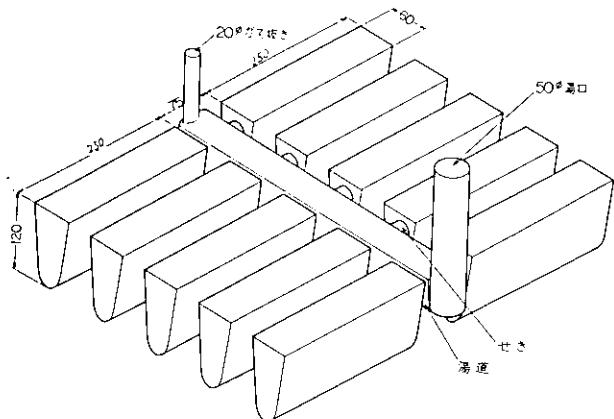


図 4.1 試験片素材鋳造方法

表 4.2 化学成分 (wt%)

	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&W S22Moの値を示す

表 4.3 機械的性質

	0.2%耐力	抗張力	真破断力	伸び	枚リ	硬度HB
供試材	370kg/mm ²	534kg/mm ²	109kg/mm ²	25.9%	67.3%	177
規格値	> 30	50~64	—	—	> 6.0	140~200

注) 1. 実測値はJISG0567試験片5本の平均値を示す

2. 規格値はB&W S22Moの値を示す

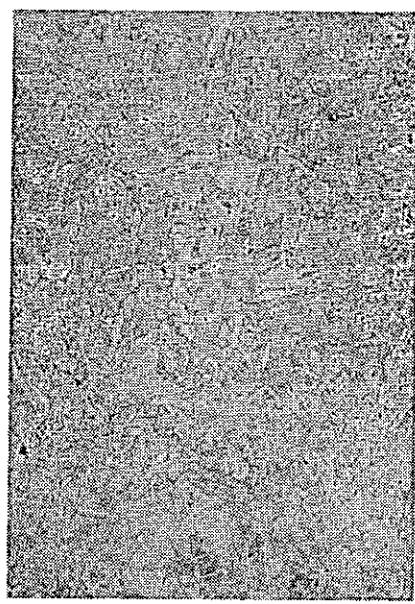


図 4.2 ミクロ写真

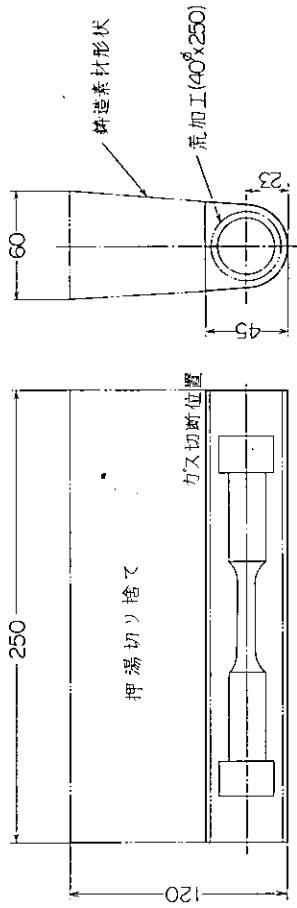


図 4.3 試験片採取位置

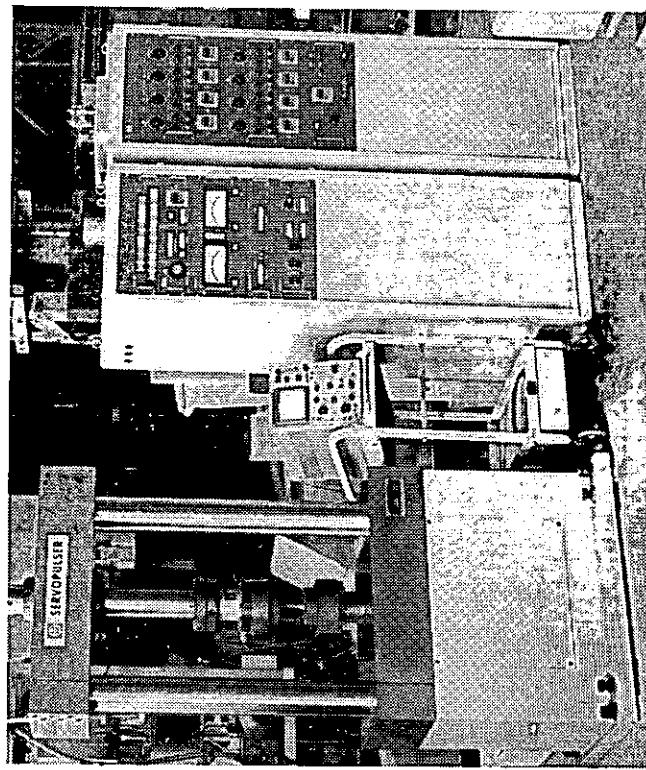


図 4.5 疲労試験機

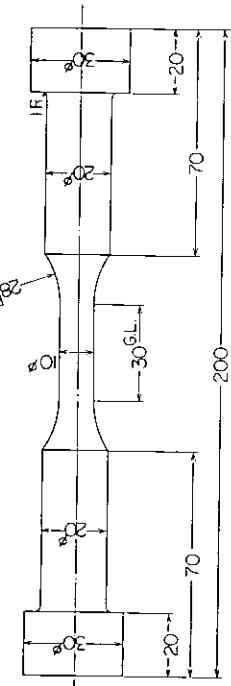


図 4.4 引張圧縮疲労試験片形状

(定 澤) (負荷変動) (定 常) (港内発停)

表 4.4 試験項目

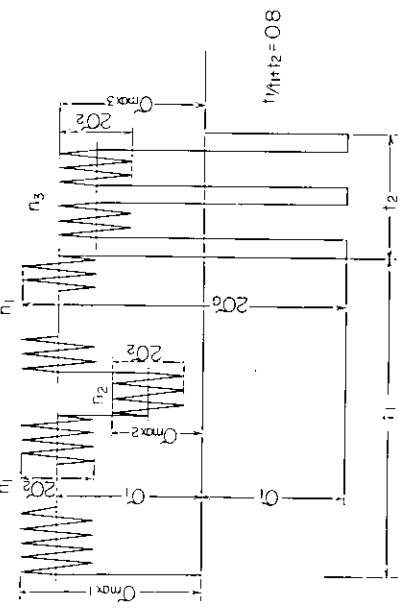
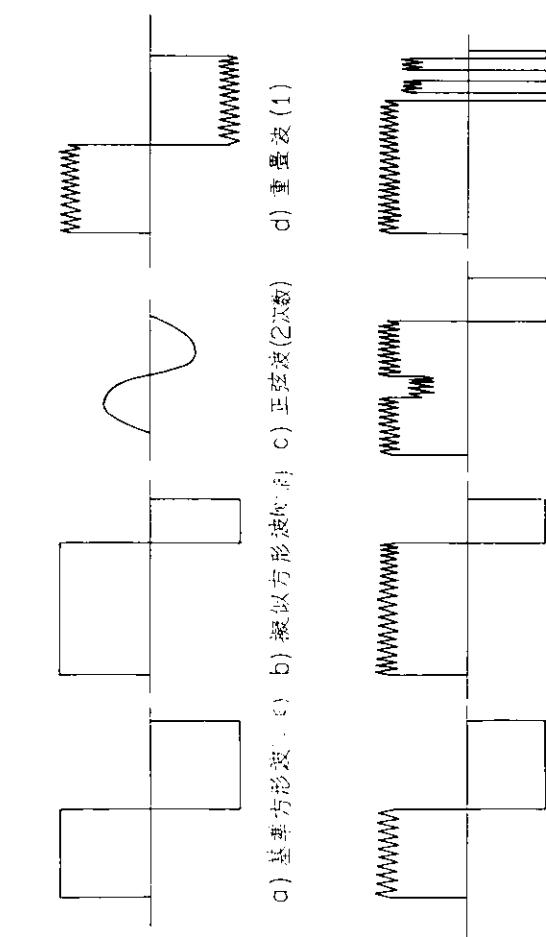


図 4.6 設定応力パルス

- 69 -



e) 重置波(2) f) 重置波(3) g) 負荷変動 h) 港内発停

図 4.7 試験波形

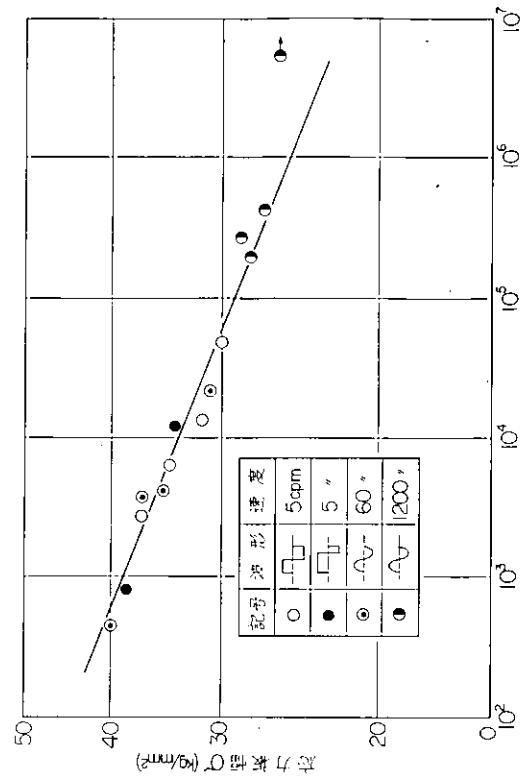


図 4.8 基準波単純の疲労試験結果(両振り)

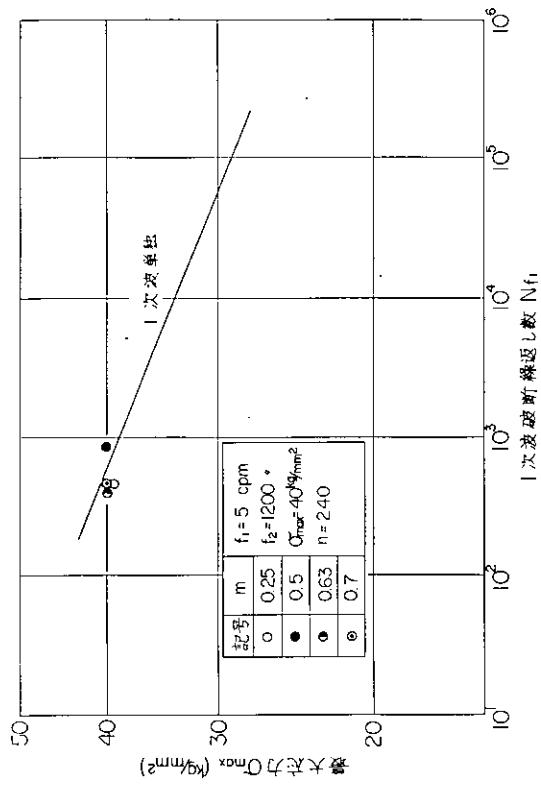


図 4.9 疲労試験結果 — 図 4.7 波形(d) —

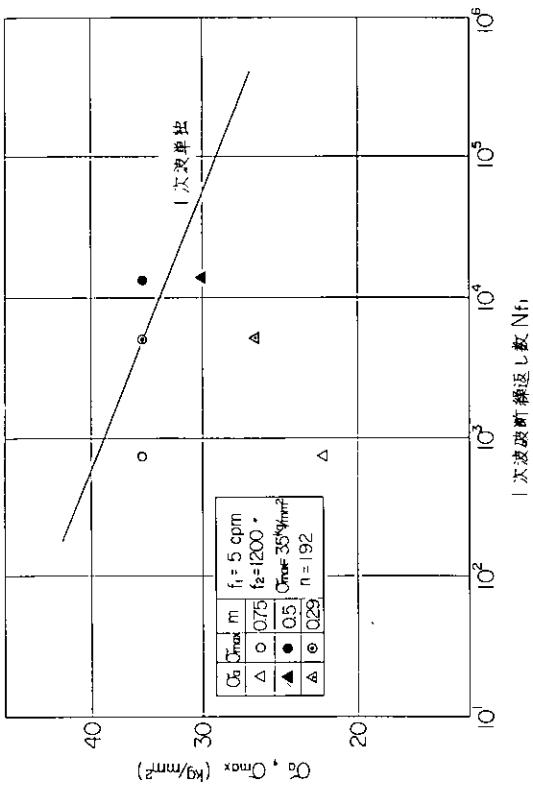


図 4.11 疲労試験結果 — 図 4.7 波形(f) —

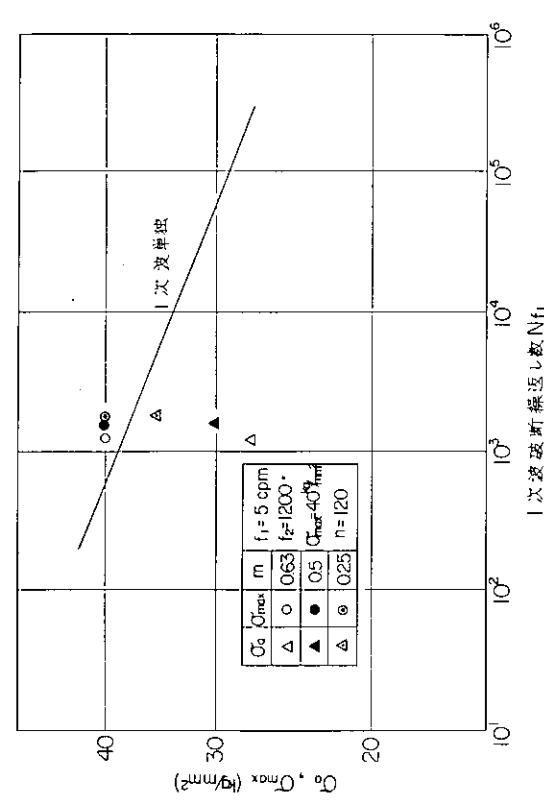


図 4.10 疲労試験結果 — 図 4.7 波形(e) —

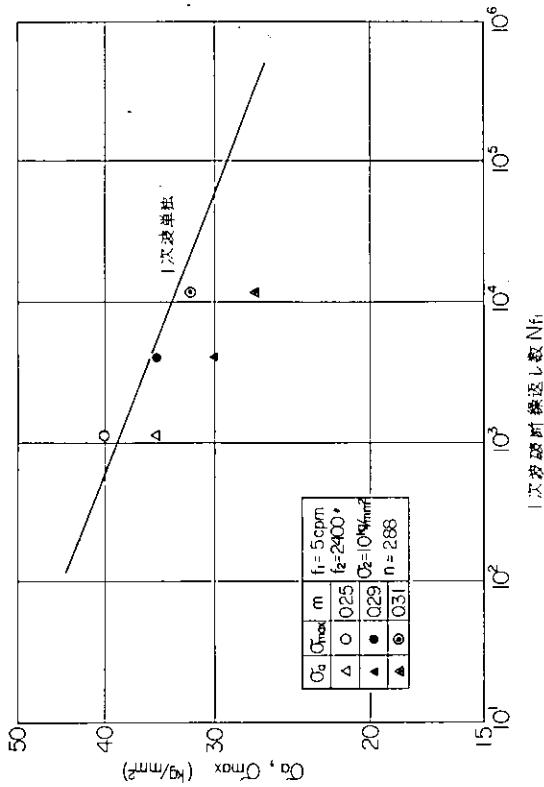


図 4.12 疲労試験結果 — 図 4.7 波形(f) —

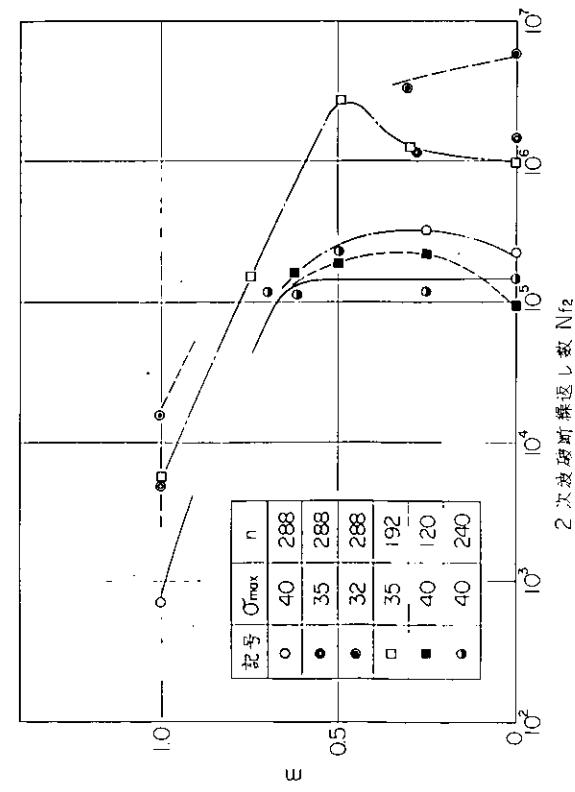


図 4.13 波吸収試験結果 —— 図 4.7 重疊波(1)(2)(3) —

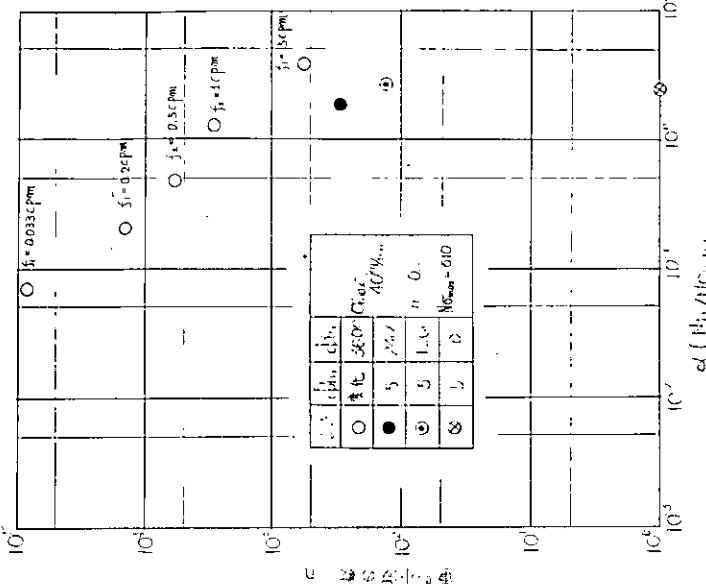


図 4.14 重疊小波数の影響

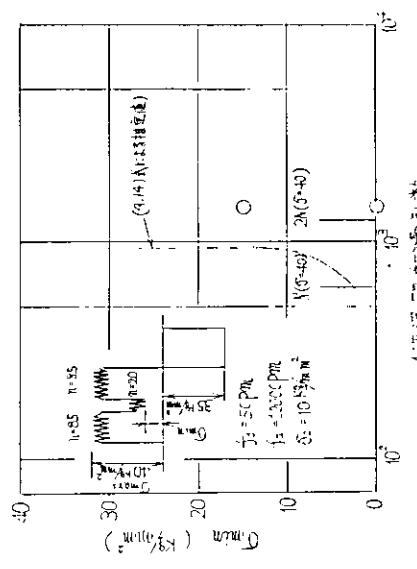


図 4.15 航海中の負荷変動の影響

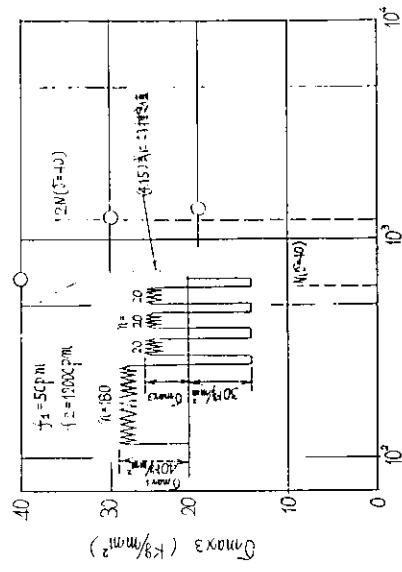


図 4.16 港内锚停の影響

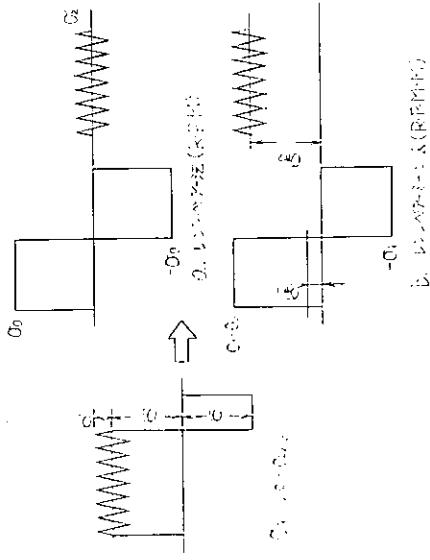


図 4.17 重量波形の応力換算法

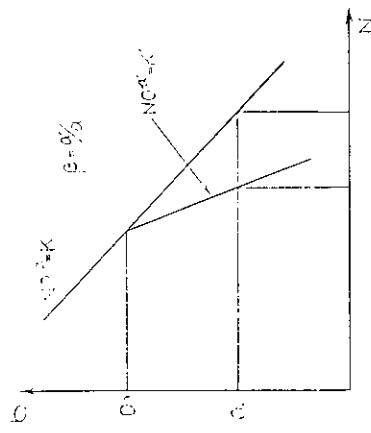


図 4.19 β の説明図

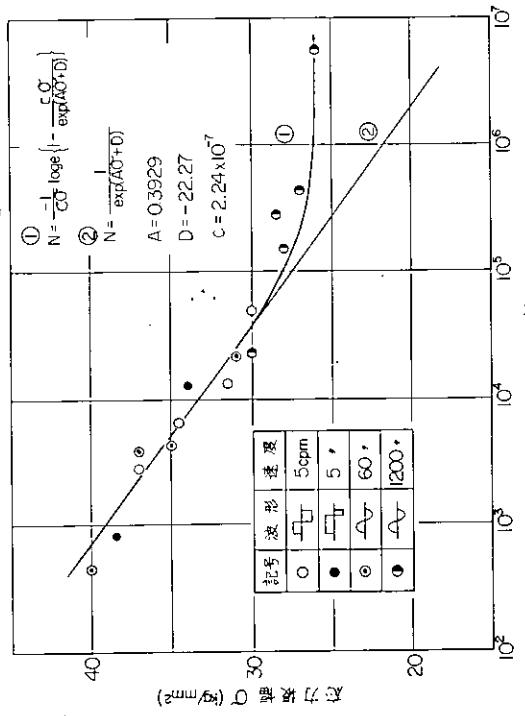


図 4.18 基準波疲労試験結果

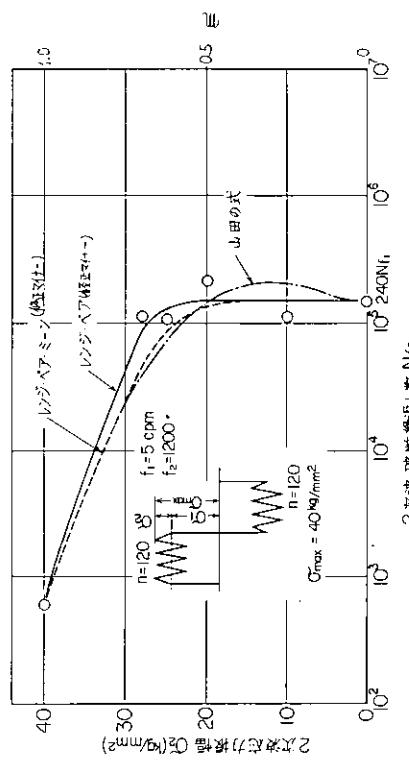


図 4.20 疲労試験結果

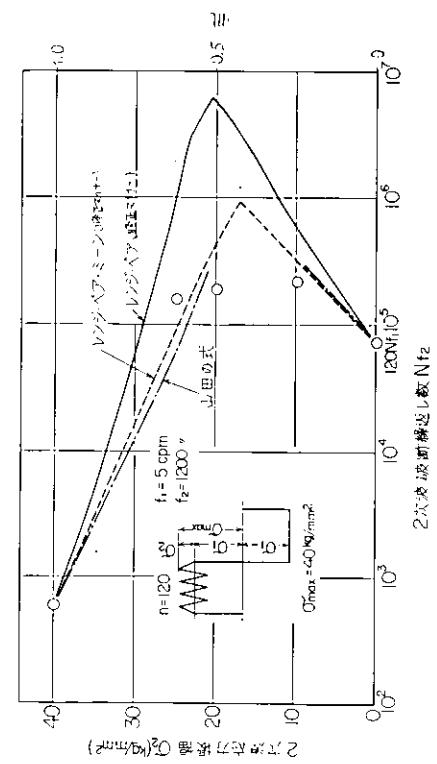


圖 4.2.1 疲勞試驗結果

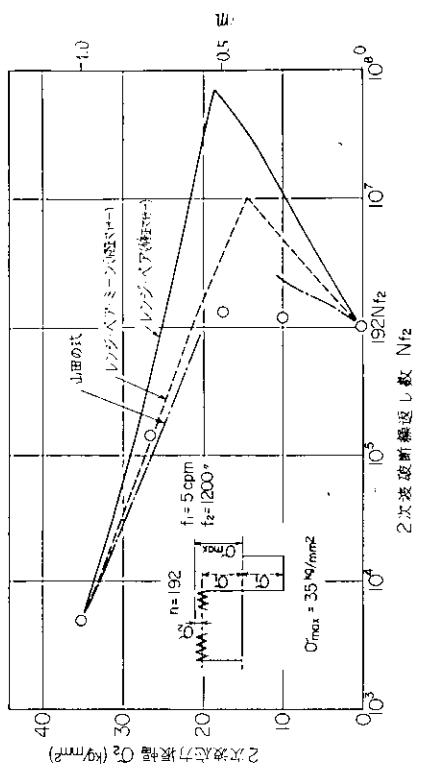


図4.2.2 疲労試験結果

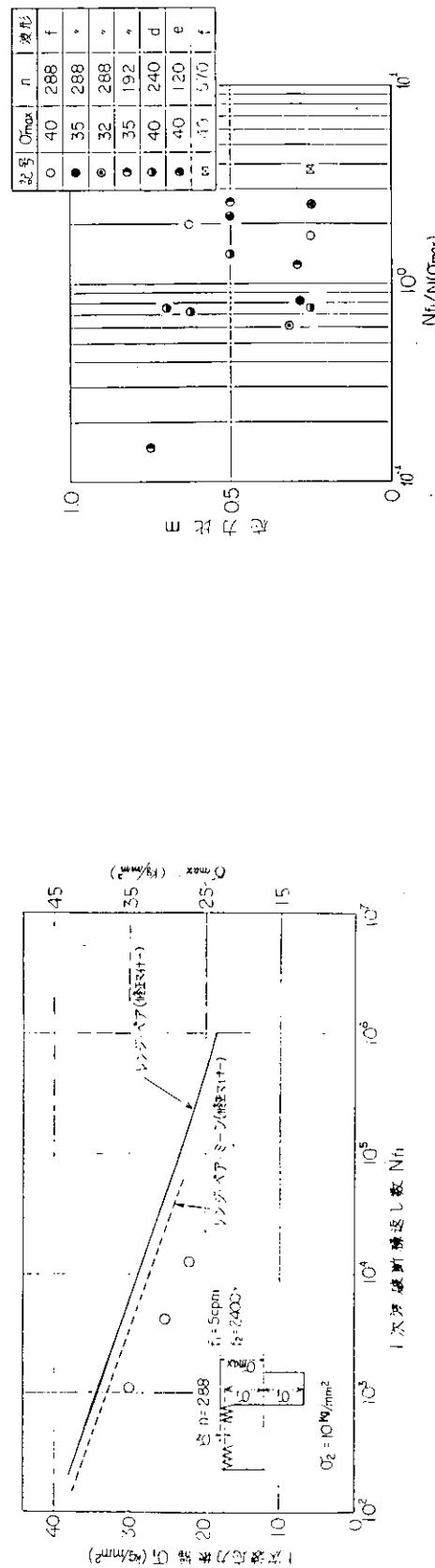
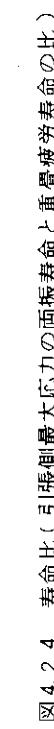


図4.2.3 疲労試験結果



- 73 -

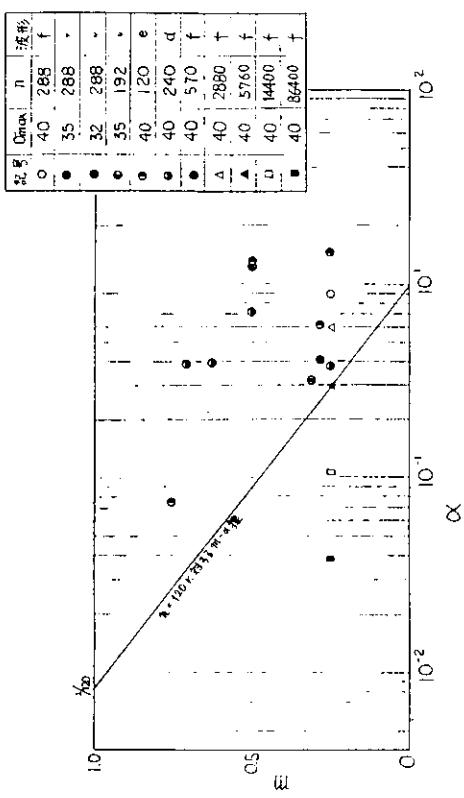


図 4.2.5 $m - \beta$ ($2N_0 \sigma_{\max}$ 基準)

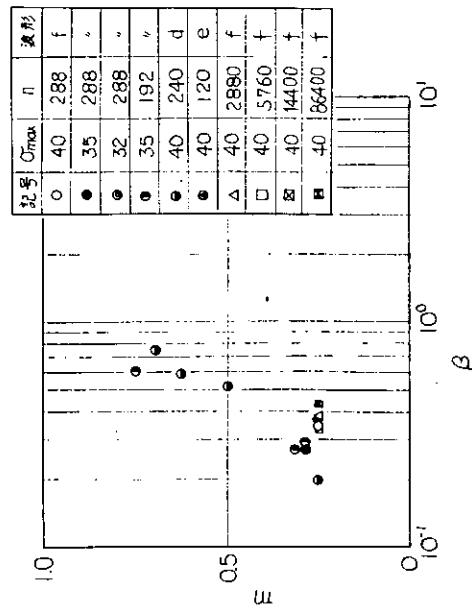


図 4.2.6 $m - \alpha$ ($\alpha = N_{f1} / 2N \sigma_{\max}$)

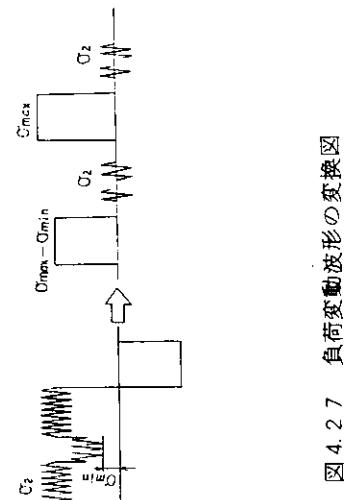


図 4.2.7 負荷波形の変換図

表 4.5 全応力設定パーションによる疲労試験結果（記号は図 4.6 参照）

No	σ_{\max}	σ_{\min}	σ_{\max}	σ_{\min}	f_1	f_2	n_1	n_2	n_3	N_f	推定値	K_I/N
1	40	288	5	10	180	180	20	20	1144	498	2.29	
2	35	288	5	10	3600	240	60	60	1338	3018	0.44	
3	32	288	5	10	1200	80	20	20	17394	9417	0.89	
E	40	120	e									
	40	2880	f									
	40	5760	f									
	40	14400	f									
	40	36400	f									

5. 燃焼室壁の清水冷却面における腐食疲労の研究

5.1 ポイリング腐食低サイクル疲労試験

5.1.1 はじめに

大型ディーゼル機関では腐食疲労強度が問題となり、とくに最近の高出力化に伴って熱負荷が上昇し冷却伝熱面は沸騰していることが考えられる。沸騰をおこしている状況下での腐食疲労強度は定性的にとくに強度低下が考えられるので 10^5 サイクル破断までの低サイクルポイリング腐食疲労試験を実施した。

5.1.2 供試材および試験方法

用いた素材は $\frac{1}{2}$ Mo 鋳鋼である。その化学成分を表5.1.1に、引張試験結果を表5.1.2に示す。

実験は(1)空気中、(2)水道水中、(3)沸騰水中 の3つの条件下で行った。

試験装置は直接通電加熱方式の万能型熱疲労試験機を用い、これに腐食液槽を取り付けて沸騰条件を再現させ、応力制御の片振れ引張り疲労試験を行った。冷却水出口温度は約60°Cである。

図5.1.1に用いた試験装置の概要を、図5.1.2に試験片の形状を示す。

また試験片に液槽をとりつけたために、試験片のひずみを直接とり出すことは困難であり、図5.1.1に示したようにダイアルゲージにより試験片のひずみを測定した。

図5.1.3は沸騰水中の疲労試験の状況である。

5.1.3 試験結果

図5.1.4に試験中の試験片の温度分布を示す。

これは冷却面外(④熱電対)で250°Cの温度制御を行った場合である。昇温過程では非常に不安定な状態を呈しているが、安定した沸騰状態になると一定温度で安定している。

図5.1.5はボタリング腐食疲労試験の結果である。

環境条件による疲労強度を比較すると、空気中>水道水中>沸騰水中の順にあると考えられるが、 10^5 サイクル位までの本実験の結果からは、これら3つの環境条件の差による疲労強度の有意差を判断することはむずかしいようである。

図5.1.6に各環境条件における試験片の破面および表面状況を示す。

図5.1.7は水道水中で試験された試験片と沸騰水中で試験されたものの表面粗さの計測結果である。

これらによれば水中腐食の場合の沸騰腐食の場合とでは沸騰腐食の場合の方が荒れがひどく、表面粗さも水中腐食より腐食の方が凹凸がはげしい。

ここで腐食疲労強度の実験結果の一例として、海水中と空気中とで行われた軟鋼の試験を図5.1.8に示す。これによれば 10^5 サイクルまでは強度が殆どわからなくても、 10^6 サイクル以上になると海水中の疲労強度は著しく低下している。このことおよび図5.1.6、5.1.7の破断試験片の表面状況から考えてみると、ポイリング腐食疲労においても高サイクルの試験が必要であり、 10^6 サイクル以上のくり返し数では疲労強度の低下が十分に考えられる。このために昭和49年度研究として 10^7 サイクル破断の領域までのポイリング腐食疲労試験を実施する予定である。

5.1.4 むすび

ポイリング状況下の低サイクル腐食疲労試験を 10^5 サイクル破断の領域まで実施したが、水中の腐食疲労強度と大差なかった。

ただし、試験片表面が腐食により非常に荒れていますので、腐食疲労強度として通常問題にされる $10^7 \sim 10^8$ サイクル破断の領域では大きな強度低下が予想されます。従って昭和49年度研究として、ボイリング高サイクル疲労試験を実施予定である。

表 5.1.1 供試材化学成分

C	Si	Mn	P	S	Mo	(%)
0.19	0.44	0.71	0.013	0.012	0.44	

表 5.1.2 引張試験結果

0.2%耐力 kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	真破断応力 kg/mm ²	伸び %	絞り %
33.2	54.5	120.5	31.8	69.5
33.2	56.1	120.8	31.6	69.3



図 5.1.3 ボイリング腐食疲労試験状況

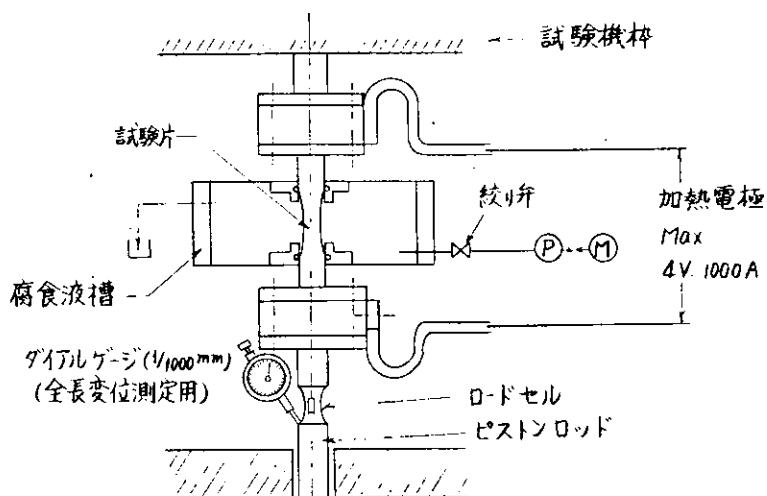


図 5.1.1 試験装置概要

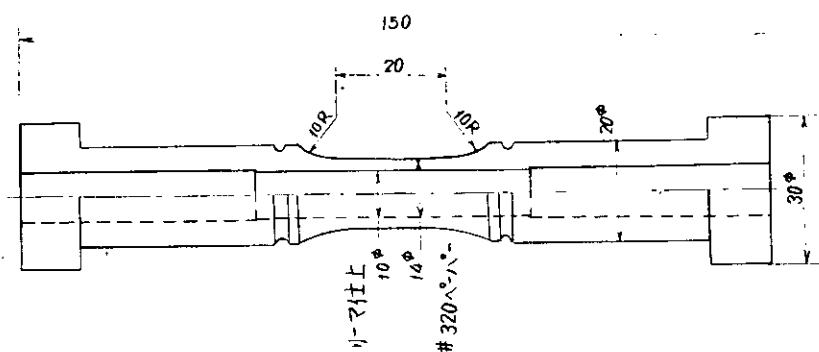


図 5.1.2 試験片形状

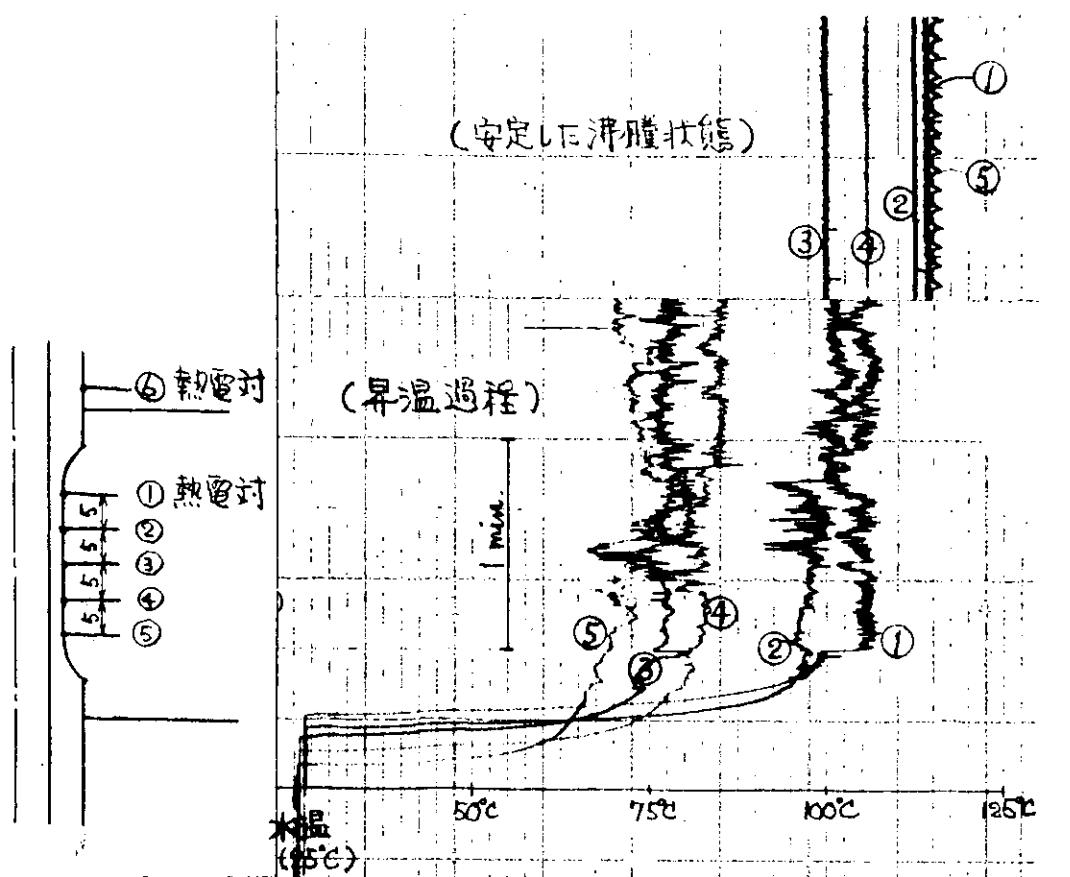


図 5.1.4 試験中の試験片温度分布

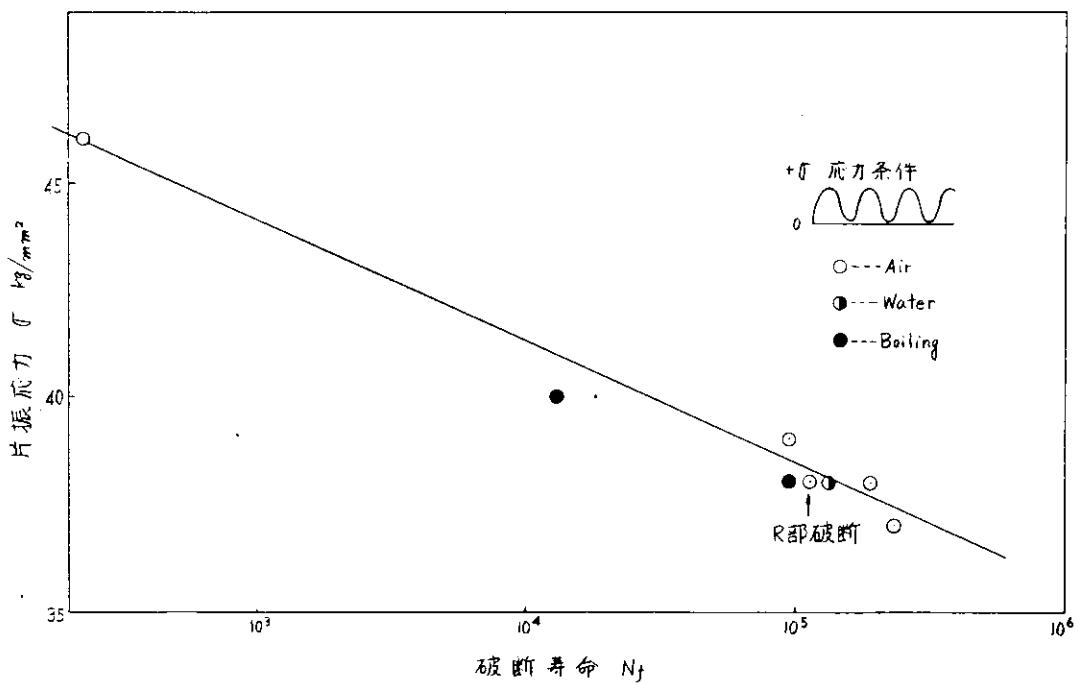
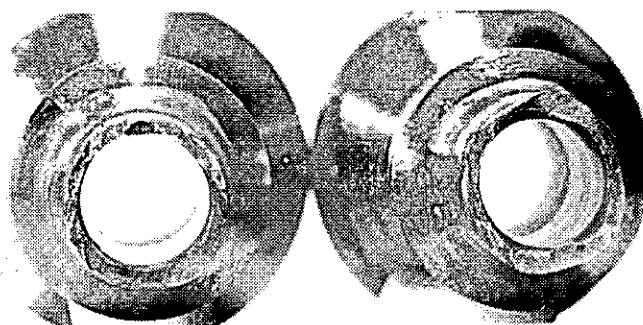
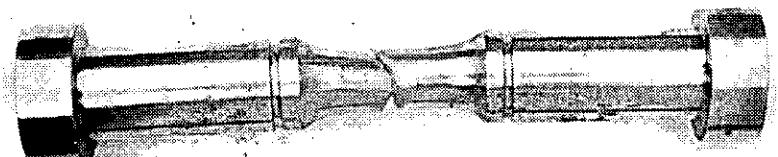
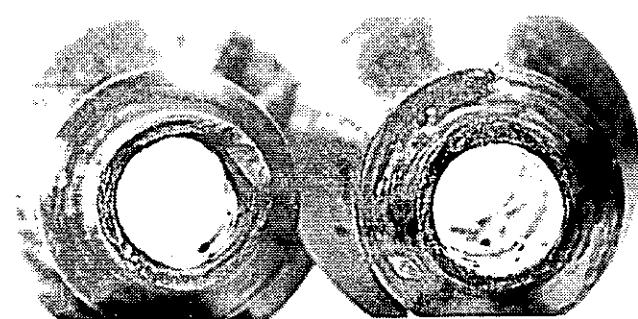
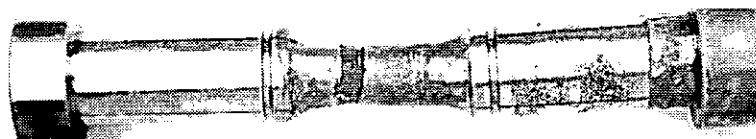


図 5.1.5 低サイクルボイリング腐食疲労試験結果



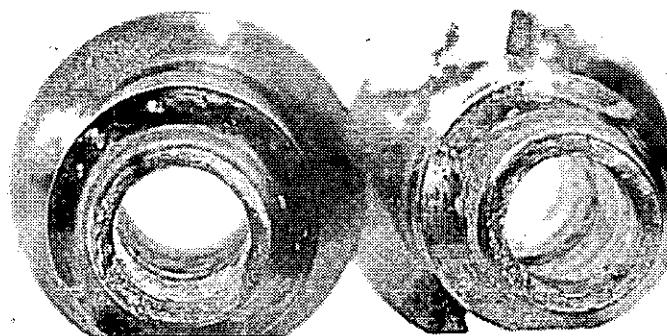
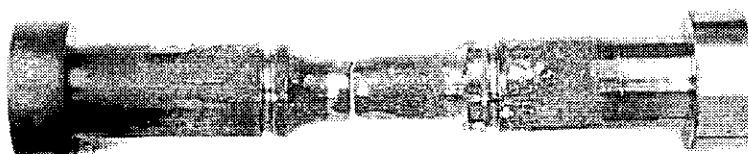
空气中

$\sigma = 38.0$
 $N_f = 192,808$
(214時間)



水道水中

$\sigma = 38.0$
 $N_f = 137,446$
(153時間)



沸騰水中

$\sigma = 38.0$
 $N_f = 96,267$
(107時間)

図5.1.6 ボイリング腐食疲労試験の破面

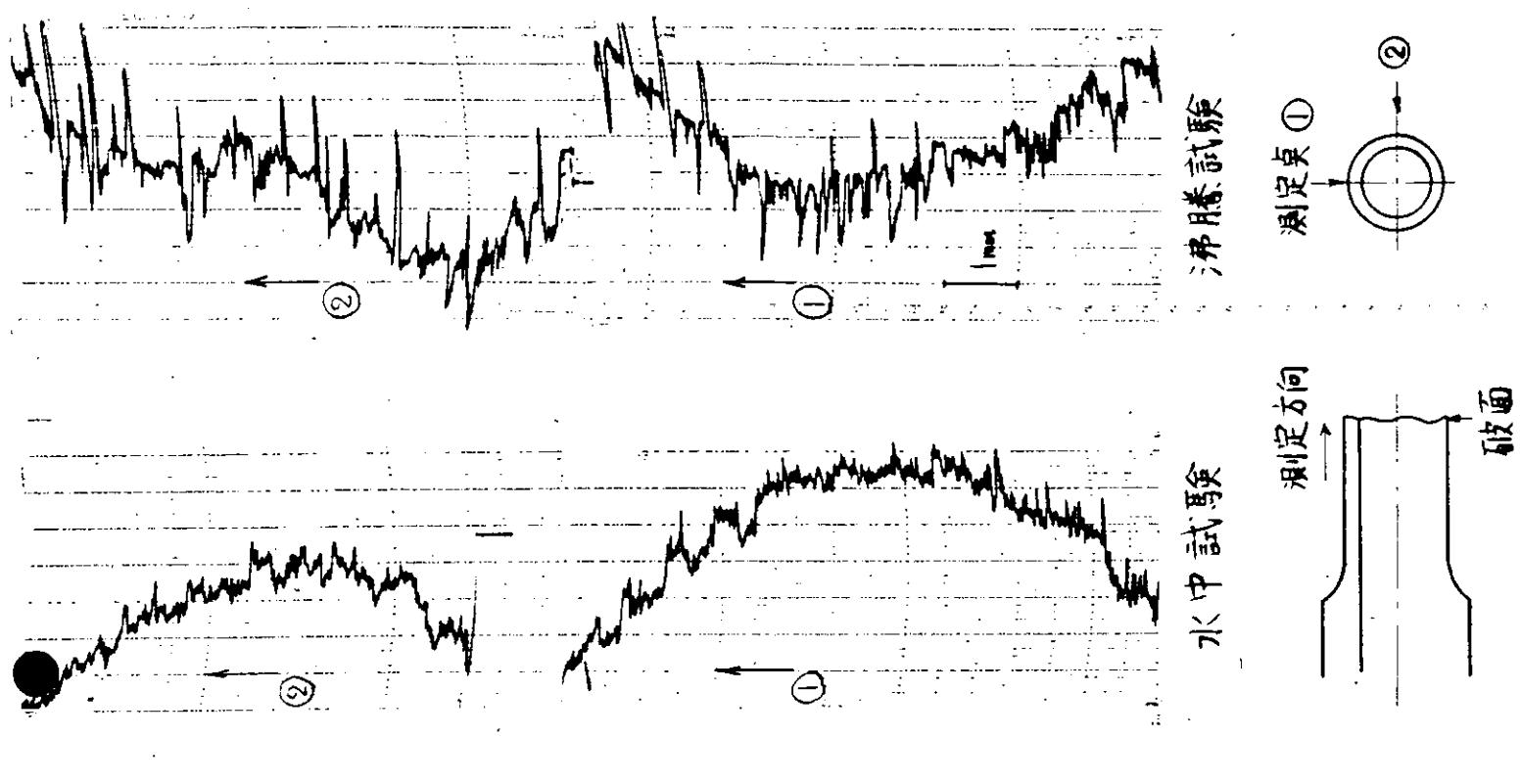


図 5.1.7 腐食面の表面粗さ計測結果

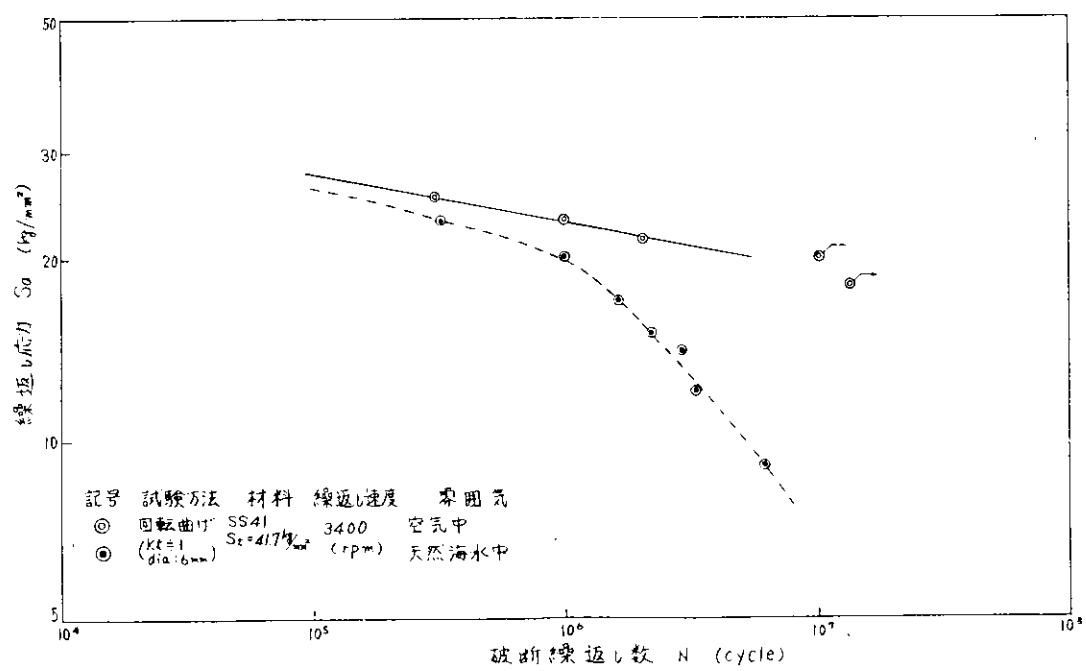


図 5.1.8 軟鋼の腐食疲労強度

5.2 両振り平面曲げ腐食疲労試験

5.2.1 緒 言

中速ディゼル機関の燃焼室壁部材に使用されている鉄鋼材を対象として、清水冷却面における腐食疲労の研究、を、昭和48年度のテーマとして実施した。

鉄鋼はその特性、たとえば耐熱衝撃性・振動吸収能などのために、今後とも機関の主要部材として使用されるものと思われる。このため冷却水による腐食疲労の問題の探求は重要な課題の一つであって、これを目的とした多くの実験の積み重ねが必要であろう。本研究はこの主旨にそった研究の一環であって、比較的大形の試験片（肉厚10mm、幅60mm）の使用を特色とした。両振り平面曲げによる、大気中・加熱純水中およびインヒビタ添加加熱純水中の疲労試験に関するものである。

実機の腐食条件の再現は現段階では無理であったので、簡単な循環式の実験装置を考案して腐食疲労試験を行なった。試験の結果は一応の成果を示していく、純水をベースにした腐食疲労試験の基礎資料がえられたものと思われる。

以下に研究内容および関連事項について二、三の知見を述べる。

5.2.2 供試材および試験方法

(1) 供 試 材

素材はキューポラ製鉄鋼であって、シリンダヘッドと同一の溶湯から円筒形（内径40.0mm、肉厚2.0mm、高さ55.0mm）の供試体を鋳込んだ。鋳造方法は雨堰による上注ぎである。供試体は鋳造用金枠その他の関係で同時に多数個が鋳込めなかつたので、同一チャージのものは同一取鍋から鋳込むようにして、4チャージに分けて計10個を準備した。そのうち引張試験結果（後述）が類似した2チャージA（3個鋳込）およびB（2個鋳込）を実験に使用した。図5.2.1の試験片採取方法に示すように縦方向に機械鋸で供試体を12分割した。ついで各供試体ごとの12本を1組として低温焼なまし（565°C × 5hr 保持後、50°C/hr以下）の冷却速度で炉冷を行なった。

各組の12本の供試片のうち、11本を疲労試験に、残りの1本を引張試験に供した。疲労試験片の加工にさいしては、図5.2.1に示すように、外周から削り代が一定になるように板取りを行い、上下面是研削盤で仕上げた後に0.4のエメリー紙で仕上げを行なった。

供試材の化学成分は表5.2.1に示すとおりであって、Crが少量添加してある。表中末尾の

$\text{Sc} = \frac{\text{TC}\%}{4.23 - \text{Si}\%/3.2}$ は黒鉛飽和度であり、供試材は亜共晶組成であることを示している。

表5.2.2は機械的性質を示すものであって、引張試験片にはJIS Z 2201 4号を、シャルピー衝撃試験片には無溝のものを用いた。図5.2.2は精密引張試験によってえられた荷重—伸び線図の一例であって、比較的大きな伸びを示している。表5.2.2および図5.2.2から、供試材は綫弾性係数（破断荷重の1/4と原点を結んだ線から算出）、衝撃値およびレジリエンス（Resilience）などの性質は比較的良好のようである。

写真5.2.1は顕微鏡組織を示すものである。片状黒鉛はよく變曲し、マトリックスはパーライト組織である。

(2) 試験方法

疲労試験に使用した試験機は200kg·m シンク式疲労試験機であって、両振り平面曲げによる試験を行なった。試験片形状は図5.2.3に示すような特殊なものであるが、あらかじめ正規試験片との応力分布状態を比較の上で採用し、またこの試験による試験機の較正を行なった。

試験条件は表5.2.3に示すように周囲条件3および試験速度2の計6条件である。腐食疲労は図5.2.4に示すとおり循環水路中に、試験部を抱え込んだ水槽を持つ方式で行い、使用した清水はイオン交換樹脂を通した

純水であって、容器に約20ℓためて循環させた。微量定量ポンプ⑥で約2ℓ/hrの速度で汲み上げられた水は、水蒸気凝縮器⑦の冷却水の役目をした後に、投入式の温水加熱器⑧に送り込まれ、沸騰状態になって水槽⑨に流入する。水槽から送り出された濾過沈殿器⑩⑪および冷却器⑫を経て容器⑬にて還流される。バイパスの濾過沈殿器⑩は無人運転のさいの纏紙の目つまりなどの事故に具えたものである。試験水槽はポリカーボネート製であり、器具はガラス製、また、管路はガラス管およびシリコンゴム管製である。水槽内の温度はサーミスタ温度計で測定記録し、槽内水温は85°C ± 5 degを設定目標とした。インヒビタ添加(0.75%)純水の場合には濾過を省いて試験を行った。なお試験水槽中の水量は約800ccになるように調節した。

循環水は清水では2回/月、インヒビタ添加の場合には1回/月の割合で取換え、途中で目減りした分は注ぎ足して補給した。

写真5.2.2に試験中の一情景を示した。

インヒビタはPC機関に使用されている1品種である「ドロマスB」を、推奨添加量0.5~1.0%の中央値となるように添加した。なお「ドロマスB」は切削用にも使用されるものであって、粘度は150スピンドル油に相当し、その水溶液は乳白色を呈している。

5.2.3 実験結果

疲労試験の結果を図5.2.5に片対数のS-N曲線として示した。破断した試験片の繰返数から600および1,200cpmの試験速度をこみにして、最小自乗法によって電算機で演算した結果を、大気中の試験では1次式近似とし、残りの2者は2次式近似として、図5.2.5のS-N曲線に書き入れた。図から明らかなように、大気中ではS-N曲線に疲れ限度($\approx 11.5 \text{kg/mm}^2$)が明瞭に現われている。一方加熱純水中およびインヒビタ添加加熱純水中の試験結果では、両者とも似たような挙動を示し、ともに 10^6 台の繰返数で大気中の疲れ限度よりも低い応力において破断が生じ、それぞれの 10^7 時間強度はおよそ 10kg/mm^2 であって、この値は大気中の疲れ限度の87%に相当する。

加熱純水中の試験における試験片の腐食状態を写真5.2.3に示した。写真的試験片はそれぞれ600および1,200cpmの試験速度で、繰返数が 10^7 をこえて試験を中止したものであって、取外し後の発錆のために赤褐色の部分が増加しているが、試験中の観察では試験片の側面とそれに接した平面部の4~5mmが赤褐色となり、残りの平面は黒色を呈するものが大部分であった。試験中に濾過器の纏紙に残った沈殿物は黒ずんだ褐色を呈し、黒鉛質を含んだ水酸化鉄を主体とした沈殿物と思われる。

図5.2.6は写真5.2.3の試験片の表面に、10%硝酸水溶液を刷毛塗りして、錆落しした後の表面あらさを示すものである。600および1,200cpmの試験速度では 10^7 回の繰返数に達するには、それぞれ約12日および6日間を要し、この差が腐食面のあらさに影響し、長時間腐食されたものほど表面あらさがあらくなっている。

インヒビタ添加加熱純水中の試験の後の試験片表面の観察では、薄い油膜が全面をおもい、顕著な他の附着物は見出されなかった。また試験期間中に乳化液による油水分離の現象は発生しなかった。

5.2.4 考 察

(1) 疲れ限度および時間強度

大気中の試験における疲れ限度は引張強さの0.38倍であって、この値は文献の値(0.35~0.65、とくに集中的に0.46~0.48)の下限値に近い。この一因は比較的大形の試験片による寸法効果によるものと思われる。一般に部材として使用される鋼鉄品は黒皮を残したものが多く、黒皮付による強度低下を考慮すれば設計上ではMetals Handbookに推奨された値(規格に指定された最低引張強さの0.35をとる)。一たとえばFC25では 8.65kg/mm^2 となる)を疲れ限度として取扱うことは妥当なことであろう。

加熱純水中における 10^7 時間強度は 10kg/mm^2 であって、この値は大気中の疲れ限度の0.87倍に相当し、

また引張強さの0.33倍である。 10^5 , 5×10^5 , 10^6 および 5×10^6 の繰返数における時間強度は表5.2.4に示すとおりであって、 5×10^5 以下の繰返数では大気中の試験値と同等かまたはそれよりすぐれた値を示している。 10^6 台の繰返数になると大気中の疲れ限度よりも低い応力で破断するが、これは通説どおり腐食の進行による肉厚の減少と表面あらさの粗面化によるためであろう。

インヒビタ添加加熱純水中の 10^7 時間強度は前記の加熱純水と同じく 10 kg/mm^2 であるが、それ以下の繰返数での時間強度は表5.2.4に示すとおりであって、図5.2.5の曲線の傾向を見ると、 10^6 以下の繰返数では大気中の挙動と、また 10^6 ～ 10^7 の範囲では加熱純水中のそれと類似の傾向を示す。短時間側での曲線は 10^6 以下では直線にもとれるので、追加として引張強さ 30.1 kg/mm^2 の供試体（製造方法は同一）を使用して確認試験を行った。図5.2.7に試験の結果を示したが、図5.2.5の曲線とほとんど平行な実験点がえられた。

(2) 試験速度について

鉄鉄の両振り平面曲げ疲労試験における試験速度の影響について、Piwowarsky⁴⁾はその著書に引用の文献で、早い試験速度では強度は増加するが、しかし $5,000\text{ cpm}$ までの試験速度では差がないことを指摘している。今回の研究では、腐食環境下における試験速度の影響に興味が持たれたが、試験の周期が短いために十分な速度効果を示さなかったが、腐食の進行に伴う表面あらさの粗面化が観察され、長周期の試験における腐食の問題として試験速度を取り扱うのが妥当であろう。

(3) インヒビタの効果について

インヒビタ添加の効果は使用した添加剤「ドロマスB」においては、油膜による初期の防錆効果と、使用が進むにつれて安定した生成物が金属表面に附着することによる保護作用にあるものと思われる。平滑材を使用しての実験室の促進試験では、短時間側にあっては油膜による断熱効果のために水による試験片の冷却が妨害されて、疲労現象は大気中のそれに似てくるものと思われる。一方長時間の試験では安定な附着物による表面被覆の状態までにはいたっておらず、試験片の振動および液の攪拌による渦流などのために試験片表面の油膜は局部的に絶えず破壊され、水による被害を受けるために、 10^6 以上の繰返数で腐食疲労に似た挙動を示すものと思われる。したがってインヒビタの効果確認には長周期の実験が必要であろう。

5.2.5 結 言

中速機関のシリンダヘッド製造に使用される鉄鉄（FC25）と共に、肉厚 2.0 mm の円筒状の供試体を試作し、肉厚 1.0 mm 、平行部長さ 2.0 mm および平行部幅 6.0 mm の試験片を切出して、 $200\text{ kg}\cdot\text{m}$ シエンク式疲労試験機による両振り平面曲げによる疲労試験を行った。試験条件は試験速度2および周囲条件3の計6条件であった。

大気中の実験では疲れ限度 11.5 kg/mm^2 がえられ、この値は素材の引張強さの0.38倍であって、文献の値の下限に近いが、試験片の寸法効果が関係しているものと思われる。

加熱純水中の実験では 10^7 時間強度は 10.0 kg/mm^2 であって大気中の疲れ限度の0.87倍に相当する。 5×10^5 までの実験においては、その時間強度は大気中のそれにくらべて遜色ないか、または多少よい傾向を示す。試験後の試験片表面は試験時間の長いほど粗面化していた。

インヒビタ添加加熱純水中の実験では 10^7 時間強度は 10.0 kg/mm^2 を示し、また 10^6 以下の時間強度は低い値となった。S-N曲線は腐食疲労の形態をとるが、 10^6 以下で大気中の挙動を、また 10^6 以上では腐食下の挙動を示すものと思われる。

試験速度の影響はこの実験では明らかでないが、腐食の進行またはインヒビタの被覆効果を実験するためには長周期が必要と思われる。

参考文献

- 1) Metals Handbook, 8th edition, Vol.1, p.356
- 2) E.Piwowarsky, Hochwertiges Gusseisen, Berlin, 1951, p.451
- 3) 前出1)に同じ、p.356
- 4) 前出2)に同じ、p.443

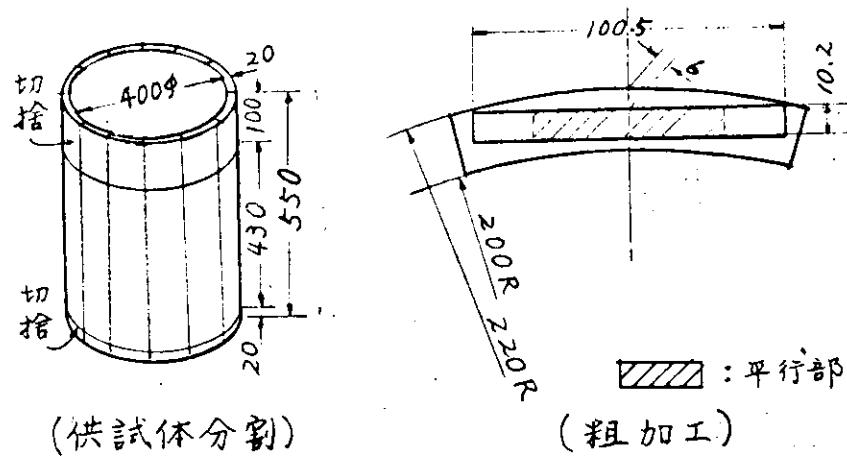


図 5.2.1 試験片採取方法

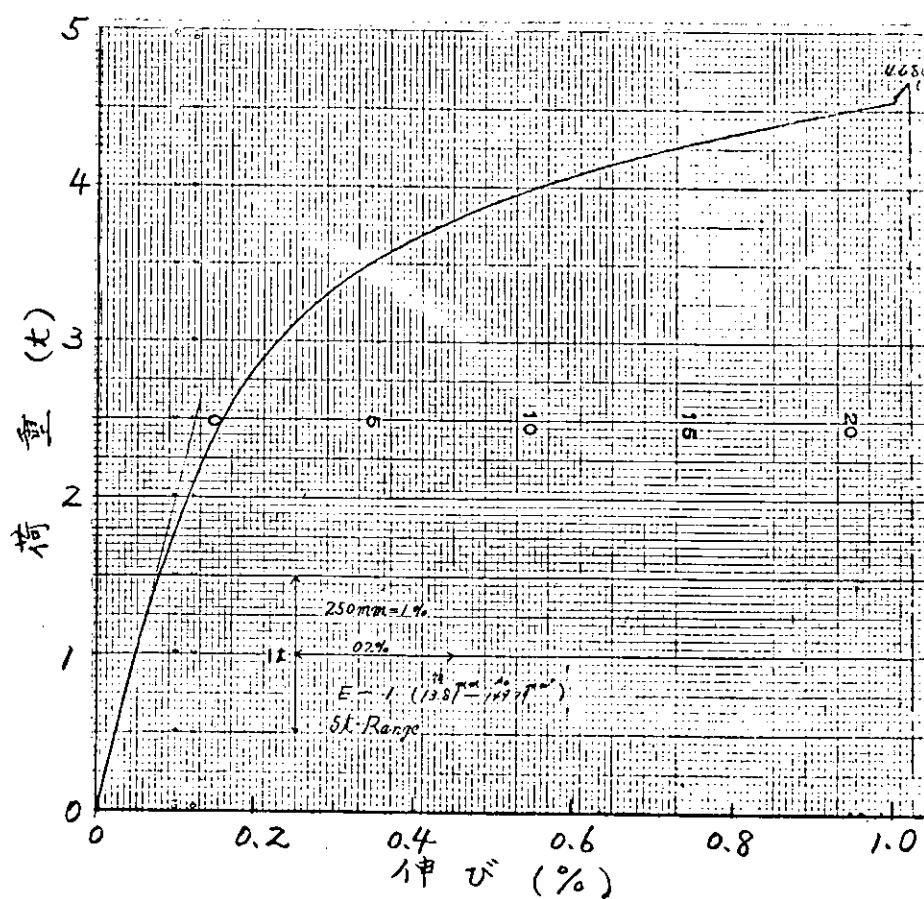


図 5.2.2 引張試験荷重一伸び線図

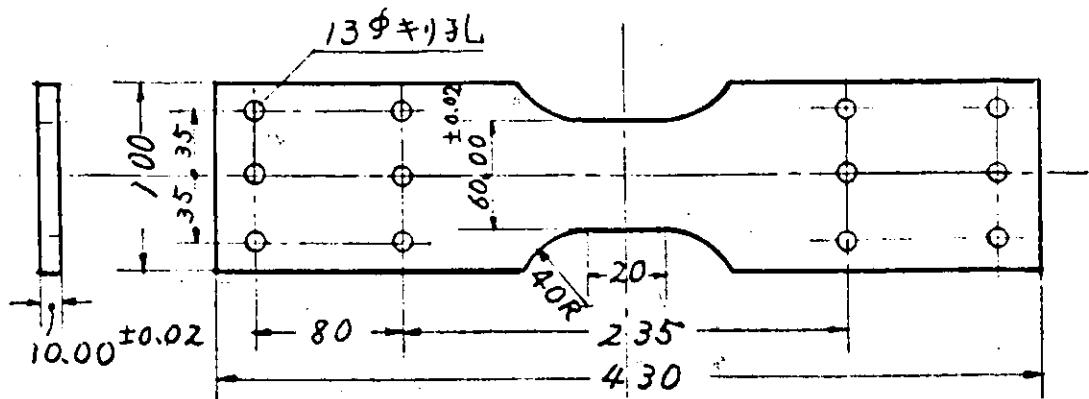
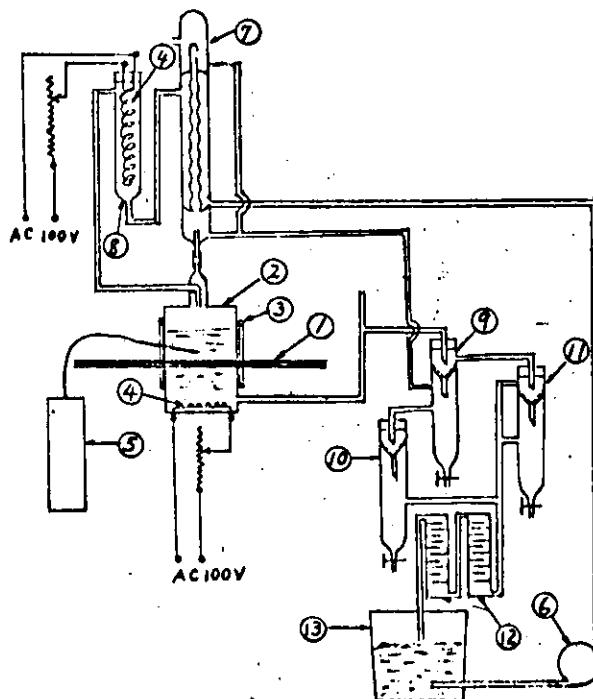


図 5.2.3 試験片形状



- | | |
|-------------|-----------------|
| (1) 試験片 | (9) 溫水供給器 |
| (2) 試験片水槽 | (10) 1次沈過沈殿器 |
| (3) 繊付用Oリング | (11) 2次 " " |
| (4) ニフロム線 | (12) ベンチ |
| (5) 小形温及纪录計 | (13) 冷却器 |
| (6) 小形定量ボンブ | |
| (7) 水蒸気凝結器 | (12) ポリバケツ(30L) |

図 5.2.4 清水腐食試験装置見取図

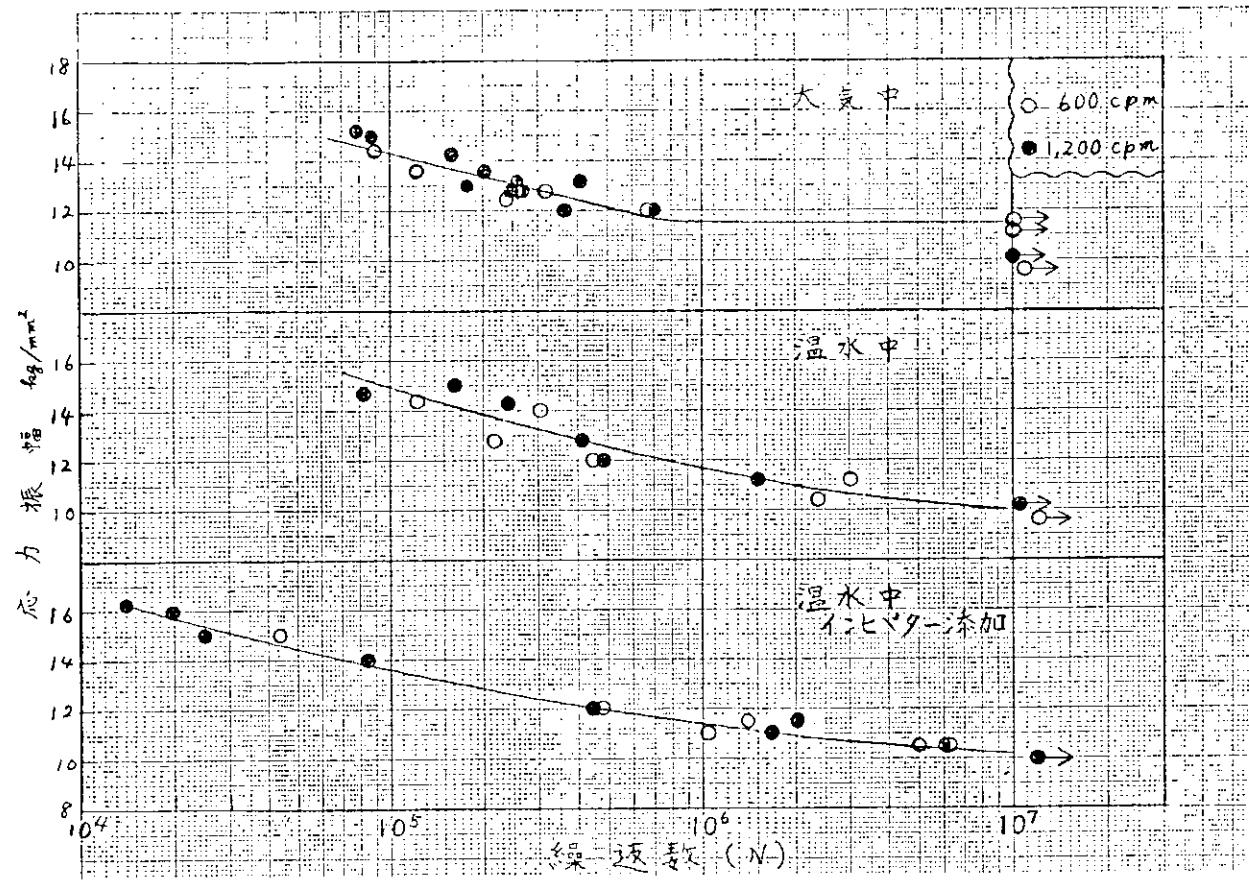


図 5.2.5 S-N 曲線

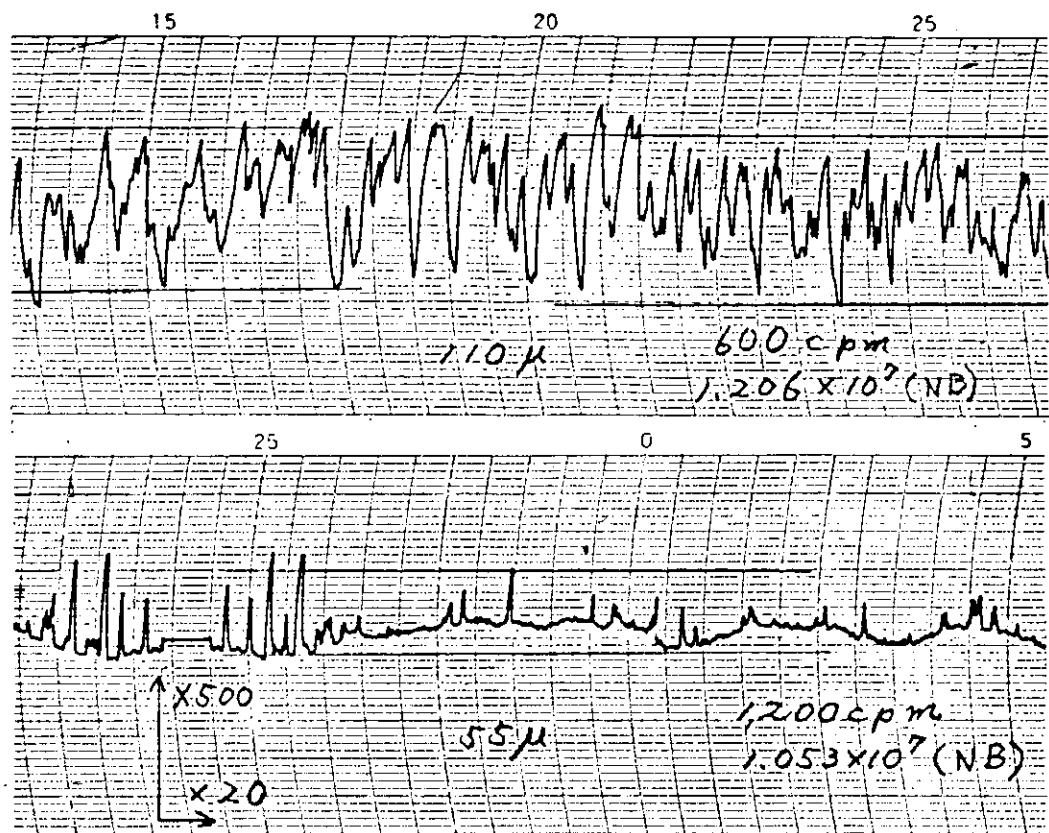


図 5.2.6 腐食面の表面あらさ(あらさ計 小坂研究所 E型)

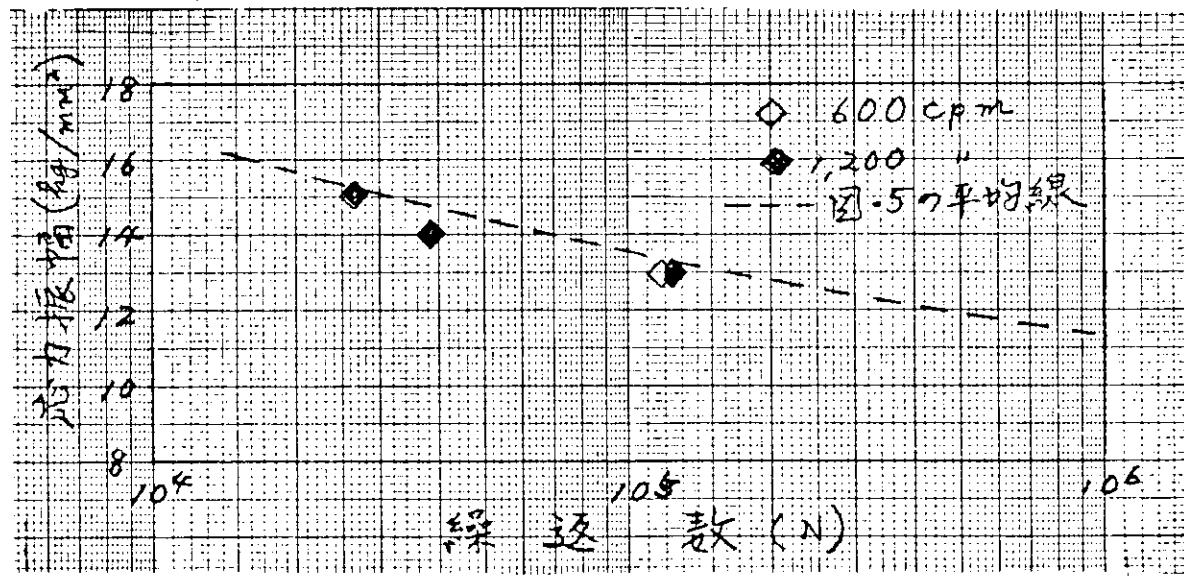


図 5.2.7 インヒビタ添加加熱純水中の追加試験結果

表5.2.1 供試材の化学成分(%)

(チェック分析値)

符号\成分	T.C	G.C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	Sc
A	3.06	2.44	1.82	0.73	0.035	0.107	0.06	0.11	0.84
B	3.08	2.35	1.78	0.73	0.038	0.115	0.05	0.13	0.84

表5.2.2 供試材の機械的性質

機械的性質\符号	A			B	
	1	2	3	1	2
引張強さ kg/mm ²	3.05	3.05	3.09	3.02	3.09
	3.03	3.05	2.99	3.09	3.05
	3.04	3.05	3.04	3.05	3.05
弹性係数($\times 10^4$ kg/mm ²)	—	1.25	—	1.26	—
かたさHb(10·3000)	209	209	212	209	209
シャルピー衝撃値 (kg·m/cm ²)	0.56	0.66	0.60	0.54	0.53
	0.55	0.61	0.58	0.52	0.58
	0.51	0.56	0.62	0.53	0.56
(平均)	0.54	0.61	0.60	0.53	0.56

注 (1) B-2 の引張強さは再試験結果を示す。

(2) 弹性係数は10tオートグラフのチャートからの計算値(試験片平行部長さ7.5mm、ゲージレンジス 5.0mm)

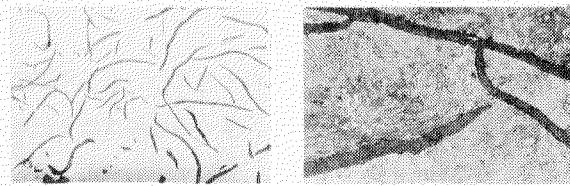
(3) シャルピー試験機容量: 1 kg·m

表5.2.3 試験条件

周囲条件\試験機	試験速度(c.p.m)		備考
	600	1,200	
大気中	600	1,200	—
清水中	600	1,200	—
清水中にインヒビタ(0.75%)添加	600	1,200	水温設定目標8.5°C ± 5 deg.

表5.2.4 S-N曲線の時間強度の比較

試験条件	繰返数N			
	$\times 10^5$	5×10^5	10^6	5×10^6
大気中	1.438	1.217	—	—
加熱純水中	1.488	1.250	1.169	1.028
インヒビタ添加加熱純水中	1.365	1.204	1.149	1.058



研磨のまま $\times 100$ 5%ピクルル腐食 10秒 $\times 400$

写真5.2.1 供試材の顕微鏡組織

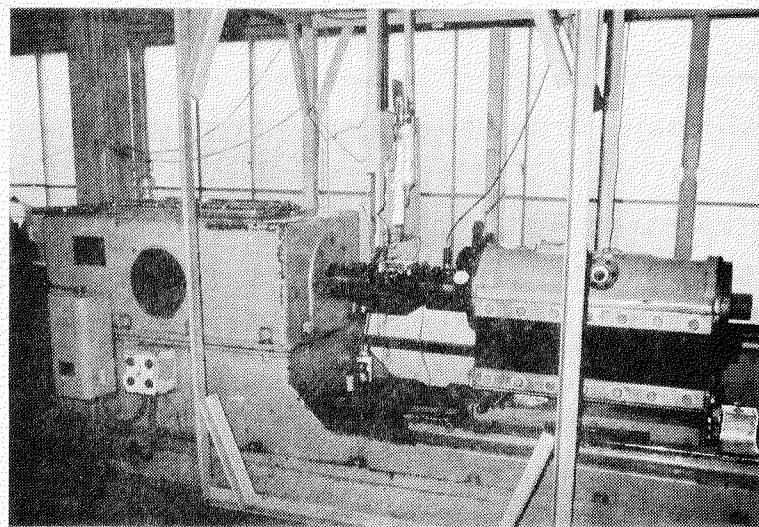
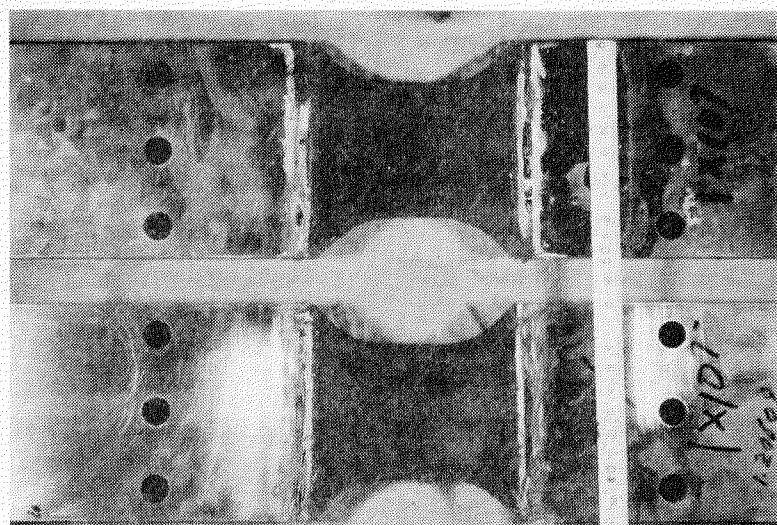


写真5.2.2 試験の一情景



600 cpm 1200 cpm

写真5.2.3 加熱純水中の腐食状態

5.3 回転曲げ腐食疲労試験(1)

5.3.1 緒 言

近年のディーゼル機関の急激な大型化および高出力化にともない、とくに機関の燃焼室壁部材は、材料強度上ますます苛酷な条件下におかれようになってきており、多くの破損事故を経験している。

このような破損事故を説明するのにいわゆる重畠疲労の考え方があり入れられているが、いまだ十分説明できないのが現状である。破損原因としては種々考えられるが、破損事故か清水冷却面をもつ部材が多く見られるとところから、その一つに清水冷却面の腐食疲労の影響が考えられている。このような観点から、清水冷却系統にいわゆる腐食抑制剤(以下インヒビタと称す)を投入して、冷却水室をもつ燃焼室壁部材の腐食環境を改善する方法がとられはじめている。

しかるにこれまでこのようなインヒビタの効能やその必要性についての十分なデータがそろっていないことや、インヒビタを投入しても破損事故が発生していることなど信頼性に問題点が多い。

したがって、ここではシリンダカバー、ピストンクラウンなどに用いられるCr-Mo鋼の常温水中および90°C温水中における腐食疲労実験を行なって、温度の効果、繰返し速度の効果などを明らかにするとともに、インヒビタ(亜硝酸塩系旭光W-1)による防食効果、疲れ強さ上昇率などについて検討を加えた。

5.3.2 実験方法

(1) 供試材料および試験片の形状、寸法

実験に供した材料はCr-Mo鋼(JIS SCC rMIB相当)である。その機械的性質、化学成分および熱処理条件を表5.3.1～表5.3.3に示す。また、試験片の採取位置および形状寸法を図5.3.1に示す。

(2) 実験装置

実験に用いた試験機は小野式回転曲げ疲労試験機であり、温水腐食疲労実験のために、温水循環装置を作製した。実験装置の概略図を図5.3.2に腐食槽の概要を図5.3.3に示す。

本装置は図5.3.2に示すように、恒温槽①で加熱された温水をバルブ②を介して、腐食槽③に流入させ、この温水を恒温槽④に貯水してから、適宜循環する方法をとる。循環方法は恒温槽①の液面レベル検出端⑥によって液面低下を検出して、恒温槽④の温水をバルブ⑧、ポンプ⑦を介して揚水し、恒温槽①の液面が所定レベルになればポンプ⑦は停止する。

また、本装置は開放系であるので温水蒸発量はかなりの量になる。したがって揚水後の恒温槽④の液面低下を液面レベル検出端⑧で検出し、所定以上のレベル低下があれば電磁バルブ⑨を介して水道水を流入させ蒸発量を補う方法を採用した。本方法によればインヒビタ濃度保持はかなり容易となる。

なお、腐食槽流入後の温水の温度低下を補うため、恒温槽④にも加熱装置を有しており、恒温槽①は熱電対⑩により、また恒温槽④は熱電対⑪によって温水温度が検出され、腐食槽③内の温度計⑫の指示が90°Cになるように別個の温度調節器⑬、⑭で所定の温度に保たれている。恒温槽内温度の均一化のためには攪拌器⑮、⑯を用いた。

腐食槽は図5.3.3に示すように上部恒温槽からの温水をパイプ①を通して腐食槽下部に流入させ腐食槽上部の穴②からオーバーフローさせる方法をとっている。オーバーフローした温水は腐食槽支持箱③内のパイプ④を通じて下部恒温槽内に流入する。試験片の温水に対するシールはオイルシール⑤を用いた。また、本腐食槽はポリカーボネイト製である。

5.3.3 実験結果

(1) 使用水道水分析結果

常温水および90°C温水腐食疲劳実験に用いた水道水の分析結果を表5.3.4に示す。腐食に悪影響を及ぼすCl⁻濃度は24.4ppm, SO₄²⁻濃度は30.0ppm程度である。

(2) 温度効果および繰返し速度効果

腐食疲劳強度は温度あるいは繰返し速度に大きく影響されるので、まず繰返し速度 $f = 3400 \text{ cpm}$ で空中、常温水中および90°C温水中の3シリーズ、 $f = 110 \text{ cpm}$ で90°C温水中の1シリーズの疲労実験を行なって温度および90°C温水中での繰返し速度効果について検討した。図5.3.4～図5.3.6に実験結果を示す。

図5.3.4は $f = 3400 \text{ cpm}$ の空中での応力-破断繰返し数の関係を示し、疲れ限度として 25.5 Kg/mm^2 が得られた。

図5.3.5は $f = 3400 \text{ cpm}$ の場合の温度効果を示したもので、 $N = 10^7$ の疲れ強さは90°C温水中では 18.8 Kg/mm^2 であり、常温水中よりも約 2 Kg/mm^2 低下する様子がわかる。

また図5.3.6は90°C温水中での $f = 3400 \text{ cpm}$ と $f = 110 \text{ cpm}$ 繰返し速度の相違による影響を示したもので、 $N = 10^7$ の疲れ強さは $f = 110 \text{ cpm}$ では 14 Kg/mm^2 であり $f = 3400 \text{ cpm}$ よりも約 4.5 Kg/mm^2 の低下が見られる。

(3) インヒビタ投入実験

(a) 温水静浸漬試験

インヒビタ投入実験に先だち、各種インヒビタを用いた70°C温水静浸漬実験を行なって、インヒビタの比較を行なった。

静浸漬実験では亜硝酸塩系が最もよい防錆効果を示し、硅酸塩系磷酸塩系は防錆効果は亜硝酸塩系に比し劣り、とくに70°C以上の高温に対する安定性に問題があった。

また、Oil Soluble系は防錆テストではほぼ亜硝酸塩系と同程度の防錆効果を示すが、試験開始後直ぐ液が白濁し、徐々に赤褐色のスケールが発生しだすなどの弱点がある。アミン系、カルボン酸系など有機の抑制剤は毒性が殆んどなく有望であるが、使用実績が十分でなく重クロム酸塩系は防錆効果はあるが、猛毒性があるので使用できないことなどが明らかになった。

(b) インヒビタ成分分析結果

実験に用いたインヒビタは静浸漬実験で最もよい防錆効果を示した亜硝酸塩系の旭光W-1の重量分析結果はNaNO₂が8.8.9%と大部分を占めSO₄²⁻, Cl⁻は含まれていない。

(c) インヒビタ濃度およびPH管理

インヒビタ濃度の測定は、20ccのインヒビタ溶液に50%H₂SO₄を5cc滴下し、攪拌後1/5規定のKMnO₄を滴下して、赤化するまでの所要量を測定して行なった。

そのためあらかじめ種々の濃度の試料を作成して、その赤化に要するKMnO₄溶液との関係を求めておいた。その様子を図5.3.7に示す。

実験中のインヒビタ(旭光W-1)の濃度は2000ppmを基準とし、その濃度管理は、実験中腐食槽からオーバーフローするインヒビタ溶液を適宜採取して濃度の確認を行なうとともにPHの確認も同時に行なった。

実験中のインヒビタ濃度測定結果は2000～2200ppmであり、またPH値は徐々に上がる傾向にあるが7～9の間であってインヒビタの効能範囲内であった。

(d) インヒビタの効果

インヒビタの腐食疲労強度に及ぼす影響を調べるため、 $f = 3400 \text{ cpm}$ で常温水中および 90°C 温水中の2シリーズ、 $f = 110 \text{ cpm}$ で 90°C 温水中の1シリーズのインヒビタ投入実験を行なった。図5.3.8～図5.3.10に実験結果を示す。

図5.3.8は $f = 3400 \text{ cpm}$ の場合の常温水中におけるインヒビタの効果を示す。 $N = 10^7$ における疲れ強さは空中の疲れ限度 25.5 Kg/mm^2 に対し、水中インヒビタ未投入の場合で 20.6 Kg/mm^2 、インヒビタ投入で 27.4 Kg/mm^2 となりインヒビタ投入により疲労強度は、高応力側、低応力側ともに空中の強度よりも上昇している様子がわかる。

図5.3.9は $f = 3400 \text{ cpm}$ の場合の 90°C 温水中におけるインヒビタの効果を示している。多少のばらつきは見られるが、インヒビタを投入することにより、 90°C 温水中の $N = 10^7$ の疲れ強さは空中の疲れ限度に近づく様子がわかる。

図5.3.10は、 $f = 110 \text{ cpm}$ の場合の 90°C 温水中におけるインヒビタの効果を示している。図5.3.9と同様インヒビタ投入時の実験結果にばらつきが見られるが、 $N = 10^7$ の疲れ強さは空中の疲れ限度にはほぼ一致する様子がわかる。

(e) 試験片表面観察

インヒビタを投入することによって疲れ強さが上昇することが確認されたが、試験片の表面腐食状態もインヒビタ投入により改善される。その様子を写真5.3.1～写真5.3.3に示す。写真5.3.1は $f = 3400 \text{ cpm}$ の常温水中、写真5.3.2は $f = 3400 \text{ cpm}$ の 90°C 温水中、そして写真5.3.3は $f = 110 \text{ cpm}$ の 90°C 温水中のものを示している。各写真とも(a)はインヒビタ未投入、(b)はインヒビタ 2000 ppm 投入のものであり、各自に実験応力 σ 、破断繰返し数 N_f および破断時間 t_r を示している。

温度条件、繰返し速度のいかんにかかわらず腐食の様子はインヒビタ投入によって大巾な改善がなされ、巨視的な腐食はほとんど見られないことがわかる。

5.3.4 インヒビタの効果に対する検討

(1) 応力依存について

図5.3.8～図5.3.10に示したようにインヒビタ投入によって腐食疲労強度は上昇するが、その上昇率は、 $f = 3400 \text{ cpm}$ 、 $f = 110 \text{ cpm}$ の両繰返し速度ともに高応力側では小さく、低応力側で大きい。したがってインヒビタ効果は応力依存性を有していることがわかる。

(2) 温度依存（腐食環境依存）について

インヒビタ（旭光W-1）は温度が 90°C でも安定ではあるが、図5.3.5に示すようにインヒビタを投入しない場合の腐食疲労強度は 90°C 温水中では常温水中よりも低下する。インヒビタが投入された場合にも常温水中と 90°C 温水中では腐食環境の相違によりインヒビタ効果の温度依存性が考えられる。

いま、インヒビタの効果を表わすために、疲れ強さ上昇率 k を以下のように定義する。

$$k = \frac{\sigma_{f1}}{\sigma_f} \quad (5.3.1)$$

ここで σ_f はインヒビタ未投入時のある繰返し数 N における疲れ強さ、 σ_{f1} はインヒビタ投入時の繰返し数 N における疲れ強さである。

この疲れ強さ上昇率 k を、常温水中、 90°C 温水中について時間で整理したものが図5.3.11である。この図から $f = 3400 \text{ cpm}$ の場合常温水中の k は 90°C 温水中の k よりも大きいことがわかる。これをもう少しあかりやすくするために、常温水中の k を用いて図5.3.5の 90°C 温水中のS-N曲線から推定したインヒビタ

投入時の応力-破断繰返し曲線を図5.3.1-2の実線で示す。図中黒丸印が $f = 3400 \text{ cpm}$ における 90°C 温水中インヒビタ投入時の実験点であるが、すべての実験点は実線の下にきている様子がわかる。

このことは常温水中でのインヒビタの効果と 90°C 温水中でのインヒビタの効果に差があること、すなわち温度はインヒビタ効果に影響を及ぼすことを示す。

(3) 時間依存について

応力繰返し速度のインヒビタ効果に及ぼす影響を調べるために、図5.3.1-2に示すように $f = 110 \text{ cpm}$ と $f = 3400 \text{ cpm}$ のインヒビタ投入実験結果を比較した。白丸は $f = 110 \text{ cpm}$ のもので、黒丸は $f = 3400 \text{ cpm}$ のものである。

インヒビタ未投入の場合、繰返し速度効果により疲れ強さが $f = 3400 \text{ cpm}$ よりも減少していた $f = 110 \text{ cpm}$ の疲れ強さが、インヒビタ投入によって著しく上昇し $f = 3400 \text{ cpm}$ よりも強くなっている様子がわかる。

このことはインヒビタ効果が時間依存であることを示すものであり、図5.3.1-1からもその様子がわかる。

(4) インヒビタ効果の推定法について

(1)～(3)で述べたように、インヒビタ効果は温度、応力、時間に依存している。したがってここでは、 $f = 3400 \text{ cpm}$ の 90°C 温水中の実験結果から、 90°C 温水中 $f = 110 \text{ cpm}$ の結果を推定する方法を検討する。

いま、同一腐食環境下における推定疲れ強さ上昇率 K を、応力および時間の関数として次のように定義する。

$$K = A \sigma^\alpha t^n \quad (5.3.2)$$

ここで、 σ はインヒビタ未投入の場合のある繰返し数 N における疲れ強さ、 t は繰返し数 N に相当する時間、そして A , α , n は定数にある。

90°C 温水中 $f = 3400 \text{ cpm}$ のインヒビタ未投入実験およびインヒビタ投入実験より得られた疲れ強さ上昇率 k から、

$$K = 1.40 \sigma^{-0.009} t^{0.052} \quad (5.3.3)$$

を得る。この式を用いて $f = 110 \text{ cpm}$ の場合の 90°C 温水中の推定疲れ強さ上昇率 K を計算し、実測疲れ強さ上昇率 k に対する比 k/K を計算した。 k/K を $f = 3400 \text{ cpm}$, $f = 110 \text{ cpm}$ の両繰返し速度でまとめて示したもののが図5.3.1-3である。

図5.3.1-3で黒丸は $f = 3400 \text{ cpm}$ のものであり、 $k/K = 1$ のまわりのばらつきは実験結果を(5.3.3)式で近似したための差である。白丸は $f = 110 \text{ cpm}$ のものであり、 $k/K = 1$ に近い値を示している。

このことは、繰返し速度にかかわらず、腐食環境が同一であればインヒビタ投入時の疲れ強さ上昇率は応力と時間の関数として推定できることを示している。

(5) 今後の問題点

インヒビタ投入によって、腐食疲労強度は上昇するが、次のような点が今後の問題点と考えられる。

- 1) インヒビタ投入実験結果は、未投入実験に比較してばらつきが大きい。
- 2) 静浸漬実験では、インヒビタ効果の温度依存性および時間依存性はあまり明瞭ではないが疲労実験ではその影響が見られる。
- 3) 本報告で提案した、疲れ強さ上昇率推定式 $K = A \sigma^\alpha t^n$ の物理的意味、これらはすべて、インヒビタ投入時の不動態被膜形成などに関連があると思われ、疲労実験中の防錆挙動を詳細に検討する必要があろう。

5.3.5 結 言

Cr-Mo鉄鋼の常温水中および 90°C 温水中の腐食疲労実験、インヒビタ投入実験をあわせて行なった結果以下のようなことが明らかになった。

- 1) $f = 3400 \text{ cpm}$ の $N = 10^7$ における疲れ強さは空中疲れ限度 25.5 Kg/mm^2 に対して常温水中では 20.4 Kg/mm^2 、 90°C 溫水中では 18.8 Kg/mm^2 に低下する。
- 2) 90°C 溫水中での、 $f = 110 \text{ cpm}$ の $N = 10^7$ における疲れ強さは、 14 Kg/mm^2 であり、空中の疲れ限度の約 5.5% にまで低下する。
- 3) インヒビタを投入すると、常温水中、 90°C 溫水中ともに疲れ強さは上昇し、その上昇率は常温水の方が高い。すなわち、インヒビタ効果の温度依存性（腐食環境依存性）が見られる。
- 4) インヒビタの効果は高応力側よりも低応力側で著しく、応力依存性があるとともに、応力繰返し速度すなわち時間依存性も同時に有する。
- 5) インヒビタ投入による任意の繰返し数 N における疲れ強さ上昇率 K は

$$K = A \sigma^\alpha t^n$$

のようにて定義すると繰返し速度応力に無関係にある程度推定可能である。

表 5.3.1 化学成分

成分	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
重量%	0.17	0.45	0.73	0.016	0.008	0.73	0.47

表 5.3.2 機械的性質

0.2%耐力	抗張力	真破断力	伸び	収り	硬度HB
370 kg/mm^2	534 kg/mm^2	109 kg/mm^2	25.9%	67.3%	177

表 5.3.3 热処理条件

焼なまし	930°C 2Hr 保持	炉 冷
焼入れ	1040°C 2Hr 保持	油焼入れ
焼戻し	720°C 2Hr 保持	炉 冷

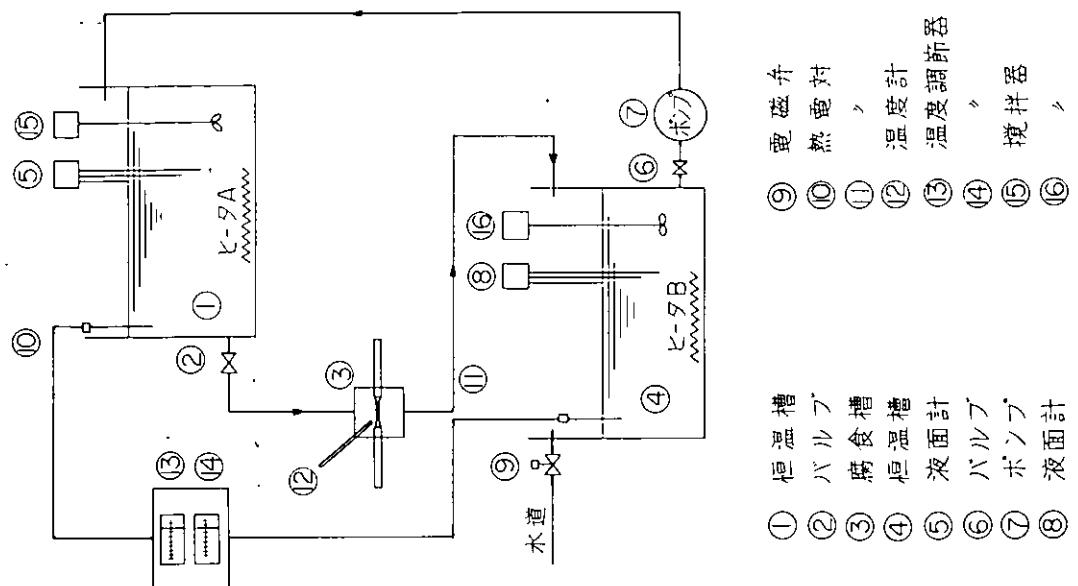


図 5.3.1 (a) 試験片採取位置

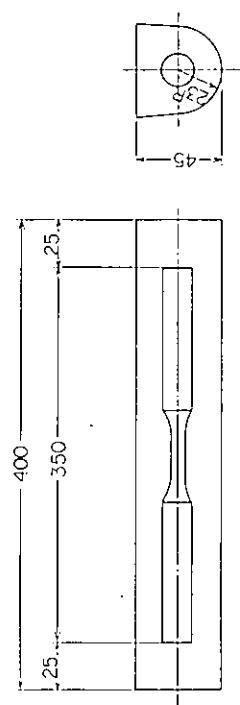


図 5.3.1 (b) 試験片形状寸法

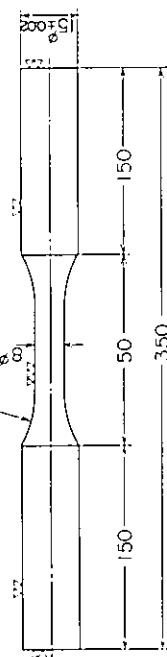


図 5.3.2 実験装置概略図

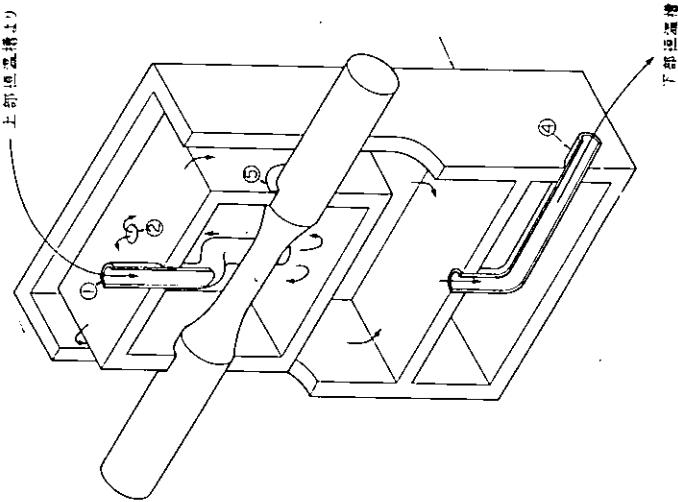


図 5.3.3 腐食槽の概要

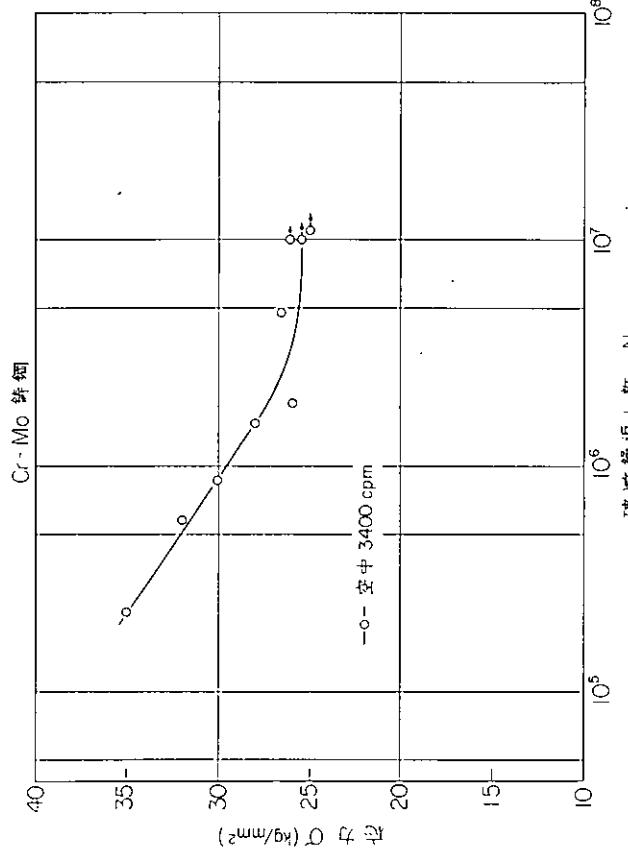


図 5.3.4 空中 S-N 曲線

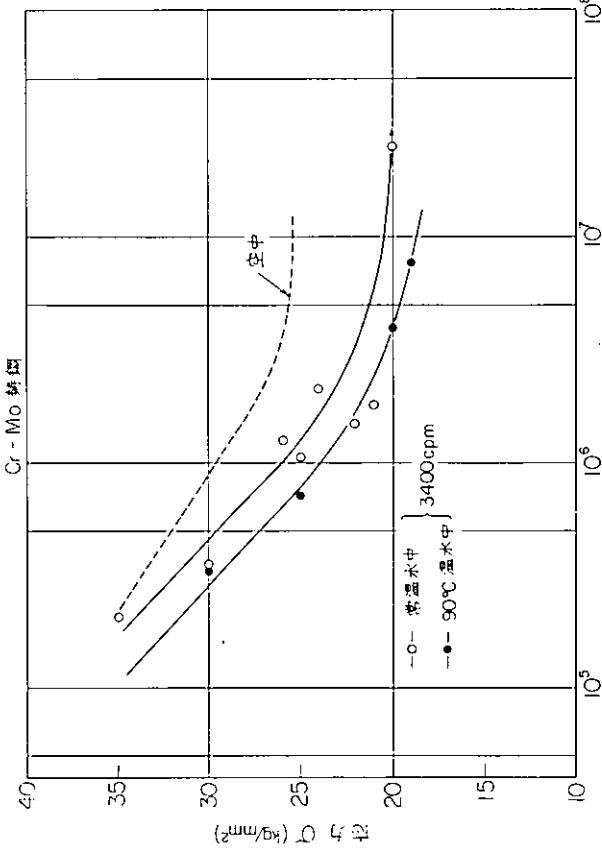


図 5.3.5 腐食疲労強度に及ぼす温度の影響

試験項目	測定値
水素イオン濃度	7.37
電気伝導度	215.5 ($\mu\text{v}/\text{cm}$)
M-Aルカリ度	28.5 (CaCO_3ppm)
硬度	430 (CaCO_3ppm)
全溶解固形分	150.8 (ppm)
塩素イオン	24.4 (ppm)
硫酸イオン	300 (ppm)

表 5.3.4 使用水道水分析結果

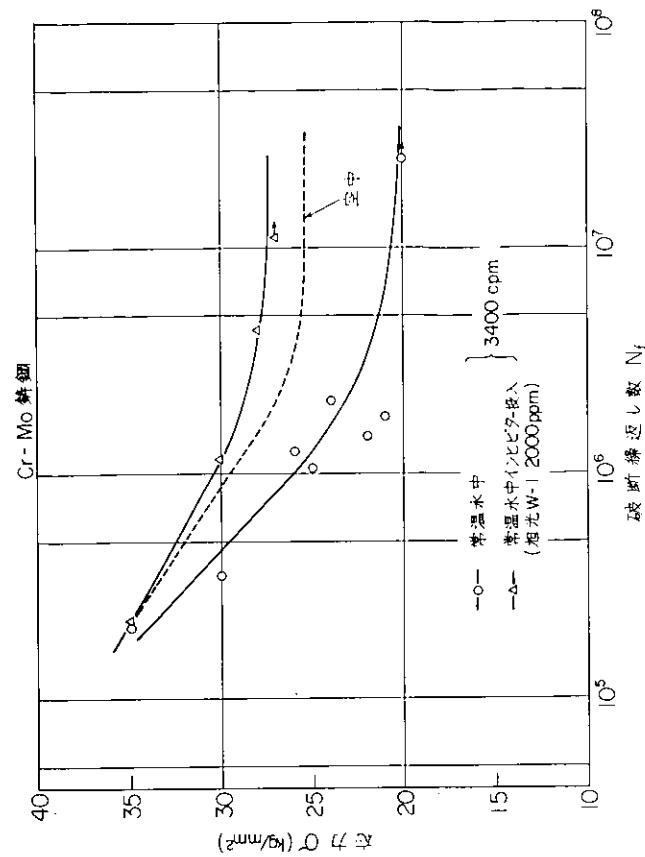


図 5.3.8 常温水中におけるインヒビタの効果

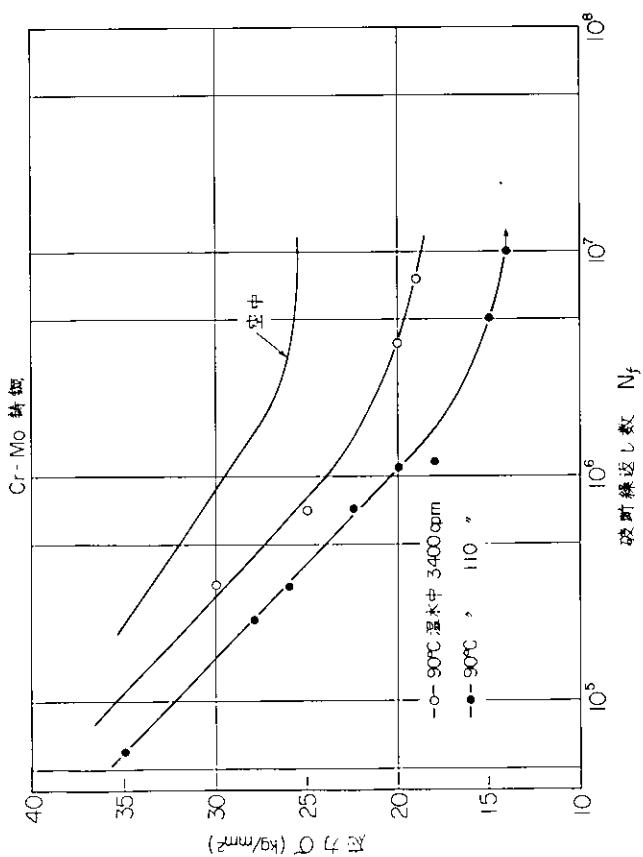


図 5.3.6 腐食疲労強度に及ぼす繰返し速度の影響

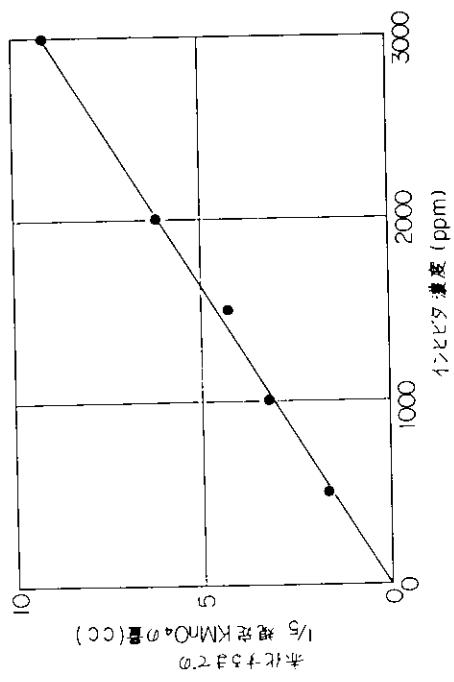


図 5.3.7 インヒビタ濃度と滴下 $KMnO_4$ との関係

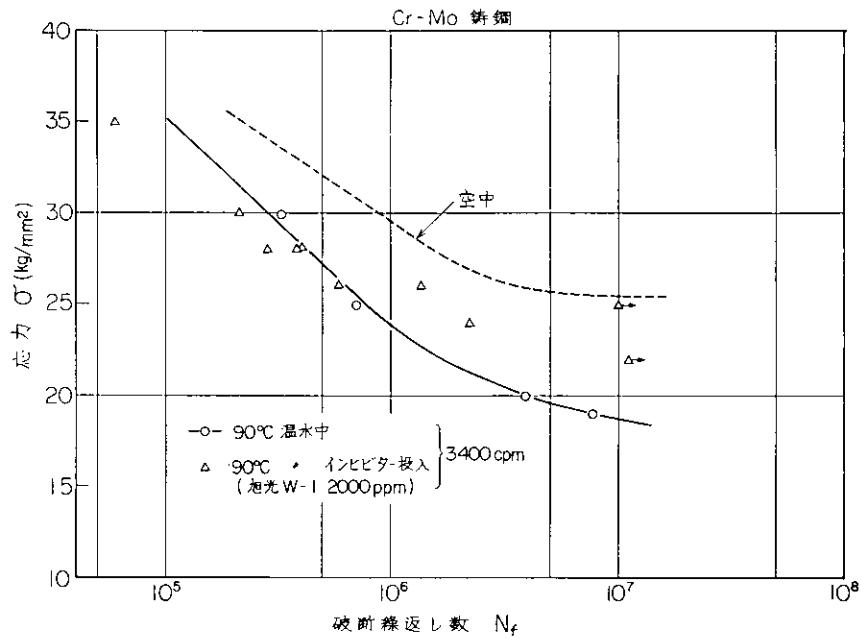


図 5.3.9 90°C 溫水中におけるインヒビタの効果 ($f = 3400 \text{ cpm}$)

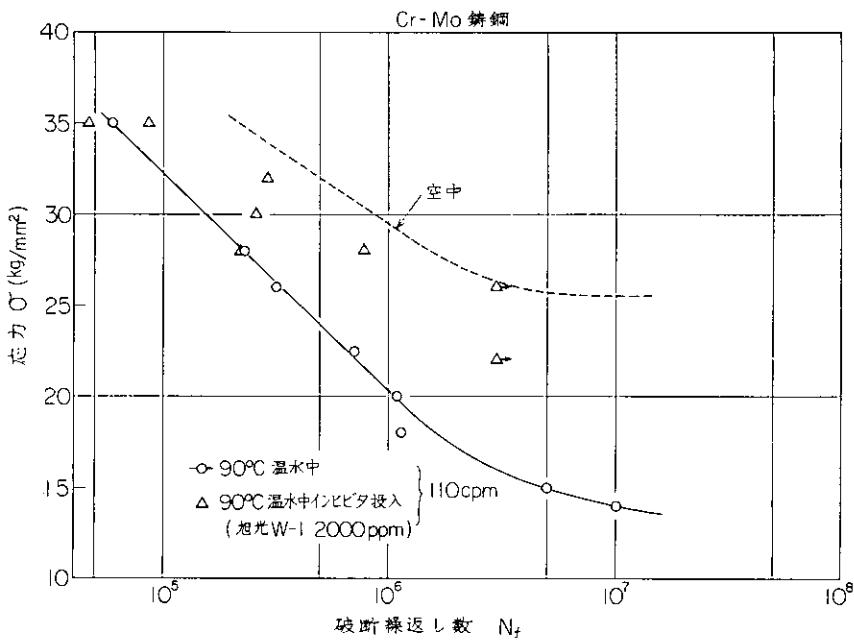
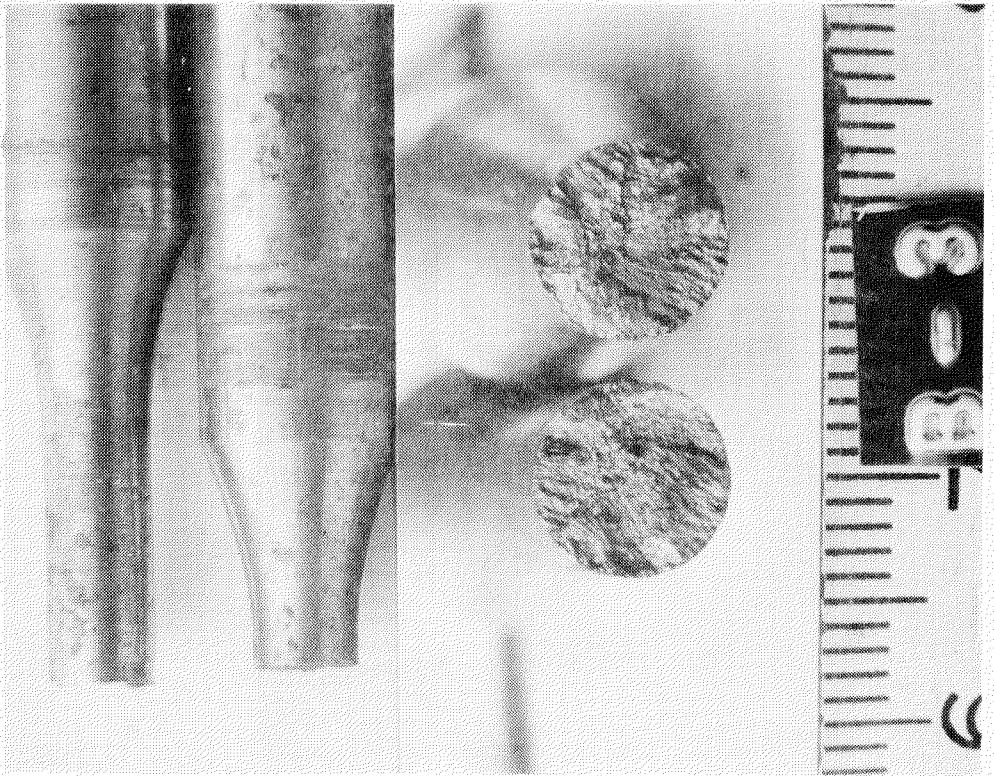
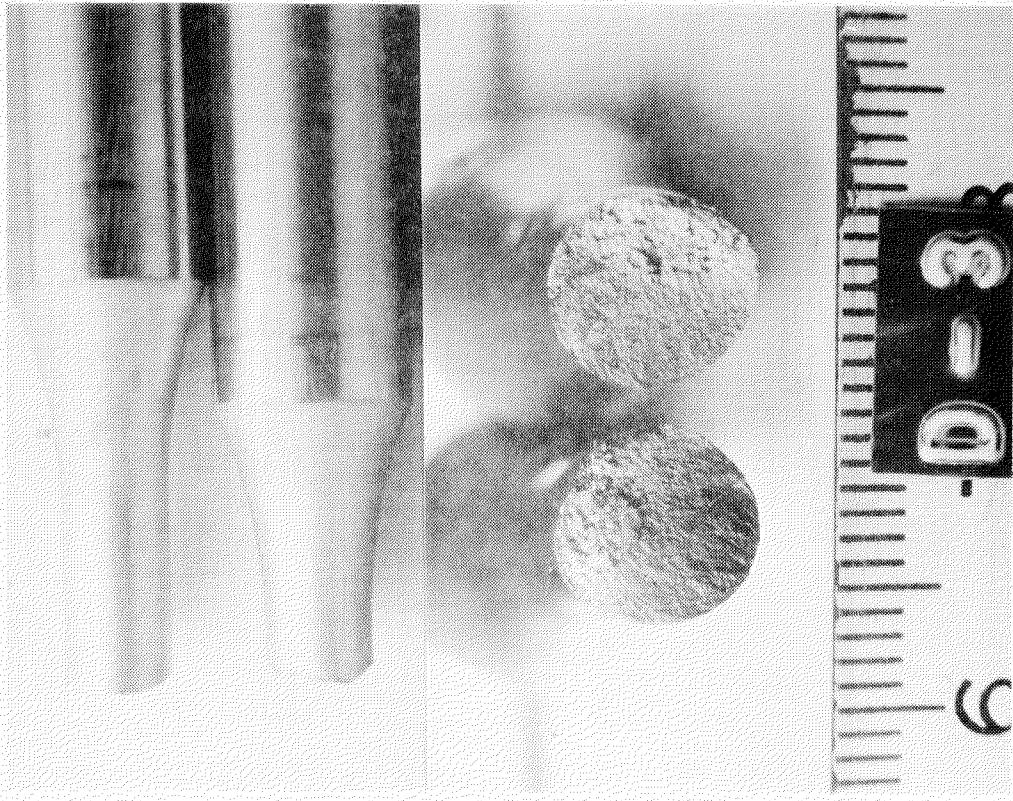


図 5.3.10 90°C 溫水中におけるインヒビタの効果 ($f = 110 \text{ cpm}$)

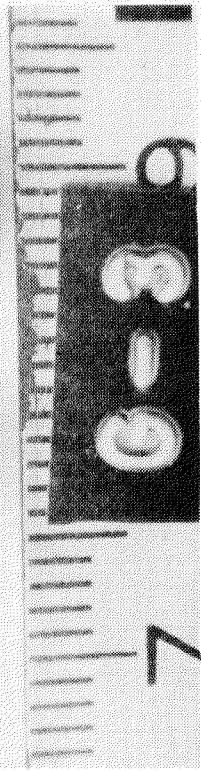
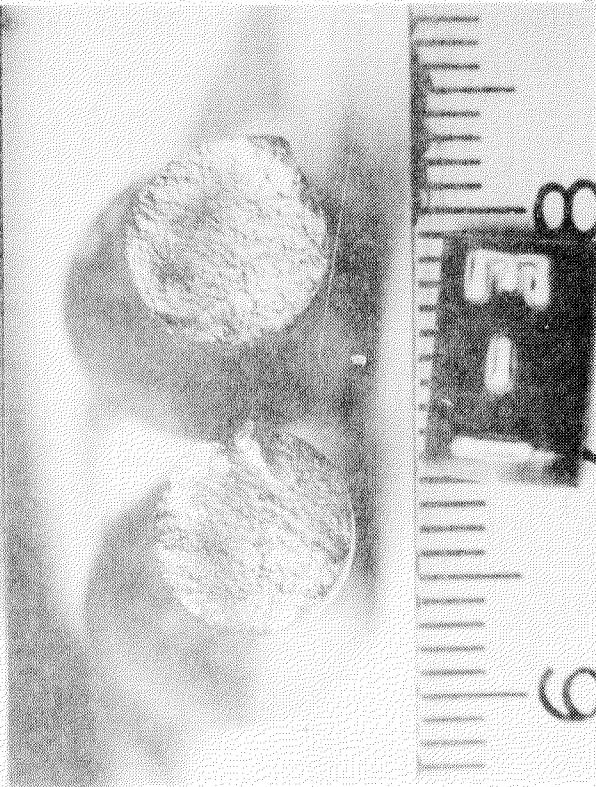


(a) 1111ビタ未投入 ($\sigma = 25 \text{ Kg/mm}^2$, $N_f = 1.0 \times 10^8$, $t_r = 4.9 \text{ hr}$)



(b) 1111ビタ投入 ($\sigma = 28 \text{ Kg/mm}^2$, $N_f = 3.8 \times 10^6$, $t_r = 1.9 \text{ hr}$)

写真 5.3.1 試験片表面写真(常温水中 $f = 3400 \text{ cpm}$)



(a) インヒビタ未投入 ($\sigma = 2.5 \text{Kg/mm}^2$, $N_f = 7.0 \times 10^5$, $t_r = 34.3 \text{hr}$)

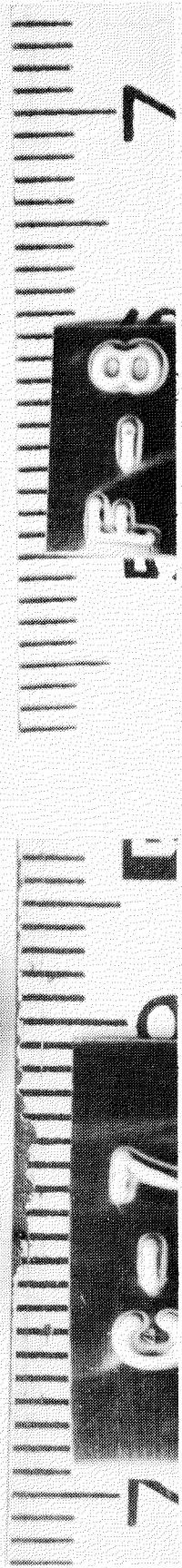
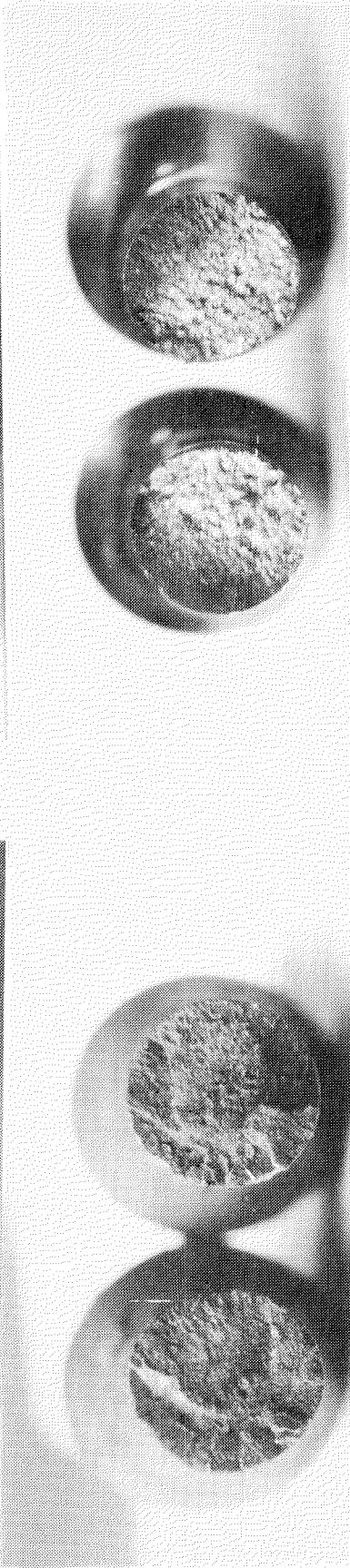
(b) インヒビタ投入 ($\sigma = 2.8 \text{Kg/mm}^2$, $N_f = 3.8 \times 10^5$, $t_r = 1.9 \text{hr}$)

写真 5.3.2 試験片表面写真 (90°C温水中 $f = 3400 \text{cpm}$)

(b) インヒビタ投入 ($\sigma = 280 \text{ Kg/mm}^2$, $N_f = 7.8 \times 10^5$, $t_r = 118.2 \text{ hr}$)

(a) インヒビタ未投入 ($\sigma = 200 \text{ Kg/mm}^2$, $N_f = 1.1 \times 10^6$, $t_r = 166.6 \text{ hr}$)

写真 5.3.3 試験片表面写真 (90°C 溫水中 $f = 110 \text{ cpm}$)



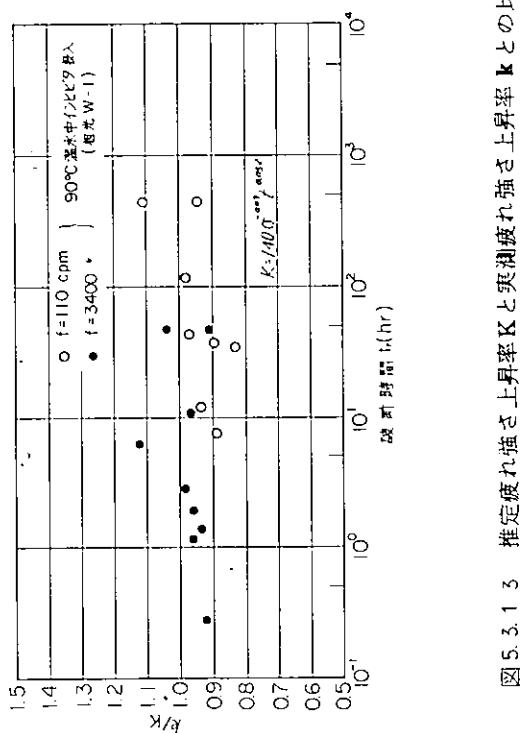


図 5.3.13 推定疲れ強さ上昇率 K_f と実測疲れ強さ上昇率 K との比

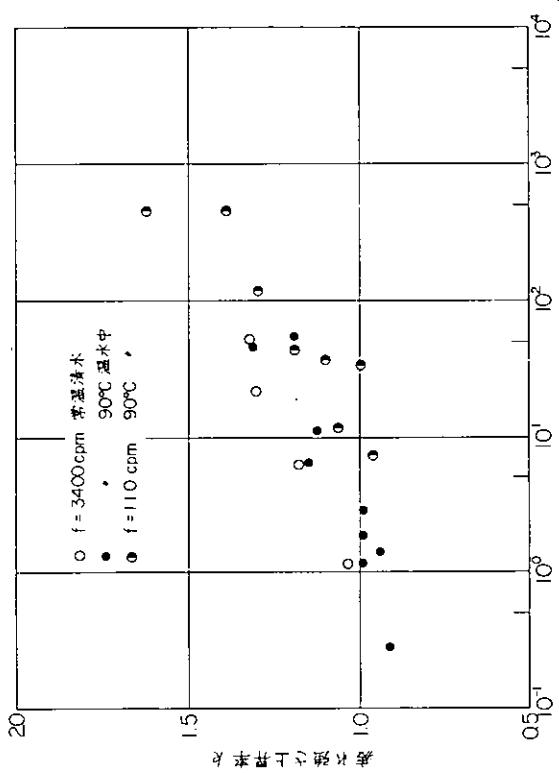


図 5.3.11 累積疲れ強さ上昇率 K_f と破断時間 t の関係

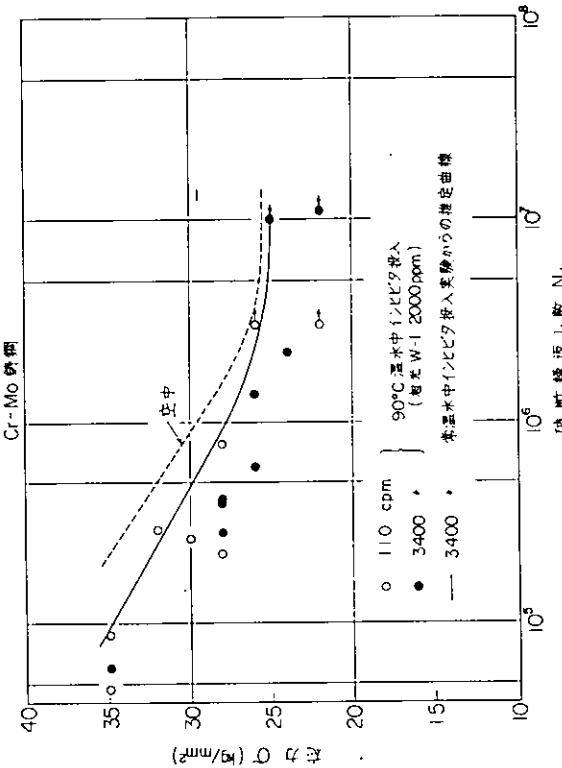


図 5.3.12 常温水中インヒビタ投入実験からの推定曲線

5.4 回転曲げ腐食疲労試験(2)

5.4.1 緒 言

舶用大型ディーゼル機関の上部シリンダカバー冷却水側表面にクラックが多発し、防止対策の確立が急がれている。クラックの成因は、機関の運転に伴う機械的な応力と冷却水の腐食作用が同時に作用した腐食疲労があると認められており、設計応力の軽減、材質の向上等の対策は、既に実施されている。更に冷却水の腐食作用の防止の為にインヒビタの添加を行なっている。インヒビタとしては、最近、公害対策上もっぱら亜硝酸系が用いられているが、シリンダカバーのような密閉冷却水系に亜硝酸を添加した場合の腐食疲れ強さについての研究報告は、従来ほとんどなく理論的な検討も全くなされていない。

シリンダカバーの事故発生以後、防止対策の一環として行ってきた研究結果から、インヒビタの添加によって腐食疲れ強さは、大巾に改善できることが判っている。しかし、これらの研究は回転曲げ試験機を用いたもので、応力繰返し速度は、1700 rpm または 3400 rpm である。一方、実機の燃焼に伴う繰返し応力は、100～110 rpm にすぎない。このような低速においても、インヒビタが防食効果を示すかどうかを実験的に確かめておく必要がある。

本実験は、回転曲げ腐食疲れ試験機を用い、低速回転での腐食疲れ強さを測定し、高速回転の場合、およびインヒビタを添加しない場合と比較することによって、低応力繰返し速度域におけるインヒビタの効果を調べることを目的とする。

5.4.2 実験方法

(1) 供試材

舶用ディーゼル機関のシリンダカバーおよびピストンに使用するCr-Mo 鋳鋼を供試材とし、図 5.4.1 のように押湯を付して板状に鋳造した。化学組成を表 5.4.1 に示す。熱処理は、1050°C, 2HR 保持後油焼入し、650°C, 6HR の焼戻しを行った。

供試材の機械的性質を表 5.4.2 に示す。引張試験片は 14φ, L=5D とした。疲労試験片の寸法を図 5.4.2 に示す。また、組織写真を図 5.4.3 に示す。

(2) 腐食疲労試験機

疲労試験機として、10kg-m の小野式回転曲げ試験機を 2 台用いた。回転速度は 1700 rpm であるが、低速試験では、駆動モータを 1/10 減速装置付きのものに換えて 170 rpm とした。

水の循環系統の概略を図 5.4.4 に示す。水は水道水を使用した。水量 300 l の電気温水器で 88°C に加熱し、ポンプで押上げて疲労試験機に取付けた腐食槽に送る。試験片は、槽内で温水に浸った状態で回転する。腐食槽を流出した温水は、水量 6 l のタンクに入り、再びポンプを経て電気温水器に戻る。タンクは一部大気に露出しているので、水が若干蒸発する。この蒸発減量を補う為、タンク内にフロートを設け、水面が低下した場合に、自動的に水を補給するようにした。

腐食槽は、図 5.4.5 に示すように、全体を SUS 27 でつくり試験片とのシールはゴムチューブを用いた。

(3) 試験条件

腐食環境は、水道水のままで、水道水にインヒビタを 4000 ppm 添加した場合の 2 種類とし、おのおの試験片の回転速度を 1700 rpm と 170 rpm に変えた合計 4 種類の条件下で試験した。また、比較のため、大気中の試験を行った。これらを表 5.4.3 に示す。全ての試験を通して、水温は 88°C、温水の流量は 0.6 l/min とした。試験中に、随時温度計を試験片直上に装入して測温したが、水温は常に 88°C を保っていた。

本実験に用いたインヒビタは、亜硝酸 NaNO₂ を 9.0% 含有し、他に銅合金用の有機インヒビタと PH 缓衝

剤を含んでいる。

水道水、温水およびインヒビタを添加した温水の分析例を表5.4.4に示す。水道水は一般的な水質のもので特異性はない。インヒビタの含有量は、試験期間中、 $4000 \pm 200 \text{ ppm}$ 以内に保持されている。インヒビタ中に不純物として SO_4^{2-} が微量含まれているので、インヒビタを添加した場合に SO_4^{2-} の濃度が若干増加している。

溶存酸素量は、腐食因子として最も重要なものと考えられるが、本実験では水温が高いため試験中の測定はできなかった。しかし、水の循環系において、タンクが大気に露出しているため、 88°C における飽和溶解量 3.9 ppm に近い値になっているものと思われる。

同一腐食条件で試験している間は、水の交換を行なわなかった。 170 rpm では、一本のS-N曲線の作成に約4か月を要したが、その間インヒビタ濃度はあまり変化しなかった。水道水自動補給装置の故障で水がオーバーフローした時を除き、目標値 4000 ppm の±5%程度に入っている。

5.4.3 実験結果

(1) 大気中のS-N線図

測定結果を図5.4.6に示す。図から、疲れ限度はほぼ 24 Kg/mm^2 と推定される。試験機の都合上、大気中の測定は回転速度 3000 rpm で行なったので、 1700 ppm の場合より、疲れ強さは、若干大きくなるであろう。しかしその差は小さく、特に疲れ限度への影響はほとんどないものと思われる。

(2) 温水中におけるS-N線図

回転速度 170 rpm および 1700 rpm の測定結果を図5.4.7に示す。

170 rpm では、疲れ強さは 10^7 回まで急速に低下しており、疲れ限度は存在しない。 10^7 回での疲れ強さはほぼ 15 Kg/mm^2 である。なお、 170 rpm の場合には、亀裂進展につれて試験片の撓みが増し試験機が停止してしまうため、破断には至らない。

一方、 1700 rpm では、測定点が著しくバラツキ、バラツキの上限は、大気中のS-N線図とほぼ等しく(24 Kg/mm^2)、下限は 10^7 回の強さで、約 19 Kg/mm^2 となっている。著者らが以前行った実験において、大気中疲れ限度が 25 Kg/mm^2 と 22 Kg/mm^2 の2種のCr-Mo鋼の 88°C 温水中での 10^7 回疲れ強さが、それぞれ 19 Kg/mm^2 および 16 Kg/mm^2 であったことから考えると、本測定のバラツキの下限、すなわち 10^7 回疲れ強さ 19 Kg/mm^2 が、ほぼ妥当な値と考えられる。

疲れ強さが、高強度側にバラツいた原因は不明である。本測定は、装置を製作して最初に行った試験であり、装置に付着していた油脂類のためかとも思われるが、装置は試験前に2回温水で洗滌しており、目視では油脂の残留が認められず、このような僅かな不純物が、測定に影響したとも考え難い。原因については、目下調査中である。

1700 rpm の 10^7 回疲れ強さを 19 Kg/mm^2 とすれば、温水の腐食効果によって疲れ限度は約80%に低下したことになり、 170 rpm では約65%になる。従って、温水中の腐食疲れに及ぼす応力繰返し速度の影響は、かなり大きいと言える。

(3) インヒビタを添加した温水のS-N線図

測定結果を図5.4.8に示す。回転速度が10倍異なる 170 rpm と 1700 rpm のS-N線図は、ほぼ等しい。 170 rpm の方が僅かに左方にずれているようであるが、測定精度を考慮すれば、両者の差は無視しうる。図から、疲れ限度は两者共、約 24 Kg/mm^2 で、この値は、大気中のそれとほぼ等しい。従って、インヒビタを添加して防食すれば、疲れ強さに及ぼす応力繰返し速度の影響は、ほとんどないと見える。

(4) 試験片の腐食状態の観察結果

破断した試験片の表面状態を図5.4.9、5.4.10に示す。温水中で試験したものは、0.2～0.5mm厚さの赤錆が全面に生じていた。赤錆を手で擦って取除くと、後に緻密な黒色の酸化被膜が残り、これを顕微鏡で観察すると、多数の孔食が認められた。全面腐食量、孔食ともに、試験期間の長い試験片ほど著しい。孔食を起点とした微小亀裂は生じていなかった。

インヒビタ添加の場合は、試験片表面は試験前と同じ金属光沢のままで、腐食をうけたような様子は見られない。ただ、170 rpmの速度で、疲れ限度近くの応力をかけ、試験時間が最も長い試験片に一部、極く浅い孔食状の凹みが二、三認められたが、孔食と断定し難いようなものであった。

破断面は、温水中で試験したものは、茶色の錆で覆われている。インヒビタ添加のものは、図5.4.11のように、疲労破面の1/2程度の領域が、黒褐色に変色している。しかし、最終破断部近傍は、大気中の場合に似た金属色を示しているので、この変色は、亀裂生成に直接関係なく、後に徐々に進行したものと思われる。図5.4.11の試験片は、170 rpmで試験したため、前述の如く試験期間中に破断せず、後で引張り破断したものである。破面の約半分を占める粗い部分がそれで、緻密な部分が疲労破面である。

5.4.4 考 察

実機のシリンダカバーは、稼働時間3000～5000HRで大半が破損している。これは爆発応力の繰返し数にして、 $2 \sim 3 \times 10^7$ 回に相当する。従って、破損事故対策を考えるに際して、S-N曲線の傾斜部分よりも疲れ限度が、より重要な因子と考えられる。

図5.4.8から、インヒビタを添加した温水中では、大気中と同様に疲れ限度が存在するようである。実験は、 10^7 回までしか行っていないので確認できないが、 2×10^6 回から 10^7 回にかけての勾配は、非常に緩やかで、実用上水平と見なしうる。

一方、温水中では、 10^7 回付近の勾配が大きく、従来から言われているように疲れ限度は認められない。この場合、 10^7 回強さを用いることにして実験結果を整理すれば、表5.4.5のようになる。

図5.4.12および図5.4.13は、著者らが以前行った実験の若干例を示したものである。図5.4.12は、試験片を水中に浸漬して無応力状態で腐食減量を測定した結果で、亜硝酸の防食作用の最も強力な防食イオンと考えられる SO_4^{2-} を50 ppm加えた80°C温水においても、インヒビタ500 ppmの添加により、完全に防食できている。また、図5.4.13は、インヒビタ濃度を変えて求めたS-N線図である。図から、 NaNO_2 500 ppmでは疲れ限度は、大気中より若干低い値を示すが、2000 ppmになれば、十分な防食効果が認められ、この場合、疲れ限度は大気中のそれより高くなっている。また、200 ppmでは、防食効果は全くない。

本試験では、インヒビタを4000 ppm添加しているので、十分防食されていると考えられる。従って、表5.4.5に示されているように、温水の腐食疲労に際し十分な量のインヒビタを添加すれば、疲れ限度は、大気中のそれと同程度にまで回復し、また、応力繰返し速度の影響も受けないと推定される。

5.4.5 ま と め

88°Cの温水中およびインヒビタ4000 ppm添加の温水中で、回転速度を170 rpmおよび1700 rpmとして回転曲げ腐食疲労試験を行い、次のような結論を得た。

- 1) 温水中の腐食疲れ強さは回転速度に依存し、1700 rpmおよび170 rpmでの 10^7 回強さは、それぞれ、大気中の約80%および65%に低下する。
- 2) インヒビタを添加すれば、疲れ強さは改善され、疲れ限度は、大気中のそれと、ほぼ同程度に回復する。回転速度には依存しないようである。
- 3) インヒビタ添加の場合、試験後の試験片表面には、錆は発生していない。インヒビタ4000 ppmの添加に

よって、十分防食されていると思われる。

参考文献

- 1) 原野他; 船用機関学会誌、Vol. 6(1969) No. 4, P. 245
- 2) K. SAEKI et al; ISME, (1973), SESSION 1-6, P. 1
- 3) 例えば、金属便覧、(1971) P. 475など
- 4) 大井、熊田; 未発表

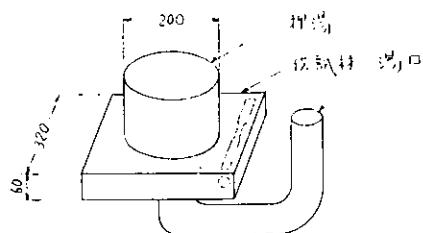


図 5.4.1 供試材鋳造要領

表 5.4.1 供試材の化学組成

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.16	0.46	0.84	0.007	0.007	0.71	0.36

表 5.4.2 供試材の機械的性質

降伏点	引張強さ	伸び	絞り	衝撃値(JU)
39 kg/mm ²	56 kg/mm ²	29 %	68 %	16 kg m/cm ²

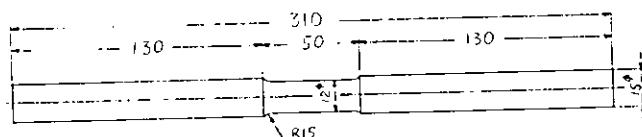


図 5.4.2 疲れ試験片寸法

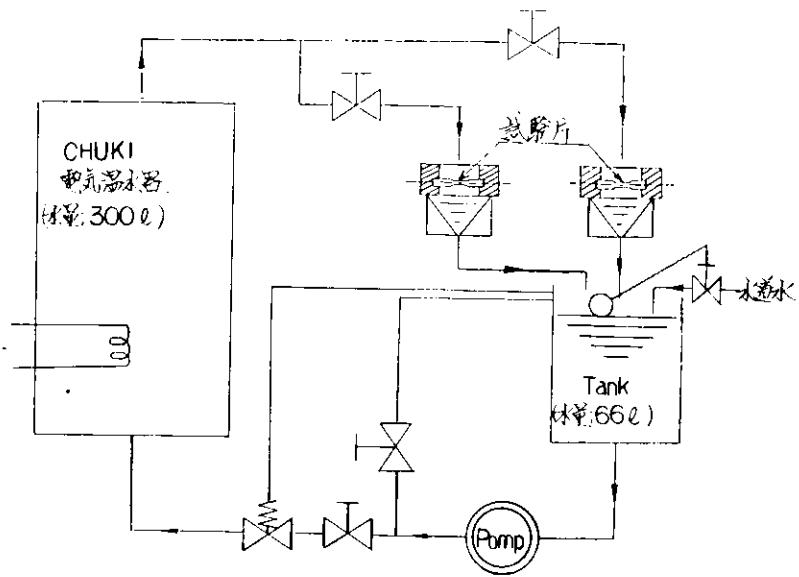


図 5.4.4 腐食疲れ試験、水循環系統図

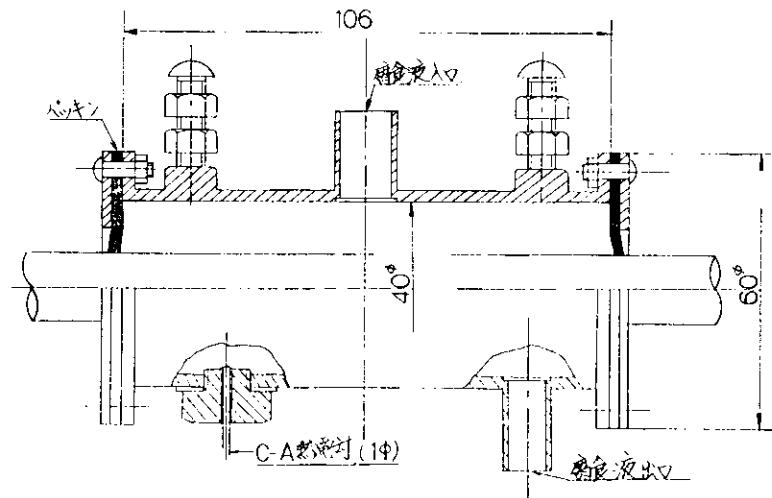


図 5.4.5 腐食槽

表 5.4.3 試験条件

回転速度	腐食環境
3000 rpm	大気中
1700 °	温水, 88°C
170 °	
1700 °	温水 + インヒビター (NaNO ₂ , 4000 ppm)
170 °	88°C

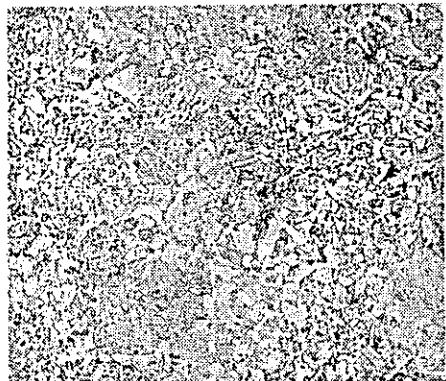


図 5.4.3 供試材の組織 (×100)

表 5.4.4 試験溶液の分析例

分析 項目	試験 条件	水道水	88°C 温水	88°C 温水 + インヒビター 1700 rpm			88°C 温水 + インヒビター 170 rpm		
				開始時	途中	終了時	開始時	途中	終了時
pH (常温)		7.53	8.3	9.0	9.10	9.05	8.77	8.73	8.9
導電率 (常温) μS/cm		180	140	6700	7800	7400	5700	5500	4400
全硬度 ppm		61.5	52	52	55	56.8	69.5	65.0	77
Cl ⁻ °		6.3	10.5	8.2	8.0	7.8	11.6	17.4	22.2
SO ₄ ²⁻ °		13.1	12.9	25.2	25.3	25.3	24.9	32.5	46.8
NH ₄ ⁺ °		—	—	0.16	0.11	0.16	0.2	0.2	0.05
全鉄 °		0.28	0.14	0.06	0.09	0.25	0.12	0.03	0.75
NaNO ₂ °		—	—	4139	4233	4093	4042	4026	4015

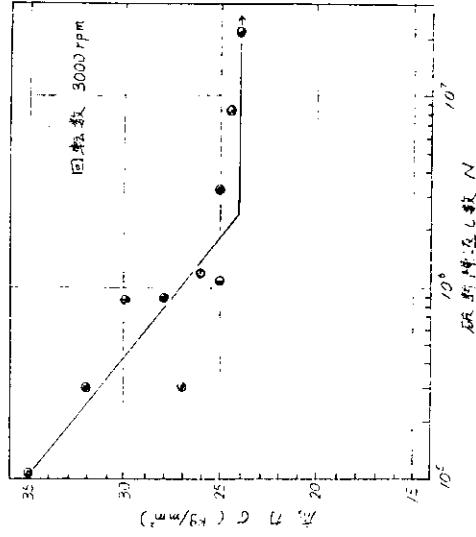


図 5.4.6 大気中における S-N 線図

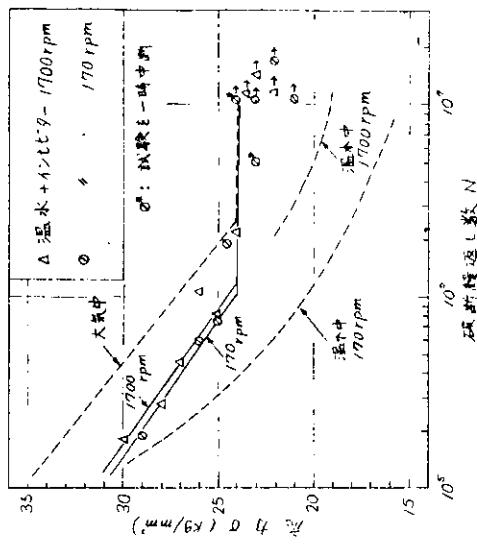


図 5.4.8 インヒビタ添加温水中における S-N 線図

表 5.4.5 各種環境中における 10^7 回疲れ強さ

試験条件	10^7 回疲れ強さ
回転速度 大気中 腐食環境	$\sim 24 \text{ kN/mm}^2$
3000 rpm 大気中	$\sim 24 \text{ kN/mm}^2$
1700 ° 温水, 88°C	$\sim 19 \text{ "}$
170 ° 温水 + インヒビタ (NaNO_2 , 4000 ppm)	$\sim 15 \text{ "}$
170 ° 88°C	$\sim 24 \text{ "}$
170 ° 温水 + インヒビタ (NaNO_2 , 4000 ppm)	$\sim 24 \text{ "}$

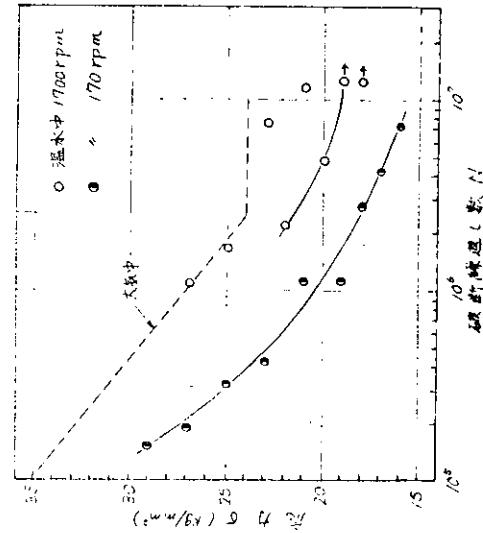


図 5.4.7 温水中における S-N 線図

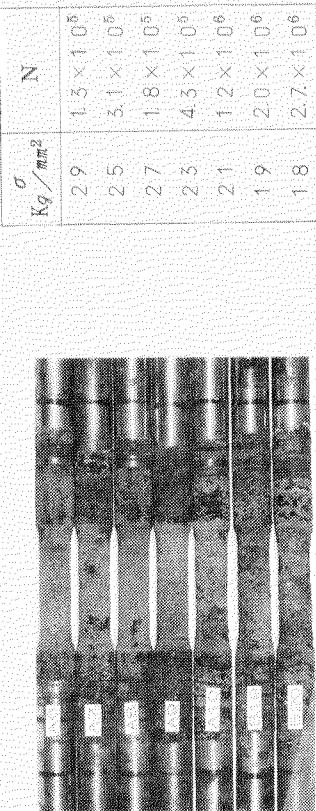


図 5.4.9 8°C 溫水中、170 rpm 試験
後の表面状態(いづれも破断)

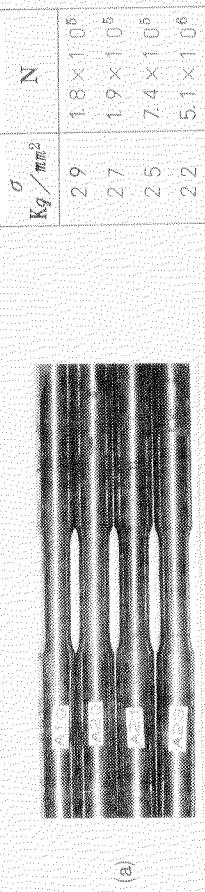


図 5.4.10 インヒビタ添加温水中
で破断した試験片の破
面の一例

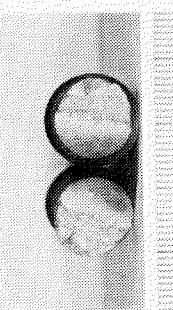


図 5.4.11 インヒビタ添加温水中
で破断した試験片の一
面

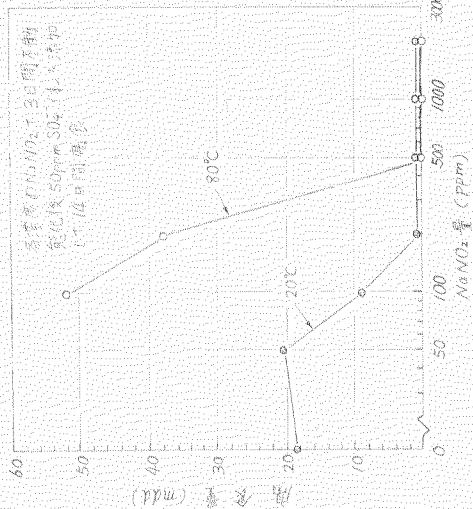


図 5.4.12 50 ppm SO_4^{2-} イオンを含む溶液
中の $\text{Cr}-\text{Mo}$ 鋼の疲労に及ぼす NaNO_2 の影響

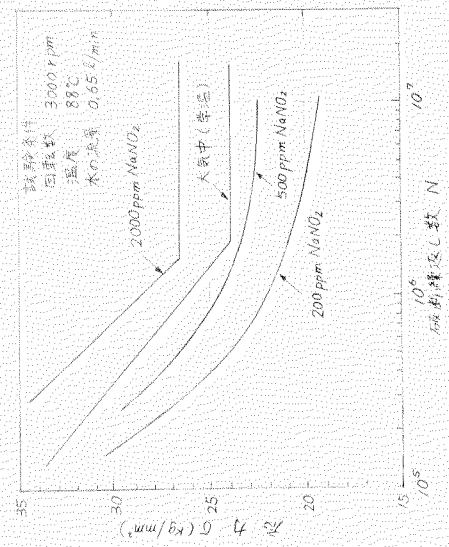


図 5.4.13 60 ppm SO_4^{2-} イオンを含む溶液
中の $\text{Cr}-\text{Mo}$ 鋼の S-N
線図

$$\begin{aligned} \sigma &= 2.5 \text{ kg}/\text{mm}^2 \\ N &= 7.4 \times 10^5 \\ 170 \text{ rpm} \end{aligned}$$