

第 164 研究部会

舶用ディーゼル機関燃焼室及びその周辺の 信頼性向上に関する研究

報 告 書

昭和 54 年 3 月

社 団 法 人

日 本 造 船 研 究 協 会

就航した船舶において各種機器の補修・点検の労力を減らし、稼働率を高めるには船を構成している各要素がその機能を十分に発揮し、信頼性が十分に高いことが必要である。この目的を達成するには主機の耐久性・信頼性の向上が重要な課題の一つであり、本研究は主機のうち従来から問題が多かった燃焼室壁部材強度の信頼性・耐久性の向上及びシリンダライナとピストンリングの潤滑性能向上を取り上げた3か年計画の最終年度として研究を行ったものである。

は し が き

本報告書は、日本船舶振興会の昭和53年度補助事業「造船技術開発に関する基礎的研究」の一部として、日本造船研究協会が第164研究部会においてとりまとめたものである。

第164研究部会委員名簿（敬称略、五十音順）

部会長	藤田 秀雄（明治大学）	
委員	朝鍋 定生（三菱重工業）	新井 淳一（日本海事協会）
	池田 和夫（日本郵船）	井ノ内 一雄（東海大学）
	宇於崎 滋（大阪造船所）	大井 利継（三井造船）
	奥村 克二（名村造船所）	鬼 鞍 彰二（ジャパンライン）
	加藤 猛雄（赤阪鉄工所）	川崎 昭久（富士ディーゼル）
	川元 満生（新潟鉄工所）	木村 熙（ダイハツディーゼル）
	小山 陽一（住友重機械工業）	佐藤 準一（東京商船大学）
	佐山 昭彦（川崎汽船）	滝野 宗作（日本ビラー工業）
	田中 紘一（石川島播磨重工業）	谷内 武（山下新日本汽船）
	津田 公一（東京大学）	豊田 裕至（神戸製鋼所）
	永井 将（日立造船）	藤田 茂（昭和海運）
	堀 雄一（阪神内燃機工業）	堀川 武（川崎重工業）
	前島 茂（川崎重工業）	三浦 富雄（かもめプロペラ）
	村上 和夫（日本鋼管）	本岡 隆雄（三菱重工業）
	本吉 英一（ヤンマーディーゼル）	森川 卓（日本船主協会）
	森下 輝夫（船舶技術研究所）	森 芳男（日本ピストンリング）
	山田 敏郎（京都大学）	山本 修身（三井造船）
	和栗 雄太郎（九州大学）	

第1分科会委員名簿（敬称略、五十音順）

分科会長	井ノ内 一雄（東海大学）	
委員	新井 淳一（日本海事協会）	池田 和夫（日本郵船）
	遠藤 吉郎（京都大学）	宇於崎 滋（大阪造船所）
	大井 利継（三井造船）	奥村 克二（名村造船所）
	加藤 猛雄（赤阪鉄工所）	川崎 昭久（富士ディーゼル）
	川元 満生（新潟鉄工所）	木村 熙（ダイハツディーゼル）
	小山 陽一（住友重機械工業）	田中 紘一（石川島播磨重工業）
	津田 公一（東京大学）	豊田 裕至（神戸製鋼所）
	永井 将（日立造船）	堀 雄一（阪神内燃機工業）
	堀川 武（川崎重工業）	本岡 隆雄（三菱重工業）
	前島 茂（川崎重工業）	村上 和夫（日本鋼管）

委員 本吉英一（ヤンマーディーゼル） 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）

第2分科会委員名簿（敬称略、五十音順）

分科会長 藤田秀雄（三菱重工業）
委員 赤根晴雄（日立造船） 小山陽一（住友重機械工業）
高崎 潔（三菱重工業） 高松邦夫（日本郵船）
佐藤準一（東京商船大学） 田中紘一（石川島播磨重工業）
津田公一（東京大学） 中村敏行（大阪商船三井船舶）
西川隆史（日本鋼管） 堀 雄一（阪神内燃機工業）
前 島 茂（川崎重工業） 光武章二（三菱重工業）
森 芳 男（日本ピストンリング） 山本修身（三井造船）
和 栗 雄太郎（九州大学）
オブザーバ 鹿 島 実（日本石油） 高井義郎（三菱石油）

目 次

1. 燃焼室壁周辺部材の実働環境下における疲労強度の研究	1
1.1 インヒビターの防食効果に及ぼす表面欠陥の影響についての平曲げ腐食疲労試験	1
1.1.1 はじめに	1
1.1.2 実験方法	2
1.1.3 実験結果と考察 その1（重畳腐食疲労試験）	3
1.1.4 実験結果と考察 その2（隙間腐食を伴う腐食疲労試験）	9
1.1.5 考察（隙間腐食に対する亜硝酸塩系インヒビター防食効果について）	17
1.1.6 結 言	17
1.2 切欠きの影響についての実機相当の重畳波形による軸荷重腐食疲労試験	20
1.2.1 緒 言	20
1.2.2 試験方法	20
1.2.3 疲労試験結果	22
1.2.4 実験結果の考察	31
1.2.5 結 言	36
1.3 実機相当の重畳波形軸荷重腐食疲労及び長時間回転曲げ腐食疲労に及ぼす インヒビターの効果	38
1.3.1 まえがき	38
1.3.2 実験方法	38
1.3.3 実験結果及び考察	39
1.3.4 試験片き裂の発生状況	42
1.3.5 まとめ	42
1.4 腐食性ガス雰囲気中の長時間保持高温疲労試験	56
1.4.1 はじめに	56
1.4.2 試験方法及び試験装置	56
1.4.3 試験結果	59
1.4.4 まとめ	60
2. 低質燃油を使用する高出力率機関のシリンダライナとピストンリングの潤滑改善の研究	66
2.1 まえがき	66
2.2 ライナ表面仕上げ形状の潤滑理論	66
2.2.1 潤滑油膜特性計算式及び計算法	66
2.2.2 油膜厚さの計算結果例	70

2.3	ライナの潤滑特性試験	73
2.3.1	試験装置及び試験条件	73
2.3.2	試験結果及び考察	79
2.4	実験エンジンによるライナ表面仕上げの潤滑効果確認試験	87
2.4.1	実験エンジン及び試験条件	87
2.4.2	試験結果	87
2.5	まとめ	92
2.6	今後の研究課題	92

1. 燃焼室壁周辺部材の実働環境下における疲労強度の研究

1.1 インヒビターの防食効果に及ぼす表面欠陥の影響についての平曲げ腐食疲労試験

1.1.1 はじめに

大型船用ディーゼル機関における燃焼室清水冷却面の腐食疲労損傷の防止を目的として、昭和48年度(第136部会)から始まった腐食疲労に関する共同研究¹⁾は本年度をもって終わる。

第136部会における共同研究の結果、小型試験片を用いた回転曲げ腐食疲労試験では、亜硝酸塩系インヒビターが優れた腐食疲労防止効果を示すことが確かめられた。続いて当164部会では、この亜硝酸塩系インヒビターが実機の複雑な腐食疲労条件の下でも、なお回転曲げの場合と同様の優れた腐食疲労防止効果を発揮するかどうかを、実験的に確認することを目的として研究を進めてきた。51・52年度は、実機燃焼室の壁厚(60~90mm)に近い比較的大型の試験片(50mm ϕ)を用い、次の2項目について平曲げ腐食疲労試験を実施した。

- ① 亜硝酸塩系インヒビターの腐食疲労防止効果におよぼす表面仕上げの影響(実機清水冷却面と同様の錆肌付および粗研削加工の試験片を用いた腐食疲労強度の測定)³⁾
- ② 重畳応力が作用した場合の腐食疲労防止効果(インヒビターを添加した水中での重畳疲労試験における実験寿命と推定寿命の比較)⁴⁾

実機の腐食疲労環境は極めて複雑であって、しかも不明な点が多い。付図1.1.1に示す特性要因図の左端に代表的な腐食疲労因子を示したが、これだけに限っても未だ充分な検討ができていないと云い難い。中でも表面欠陥、すなわち鋳造欠陥や溶接補修部に残存する欠陥などは、実機に存在する可能性が大きいにもかかわらず、これまで全く検討されていなかった。

これらの欠陥は応力集中源として作用し、大気中疲労強度を低下させる他に、一種の隙間として働き、局部(隙間)腐食をひきおこす原因となる。亜硝酸塩系インヒビターは隙間腐食に対する防食作用が必ずしも充分でないことが予備実験の結果判っているので、欠陥の形状や大きさ、あるいはインヒビター濃度などによっては、腐食疲労防止効果に問題を生じる恐れがある。最終年度にあたって、この点を実験的に検討しておく必要がある

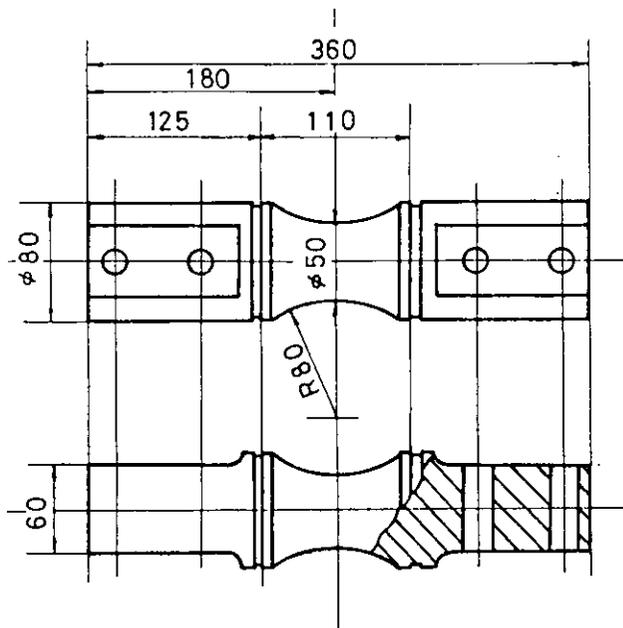


図 1.1.1. 疲労試験片の形状

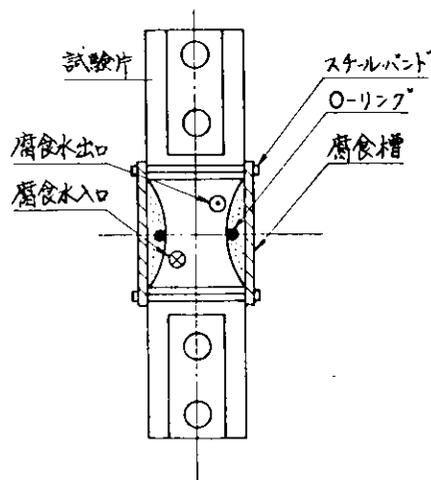


図 1.1.2 腐食疲労試験片へのO-リング装着状況

と考え、以下の研究を行った。

なお、52年度に実施した「インヒビターの防食効果についての平面曲げ重畳腐食疲労試験」の追加試験を53年度に一部行ったので、その結果を本報に併記した。

1.1.2 実験方法

(1) 供試材および試験片

供試材は、大型船用ディーゼル機関のシリンダーカバーおよびピストンクラウンなどに用いられているCr-Mn鋼であり、52年度の重畳腐食疲労試験に用いたものと同一の材料である。その化学組成、熱処理条件、ならびに機械的諸性質を表1.1.1～表1.1.3に示す。

腐食疲労試験片の形状・寸法を図1.1.1に示す。実機の壁厚に近い50mm径の比較的大型の試験片であり、Hmax・2μに仕上加工されている。

(2) 腐食疲労試験方法

腐食疲労試験装置および試験用腐食水などは、いずれも51・52年度の実験に用いたものと同じである。

疲労試験機は、51年度に製作した5トン油圧サーボを装備した平曲げ型である。腐食疲労試験の場合は、図1.1.2のように試験片にゴム製の腐食槽を被せ、温水循環装置から80±2℃に加熱した水約2ℓ/minを連続して流した。

腐食水は、これまでの実験と同様、自動車用など小型内燃機関材料の防食剤性能試験に広く用いられているASTM腐食水^{5),6)}(SO₄²⁻、Cl⁻およびHCO₃⁻の各イオンをそれぞれ100ppm純水に添加したものであり、亜硝酸塩系インヒビターであるポリクリン(商品名)を1000ppmおよび3000ppm添加して腐食疲労試験水とした。

(3) 隙間腐食の発生方法

前述したように実機シリンダーカバーなどに生じた各種の欠陥は一種の切欠きとして働き、大気中疲労強度を低下させると共に、隙間腐食を惹起して腐食疲労を促進する。本実験ではこの隙間腐食に着目して、微細な隙間が存在する場合の亜硝酸塩系インヒビターの防食効果(腐食疲労防止効果)について実験的に検討することとした。

一定形状の鋳造欠陥や溶接欠陥を試験片の所定の位置に発生させることは實際上不可能であり、また微細なスリットを機械加工することもかなり困難である。種々予備実験の結果、試験片中央にOリング(内径47.6mm、太さ5.7mm)をはめ、試験片とOリングの間で隙間腐食を発生させることにした。図1.1.2は、Oリングを装置した状態を示している。このような方法を用いれば、機械的な切欠き効果は生じないので、隙間腐食の影響だけを取り出して評価できる。

(4) 応力波形

「重畳腐食疲労試験」の追加実験に用いた応力波形は、52年度と同じ図1.1.3(c)に示す重畳波であ

表1.1.1 供試材の化学組成(Wt%)

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.17	0.54	0.81	0.012	0.008	0.72	0.38

表1.1.2 供試材の熱処理条件

焼入れ	1050℃、2hr保持、油冷
焼戻し	690℃、2hr保持、炉冷

表1.1.3 供試材の機械的性質

0.2%耐力 kg/mm ²	抗張力 kg/mm ²	伸び %	絞り %	硬さ HB	衝撃値5U kg·m/cm ²
46.0	62.0	26	63	187	13.0

る。図 1.1.3(a)の両振波は、重畳腐食疲労の寿命推定を行うための基準 S-N 線図を得るために用いた。また、本年度分の間欠腐食の影響についての実験は全て図 1.1.3(b)の完全片振波を用いた。なお、重畳波において n は 2 次波の山数であり、最大応力 $\sigma_{\max} (= \sigma_a + \sigma_m)$ と応力振幅 σ_a の比を応力比 $m (= \sigma_a / \sigma_{\max})$ と呼ぶ。

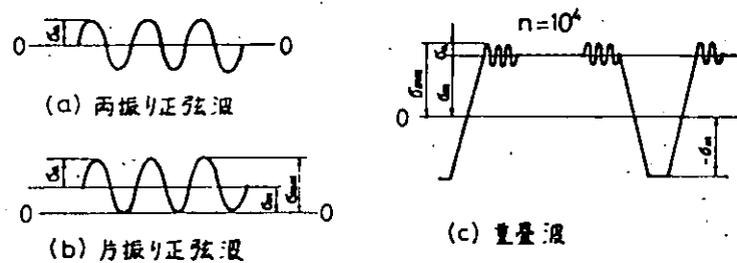


図 1.1.3 応力波形

1.1.3 実験結果と考察 その1 (重畳腐食疲労試験)

(1) 実験結果

53 年度に追加した重畳腐食疲労試験結果を 52 年度分のデータと併せて表 1.1.4、図 1.1.4、図 1.1.5 に示す。重畳疲労を推定するための基準として求めた大気中 (52 年度既報) およびインヒビター添加水中の両振 S-N 線図の時間強度曲線は次のようになる。

$$N_f \cdot \sigma_a^{13.545} = 4.276 \times 10^{26} \quad (\text{大気中、両対数 S-N 線図の場合})$$

$$N_f \cdot \sigma_a^{8.745} = 7.278 \times 10^{18} \quad (\text{水中、"})$$

$$N_f \cdot 10^{0.156\sigma_a} = 1.542 \times 10^{11} \quad (\text{大気中、片対数 S-N 線図の場合})$$

$$N_f \cdot 10^{0.117\sigma_a} = 2.891 \times 10^9 \quad (\text{水中、"})$$

両振正弦波の場合の時間強度曲線は 136 部会で報告した回転曲げ腐食疲労試験と同様に、インヒビター添加水中の方が大気中より若干低くなっているが、その差は小さい。また、重畳波を作用させた場合にも両者の間にはあまり有意差がなく、両者は等しいかあるいは、インヒビター添加水中の方が僅かに低いと認められる程度であって、時間強度曲線の勾配もほぼ等しい。さらに、両図とも図中に実線で示したように、応力比 m をパラメータとして整理すれば、各実測点は比較的よく直線にのっている。

このように、重畳波が作用する腐食疲労環境においても、亜硝酸塩系インヒビターは良好な防食効果 (腐食疲労防止効果) を示すと云うことができる。

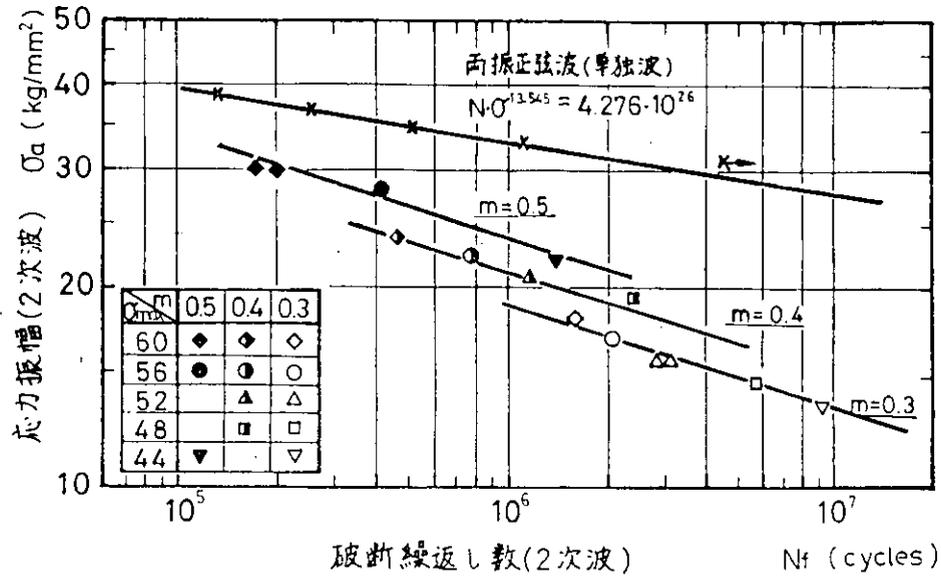


図 1.1.4 単独波および重畳波疲労試験結果(大気中)

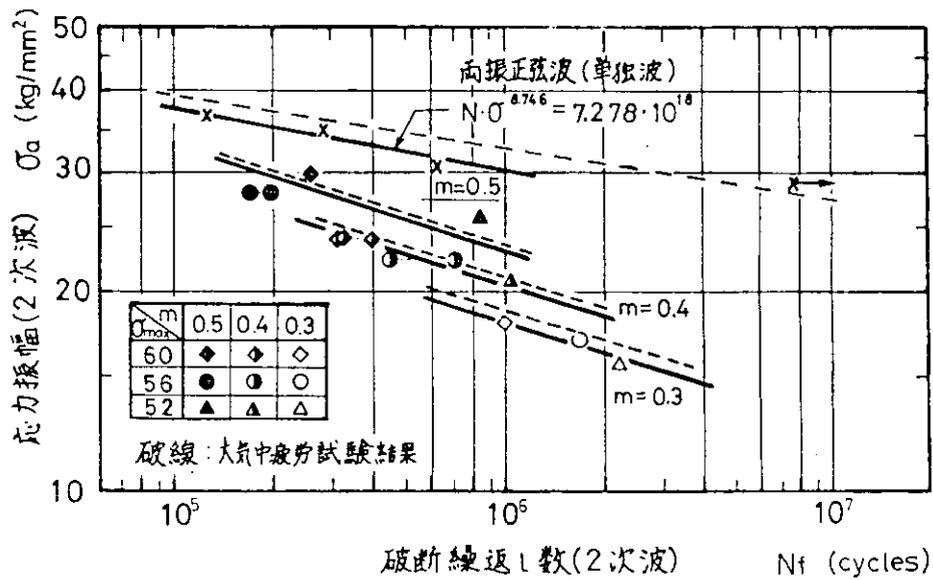


図 1.1.5 単独波および重畳波疲労試験結果
(NaNO_2 3000ppm 添加 80°C ASTM 腐食水中)

表 1.1.4 单独波および重畳波 (n=10⁴) 疲労試験結果

* : S.53 年度追加実験分

環 境	σ_{max} kg/mm ²	m (= σ_a/σ_{max})	σ_a kg/mm ²	σ_m kg/mm ²	N (2次波) cycles
大 気 中	両振单独波		39	0	1.25 x 10 ⁵
			37	0	2.49 x "
			35	0	5.02 x "
			33	0	1.11 x 10 ⁶
			31	0	> 5.00 x "
NaNO ₂ 添加 3,000 ppm	両振单独波		37	0	9.73 x 10 ⁴ *
			35	0	2.76 x 10 ⁵ *
			31	0	6.22 x " *
			29	0	> 7.60 x 10 ⁶ *
大 気 中	60	0.5	30	30	17.3 x 10 ⁴ *
	60	0.5	30	30	19.9 x "
	60	0.4	24	36	45.9 x " *
	60	0.3	18	42	155.8 x " *
	56	0.5	28	28	41.5 x "
	56	0.4	22.4	33.6	77.0 x " *
	56	0.3	16.8	39.2	365.6 x " *
	56	0.3	16.8	39.2	215.0 x " *
	52	0.4	20.8	31.2	113.9 x " *
	52	0.3	15.6	36.4	286.1 x " *
	52	0.3	15.6	36.4	306.7 x " *
	48	0.4	19.2	28.8	241.4 x " *
	48	0.3	14.4	33.6	574.0 x " *
	44	0.5	22	22	138.8 x " *
44	0.3	13.2	30.8	931.7 x " *	
NaNO ₂ 添加 3,000 ppm	60	0.5	30	30	26.0 x 10 ⁴ *
	60	0.5	30	30	38.3 x "
	60	0.4	24	36	30.9 x "
	60	0.4	24	36	30.9 x " *
	60	0.4	24	36	39.2 x " *
	60	0.3	18	42	94.0 x "
	56	0.5	28	28	17.2 x "
	56	0.5	28	28	19.6 x "
	56	0.4	22.4	33.6	45.5 x " *
	56	0.4	22.4	33.6	70.6 x "
	56	0.3	16.8	39.2	171.1 x "
	52	0.5	26	26	85.0 x " *
	52	0.4	20.8	31.2	105.0 x " *
	52	0.3	15.6	36.4	228.0 x " *

(2) 考察：疲労寿命推定について

図 1.1.4、図 1.1.5 のデータをもとに寿命推定した結果を図 1.1.6、図 1.1.7 に示す。寿命推定法については、すでに詳細な報告があるので、ここでは説明を省略するが、ここで用いた手法を簡略に示すと次のようになる。

- i) 応力波形の読取りはレンジペアミーン法による。
- ii) 基準となる S-N 線図として両振正弦波のものを用いる。インヒビター添加水中重畳腐食疲労の場合は、インヒビター添加水中で求めた両振 S-N 線図を基準とする。
- iii) 平均応力の評価法として山田の方法を用いる。

$$\sigma_t = \sigma_a + P \cdot \sigma_m, P = 0.4$$

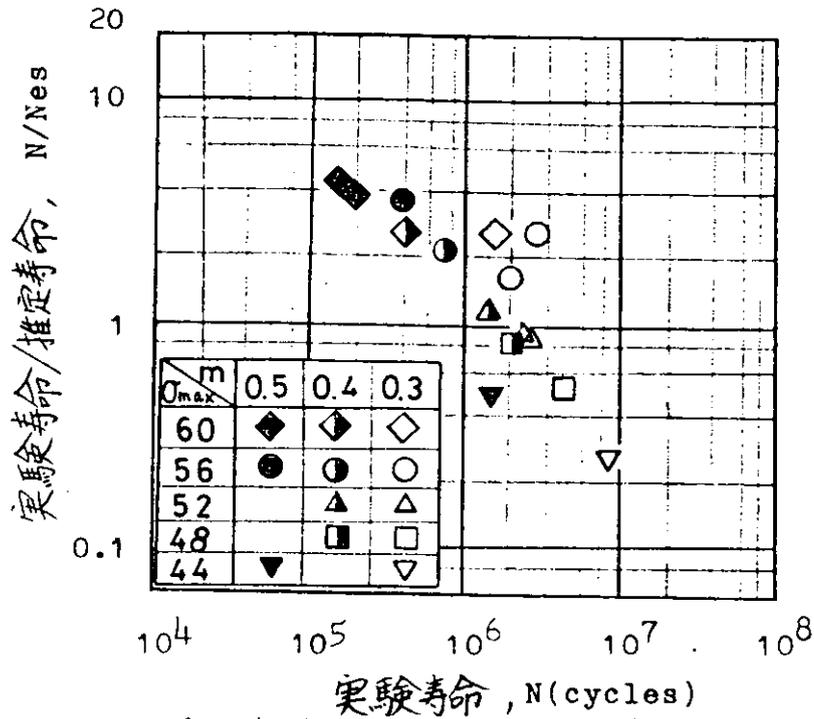
- iv) 疲労損傷は直線被害則で表わされるものとし、損傷の累積が 1 に達したときを疲労寿命とする。

平均応力の評価法として、山田の方法の外に等価繰返し数法などについても検討した。大気中の場合等価繰返し数法では実験寿命が推定寿命の 0.6～7 倍（両対数表示の S-N 線図を基準とした場合）および 0.6～15 倍（片対数表示）になり、安全側の推定ではあるが、誤差はかなり大きい結果であった。

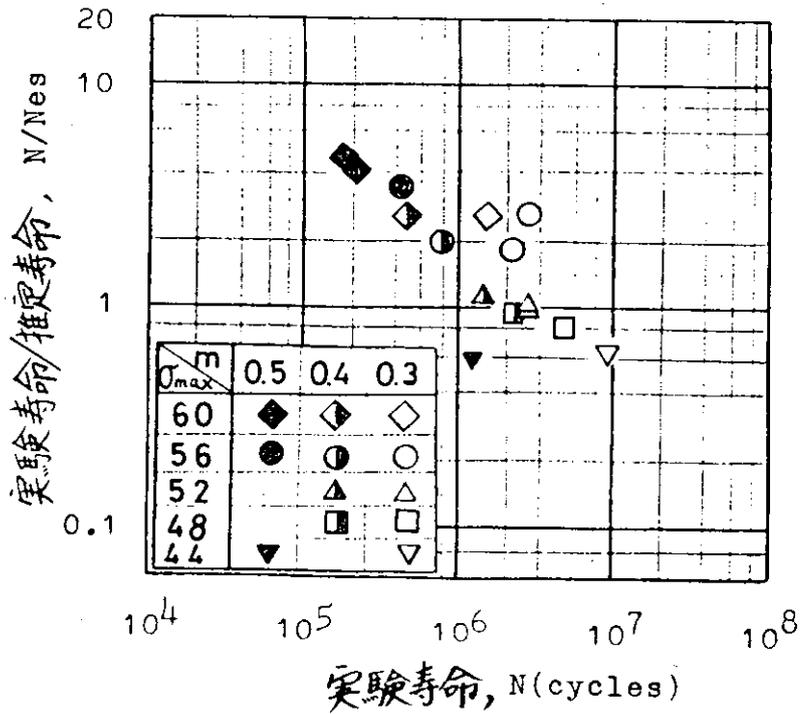
また、山田の方法で $P = 0.25$ とした場合は、推定寿命より実験寿命の方が常に短かく、0.07～1 倍（両対数表示）および 0.1～1 倍（片対数表示）という危険側の推定になった。

$P = 0.4$ の場合にもっとも推定精度がよく図 1.1.6、図 1.1.7 に示すように実験寿命と推定寿命の比はほとんどの場合 0.3～5 倍の間におさまっている。片対数表示の方が幾分推定精度が高いようであるが、大差はない。いずれの場合も長寿命になるほど寿命比が小さくなり、危険側に移行するので、この点について充分注意が必要である。

またインヒビター添加水中の場合は、 $P = 0.25$ とした山田の方法が最も推定精度がよかった。しかし、図 1.1.5 から判るように、実測データは破断繰返し数 2×10^6 回以下の短寿命域に限られている。大気中の場合と同様に長寿命側で右下りの傾向をもつと思われるので、破断繰返し数 10^7 回までを推定すれば、やはり $P = 0.4$ として、山田の方法が妥当と思われる。

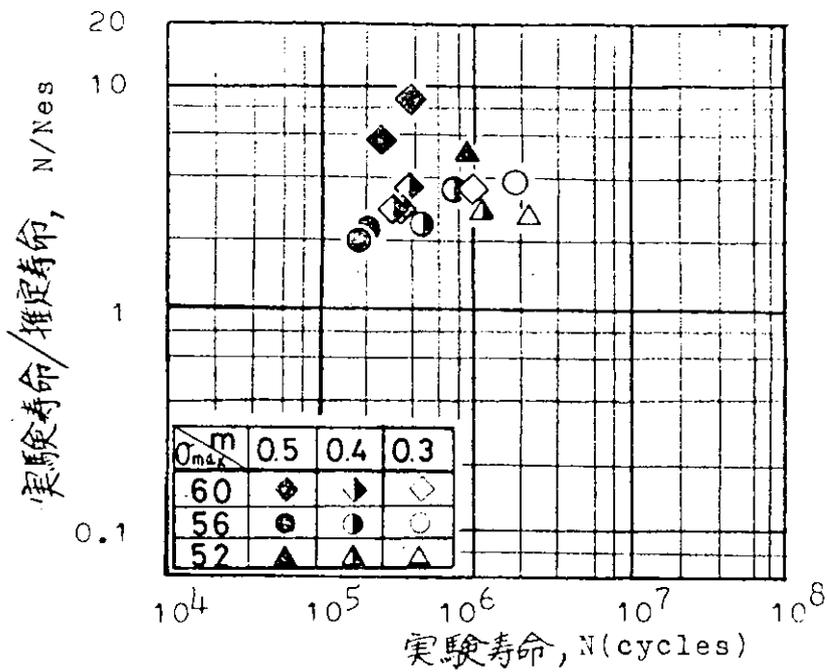


(a) 両対数表示 S-N線図基準

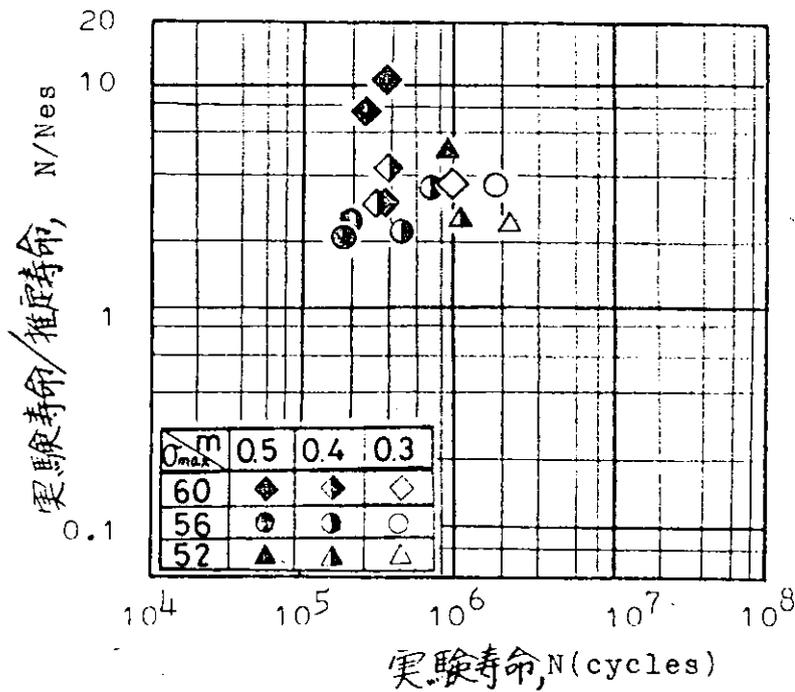


(b) 片対数表示 S-N線図基準

図 1.1.6 大気中重畳疲労試験における推定寿命と実験寿命の関係
 (平均応力の修正は 山田の方法: $\sigma = \sigma_a + 0.4 \sigma_m$ による)



(a) 両対数表示 S-N線図基準



(b) 片対数表示 S-N線図基準

図 1.1.7 NaNO_2 3000ppm を添加した 80°C ASTM 腐食水中重畳疲労試験における推定寿命と実験寿命の関係
 (平均応力の修正は 山田の方法: $\sigma_t = \sigma_a + 0.4\sigma_m$ による)

1.1.4 実験結果と考察 その2 (隙間腐食を伴う腐食疲労試験)

(1) 隙間腐食に関する予備実験

まずASTM腐食水中におけるCr-Mo鋼の静腐食の場合の腐食速度を測定した。その結果を図1.1.8に示す。水温80℃一定とし、14日間無負荷で試験片を水中に浸漬した場合の腐食減量から腐食速度を算出した。

図から亜硝酸ソーダ1000ppm以上の添加で十分に防食されることがわかる。先に136部会で報告した80℃純水(SO_4^{2-} 50ppm添加)では500ppm以上で防食可能であった^{1)および7)}が、今回のASTM腐食水の場合は SO_4^{2-} などの妨害イオンが多いため、2倍のインヒビター濃度が必要であった。

また、図1.1.9は亜硝酸ソーダ濃度を0、1000、3000ppmに変えた場合の分極曲線の測定結果であり、1000ppmで防食可能なことがこの図からも判る。

以上は平滑な表面に生じる全面腐食について調べた結果であるが、金属表面に微細な隙間が存在すると、そこには酸素濃淡電池などが形成され、腐食は促進されることが一般によく知られている。このような隙間が存在する場合でも亜硝酸ソーダが十分な防食効果を示すかどうかを、まず静腐食の場合について実験的に調べてみた。

隙間の作成方法として、次の図1.1.10に示す4種類について検討した。(a)は試験片表面にドリルで小孔(φ5mm径、深さ8mm)をあけた後コルク栓をつけたもの、(b)はナイロン製の2分割スリーブを被せたもの、(c)および(d)は市販のOリング(内径8.8mm、太さ1.9mm)を2個または1個はめたものである。

予備実験の結果、(a)および(b)は隙間の形状が一定せず、隙間腐食の再現性が著しく悪かった。また、(c)の2重Oリングも2本のリングの接触圧が不安定になり勝ちであった。結局、腐食疲労試験には、もっとも単純で再現性に優れた方法として(d)を採用することにした。

図1.1.11の曲線は、その左側に図示した孔食係数 Pf を求めた結果である。一般に Pf が大きい程、すきま腐食は生じ易い。亜硝酸ソーダ濃度500ppmの場合には、全面腐食が激しく d が大きくなるため、見掛上 Pf が小さくなっている。全面腐食が抑制される1000ppmで、 Pf は急激に増大する。さらに亜硝酸ソーダを増せば、 Pf は逆に減少し、およそ4000ppm以上ではすきま腐食はほとんど生じない。

以上は図1.1.4(b)に示したナイロスリーブを装着した場合の測定結果であるが、(d)のOリング装着の場合には、3000~5000ppmでも Pf は依然としてかなり大きい値を示す。このように隙間の作成方法によって隙間腐食は著しく異なることが判る。

(2) 腐食疲労試験結果

図1.1.8の静腐食試験結果から、亜硝酸ソーダ濃度1000ppm以上で全面腐食は防止できることが判ったので、ここでは防食限界の1000ppmと充分過剰に添加した3000ppmの2種類の濃度について腐食疲労試験を行なった。また比較のため、大気中疲労試験も行なった。その結果を表1.1.5、図1.1.12に示す。

大気中の疲労強度を図中に実線で示す。耐久限は、ほぼ $20\text{kg}/\text{mm}^2$ であった。次いで、Oリングなしの場合の腐食疲労試験を行なったが、亜硝酸ソーダ濃度1000ppm、および3000ppmの場合ともに繰返し数 8×10^6 まで疲労亀裂が発生せず、腐食のあとも認められなかった。

しかし、Oリングを装着した試験片は、1000ppmおよび3000ppmの場合ともに全て破断した。1000ppmの場合のS-N曲線で破線で示すが、大気中S-N曲線よりも勾配が著しく大きくなっており、大気中耐久限の約6割にあたる $\sigma_a = 12.5\text{kg}/\text{mm}^2$ の応力でも僅か 5×10^6 回の繰返して破断した。また、3000ppmの場合にはデータがはなはだしくばらついており、一定の傾向は認められなかったが、1000ppmの場合より短い繰返し数で破断したものもあり、3000ppmの方が腐食疲労寿命が長いとは断定し難い。

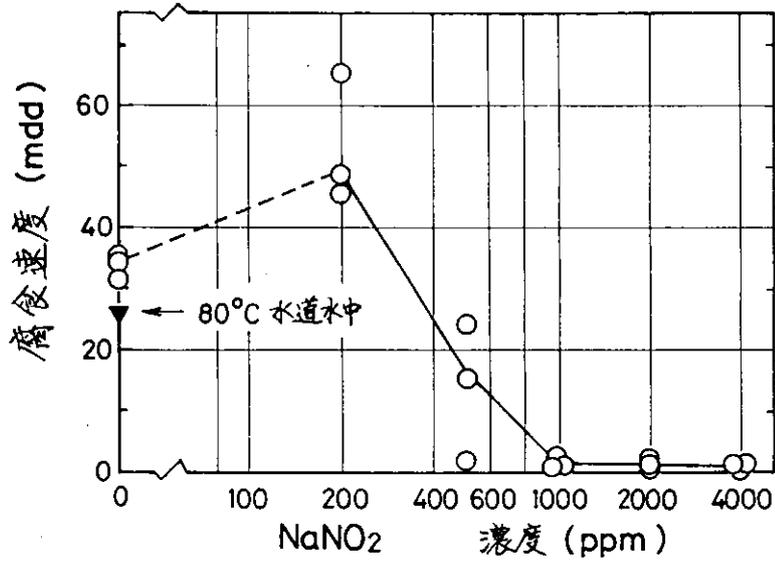


図 1.1.8 80°C ASTM 腐食水中における Cr-Mo 鋳鋼の腐食速度と NaNO₂ 濃度との関係 (14 日間浸漬)

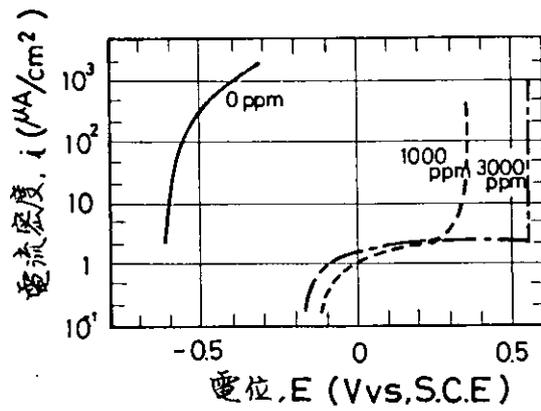


図 1.1.9 NaNO₂ を添加した 80°C ASTM 腐食水中における Cr-Mo 鋳鋼の分極曲線

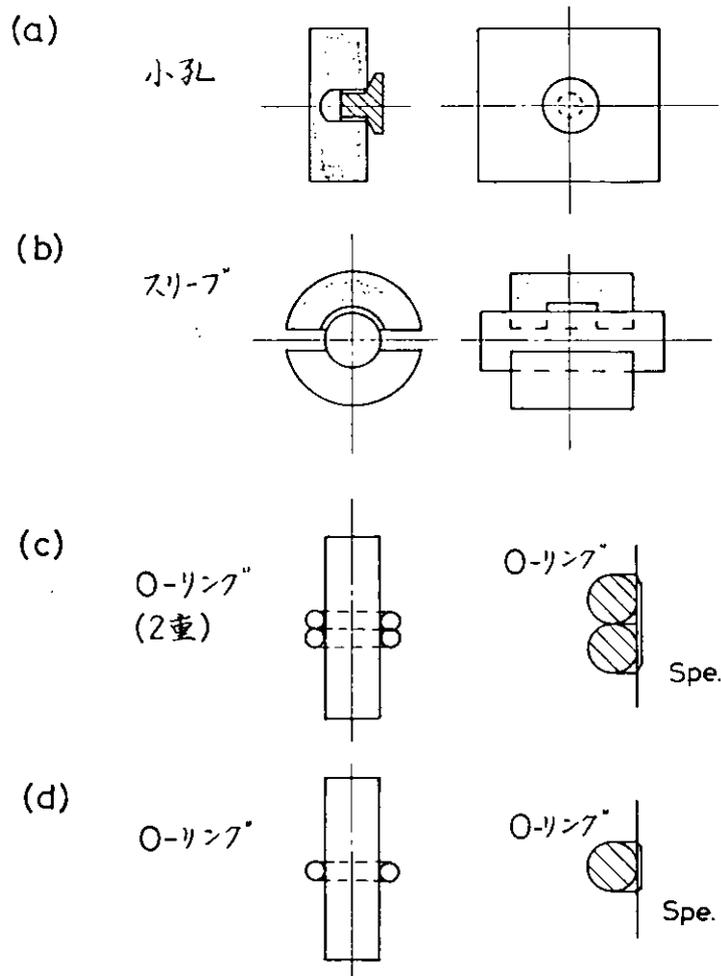


図 1.1.1.0 隙間の作成方法

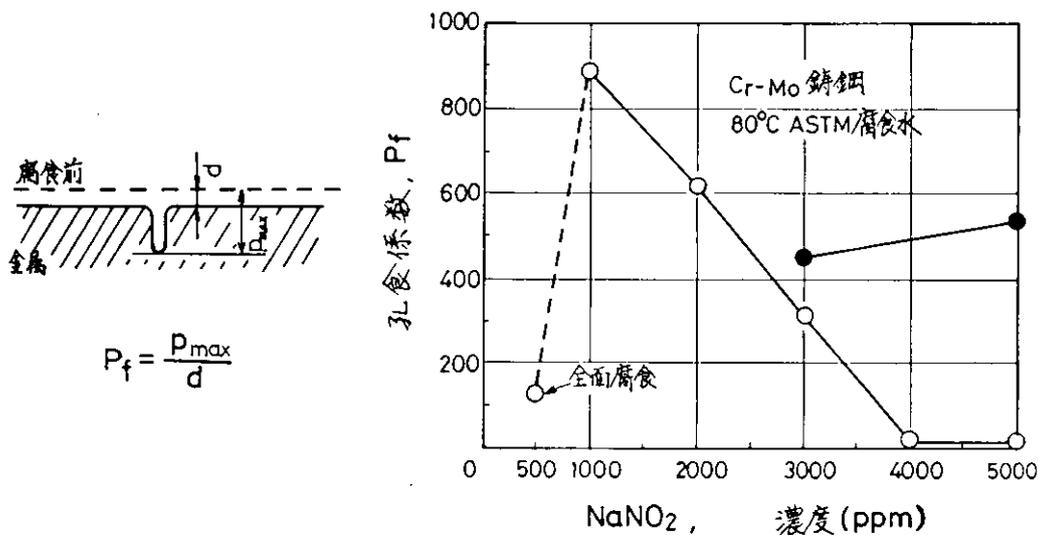


図 1.1.1.1 孔食係数 P_f と NaNO_2 濃度との関係

- スリーブ装着
 - O-リング装着
- } 図 1.1.1.0 参照

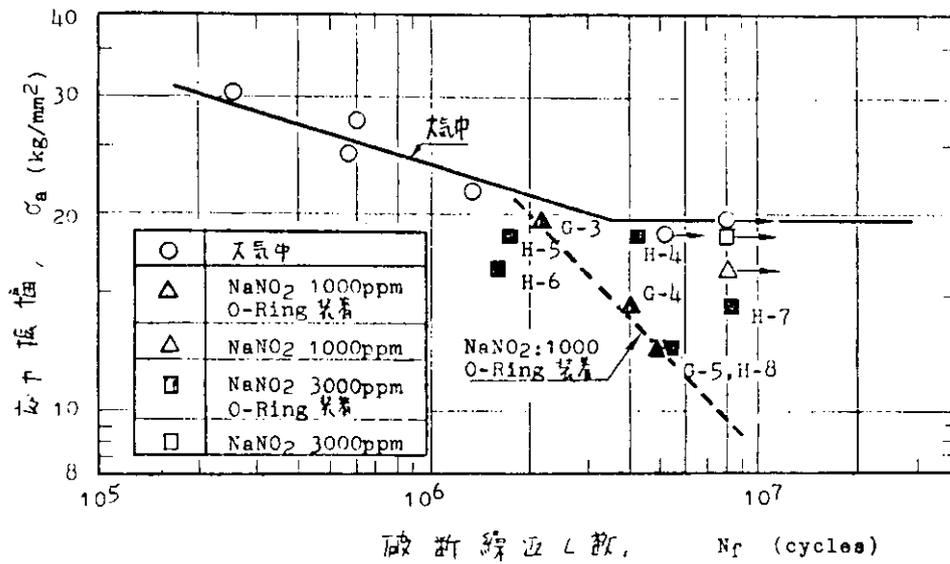


図 1.1.1.2 片振り疲労試験結果
(大気中およびNaNO₂添加80°C ASTM腐食水中)

表 1.1.5 大気中およびNaNO₂添加80°C ASTM
腐食水中完全片振り疲労試験結果

試験条件	符号	σ_{max} kg/mm ²	σ_a kg/mm ²	Nf cycles
大 気 中		61	30.5	2.54 x 10 ⁵
		55	27.5	6.04 x "
		49	24.5	5.71 x "
		43	21.5	1.34 x 10 ⁶
		39	19.5	>8.10 x "
		37	18.5	>6.18 x "
NaNO ₂ 1,000 ppm O-Ring 装着	G-3	39	19.5	2.17 x 10 ⁶
	G-4	29	14.5	4.07 x "
	G-5	25	12.5	5.07 x "
NaNO ₂ 1,000 ppm	G-10	33	16.5	>8.78 x 10 ⁶
NaNO ₂ 3,000 ppm O-Ring 装着	H-5	37	18.5	1.73 x 10 ⁶
	H-4	37	18.5	4.28 x "
	H-6	33	16.5	1.63 x "
	H-7	29	14.5	8.45 x "
	H-8	25	12.5	5.52 x "
NaNO ₂ 3,000 ppm	H-10	37	18.5	>8.00 x 10 ⁶

(3) 腐食疲労試験片の観察結果

試験片の外観を図 1.1.13 に示す。図 1.1.13 (a) は試験機に取付ける前に O-リングを装着した状態を示している。(b-1)、(b-2) および (c-1)、(c-2) は夫々亜硝酸ソーダ濃度 1000 ppm および 3000 ppm の水中で、繰返し応力 12.5 kg/mm^2 で試験した結果である。添字 1、2 は夫々正面(き裂発生部)および裏面を示している。き裂が試験片断面のほぼ半分に達した段階で試験機が停止するので、裏面の中央に見える黒い筋はき裂ではなく、隙間腐食のあとである。3000 ppm の方がやや腐食は少ないように見えるが、破断繰返し数はともに 5×10^6 回で変わらない。

試験片を二つに割ったあとの破面の若干例を図 1.1.14 に示す。き裂発生部に半長円状に見える黒色領域は、肉眼では黒褐色を呈しており、腐食跡のように見える。この黒褐色領域の大きさは試験片毎に異なっており、応力振幅との間に相関は認められなかった。

次に表面および破面を電子顕微鏡観察した結果の若干例を図 1.1.15 に示す。まず破面に接した表面部を観察した所、およそ $0.3 \sim 15 \mu$ の大きささまざまな腐食孔(ピット)が生じていた。(a-1)、(b-1) に代表例を示すように、亜硝酸ソーダ濃度 1000 ppm の場合大きいピットが数多く存在するが、3000 ppm ではほとんどが 1μ 以下の小さいピットである。

破面を観察した結果、黒褐色領域の内部には不明瞭なストライエーション状のパターンおよび 2 次き裂が全ての試験片に生じており、また、1000 ppm では粒界割れも多く認められた。上述の不明瞭なパターンは、ストライエーションの表層が薄く腐食したものであると思われる。全体として、黒褐色領域は腐食が関与して生じた腐食疲労破面であると云えるが、インヒビターを添加しない温水中の破面とは明らかに異なっている。亜硝酸ソーダ濃度 1000 ppm の場合より 3000 ppm の方が腐食は少なく、インヒビターの防食作用がある程度は生じているようである。

一方、黒褐色領域の外側には延性ストライエーションが存在している。大気中と類似の破面であり、インヒビターが十分な防食効果を発揮したことが判る。

以上のような観察結果から、黒褐色領域は O-リングと試験片表面との境界に生じた隙間腐食が、き裂の進展に伴って内部に移行したものであると思われる。表面を O-リングが覆っているため、き裂が小さい間は水の出入りはほとんど起らない。き裂がある大きさ以上に成長して応力の繰返しに応じて口を開けるようになれば、各応力サイクル毎に水が出入りして酸素および亜硝酸イオンを充分補給するので、隙間腐食は止まり、防食状態に移るのである。

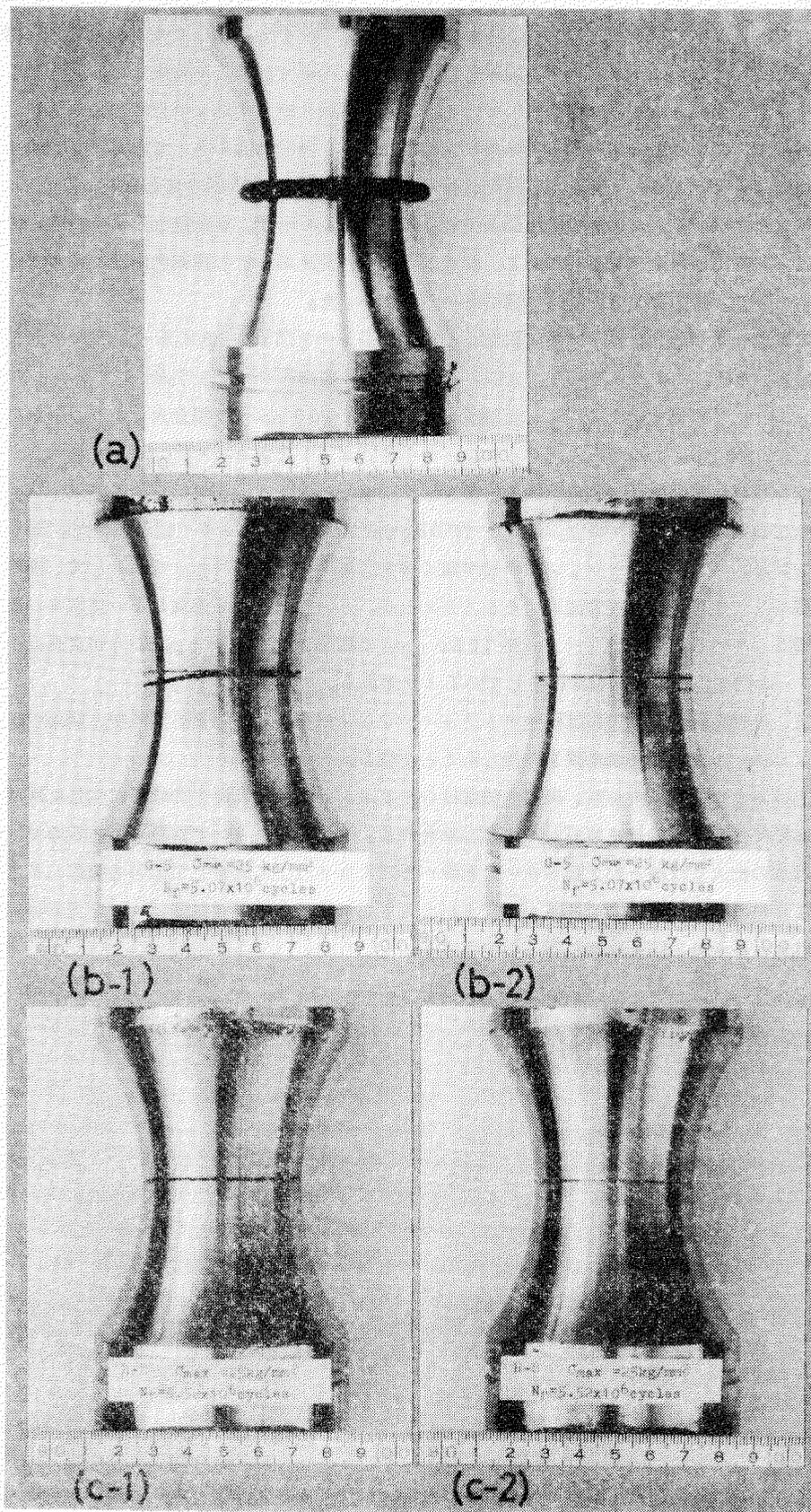
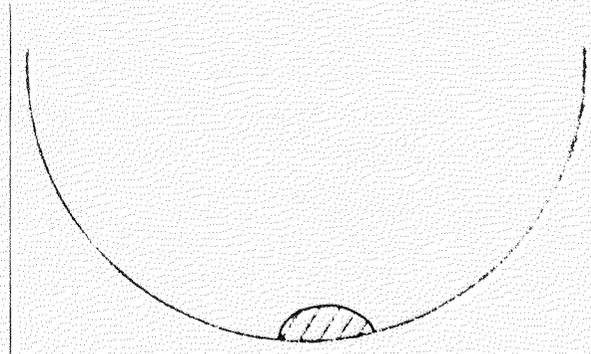
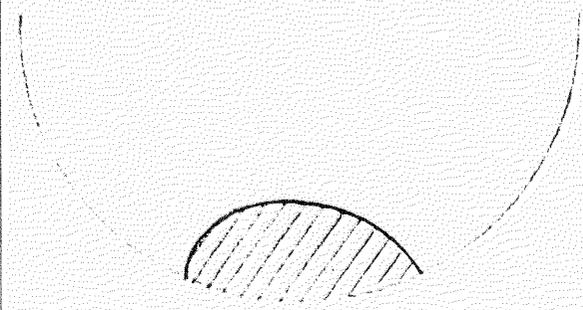


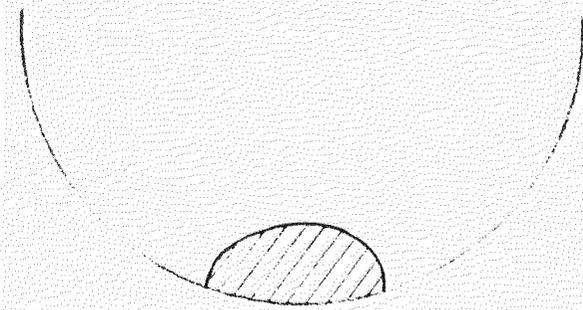
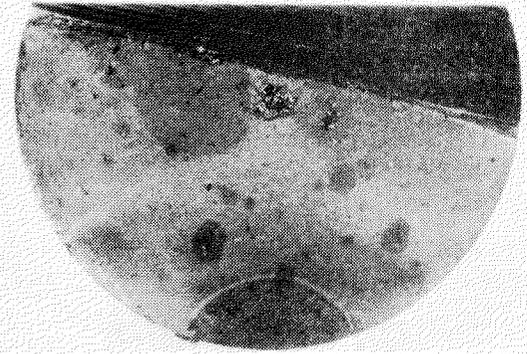
図 1.1.1.3 試験片へのO-リング装着(a)および腐食疲労試験後の試験片表面(b),(c)の概観状況



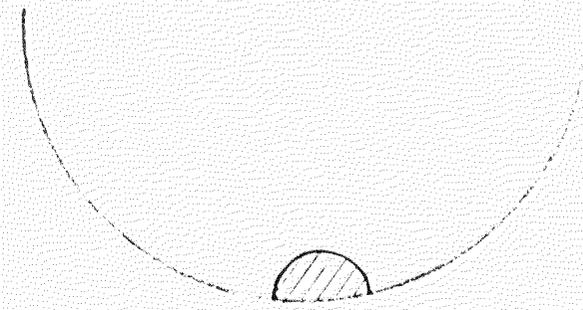
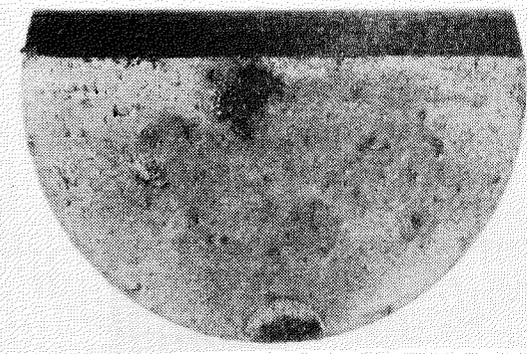
G-3 $\sigma_{\max}=39 \text{ kg/mm}^2$, $N_f=2.17 \times 10^6$ cycles (NaNO₂: 1000ppm)



G-5 $\sigma_{\max}=25 \text{ kg/mm}^2$, $N_f=5.07 \times 10^6$ cycles (NaNO₂: 1000ppm)



H-5 $\sigma_{\max}=37 \text{ kg/mm}^2$, $N_f=1.73 \times 10^6$ cycles (NaNO₂: 3000ppm)



H-8 $\sigma_{\max}=25 \text{ kg/mm}^2$, $N_f=5.52 \times 10^6$ cycles (NaNO₂: 3000ppm)

図 1.1.1.4 腐食疲労破面の概観



図 1.1.15 腐食疲労試験片の電子顕微鏡写真

1.1.5 考 察（隙間腐食に対する亜硝酸塩系インヒビターの防食効果について）

以上、隙間腐食が起る環境での腐食疲労試験結果について述べた。図 1.1.11 および図 1.1.12 から明らかなように、亜硝酸塩系インヒビターは隙間腐食に対しては良好な防食作用を示さず、隙間が存在する環境では腐食疲労を十分に防止し得ないことが明らかとなった。図 1.1.11 からインヒビター濃度が 5000 ppm 程度に増したとしても、隙間腐食を完全に阻止できないと思われる。

亜硝酸塩は酸化被膜のインヒビターであり、鋼の表面に $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$ からなる酸化被膜を形成して、鋼を不働態化することによって防食するとされている。したがって、防食にはある程度の量の酸素が不可欠と考えられ、極て狭い隙間の内部では酸素およびインヒビターの補給が充分に行われ難くなるので、例えば酸素濃淡電池などを形成して隙間腐食が進行するものと思われる。

このように考えれば、酸化被膜型のインヒビターは隙間腐食の防止には本質的に不適であり、他の機構にもとづくインヒビター、例えば沈澱被膜型などを用いることが必要となる。しかし、現在の所は理論的な検討も不十分であり、この問題は今後に残された大きな課題の一つである。現在では実機燃焼室壁部材の清水冷却面に鑄造欠陥や溶接欠陥が残存して微細隙間を形成することがないように、事前に十分検査しておくことが大切である。

しかし一方、図 1.1.11 から隙間の作成方法や形状などによって、隙間腐食の様相は著しく変ることが判る。今回の実験は隙間腐食がもっとも起り易い形状を意識的に選んで行ったものであり、実機部材に生じる各種の欠陥が常にこのような厳しい隙間を形成するということとはあり得ない。したがって、欠陥の存在が直ちに腐食疲労損傷に結び付くとは考えられないが、少くとも清水冷却面のうち、繰返し応力が高く腐食疲労損傷の恐れがある箇所は、充分検査しておくことが望ましい。

51 年度「表面仕上げの影響についての腐食疲労試験」の結果から、腐食疲労損傷が問題になる箇所は表面粗度は多少粗くてもよい ($H_{\text{ma}} \times 20 \mu$) が、錆肌は除去しておくことが望ましいと推論した。したがって、まず錆肌面を研削した後、仕上面に残る欠陥の有無を浸透探傷法などで検査しておけば、腐食疲労損傷は防止できるであろう。

1.1.6 結 言

実機環境における亜硝酸塩系インヒビターの腐食疲労防止効果を実験的に解明するために、インヒビターを添加した ASTM 腐食水中で半曲げ腐食疲労試験を行ない、次のような結果を得た。

- 1) 重畳波が作用する場合でも、亜硝酸ソーダ濃度 3000 ppm で腐食疲労は十分に阻止でき、大気中の場合とほぼ等しい寿命が得られた。
- 2) 寿命推定法として、 $P = 0.4$ とした山田の方法が最もよい推定値を与えることが判った。しかし、寿命が長くなるほど危険側（短寿命側）の推定値を示すので、この点充分な注意が必要である。

（以上、52 度追加実験分）

- 3) 隙間を有する試験片の腐食疲労試験を行い、亜硝酸ソーダ濃度 1000～3000 ppm では隙間腐食の発生に伴う腐食疲労損傷を防止できないことが判った。
- 4) 応力を負荷しない静腐食試験の結果から、亜硝酸ソーダ濃度を 5000 ppm に増しても隙間腐食を完全には阻止できないようである。
- 5) 実機燃焼室壁部材の清水冷却面において、繰返し応力が高く腐食疲労損傷の恐れがある箇所は、鑄造欠陥等にもとづく隙間が残存しないように、あらかじめ充分に検査しておくことが望ましい。

以上であるが、昭和 48 年度に始まった燃焼室壁材の清水腐食疲労に関する一連の共同研究において、亜硝酸塩系インヒビターが良好な防食効果を有することが実験的に確認されている。

しかし、どのような腐食環境のもとでも万能とは限らず、次記のような特定の腐食環境ではその効果を失うこともまた実験的に明らかになった。

- a) 数100 ppmの高濃度硫酸イオン (SO_4^{2-}) を含む水の場合
- b) ねずみ鑄鉄、球状黒鉛鑄鉄など鑄鉄材の場合
- c) 鑄造品に鑄肌が残っている場合
- d) 隙間腐食が起る腐食環境の場合

また、この他にも亜硝酸塩系インヒビターの欠点として次のような項目を挙げる事ができる。

- e) 亜硝酸ソーダ濃度が防食限界濃度（水質によって異なるが、およそ500～1000 ppmと推測される）以下になれば、亜硝酸イオンは急速に分解され、無添加の場合より腐食が促進されること。
- f) 亜硝酸イオンは人体に対して有害であること。
- g) 公害防止上、排水処理を要すること。

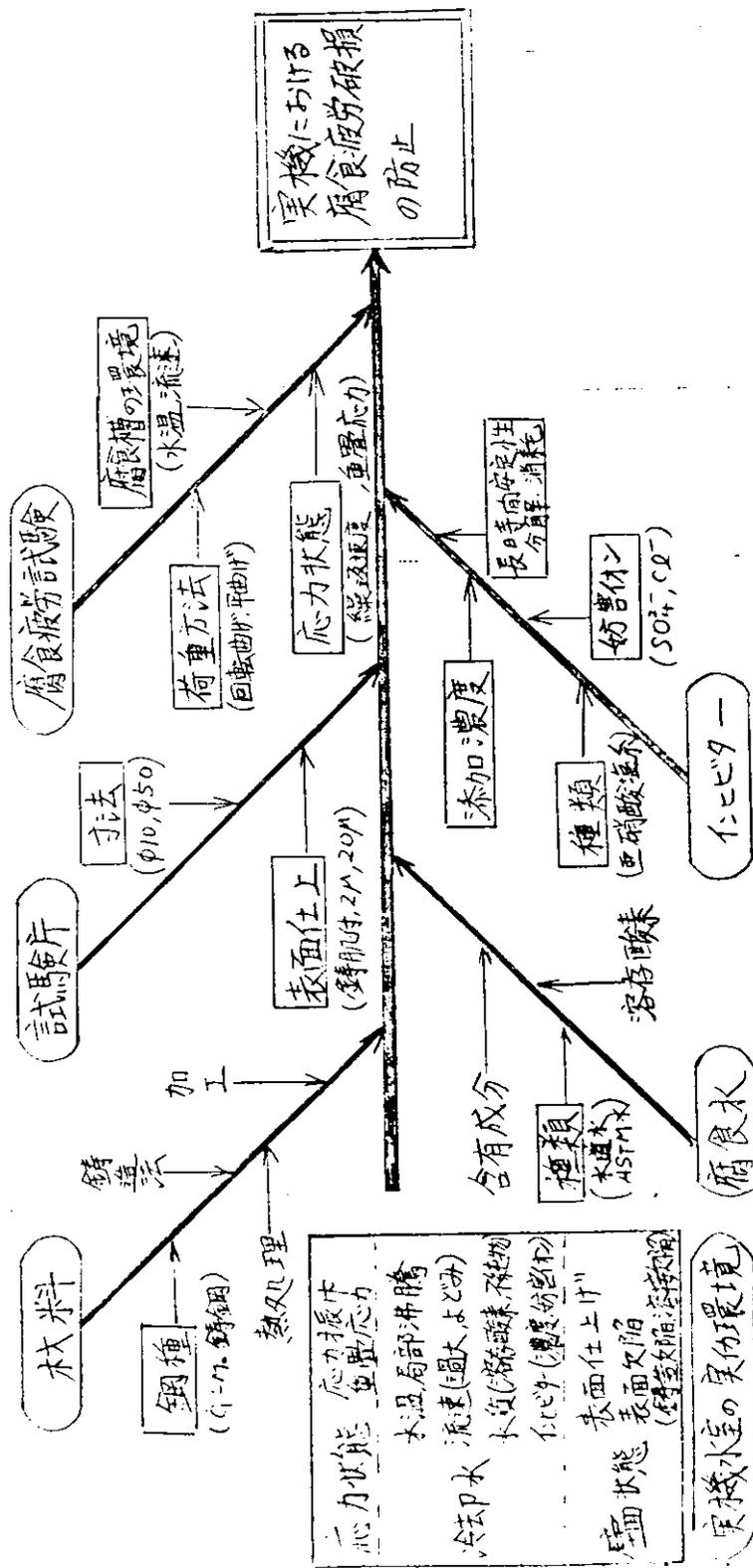
水質汚濁防止法にもとづく排出水の規制（COD 160 ppm以下、但し、果毎に上乘せ分あり）に抵触すること。例えば、今回使用したポリクリンの場合、濃度3000 ppmでCODは680 ppmとなる。

このように幾つかの欠点はあるが、逆に多くの長所をも有している。これらの欠点を熟知して適切に使えば、亜硝酸塩系インヒビターはその優れた腐食疲労防止効果を十分に発揮してくれるであろう。

さらにまた、上述の欠点を克服した新しいインヒビターを開発することも、今後に残された大きい課題であろう。

参 考 文 献

- 1) 日本造船研究協会第136研究部会報告書、研究資料№197（昭49-3）
- 2) 日本造船研究協会報告第83号（昭51-7）
- 3) 日本造船研究協会第164研究部会報告書、研究資料№278（昭52-3）
- 4) 日本造船研究協会第164研究部会報告書、研究資料№294（昭53-3）
- 5) JIS K2234-1975
- 6) ASTM D1384-'70
ASTM D2570-'73
- 7) 大井：日本船用機関学会誌，vol. 11（1976）、№5、P335



付図 1.1.1 「インヒビターによる清水冷却面の腐食疲労防止」に関する特性要因図

1.2 切欠きの影響についての実機相当の重畳波形による軸荷重腐食疲労試験

1.2.1 緒言

オイルショックを契機として、いわゆる「省エネルギー」型のディーゼル機関が注目され、開発されているが、同時にこれは、より信頼性が高く、耐久性の良い機関の開発とあいまっていることは言うまでもない。かつて、ディーゼル機関が大型化・高出力化する過程で、機関の心臓部とも言える燃焼室壁部材に数多くの破損事故を経験したことがあり、この原因究明と対策のために多くの研究が行なわれてきたが、まだ十分に解明されていないのが現状である。したがって、機関の信頼性・耐久性の向上を計る上で、燃焼室壁部材の強度設計法を確立することはなお重要な今日的課題と言える。

燃焼室壁部材の強度設計法を確立するには、使用される材料の実働環境下における疲労強度を明らかにしておく必要がある。この観点から、これまでに燃焼室壁部材の中でも特に問題のあったシリンダカバー清水冷却面を対象に、平滑材による各種の研究を行ない、燃焼室壁部材の疲労寿命推定のための基礎資料を得るとともに、これらは実用設計にも用いられるようになってきた。しかしながら、燃焼室壁部材には鍛造などによる欠陥部も含め多くの応力集中部があり、しかも、これまでの破損事故のほとんどがこれらの応力集中部を起点としていることから、燃焼室壁部材の強度設計法を確立するには、応力集中部の実働環境下における疲労寿命推定法についても検討しておく必要がある。そこで本研究においては、Cr-Mo 鋳鋼を用い、平滑材の大気中低サイクル疲労強度をはじめ、切欠き材による大気中および温水中腐食疲労強度におよぼす重畳応力の影響について調べるとともに、切欠き底の応力-ひずみ解析を行ない、切欠き部の実働環境下の疲労寿命推定法について検討した。

1.2.2 試験方法

(1) 供試材および試験片の形状・寸法

供試材はこれまでの一連の研究で用いてきた大型船用ディーゼル機関のシリンダカバーおよびピストンクラウンに用いられているCr-Mo 鋳鋼である。表 1.2.1 に供試材の機械的性質を示す。試験片素材の⁴⁾ 鍛造方法および試験片の採取要領は先に報告したのと同様である。

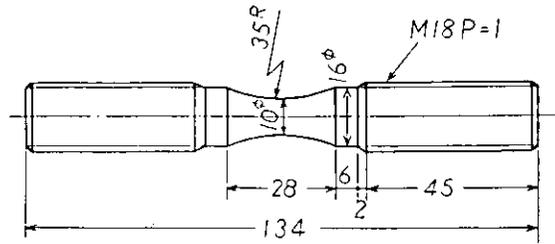
図 1.2.1 は供試試験片の形状・寸法を示し、図中の(a)は平滑材の砂時計型低サイクル疲労試験片(大気中)を、(b)は大気中および高温水中の重畳疲労試験に用いた切欠き試験片($K_t=2$)を示す。

なお、切欠き試験片の応力集中係数 K_t はシリンダカバー清水冷却面のひずみ計測結果を参考に決定した。

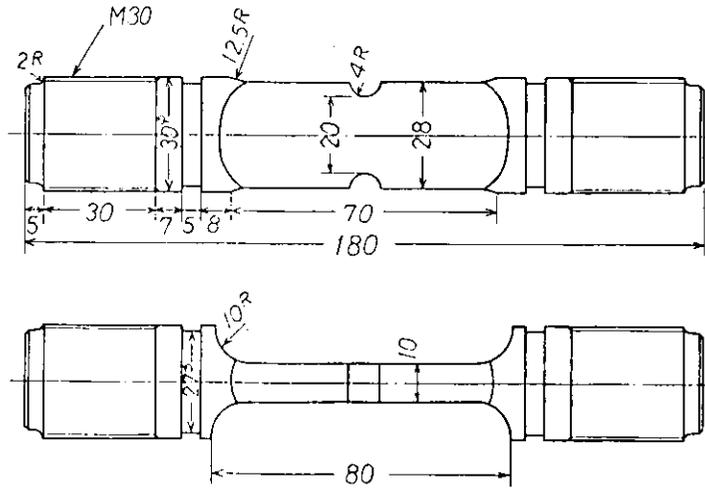
表 1.2.1 供試材(CrMo 鋳鋼)の機械的性質

No	$\bar{\sigma}_y$ kgf/mm ² (MPa)	$\bar{\sigma}_B$ kgf/mm ² (MPa)	伸び %	絞り %
1	44.5 (436.4)	59.4 (582.5)	27.6	65.7
2	46.8 (459.0)	60.7 (595.3)	25.7	61.4
3	44.2 (433.5)	59.1 (579.6)	26.2	64.0
平均	45.2 (443.3)	59.7 (585.5)	26.5	63.7

JIS4号試験片による



a. 低サイクル疲労試験片 ($K_t=1.06$)



b. 切欠き疲労試験片 ($K_t=2.0$)

図 1.2.1 疲労試験片形状・寸法

(2) 疲労試験の方法

図 1.2.2 は本研究で用いた疲労試験用の応力 (ひずみ) 波形を示す。図中波形(a)は平滑材の大気中低サイクル疲労試験に用いた波形である。平滑材の低サイクル疲労試験は試験片の最小直径部 (10 ϕ) にストレインゲージ型の直径変位計 (感度 2000 μ / mm) をはさみ、最小直径部の直径ひずみを制御し両振りの状態で行なった。試験は常に引張側からスタートし、5 c/min \sim 6 c/min の総返し速度の範囲で行なった。また、図 1.2.2 中の波形(b)、(c)は切欠き材の疲労試験に用いた波形を示し、(b)は重畳波の包絡波形である台形波単独の波形を、(c)はシリンダカバーの清水冷却面に作用する応力波形をモデル化した重畳応力波形を示す。(b)、(c)を用いた試験では、切欠き底断面の最大公称応力 σ_n を降伏応力にはほぼ等しい 45 kgf/ mm^2 { 441.3MPa } 一定とし、台形波単独の波形では応力上昇・下降時間を各々 1 sec、最大応力および零応力保持時間を各々 3 sec とした。また、重畳応力波形(c)では応力上昇、⁵⁾、⁶⁾ 下降速度を腐食疲労における応力変動速度の影響を考慮して、12.5 kgf/ mm^2 / min { 122.6MPa/ min }、零応力保持時間を 30 sec とし、これに正弦波 20 Hz の 2 次波を $n = 10^4$ 、 10^5 回重畳させた。

また、応力比 m は0.05~0.03(公称応力基準)の範囲で行なった。図1.2.2波形(b)は大気中の試験のみ使用し、(c)は大気中および高温水中の試験に用いた。

高温水中の腐食疲労試験は、試験片にOリングを介してポリカーボネイト製の腐食箱をとりつけ、85℃~90℃の高温水を毎分約1800cc循環させて行なった⁷⁾。

図1.2.3に腐食疲労試験の状況を示す。

これらのき裂発生寿命 N_c と破断寿命 N_f を調べた。 N_c は平滑材、切欠き材とも0.5mmをき裂を発見した繰返し数とし、 N_f は切欠き底にき裂が発生し、かつ試験片が約5mmのひた繰返し数とした。き裂の観察は、平滑材については、倍率20倍の光学顕微鏡を用い、切欠き材で大気中の場合は切欠き底にクラックゲージ(0.2mmピッチ×25本)貼付し、これより求めた。また、温水中の試験では、一定回数ごとに試験片をとりはずし、切欠き底を光学顕微鏡により観察して求めた。なお、高温水中の試験では切欠き底以外のところは、板幅方向のき裂進展状況を観察する目的で透明塗料(日本油脂ウレタンクリアー)をコーティングした。

1.2.3 疲労試験結果

(1) 平滑材の低サイクル疲労試験結果(空中)

直径ひずみ制御低サイクル疲労試験結果をまとめて表1.2.2に示す。また図1.2.4にヒステリシスループの一例を、図1.2.5には全ひずみ振幅 $\Delta \epsilon_t$ 、塑性ひずみ振幅 $\Delta \epsilon_p$ および弾性ひずみ振幅 $\Delta \epsilon_e$ の各ひずみ振幅とき裂発生寿命 N_c の関係を示す。

なお、直径ひずみ振幅から軸方向ひずみ⁸⁾振幅を求めるには次の諸式による。

- 軸方向全ひずみ振幅 $\Delta \epsilon_t$

$$\Delta \epsilon_t = 2 \cdot \Delta \epsilon_p^{(d)} + \frac{\Delta \sigma}{E} (1 - 2\nu) \quad (1.2.1)$$

- 軸方向塑性ひずみ $\Delta \epsilon_p$

$$\Delta \epsilon_p = 2 \cdot \Delta \epsilon_p^{(d)} - \frac{2\nu \Delta \sigma}{E} \quad (1.2.2)$$

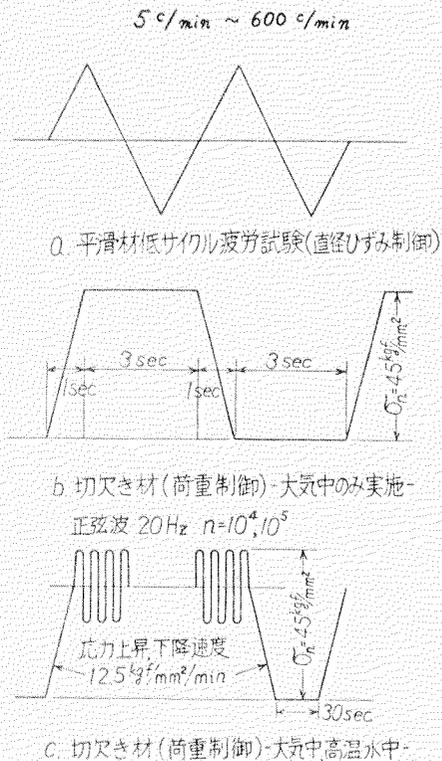


図1.2.2 試験応力(ひずみ)波形

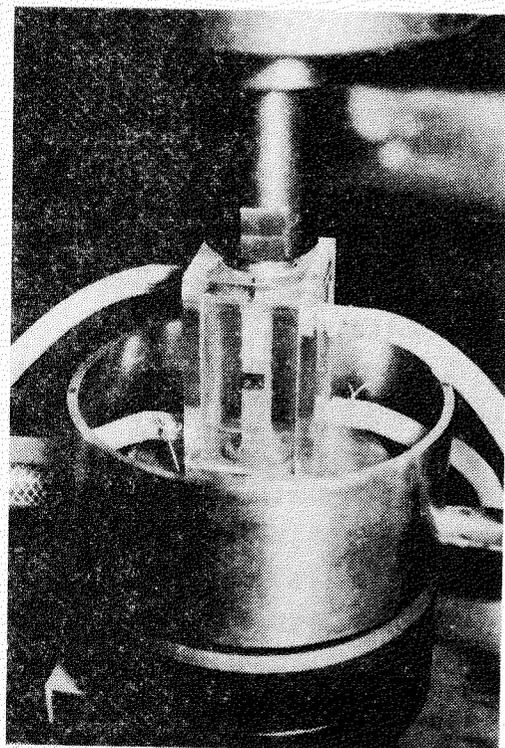


図1.2.3 腐食疲労試験の状況

表 1.2.2 平滑材低サイクル疲労試験結果 (Cr-Mo 鋼鋼, 三角波, 空中)

No.	全ひずみ振幅 ΔE_t	塑性ひずみ 振幅 ΔE_p	弾性ひずみ 振幅 ΔE_e	全応力振幅 $\Delta \sigma$ (MPa)	$D = (\Delta \sigma \cdot \Delta E_t \cdot E)^{1/2}$ kgf/mm ² (MPa)	き裂発生 寿命 N_c (0.5mm)	破断寿命 N_f
1	642×10^{-3}	288×10^{-3}	354×10^{-3}	74.4 (729.6)	100.2 (982.6)	7×10^3	1.2×10^4
2	159×10^{-2}	115×10^{-2}	440×10^{-3}	92.3 (905.1)	175.6 (1722.0)	1.1×10^3	1.7×10^3
3	4.26×10^{-2}	3.48×10^{-2}	5.56×10^{-3}	116.3 (1140.5)	322.6 (3163.6)	1.0×10^2	2.2×10^2
4	7.01×10^{-2}	6.42×10^{-2}	5.90×10^{-3}	123.9 (1215.0)	427.1 (4188.4)	4.0×10^1	7.4×10^1
5	2.56×10^{-2}	1.85×10^{-2}	5.08×10^{-3}	106.7 (1046.4)	239.5 (2348.7)	3.6×10^2	5.4×10^2
6	3.40×10^{-3}	9×10^{-5}	3.31×10^{-3}	71.3 (699.2)	71.3 (699.2)	6.8×10^4	7.3×10^4
7	7.44×10^{-2}	6.61×10^{-2}	5.92×10^{-3}	124.3 (1219.0)	440.7 (4321.8)	3.1×10^1	8.8×10^1

・砂時計型試験片
・試験速度 5cpm ~ 600cpm

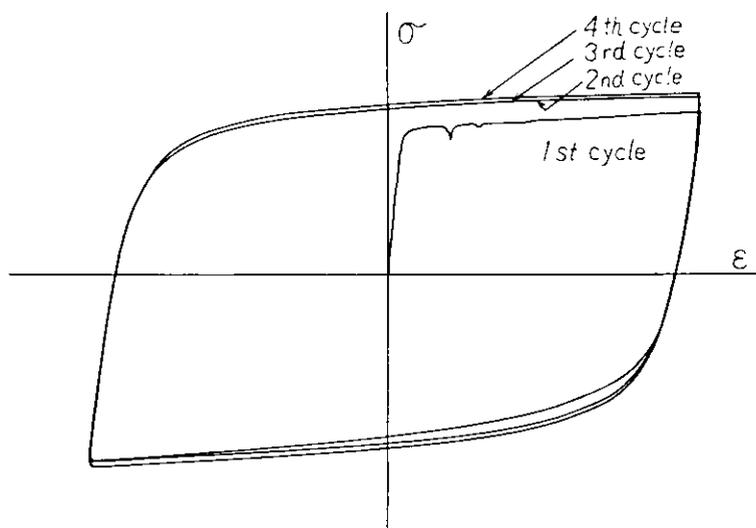


図 1.2.4 ヒステリシスループの一例 ($\Delta \epsilon_t = 4.3\%$)

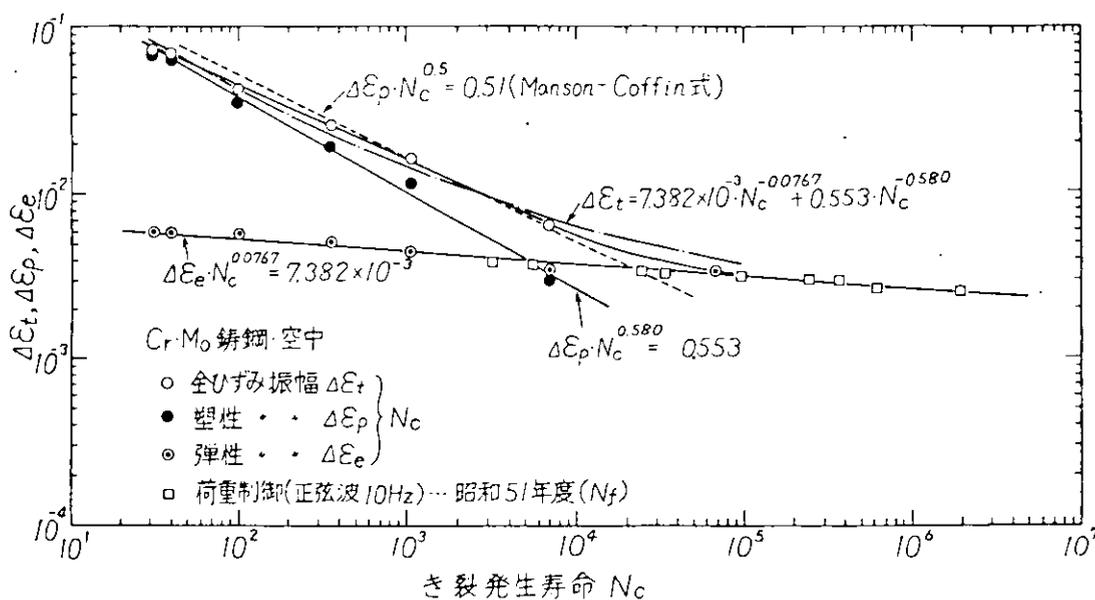


図 1.2.5 平滑材の低サイクル疲労試験結果

• 軸方向弾性ひずみ振幅 $\Delta \epsilon_e$

$$\Delta \epsilon_e = \Delta \sigma / E \quad (1.2.3)$$

ここで、 $\Delta \epsilon_t^{(d)}$ …… 直径全ひずみ振幅 $\ln(\frac{d_c}{d_t})$ 、 d_t 、 d_c は最大圧縮時および最大引張時の直径

$\Delta \sigma$ …… $N_f/2$ における応力振幅

図 1.2.5 から明らかなように、 $\Delta \epsilon_p - N_c$ 、 $\Delta \epsilon_e - N_c$ の間には両対数でほぼ直線関係が認められる。これらの式は次のようになる。

$$\Delta \epsilon_p \cdot N_c^{0.580} = 0.553 \quad (1.2.4)$$

$$\Delta \epsilon_e \cdot N_c^{0.0767} = 7.382 \times 10^{-3} \quad (1.2.5)$$

したがって、全ひずみ振幅 $\Delta \epsilon_t$ と N_c の関係は式 (1.2.4) および (1.2.5) から次のようになる。

$$\begin{aligned} \Delta \epsilon_t &= \Delta \epsilon_p + \Delta \epsilon_e \\ &= 0.553 \cdot N_c^{-0.580} + 7.382 \times 10^{-3} \cdot N_c^{-0.0767} \end{aligned} \quad (1.2.6)$$

図 1.2.5 から明らかなように、式 (1.2.6) から求めた N_c と $\Delta \epsilon_t$ で整理した実験寿命はほぼ一致していることがわかる。また、図中の点線は式 (1.2.7) で表わされる Manson - Coffin 式による $\Delta \epsilon_p$ と N_c との関係を示したものであるが、式 (1.2.7) による寿命は実験値に比べ高寿命側にあることがわかる。

$$\Delta \epsilon_p \cdot N_c^{0.5} = \frac{1}{2} \ln \frac{100}{100 - \varphi} \quad (1.2.7)$$

φ …… 絞り %

図 1.2.5 中の□印は 51 年度に行なった Cr-Mn 鋼の高サイクル疲労試験の結果⁹⁾ (荷重制御、正弦波 10 Hz 両振り) を弾性ひずみ振幅 $\Delta \epsilon_e = 2\sigma_a/E$ と破断寿命 N_f の関係でプロットしたものであるが、図 1.2.5 から明らかなように、これらの結果は式 (1.2.5) とよく一致している。

図 1.2.6、図 1.2.7 は切欠き材の切欠き底の応力-ひずみ関係を解析するのに必要な平滑材の静的・動的応力-ひずみ曲線 (動的応力-ひずみ曲線はヒステリシスループの圧縮側のピークを一致させた、いわゆるエンベロープ曲線を示す)、および塑性ひずみ振幅 $\Delta \epsilon_p$ と応力 σ の関係を示す。 $\Delta \epsilon_p$ と σ の関係は次式で表わされる。

$$\Delta \epsilon_p = 1.43 \times 10^{-11} \cdot \sigma^{5.32} \quad (1.2.8)$$

なお、動的応力-ひずみ曲線および $\Delta \epsilon_p - \sigma$ の関係を求めるにあたり、ヒステリシスループ、 $\Delta \epsilon_p$ 、 σ などには $N_f/2$ の時の値を用いた。

(2) 切欠き材の重畳疲労試験結果

表 1.2.3 に切欠き材の大気中および高温水中の重畳疲労試験結果をまとめて示す。

大気中重畳疲労試験結果でのき裂発生寿命 N_c は先に述べたように、切欠き底のクラックゲージにより求めた。クラックゲージによるき裂の進展計測結果を図 1.2.8 に示す。大気中の場合、き裂は板厚のほぼ中央部に発生し、その後、板の両表面に向かって拡がっていく。図 1.2.8 の縦軸はこの時のき裂の総長さを示している。台形波単独の場合、き裂は破断寿命の 10% 程度の繰返し数で発生しているが、重畳波の場合 N_c/N_f は応力比 m が小さくなるにつれて、すなわち破断までの寿命が長くなるにつれて大

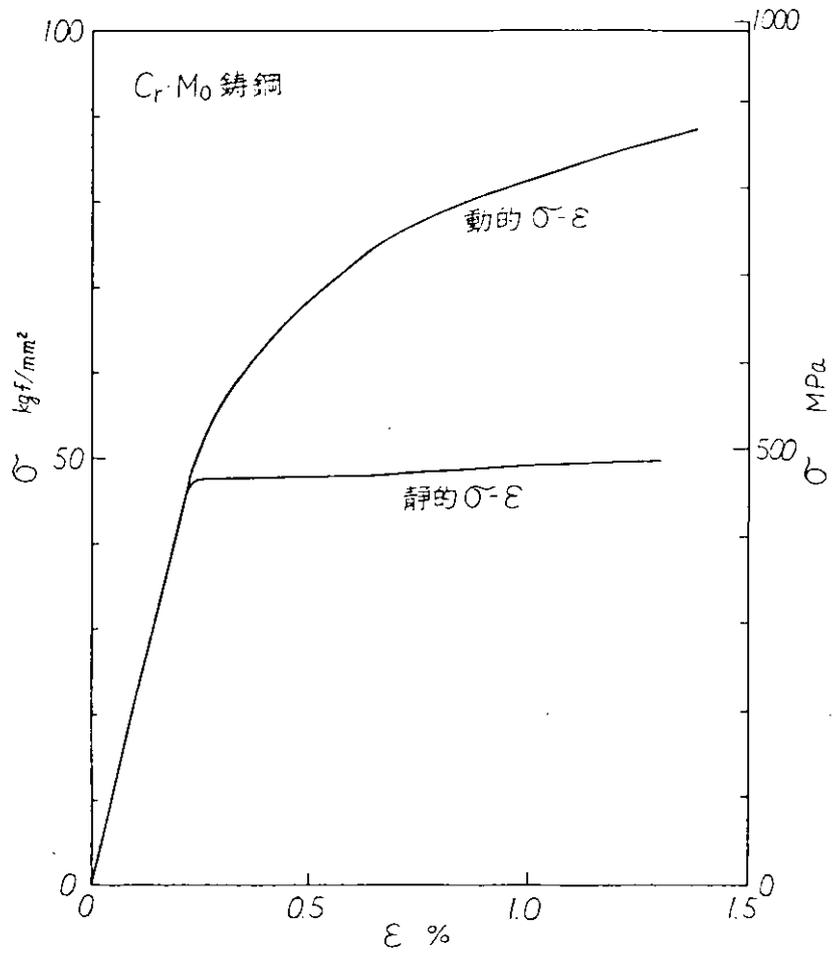


図 1.2.6 σ - ϵ 曲線 (平滑材)

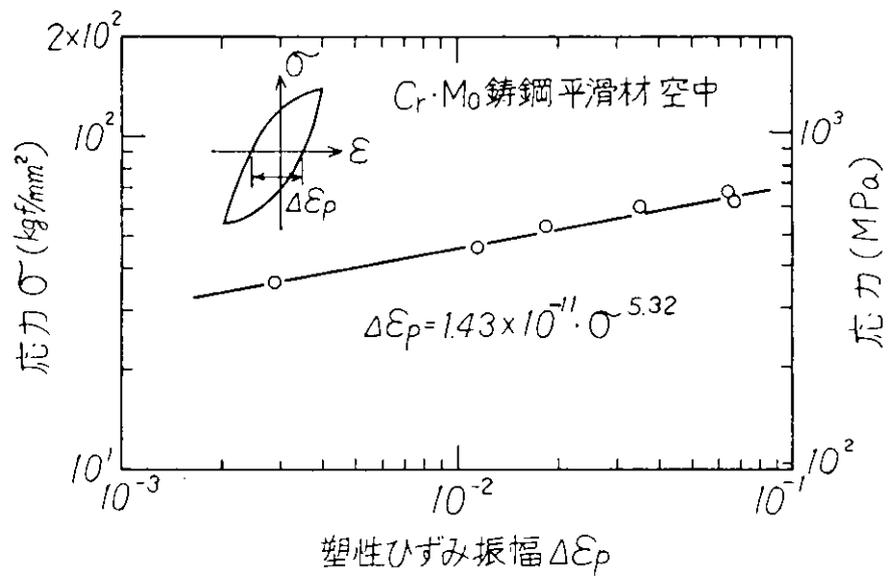


図 1.2.7 Cr-Mo 铸鋼の塑性ひずみ振幅 $\Delta \epsilon_p$ と応力 σ の関係

表 1.2.3 切欠き材の疲労試験結果 (Cr・Mo 鋼, $K_t = 2.0$)

No.	波形	環境	$\bar{\sigma}_{max}(e)$ kgf/mm ² {MPa}	$\bar{\sigma}_a(e)$ kgf/mm ² {MPa}	$\bar{\sigma}_m(e)$ kgf/mm ² {MPa}	$m = \frac{\bar{\sigma}_a(e)}{\bar{\sigma}_{max}(e)}$	重畳山数 n	1次波き裂発生 寿命 N_{ic}	1次波破断 寿命 N_f
1	b	大気中	90.0 {882.6}	—	—	—	—	5.5×10^3	3.5×10^4
2	c	"	"	30.0 {294.2}	60.0 {588.4}	0.33	10^4	2.1×10^1	3.0×10^1
3	"	"	"	27.0 {264.8}	63.0 {617.8}	0.30	10^5	2.8×10^0	3.89×10^0
4	"	"	"	18.0 {176.5}	72.0 {706.1}	0.20	10^5	4.87×10^1	5.02×10^1
5	"	"	"	9.0 {88.3}	81.0 {794.3}	0.10	10^4	$N_i = 10^3$ で き裂発生なし	—
6	"	高温水中	"	27.0 {264.8}	63.0 {617.8}	0.30	10^4	* $1.0 \times 10^1 \sim 1.8 \times 10^1$	1.8×10^1
7	"	"	"	"	"	"	10^5	* $1.4 \sim 1.6$	1.6×10^0
8	"	"	"	18.0 {176.5}	72.0 {706.1}	0.20	10^4	* $5.3 \times 10^1 \sim 7.0 \times 10^1$	7.0×10^1
9	"	"	"	"	"	"	10^5	* $6.0 \sim 6.3$	6.4×10^0
10	"	"	"	9.0 {88.3}	81.0 {794.3}	0.10	10^4	5.30×10^2	7.4×10^2
11	"	"	"	"	"	"	10^5	* $3.5 \times 10^1 \sim 5.6 \times 10^1$	5.6×10^1
12	"	"	"	"	"	"	10^5	* $5.2 \times 10^1 \sim 6.0 \times 10^1$	6.0×10^1
13	"	"	"	4.5 {44.1}	85.5 {838.5}	0.05	10^4		

- 注) 1. $\bar{\sigma}_{max}(e)$, $\bar{\sigma}_a(e)$, $\bar{\sigma}_m(e)$ は切欠き底の弾性計算最大応力, 応力振幅, 平均応力を示す。
 2. * は表記の繰返し数の範囲内でき裂が発生したことを示す。
 3. N_c はき裂長さ $l = 0.5$ mm 時の繰返し数とした。

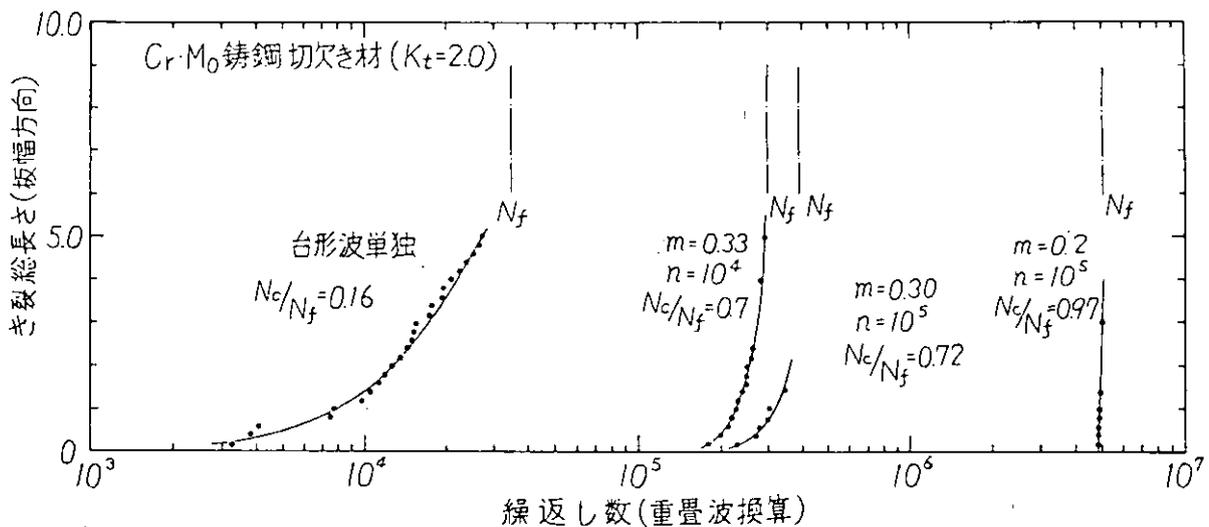


図 1.2.8 切欠き材の板幅方向のき裂進展の様子

きくなっていることがわかる。一方、温水中の場合は大気中におけるようにクラックゲージを用いて連続的に計測することが不可能であることや、図 1.2.9 に示すように切欠き底には腐食生成物が大量に付着するので、外部からの観察も不可能である。そこで、試験中の適当な繰返し数で試験を停止し、試験片を取外し、切欠き底の腐食生成物を除去後、アセトンで表面を洗浄して求めた。図 1.2.10、図 1.2.11 に切欠き底試験中の表面状況の例を示す。図 1.2.10 は破断に至る以前の繰返し数においてマクロクラックが発生している状況を示したもので、切欠き底にマクロクラックが散見される。図 1.2.11 は 0.5 mm 程度の亀甲状クラックが見られる状況を示す。このような亀甲状クラックは、これがそのままマクロクラックに成長するのではなく、しばらく後にはこれらの亀甲状クラックが除去され、同一部分あるいは別のところに新たに亀甲状クラックが発生し、腐食溶解 → 亀甲状クラック → 溶解による除去 → 亀甲状クラックが繰返され、ついにはマクロクラックが発生し、破断に至るようである。腐食疲労による切欠き底の表面状況はかなり複雑であり、き裂発生寿命の定義はむずかしいが、ここでは図 1.2.10 や図 1.2.11 で示したクラックで長さ 0.5 mm 程度のものを発見した繰返し数とした。

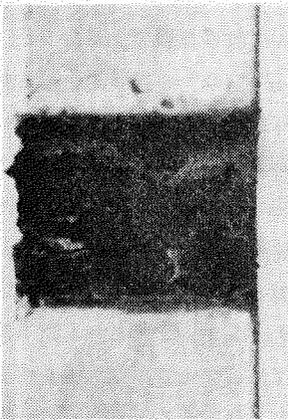
また試験片によっては、観察時にクラックは発見できなかったが試験再開後、次の観察までに破断に至ったものもあった。このような試験片の結果は図 1.2.8 で $\circ\text{---}\diamond$ 、 $\bullet\text{---}\blacktriangle$ などの記号で表示した。なお、このような試験片においてもクラックは発見されなかったが、図 1.2.10、図 1.2.11 に類似した腐食による表面の凹凸はよく観察された。

また、温水中での破断は大気中におけるような単独のき裂が成長して破断に至るのではなく、図 1.2.10 の例に示したように、多数のき裂がつながって破断に至っている。図 1.2.12 には破断後の破断面状況の一例を示す。

温水中のき裂発生寿命 N_c と破断寿命の比 N_c/N_f は当初の予想に比べ意外に大きく、切欠き底断面の弾性計算最大応力 $\sigma_a(e) = 4.5 \text{ kgf/mm}^2 \{ 44.1 \text{ MPa} \}$ の場合でも $N_c/N_f = 0.55$ 程度である。

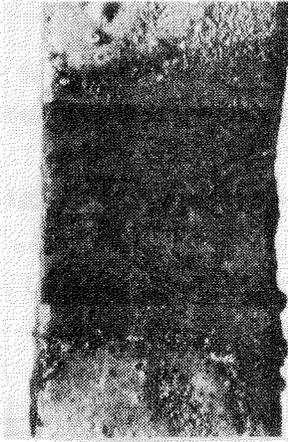
図 1.2.13 に大気中、温水中での重畳疲労試験結果を、重畳波応力振幅（弾性計算値） $\sigma_a(e)$ と重畳波の繰返し数で数えたき裂発生寿命 N_{c2} および破断寿命 N_{f2} との関係を示す。同図から明らかなように大気中の場合、 $N_{c2} = 10^7$ 回に対する $\sigma_a(e)$ は $\sigma_a(e) \approx 16 \text{ kgf/mm}^2 \{ 156.9 \text{ MPa} \}$ であるが、一方、温水中での $N_{c2} = 10^7$ 回に対する $\sigma_a(e)$ は $\sigma_a(e) \approx 3.5 \text{ kgf/mm}^2 \{ 34.3 \text{ MPa} \}$ で、大気中に比べ温水中では $\sigma_a(e)$ は約 $13 \text{ kgf/mm}^2 \{ 127.5 \text{ MPa} \}$ 低下している。図 1.2.14 は切欠き材について同一破断寿命を与える温水中の $\sigma_a(e)_c$ と大気中の $\sigma_a(e)$ の比 $K_c = \sigma_a(e) / \sigma_a(e)_c$ をプロットしたものであるが、 K_c は破断寿命が長くなるにつれて増加し、 $N_{c2} = 10^7$ では 5 に近い値になっている。図 1.2.14 中には参考までに 51 年度に実施した平滑材の結果（正弦波両振り）の温水中と大気中の比較を合せてプロットしたが、両者は特に長寿命域でかなり異なっている。

図 1.2.15 は温水中重畳疲労試験の結果を応力比（公称応力基準）と 1 次波のき裂発生寿命 N_{c1} との関係で示したものである。図 1.2.15 から明らかなように $n = 10^4$ 、 $n = 10^5$ の実験的を通る曲線は応力比 $m = 0$ 軸上のほぼ同一寿命に一致する。 $m = 0$ は台形波単独の寿命を示すから交点、すなわち $N_{c1} \approx 2.0 \times 10^3$ が台形波単独のき裂発生寿命を表わすことになる。このような結果は 52 年度に実施した平滑材片振り台形波 + 重畳波においてもほぼ同様な結果が得られている。¹¹⁾ 台形波単独寿命を含め、実験結果がスムーズな一本の直線で表わされていることは、遠藤・駒井らの HT-80 材を用いた塩水中の重畳疲労試験において、特定の重畳応力振幅で疲労寿命が激減あるいは増加する結果が得られているが、本実験の範囲ではこのような現象は認められない。51 年度、52 年度に実施した平滑材 1200 cpm (20 Hz)¹³⁾、 120 cpm (2 Hz)¹⁴⁾ の重畳疲労試験においても、また本年度実施した切欠き材の場合においても、特定の重畳波による疲労寿命減少効果が認められなかったことから、Cr-Mo 鋼の温水中重畳疲労においては遠藤・駒井らの実験で認められたような効果はないのではないかと考えられる。



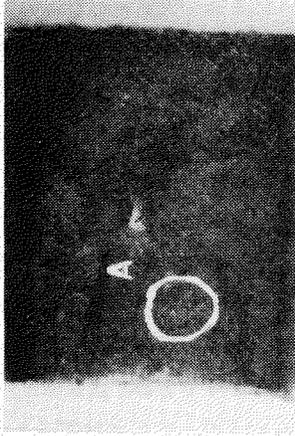
$m = 0.1$
 $n = 1.0^5$
 $N = 1.3 (181 \text{ hr})$

図 1.2.9 腐食生成物の付着状況



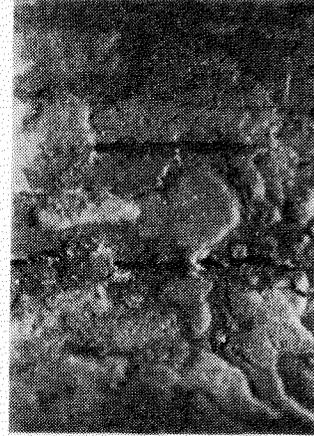
$m = 0.1$
 $n = 1.0^4$
 $N_2 = 6.37 \times 10^6$
 $N_{c_2} = 5.3 \times 10^6$
 $N_{f_2} = 7.43 \times 10^6$

図 1.2.10 試験片表面の一例



$m = 0.05$
 $n = 1.0^4$
 $N_{c_2} = 8.34 \times 10^6$
 $N_{f_2} = 1.53 \times 10^7$

図 1.2.12 破断後の表面状況



$m = 0.05$
 $n = 1.0^4$
 $N_2 = 8.34 \times 10^6$
 $N_{c_2} = 8.34 \times 10^6$
 $N_{f_2} = 1.53 \times 10^6$

図 1.2.11 試験片表面の一例

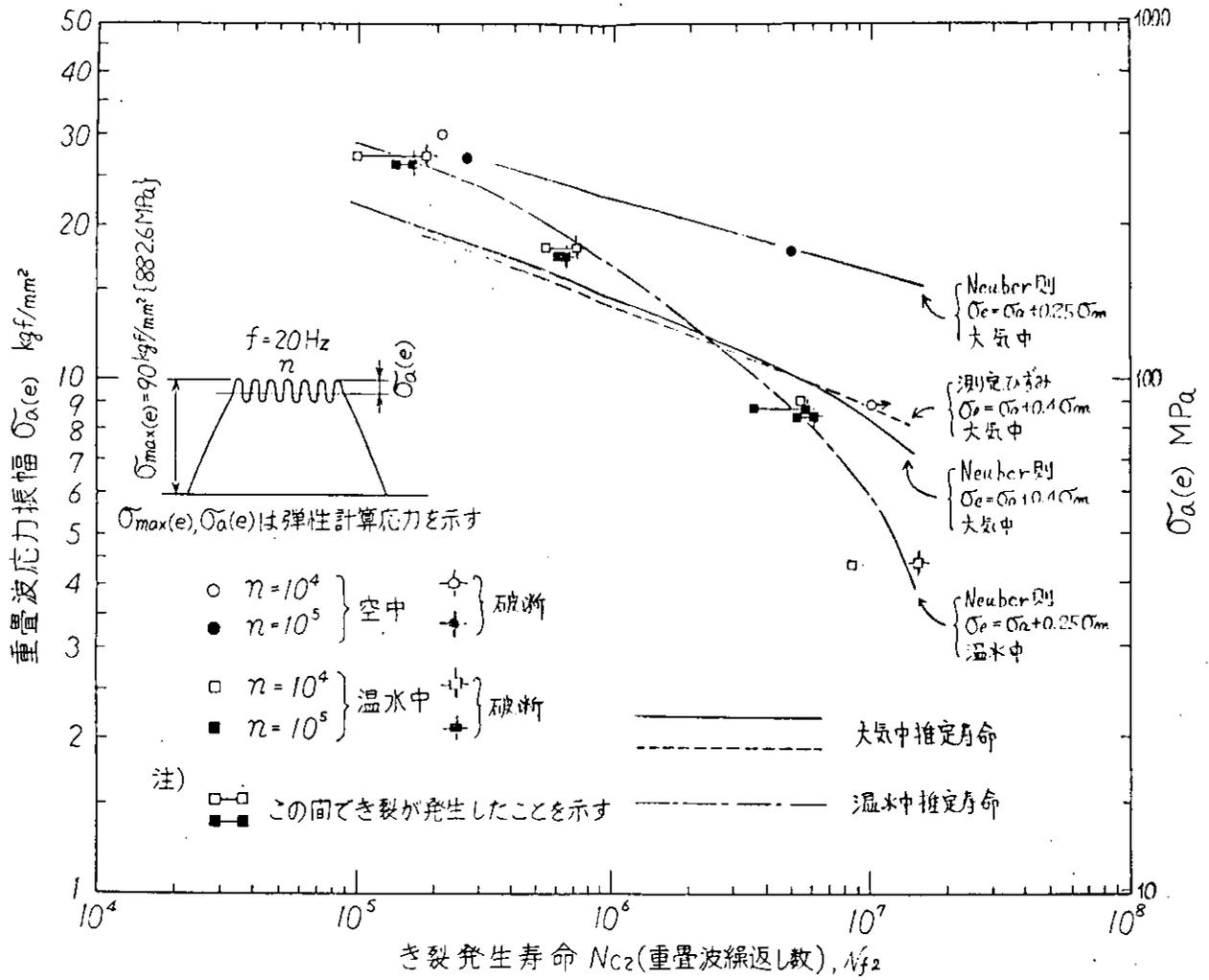


図 1.2.13 切欠き材の重畳波による疲労試験結果

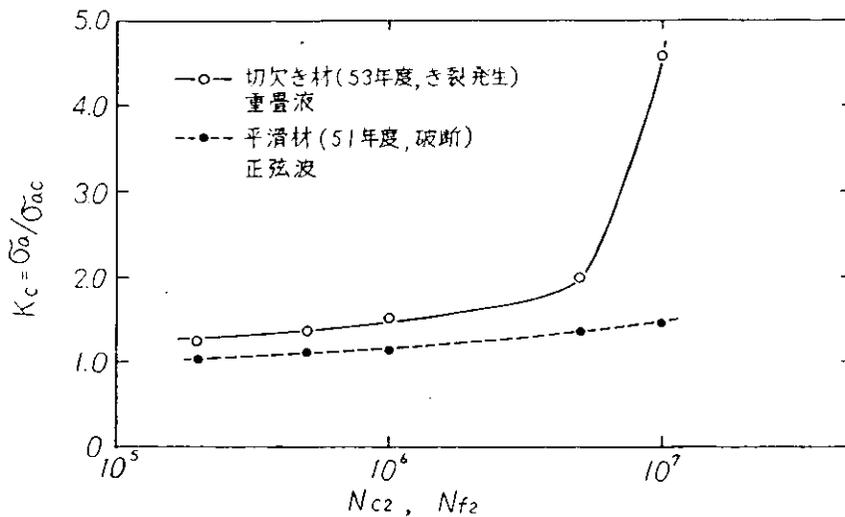


図 1.2.14 $K_c (= \sigma_a / \sigma_{ac})$ と N_c, N_f の関係

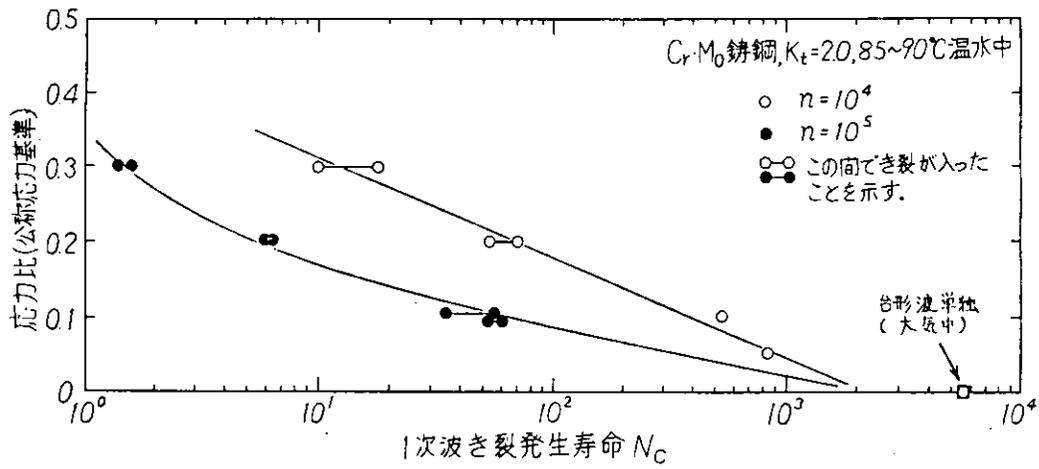


図 1.2.15 切欠き材の高温水中重畳疲労試験

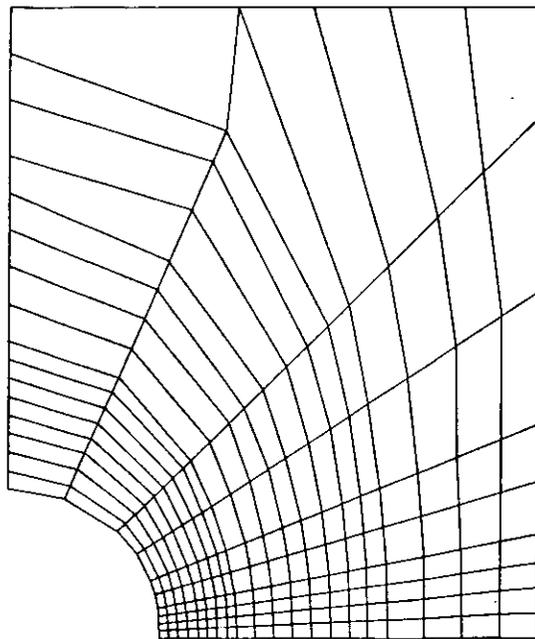


図 1.2.16 要素分割

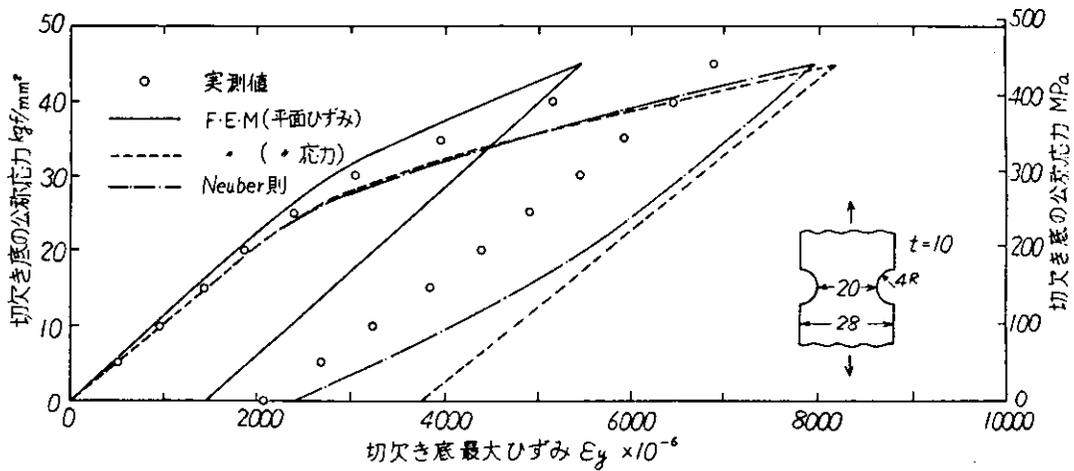


図 1.2.17 切欠き底の公称応力 σ_n と最大ひずみ ϵ_y の関係

1.2.4 実験結果の考察

(1) 切欠き材の応力-ひずみ関係の解析

切欠き材の疲労寿命を推定するには、切欠き底の真応力と真ひずみを知ることが重要である。そこで有限要素法による切欠き部の応力解析とストレインゲージによるひずみ測定を行なった。図 1.2.16 に有限要素法による計算のための要素分割方法を示す。有限要素法による解析においては硬化則として、移動硬化モデルを用いた。計算には図 1.2.6 で示した平滑材の静的応力-ひずみ曲線を用いた。また、計算は平面応力と平面ひずみの条件について行ない、各々 2 サイクル(負荷 → 除荷 → 負荷 → 除荷)目まで計算した。図 1.2.17 に最初のサイクルについて(2 サイクル目は 1 サイクル目の除荷とほぼ一致している)測定値と計算値の比較を公称応力と切欠き底の最大ひずみ関係を、図 1.2.18 に板幅方向のひずみ分布の比較を示す。なお、切欠き底の最大ひずみの計算値ではゲージ長さに相当する部分の要素の値の平均値で示した。図 1.2.17 および図 1.2.18 で明らかなように、実測値は平面応力と平面ひずみのほぼ中間にあることがわかる。図 1.2.17 には後で述べる Neuber 則による推定値を示したが、本試験片の場合、Neuber 則による推定値は平面応力にはほぼ近いことがわかる。また、図 1.2.19 には切欠き底断面の公称応力 σ_n 、公称ひずみ ϵ_n と有限要素法による切欠き底の最大応力および最大ひずみから求めた応力集中係数 $K_\sigma = \sigma_{\max}/\sigma_n$ 、ひずみ集中係数 $K_\epsilon = \epsilon_{\max}/\epsilon_n$ および Neuber 則により求めた K_σ 、 K_ϵ を示す。この場合も Neuber 則による K_σ 、 K_ϵ は平面応力にはほぼ近いことがわかる。

(2) 切欠き材の疲労寿命測定

切欠き材の疲労寿命の推定には種々の方法が提案されているが、ここでは SR136 で提案された Neuber 則による切欠き底の応力評価法、および比較のために切欠き底の測定ひずみと平滑材の静的・動的応力-ひずみ曲線を用いた方法について述べる。

はじめに SR136 で提案された Neuber 則を用いた切欠き底の応力推定法の概略について述べる。

まず、切欠き底の塑性流動後の真の応力を知る必要があるが、これには Neuber 則で公称応力 σ_n が降伏応力以下である場合の式(1.2.9)を用いる。

$$(K_t \cdot \sigma_n)^2 / E = \sigma \cdot \epsilon \quad (1.2.9)$$

ここに、 K_t …… 弾性計算応力集中係数

E …… 縦弾性係数

σ 、 ϵ …… 塑性後の切欠き底の真応力、真ひずみで平滑材の σ 、 ϵ に等しい。

式(1.2.9)において σ を応力 ϵ の関数 $\sigma = f(\epsilon)$ で表わすことができるならば、式(1.2.9)により切欠き底の塑性流動後の応力を求めることができる。第 1 回目負荷時、塑性流動後の σ と ϵ の関係、および塑性流動後除荷時の σ と ϵ の関係(負荷時塑性流動後の σ 、 ϵ 点を原点とした時)は平滑材の図 1.2.7 で示した $\Delta \epsilon_p = A \cdot \sigma^\alpha$ を用いて次のように表わすことができる。

• 第 1 回目負荷時

$$\epsilon = \sigma / E + A \cdot \sigma^\alpha / 2 \quad (1.2.10)$$

• 除荷時

$$\epsilon = \sigma / E + A \cdot \sigma^\alpha / 2^\alpha \quad (1.2.11)$$

したがって、第 1 回負荷時および除荷時について式(1.2.9)を σ のみの関数で表示すると、式(1.2.9)は負荷時および除荷時について各々次のようになる。

• 負荷時

$$(Kt \cdot \sigma_n)^2 / E = \sigma^2 / E + \frac{A}{2} \sigma^{\alpha+1} \quad (1.2.12)$$

• 除荷時

$$(Kt \cdot \sigma_n)^2 / E = \sigma^2 / E + \frac{A}{2\alpha} \sigma^{\alpha+1} \quad (1.2.13)$$

以上の2式を用いて任意の $(Kt \cdot \sigma_n)$ に対する塑性流動後の応力 σ を求めることができる。2サイクル以後の σ は第1回負荷後、除荷時の σ 、 ϵ を原点として(1.2.13)式より求めることができる。繰返される $(Kt \cdot \sigma_n)$ が一定であれば、2サイクル目最大負荷時の σ は第1回目負荷時と同じ値となる(1回目除荷時の σ と2回目負荷時の σ が同じになる)。図1.2.20はこのようにして求めた弾性計算最大応力 $\sigma_{CE} = (Kt \cdot \sigma_n)$ と真応力 σ の関係を示している。例えば図1.2.20において、 $\sigma_{CE} = Kt \cdot \sigma_n = 100 \text{ kgf}/\text{mm}^2 \{ 980.7 \text{ MPa} \}$ の時、負荷時塑性流動後の応力 σ は負荷時 σ 曲線より $\sigma = 51 \text{ kgf}/\text{mm}^2 \{ 500.2 \text{ MPa} \}$ となる。次にこの応力から $Kt \cdot \sigma_n = 100 \text{ kgf}/\text{mm}^2 \{ 980.7 \text{ MPa} \}$ 低下させた時の応力 σ は除荷時 σ 曲線から $\sigma' = 73 \text{ kgf}/\text{mm}^2 \{ 715.9 \text{ MPa} \}$ となる。したがって、圧縮側の応力は $\sigma - \sigma' = 51 - 73 = -22 \text{ kgf}/\text{mm}^2 \{ -215.8 \text{ MPa} \}$ となり、 $Kt \cdot \sigma_n = 100 \text{ kgf}/\text{mm}^2 \{ 980.7 \text{ MPa} \}$ が繰返される時、切欠き底では $51 \text{ kgf}/\text{mm}^2 \{ 500.2 \text{ MPa} \} \sim -22 \text{ kgf}/\text{mm}^2 \{ -215.8 \text{ MPa} \}$ の応力が繰返されることになる。図1.2.21に本実験で行なった $Kt \cdot \sigma_n = 90 \text{ kgf}/\text{mm}^2 \{ 882.6 \text{ MPa} \}$ で $m = 0.1$ に対する弾性計算応力と真応力の関係を示す。

また、図1.2.21には塑性流動後の応力を切欠き底の測定ひずみより求めた結果を合せて示した。測定ひずみから、塑性流動後の応力は次のような方法で求めた。切欠き底は多軸応力状態であるため、測定ひずみはその点の応力と対応しているとは言えないが、一応一軸応力状態として仮定し、測定ひずみを図1.2.6の ϵ に対応させ、平滑材の静的・動的応力-ひずみ曲線から応力 σ を求めた。図1.2.17のNeuber則の値は上記のような方法で応力 σ を求め、式(1.2.10)および式(1.2.11)からひずみを求めたものである。図1.2.19の K_σ 、 K_ϵ についても同様な方法で σ と ϵ を求め、公称応力 σ_n と公称ひずみ ϵ_n から算出したものである。

以上により応力振幅、平均応力などが求まったので、以下に疲労寿命推定までの手順を示す。

- a 応力頻度読み取り法はレンジベアミン法を用いる。
- b 平均応力は次式の山田の方法を用いて評価し、両振り換算応力振幅を求める。

$$\sigma_e = \sigma_a + k \cdot \sigma_m \quad (1.2.14)$$

- c 疲労損傷は両振りS-N線図を用いた繰返し数の累積で表し、熱応力成分は低サイクル疲労のS-N曲線を、ガス圧応力成分は高サイクル疲労のS-N線図を用いる。
- d 損傷則として修正マイナー則を用いる。

以上の手順により重畳波大気中疲労寿命で $n = 10^5$ の場合について推定したものが図1.2.13の推定寿命である。なお、指定手順の中で平均応力の評価式における定数 k の値には0.4、0.25の値を用いた。また、疲労寿命推定のためのS-N線図は、1次波応力成分に対しては低サイクル疲労試験結果を応力振幅で表示した式(1.2.15)を、また1200cpmの重畳応力成分に対しては51年度に求めた式(1.2.16)を用いた。

• 熱応力

$$N_c \cdot \sigma^{12.52} = 9.21 \times 10^{23} \quad (1.2.15)$$

• 1200 cpm正弦波

$$N_f \cdot \sigma^{17.05} = 5.66 \times 10^{30} \quad (1.2.16)$$

図 1.2.13 から明らかなように、Neuber 則と測定ひずみより推定した応力に対する推定寿命はほとんど一致しているが、大気中の実測値に比べかなり低寿命側の推定値となっている。これは Neuber 則が図 1.2.17 で示したように応力-ひずみに関し実測値に対して過大評価となっていること、また、実測ひずみによる方法では切欠き底を一軸応力状態と仮定していることなどによるものと思われる。本実験結果の結合、Neuber 則を用いた時、応力評価式の定数を $k = 0.25$ とすると、ほぼ実験結果と推定寿命が一致する。

次に温水中のき裂発生寿命推定法について述べる。これまでの平滑材における各種の実験においては主として破断寿命を対象としてきたので、温水中のき裂発生寿命を求める直接の手がかりはない。しかしながら、破断寿命を対象にした疲労寿命法を提案している¹⁶⁾ので、この方法にもとづいて疲労寿命の推定を行なう。

切欠き底の弾性計算応力の真応力への変換は Neuber 則によるものとする。また、寿命推定に必要な各種データは次の通りである。

- 平均応力評価法 (温水中の場合)

$$\sigma_e = \sigma_a + 0.25 \sigma_m \quad (1.2.17)$$

- 台形波両振り寿命 (温水中)

$$N_1 \cdot \sigma^{8.52} = 1.35 \times 10^{16} \quad (1.2.18)$$

- 1200 cpm 正弦波両振り寿命 (温水中)

$$N_2 \cdot \sigma^{6.48} = 1.07 \times 10^{15} \quad (1.2.19)$$

以上の方法を用いて温水中で $n = 10^5$ の場合について寿命推定した結果を図 1.2.13 に一点鎖線で示した。同図から明らかなように、本推定法は本来、破断寿命を対象にしたものであるが、実験寿命と比較的よく一致することがわかる。

(3) 燃焼室壁部材の疲労寿命推定法

これまでの考察によって、Cr-Mn 鋼では重畳応力に特異な効果 (特定の応力振幅で疲労寿命を激減または増加させる効果) が認められないことがわかった。また本実験の範囲では、52 年度に提案した寿命推定法が比較的よく一致することが明らかとなった。燃焼室壁部材の応力状態は平面応力状態よりも平面ひずみ状態に近い。(2)項で検討したように、ノイバー則による推定寿命は平面応力に近いので実機の寿命を推定する場合には過大評価になることも考えられるが、破断寿命を元にした推定寿命が実験値と比較的よく一致していることから、(2)項で述べた方法が工学的には満足できるものではないかと考えられる。

なお、低速ディーゼルでガス圧繰返し数が 120 cpm (2 Hz) 付近のものについては、ガス圧応力の S-N 曲線として次式を用いればよい。

- 120 cpm 正弦波両振り寿命 (温水中)

$$N_2 \cdot \sigma^{6.41} = 1.05 \times 10^{15} \quad (1.2.20)$$

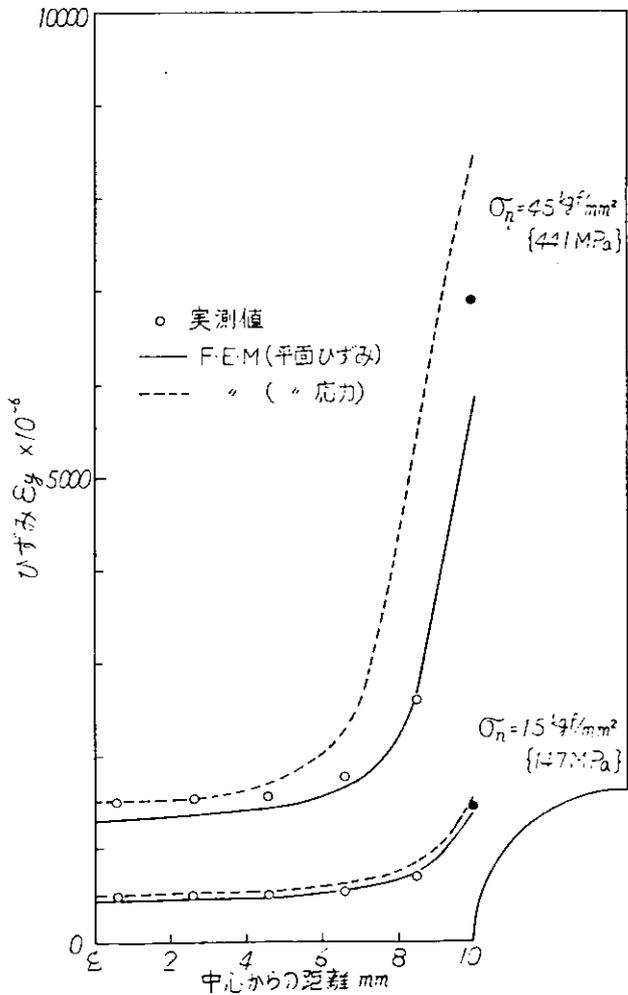


図 1.2.18 板幅方向ひずみ分布

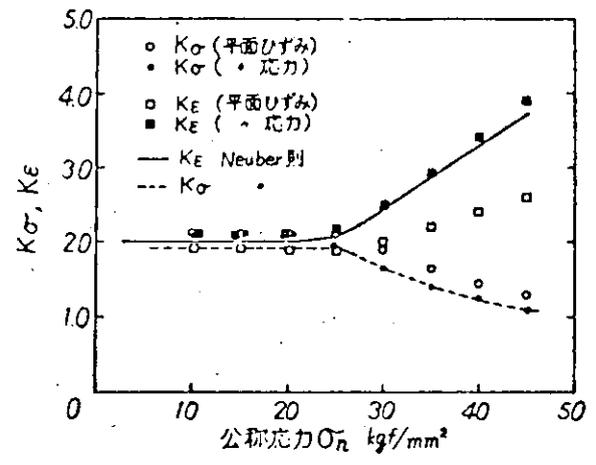


図 1.2.19 公称応力 σ_n と K_σ, K_ϵ の関係

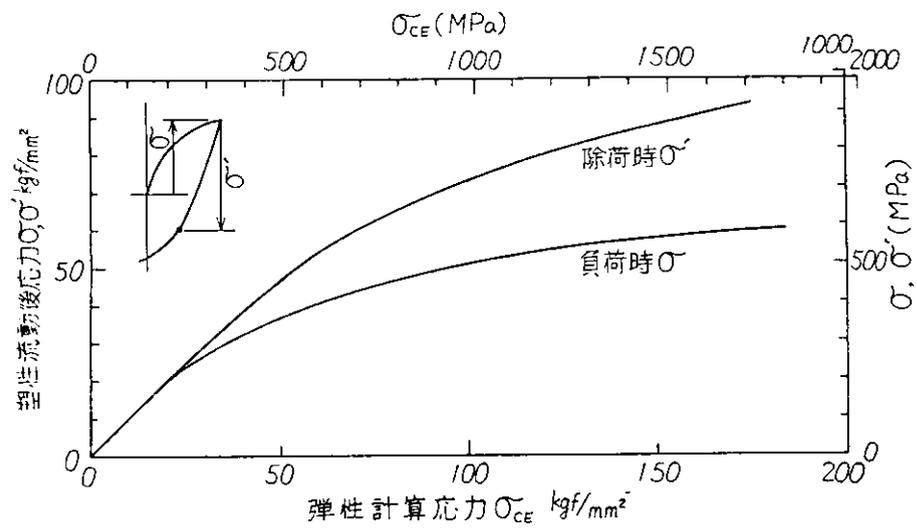


図 1.2.20 弾性計算応力と Neuber 則による塑性流動後応力の関係 (Cr-Mo 鋼)

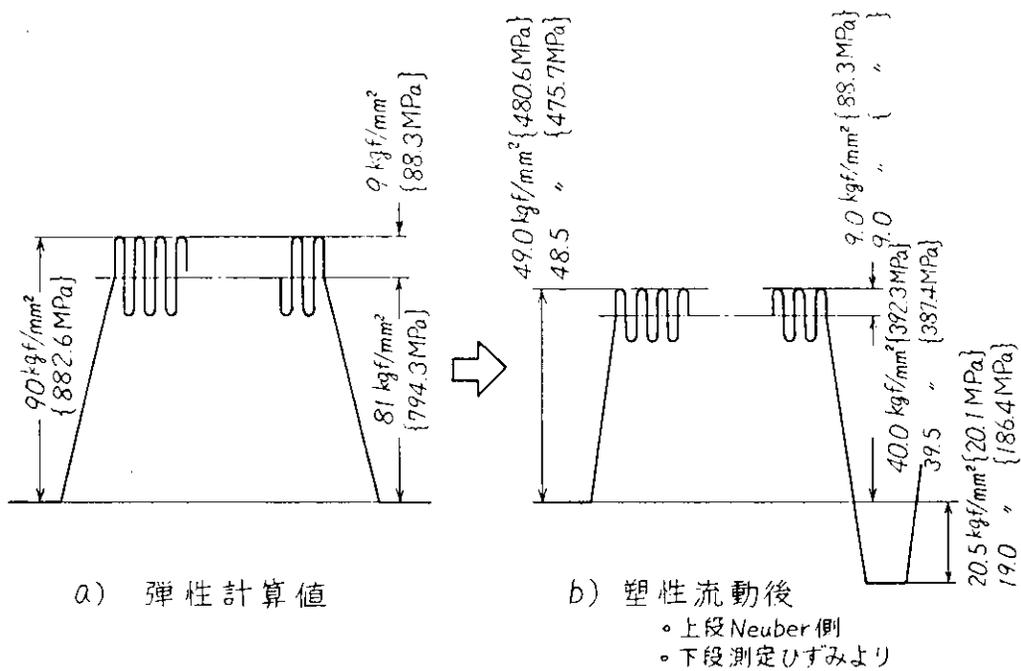


図 1.2.2.1 弾性計算応力と塑性流動後応力の関係 (m=0.1 の場合)

表 1.2.4 Cr・Mo 鋼 温 水 環 境 下 重 畳 疲 勞 寿 命 推 定 法

項 目		評 価 法
応力変換法		レンジ・ペア・ミン法
平均 の 評 価	正弦波 120cpm{2Hz}	$\sigma_e = \sigma_a + 0.25\sigma_m$
	台形波	$\sigma_e = \sigma_a + 0.25\sigma_m$
寿 命 推 定	正弦波 単独	$N_2 = 1.05 \times 10^{15} \cdot \sigma_a^{-6.91}$
	台形波 単独	$N_1 = 1.35 \times 10^{16} \cdot \sigma_a^{-8.52}$
	重畳波形下 の台形波寿命	$N_{f1} = \frac{N_1 \cdot N_2}{n \cdot N_1 + N_2}$

1.25 結 言

燃焼室壁部材の温水環境下の応力集中部における重畳応力の効果、および切欠き部の疲労寿命推定法を検討する目的で、Cr・Mo 鋳鋼を用い、平滑材の低サイクル疲労をはじめ、切欠き材の大気中・温水中の重畳疲労試験を行なった。得られた結果の概要は次の通りである。

- (1) 平滑材の低サイクル疲労結果は次のように表わされる。

$$\Delta \varepsilon_e \cdot N_c^{0.580} = 7.382 \times 10^{-3}$$

$$\Delta \varepsilon_p \cdot N_c^{0.076} = 0.553$$

$$\Delta \varepsilon_t = 0.553 N_c^{-0.580} + 7.382 \times 10^{-3} \cdot N_c^{-0.0767}$$

ここに、 $\Delta \varepsilon_e$ 、 $\Delta \varepsilon_p$ 、 $\Delta \varepsilon_t$ は弾性ひずみ振幅、塑性ひずみ振幅および全ひずみ振幅を示し、 N_c はき裂発生寿命を示す。

- (2) 切欠き材（温水中）において、特定の重畳応力振幅で応力激減あるいは増加する現象は認められなかった。
- (3) 供試試験片の場合、切欠き底の応力状態は平面応力と平面ひずみのほぼ中間にある。
また、Neuber 則による推定値は平面応力に近い。
- (4) Neuber 則と SR136、SR164 で得たデータを元に推定した大気中の重畳疲労寿命は実験値に比べかなり低い寿命推定となる。この場合、平均応力の修正に対する山田の式における $k = 0.25$ とした時実験値と推定値はほぼ一致する。
- (5) Neuber 則と平滑材温水中の破断寿命に関するデータをもとにした切欠き材温水中の推定寿命は実験値とほぼ一致した。実機燃焼室壁部材についても工学的にはこの方法が使用できると考えられる。

船用大型ディーゼル機関の清水冷却面の寿命推定法をまとめると次のようになる。なお、切欠き底の応力は Neuber 則によるものとする。

昭和 51 年度以来、平滑材と切欠き材を用いて温水中腐食疲労におよぼす重畳応力の効果ならびに疲労寿命推定法について検討してきた。これらの研究を実施する上での直接の動機は、温水中では重畳応力に特別な効果があり、疲労寿命が激減するのではないかということであった。

Cr・Mo 鋳鋼については、特に顕著な効果がないことが判明し、またこの他にも貴重なデータが得られた。しかしながら、実際に寿命推定する場合には、まだまだ解決すべき問題が多い。例えば、部材の応力状態の正確な把握、応力変換方法、平均応力の修正方法などである。これらについては今後の課題とし、より精度の高い寿命推定の確立が必要であろう。

参 考 文 献

- 1) 遠藤：船用機械、vol. 43 (1971)、P3
- 2) 例えば山本他：船用機関学会誌、vol. 11、No 3 (1976)、P203
- 3) 例えば衣川他： ” ”、vol. 12、No 1 (1976)、P72
- 4) SR 研究資料 No 278、P16
- 5) 遠藤・駒井：機械学会論文集、vol. No 340 (S49-12)
- 6) 4)に同じ P 17
- 7) 4)に同じ P 19
- 8) 飯田：溶接学会誌、vol. 37、No 6 (1968)、P542

- 9) 4)と同じ、P20
- 10) 4)と同じ、P23
- 11) S R研究資料、№294、P17
- 12) 5)と同じ
- 13) 4)と同じ
- 14) 10)と同じ P 17
- 15) S R研究報告、№83
- 16) 10)と同じ、P 40

1.3 実機相当の重畳波軸荷重腐食疲労及び長時間回転曲げ腐食疲労に及ぼすインヒビターの効果

1.3.1 まえがき

船用ディーゼル機関燃焼室壁部材の冷却面側における腐食疲労強度の問題解決は、機関の長時間無解放運転を達成するうえでの幾つかの問題点のうちの1つの大きな問題であり、本研究部会においては昭和51年度より重点的に研究を進めてきた。^{1), 2)}

本年度研究としては、インヒビターの防食効果についての長時間(8000時間)回転曲げ疲労試験、ならびに重畳山数が 10^5 山までの重畳波疲労試験を行ない、亜硝酸塩系インヒビターの効果をCr-Mo 鋳鋼材について調べた。

又、重畳波形下での疲労寿命推定法についても検討したので、その結果について報告する。

1.3.2 実験方法

供試材はCr-Mo 鋳鋼であり、昭和51年度、52年度に使用したものと同一チャージの材料である。なお、この材料は日立造船㈱で鋳造した。その化学成分、機械的性質を表1.3.1、1.3.2に示す。この材料から図1.3.1(a)、(b)に示す軸荷重ならびに回転曲げ疲労試験片を製作して実験に供した。

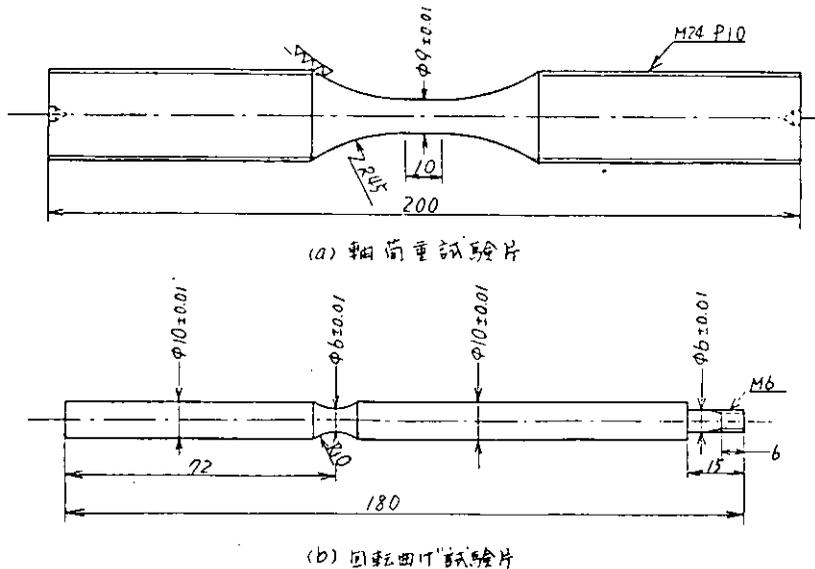


図 1.3.1 試験片形状

表 1.3.1 材料の化学成分 (CrMo 鋳鋼)

化学成分 (%)						
C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.17	0.41	0.67	0.014	0.006	0.68	0.34

表 1.3.2 材料の機械的性質 (CrMo 鋳鋼)

温度項目	降伏点	引張強さ	伸び	絞り
R.T	41.3 kg/mm ²	57.8 kg/mm ²	22.4 (%)	64.9 (%)
300°C	39.6	55.7	17.3	56.0

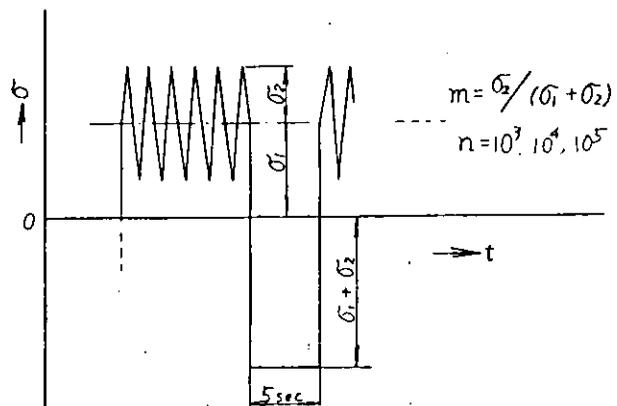


図 1.3.2 重畳波形

軸荷重疲労試験は容量±10 tonの電気油圧サーボ疲労試験機を用い、荷重制御下で通常の正弦波向振り(20Hz)及び図1.3.2に示す重畳波形下の実験を行なった。重畳波疲労試験は応力比 $m = \sigma_2 / (\sigma_1 + \sigma_2) \dots \dots (1.3.1)$ で定義し、 $m = 0.3, 0.5, 0.7$ の3種類に選び、 $\sigma_{max} (= \sigma_1 + \sigma_2)$ を適宜選んで実験した。なお、重畳回数 n は $10^3, 10^4, 10^5$ 回とした。 10^3 回の実験は昭和52年度研究結果を考慮して実験条件を選び実験的を追加した。

回転曲げ試験は、片持式回転曲げ疲労試験を用い、100 r.p.mの繰返し速度にて荷重一定のもとで行なった。

腐食条件は亜硝酸系インヒビター(商品名ラスミン)を約3000 p.p.m含んだ85~90℃の温水であり、明石市の水道水を使った(分析結果は後述)。

なお、回転曲げ腐食疲労試験の場合には適当な繰返しの時点で試験片を取りはずし、腐食ピット及び切断して疲労き裂の有無を調べた。

1.3.3. 実験結果及び考察

(1) 長時間回転曲げ腐食疲労試験結果

実験に用いた腐食水は明石市の水道水に亜硝酸インヒビターを3000 p.p.m添加したものであり、85~90℃の温水である。水の分析結果を表1.3.3に示す。明石の水道水はインヒビターを添加する以前のものであり、腐食水については疲労試験を行なって、1400時間及び6000時間のものである。亜硝酸はほぼ3000 p.p.mに保たれているが、塩素イオン濃度等は、試験開始時よりも高くなっている。この原因は試験装置の構造上の制約から、完全に密封式とすることができないため、試験中に蒸発する分だけ水道水を補給しているためと思われる。従って、長時間になるにつれて腐食条件としては厳しくなっているが、実船の冷却水分析結果でも塩素イオンが1000 p.p.mになっている船もあること、及び今回の実験では長時間でインヒビター無添加と比較して、それを添加することによって、どの程度の効果が期待できるかについて主として調べることを目的としていたので、腐食水を頻りに交換することは行なわなかった。

表 1.3.3 試験水分析結果

(単位 mg/L)

項目 分析水	試験時間 (hr)	pH	アルカリ度 (pH10.0)	アルカリ度 (pH5.0)	全硬度	溶存 酸素	SO ₄ ²⁻	Cl ⁻	NaNO ₂	NH ₄	Fe	Zn	SiO ₂
回転曲げ	1400	9.06	10.0	2.03	170	3.9	27.9	326	2580	0.02	0.05	0.23	27.5
"	6000	9.35	59.4	2.57	455	5.8	92.6	1500	2576	-	0.09	0.20	16.7
軸荷重	1400	8.95	-	2.72	86	2.6	8.7	117	3580	0.05	0.07	0.04	5.2
"	1100	9.05	2.0	1.93	47.7	4.5	5.7	12.4	3026	-	0.06	0.01	2.9

図1.3.3に腐食疲労試験結果を示す。前年度までに行なったインヒビターを含まない場合、ならびに500 p.p.m含んだ場合の結果も比較するために合わせて示した(これら二条件の結果は昭和52年度のものである)。

この結果から腐食時間が2000時間程度まではインヒビター3000 p.p.m添加した効果は十分認められるが、それ以上では大気中の疲労限(約26 kg/mm²)以下の応力でも破断する結果が得られ、8000時間では、き裂発生応力にはらつきがみられ、16 kg/mm²程度でも微視き裂が観察された。

塩素イオン、硫酸イオンの実験時間ごとの増加の状況を図1.3.4に示すが、8000時間ではかなりの濃度になっており、疲労強度の低下はこのためとも考えられるが、今回の実験では明らかにすることができなかった。しかし、インヒビター無添加ならびに500 p.p.m添加の場合に比べ、3000 p.p.mのもの

は大幅に疲労強度が改善されており、その効果が認められる。

(2) 重畳波疲労試験結果

重畳波疲労試験に先立って、疲労寿命推定の基礎となる正弦波単独の両振り疲労試験を行なった。繰返し速度は1200 c.p.mであり、軸荷重下である。なお、腐食水は明石市水道水に亜硝酸系インヒビターを3000 p.p.m投入したものであり、分析結果を表1.3.3に併記した。この場合は、腐食水ならびに水の循環系が閉ループとなっているため、水の蒸発はほとんどなく、塩素イオン濃度の大幅な上昇は認められない。S-N線図は図1.3.5に併記した。疲労限は約±25 kg/mm²である。また、時間疲労強度部分は両対数で直線で表わすことができ、直線の式を求めると次式が得られた。

$$N_f \cdot \sigma_a^{17.20} = 3.33 \times 10^{30} \quad (1.3.2)$$

この結果をこれまでに得られたCr-Mn 鋼の軸荷重疲労試験結果と比較したのが図1.3.6である。材料が同一チャージでないので、応力振幅 σ_a を抗張力 σ_B で除した値 σ_a/σ_B と破断繰返し数 N_f で示した。実線は“▲”印以外の結果がほぼどのように引いたものであり、破線は実線と平行に実験点が入るように引いた線である。この結果では、ばらつきの範囲がかなり広いが、本実験結果はばらつきの上位に入り、インヒビターの防食効果が認められ、大気中のものとはほぼ同じ結果となった。

重畳波形下の実験結果を重畳山別に図1.3.5、図1.3.7、図1.3.8に示す。応力比 m を3種類にとり実験時間を考慮して σ_{max} を適宜選んで実験を行なった。なお、 $n = 10^3$ 山の実験は昭和52年度の結果を一部含んでいる。

以上の実験結果について疲労寿命推定法について以下に検討する。疲労寿命の推定法は、すでに詳細に述べているので、説明の都合上簡単に説明する。³⁾

疲労損傷を計算するのに使うS-N線図は両対数表示、又は片対数表示のいずれの場合においても、疲労限を認めず、直線部分を疲労限以下まで直線で延長した線を用いる。

応力頻度読み取り法はRange Pair Mean法を用いる。これは図1.3.9に示すように重畳波形a)をb)とc)の波形に分解して考え、それぞれの部分について疲労損傷を計算し、両者の和で重畳波形1回の疲労損傷を考える。

平均応力の評価は次式でそれぞれに示す修正グッドマンの式、又は山田の式を用いて両振り応力波形に変換できるものとする。

$$\text{修正グッドマンの式} \quad \sigma_t = \sigma_a / (1 - \sigma_m / \sigma_B) \quad (1.3.3)$$

$$\text{山田の式} \quad \sigma_t = \sigma_a + 0.4 \sigma_m \quad (1.3.4)$$

ここで、 σ_a は応力振幅、 σ_m は平均応力であり、図1.3.2に示す重畳波形では $\sigma_a = \sigma_2$ 、 $\sigma_m = \sigma_1$ となる。

疲労損傷は各応力の繰返し数比の線型累積和で表わされるものとし、その累積和が1になった時が寿命であると考えられる。

推定寿命 \bar{N}_{es} と実験で得られた破断寿命 \bar{N} との関係について以下に説明する。まず、S-N線図として両対数表示によるものを用い、平均応力の評価は修正グッドマンの式を用いた場合について図1.3.10、図1.3.11、図1.3.12に示す。

$n = 10^3$ 、 10^4 の場合には \bar{N}_{es} と \bar{N} は比較的良好な関係を示し、 $\bar{N} = (1/3 \sim 3) \bar{N}_{es}$ の範囲にほとんどの実験点が入っているが、 $n = 10^5$ 山の場合には両者はあまり良い一致は示さず、 $m = 0.3$ の場合に著しく実験寿命は推定寿命よりかなり短くなる。この傾向を詳細にみたのが図1.3.13の結果である。即ち、 $m = 0.7$ では $\bar{N}/\bar{N}_{es} > 1$ となり、実験寿命は推定寿命より幾分長くなり、 $m = 0.5$ では $\bar{N}/\bar{N}_{es} \div 1$ 又は幾分実験寿命が推定寿命より短くなるが、 $m \div 0.3$ の場合にはすべて $\bar{N}/\bar{N}_{es} < 1$ となり、推定寿命が実験寿命よりかなり長い値を推定していることが判る。一方、平均応力の評価

法は変えないで、S-N線図として図1.3.15に示した片対数表示のものを用いた場合の結果を図1.3.14に示す。なお、片対数表示のS-N線図の式は次式で与えられる。

$$Nf = e^{-0.54 \sigma_a + 28.25} \quad (1.3.5)$$

図1.3.14の結果でもその傾向は図1.3.13とほぼ同様である。

次に平均応力の評価式として山田の式を使い、S-N線図を両対数表示及び片対数表示を使った場合を図1.3.16、1.3.17に示す。図1.3.16では全体的に \bar{N}/\bar{N}_{es} の比が小さい傾向となり、 \bar{N}_{es} が \bar{N} よりも大きめの値となっていることがわかる。これに対して図1.3.17の結果では、大部分の実験点が $\bar{N} = (1/3 \sim 3) \bar{N}_{es}$ の範囲に入ることがわかる。

実験寿命と推定寿命について比較検討したが、全体的な傾向として、 $m = 0.3$ の場合が $\bar{N} < \bar{N}_{es}$ となり、 $m = 0.7$ の場合が $\bar{N} > \bar{N}_{es}$ となる傾向がみられる。推定寿命は平均応力の評価方法ならびにS-N線図のとり方、とりわけ疲労限以下の応力の評価方法によって変化する。両者のとり方に対して物理的にみたととき確証はないが、S-N線図はそのままにして、平均応力の評価法を若干変えて、その傾向をみることにする。これは m による \bar{N} と \bar{N}_{es} の関係ならびに(1.3.4)式で平均応力を評価した時 $\sigma_a = 0$ のときでも繰返し応力 σ_t が得られるので、不合理であることなどを考えたためである。従って、ここでは平均応力の評価式として次の二つの式について検討する。

$$\sigma_t = \sigma_a / \{1 - (\sigma_m / \sigma_B)^r\}^{1/r} \quad (1.3.6)$$

$$\sigma_t = \sigma_a + p \sigma_a^q \sigma_m \quad (1.3.7)$$

(1.3.6)式で $r = 1.0$ とすると修正グッドマンの式となる。又、(1.3.7)式は山田の式のもとの式である。 $q = 0$ 、 $p = 0.4$ としたのが(1.3.4)式である。

$n = 10^3$ 、 10^4 、 10^5 山の試験結果を使って、それぞれの実験点に対して破断までの累積繰返し数比を1とするための(1.3.6)、(1.3.7)式における r 、 p 、 q を求めることにする。まず、S-N線図として両対数線図を用いた場合について計算した。図1.3.18は(1.3.6)式の r についての結果である。実験点が十分でなく、ばらつきもあるが、 m によって r の値が変化することがわかる。また σ_{max} によっても若干変化するようにも見られるが、ことさら σ_{max} によって r が変ると言う理由も見い出せなかったので、後での処理の便利さを考えて、それぞれの m の組についての算術平均をとってみた。その平均値 \bar{r} が図中の各数値であり、 \bar{r} について m との関係を見たのが図1.3.19である。三点だけであるが、一本の直線にのり、この直線の式を求めると、

$$\bar{r} = 1.24 - 0.54 m \quad (1.3.8)$$

式が得られた。

次に(1.3.7)式の p 、 q について同様な検討を行なった。この場合は変数が p 、 q の2個であるので、多分に試行錯誤法によらざるを得ないが、 $p = 0.1$ とした場合が比較的 q の値のまとまりが良かったので、 $p = 0.1$ とした時の結果を図1.3.20に示す。この場合も q は σ_{max} に関係なく一定となるように算術平均 \bar{q} を求めた。 \bar{q} につき m との関係をみたのが図1.3.21である。この場合も \bar{q} と m は一本の直線で表わすことができ、次式が得られた。

$$\bar{q} = 0.83 - 0.65 m \quad (1.3.9)$$

図1.3.22は(1.3.6)式、(1.3.8)式を用いて平均応力を評価した時の \bar{N} と \bar{N}_{es} の関係であり、ほぼ $\bar{N} = (1/3 \sim 3) \bar{N}_{es}$ の範囲に実験点が入るようになってきていることがわかる。一方、図1.3.23は(1.3.7)式と(1.3.8)式及び $p = 0.1$ とした時の \bar{N} と \bar{N}_{es} の関係についてみたものであり、 $\bar{N} = (1/3 \sim 3) \bar{N}_{es}$ の範囲に大部分の実験点が入るように修正できることがわかる。

次にS-N線図として片対数線図を用いる場合についても同様な検討を行なってみた。まず(1.3.6)式の r の値について調べた結果が図1.3.24であり、この場合も σ_{max} に関係なく m について r の値を一定として取り扱うこととした。 r の算術平均 \bar{r} と m の関係を求めると図1.3.25の結果が得られた。 \bar{r} と m の関係は一本の直線で表わすことができ、次式が得られた。

$$\bar{r} = 0.73 + 0.5m \quad (1.3.10)$$

次に(1.3.7)式において $p = 0.1$ として、 q の値を実験結果に合うように求めた結果が図1.3.26である。この結果においても q の値は σ_{max} に関係ないとしてその算術平均値 \bar{q} を求め、 \bar{q} と m の関係をみたのが図1.3.27である。 \bar{q} と m の関係は一本の直線で表わすことができ、次式が得られた。

$$\bar{q} = 0.86 - 0.63m \quad (1.3.11)$$

(1.3.10)、(1.3.11)式で表わされる \bar{r} 、 \bar{q} の値と(1.3.6)、(1.3.7)式を使って平均応力を評価したときの寿命推定結果と実験寿命を比較した結果が図1.3.28、1.3.29である。 $\bar{N} = (1/3 \sim 3) \bar{N}_{es}$ の範囲に実験結果が入るように平均応力の修正ができることがわかる。

以上、求めた各平均応力の評価式は本実験結果の範囲内で求めたものであり、現在のところ、物理的意味を見出すほどの実験も行っていないので明らかでないが、少なくとも0.3以下の m 、0.7以上の m のある程度の範囲までは外挿してそれぞれの式を使うことができると思われる。

1.3.4 試験片き裂の発生状況

腐食疲労試験時に発生する腐食ピットの状況、ならびにき裂の発生状況については前年度の研究報告書で詳細に述べたが、今年度ではインヒビター3000p.p.m添加した条件で長時間の試験を行なったので、その結果も含めて腐食ピットならびにき裂の状況について述べる。

図1.3.30は応力振幅の大きい時で短時間(約6時間)の結果であり、インヒビターを添加しない場合と、添加した時の比較を行なったもので、インヒビター添加しない場合には表面にピットが生じ、その部分にき裂が発生している。一方、b)に示すように3000p.p.mインヒビターを添加することにより、試験表面は試験初期のものと同じき裂の起点にはピットはみられない。

図1.3.31は、インヒビター500p.p.m添加したものと3000p.p.m添加したものを比較した結果であり、500p.p.mのものは無数の密集したピットがみられ、その部分に疲労き裂が発生しているのがわかる。一方、3000p.p.mのものでは、長時間になるとピットは散在するようにみうけられ、き裂も発生している。又、き裂先端はかなり鈍く、長時間に亘る腐食の影響と思われる。なお、き裂の起点付近は500p.p.mのものとは異なり、大きな腐食ピットは認められない。

1.3.5 まとめ

燃焼室壁部材の腐食疲労強度に及ぼすインヒビター添加の効果ならびに重畳波形下の疲労寿命推定法についてCr-Mn鋼材について実験を行ない検討した。その結果について要約すると次のようである。

- (1) 亜硝酸系インヒビターを3000p.p.m添加した温水中にて約8000時間に及ぶ回転曲げ腐食疲労試験ではインヒビター添加の効果は著しく、無添加ならびに500p.p.m添加した場合に比べて疲労寿命は非常に長くなった。しかし、大気中の疲労限に比べ疲労限は約20%程度低下する。ただし、長時間の実験のため、腐食水中のCl⁻濃度が高くなり、約1500p.p.mとなっていたことも疲労限の低下に影響しているものと思われる。
- (2) 重畳波疲労試験結果について疲労寿命推定法を検討したところ、大部分の実験点は $\bar{N} = (1/3 \sim 3) \bar{N}_{es}$ の範囲に入ったが、S-N線図としては両対数表示のものより片対数表示のもの、平均応力の評価法としては修正グッドマンの式より山田の式を使った場合が、ばらつきの \bar{N} はせまくなる。しかし、いずれの推定法を使っても $m = 0.7$ では $\bar{N} > \bar{N}_{es}$ 、 $m = 0.3$ では $\bar{N} < \bar{N}_{es}$ となり、 $m = 0.5$ ではその

中間となる傾向を示すため、本実験結果に合う様に平均応力の評価法を次のように修正した。

$$\sigma_t = \sigma_a / \{ 1 - (\sigma_m / \sigma_B)^{\bar{r}} \}^{1/\bar{r}}$$

$$\sigma_t = \sigma_a + 0.1 \sigma_a \bar{q} \sigma_m$$

各係数は

$$S-N \text{ 線図両対数表示の場合} \quad \bar{r} = 1.24 - 0.54m$$

$$\bar{q} = 0.88 - 0.65m$$

$$S-N \text{ 線図片対数表示の場合} \quad \bar{r} = 0.73 + 0.5m$$

$$\bar{q} = 0.86 - 0.63m$$

のように求められ、 m の値によって平均応力の評価を幾分変化させることにより、実験点のほとんどを $\bar{N} = (1/3 \sim 3) \bar{N}_{es}$ の範囲に入るようにできた。

参 考 文 献

- 1) SR164 研究部会 5 1 年度報告書、研究資料 278 (昭 52-3)
- 2) SR164 研究部会 5 2 年度報告書、研究資料 294 (昭 53-3)
- 3) 日本造船研究協会報告 第 83 号 "船用ディーゼル機関の燃焼室壁部材の強度設計法に関する研究"
第 136 研究部会 (昭 51-7)

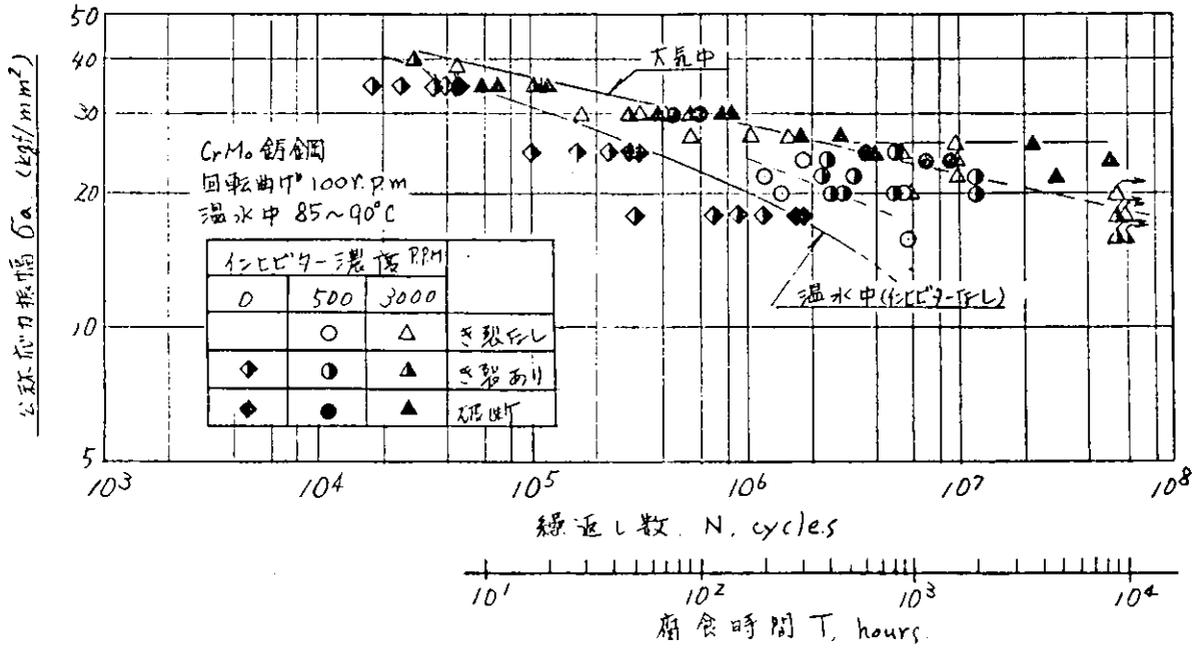


図 1.3.3 回転曲げ腐食疲労試験結果 (温水中)

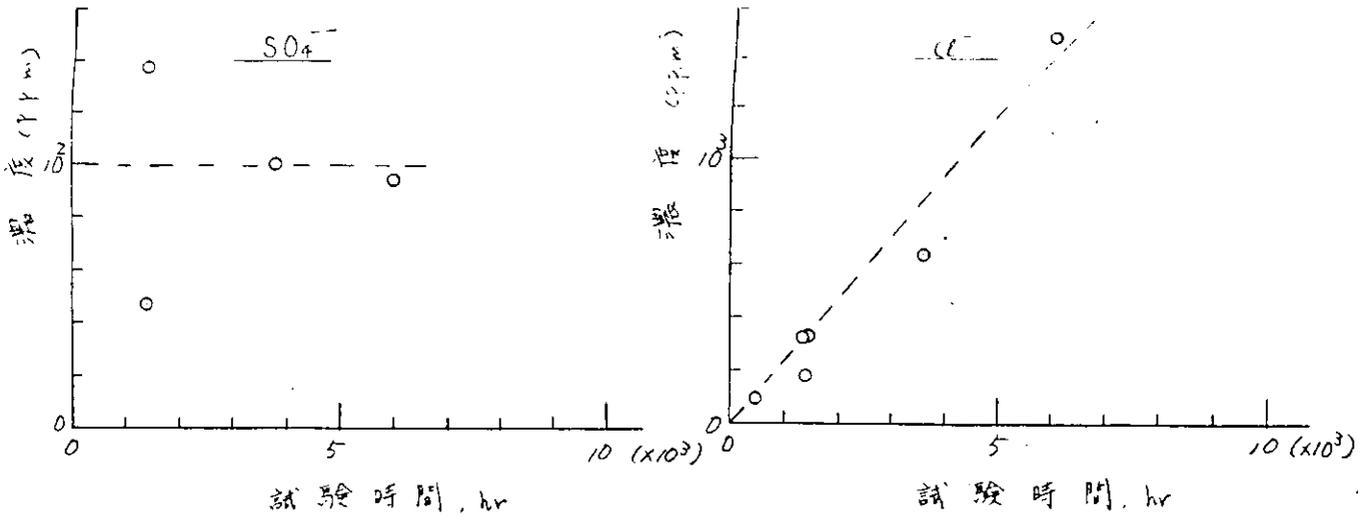


図 1.3.4 SO_4^{2-} , Cl^- 濃度の試験時間による変化

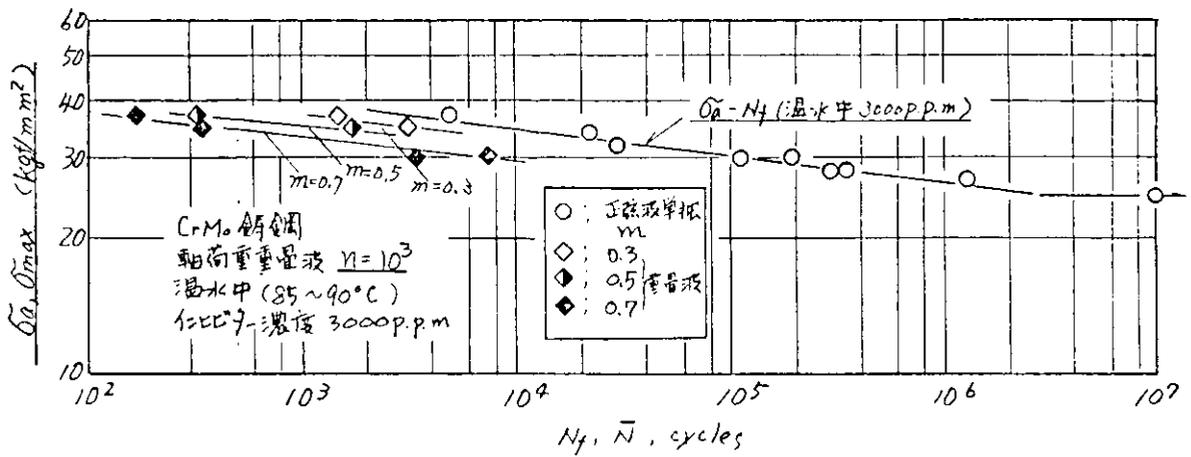


図 1.3.5 温水中 (インヒビター 3000ppm) 重畳波疲労試験結果 ($n=10^3$)

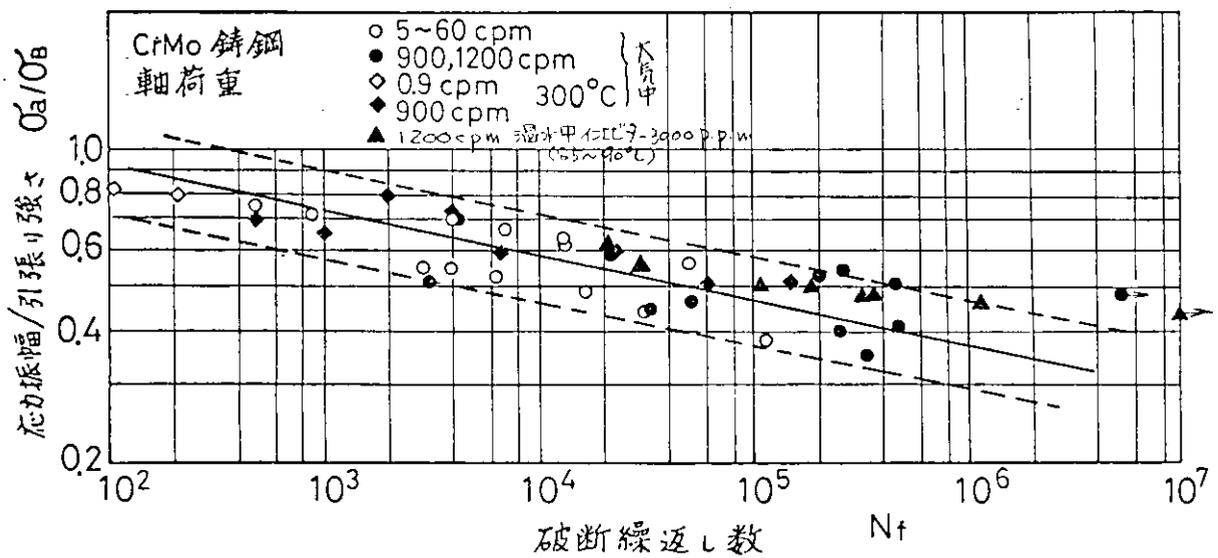


図 1.3.6 CrMo 鋳鋼軸荷重 σ_a/σ_B-N_f 線図

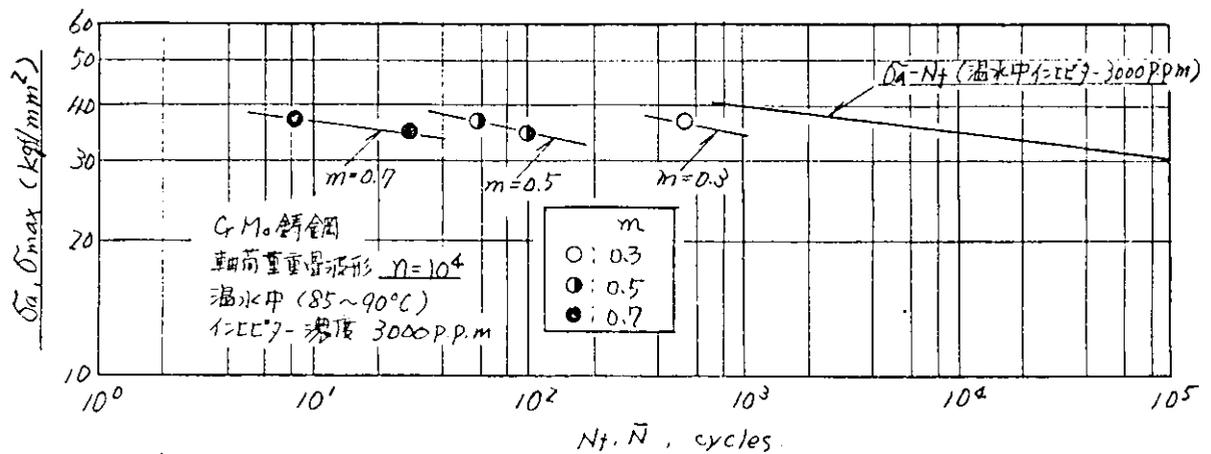


図 1.3.7 温水中 (インヒビター 3000ppm) 重畳波疲労試験結果 ($n=10^4$)

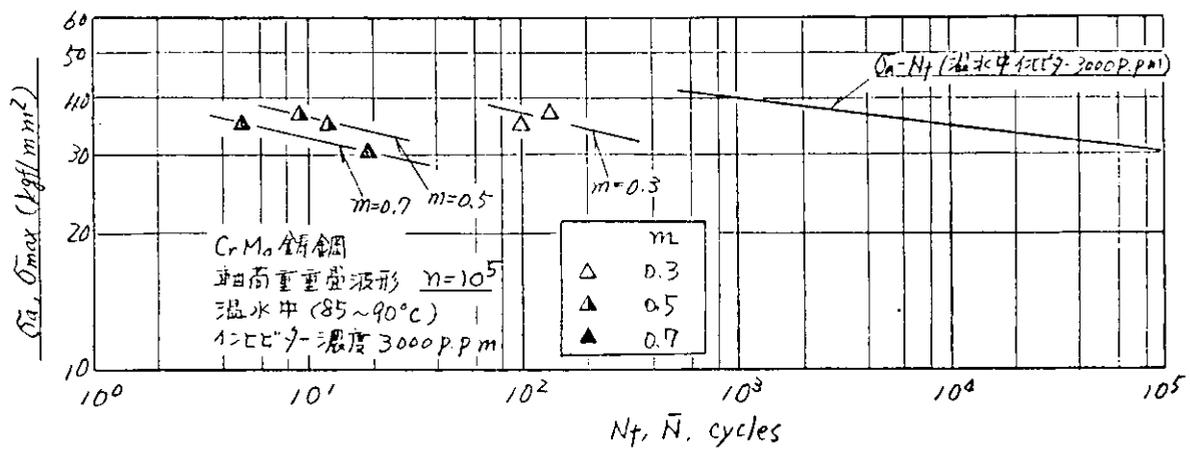


図 1.3.8 温水中(インヒビター 3000ppm)重畳波疲労試験結果 ($n=10^5$)

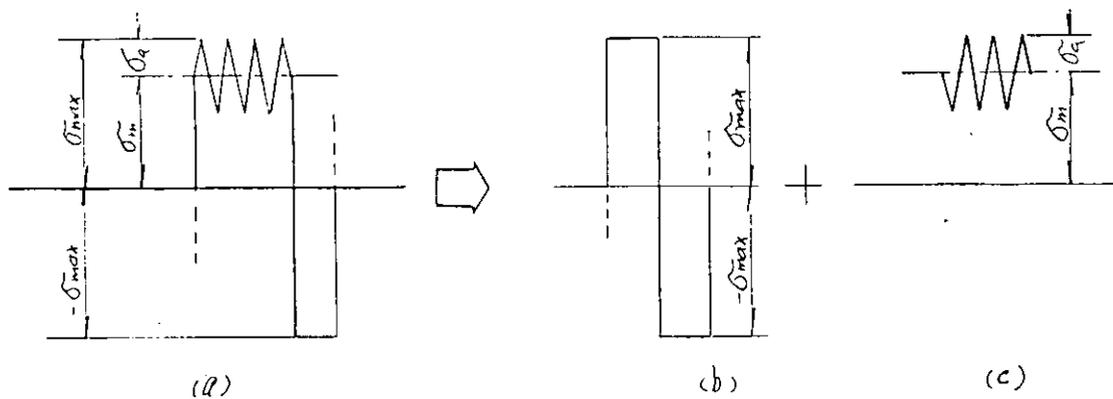


図 1.3.9 波形の読み取り法

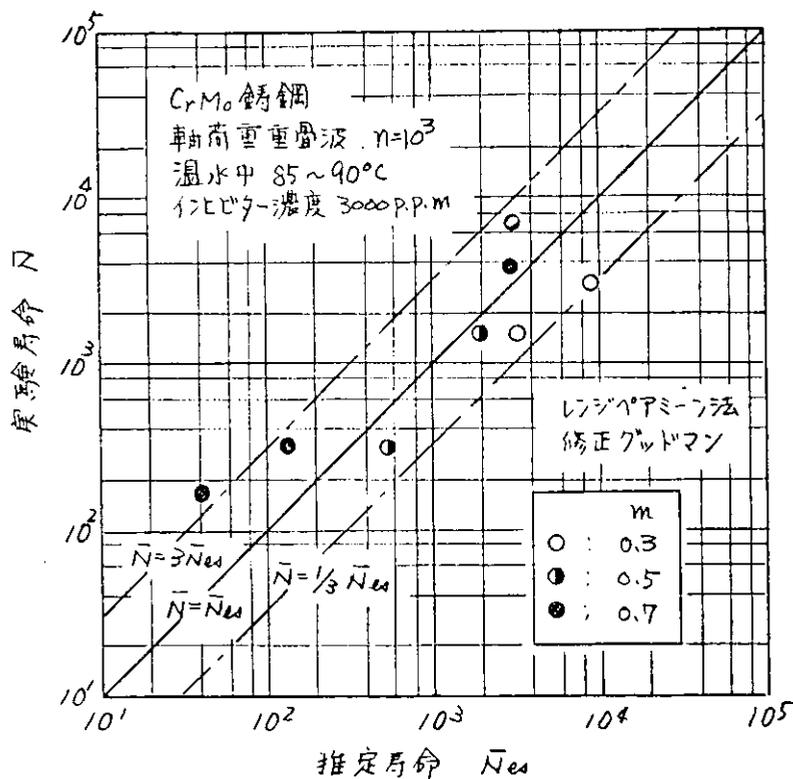


図 1.3.10 実験寿命と推定寿命の関係 ($n=10^3$)

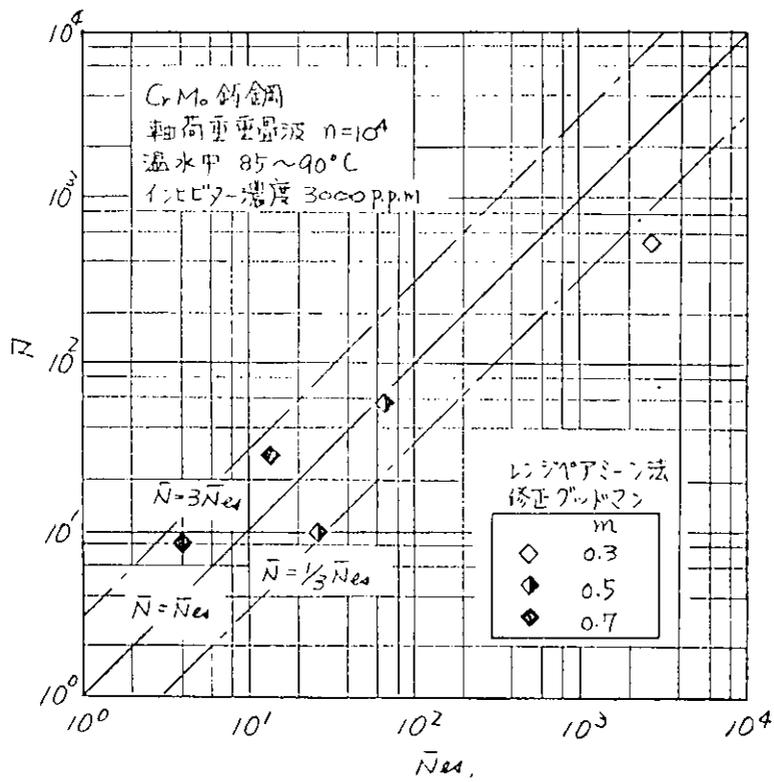


図 1.3.1 1 実験寿命と推定寿命の関係 ($n=10^4$)

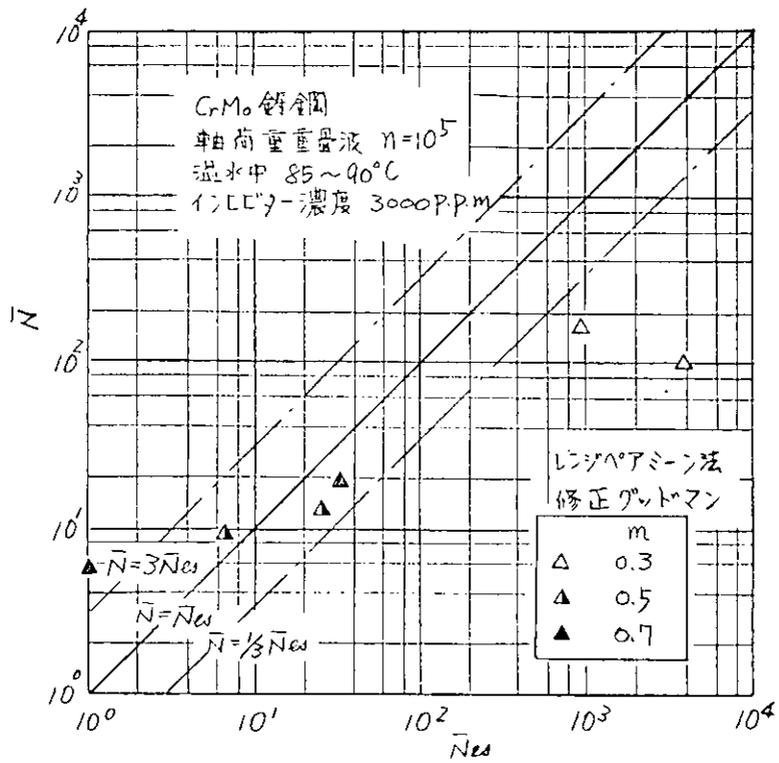


図 1.3.1 2 実験寿命と推定寿命の関係 ($n=10^5$)

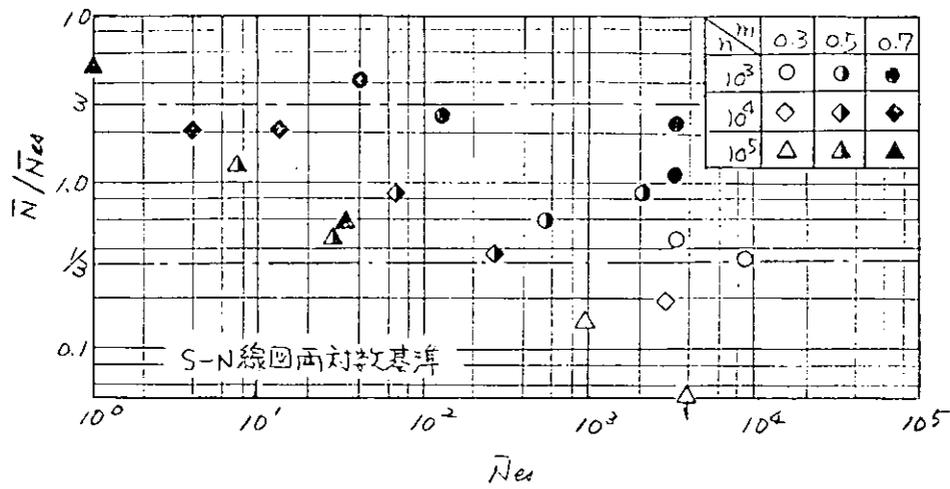


図 1.3.13 S-N線図両対数基準とした場合の推定寿命と実験寿命の関係 (平均応力の評価—修正グッドマン)

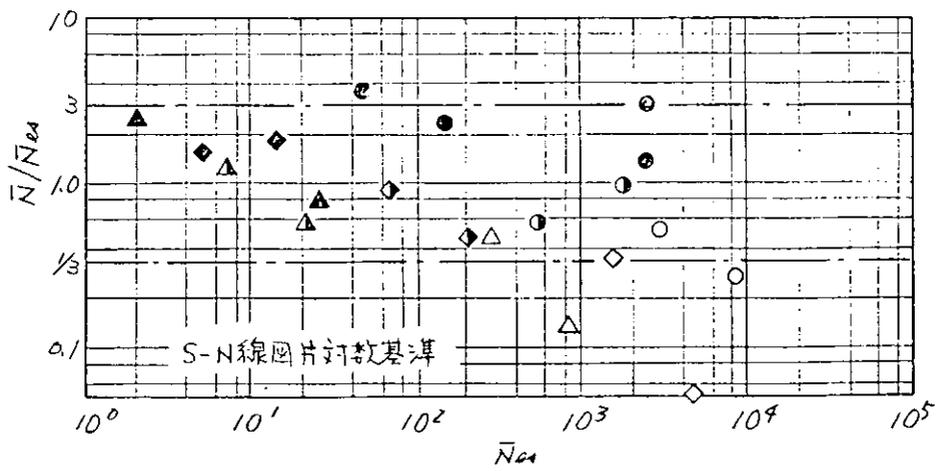


図 1.3.14 S-N線図片対数基準とした場合の推定寿命と実験寿命の関係 (平均応力の評価—修正グッドマン)

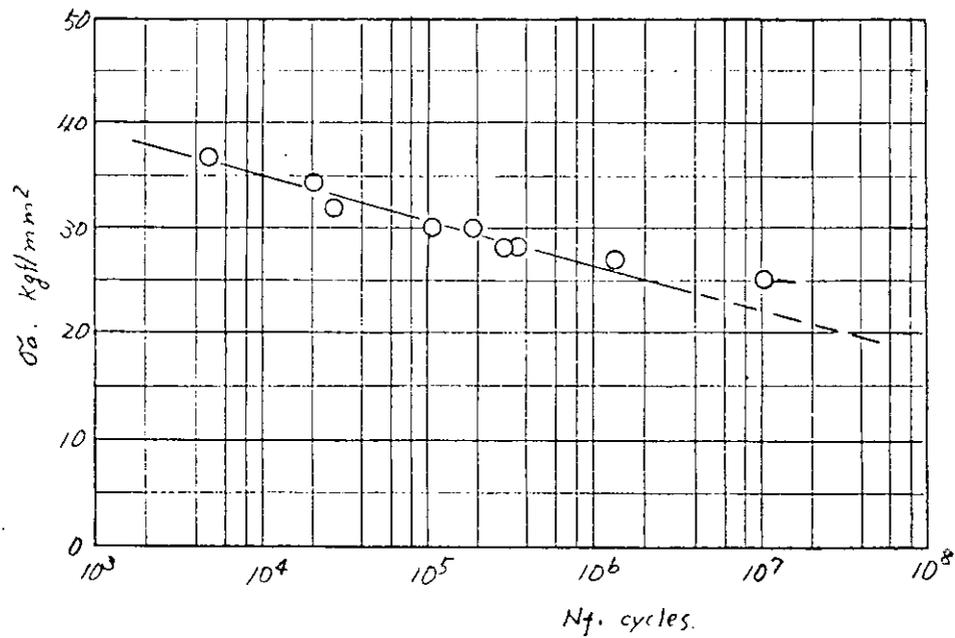


図 1.3.15 片対数表示によるS-N線図

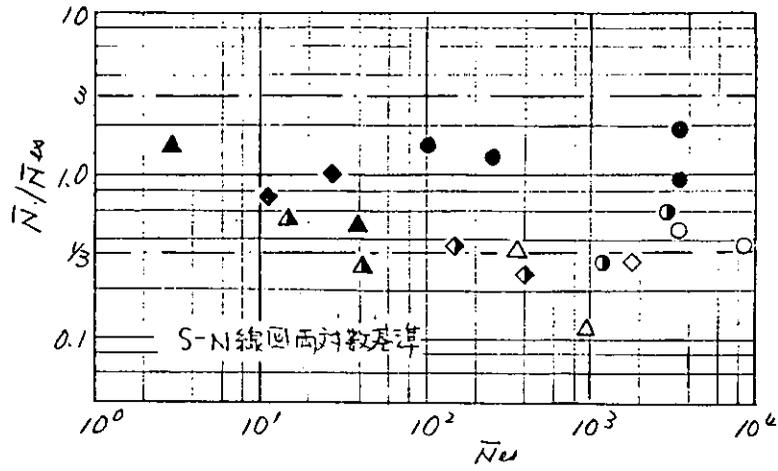


図 1.3.16 S-N線図両対数基準とした場合の推定寿命と
実験寿命の関係 (平均応力の評価—山田の式 $q=0.4$)

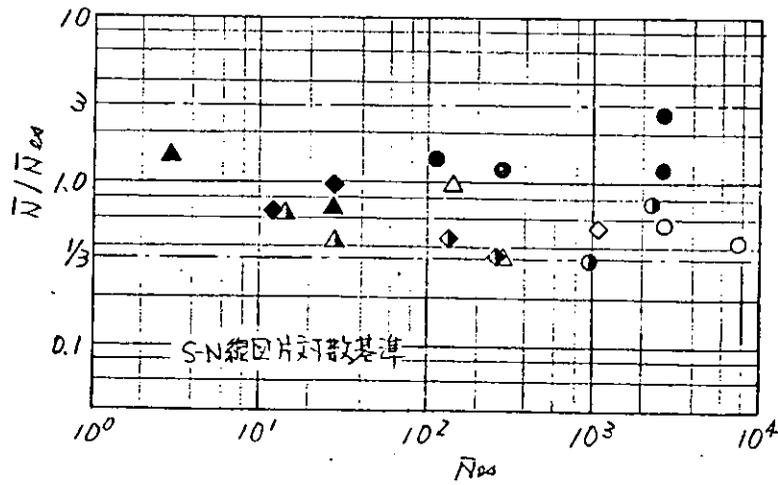


図 1.3.17 S-N線図片対数基準とした場合の推定寿命と
実験寿命の関係 (平均応力の評価—山田の式 $q=0.4$)

n	m	0.3	0.5	0.7
105	○	○	○	●
104	◇	◇	◇	◆
103	△	△	△	▲

$$\sigma_f = \sigma_a / \left\{ 1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right\}^{1/2}$$

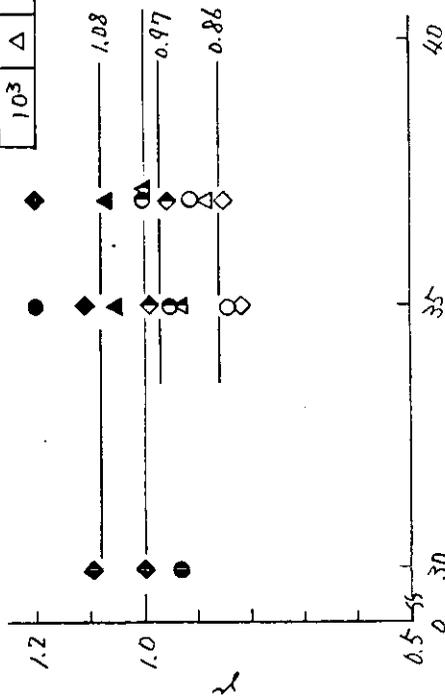


図 1.3.18 実験結果に合う様にして求めた τ の値と σ_{max} の関係
(両対数 S-N 線図基準)

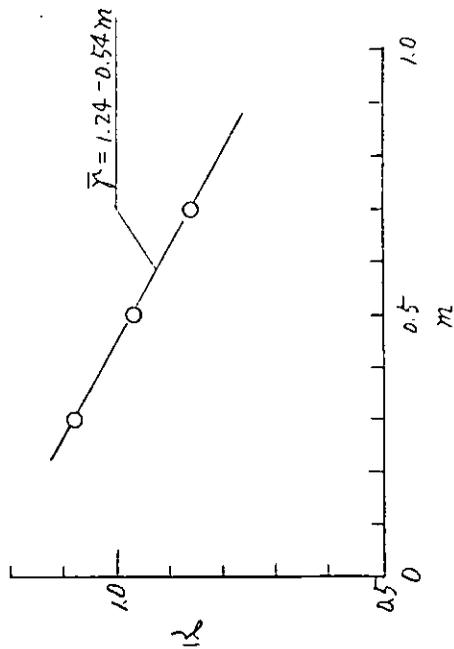


図 1.3.19 m と $\bar{\tau}$ の関係 (両対数 S-N 線図基準)

n	m	0.3	0.5	0.7
105	○	○	○	●
104	△	△	△	▲
103	◇	◇	◇	◆

$$\sigma_f = \sigma_a + 0.1 \sigma_a^2 \sigma_m$$

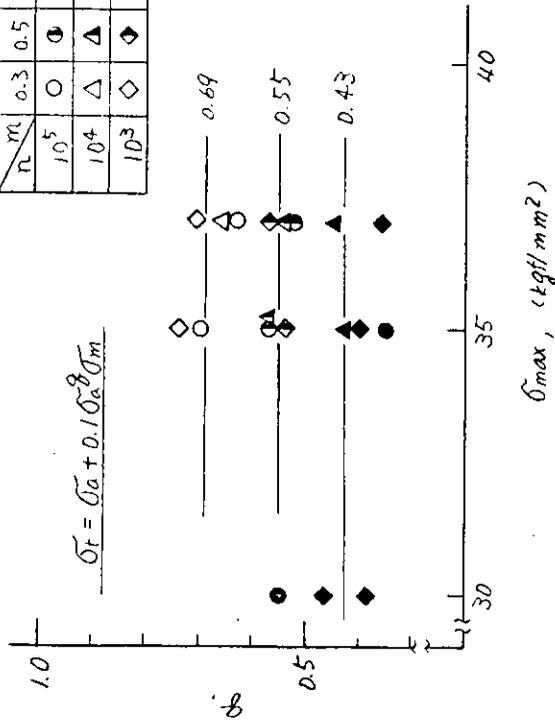


図 1.3.20 実験結果に合う様にして求めた q の値と σ_{max} の関係
(両対数 S-N 線図基準)

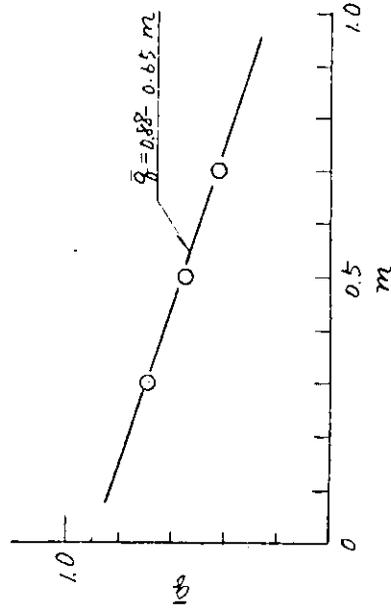


図 1.3.21 m と \bar{q} の関係 (両対数 S-N 線図基準)

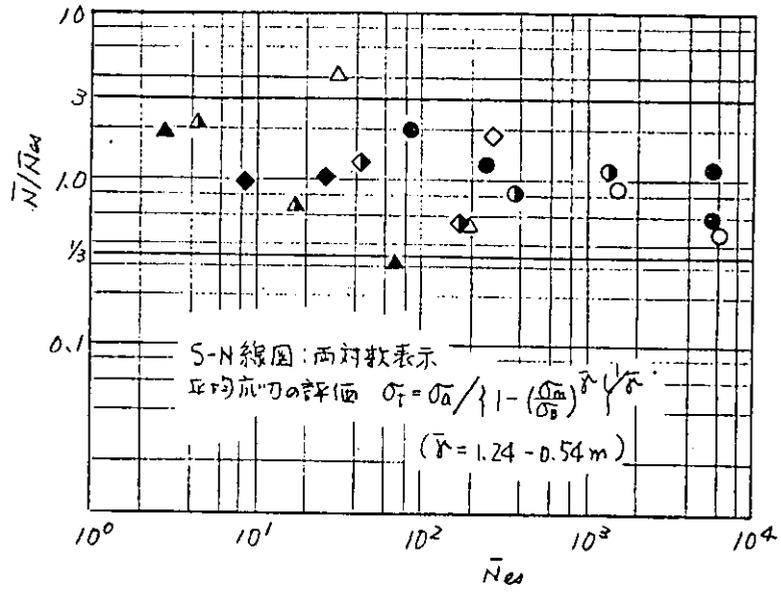


図 1.3.2.2 推定寿命と実験寿命の関係

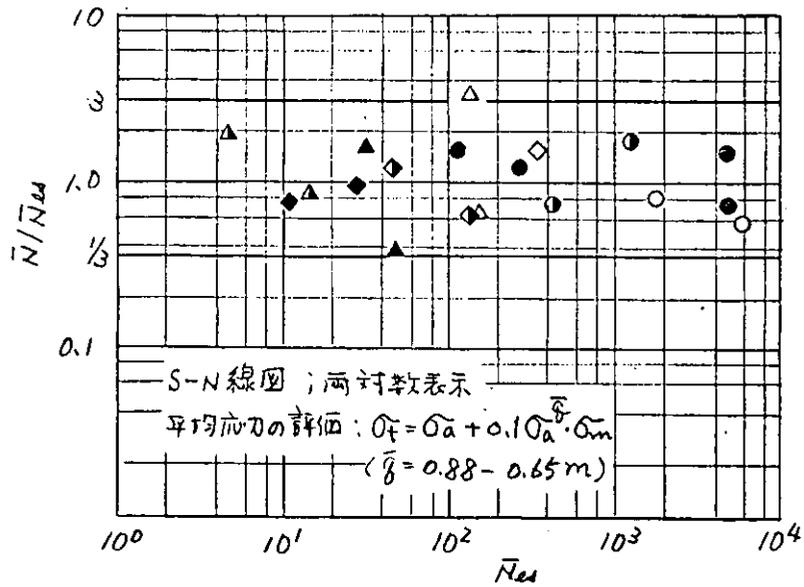


図 1.3.2.3 推定寿命と実験寿命の関係

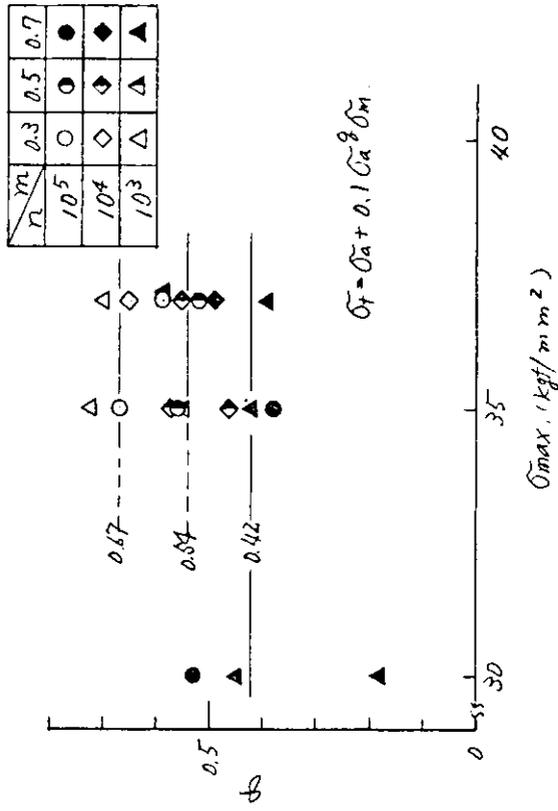


図 1.3.26 実験結果に合う様にして求めた q と σ_{max} の関係
(片対数 S-N 線図基準)

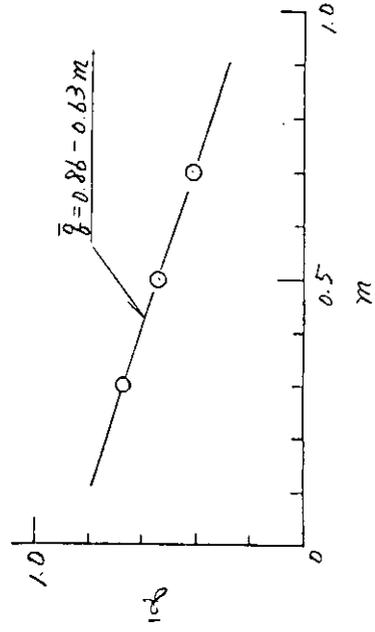


図 1.3.27 m と \bar{q} の関係 (片対数 S-N 線図基準)

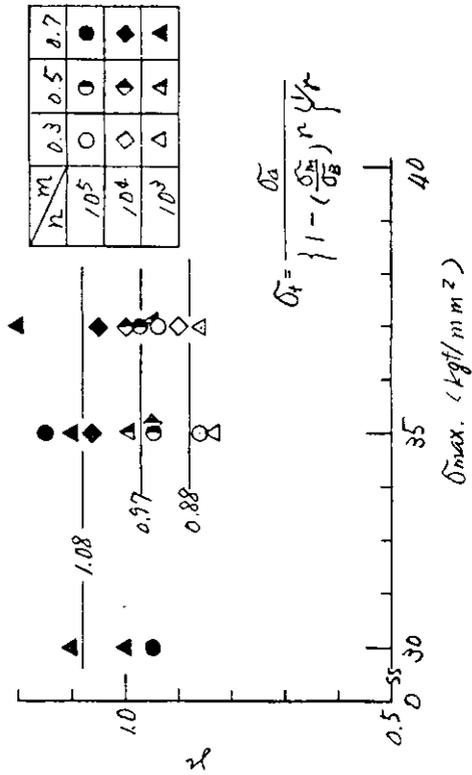


図 1.3.24 実験結果に合う様にして求めた r と σ_{max} の関係
(片対数 S-N 線図基準)

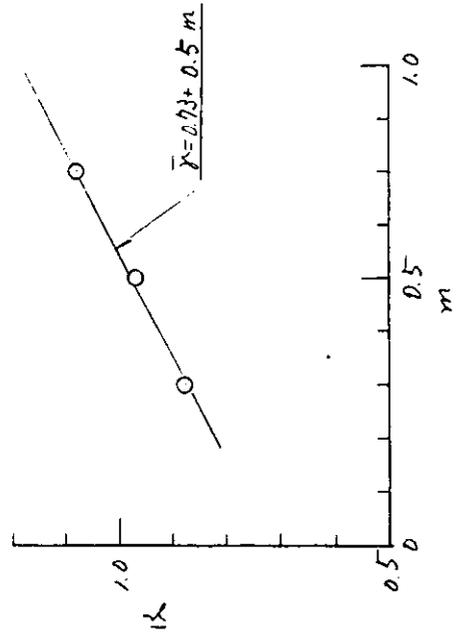


図 1.3.25 m と \bar{r} の関係 (片対数 S-N 線図基準)

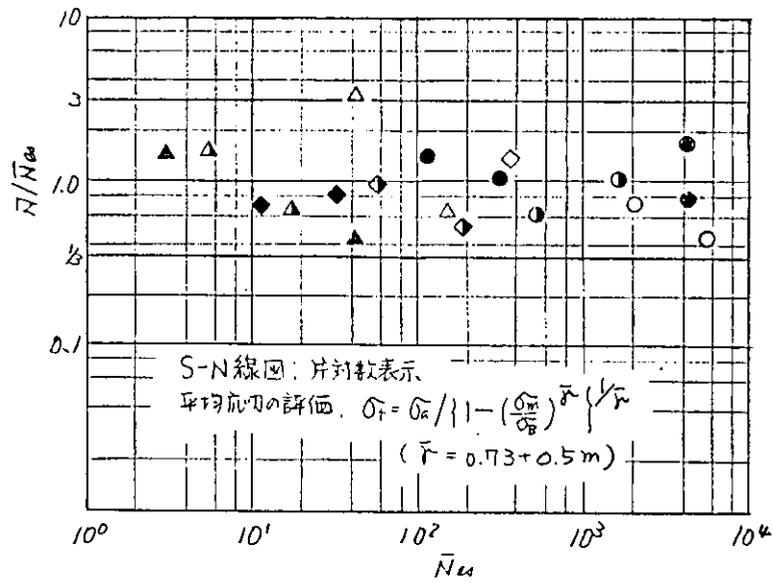


図 1.3.28 推定寿命と実験寿命の関係

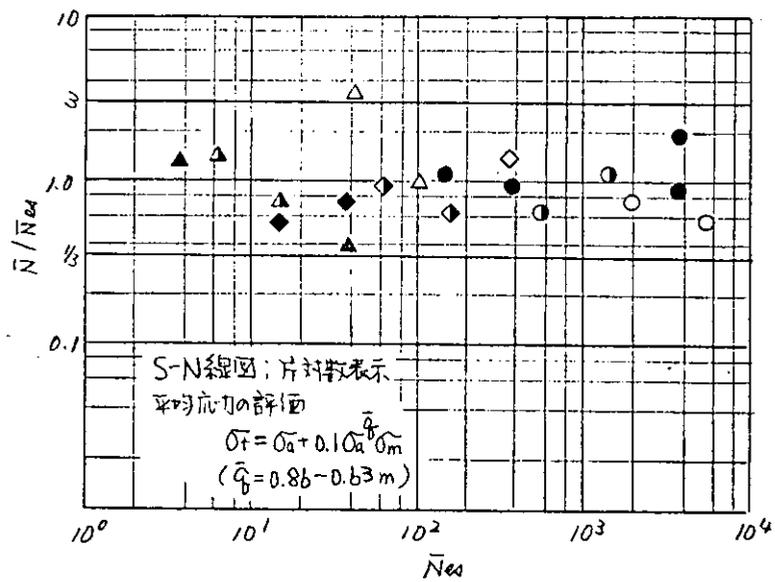
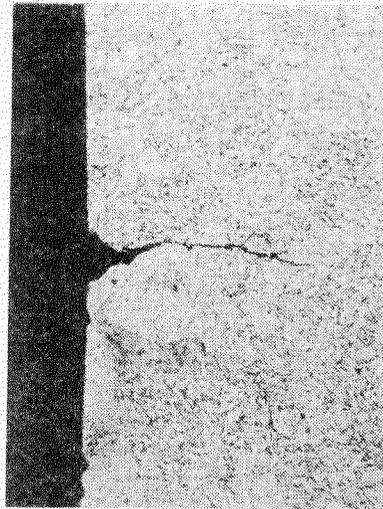


図 1.3.29 推定寿命と実験寿命の関係

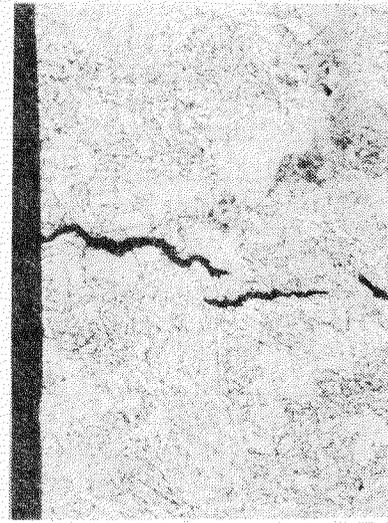


表面
0.1 mm



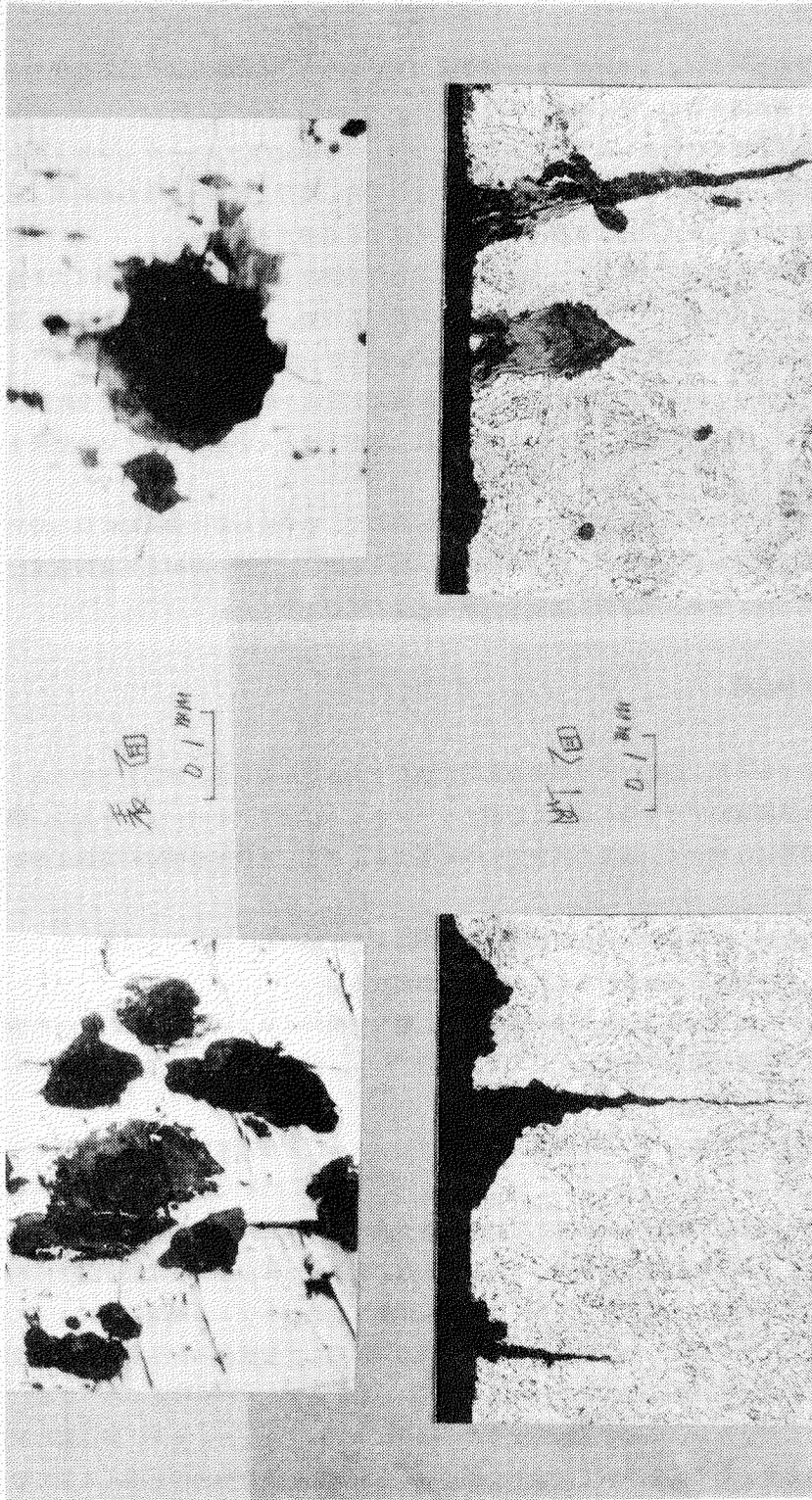
断面
0.1 mm

a) インヒビターなし
 $\sigma_a = 35 \text{ kg/mm}^2$
 $N = 36 \times 10^4$



b) インヒビター 3000 ppm
 $\sigma_a = 35 \text{ kg/mm}^2$
 $N = 379 \times 10^4$

図 1.3.30 き裂の発生状況の比較 (回転曲げ, 温水中)



b) イソヒビタ-3000ppm
 $\sigma_a=18 \text{ Kg/mm}^2$
 $N=5.23 \times 10^7$

a) イソヒビタ-500ppm
 $\sigma_a=20 \text{ Kg/mm}^2$
 $N=2.85 \times 10^6$

図 1.3.3.1 き裂の発生状況の比較 (回転曲げ, 温水中)

1.4 腐食性ガス雰囲気中の長時間保持高温疲労試験

— 触火面部材 (Cr-Mo 鋳鋼、球状黒鉛鋳鉄 FCD45) の SO₂ ガス 1000 ppm 中の高温強度 —

1.4.1 はじめに

船用ディーゼル機関のピストン、シリンダ・カバーの燃焼ガスにさらされる触火面に生じる損傷の多くは重大事故に至らないとされるものの、その事例は少なくない。

こうした損傷を解明するためには高・低サイクル疲労、クリープあるいはリラクゼーションなど材料の高温強度の基本的性質が明らかにされなくてはならないが、この場合、塩分と硫黄分を含む燃料によってもたらされる燃焼生成物の材料強度に及ぼす影響も合わせて考慮する必要がある。

ピストン、シリンダ・カバーに使用される Cr-Mo 鋳鋼、球状黒鉛鋳鉄 FCD45 の高温低サイクル疲労強度が腐食性ガス雰囲気によってどのような影響を受けるかを調べるため、手始めに昭和 51 年度、亜硫酸ガス SO₂、1000 ppm 中での保持時間のない場合の疲労試験を行なった。

このときは最大負荷時に 0.1 秒の保持時間を与え、歪負荷速度を三通りに変えた圧縮側完全片振りの伸び制御疲労試験を行ない、Cr-Mo 鋳鋼、FCD45 共寿命は大気中とほとんど差がないという結果を得ている。¹⁾

高温での損傷や酸化腐食は時間依存性が大きいとされているので、本年度は最大負荷時に保持時間を与えた疲労試験とラプチャ試験を行なったが、保持時間のない場合と同様、2 種の材料とも疲労強度は大気中とほとんど変わらなかった。また、ラプチャ強度も大気中と全く同じであった。

1.4.2 試験方法及び試験装置

(1) 疲労試験

従来の応力解析によると触火面部材には機関運転時にかなり大きな圧縮熱歪と熱応力が生じるとされている。この熱歪は機関運転中は保持され、この間クリープあるいはリラクゼーションを生じ、機関停止時あるいは軽負荷時には部材に引張りの残留応力が発生する。こうした状況は機関の発停に伴って繰返される。

このような場合の材料の損傷を検討するには疲労試験機により圧縮の最大歪あるいは最大応力において保持時間を有する高温疲労試験を行なうのが有効と思われる。

昭和 51 年度においては歪負荷速度を三通りに変えて、最大負荷時に 0.1 秒の保持時間を与えた場合について行なったが、本年度は歪負荷速度は $1.2 \times 10^{-3} (S^{-1})$ 、保持時間は 1000 秒与えたものについて行なったので以下に報告する。

用いた疲労試験機は荷重容量 ± 5 ton、軸方向最大変位量 ± 2 mm、直接通電加熱の電気油圧サーボ方式のものである。²⁾

伸び制御の方法はこれまでの差動変圧器方式 (試験片軸方向にあげられた孔に伸び検出棒を挿入し、棒の動きをとらえる) を非接触型電子光学式のものに変えた。図 1.4.2 に示すように光学的標点距離は 1" と定まっているが、試験片上の測定しようとする標点距離・位置はステムの接着位置によって任意に変えることができる。直接通電加熱の場合、試験片の軸方向に沿って温度分布を生ずるので、歪読み取りの面からは標点距離はなるべく短かいことが望ましいが、短か過ぎると制御精度が悪くなるので、本実験では 16 mm とした。なお、従来の差動変圧方式の場合は 32 mm であった。また、変位量は測微望遠鏡によっても読みとり、この値を用いて試験片の歪量 $\Delta \epsilon$ を求めた。伸び検出部を図 1.4.3 に示す。

破断寿命 N_f は引張り側荷重が定常値 (繰返し期間中の大部分を占める荷重)、または N_f の約 1/2 における荷重の 3/4 に達したときの繰返し数とした。

(2) ラブチャ試験

機関運転中の触火面部の熱歪、熱応力は圧縮側にあるので、引張り型のラブチャ強度が直ちに寿命推定に利用できるものではないが、この試験によって得られるクリープ特性値がリラクゼーション解析に適用できるので、温度は500℃のみであるが、各材料について試験した。

用いた試験機は荷重容量1tonの真空、雰囲気槽付きクリープ試験機である。負荷に先立って試験片を500℃に保ったまま、SO₂ 1000 ppmの雰囲気気を7ℓ/min、約20時間流し続けた。負荷後も破断まで流した。

(3) 亜硫酸ガスSO₂供給法

(a) 燃焼ガス中に含まれるSO₂含有量の計算

燃料の燃焼に必要な最低量の空気(理論空気量)をA₀、燃料1kg中の炭素、水素、酸素、窒素、硫黄、水の各種をc、h、o、n、s、w(kg)とする。

$$A_0 = 8.89c + 26.7 \left(h - \frac{o}{8} \right) + 3.33s \quad [\text{Nm}^3 / \text{kg} \cdot \text{fuel}]$$

燃料1kgの完全燃焼によって生じる燃焼ガスG[Nm³/kg]は固・液燃料に対して、空気過剰率μのとき、

$$G = (\mu - 0.21) A_0 + 1.867c + 11.2h + 0.7s + 0.8n + 1.244w \quad [\text{Nm}^3 / \text{kg}]$$

燃料を構成する各種元素の割合を

C : 84% (wt.)

H : 11

S : 5

N : 0

O : 0

とし、μ = 4とすると、

$$A_0 = 10.567 \quad [\text{Nm}^3 / \text{kg}]$$

$$G = 32.337 \quad [\text{Nm}^3 / \text{kg}]$$

燃料が完全燃焼したときの燃焼ガスがCO₂、H₂O、SO₂、O₂、N₂からなるとすれば、このうちSO₂は

$$G_{\text{SO}_2} = 0.7S$$

$$G_{\text{SO}_2} / G = 0.035 / 32.337 = 1.08 \times 10^{-3} \quad [\text{Nm}^3 / \text{Nm}^3]$$

となる。

燃料中に含まれるS分は一般に5%以下であり、また実機運転状態ではNa₂SO₄などの化合物を生ずるので、燃焼室内のSO₂量は上記計算値を上回ることはない。これより実験は最大値の1000 ppmについて行なった。

(b) 供給法

SO₂濃度を1000ppmに保つため、二台の流量調節装置を用い、一台はオイルフリー小型空気圧縮機から7ℓ/minの空気を、他の一台でポンベから調整器を経て7cc/minのSO₂ガスを雰囲気槽にそれぞれ送り、雰囲気槽の他端から屋外の大気に放出した。雰囲気濃度は吸収式検知管を用いて確認した。

疲労試験中の槽内雰囲気温度は約65℃であった。ラブチャ試験の場合も同量の混合気を送った。

(4) 試験片材料の化学組成、機械的性質、形状寸法

Cr-Mo 鋳鋼材は三井造船玉野、FCD45 材は北川鉄工所でそれぞれ製造された。

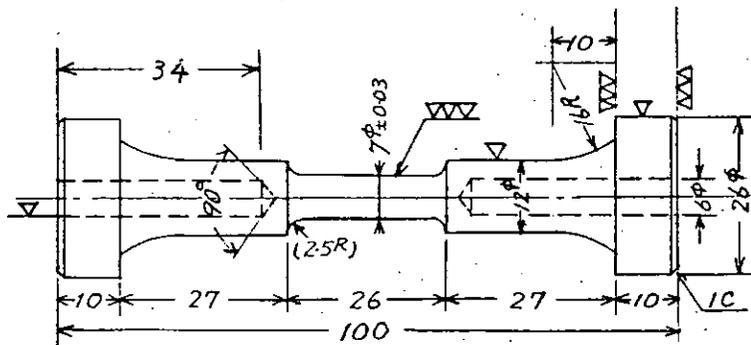
化学組成を表 1.4.1、機械的性質を表 1.4.2、試験片の形状・寸法を図 1.4.1 に示す。

表 1.4.1 化学成分（重量%）及び熱処理条件

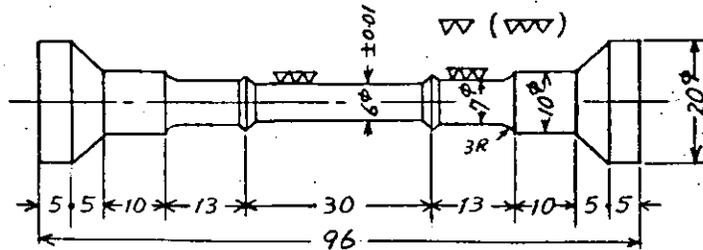
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	熱処理
G-Mo 鋳鋼	0.17	0.41	0.71	0.009	0.008	0.76	0.34	1050°C×2H O.Q. 690°C×6H A.C.
FCD45	3.81	2.80	0.33	0.018	0.017		0.048 (Mg)	鑄放L

表 1.4.2 機械的性質

材料	試験温度 °C	耐力(0.2%) kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	ヤング率 kg/mm ²	伸び %	絞り %	ブリネル 硬度
G-Mo 鋳鋼	R.T.	37.2	55.5	2.1・10 ⁴	23.5	60.5	
	500	25.0	37.5	1.3	17.0	70.0	
FCD45	R.T.	38.0	49.0	1.8	4	4	197
	500	23.0	26.7	1.4	7	13	



(a) 疲労試験片



(b) ラブチャ試験片

図 1.4.1 試験片形状、寸法

1.4.3 試験結果

(1) 圧縮側 1000 秒保持圧縮片振り疲労強度

試験結果を表 1.4.3、図 1.4.5 に示す。図には昭和 51 年度に行なった結果も併記してある。

試験機制御装置、光学式歪検出装置のウォーミング・アップと試験機保持系の温度が静定するまでの時間を約 5 時間とり、その間、SO₂ 1000 ppm のガスを約 7 ℓ/min 流し続けた。

(a) 球状黒鉛鋳鉄 FCD45

FCD45 は 1000 秒保持しても、保持のない場合とくらべて $\Delta \epsilon$ vs. N_f 、 $\Delta \sigma$ vs. N_f いずれの関係で表わしても寿命に差はない。大気中のものとくらべても差はない。

試験片表面の酸化状況とき裂進展の様態を図 1.4.6 に示す。表面の酸化状態は大気中と SO₂ 1000 ppm 中とではかなり差がある。

すなわち、写真で見られるように SO₂ 中ではき裂周辺には枝分れした小さなき裂が四方に発達しており、大気のと比較して状況が全く異なっていることがわかる。

試験片表面のき裂の起点は図 1.4.6 の(1)に見られるように、黒鉛の部分とは限らなく、また、(1)・(2)から粒内貫通であることがわかる。

しかし、寿命に全く差がないところからすると、少なくとも SO₂ ガスによる酸化被膜の形成や小さなき裂の発生は主き裂の進展には直接関係ないと考えられる。ただし、圧縮側保持で、比較的短時間(150 h. まで)の結果であるから、より長時間の場合など、このことが寿命にどのような影響を与えるかはわからない。

(b) Cr-Mn 鋳鋼

Cr-Mn 鋳鋼も 51 年度に行なった保持時間のない場合とくらべ、また大気中のものとくらべても $\Delta \epsilon$ vs. N_f 、 $\Delta \sigma$ vs. N_f いずれの関係で表わしても有意の差は認められない。

今回は圧縮側で 1000 秒保持させたが、図 1.4.7 の(5)に見られるように試験片中央で破断していない。すなわち歪量の大きい、ここに示した写真の側では原直径 7 mm から 10 mm に樽状にふくらみ、破断点は 7 mm から 6.8 mm に減少している断面変化のある応力集中部で生じている。

図 1.4.5 で右向き矢印の付いているものは多かれ少なかれ全てふくらみを生じ、特に低寿命側のもはその程度が著しいので、目視によって明らかな場合、あるいは大気中の寿命とくらべて差がないと認められた時点で試験を中止した。

一方、比較的ふくらみの少ない(7 mm → 7.1 mm)約 10 日間運転したものは前者とくらべて変形がほとんどないので、実験点としての信頼性が高いと考えられる。しかしながら、この点についても大気中の寿命とほとんど差がない繰返し数に達したところで試験を中止した。

上述のようなことから、低寿命側については精度が悪く明確ではないが、少なくとも長寿命側については FCD45 と同様 SO₂ の影響はほとんどないと考えられる。

SO₂ 1000 ppm 中では試験片表面は写真に見られるように著しい剝離を伴うような酸化層を生ずる。ただし歪量が小さく、従って長寿命のものは例え長時間さらされていても剝離量は少ない。

ここに示す写真では不明瞭であるが、き裂は粒内を貫通している。き裂断面は写真で見える限り SO₂ 中でも大気中とほとんど差がないようである。

表面の酸化や剝離を生ずるなど SO₂ 1000 ppm 中では大気中とかなり違った様相が見られるにもかかわらず、寿命が大気中のものとほとんど変わらないということは、き裂進展が酸化被膜の形成とは無関係に進んでいることを示すのではないかと考えられる。ただし、前述の FCD45 の場合と同様、さらに長寿命側で寿命がどうなるかについてはわからない。

(2) ラプチャ試験

試験結果を表1.4.4、Larson-Millerパラメータで整理したものを図1.4.8に示す。各材料500℃についてのみそれぞれ2点しかデータを得ていないが、ラプチャ強度は大気中と全く変わらず、クリープ特性値も大気中と変わらない。

1.4.4 まとめ

低質燃料(硫黄分5%含有)を用いる船用ディーゼル機関の触火面部材(球状黒鉛鋳鉄FCD45、Cr-Mo鋳鋼)の強度に及ぼす雰囲気(亜硫酸ガスSO₂ 1000ppmを含む大気)の影響を調べるため、亜硫酸ガス1000ppmの雰囲気中で圧縮側最大負荷時に1000秒保持させた伸び制御疲労試験とラプチャ試験をそれぞれ500℃において行なった。

両材料共圧縮完全片振り伸び制御低サイクル疲労強度はSO₂ 1000ppm 雰囲気中でも保持時間による影響はない。また、大気中のものとくらべても差はない。

ラプチャ強度も大気中と全く変わらない

参 考 文 献

- 1) 造研第164部会 「船用ディーゼル機関燃焼室及びその周辺の信頼性向上に関する研究」 報告書
研究資料№278 昭和52年3月 日本造船研究協会
- 2) 造研第136部会 「船用ディーゼル機関燃焼室壁部材の強度設計法に関する研究」 報告書(研究資料№181) 昭和48年3月 日本造船研究協会

表1.4.3 SO₂, 1000ppm中500℃伸び制御疲労試験

	破断次数	破断時間	伸び設定量 $\epsilon = 0.017(2\mu)$		歪範囲 $\Delta\epsilon$	引張応力 σ_t	圧縮応力 σ_c	応力範囲 $\Delta\sigma$ (kg/mm ²)	保持時間(sec)	
	Nf	t _f (h)	引張側	圧縮側					引張側	圧縮側
Cr-Mo 鋳鋼	>748	>42	1	60	1.35×10^{-2}	32.4	32.4	64.8	1	1000
	>386	>109	1	70	1.14	31.2	31.7	62.9	↓	↓
	>115	>33	1	50	1.15	32.5	32.0	64.5		
	>838	>237	1	35	0.73	28.8	29.9	58.7		
球状黒鉛 鋳鉄 FCD45	140	39.7	1	50	1.01	23.4	20.8	44.2		
	213	60.3	1	35	0.77	24.9	21.6	46.5		
	265	75.1	1	32	0.68	26.2	22.9	49.1		
	521	147.6	1	28	0.58	26.0	18.2	44.2		

表1.4.4 SO₂, 1000ppm中500℃ラプチャ試験

	破断応力 σ_r (kg/mm ²)	破断時間 t _r (h)	破断伸び ϵ_f	破断繰り ϕ	Larson Miller Parameter: P	
Cr-Mo 鋳鋼	35.9	7.95	0.37	0.72	35.5	C=45
	32.0	225.1	0.17	0.23	36.6	
FCD45	12.9	121.3	0.21	0.16	17.1	C=20
	17.9	11.8	0.21	0.16	16.3	

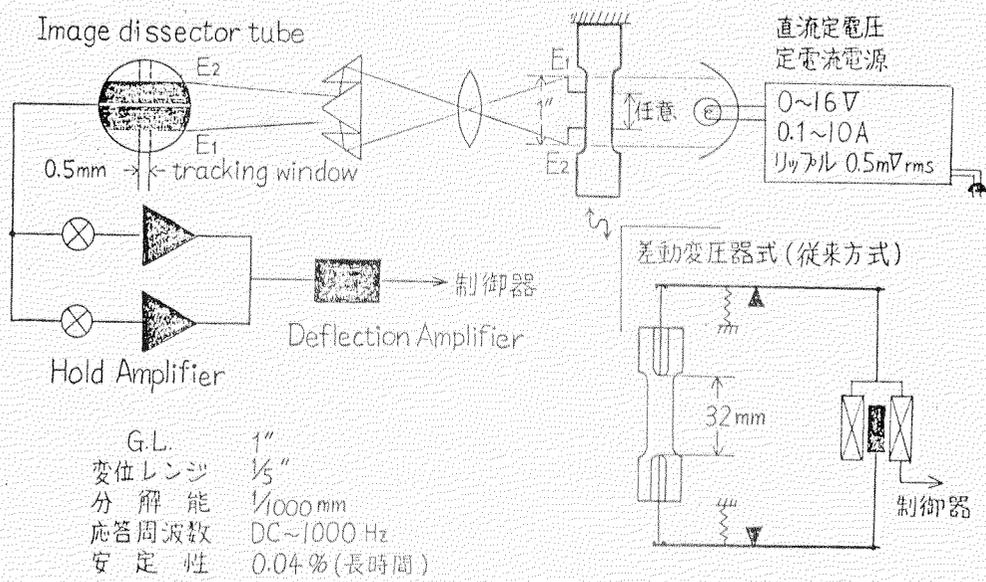


図 1.4.2 非接触型光学式ひずみ検出システム

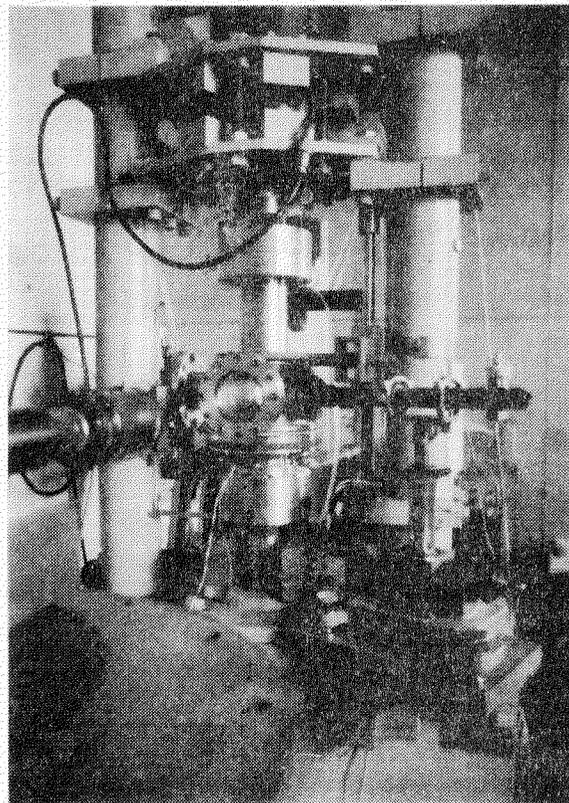


図 1.4.3

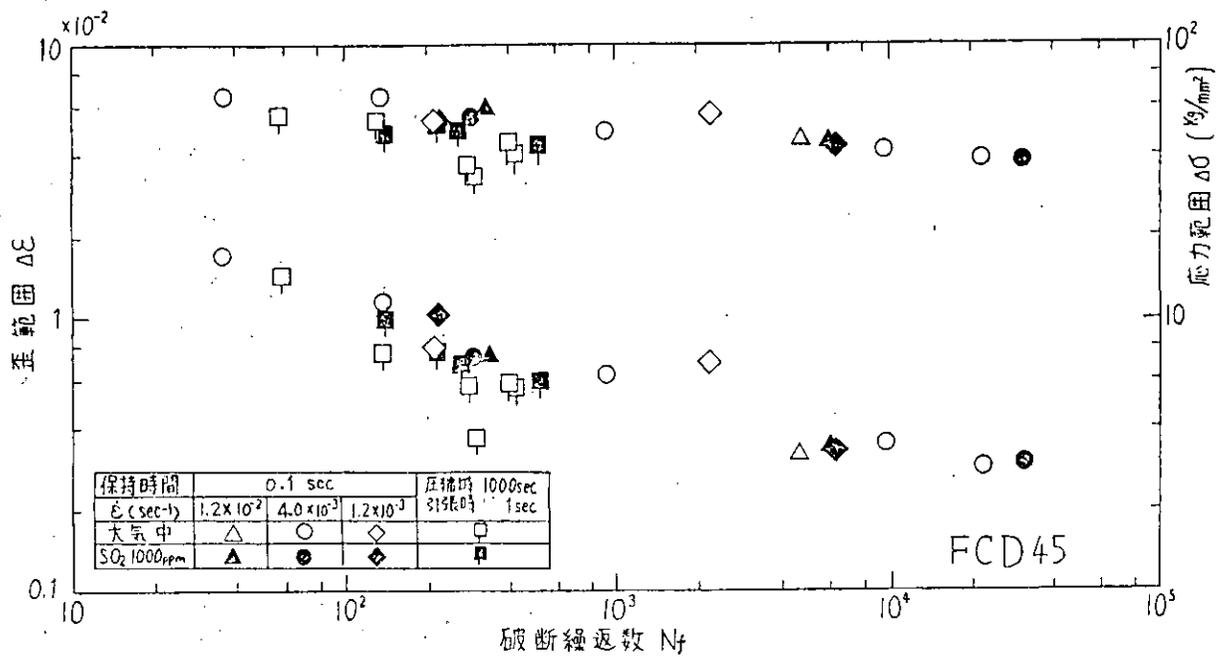


図 1.4.4 圧縮片振り伸び制御疲労試験結果

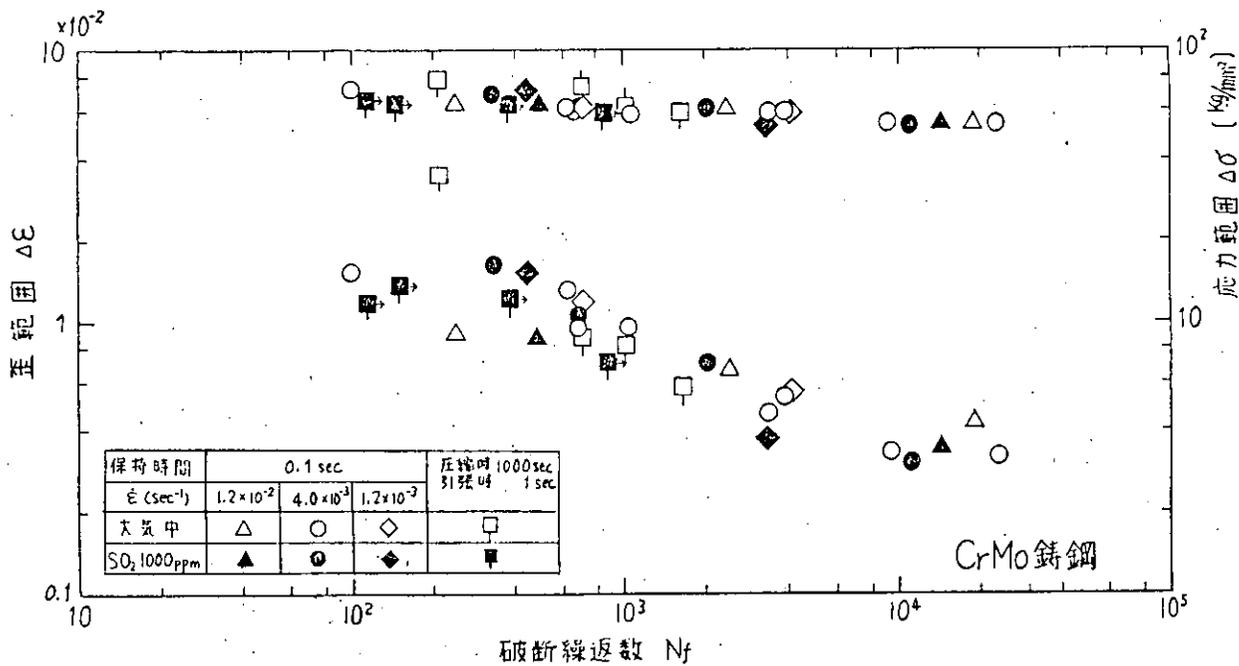
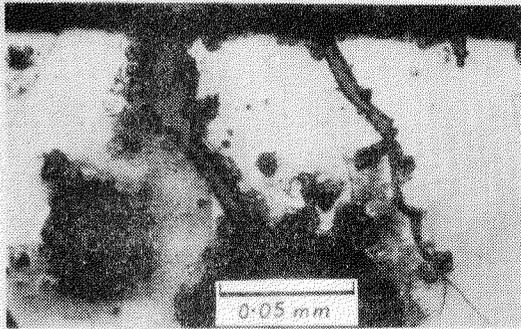


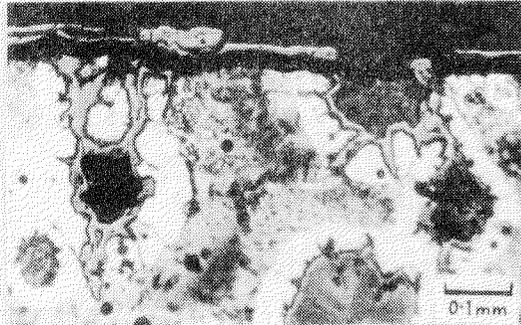
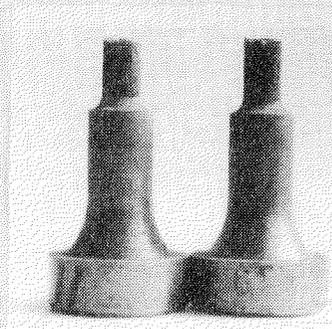
図 1.4.5 圧縮片振り伸び制御疲労試験結果



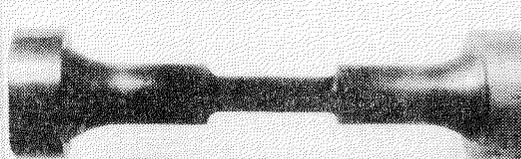
(1) 大気中保持時間なし
 $N_f=2050$, $t_f=4h$.



(2) SO_2 1000ppm. 保持時間なし
 $N_f=6282$, $t_f=13h$.

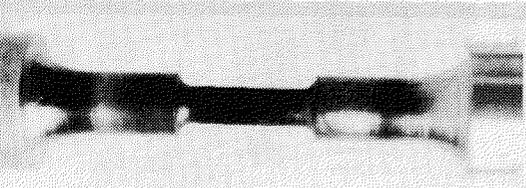
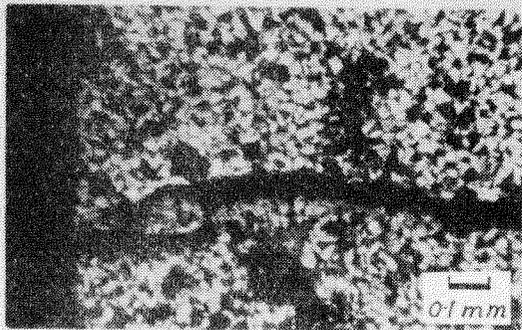


(3) SO_2 1000ppm. 圧縮側1000秒保持
 $N_f=140$, $t_f=113h$.

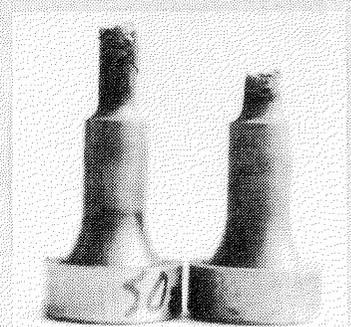
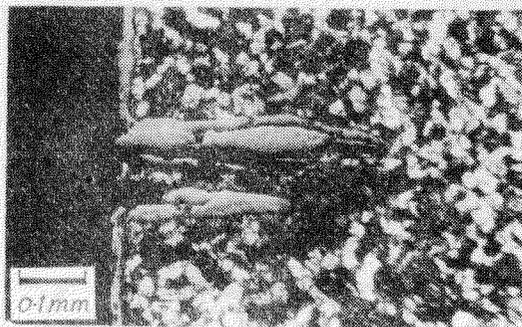


(4) SO_2 1000ppm. 圧縮側1000秒保持
 $N_f=213$, $t_f=148h$.

図 1.4.6 球状黒鉛鋳鉄 FCD45, き裂断面

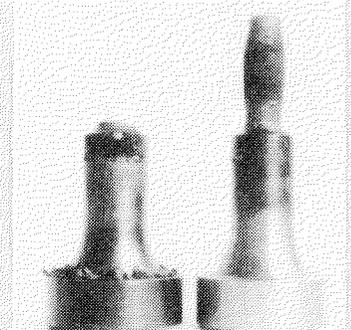


(1) 大氣中, 保持時間なし
 $N_f = 2.190$, $t_f = 4$ h.



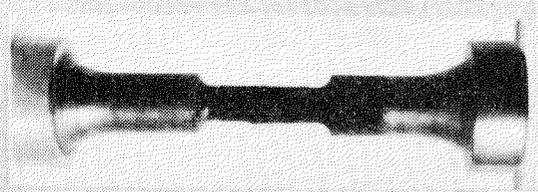
(2) 大氣中, 圧縮側 1000 秒保持
 $N_f = 1.010$, $t_f = 280$ h.

(3) SO_2 1000 ppm, 保持時間なし
 $N_f = 14.120$, $t_f = 5$ h.



(4) SO_2 1000 ppm, 保持時間なし
 $N_f = 2.041$, $t_f = 25$ h.

(5) SO_2 1000 ppm, 圧縮側 1000 秒保持
 $(N_f = 386, t_f = 113)$



(6) SO_2 1000 ppm, 圧縮側 1000 秒保持
 $N = 148$, $t = 42$ h. τ 中止
 $(N_f = 300 \sim 500?)$

図 1.4.7 Cr-Mo 鋳鋼, き裂断面

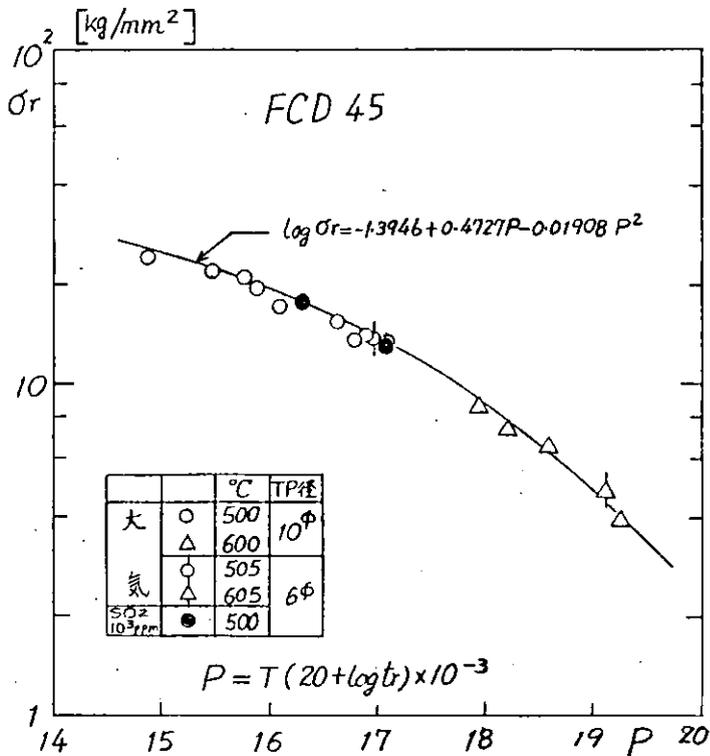
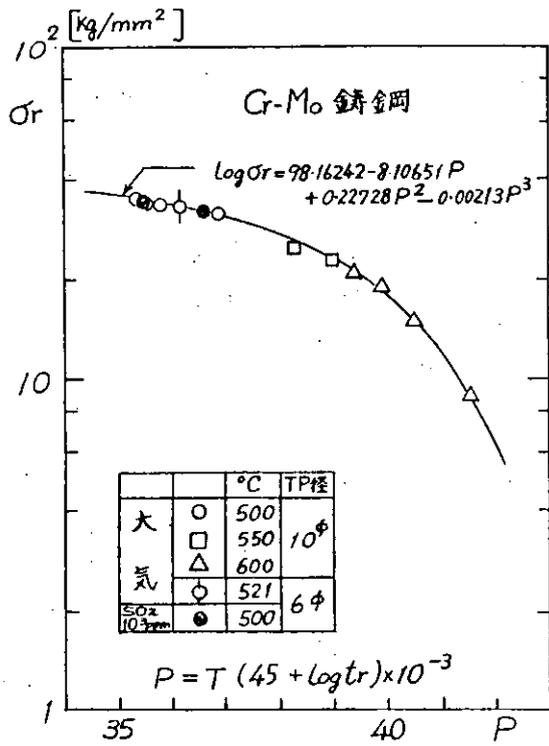


図 1.4.8 ラブチ + 試験結果

2. 低質燃油を使用する高出力率機関のシリンダライナとピストンリングの潤滑改善の研究

2.1 まえがき

最近の船用ディーゼル主機は、推進効率向上の面から超高過給化やロングストローク化が、運航経済性の面から使用燃油の低質化や潤滑油消費量の低減が、また、主機自動化の面から長期無開放の延長などが一層要求されるようになってきた。いずれも、主要摺動部であるシリンダライナ、ピストンリング（以下、それぞれライナ、リングと略す）の潤滑性を過酷にするものであり、これに対処するには異常摩耗やスカuffリングなど未然防止のための潤滑設計法を確立が必要である。

異常摩耗やスカuffリングなどのトラブルに関する影響因子は非常に多いが、昭和51年度に行なわれたライナ、リングの潤滑の実態調査によると、これらのトラブルは比較的ごく初期に集中して発生していること、また、初期段階での潤滑改善が、ひいては定常摩耗域での潤滑性能の向上にも結びつくことなどが明らかにされている。このことは、初期における油膜形成や油の保持性及びなじみ性が重要なことを示すものであり、その良否は、特にライナの表面仕上げ形状とも密接な関係がある。

現在、船用主機で使用されているライナの表面仕上げ形状には、ウェーブ仕上げとホーニング仕上げとがあり、主として、大形では前者が多い。このウェーブ仕上げのピッチや深さの国内外各社の実績例は図2.1に示すとおりであり、比較的幅広く用いられているが、いわゆる設計基準的なものが見い出されない。

そこで、本研究では主として、ウェーブ状ライナの実機実績例を基にして、理論的油膜特性の異なるモデルを選び、

- 1) ライナ、リング潤滑性能試験機による潤滑の基礎特性（油膜の電気抵抗特性、耐摩性、耐スカuffリング性能）
- 2) 実験エンジンによる潤滑特性

などを実験的に求めて、これら相互間の関連を明らかにし、より適正な表面仕上げ形状を見い出すのに必要な設計指針を得ることとした。

2.2 ライナ表面仕上げ形状の潤滑理論

2.2.1 潤滑油膜特性計算式及び計算法

図2.2に示すライナ、リング潤滑油膜厚さの計算モデルにおいて

W_t : 流体潤滑油膜による総負荷能力で単位長さ当り（円周方向の長さを示す。以下同様）(kg/cm)

W_i : i 番目の油膜の受け持つ単位長さ当りの荷重 (kg/cm)

W_R : リングがライナに対して押し付けている単位長さ当りの荷重 (kg/cm)

PT : ライナ表面のウェーブのピッチ (cm)

A : ライナ表面のウェーブの深さ (cm)

B : リング幅（摺動方向の長さ）(cm)

x, y : 二次元座標

X_i : i 番目の x 座標で、油膜によって負荷能力を受け持つ部分の長さ (cm)

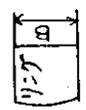
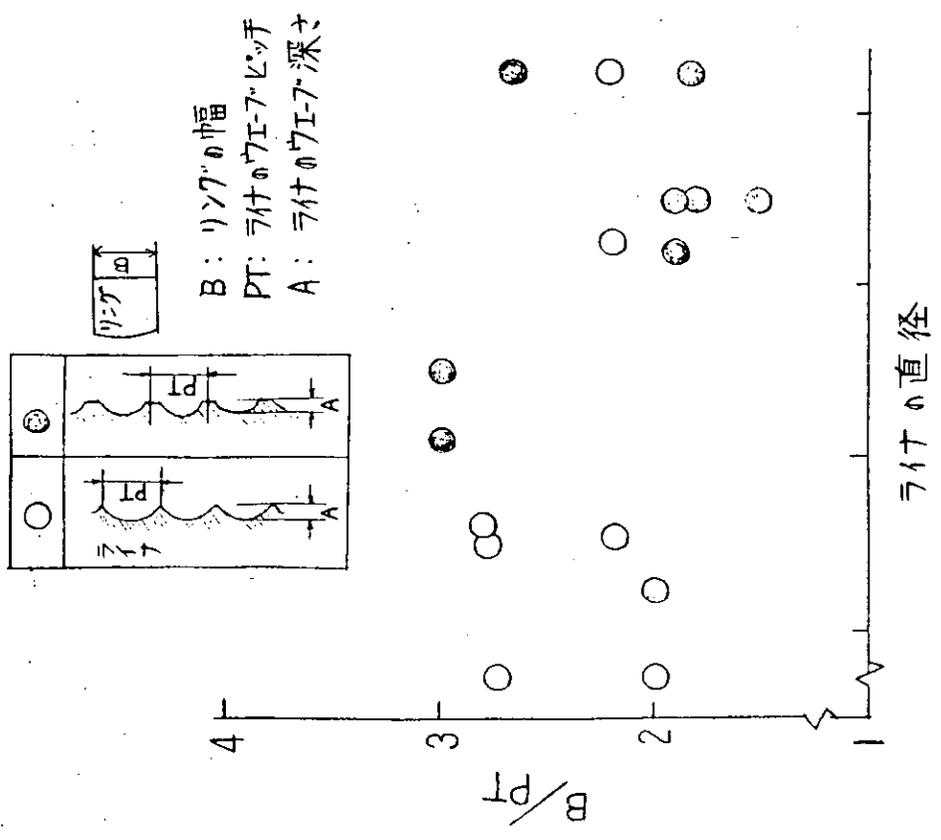
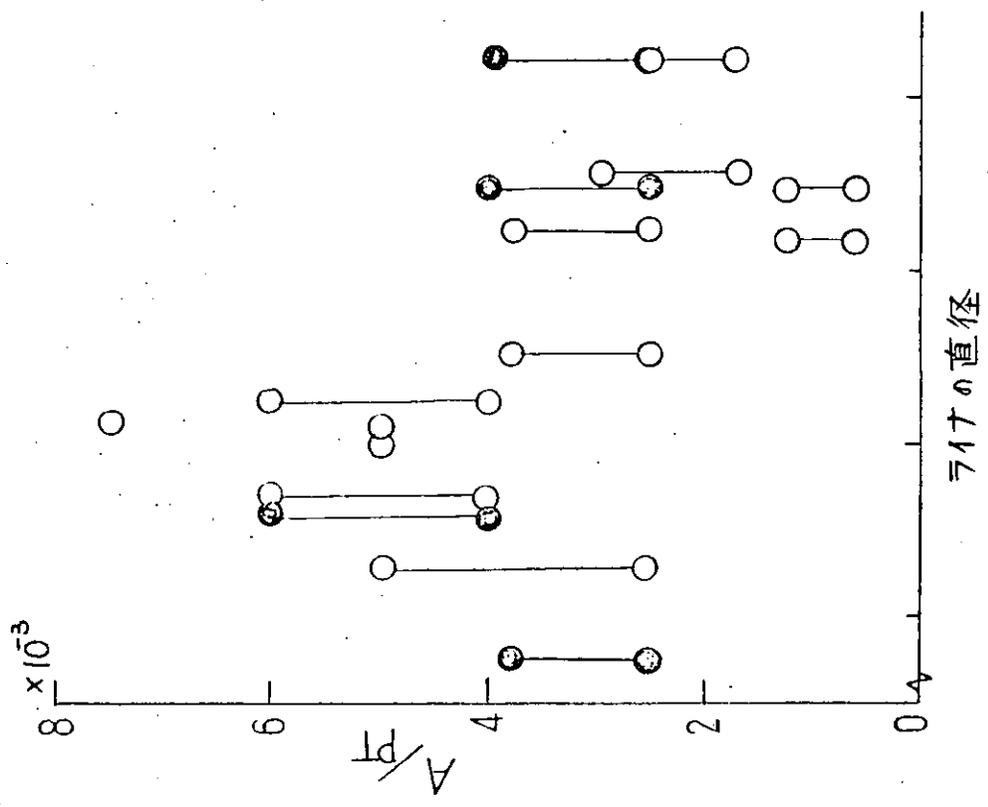
h : x 点におけるライナとリング間の距離、すなわち x 点における油膜厚さ (cm)

h_z : ライナとリングの間の油膜厚さの最小値 (cm)

p : x 点での油膜圧力 (kg/cm²)

p_i : i 番目の油膜圧力 (kg/cm²)

$U(t)$: すべり速度 (cm/s)



B: リングの幅
 PT: ライトのウェーブピッチ
 A: ライトのウェーブ深さ

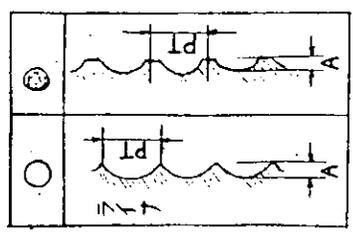


図 2.1 ライナ表面仕上げ形状の各社の実績例

μ : 油の粘度 ($\text{kg}\cdot\text{s}/\text{cm}^2$)

t : 時間 (s)

とし、ライナのウェーブの表面で油膜の負荷能力を受け持つ領域が図 2.2 の斜線の部分で、その数が n 個あり、それぞれ W_1 、 W_2 、……… W_n (図 2.2 では $n = 2$) としたとき、

$$\begin{aligned} W_t &= W_1 + W_2 + W_3 \dots\dots\dots + W_n \\ &= \sum_{i=1}^n W_i \end{aligned} \quad (2.1)$$

の関係があるとする。なお、リングは周囲の圧力による変形はないものとする。

ライナ、リング 2 面間に、粘度 μ の油が充填し、 $U(t)$ のすべり速度でリングが運動しているときの油膜内の 2 次元圧力方程式 (レイノルズの基礎方程式) は、

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu \left(U(t) \cdot \frac{\partial h}{\partial x} + 2 \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (2.2)$$

i 番目の箇所の油膜圧力 P_i は (2.2) 式から

$$\begin{aligned} p_i &= 12\mu \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \cdot H(x_i) + 6\mu \cdot U(t) \cdot F(x_i) \\ &\quad + C_1 \cdot \mu \cdot G(x_i) + C_2 \end{aligned} \quad (2.3)$$

ここで、 $F(x_i) = \int_0^{x_i} \frac{1}{h^2} \cdot dx_i$

$$G(x_i) = \int_0^{x_i} \frac{1}{h^3} \cdot dx_i$$

$$H(x_i) = \int_0^{x_i} \frac{x_i}{h^3} \cdot dx_i$$

C_1 、 C_2 は境界条件、 $x_i = 0$ のとき $P_i = 0$ 、 $x_i = X_i$ のとき $P_i = 0$ より、

$$C_1 = - \frac{6}{G(x_i)} \left\{ 2 \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \cdot H(x_i) + U(t) \cdot F(x_i) \right\}$$

$$C_2 = 0$$

i 番目の箇所の油膜の単位長さ当りの負荷能力 W_i (kg/cm^2) は、

$$W_i = \int_0^{x_i} p_i \cdot dx_i \quad (2.4)$$

より、

$$W_t = 6\mu \cdot U(t) \cdot \bar{X} - 12\mu \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \cdot \bar{Y} \quad (2.5)$$

ここで、

$$\bar{X} = \sum_{i=1}^n \left[F - \frac{F(x_i)}{G(x_i)} \right] \cdot G$$

$$\bar{Y} = \sum_{i=1}^n \left[\frac{H(x_i)}{G(x_i)} \right] \cdot G - H$$

$$F = \int_0^{x_i} \frac{1}{h^2} (x_i) \cdot dx_i$$

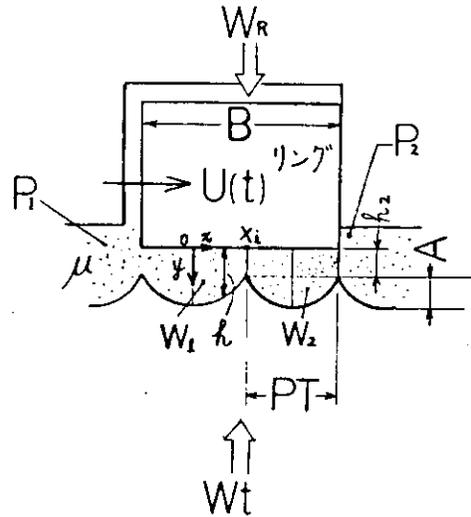


図 2.2 ウェーブ状ライナの潤滑油膜厚さ計算モデル

$$G = \int_0^{x_i} G(x_i) \cdot dx_i$$

$$H = \int_0^{x_i} H(x_i) \cdot dx_i$$

の関係となる。

\bar{X} 、 \bar{Y} はhの関数をxで積分したものであり、ライナのウェーブの表面仕上げ形状により決まる無次元関数である。

次に W_R について図2.2に示す。 P_1 、 P_2 をリングに作用するガス圧力(kg/cm²)、 P_e をリング自体の張りによる面圧(kg/cm²)とすると、リングの背圧からの荷重は、 $B(P_1 + P_2)$ となる。これに対して、リングすべり面で P_1 、 P_2 により自然に発生する油圧で押しもどされる荷重は、 $B\{(P_1 + P_2)/2\}$ となる。したがって、リングのライナに対する正味の押し付け荷重 W_R は両者の差となり、

$$W_R = B \left\{ \frac{P_1 - P_2}{2} + P_e \right\} \quad (2.6)$$

で与えられる。

P_1 、 P_2 について例えば、第1段リングの場合、 P_1 は筒内圧力、 P_2 は第2段リングの背圧となる。 P_2 は後述のように、第1段リングの潤滑性能を考える場合に、非常に重要なもので、古浜らの“リングからのガス漏れの理論解析²⁾”を用いて求めることができる。

以上の関係式に外的な作動条件を与えれば、

$$W_t = W_R \quad (2.7)$$

の条件より、理論的油膜厚さが求められるが、すべり面の油膜の形hをxの関数で表示することが必要である。図2.2のウェーブの表面形状の場合、

$$h = h_2 + A - \frac{A}{(PT/2)^2} x^2 \quad (2.8)$$

のように近似できる。

なお、ウェーブとホーニング仕上げしたライナの場合には、油膜の負荷能力を受け持つ部分を図2.3のように $0 < x < x'_i$ と考えると、この場合、

$$0 < x < x_i \text{ では、 } h = h_2 + A - \frac{A}{(PT/2)^2} x^2$$

$$x_i < x < x'_i \text{ では、 } h = h_2$$

のように表わされる。

理論的油膜厚さの計算法について、ここでは1サイクル間(クランク角 $0 \sim 360^\circ$ の間)の油膜厚さ h_2 の求め方を述べる。

Δt 時間間の油膜厚さの変化量 Δh は、(2.5)式～(2.7)式から、

$$\Delta h = \frac{6\mu \cdot U(t) \cdot \bar{X} - W_R}{12\mu \cdot \bar{Y}} \cdot \Delta t \quad (2.9)$$

で与えられる。

(a) まず、クランク角 $\theta = \theta_0 = 0^\circ$ のときの油膜厚さ h_{20} を仮定する。

(b) Δt 時間後の油膜厚さの変化量 Δh_{20} を(2.9)式から求めると、 $\theta = \theta_1$ のときの油膜厚さ h_{21} は、

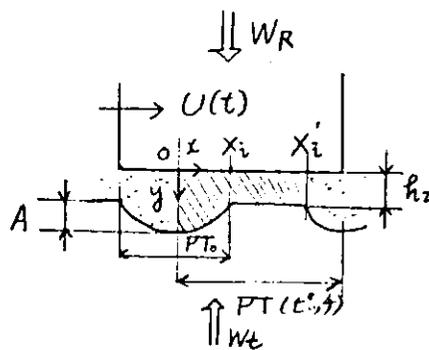


図2.3 ウェーブ+ホーニング仕上げの場合の油膜厚さ計算モデル

$h_{21} = h_{20} + \Delta h_{20}$ となる。

(c) Δt_2 時間後の油膜厚さの変化量 Δh_{21} を (2.9) 式から求めると、 $\theta = \theta_2$ のときの油膜厚さ h_{22} は $h_{22} + \Delta h_{21}$ となる。

以下、同様な計算を $\theta = \theta_{2k} = 360^\circ$ まで行い、油膜厚さ h_{2k} を求める。この値と初めに仮定した h_{20} との差が $\pm \epsilon$ (制限極小量) を満足するまで、繰返し計算を行う。なお、繰返しの途中 θ_{2k} のときに $\pm \epsilon$ を満足しない場合は、 $h_{20} = h_{2k}$ として再計算を行う。

2.2.2 油膜厚さの計算結果例

図 2.4(a)・(b)は後述のライナ、リング試験に用いた各種ライナ表面仕上げ形状の油膜厚さ h_2 の計算例を示す。なお、油膜厚さの単位は、以下 μm を用いた。それぞれの計算条件は図中に示すとおりで、図 2.4(a) はリングの背圧が一定のときの 1 行程間の h_2 を、図 2.4(b) はリングの背圧が図中の ΔP のように変化したときの 1 サイクル間の h_2 を示す。これらの図から、

- 1) 行程の中央付近での油膜厚さは厚いが、死点では薄いこと。
- 2) ライナ表面仕上げモードによって h_2 が異なること。例えばウェーブ+ホーニング仕上げの方がウェーブ仕上げよりも h_2 が良好なこと。

3) ウェーブのピッチや深さによっても h_2 が異なること。
などがある。(3)に関して、ウェーブ仕上げを例にとって、ウェーブの深さやピッチを種々変えたときの理論的油膜厚さ特性の計算結果を図 2.5(a)・(b)・(c)に示す。

図 2.5(a)は 1 サイクル間で油膜厚さ h_2 の最も小さい値 $h_{2\min}$ 、図 2.5(b)は同じく、油膜厚さ h_2 の最も大きい値 $h_{2\max}$ 、それぞれに着目して、ウェーブの深さ A とピッチ PT との比 A/PT の相関性を求めたものである。潤滑パラメータ $\mu U_a/W_R$ (ここで、 U_a は平均すべり速度 cm/s) によって、 $h_{2\min}$ 、 $h_{2\max}$ それぞれが最も大きくなる A/PT が存在することが判る。

図 2.5(c)はウェーブのピッチとリング幅 B との比、 PT/B の油膜厚さ $h_{2\min}$ に及ぼす影響を示したもので、ピッチはリング幅の範囲内で大きい方が好ましいことが判る。

以上の計算結果に示すように、表面仕上げ形状によって潤滑特性がかなり異なることが把握したが、果して実験的にも上記のような差異がみられるかどうか疑問である。そこで以下、実験的にライナ表面仕上げ形状の潤滑特性(ライナとリングの間の油膜の電気抵抗特性、耐摩性、耐スカuffing性能など)を調べてみた。

注) ライナ表面をウェーブ加工した後、ホーニング仕上げしたものを以下、ウェーブ+ホーニングと略す。

ピストン径 107.5 mm, ストローク 7.300 mm
 リング幅 45 mm,
 リング高 8.81 mm, (背圧差圧 2.0 kg/cm², 環状圧 0.2 kg/cm²)
 平均たけ速度 600 cm/s (回転数 600 rpm)
 油の粘度 0.115×10^{-3} kg-s/cm²

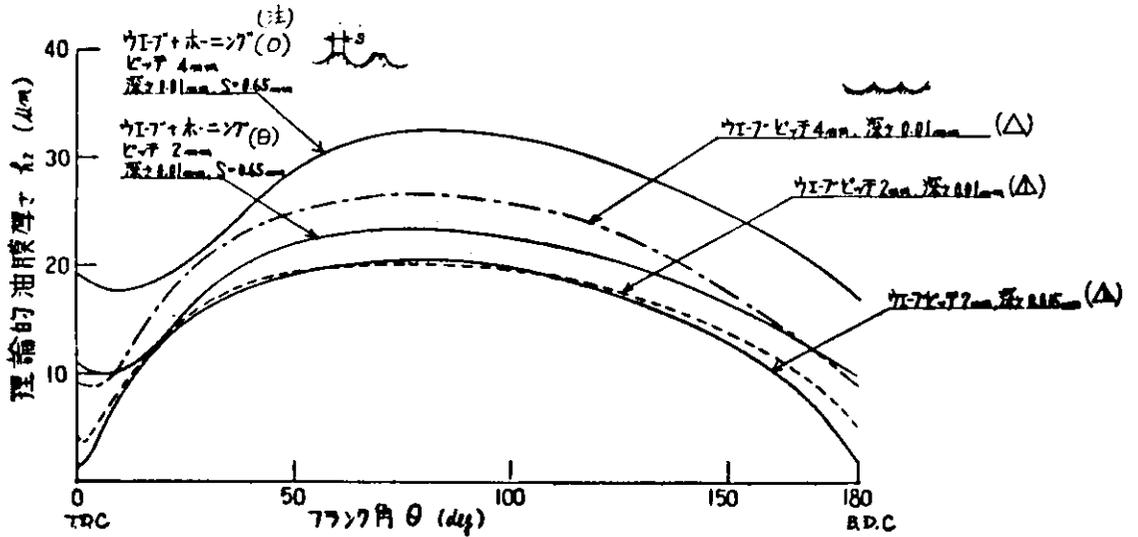


図 2.4 (a) 理論的油膜厚さ計算例 (リング背圧一定の場合)

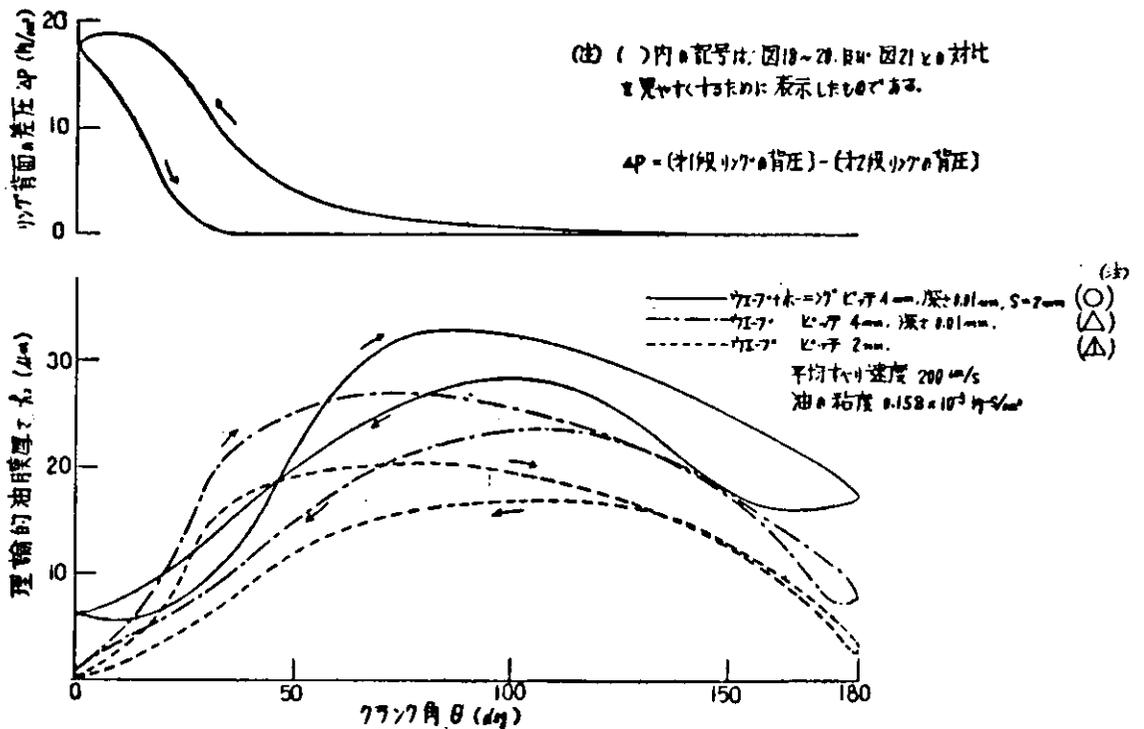


図 2.4 (b) 理論的油膜厚さの計算例 (リング背圧変動の場合)

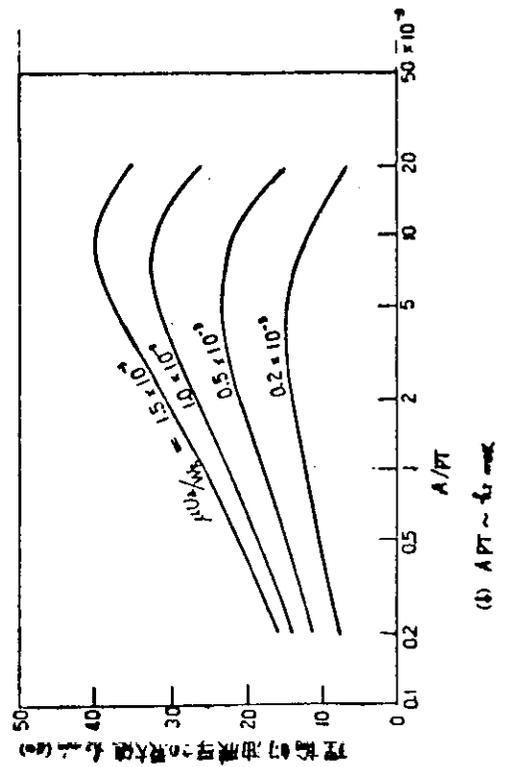
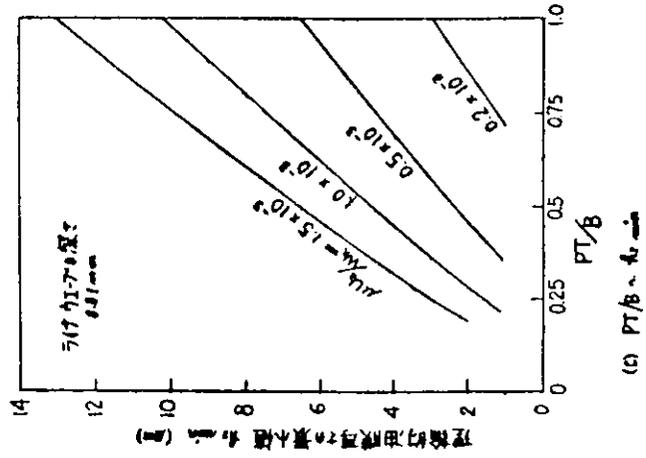
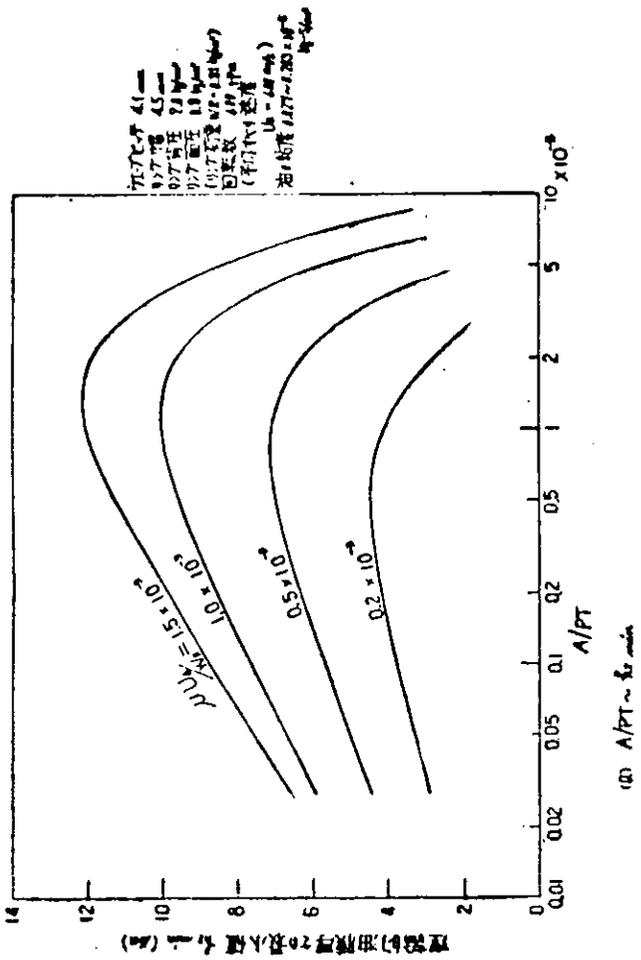


図 2.5 ウエーブ形状ライナ表面仕上り形状の理論的油膜厚さの特性

2.3 ライナの潤滑特性試験

2.3.1 試験装置及び試験条件

(1) 試験装置

試験に用いたライナ、リング潤滑性能試験機の断面を図 2.6(a)・(b)に、仕様を表 2.1 に示す。図 2.6(a)はリングの作動条件をより実機に近づけるために掃排気と動弁系を設け、筒内圧縮形にして変動圧を与えられるようにしたもので、油膜の特性と耐摩性の試験に用いた。図 2.6(b)はリングの背圧に一定圧を与えることのできる装置で、耐スカuffing性能の試験に用いた。本装置は回転数、ライナ温度及びリング背圧を各々独自に変えることができ、ライナ温度は外周に設けたヒータにより、リング背圧は別に設けた高圧圧縮機からの一定圧をリンク装置、ピストン棒を介してピストンのリングランドの中央部から吐出させて与えた。また、本装置はストレンゲージを貼った棒でライナを吊っているため、ライナとリングの間の摩擦力が計測でき、スカuffingの発生限界を把みやすいのが特徴である。

試験装置の主要部品であるライナ、ピストンおよびリングの外観と断面図をそれぞれ図 2.7～図 2.9 に示す。

(2) 供試ライナの仕様

図 2.1 のような実機に適用されている形状を考慮するとともに、図 2.4(a)・(b)のように理論的油膜厚さ h_2 の特性の異なるウェーブの形状を供試ライナとして選んだ。

表 2.2(a)に各試験に使用したライナの表面仕上げ形状の仕様を、図 2.10 に表面仕上げの詳細をそれぞれ示す。また、リングのテスト前の表面粗さも図 2.10 の右下に示す。

なお、ウェーブのピッチ、深さなどの寸法は以降 μm で、表面粗さは μm で表示した。

表 2.1 ライナ、リング潤滑性能試験機の仕様

	潤滑基礎特性試験用リング 背圧変動形試験機(図 2.6(a))	耐スカuffing性能試験用リン グ背圧一定形試験機(図 2.6(b))
形 式	筒内圧縮形(ユニフロー)	非圧縮形
ボ ア 径	152.5	152.5
ストローク	300	300
駆 動 源	190kW モータ	37kW モータ
回 転 数 rpm	100～600	150～1500
ピストン平均速度 m/s	1～6	1.5～15
ライナ温度 $^{\circ}\text{C}$	max～300(温度コントロール装置付き)	max～250(温度コントロール装置付き)
掃 排 気 系	あり	なし

(3) 試験条件及び方法

試験条件は表 2.2(b)に示すとおりで、また、運転の方法は図 2.11 のようにした。耐スカuffing試験では、600 rpm でライナ温度を約 1 時間で 200°C まで上昇後、リングの背圧を 2 分間毎に $2\text{kg}/\text{cm}^2$ ずつステップアップさせ、スカuffing 発生まで背圧を与えた。

ライナとリングの材料は表 2.3 のものを、また、潤滑油は 100°F 265 cSt、 210°F 16.9 cSt、粘度指数 68、アルカリ価 60mg KOH/g のものを使用し、ライナ円周の 4 箇所から注油棒で注油した。

ライナ潤滑特性の評価法は次記の方法を用いた。

- 3)
 1) 潤滑油膜特性試験：ライナとリングの間の油膜厚さの測定は幾つか試みられているが、技術的に難しく、現段階では定量的な値に問題がある。そこで本研究では、従来から用いられている油膜の電気抵抗法を用いて潤滑性能を評価した。図2.12に油膜の電気抵抗計測の回路を示すが、リングの絶縁は、ピストンのリング溝に耐熱性ペークライト系（高分子材）を用いた。また、リングには回わり止めを設けたが、リング溝下面から持ち上がりも一部、計測を行った。
 4)、5)
 2) 耐摩性試験：ライナ、リング表面仕上げ形状のプロファイルの変化と、リングの摩耗量を重量減量法で調べた。
 3) 耐スカuffing性能試験：前述のように、ライナとリングの間の摩擦力の急な上昇及びライナ表面から1mmの点のライナ温度の急な上昇から判断した。さらに、開放後に表面損傷の有無を確認した。

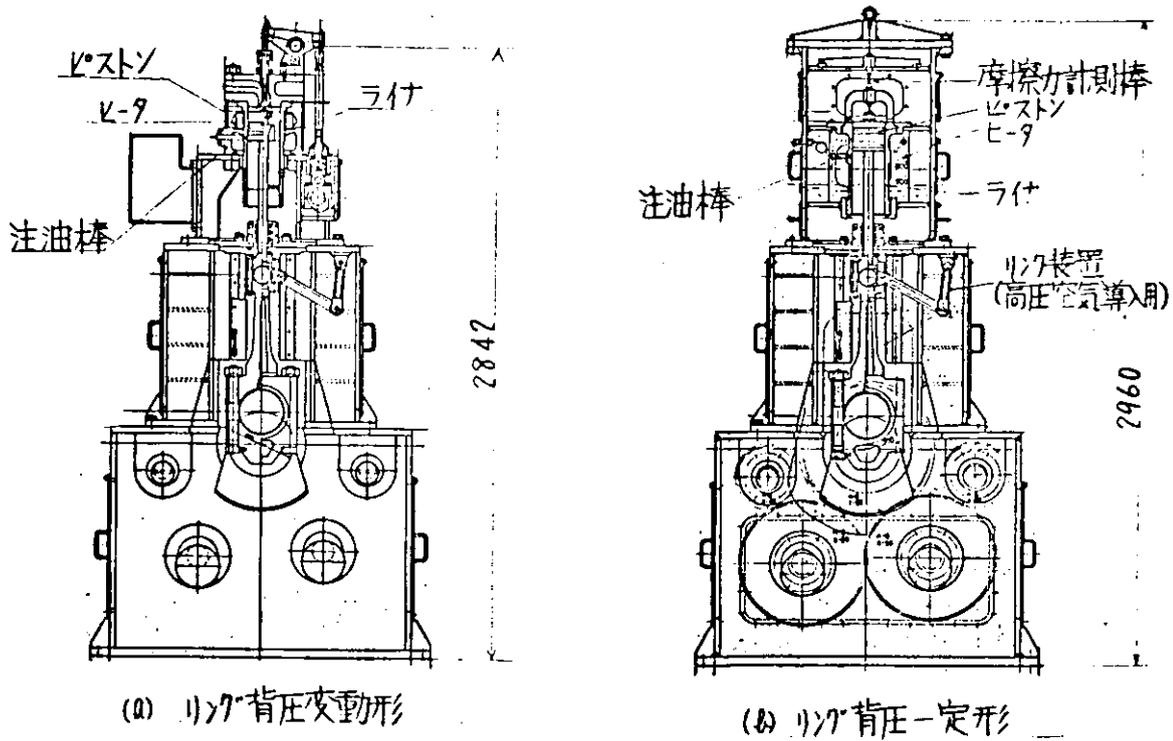


図 2.6 ライナ，リング潤滑性能試験機の断面

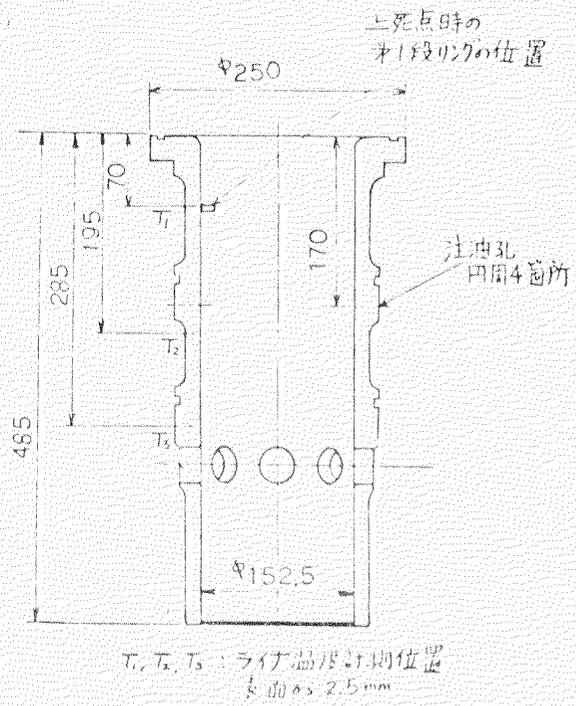


図 2.7 ライナの外観と断面図

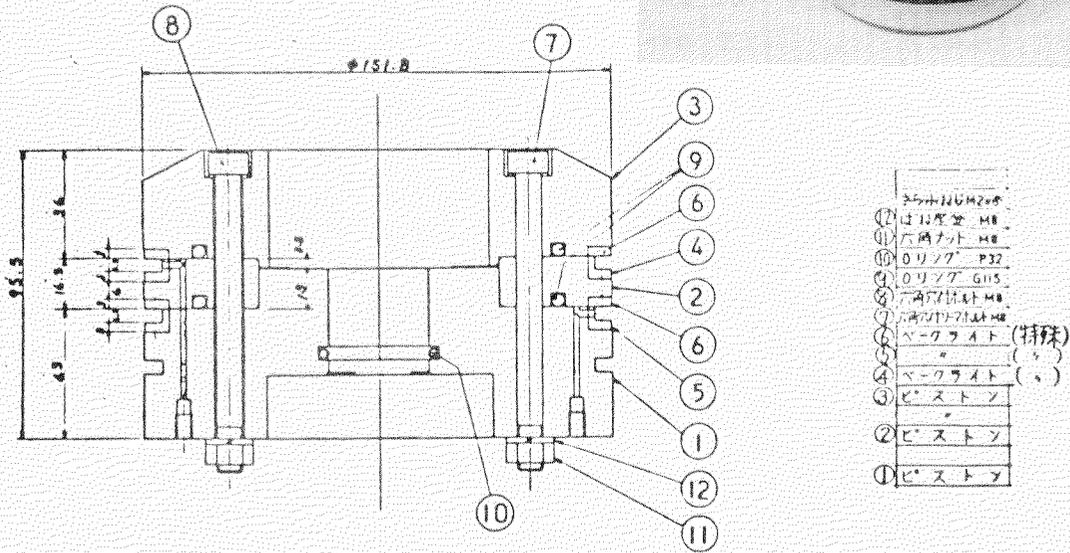
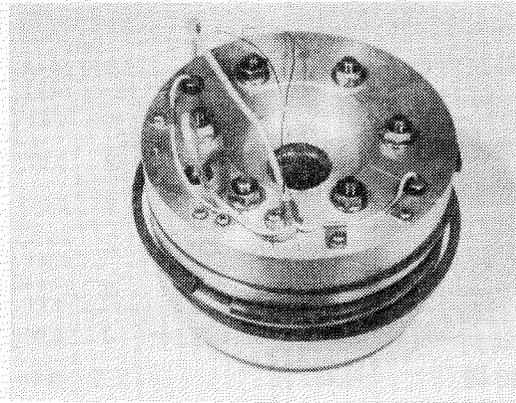


図 2.8 ピストンの外観と断面図 (潤滑油膜特性試験用)

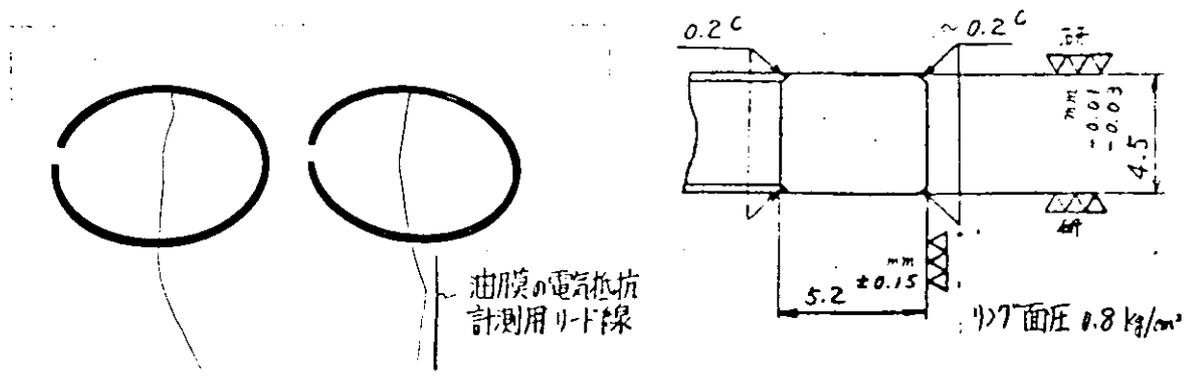


図 2.9 ピストンリングの外観と断面図

表 2.2 供試ライナの仕様と試験条件

潤滑基礎試験 の試験内容	試験条件 の区分 (注1)	(A) 供試ライナ表面仕上の形状の仕様					(B) 試験条件					備考 4, 18, 19, 20, 21, 27, 28, 29, 30, 31
		形状	PT深 (mm)	A/PT (mm)	PT/B (mm)	表面粗さ (μm)	回転数 (rpm)	温度 (°C)	背圧 (kg/cm²)	注油率 (%/min)		
潤滑油膜特性 と耐摩耗性の把握 (図6(a))	1	ウエ-7仕上	4.1	0.01	2.4	0.91	71-1.3	100~400	200 (注2)	~46	1.0	△
	2	"	2	0.01	5.0	0.44	"	"	"	"	△	
	3	"	2	0.015	7.5	0.44	"	"	"	"	△	
	4	7E-7+ホニ仕上	4	0.01 (S=2)	2.5	0.91	"	"	"	"	○	
	5	"	2	0.015 (S=0.65)	5.0	0.44	"	"	"	"	⊕	
耐スカミング性能 の把握	6	ウエ-7仕上	3	0.01	3.33	0.66	71-1.2	600	200 (注3)	階段状上昇	0.1	⊙
	7	"	1.5	0.01	6.33	0.33	"	"	"	"	⊙	

(注1) 実測値の平均値を示す。

(注2) 実換の実績例では、 $A/PT = 1.7 \times 10^{-3}$
 $PT/B = 0.33 \sim 0.66$

(注3)

(注4) () は、油膜特性試験時の温度

(注5) ライナ全体の温度

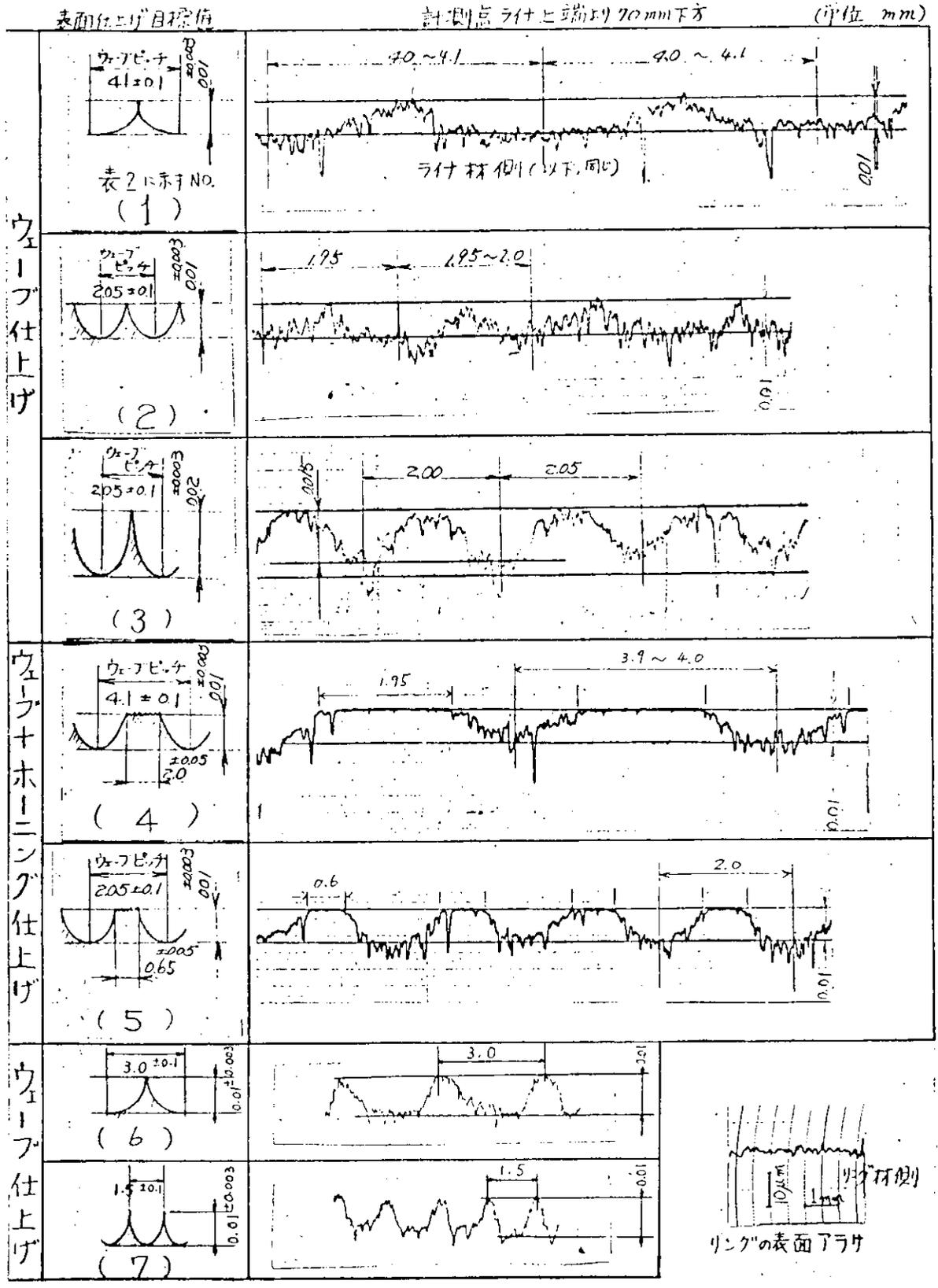


図 2.10 供試ライナの表面仕上げ形状

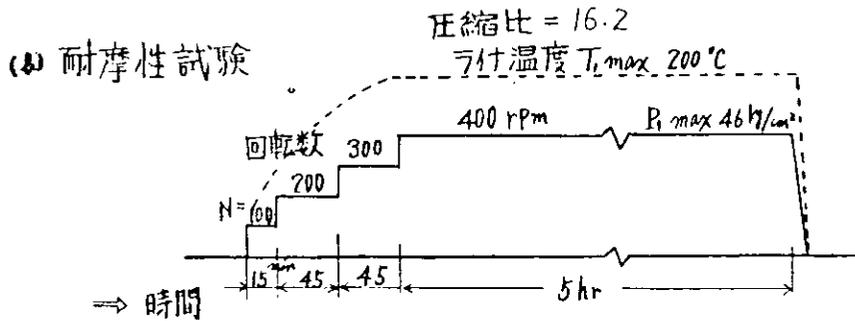
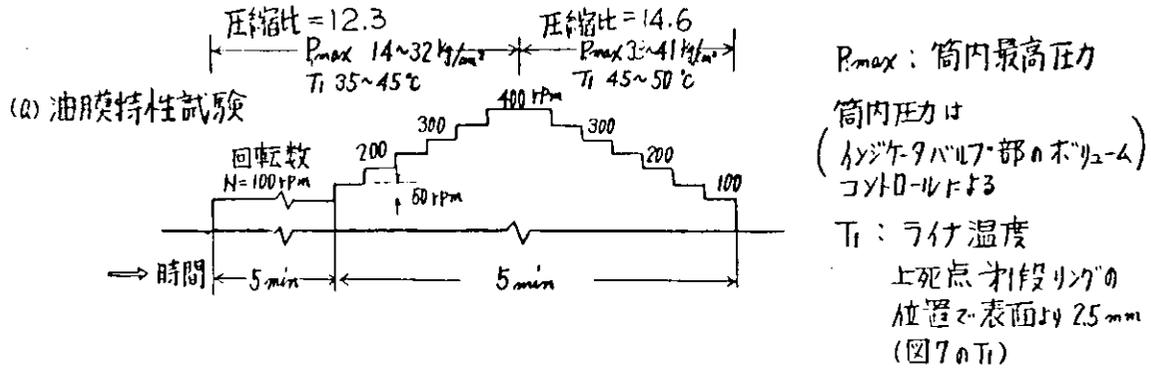


図 2.1.1 運転方法のモデル

表 2.3 ライナ, リング材の化学成分

	C	Si	Mn	P	S	V	かたさ HB
ライナ	3.29	1.28	0.72	0.22	0.11	0.12	192~212
リング	3.2~2.7	1.8~2.8	0.4~1.0	0.2~0.6	0.1>	—	230~255

<リングは規格値)

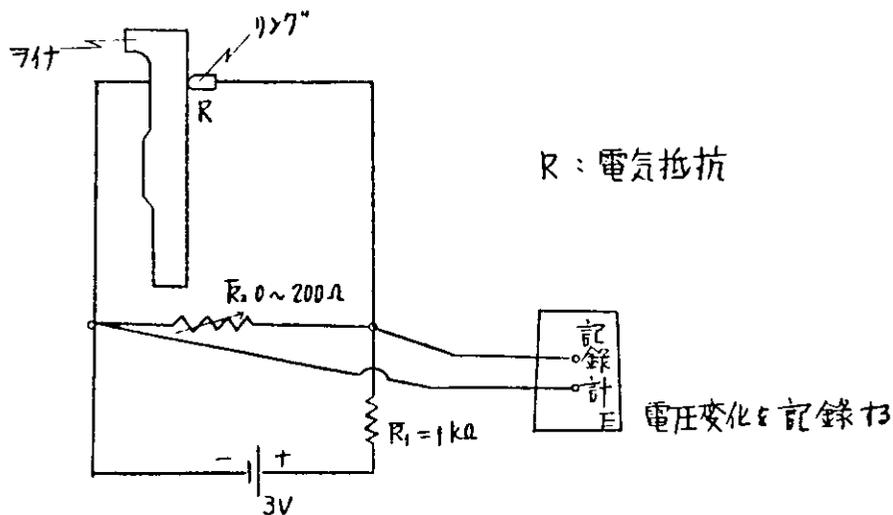


図 2.1.2 ライナ, リング間の油膜の電気抵抗の計測回路

2.3.2 試験結果及び考察

(1) リングの作動条件と潤滑特性

本項では、まずリングまわりのガス圧力などの作動条件を調べるとともに、油膜の形成状態との相関性について検討してみた。

図2.13は、比較的なじんだホーニングライナとリングを用いたときの第1段と第2段リングの背圧と、リングの持ち上がりの状態及び油膜の電気抵抗の測定例を示す。油膜の電気抵抗が0の場合が金属接触を、無限大の場合が完全に油膜で分離している場合を示す。本図から死点での油膜破断の状態など個々の特性がかなり明確にあらわれているが、相互間の関連を大まかにみると、

- 1) 上死点における第1段リングの油膜形成の状態と、リング背圧の変化の状態とがほぼ対応していること。
 - 2) 油膜の形成状態とリングの持ち上がりとの間にはあまり相関はみられないこと。
- などがわかる。

1)に関して、さらに明確にするため、各種ウェーブライナを用いてテストを行なった。図2.14(a)のモデルに示すように、第1段リングの背圧 P_1 と第2段リングの背圧 P_2 とが等しくなる時の上死点からのクランク角 θ_L と、第1段リングの油膜の電気抵抗が無窮大となる時の上死点からのクランク角 θ_R とを調べ、両者の相関性を調べた。その結果を図2.14(a)に示すが、かなり相関があることがわかる。このことから、第1段リングの潤滑性能を明確にするには、第2段リングの背圧をよりの確に把握することが非常に重要といえる。しかし、実際には第2段リングの背圧を個々の実機エンジンについて計ることは困難であり、理論的な推定法が必要である。そこで、古浜らの理論²⁾と実測値との対比を行ってみた。

図2.15は、クランク角に対する第2段リングの圧力 P_2 の変化を、図2.16は第2段リングの背圧の最大値 P_{2max} 、図2.17は P_1 と P_2 とが等しくなる時のクランク角 θ_L 、それぞれについて理論との対比を行なったものである。いずれの結果ともよく一致しており、したがって、第2段リングの背圧の推定に古浜らの手法は、かなり有効であるといえる。

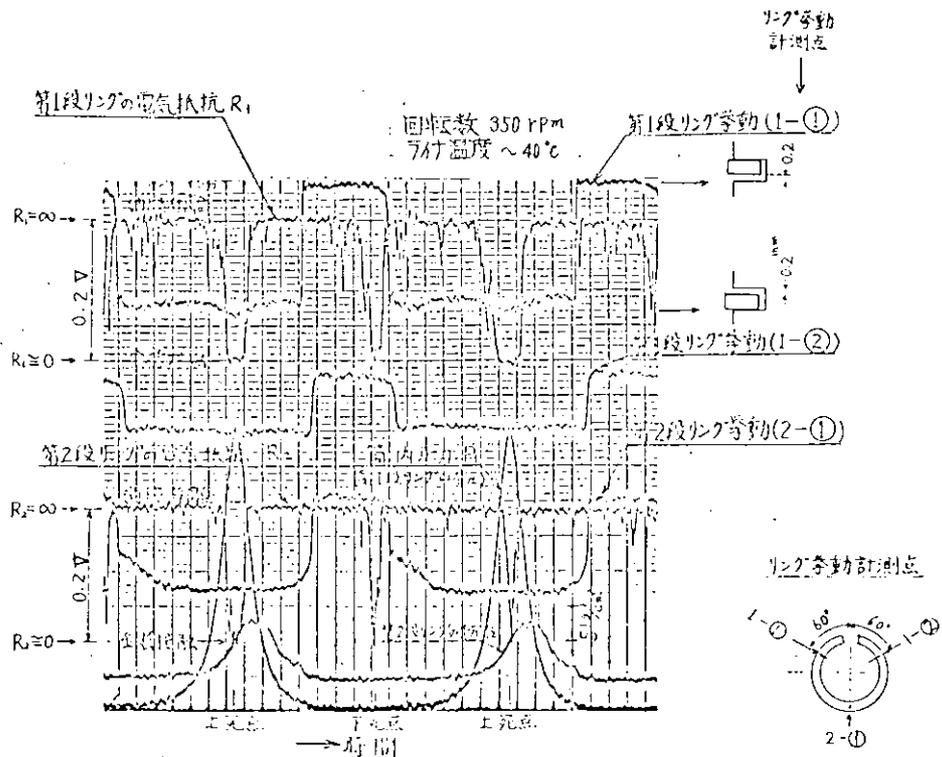


図2.13 第1, 2段リングの背圧と持ち上がり及び油膜の電気抵抗の計測例

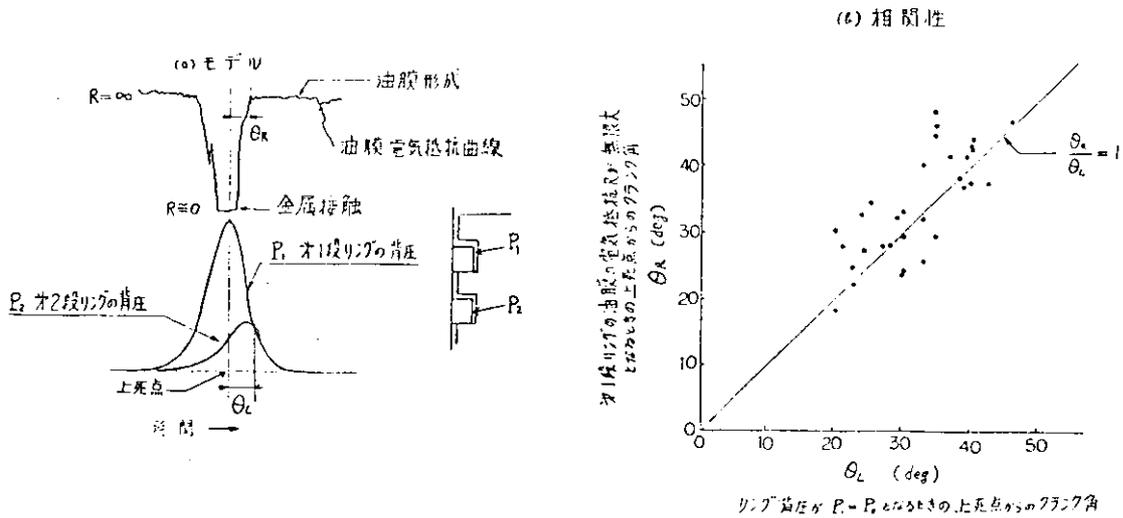


図 2.14 リングの背圧と油膜形成との相関性

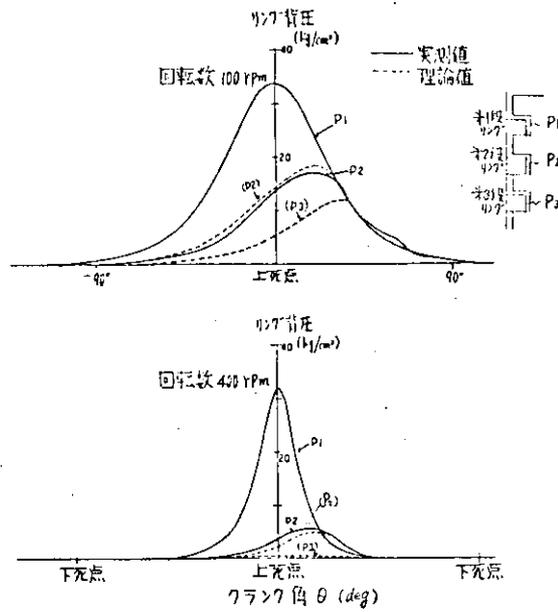


図 2.15 第2段リングの背圧 P_2 の実測と理論との対比

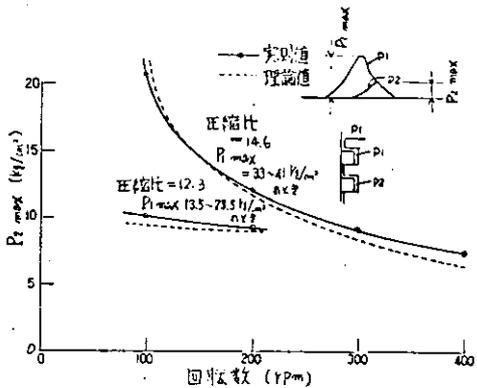


図 2.16 第2段リングの最高圧力 P_{2max} の実測と理論との対比

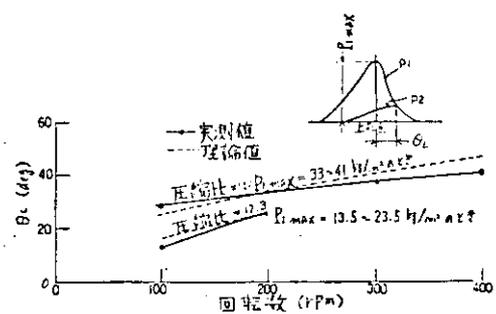


図 2.17 $P_1 = P_2$ となる時の上死点からのクランク角 θ_L の実測と理論との対比

(2) 各種ウェーブ状表面仕上げライナの潤滑油膜特性

図 2.18～図 2.20 は、第 1 段と第 2 段リングの背圧と油膜の電気抵抗(R)の計測例を示したもので、図 2.18 はウェーブ+ホーニング仕上げでピッチの異なるもの、図 2.19 はウェーブ仕上げでピッチと深さの異なるもの、図 2.20 はピッチがほぼ一定で、ウェーブ仕上げとウェーブ+ホーニング仕上げとを比較したものである。

上記の図について、上死点前後における油膜破断ゾーン ($R \approx 0$) のクランク角の大小と、図 2.4 に示した理論的油膜厚さの大小とを比較すると、ほぼ対応していることがわかる。上記の相関をさらに詳しく比較したものが図 2.21 で、それぞれ回転数と筒内圧力を変えた場合であり、 θ_B と θ_A は後述の図 2.22 (b) に示すように、上死点前後の油膜破断ゾーンのクランク角を示す。この $\theta_B + \theta_A$ が小さいほど潤滑油膜特性が良好なことを示すもので、本図 2.21 に示した各種ライナの潤滑特性の優位性と、先に示した図 2.4 の検討例とが定性的にほぼ対応していることがわかる。

図 2.22 は、油膜厚さの特性について理論と実験との対比を行うために用いたモデルで、図 2.22 (a) の曲線はクランク角に対する理論的油膜厚さ h_2 の変化を示す。ライナとリングのごく表面の最大あらかの和を R_{maxT} として、 $D = h_2 / R_{maxT}$ とすると、 $D \leq 1$ の条件で理論的な油膜の破断を生ずるがこのときの上死点前後のクランク角をそれぞれ $\theta_{B \cdot th}$ 、 $\theta_{A \cdot th}$ とすると、 θ_B と $\theta_{B \cdot th}$ 、 θ_A と $\theta_{A \cdot th}$ の相関を調べると図 2.23 (a) と (b) になる。ただし、 R_{maxT} は実測値から (a) ウェーブ仕上げでは 5～7 μm 、(b) ウェーブ+ホーニング仕上げでは 3～5 μm とした。本図から理論的な油膜特性と実験的な効果とが傾向的に一致していることが判る。

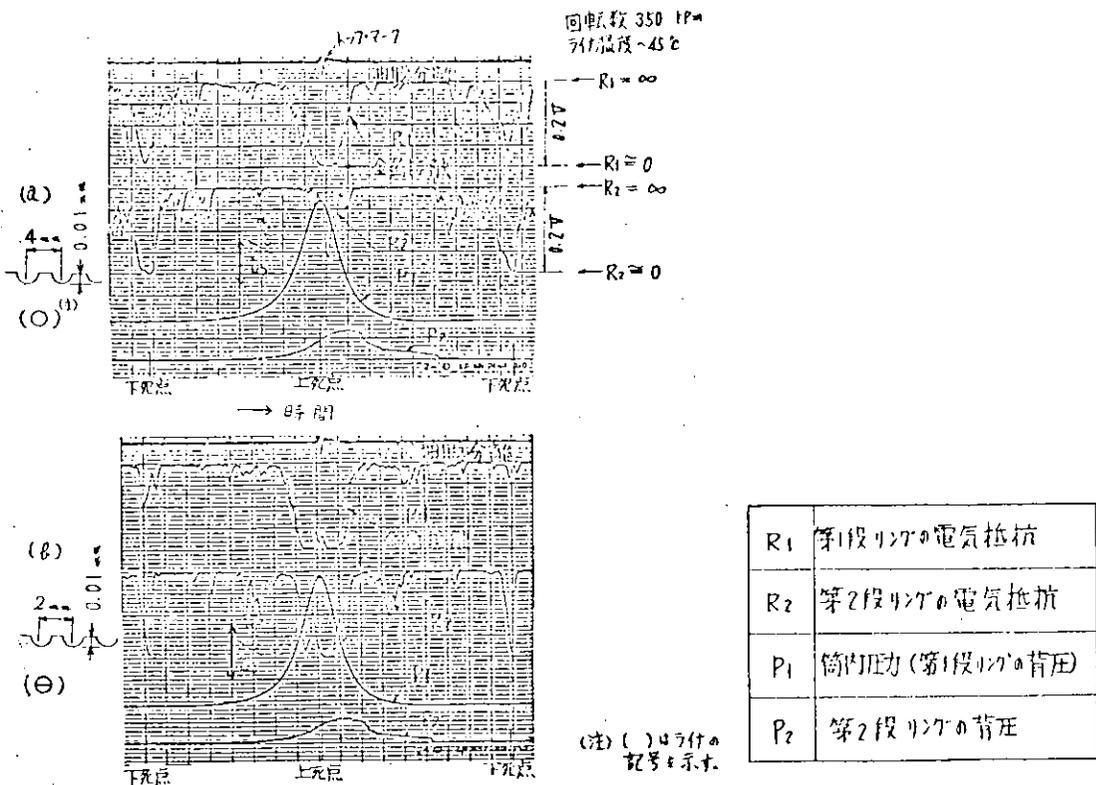


図 2.18 油膜の電気抵抗とリング背圧の計測結果
(ウェーブ+ホーニング仕上げでピッチの異なる場合)

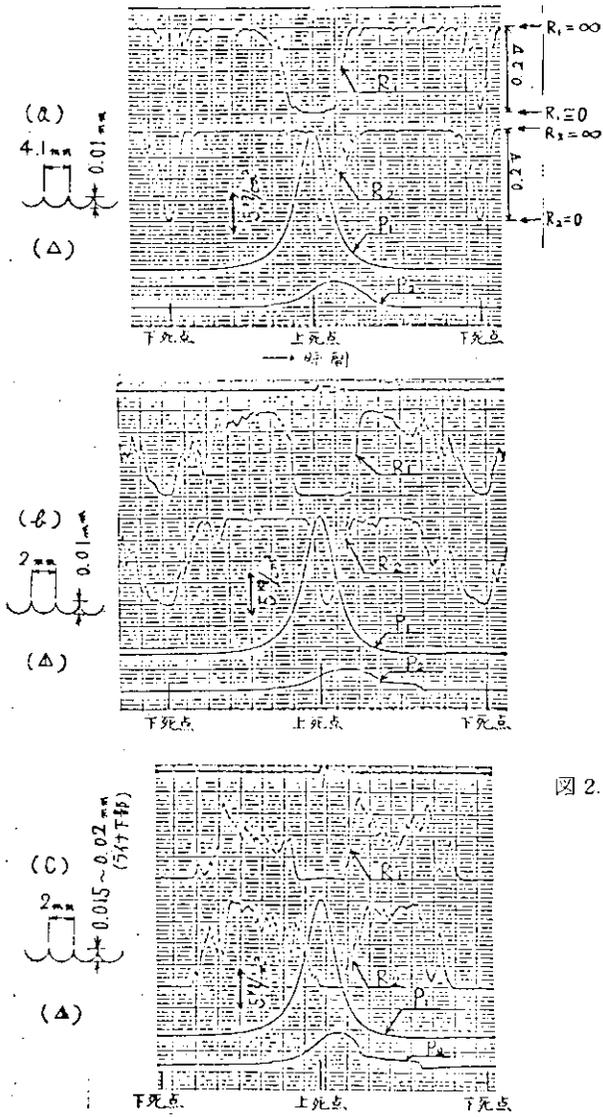


図 2.19 油膜の電気抵抗とリング背圧の計測結果
(ウェーブ仕上げでピッチと深さの異なる場合)

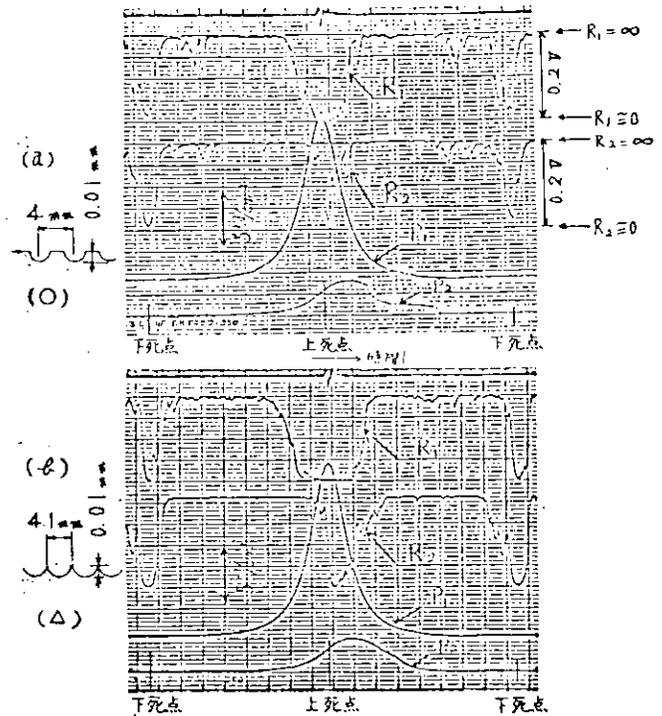


図 2.20 油膜の電気抵抗とリング背圧の計測結果
(ライナウェーブモードの比較)

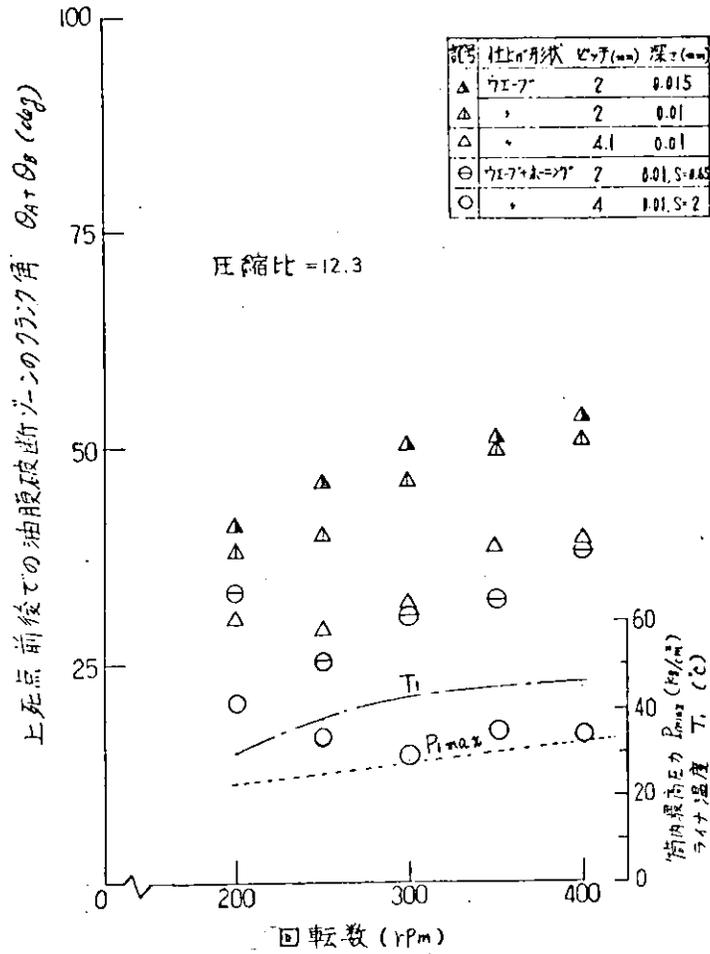


図 2.2 1 各種ライナの表面仕上げ形状の潤滑油膜特性の比較結果

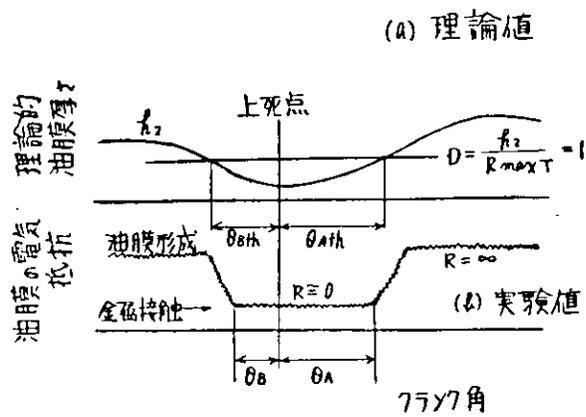


図 2.2 2 油膜特性の理論と実験との比較モデル

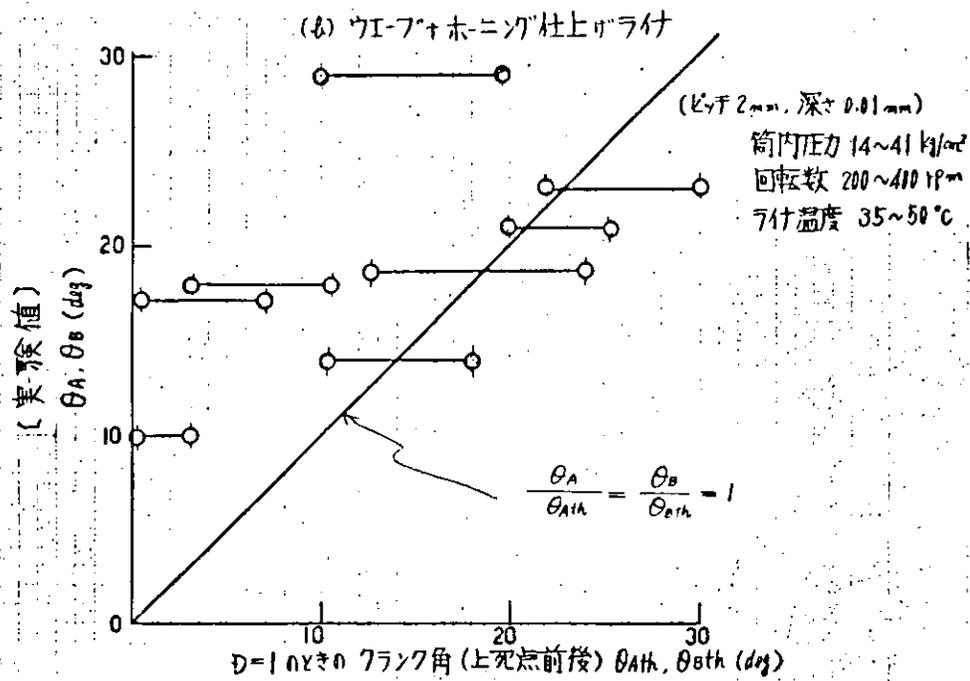
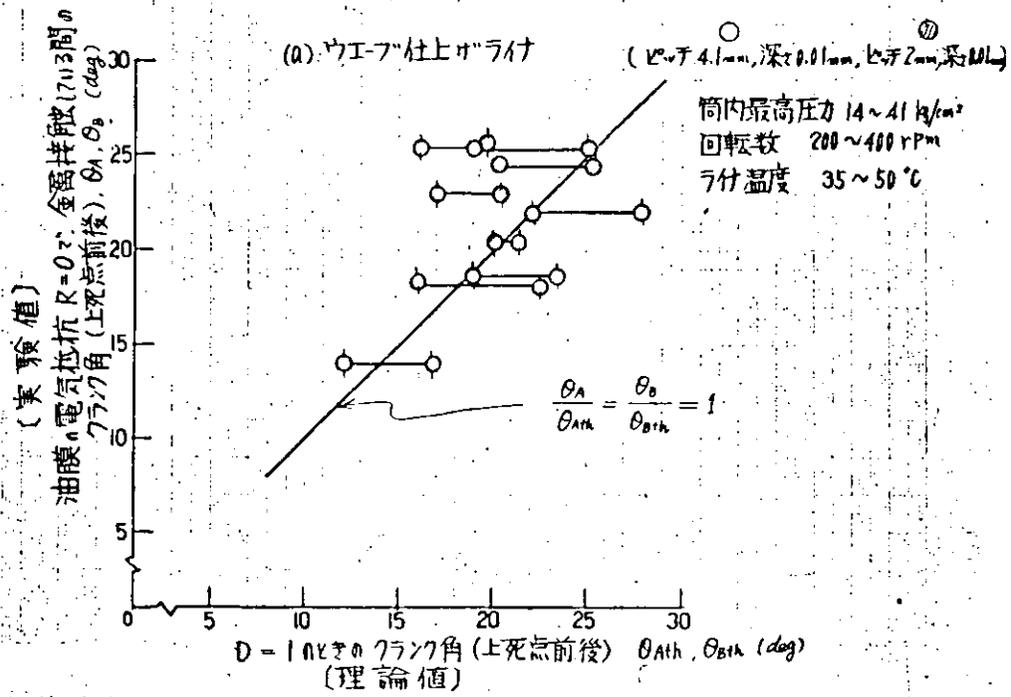


図 2.23 油膜特性の理論と実験との比較

(3) ライナ表面仕上げと初期における耐摩性

表面仕上げ形状の真の効果を決定するのは、最終的には耐摩性や耐スカuffリング性能である。ここでは、まず前者の初期の耐摩性が表面仕上げによってどう異なるかを比較してみた。

耐摩性の試験には表 2.2 に示す No. 1、2、4、5 でいずれも理論的油膜特性の良否に差異があるものを選んだ。試験開放後のライナ及びピストンの外観を図 2.24 に示すように、温度が高いこともあってスラッジの発生が見られた。このような条件下でのライナとリングのプロファイルの変化をみると図 2.25 のとおりである。ライナのプロファイルはいずれも 2~3 μm 程度の変化で各形状ともとくに目立った変化はみられなかったが、ややウェーブ状の凸起部が摩耗し、丸味を帯びてゐることがわかる。また、リングのプロファイルでは、ウェーブライナに使用したものの方がウェーブ+ホーニング仕上げに使用したものよりも凸起量がやや大きい傾向がみられた。各ライナのリングの摩耗量は表 2.4 のとおりであり、ウェーブモデル別にみると、理論的油膜特性の良好なものが摩耗が少ない傾向にあり、前項の油膜特性の実験結果とほぼ対応していることがわかる。

(4) ライナ表面仕上げと耐スカuffリング性能

耐スカuffリング性能の試験には表 2.2 に示す No. 6、7 を用いた。^(注) リングの背圧をステップ状に上昇させスカuffリングが発生したときの面圧を図 2.26 に、また、摩耗係数の比較結果を図 2.27 に示す。これらの結果から理論的油膜特性の良好な方が実験的にもすぐれていることがわかる。

以上を総合すると、ウェーブ状ライナの理論的油膜特性と実験結果とが傾向的に一致していることがわかる。したがって、2.2 節に示した油膜特性の計算式は潤滑性能の評価並びに最適形状の追究に有効な手段になると思われる。本計算による最適な形状は図 2.5 となるが、厳密には個々のエンジン及び潤滑条件によっても異なるので、個々の計算が必要である。

(注) 両者の理論的油膜厚の良否は図 2.4 (a) からほぼ推定でき、ピッチの 0.3 cm の方が 0.15 cm よりも良いことがわかる。

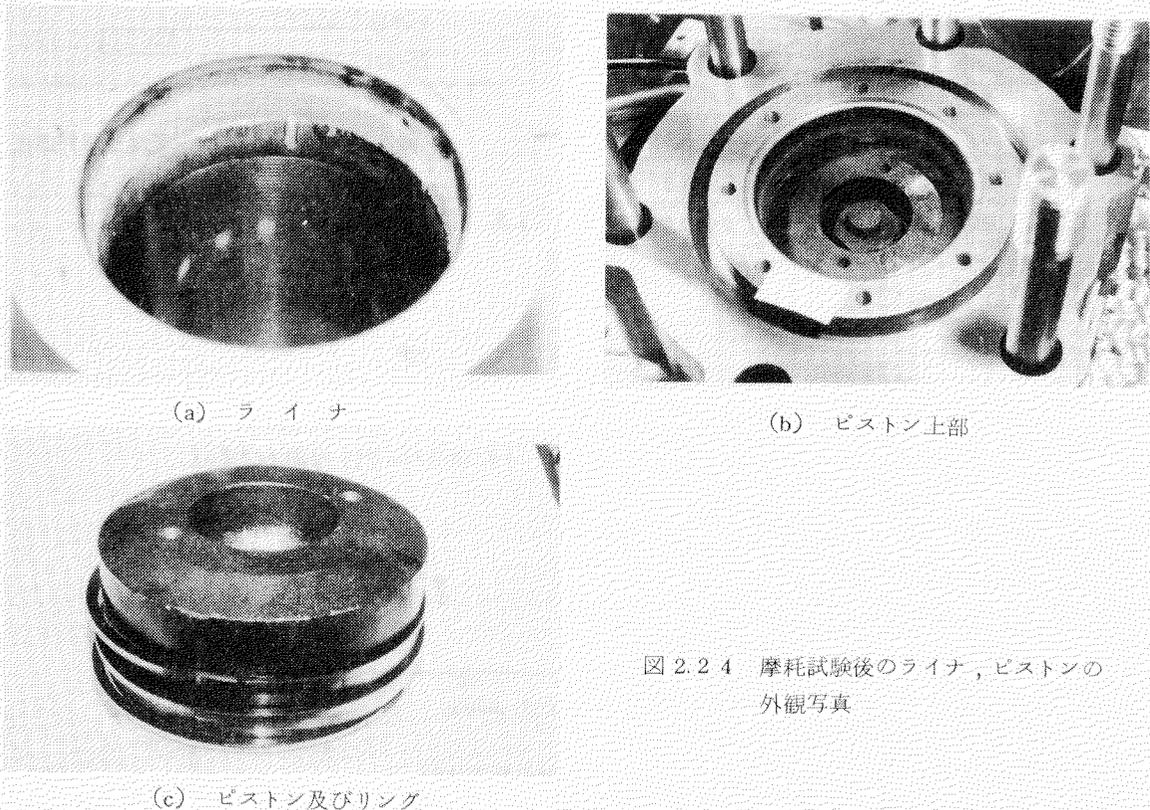


図 2.24 摩耗試験後のライナ、ピストンの外観写真

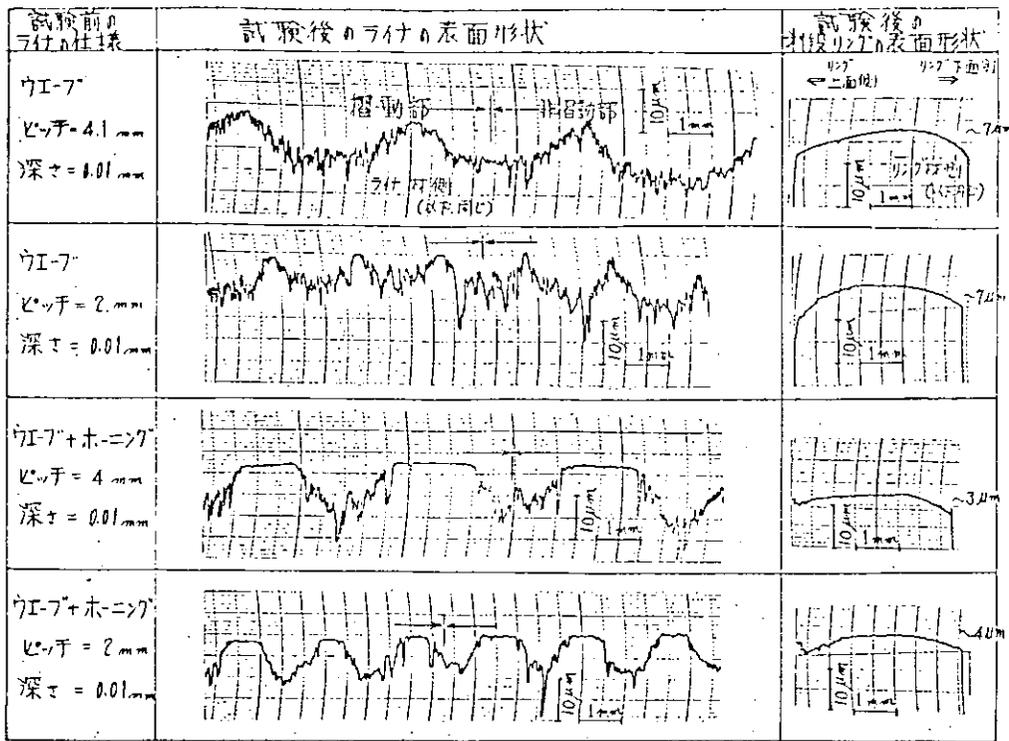


図 2.25 摩耗試験後のライナ, リングのプロフィール

表 2.4 リングの摩耗量

(mm)		1段リング	2段リング	3段リング	(g) 備考 ライナ
ウェブ	ピッチ4 深さ0.01	0.0190	0.0110	0.0141	△
ウェブ	ピッチ2 深さ0.01	0.0252	0.0189	0.0146	△
ウェブ+ホーニング	ピッチ4 深さ0.01	0.0184	0.0118	0.0109	○
ウェブ+ホーニング	ピッチ2 深さ0.01	0.0213	0.0148	0.0127	⊖

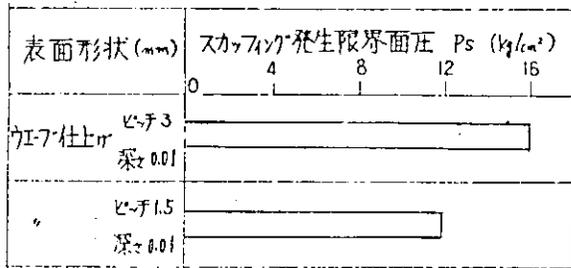


図 2.26 スカッフing発生限界面圧

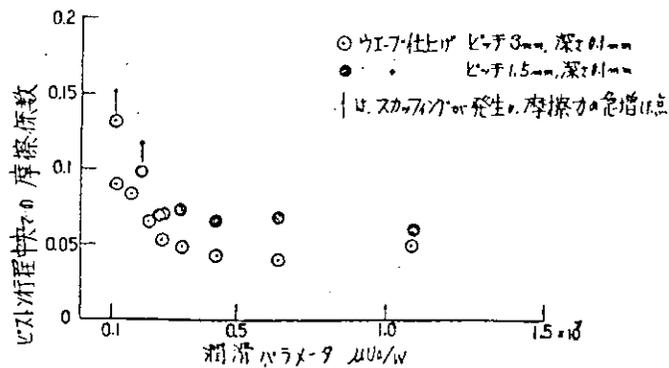


図 2.27 摩擦係数の比較

2.4 実験エンジンによるライナ表面仕上げの潤滑効果確認試験

理論的な油膜特性の異なるライナの表面仕上げ形状について、実験エンジンを用いて効果を比較した。

2.4.1 実験エンジン及び試験条件

(1) 実験エンジン

実験には、NDT 19/30 C 単筒クロスヘッド付きユニフロー形 2 サイクル機関を用いた。本エンジンの仕様を表 2.5 に、エンジンの断面を図 2.28 に示す。

(2) 供試ライナ

ライナの断面を図 2.29 に、供試ライナの仕様を表 2.6 に、仕上げ面の表面の形状を図 2.30 に示す。また、これらの理論的油膜厚さ h_2 の計算比較を図 2.31 に示す。ただし、S-2 のライナはウェーブ仕上げと言うよりも、バイトによる荒い仕上げと言った方が近いと思われるが、ここではウェーブ仕上げでピッチ 1.5 mm、深さ 0.002 mm とした場合の h_2 を求めてみた。なお、S-2 のライナで表面あらさの大きい部分で負荷能力を受け持つとした場合の h_2 は、図 2.31 の点線よりも小さい値となる。

表 2.5 実験エンジンの仕様

	NDT 19 / 30 C 単筒クロス ヘッド付きユニフロー形 2 サイクル
シリンダ径	190 mm
ストローク	300 mm
回転数	540 rpm
出力	100 PS
平均有効圧力	10 kg/cm ²
平均ピストン速度	5.4 m/s
掃気圧力	1.0 kg/cm ² (ゲージ圧)
シリンダ最高圧力	100 kg/cm ²
ピストンリング寸法	7 (幅) × 7 (厚さ) mm、面圧 1.07 kg/cm ²

(3) 試験条件

エンジンの出力、回転数などの条件は表 2.5 と同じにし、また、運転の方法は図 2.32 に示すように 1 回 5 時間の運転を 4 回行った。なお、これ以外に S-2 ライナで負荷上昇時にスカuffing を生じ運転を停止したので、S-1 のライナでも同様の運転を行った。

使用燃料油 C 重油とシリンダ油の仕様を表 2.7 に示す。シリンダ油は前項の潤滑特性試験に用いたものと同じであり、注油率は 1.0 gr/ps-hr を注油孔 3 箇所から吐出させた。ライナとリングの材料成分を表 2.8 に示すように、いずれも前項の試験に用いたもの (表 2.3) とほぼ同じものを用いた。

2.4.2 試験結果

試験後のライナ摺動面の外観写真を図 2.33 (a) に、ライナ表面の拡大写真を図 2.33 (b) に、第 1 段リング表面の写真を図 2.33 (c) に示す。また、摺動後のライナ上部と、第 1 段リングの表面のプロファイルを図 2.34 に、リングの摩耗率を表 2.9 に示す。これらの結果から、理論的に油膜特性の劣る S-2 のライナでは、スカuffing と異常摩耗が発生しているのに対し、相対的に油膜特性の良い S-1 のライナではスカuffing のきずなどはみられず、良好な結果を示していることがわかる。

なお、図 2.35 に運転中のライナ温度 (図 2.29 に示す箇所) の初期の経時変化を示す。S-2 のライナでは、負荷上昇中 (ほぼ 100% 負荷に近い条件) に、異常に高い温度上昇がみられた。

以上のように、エンジンの試験でも h_2 特性の良い方が、スカuffing が発生しにくいことがわかった。ただし、今回の試験ではテストケースが少ないので、さらに、ウェーブ形状の異なるライナについてのテストが必要と思われるが、今後の課題である。

以上のように、潤滑の基礎特性試験及び実験エンジンによる試験結果などを総合的にみると、理論的油膜特性の良否と、実験での良否が傾向的に一致していることがわかる。それゆえ、ウェーブモデルの油膜特性

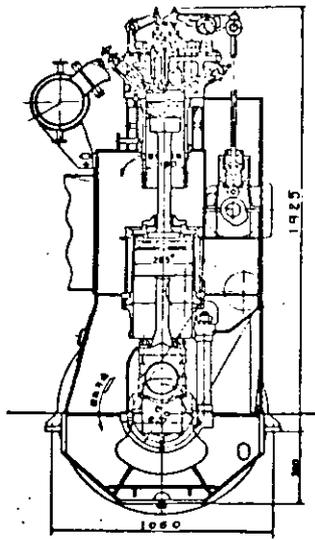


図 2.28 実験用エンジン

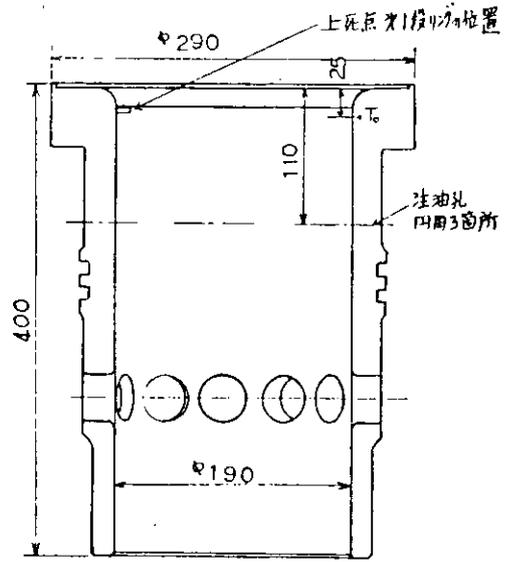


図 2.29 試験用ライナの断面

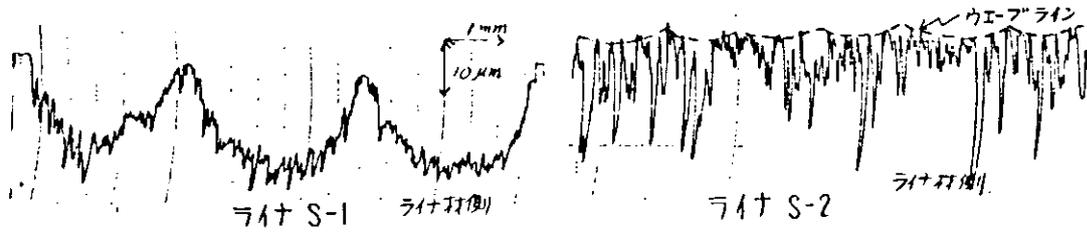


図 2.30 供試用ライナの表面形状

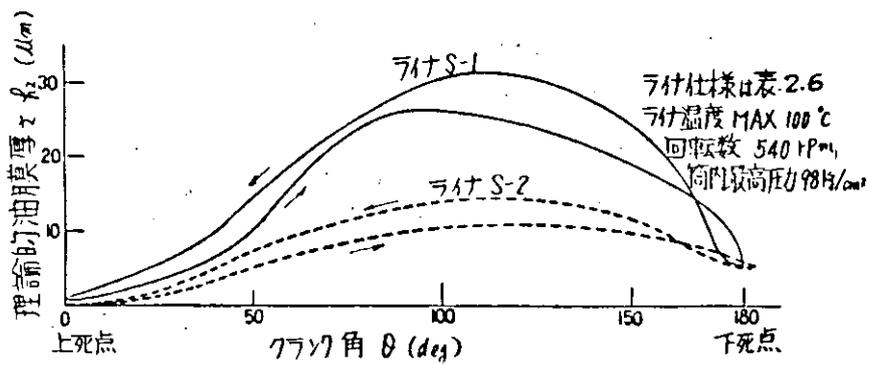


図 2.31 供試ライナの理論的油膜厚さの比較

計算式は、今後のパワーアップするエンジンの、より最適なライナ表面形状を得るのに有効と思われる。

船用大形ウェーブライナの適正形状の1例として、理論検討の結果を図2.36に示す。本図よりピッチ一定の場合、ウェーブ仕上げの深さはピッチのほぼ $1.25 \sim 2.5 \times 10^{-3}$ 倍が望ましいことがわかる。

表 2.6 供試ライナの仕様

		ピッチ(mm)	深さ (mm)	あらさを含めた最大高さ (mm)
ライナS-1	ウェーブ仕上げ	3.3	0.015±0.003	0.020
ライナS-2	ウェーブ仕上げ	1.5	0.002±0.001	0.022

表 2.7 燃料油と潤滑油の性状

	燃料油 C重油	潤滑油
比 重 15℃	0.95	—
引 火 点 ℃	108	230
粘 度	123.7 (50℃)	265 (100°F)
c S t	34.2 (80℃)	16.9 (210°F)
硫 黄 分 %	2.37	—
アルカリ価 mgKOH/g	—	6.0
発熱量 Kcal/kg	10,340	—

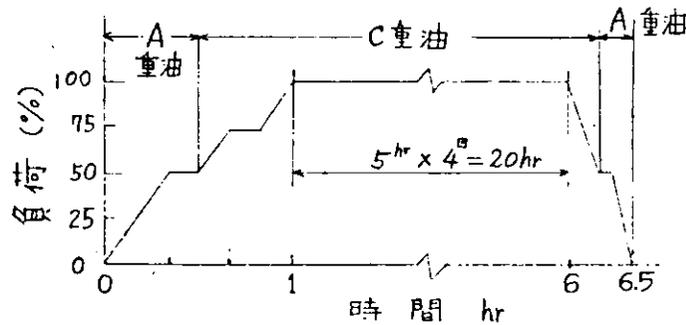


図 2.32 運転方法のモデル

表 2.8 ライナ、リング材の化学組成

	T.C	Si	Mn	P	S	V	かたさ HB
ライナ	3.08	1.25	0.68	0.26	0.1>	0.13	192~197
リング	3.2~2.7	1.8~2.8	0.4~1.0	0.2~0.6	0.1>	—	230~255

リングは規格値

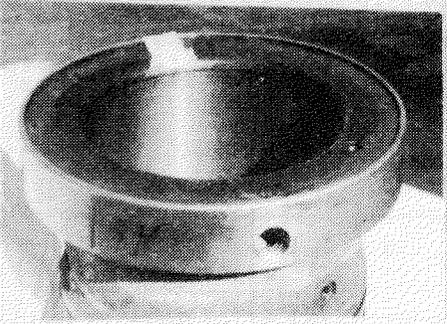
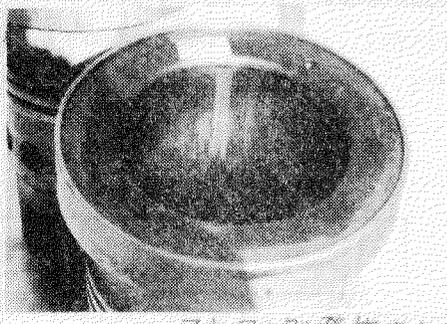
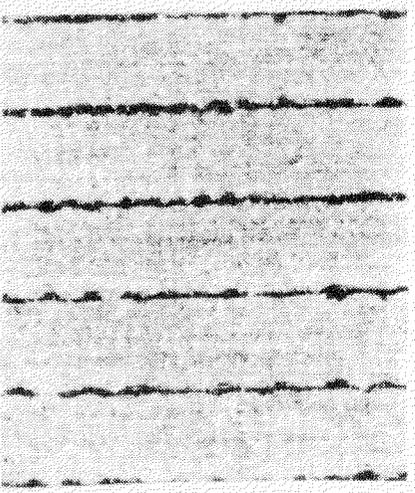
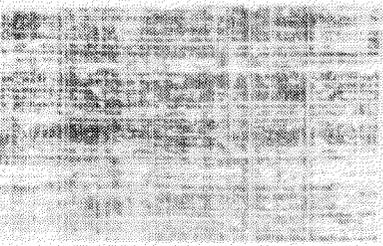
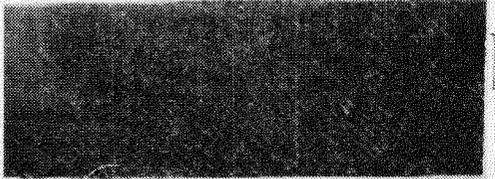
<p>(a) ライナの 外観</p>		 <p>スカフリング発生部</p>
<p>(b) ライナの スンプ 拡大写真 (約4倍)</p>	 <p>2mm</p>	 <p>縦寸発生 部分</p>  <p>スカフリング 発生部分</p> <p>2mm</p>
<p>(c) スンプ 依り リングの 写真</p>	 <p>2mm</p>	 <p>2mm</p>
<p>ライナ S-1 ウエーブ仕上り(ピッチ3mm, 深さ0.15mm)</p>	<p>ライナ S-2 ウエーブ仕上り(ピッチ1.5mm, 深さ0.002mm)</p>	

図 2.3.3 試験後のライナ, リングの表面状況

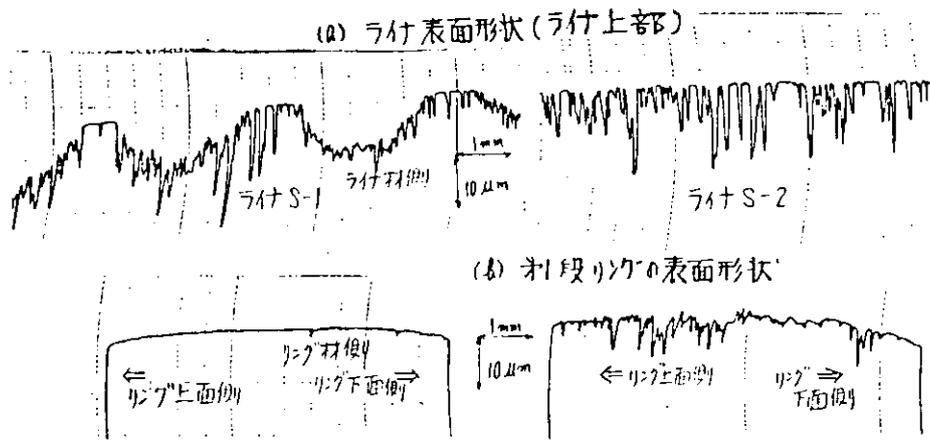


図 2.3.4 試験後のライナ及びリングの表面形状

表 2.9 リングの摩耗率 (mm/1000hr)

	第 1 段リング	第 2 段リング	第 3 段リング
ライナ S-1	1.4	1.2	1.2
ライナ S-2	10.1	6.7	6.2

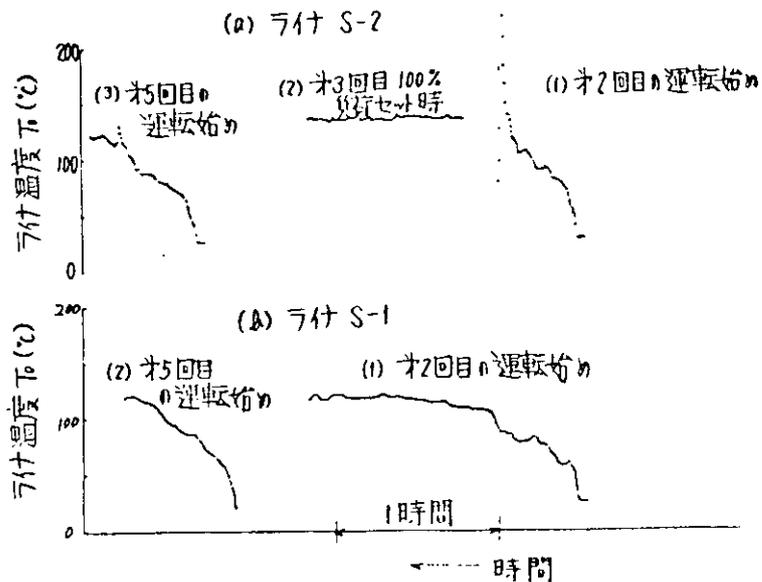


図 2.3.5 ライナ温度の経時変化 (計測点は図 2.2.9 の To)

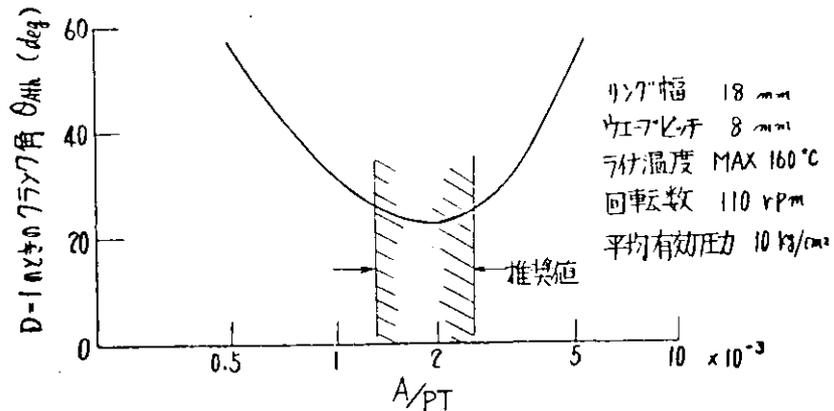


図 2.3.6 ウェーブライナ最適深さの理論検討結果例

2.5 まとめ

以上をまとめると次のとおりである。

- (1) ライナのウェーブ状モデルの理論的油膜厚さの計算式を求めるとともに、理論上、油膜厚特性異なるライナを用いて、(1)油膜の電気抵抗による潤滑状態の良否、(2)耐摩性及び耐スカuffing性能、などを実験的に調べた。その結果、実験値と理論値とが傾向的に一致することがわかった。

したがって、本計算法は潤滑性能の良否の評価並びに最適形状の設計に有効と思われる。

- (2) 潤滑に最適なウェーブ仕上げの形状は、厳密には個々のエンジン及び潤滑条件によっても異なるので、個々の計算が必要であるが、1つの目安としては、ウェーブのピッチはリング幅の範囲内で大きい方が、また、ウェーブの深さはピッチの約 $1.25 \sim 2.5 \times 10^{-3}$ 倍にした方が望ましいと思われる。

以上はあくまでも油が十分存在する場合のものであり、リングからのガスのブローバイの増大が著しく、それに伴う油の飛散やスラッジ化などの悪条件下では十分な効果が期待できない。そのため、必要最小油量の均一分布化や、リングの十分なシーティング性能の確保が前提となる。

2.6 今後の研究課題

ライナ、リング潤滑性能向上に関して、SR164部会で昭和51年度から53年度まで実施した研究のアイテムは、

- (1) 潤滑性過酷さの実態の調査研究
 - (2) 潤滑油の供給条件による潤滑性能向上法に関する研究
 - (3) ライナ表面仕上げ形状による潤滑性能向上の研究（今回報告分）
- などであるが、今後の課題としては下記のもので考えられる。

- (1) 超粗悪燃料油に対する潤滑上の問題として、
 - i) ライナ、リング材質の改善、表面処理、コーティング材の開発
 - ii) シリンダ油のマッチングと、耐極圧性能の向上に関する研究
- (2) 潤滑油消費量（オイルアップ）低減に関する研究
- (3) 機械的摩擦損失馬力の低減に関する研究

参 考 文 献

- 1) 日本造船研究協会、第164研究部会 報告書、研究資料№278 (昭和52年3月) 58
- 2) 古浜ほか、日本機械学会論文集、27巻174号、(昭和36年2月) 241
- 3) Hamilton, G.M, Proc. I.M.E, vol. 188, №20 (1974) 253, 262
- 4) Courtney-Pratt J.S, Proc. I.M.E, vol. 155(1946) 293
- 5) Clover-M.F, Lynn. F.A, Conference on piston ring scuffing by I.M.E, London 13-14 May (1975) paper C68/75, 45