

社 団 法 人

日本造船研究協会報告

第 29 号

昭和 35 年 2 月

プロペラ軸のき裂発生防止対策の研究 第 31 研究部会
Experimental Investigations into Marine Shaft Failures
..... The 31st Research Committee

The Report
of the
Shipbuilding Research Association
of Japan
Tokyo, JAPAN
No. 29
February 1960

第31研究部会委員名簿

主　　查	原　　三　郎		
幹　　事	高　田　良　夫	植　田　靖　夫	星　野　次　郎
委　　員	磯　貝　誠	大　江　卓　二	大　島　豊
	蒲　田　利　喜　藏	神　田　八　郎	北　野　広　雄
	木　下　昌　雄	久　保　田　実	西　田　正　孝
	西　脇　仁　一	松　崎　豊　三	

Membership of the 31st Research Committee

Chairman	Saburō HARA		
Secretaries	Yoshio TAKADA	Yasuo UEDA	Jirō HOSHINO
Members	Makoto ISOGAI	Takuji ŌE	Yutaka ŌSHIMA
	Rikizō KAMATA	Hachirō KANDA	Hiroo KITANO
	Masao KINOSHITA	Minoru KUBOTA	Masataka NISHIDA
	Jinichi NISHIWAKI	Toyozō MATSUZAKI	

Experimental Investigations into Marine Shaft Failures

Introduction

The dimensions of marine propeller shaft are regulated by the Rules of Classification Societies, based on the maximum torque delivered by engine and the bending moment by propeller weight. However, a number of failures have been experienced on shafts, mostly on the part between shaft sleeve and propeller hub. These failures seem to have been caused by fatigue of the shaft material under repeated stresses, especially by corrosion fatigue in the case of wet shafts.

The propeller shaft is subjected to torsional, lateral and axial vibrations in service condition. When this vibration stress reaches certain level, failures by fatigue may take place on the shaft.

The fatigue limit of large size steel shaft is not made clear until now, although a large number of fatigue tests with small specimens have been reported.

To make clear the fatigue strength of actual propeller shaft and cause of the failure, the committee has carried out following tests and experiments:

1. Tri-axial photoelastic experiments on round bars with a keyway under twisting moment were made.
2. Several kinds of torsional fatigue tests on $65\text{ mm} \sim 70\text{ mm}\phi$ specimens of shaft material were carried out in air and in sea water.
3. Same kinds of rotating fatigue tests on $125\text{ mm}\phi$ specimens of the same material were also carried out.
4. Stress of propeller shaft was measured on a small Diesel ship in service condition.

Three-Dimensional Photoelastic Experiments on Shafts under Twisting Moment

The stress concentration of twisted solid circular shafts, each with a keyway, has been investigated photoelastically by employing a new procedure, the "wedge method"¹⁾ proposed by Nisida in the previous paper¹⁾.

Circular shafts of epoxy resin, 50 mm in diameter (D) and about 300 mm in length were loaded in pure torsion at the ends, and the stresses were frozen in the usual manner of the photoelastic freezing method. The shape and dimensions of the section of the keyway (shown in Fig. 2.21) are in accordance with the marine engineering practice in Japan, the radius of curvature (ρ) at bottom corner fillets being varied in 6 values.

1) M. Nisida and M. Hondo: New Photoelastic Procedures for Solving Torsion Problems.
Proc. 7th Japan Nat. Congr. App. Mech. 1957, p. 143-148.

Plotting and differentiating the photoelastic patterns obtained by the wedge method, the distribution of the maximum shearing stress along the surface of the shaft and keyway was given and the relation between the magnitude of the stress concentration factor K_t and ρ/D was obtained accurately as follows.

ρ/D	Stress Concentration Factor (K_t)
0.007	3.75
0.011	3.22
0.017	2.82
0.024	2.64
0.028	2.58
0.045	2.40
0.084	2.17

The stress concentration in the vicinity of the driving end of keyway of sled runner shape which is used in Japanese marine engineering practice was also investigated, and the cause of cracks initiate at the end of keys has been revealed.

Torsional Fatigue Tests on Large Specimens of Shaft Materials

The tests have been carried out by a Torsator-3000 of Carl Schenck type. Operating range of the machine is shown in Table 3-1.

The specimens, maximum diameter of which is 70 mm, were made of two kinds of 0.2% carbon steel; one series named "Steel A" is acid open hearth steel and the other series named "Steel B" electric furnace steel. These steels were cast in 1.4 ton ingots, forged to 120 mm ϕ bars (forging ratio=13) and annealed. The chemical compositions and mechanical properties are summarized in Table 3-2.

Several shapes of large specimens shown in Figs. 3 to 5 were used in the tests; smooth surface plain specimens were tested in air and in sea water, and shoulder fillet specimens with different radii and specimens with keyway in air.

Small specimens of 7 mm ϕ taken from the same materials were also tested for comparison.

The test results are summarized as follows:

1. Tests on smooth surface plain specimens in air.

- (1) Fatigue limits of large specimens were 13.6~13.8 kg/mm² for steel A and 14.0 kg/mm² for steel B and those of small specimens 14.3 kg/mm² and 16.4 kg/mm² respectively. It should be noted that the size effect is different for each steel. The size effect of each steel is 4.9% for steel A and 14.6% for steel B.
- (2) The higher the reversal stress, the faster the crack propagation. However, the speed of crack propagation is slower than in the case of rotating bending test.
- (3) The angle of fractured surface to the longitudinal axis fell within 20~40 degrees, and in many cases about 30 degree. No correlation was found between the angle of fractured surface and reversal stress.
- (4) Surface temperature of operating specimens was measured by thermocouple, and it was

- found that there was no obvious relation between temperature rise and fatigue limit.
2. Sea water corrosion fatigue tests.
 - (1) S-N curves (Fig. 3·4) indicate that the effect of corrosion appears after 1 million reversals of stress. The fatigue strengths at 80 million reversals of stress were 8.5 kg/mm^2 for $65 \text{ mm}\phi$ specimens and 40 kg/mm^2 for $7 \text{ mm}\phi$ specimens. It should be noted that the decrease of fatigue strength is not so much for large specimens as for small specimens.
 - (2) The addition of mean twisting stress of 3 kg/mm^2 on reversal stress of 11 kg/mm^2 did not show any appreciable effect on the fatigue strength.
 - (3) On the surface of specimens under comparatively high reversal stress, small hair cracks seem to propagate both in parallel and in perpendicular to the axis, but on the surface of specimens under lower reversal stress, cracks propagate diagonally in the direction of principal stress, showing patterns so called "cross marks". Several microscopic examples are shown in Fig. 3·15.
 3. Tests on shoulder fillet specimens.
The effect of fillet radius on fatigue strength was investigated. Distinct fatigue limit could not be obtained because test specimens were few. But from the results summarized in Table 3·4, it seems that K_f (fatigue notch effect) is considerably smaller than K_t (theoretical stress concentration factor) reported in several investigations.
 4. Tests on specimens with a keyway of sled runner shape.
Cracks have always originated at the corners of the driving end of keyway. K_f was obtained within the range of $1.8 \sim 2.0$ as shown in Table 3·6. Increase of radius at the bottom corners and "spoon out" at the working end showed no distinct effect on torsional fatigue strength.

Rotating Bending Fatigue Tests on Large Specimens of Shaft Materials

The committee has newly designed and manufactured a large rotating bending fatigue machine (cantilever type, maximum bending moment = 7 ton-m, standard size of specimen = $125 \text{ mm}\phi$).

The specimens were made from the same charges of steel as those used torsional fatigue test described above, and acid open hearth steel series is also named "Steel A" and electrical furnace steel series "Steel B". These steels were also cast in 1.4 ton ingots, forged to $175 \text{ mm}\phi$ bars (forging ratio = 6.2) and annealed.

The tests have been made on both large and $10 \text{ mm}\phi$ specimens, the dimensions of which are shown in Fig. 4·6 (large smooth surface plain specimens), Fig. 4·7 (small smooth surface specimens), Fig. 4·12 (large specimens for sea water corrosion), Fig. 4·18 (shoulder fillet specimens) and Fig. 4·22 (force fitted specimens).

The test results are summarized as follows:

1. Tests on smooth surface plain specimens in air.

Fatigue limits of $125 \text{ mm}\phi$ specimens were 20 kg/mm^2 for steel A and 23.2 kg/mm^2 for

steel B, and those of 10 mm ϕ specimens 21.7 kg/mm 2 and 27.4 kg/mm 2 respectively. The size effect of fatigue limit of electric furnace steel is larger than that of acid furnace steel. This fact is also noted in torsional fatigue tests. The size effect of each steel is 8.5% for steel A and 14.1 for steel B.

2. Sea water corrosion fatigue tests.

The tests were carried out for steel A. S-N curves shown in Fig. 4.17 indicate that fatigue strengths at 30 million reversals of stress are 12.5 kg/mm 2 for 130 mm ϕ specimens and 6.7 kg/mm 2 for 10 mm ϕ specimens. The fact that the decrease of fatigue strength due to sea corrosion is not so much for large specimens as for small specimens is also noted in these tests. Fine cracks caused by corrosion fatigue were observed on the surface of a specimen subjected to repeated stress of 5.0 kg/mm 2 but these cracks may stand in non-propagating stage.

3. Tests on shoulder fillet specimens.

The tests were carried out for B steel, and S-N curves for different radii are represented in Fig. 4.21. From the statical stress measurement at fillet part of different radii specimens, it is presumed that K_f (fatigue notch effect) of 135 mm ϕ specimens is nearly equal to K_t (theoretical stress concentration factor) computed from equivalent stress of shear strain energy theory so called Mises' criterion.

4. Fatigue strength of force fitted specimens.

S-N curves shown in Fig. 4.27 indicate that fatigue strengths of force fitted specimens at 30 million reversals of stress are 9.5 kg/mm 2 for steel A and 8.5 kg/mm 2 for steel B, and that of 10 mm ϕ specimens of steel A 14 kg/mm 2 . The decrease of fatigue strength of large specimens due to force fitting is much more than that of small specimens. The stress level below which fine cracks may not occur is presumed to be not greater than 5.0 kg/mm 2 at 30 million reversals of stress.

Stress Measurements of Propeller Shaft under Operating Conditions of a Small Diesel Ship

Stresses of propeller shaft of a small Diesel ship, particulars of which are shown in Table 5.1, were measured by means of electric resistance strain gauges of foil type under operating conditions. Bending stress was measured on the shaft just forward of the propeller hub, and torsional and axial stresses on the aftermost intermediate shaft. The following results were obtained:

1. Amplitude of vibratory bending stress increases as the shaft speed increases.
2. The first order bending stress, which may be caused by shifting the thrust centre from the propeller centre, increases as shaft speed increases.
3. As a result of harmonic analysis of bending stress oscillograms, 4th order whirling resonance is clearly shown at about 360~370 r.p.m.. This resonance speed coincides with that calculated by Panagopoulos' formula.
4. Vibratory combined stress is mostly affected by vibratory torsional stress and indicates the maximum value at critical speed of torsional vibration.

- Although stresses induced in the operating propeller shaft are not of the great amount in still water, careful consideration must be paid to the stress concentration of keyway, as well as the reducing of fatigue strength by sea water corrosion and by fretting corrosion at the fitting end of the propeller boss, because the stress may increase in the rough sea condition.

Conclusion

From the foregoing studies, following conclusions have been deduced in connection with the fatigue strength and cause of failure of the propeller shafts.

- Fatigue limits and size effects of shaft steel (0.2% carbon steel) are summarized in the following table:

Kind of Tests	Dia of Specimens (mm)	Fatigue Limit (kg/mm ²)		Size Effect (%)	
		Steel A	Steel B	Steel A	Steel B
Torsion	7 mm	14.3	16.4	4.9	14.6
	70 mm	13.6	14.0		
Bending	10 mm	21.7	27.4	7.9	15.4
	125 mm	20.0	23.0		

Remarks: Steel A—Acid open hearth steel.

Steel B—Electric furnace steel.

- Propeller shafts will not be damaged if they are not subjected to severe torsional vibration stress, excess stress concentration or bad corrosion, because many investigations prove that torsional, axial and bending stresses induced in the shaft do not reach such high level of stress as are shown in the above table in ordinary operating condition.
- Small cracks may originate on the parts of the shaft corroded by sea water or fretting in ordinary operating condition, because such small cracks were always found on the large specimens under low level of stress, for example 5.0 kg/mm² of bending reversal; but they may stand in non-propagating stage.
- Small cracks thus initiated will propagate when stress induced in shaft reaches the fatigue limit level. It has been reported by several investigators that such high level stress can occur in rough sea condition.
- It was proved that cracks have always originated at the corners of the driving end of keyway of sled runner shape. Increase of radius at the bottom corners and "spoon out" at the driving end showed no distinct effect on torsional fatigue strength.
- Classification Societies recommend to limit the torsional vibration stress f_c (limit for continuous operation) and f_t (limit for transient operation). Torsional fatigue limit of large sea water corroded specimens and fatigue notch factor at keyway obtained by these studies indicated that these limits are deemed quite reasonable.
- In small Diesel ship of about 150 tons gross with 4 bladed propeller, stresses induced in

the operating propeller shaft were not of the great amount in still water except torsional vibration stress at its critical speed.

4th order whirling resonance of lateral vibration was clearly detected, and it should be noted that this resonance speed coincides with that calculated by Panagopoulos' formula.

プロペラ軸のき裂発生防止対策の研究

目 次

1. 緒 言	(1)
1.1 研究の目的	(1)
1.2 研究の内容	(2)
2. ねじり応力の光弾性的研究	(4)
2.1 ねじり応力の光弾性的研究方法に関する考察	(4)
2.2 真直棒に関する研究	(5)
2.3 段付丸棒(断面変化丸棒)に関する研究	(9)
2.4 キー溝を有する丸棒に関する研究	(13)
2.5 キー溝端部の応力集中について	(17)
2.6 結 論	(19)
3. 軸材の大型ねじり疲労試験	(20)
3.1 試験方法	(20)
3.2 試験材	(21)
3.3 平滑軸の疲労試験	(23)
3.4 海水腐食疲労試験	(28)
3.5 段付軸の疲労試験	(34)
3.6 キー溝のある軸の疲労試験	(37)
3.7 結 論	(39)
4. 軸材の大型曲げ疲労試験	(40)
4.1 試験方法	(40)
4.2 試験材	(43)
4.3 平滑軸の疲労試験	(45)
4.4 海水腐食疲労試験	(49)
4.5 段付軸の疲労試験	(53)
4.6 押ばめ部の疲労試験	(56)
4.7 結 論	(60)

5.	実船のプロペラ軸曲げ応力の実測	(62)
5.1	実験船	(62)
5.2	試験実施要領	(62)
5.3	試験結果及び解析	(66)
5.4	結論	(74)
6.	結び	(76)

1. 緒 言

1.1 研究の目的

船のプロペラ軸の寸法は、各國とも船級協会の規則によつて定められ、わが國においては日本海事協会の鋼船規則および運輸省の船舶機関規則によつて規定されている。これらの規則に定めている算式は、機関の発生する最大トルク（往復機関の場合にはトルク変動を考慮している）とプロペラの自重による曲げモーメントの大きさが基礎となり、これらによつてプロペラ軸に加わる応力を理論的および経験的に一定の限度以内（許容応力）に制限している。

しかしながら、大型船においても小型船においてもプロペラ軸のき裂発生または折損は毎年相当な件数に上つている。事故発生個所は、スリープの後端とペロペラ・ボスの前部の間の軸身部に最も多く、そのほか、スリープの前端部軸身、プロペラ取付用キー溝端部、継手取付用のキー溝端部、スリープ間の軸身部（第2種軸）などにもその例が少くない。しかして、事故の様相は次の2種に大別することができる。第1はディーゼル船のプロペラ軸に多く見られるもので、主として繰返しねじりをうけて疲労破壊し、き裂は軸心に対して約45度、すなわち主応力の方向に発達している。第2のものはタービン船のプロペラ軸にしばしば発生するき裂で、軸心とほぼ直角方向に現らわれる。このき裂は主として繰返し曲げ応力をうけて破壊したものである。このほかに繰返しねじりと曲げとの組合せと認められるき裂の発生するものもあり、またディーゼル船でも明らかに過大な繰返し曲げをうけて疲労破壊を起したと見られるものもある。

最近材料の疲労に関する研究は非常に盛んで、小型試験片による実験資料は多数発表されているが、大型試験片の曲げ疲労およびねじり疲労に関する実験資料は非常に少ない。小型試験片による実験結果を船のプロペラ軸のような大径の軸にそのまま適用することは不適当であつて、適用するに当つては寸法効果および腐食の影響を充分に知つておく必要がある。またプロペラ軸にはプロペラを取付けるためのキー溝が切つてあり、このキー溝の形状係数および切欠係数を実験的に求めるためには小型試験片では不正確で、どうしても大形試験片によらねばならない。

ディーゼル船、タービン船のいずれの場合においても、プロペラ軸系に加わるねじり振動については計算方式が確立されていて、それに基づく計算値は実測値とよく一致するので、プロペラ軸に働くねじり応力は設計の段階において、既にかなり正確に計算することができる。しかしながら曲げ応力については、次のような理由で計算方法が確立していない。すなわち、プロペラ軸の支点位置が不明確であり、プロペラは、船尾の不均一伴流中を回転しているため、その推力が一定せず常に変動している。従つてプロペラ軸が受ける曲げ応力は複雑な変動をしており、これを理論的に解くことは非常に困難である。プロペラ軸が受ける曲げ応力を測定した例は外國に數例あるが、わが国では前例がない。

上述のねじり応力および曲げ応力の大きさは、プロペラ軸材の空気中における疲れ限度を超えることは全く考えられないにもかかわらず、現にプロペラ軸にはき裂が発生し、または折損が起つていて。プロペラ軸は海水中で回転しているので海水の侵入防止については充分考慮されていて、中央部に黄銅スリーブを焼ばめし、スリーブ後端とプロペラボスの間に耐水性のパッキンを挟み、海水が浸入しないよう注意されている。しかしながら実際のプロペラ軸を見ると、これらの部分に海水浸入を認める場合が相当に多い。鋼材が海水により腐食される状態にある場合、その材料の疲れ強さが著しく低下することは古くから知られていることで、プロペラ軸身が海水に腐食されれば、所謂腐食疲労によつて低い繰返し応力で疲労破壊を起すであろう。この腐食疲れ限度についても大型試験片による実験資料は極めて少ないので、プロペラ軸材の大型試験片による腐食疲労限度を見出す必要がある。

以上のようにプロペラ軸の強度については、現在不明確な問題が多く残されているので、これらを明らかにし、事故防止対策を確立する目的で以下述べる実験研究を行つた。

1・2 研究の内容

1・2・1 光弾性的研究

ねじりモーメントを受ける軸の応力分布を光弾性実験によつて正確に求めるには、凍結三次元光弾性実験法およびスライス法によらねばならない。凍結光弾性材料としてジアリル・フタレートおよびエポキシ樹脂を用い、まず基本形として真直棒のねじりによる応力分布を求め、ついで段付丸棒およびキー溝のある丸棒のねじり実験を系統的に行つて、これらの応力集中すなわち形状係数を求め、プロペラ軸の応力分布状態を明らかにし、これによつてねじり疲労試験結果との関係を求めた。

1・2・2 大型ねじり疲労試験

プロペラ軸に使用される炭素鋼鍛鋼材 KSF 42 の大型試験片（径 50～70 mm）を用いて空気中及び海水中の疲労試験を行い、き裂の発生機構を究明するため、大型ねじり疲労試験機（3 m-t）により疲労試験を行つた。従来小型試験片（径 7 mm）による実験資料は発表されているが、このような小さな試験片の結果と実際のプロペラ軸の強度とは相当の差があるのでなるべく大きな試験片による実験結果が必要になつてくる。大型試験片として平滑軸、段付のある軸、およびキー溝のある軸を用いて疲労試験を行つて、寸法効果、切欠係数および腐食による疲れ、強さの低下をしらべた。

1・2・3 大型曲げ疲労試験

上述と同種材料の大形試験片（径 125 mm）を用いて、回転曲げ片持式大型疲労試験機（7 m-t）により曲げ疲労試験を行つて、小試験片（径 10 mm）の結果と比較して寸法効果を求め、ついで模形軸（径 150 mm）によりプロペラボスはめ込み部の Fretting Corrosion の発生とそれによる材料の疲れ限度の低下の影響を調査した。さらに海水を注ぎ腐食による疲れ限度の低下の状況をしらべ、実際のプロペラ軸の損傷状態を再現してプロペラ軸に発生するき裂の発生機構を明らかにした。また段付のある軸の疲れ限度をも求めた。

1・2・4 実船のプロペラ軸の曲げ応力実測試験

プロペラ軸のプロペラボスはめ込み部前端部における曲げ応力を実船について実測した例はわが国

では一度もない。

商船大学練習船汐路丸（149 総トン）の航行中、すなわち起動時、增速時、減速時、後進時、旋回中などあらゆる操船中にプロペラ軸の曲げ応力を実測し、これが軸強度にいかなる影響を与えているかをしらべた。

2. ねじり応力の光弾性的研究

2.1 ねじり応力の光弾性的研究方法に関する考察

ねじり応力に限らず一般の3次元応力状態、すなわち物体内の各点について、 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ の6応力成分を求めることは、いわゆる凍結3次元光弾性実験法においてはもちろん可能である。その際 M. M. Frocht のいわゆる shear difference method を用いればよいことは周知の通りである。しかしこの方法を実際にキー溝を有する丸軸のねじりの場合に適用しようとすると大きい困難に遭遇する。すなわち、point by point の測定の手数が極めて大であるばかりでなく充分の測定精度が得られない。

実際に用いられる船用の軸では、Fig. 2.1 に示すように例えば直径 65 mm に対してキー溝の深さは 8 mm、底の丸みの曲率半径は 1.5 mm 程度であるから応力集中は著しく局部的であり、例えば深さに関しては、表面から数 mm の深さで既にせん断応力値は最大集中応力の約半分となる程である。従つて、もし、キー溝の表面に沿うて曲面のスライスを作るとしても得られる光弾性効果はその厚み t についての応力の平均値を示すに止まり、厚みの値によつては得られる応力集中率の値に著しい誤差を含むことになる。又ある広がりにおける応力分布状態を全体的に表わす光弾性実験法の特長も失われる結果となる。

以上の理由によつて、軸のねじり応力を精密に測定するためには新しい光弾性実験方法が要求されるのであつて、本研究はこのような必要を満すことを一つの目的としてなされたものである。

ねじりの問題を直線棒 (prismatical bars), すなわち長手方向に断面形の変わらない棒 (Fig. 2.2) と断面変化丸棒 (circular shafts of variable diameter), すなわち断面形は常に円であるが長手方向に直径が変化する軸 (Fig. 2.3) との二つの特殊場合にそれぞれ高い精度で使用できる新しい光弾性

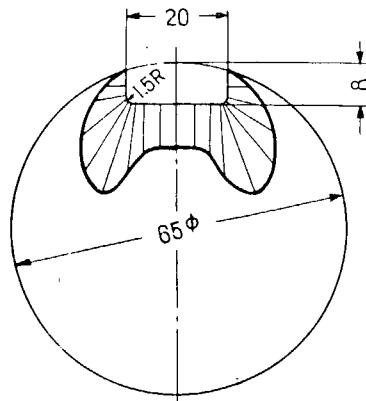


Fig. 2.1 Typical Shearing Stress Distribution in the Vicinity of Keyway

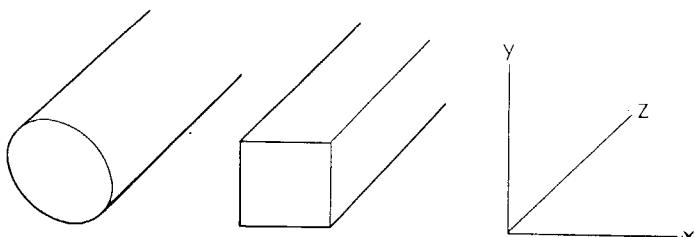


Fig. 2.2 Prismatical Bars

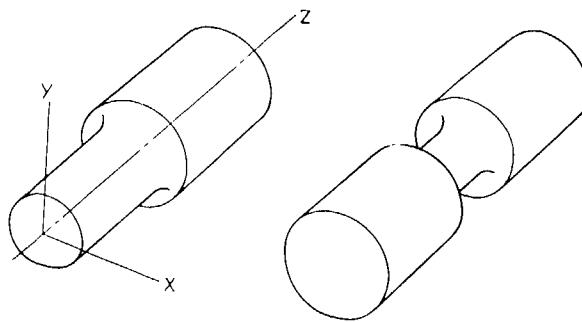


Fig. 2-3 Circular Shafts of Variable Diameter

実験方法

- (i) 斜め切断法 (wedge method)
- (ii) 縦半切断法 (longitudinal halving method)

を工夫して、その基礎理論¹⁾を得た。

これらの方法を応用すると、キー溝底の曲率半径 ρ の大小に始んど関係なく充分の精度を以て応力集中率を求めうるほか、それぞれ必要な応力、すなわち真直棒では τ_{xz} , τ_{yz} 、断面変化丸棒では τ_{xz} , τ_{yz} を軸内のすべての点に亘つて表示する完全にまとまつた光弾性写真が撮影され、point by point の測定では得られない完全に総合された結果が得られる。

なお、凍結光弾性実験では高温で試験片を凍結するに際し、材料のヤング率が常温のそれの約 1/100 程度に低下し、従つて所謂 large deformation が応力分布状態に影響を与える問題が起る。これに対しては西田委員がかねて提唱する変形補正試験片法²⁾を採用してこの欠点を全く除くことができた。

以上述べたように、従来ねじりの問題は光弾性実験では一つの盲点として実験困難の分野であつたが、新しい実験法、すなわち、斜め切断法、縦半切断法及び変形補正試験法の三つの応用によつて一応必要な測定精度を以てキー溝、フィレット等の応力集中問題を取扱うことが可能となつた。

なお、キー溝端部の応力分布状態を求めるためには、上記の斜め切断法は利用できない。しかし、実際ににおいてキー溝端部が出発点となる軸の疲労破壊は少くないので、特に sled runner 型のキー溝端について逐次スライス法により、その附近の応力分布状態をしらべた。その結果には上記の理由により充分の精度は期待できないが、破損の出発点となる直応力及びせん断応力に関して一応の見当を得、この部分からの破壊の可能性を認めることができた。

2.2 真直棒に関する研究

ねじり問題を Fig. 2-2 に示すように真直棒のねじりに限ると、せん断応力は τ_{xz} , τ_{yz} のみとなる。いまねじり函数と呼ばれる x , y に関する函数 ϕ を考えると、これは微分方程式

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 2G\gamma \quad (2-1)$$

を満足すべきである。ここで G は材料の剛性率、 γ は棒のねじれ角である。 ϕ の周辺条件としては、普通の場合 $\phi=0$ である。従つて所要の応力 τ_{xz} , τ_{yz} 及び合成せん断応力 τ は ϕ から次式のようにして

得られる。

$$\tau_{xz} = \frac{\partial \phi}{\partial y} \quad (2.2)$$

$$\tau_{yz} = \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (2.2)$$

$$\tau = \frac{\partial \phi}{\partial n}$$

ここで n は ϕ の最大傾斜の方向の座標である。

次に Fig. 2.4 に示す様に、ねじり応力を凍結した透明人工樹脂の真直棒の端を斜めに角 θ で切断し、これを光弾性装置にかけて偏光を透過させる場合を考える。

もし、入射偏光が、 y 軸を含み切断面に垂直な平面と平行であり、 z 軸と直角であるとするとき、切断面上の $x_1y_1(x_1z_1)$ 点を通過した光の birefringence, すなわち光弾性縞次数 $N_{x_1z_1}$ は次式で表される筈である。

$$N_{x_1z_1} = f \int_{y_0}^{y_1} (\tau_{xz})_{x_1} dy \quad (2.3)$$

ここで f はせん断応力に対する光弾性常数であり、 y_0 は棒の外皮における y の値である。

(2.2) 式から

$$N_{x_1z_1} = f \int_{y_0}^{y_1} \left(\frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_{x_1} dy \quad (2.4)$$

であるから

$$N_{x_1z_1} = f \phi_{x_1y_1} - f \phi_{x_1y_0} \quad (2.5)$$

周辺、すなわち棒の外皮では

$$\phi_{x_1y_0} = 0 \quad (2.6)$$

であるべきであるから、結局

$$N_{x_1z_1} = f \phi_{x_1y_1} \quad (2.7)$$

となり、上記のようにして得らる光弾性縞次数の分布はねじり函数 ϕ の分布と同一の意味を持つものであることがわかる。

$z_1 \tan \theta = y_1$ の関係によつて z_1 と y_1 とは linear に結ばれるから、斜め切断の角 θ の大きさには無関係に上記の関係が成立つことはもちろんである。

更に Fig. 2.5 に示す様に斜め切断を行つた真直棒を z 軸の周りに ψ だけ回転し、 z 軸を含み切断面に垂直な平面と光の入射方向 y 軸とが一致しない場合にも (2.7) 式が成立することは容易にわかるから、結局、 θ 及び ψ の値のいかんにかかわらず、 z 軸に直角に偏光を入射するときえられる縞

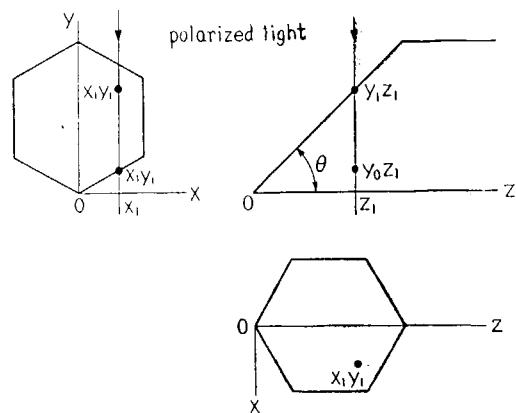


Fig. 2.4 Schematic Diagram showing the Principle of the "Wedge Method"

次数 N は常にその投影の断面形についての ϕ の分布を示すことになる。

従つて求める τ_{xz} , τ_{yz} 及び合成せん断応力 τ は次式のように座標で因式微分することによつて得られる。

$$\begin{aligned}\tau_{xz} &= \frac{1}{f} \frac{\Delta N}{\Delta y} \\ \tau_{yz} &= \frac{1}{f} \frac{\Delta N}{\Delta x} \\ \tau &= \frac{1}{f} \frac{\Delta N}{\Delta n}\end{aligned}\quad (2 \cdot 8)$$

棒に加えられるねじりモーメント T と縞次数 N の関係は次の様になる。

$$T = \iint \phi dx dz = \frac{1}{f} \iint N dx dz \quad (2 \cdot 9)$$

すなわち、その断面に於ける N の大きさをその断面全部に亘つて積分したものが T に該当する。

以上が真直棒の斜め切断法の原理の大要であるが、実際にこの原理にもとづいて凍結光弾性実験を行うことに対しては、上述の large deformation の補正とねじりの centering に対しての考慮が必要である。

Fig. 2・6 (i) に示す様に、初め正しい形状に切削された真直棒光弾性試験片も、凍結時の高温により Fig. 2・6 (ii) のように変形し、このため応力の分布状態に影響を受ける。

これを除くためには、あらかじめ変形を考慮してわざと逆方向の変形を持つ試験片を製作し、凍結変形後見掛け上全く変形の認められない試験片を得、これを斜め切断するいわゆる変形補正試験片法を用いなければならない。

旋盤で切削された後の丸棒にインデックス附属のミーリングによって、上記の如くらせん状にキー溝を切削すれば所要の変形補正試験片が得られる。丸棒以外、多角棒、キー溝付丸棒等すべてこの方法によつて実験を行つた。

次に斜め切断法に際しては、特にねじりの中心線が完全に正しい事が要求される。正方形断面の棒

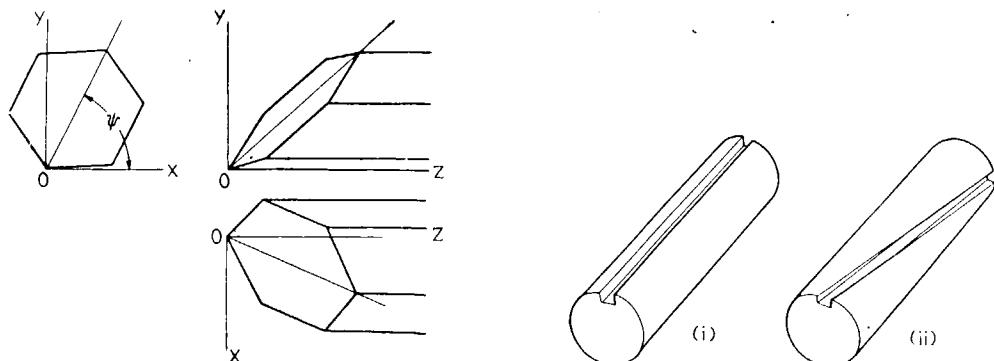


Fig. 2-5 Explanation of the "Rotation Method"

Fig. 2-6 Sketch showing the Method of Deformation-Compensation

のねじりにおいて、centering が完全でない場合には例えば Fig. 2-7 のように縞模様が乱れ、応力解析は全く不可能となる。この意味において、ねじり荷重装置は特に細心の注意を以て設計、製作したが、その大略の構造は Fig. 2-8 の通りである。

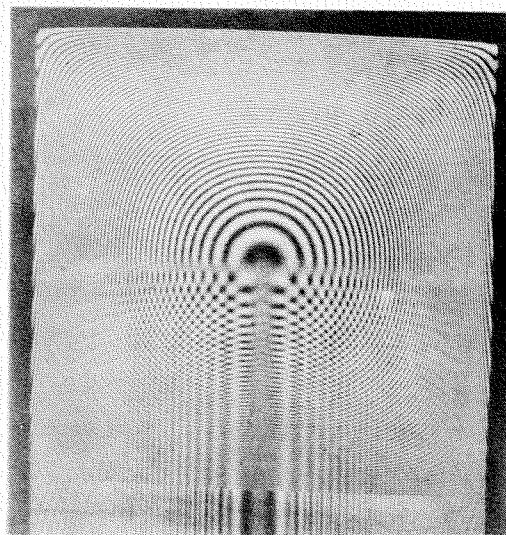


Fig. 2-7 Photoelastic Stress Pattern of a Square Bar showing the Disturbance due to Bending of the Rod

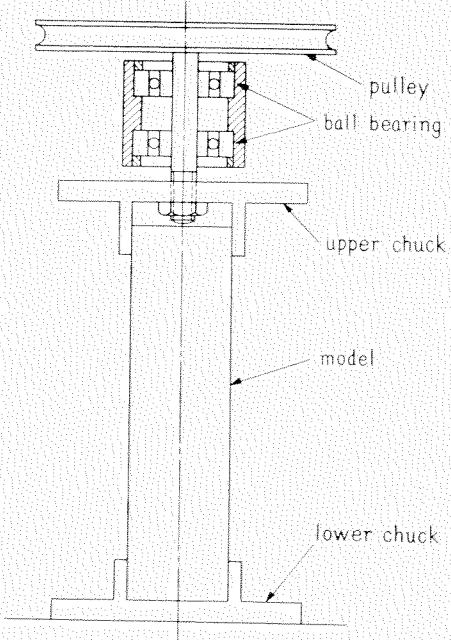


Fig. 2-8 Schematic Diagram of Loading Apparatus

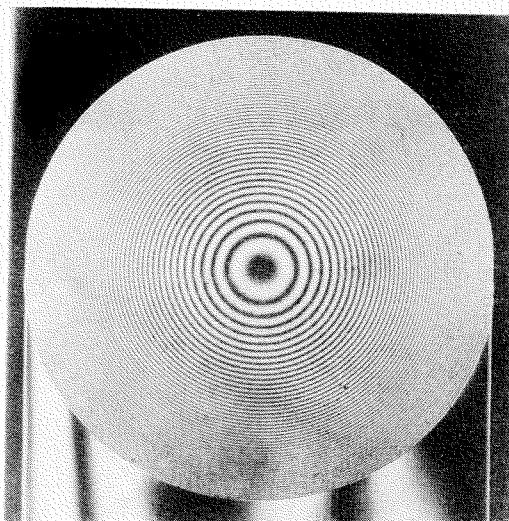


Fig. 2-9 Photoelastic Stress Pattern of a Circular Bar without Keyways obtained by the "Wedge Method"

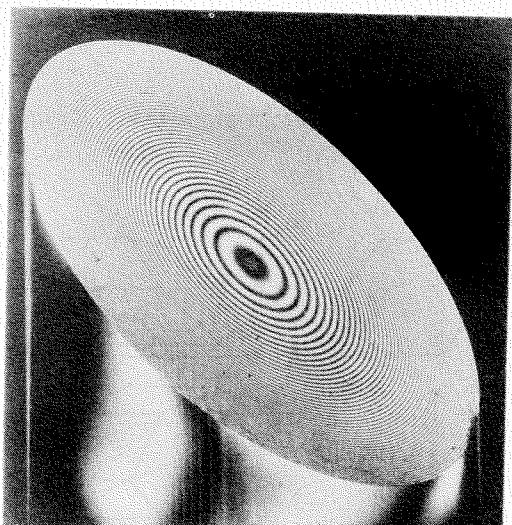


Fig. 2-10 Photoelastic Stress Pattern of a Circular Bar showing the Stress Distribution of a Elliptic Bar

上チャックと下チャックの中心線は、別に精密な治具によつて正確に一致される。図の pulley にかけた 2 本の紐によつて所要のトルクを加え、そのねじれ角が目盛に現れる様になつている。

なお、これらは特に設計製作された炉中に装置され、荷重、加熱等を外部から自由に調節するこ^トが可能である。

以上説明した実験方法によつて得られた光弾性写真の例を Fig. 2-9, Fig. 2-10, Fig. 2-11 に示す。

Fig. 2-9 は直径 50 mm の epoxy 樹脂の丸棒で、切断角 45° の場合、Fig. 2-10 は同じ斜め切断棒を適当の角 ψ だけ回転して得られる楕円形断面棒に該当する光弾性写真であつて、楕円の長短軸比は 2:1 である。Fig. 2-11 は正六角形断面棒の場合である。

Fig. 2-12 は上出楕円形棒の周囲及び対称断面に沿うせん断応力 τ の分布状態を示す図である。

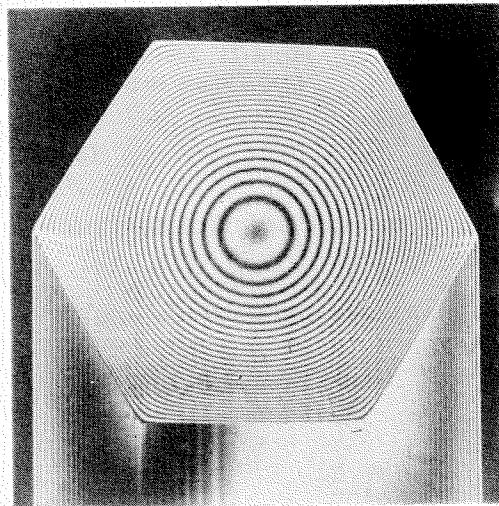


Fig. 2-11. Stress Pattern of a Regular Hexagonal Bar

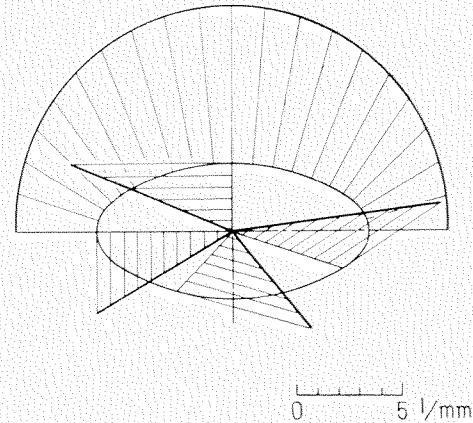


Fig. 2-12. Shearing Stress Distribution of an Elliptic Shaft along the Periphery and across the Symmetrical Sections

2.3 段付丸棒（断面変化丸棒）に関する研究

Fig. 2-3 に示すように長手 z 方向に直径が変化する丸棒、すなわち断面変化丸棒では更に別の光弾性実験法が必要である。

弾性学によればこの場合存在する二つのせん断応力 $\tau_{\theta r}$, $\tau_{\theta z}$ を式 (2-10) で表すと、

$$\begin{aligned}\tau_{\theta r} &= -\frac{1}{2\pi r^2} \frac{\partial \phi}{\partial z} \\ \tau_{\theta z} &= \frac{1}{2\pi r^2} \frac{\partial \phi}{\partial r} \\ \tau^2 &= \tau_{\theta r}^2 + \tau_{\theta z}^2\end{aligned}\quad (2-10)$$

ねじり函数 ϕ は (2-11) 式を満足すべきである。

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial r^2} - \frac{3}{r} \frac{\partial \phi}{\partial r} = 0 \quad (2 \cdot 11)$$

この場合、 ϕ の周辺条件は棒の外皮に沿うて $\phi = \text{const.}$ である。

いま、もし棒の中心軸 z を含む平面でこの棒を縦に切断し、その一方の半分に Fig. 2·13 のように y 軸に平行に偏光光を投入、透過せしめる場合を考えると、透過後得られる birefringence N は式 (2·12) で表わされるものとなる。

$$N = f \int_0^{y_1} \tau_{\theta z} \cos \theta dy = f \int_0^{y_1} \tau_{\theta z} \frac{y}{r} dy \quad (2 \cdot 12)$$

$y dy = r dx$ であるから (2·12) は

$$N = f \int_{r=x}^{r=R} \tau_{\theta z} dx \quad (2 \cdot 13)$$

ここで R は棒のその z 位置での外皮の半径である。

結局、

$$\tau_{\theta z} = \frac{1}{f} \frac{\partial N}{\partial x} = \frac{1}{f} \frac{\partial N}{\partial r} \quad (2 \cdot 14)$$

すなわち、縦半切断法によつて得られる光弾性繊次数 N を r (又は x) で図式微分すればせん断応力 $\tau_{\theta z}$ が得られる。

もう一つのせん断応力 τ_{rz} を求めるには、(2·14) 式と tangential displacement v の関係

$$\begin{aligned} \tau_{rz} &= Gr \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{v}{r} \right) \\ \tau_{rz} &= Gr \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{v}{r} \right) \end{aligned} \quad (2 \cdot 15)$$

を用いて

$$\begin{aligned} (\tau_{rz})_z &= r \frac{\partial}{\partial r} \int_{z_0}^z \frac{1}{r} \tau_{\theta z} dz + (\tau_{rz})_{z_0} \\ &= \frac{1}{f} r \int_{z_0}^z \left(\frac{1}{r} \frac{\partial^2 N}{\partial r^2} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial N}{\partial r} \right) dz + (\tau_{rz})_{z_0} \\ &= \frac{1}{f} \int_{z_0}^z \left(\frac{\partial^2 N}{\partial r^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial N}{\partial r} \right) dz + (\tau_{rz})_{z_0} \end{aligned} \quad (2 \cdot 16)$$

を得る。すなわち τ_{rz} を求めるには N の 2 度の微分と 1 度の積分が必要となる。これは実際問題として、かなり誤差を生じ易い取扱となり、精度低下を来すおそれはあるが、 τ_{rz} は普通 $\tau_{\theta z}$ に較べて値が小さいので構造物の強度という観点からすればそれ程重要ではないので、この様な繁雑な図式微積分の面倒及びその精度低下も許されるものと考えられる。

外力として加えられるトルク T と N との関係は

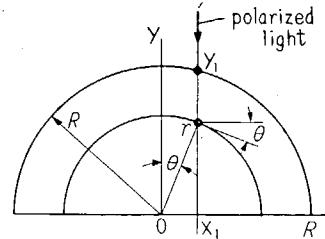


Fig. 2·13 Illustration for the "Longitudinal Halving Method"

$$\begin{aligned}
T &= \int_0^R 2\pi r^2 \tau_{\theta z} dr \\
&= \frac{2\pi}{f} \int_0^R r^2 \frac{\partial N}{\partial r} dr \\
&= \frac{2\pi}{f} \left(|r^2 N| - 2 \int_0^R r N dr \right) \\
&= -\frac{4\pi}{f} \int_0^R r N dr
\end{aligned} \tag{2.17}$$

の如く、 N の積分として得られる。

以上述べた縦半切断法の応用として多数のねじり光弾性実験を行つたが、その一、二の例を示すと次の通りである。

Fig. 2.14 (i) 及び (ii) に示す寸法の epoxy 樹脂光弾性試験片を旋盤にて切削し、その両端は前記の 6 角形チャックと嵌合する形状として凍結光弾性実験を行つた。試験片の応力を凍結した後、これをミーリングで中心線を含む平面で切断し、その一方に上記の様に光弾性装置の偏光を投入して Fig. 2.15 及び Fig. 2.16 の光弾性写真を得た。

なお、このような立体的模型について光弾性写真を撮影する場合には、樹脂と丁度屈折率の等しい液に浸漬する所謂浸漬法によらねばならないことは勿論である。(Fig. 2.17) 浸漬液としては α -ブロ

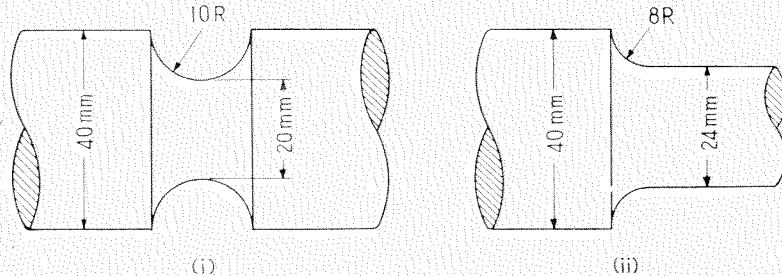


Fig. 2.14 Dimensions of Models of Circular Shafts with a Circumferential Notch and a Fillet Respectively

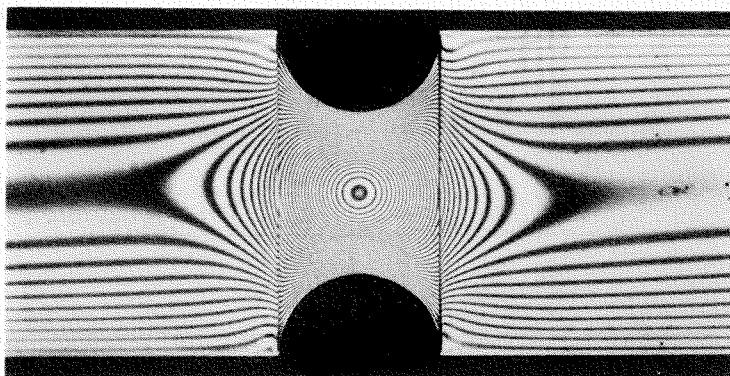


Fig. 2.15 Stress Pattern of a Circular Shaft with a Circumferential Notch under Torsion obtained by the "Longitudinal Halving Method"

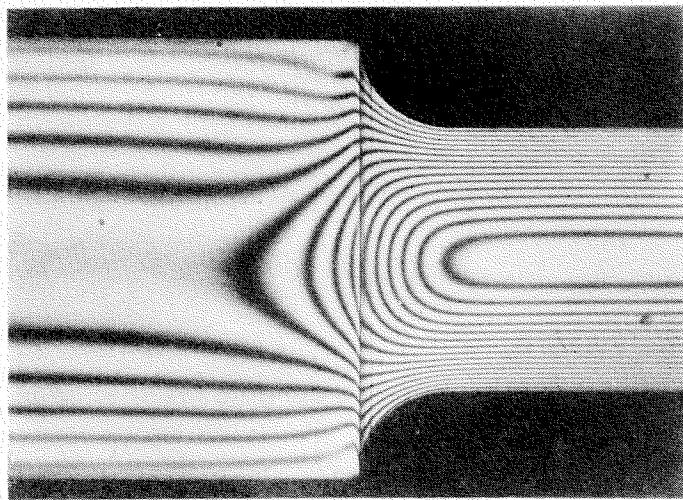


Fig. 2-16 Stress Pattern of a Circular Shaft with a Fillet under Torsion obtained by the "Longitudinal Halving Method"

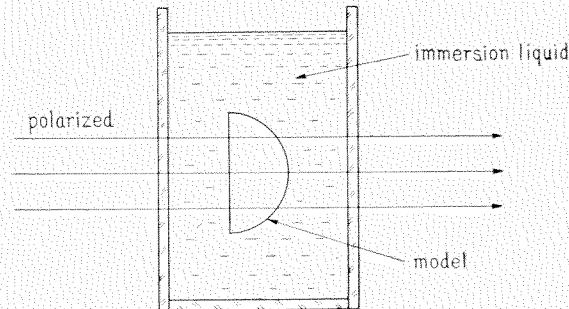


Fig. 2-17 Sketch showing Immersion Method

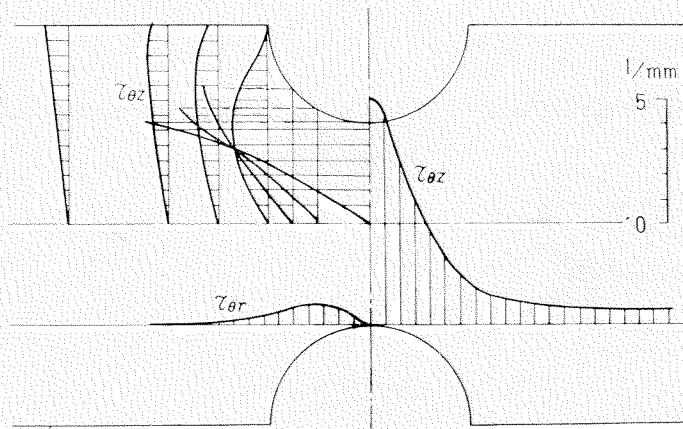


Fig. 2-18 Shearing Stress Distribution in a Circular Shaft with a Circumferential Notch

ーム・ナフタレンと流動パラフィンの混合液を用い、個々の試験片ごとに混合割合を極めて精密に調節して写真撮影を行つた。

このようにして得られる光弾性写真の N の分布について上記のように図式微分、図式積分を行い所要の τ_{oz} , τ_{or} を求め、それぞれ Fig. 2-18 (環状ノッチの場合) Fig. 2-19 (段付丸棒の場合) に示す応力分布を得た。

以上、西田委員の提案する 2 つのねじり光弾性実験法、真直棒に関する斜め切断法と直径変化丸棒に関する縦半切削法について説明したが、上に述べた以外で実験上解決を要した幾つかの問題がある。

その一つは光弾性縞写真を鮮鋭に撮影する技術である。勿論従来も縞を明瞭に撮影する努力はなされているが、本実験法のように図式微分法を必要とする場合には縞写真是最も鮮明であり、かつ縞次数の高い事が要求される。西田委員等の場合直径約 50 mm の丸棒に於て縞次数約 50 を標準としたが、実際問題としてこの程度の縞密度において各縞の分布を明確に分離撮影する事は容易ではない。

そのため工夫の結果、特にこの目的に適する光学系を見出し、専らこの方式で光弾性撮影を行つた。

次に、旋盤、ミーリング其他により試験片を切削するに際して残留応力を生ずる虞があることである。もしこの種の残留応力が生じたとすると、これが例えは、Fig. 2-20 に示す様に、明瞭な縞の位置の移動となつて現われ、求める応力値の誤差の原因となる。

そこで切削に際しては、バイト、カッターとして極度に切れ味の良い状態のものを擇び、かつ切削中、相当多量の冷却液を用いて冷却及び潤滑を行い、残留応力発生を防止する努力が必要であった。そのためには特に、冷却液循環装置を製作使用した。

このように、これらの新しい光弾性実験方法を応用するに際しては思いがけない多くの困難、障害を伴い、それを一つ一つ解決するために努力を続けたが、漸く完全に実験方法の確立を見、この方法を用いて種々の形状の実験が可能の段階となつた。

2.4 キー溝を有する丸棒のねじりに関する研究

上述の真直棒に関する斜め切削法を利用して、キー溝を有する丸棒がねじりモーメントを受ける場合の実験を曲率半径を種々に変えて系統的に行つた。

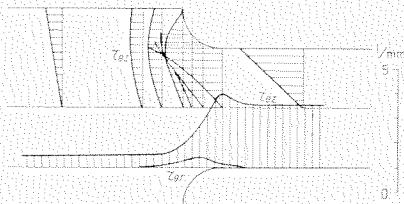


Fig. 2-19 Shearing Stress Distribution in a Circular Shaft with a Fillet

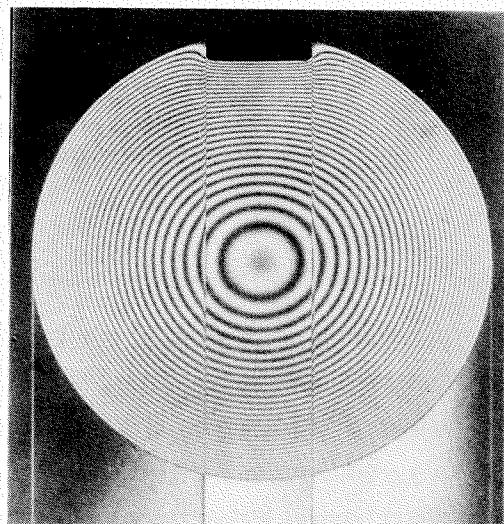


Fig. 2-20 Stress Pattern showing Residual Stress caused by Bad Keyway Cutting

Fig. 2-21 に示す実際寸法の軸に該当する人工樹脂試験片として Fig. 2-22 の寸法、形状を撰び、キー溝の深さ及び巾を同一として、キー溝の底の丸み ρ のみを Table 1 ように 7 種に変えてそれぞれ実験を行つた。

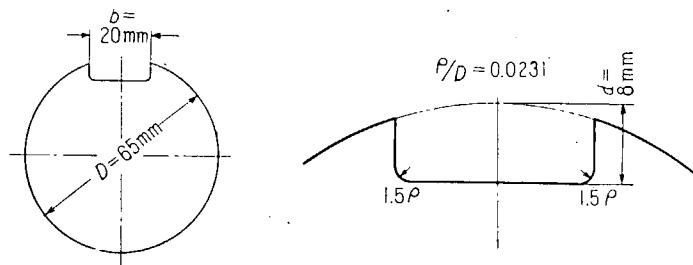


Fig. 2-21 Dimensions of Keyway used in Japanese Engineering Practice

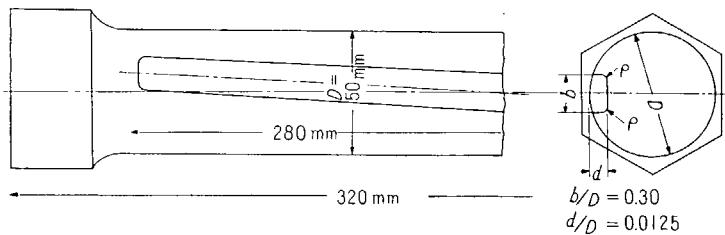


Fig. 2-22 Model for Stress Freezing Photoelastic Experiment before Loading

Table 1 Values of ρ and ρ/D of the Models examined

Model No.	1	2	3	4	5	6	7
ρ mm	0.35	0.55	0.85	1.2	1.4	2.25	4.2
ρ/D	0.007	0.011	0.017	0.024	0.028	0.045	0.084

すみ肉の曲率半径 ρ の切削法としては Fig. 2-23 に示すように、まず曲率部を残して直線部分をミーリング・カッターで切削し、残余の部分は、特に製作したフォーミング・カッターを用い人手作業によって仕上げた。

凍結温度は epoxy 樹脂の熱処理等で異なるが 125°C ~ 140°C であつた。

ねじりモーメントを加えつつ応力凍結された試験片はやはりミーリング・カッターで斜め切断され、浸漬法で光弾性写真として撮影された。

Fig. 2-24, Fig. 2-25, Fig. 2-26, 及び Fig. 2-27 はこの方法によつて撮影された光弾性写真の例であつて、Fig. 2-28 は Fig. 2-26 の一部キー溝附近の拡大写真である。

これらの各光弾性写真について詳細に図式微分を行い、周辺について最大せん断応力 τ の分布状態を求めプロットした例を Fig. 2-29, Fig. 2-30 及び Fig. 2-31 に示す。

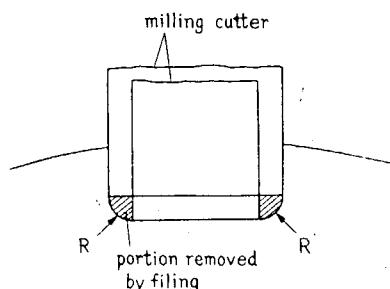


Fig. 2-23 Sketch showing the Method of Shaping Keyway

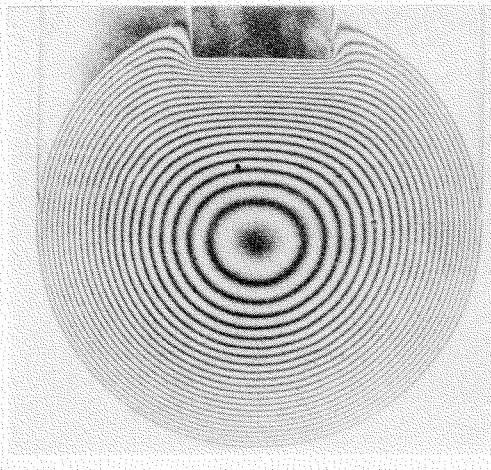


Fig. 2-24 Photoelastic Stress Pattern of Circular Shaft with a Keyway. $\rho/D=0.007$

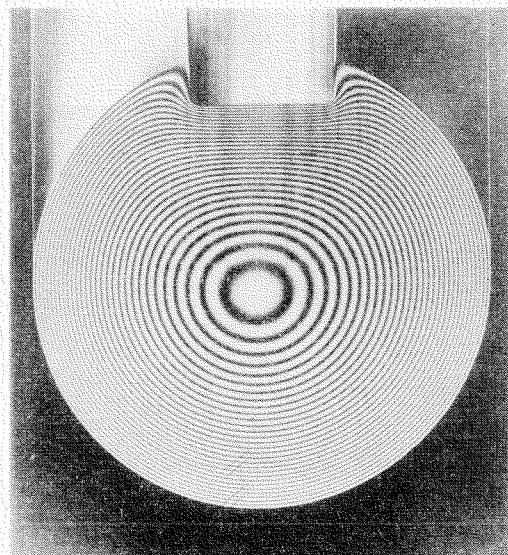


Fig. 2-25 Photoelastic Stress Pattern of Circular Shaft with a Keyway. $\rho/D=0.017$

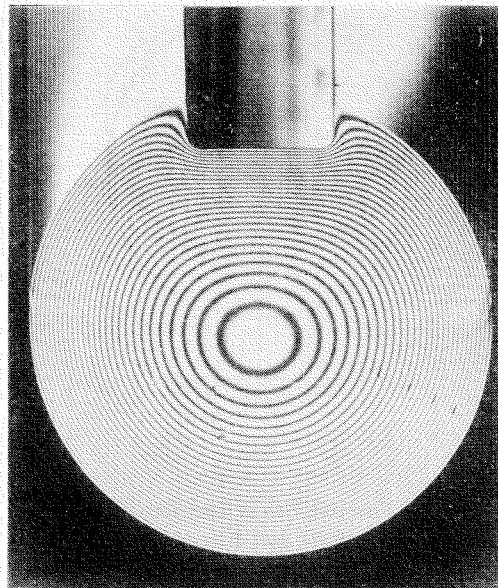


Fig. 2-26 Photoelastic Stress Pattern of Circular Shaft with a Keyway. $\rho/D=0.028$

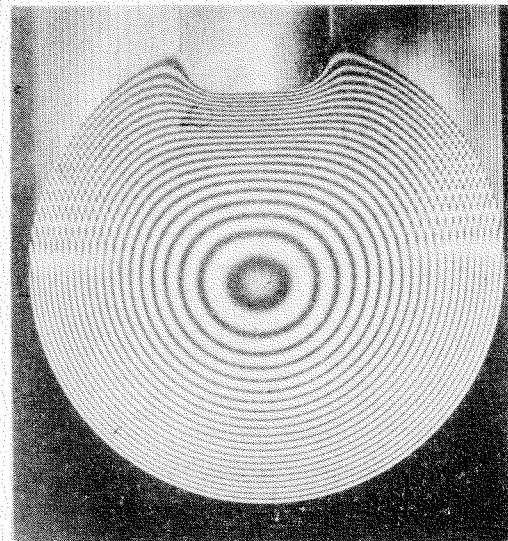


Fig. 2-27 Photoelastic Stress Pattern of Circular Shaft with a Keyway. $\rho/D=0.084$

これらの図を見ればわかるように、せん断応力 τ はキー溝の曲率部分において大きい値をとり、特に丸棒全体についての最大せん断応力 τ_{\max} は曲率の中心を通り対称軸に平行な直線と $15^{\circ} \sim 20^{\circ}$ 傾いた外側に位置することがわかる。

τ_{\max} の値は他の形状要素、すなわちキー溝の巾 b/D 及び深さ d/D が一定ならばフィレットの曲率半径 ρ/D に支配され、 ρ/D の減少と共に逆比例的に増大する。

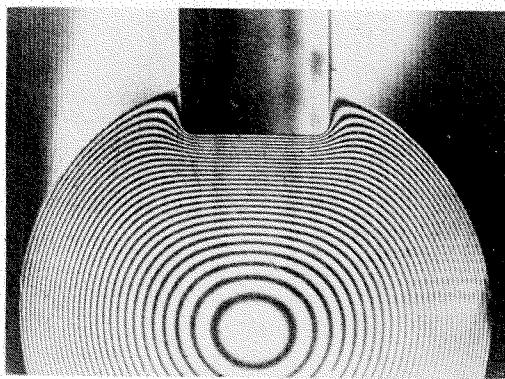


Fig. 2-28 Enlargement from Fig. 2-26
for the Vicinity of the Keyway

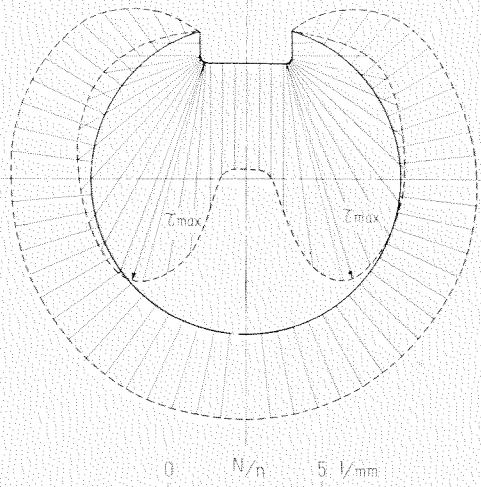


Fig. 2-29 Shearing Stress Distribution along the
Surfaces of Shaft and Keyway. $\rho/D=0.017$

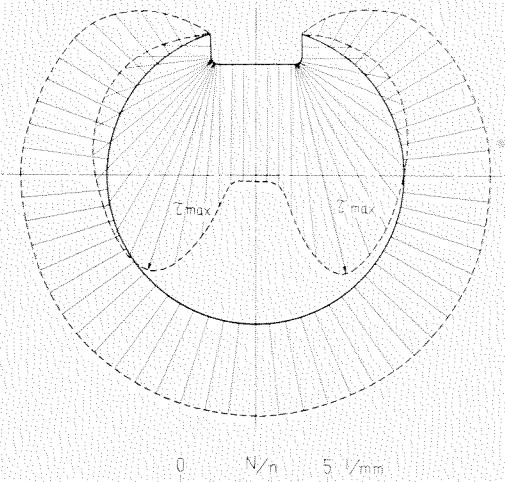


Fig. 2-30 Shearing Stress Distribution along the
Surfaces of Shaft and Keyway. $\rho/D=0.024$

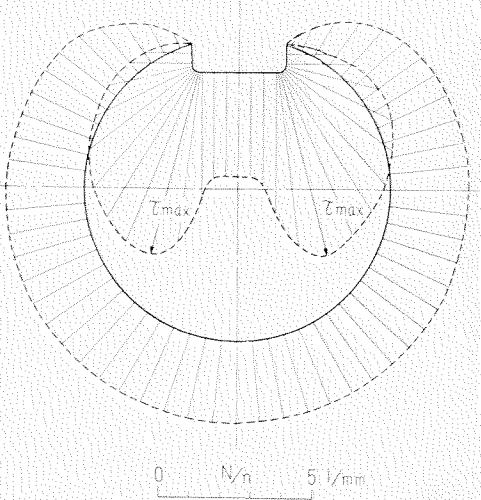


Fig. 2-31 Shearing Stress Distribution along the
Surfaces of Shaft and Keyway. $\rho/D=0.028$

この場合の応力集中率 K_t を

$$K_t = \frac{\tau_{\max}}{\tau_0}$$

で表わし、基準応力 τ_0 を

$$\tau_0 = \frac{16T}{\pi D^3}$$

(ここで T =トルク) で与えられるもの、すなわちキー溝が全く存在しない時トルク T によって丸棒

の外皮に生ずるせん断応力とし、上記の ρ/D の異なる 7 つのケースについて形状係数(応力集中率) K_t を求めると Fig. 2-32 のようになる。

ここでこれら西田委員の実験結果と、既に発表された他の研究者のこの問題に就ての研究結果を比較するのは頗る興味あることと思われる。

これまで得られているキー溝の応力集中に関する研究としては³⁾ M. M. Leven³⁾ の numerical computation による結果と、H. Okubo⁴⁾ の弾性計算による結果とが信頼できるものであると考えられる。もつともこれらに示されている結果は、互に b/D , d/D の値を異にするので直接比較することの意味は少いかも知れないが、Fig. 2-32 に示すように、 ρ/D の値にかかわらずキー溝の b/D 及び d/D の大きい順に高い応力集中率を与える、それぞれ結果は充分納得できるものであることを示している。すなわち b/D の値が僅か相違する Leven と著者の結果はよく一致し、 d/D が比較的小さい Okubo の結果は総体にやや低い K_t を示している。なお、いずれの場合にも溝のフィレットの曲率半径が著しく小さく鋭い隅に近くなると K_t は無限大に向つて上昇して行くことは予想される通りである。

著者の行つた実験で得られた ρ/D と応力集中率 K_t の関係は Table 2 の通りである。

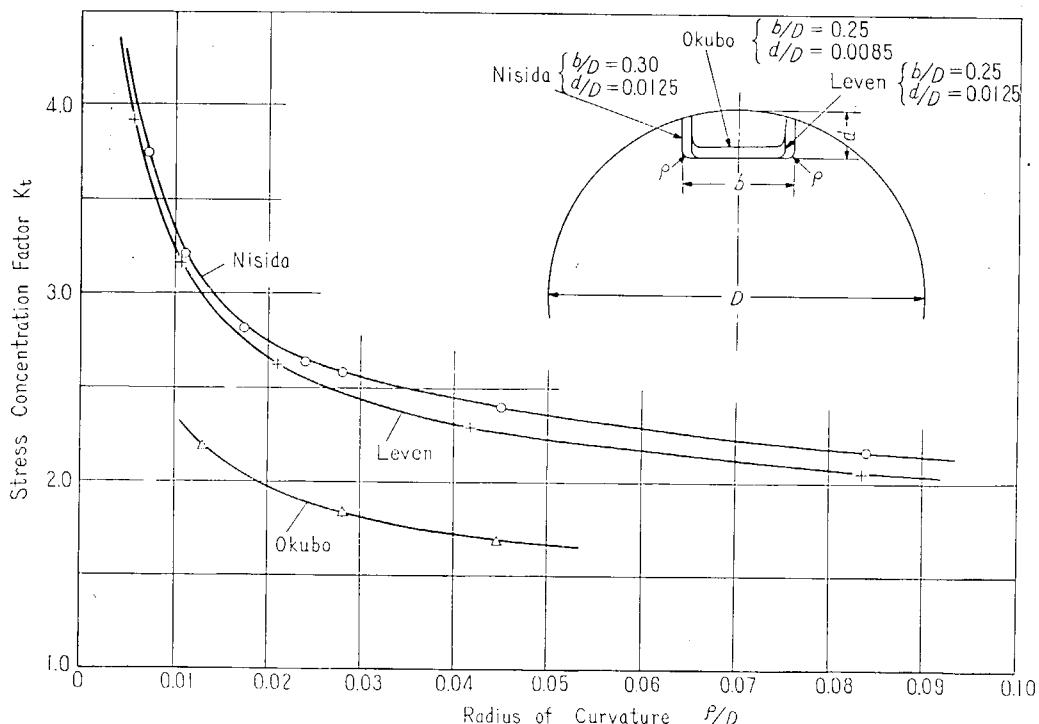


Fig. 2-32 Relationship between Radius of Curvature of Keyway Fillet ρ/D and Stress Concentration Factor K_t

2.5 キー溝端部の応力集中について

実際の軸では、キー溝端部に出発して軸心と約 45° をなす方向に破面が進行する如き破壊が多い

Table 2 Relation between Stress Concentration Factor
 K_t and Radius of Curvature ρ/D

Test No.	1	2	3	4	5	6	7
ρ/D	0.007	0.011	0.017	0.024	0.028	0.045	0.084
K_t	3.75	3.22	2.82	2.64	2.58	2.40	2.17

ことはよく知られている。これはキー溝の端附近に上に記した応力集中とは別の種類に属する応力集中が起ることを示すものである。

しかし、この場合の応力分布を求めるために上に述べた斜め切削法を適用することは不可能であるから止むを得ず、普通三次元凍結光弾性実験に於いて用いられる逐次スライス法を採用し、 ρ/D の比較的大きい場合について応力分布状態を知ることができた。

キー溝端部の形状は、ミーリング切削によつて得られる sled runner 型とし、ミーリング・カッターの半径 R はシャフトの直径 D の約 0.5 であつた。

$$b/D=0.30, \quad d/D=0.0125, \quad \rho/D=0.011, \quad R/D \approx 0.5$$

の寸法割合のキー溝について、逐次薄片法及び図式外挿法を用いて得られたキー溝端部の応力分布状態を Fig. 2-33 に示す。

この図からわかるように、キー溝のすみすなわちフィレットが軸の表面と交る位置、あるいは軸の表面において軸心と 45° の角をなす直線をキー溝のプロファイルに切線として引く時の切点 A 及び A' にそれぞれ最大引張応力 σ_A 及び最大圧縮応力 σ'_A を生じ、その値はキー溝の長手直線部分での最大

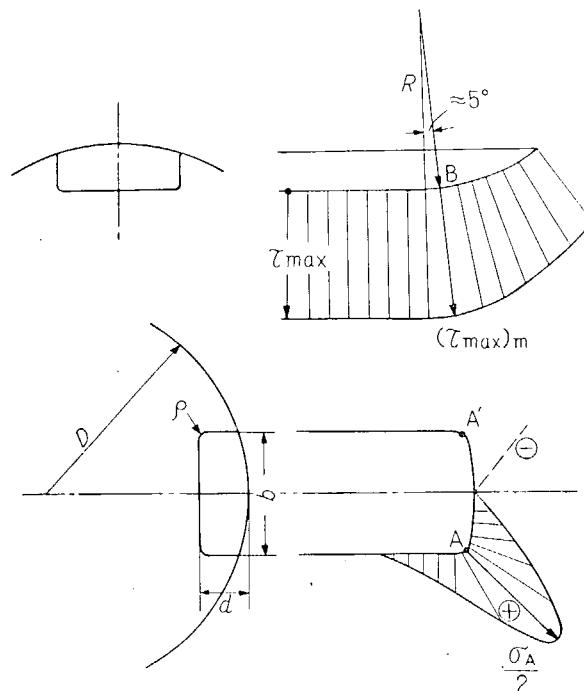


Fig. 2-33 Stress Distributions in the Vicinity of Keyway End

せん断応力 τ_{\max} の約 2.0 倍である。従つてもし、シャフトがねじり繰返し荷重を受け疲労破損を起す場合には革性ある材料でも、最大せん断応力ではなく直応力特に引張応力によつて破壊が起る事実から、繰返し荷重においては、上記の A 点から破面が出発し、それは軸方向に 45° の面であるべきことは充分理解できる訳である。

なお、キー溝の長手直線部分から円弧部分に移る附近、B 点において τ_{\max} の最大 $(\tau_{\max})_m$ が生ずるものと予想されるが、この程度の R/D の値（ミーリング・カッターの半径）では、応力比 $(\tau_{\max})_m/\tau_{\max}$ は約 1.1 程度の小さい値に止まることがわかつた。

しかし、 R/D が比較的に小さい場合、即ちミーリング・カッターの直径が小さい時には $(\tau_{\max})_m/\tau_{\max}$ の値は相当高まるものと考えねばならないことはいうまでもない。

2·6 結 論

ねじり応力を光弾性的に高い精度でしらべることは従来の方法では困難であるので、特に真直棒及び断面変化丸棒について行い得る特殊の光弾性実験法、「斜め切断法」及び「縦半切断法」を提案し、その基礎理論について述べた。又、これらの実験法を行うに当つて解決を要した困難な点について略述した。

舶用プロペラ軸として実際に使用されるキー溝の寸法割合のものについてフィレットの曲率半径 ρ を種々に変えてそれぞれ斜め切断法を利用して三次元凍結光弾性実験を行い、応力集中率 K_t と ρ の関係を明かにした。又、この結果を Leven 及び Okubo の計算結果と比較し、結果は納得できるものであることがわかつた。

sled runner 型キー溝端部について逐次スライス法による凍結三次元光弾性実験を行い、端部に特有な応力集中が存在すること、特に直応力の応力集中が著しく大きいことを明かにして、キー溝端部を出発点とするシャフトの破壊の原因を確めることができた。

引 用 文 献

- 1) M. Nisida and M. Hondo: New photoelastic procedures for solving torsion problems. Proc. 7th Japan Nat. Congr. App. Mech. 1957, p. 143~148.
- 2) 西田正孝、本堂寅：凍結光弾性実験法の精度とその改善に就いて、科研報告、第 31 輯、1 号、(昭 29 年 1 月) 7~19 頁。
- 3) M. M. Leven: Stresses in keyways by photoelastic method and comparison with numerical solution. Proc. Exp. Stress Analysis. Vol. 7, No. 2 (1949) p. 141~154.
- 4) H. Okubo: On the torsion of shaft with keyways. Quart. Journ. Mech. and App. Math., Vol. 3 (1950) p. 162~172.

3. 軸材の大型ねじり疲労試験

3.1 試験方法

この試験に使用した試験機は西ドイツ Carl Schenck 社製の Torsator-3000 と称せられるもので、その主要要目は Table 3.1 のとおりである。

試験機本体重量は 5 トンで、10 個のゴム脚で床面に静置された 6 トンのコンクリート台の上に取付けである。動作原理は Fig. 3.1 に示すように 3 HP 直流電動機で振動用重錘円板に取付けられた起振用偏心質量を回転させて軸系にねじり振動を起させ、軸系の一部となつてある試験片に振動トルクをかける準ねじり共振型試験機である。試験片にかかるトルクの大きさは重さの異つた 3 種類の振動用重錘の組合せと駆動電動機の回転速度により調節することができ、予め較正されたダイナモーターのねじれ角度でトルク量を読み取るようになっている。所定のトルクを常に維持するために自動制御装置がついているが、これはダイナモーターの端にある振巾検出用電気接点の接触電流でトルク変動量を検出し、設定トルク量を維持するよう駆動電動機の回転数を調節する方式のものである。

試験片の両端は 1/50 テーパー仕上げとし、取付用フランジに焼ばめするが、フランジは試験後に油圧で抜き取り毎回の試験に共通に使用される。また、静トルク用スプリング装置により最大 ± 2000 m-kg までの平均トルクがかけられ、さらに特殊な治具を使用すれば曲げ試験も行うことができる。

Table 3.1 Operating Range of the Testing Machine

Maximum alternating torque	± 100 m-kg
Maximum angular deflection	$\pm 6^\circ$
Maximum static torque	2000 m-kg
Frequency	1500~3000 c/min.
Maximum distance between gripping surfaces	2000 mm

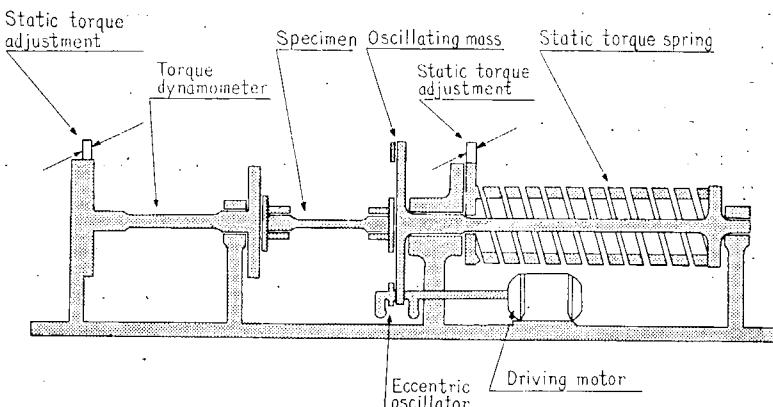


Fig. 3.1 Working Principle of Torsator-3000

しかし本試験機は共振を利用するものであるため、試験片の形状が自づから制限される不便はまぬかれない。

3.2 試験材

3.2.1 試験材の種類及び性質

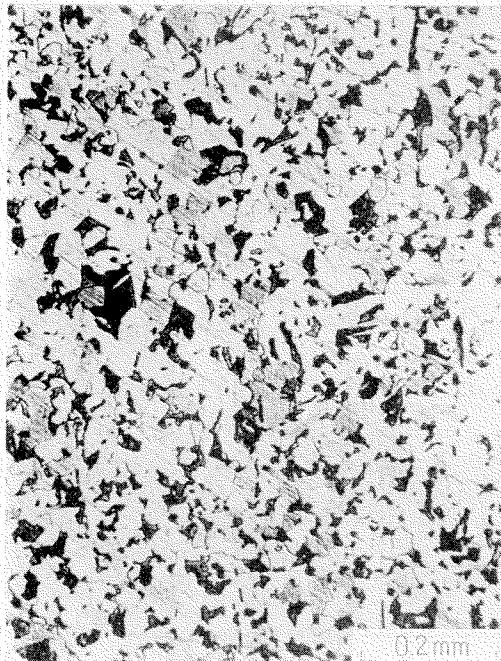
本試験はプロペラ軸材を対象としたものであるから、供試材には船舶機関規則、鋼船規則に準拠した KSF 42 級鋼棒材が使用された。これは特に疲労試験材として製鋼されたもので、4 章に述べる大型曲げ試験に供したものと同一チャージである。鋼種の公称規格は同一であるがチャージの異つた 2 種の材料が準備されたので、それぞれ A 材、B 材と呼ぶこととし、その化学的、機械的性質を Table 3.2 に示す。

Table 3.2-a Chemical Compositions of Test Materials

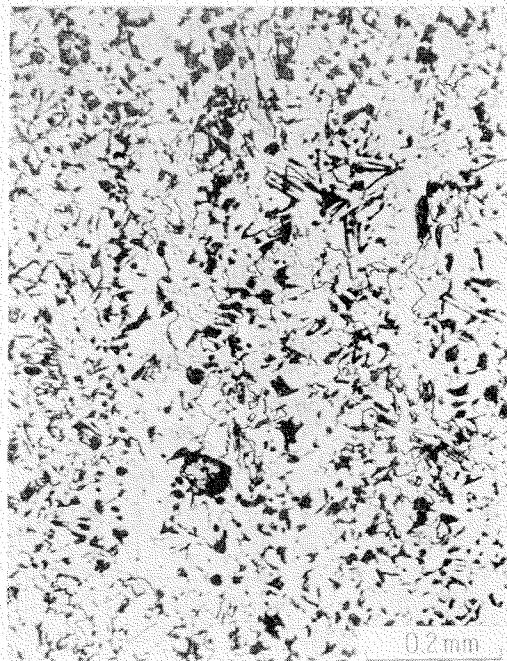
	Steel making process	C	Si	Mn	P	S
Charge A	Acid open furnace	0.22	0.23	0.42	0.028	0.034
Charge B	Electric furnace	0.21	0.27	0.56	0.023	0.019

Table 3.2-b Mechanical Properties of Test Materials

	σ_s kg/mm ²	σ_b kg/mm ²	σ_t kg/mm ²	ϕ %	ψ %	Impact kg-m/cm ²
Charge A	25.5	46.4	73.5	36.8	63.2	10.7
Charge B	31.0	48.5	74.4	39.5	65.3	8.6



(a) Charge A Steel



(b) Charge B Steel

Fig. 3-2 Micrographs of Specimens

鍛造比はいずれも 13 で熱処理は 850°C に 3 時間加熱後空中放冷の焼ならしを行つた。素材断面のサルファーフリントには特に偏折らしきものではなく均一であつた。また超音波探傷機による内部欠陥検査の結果も特に異常は認められなかつた。顕微鏡組織は Fig. 3-2 に示すように両材料で多少の差異があり、A 材料が大体標準組織であるのに反し、B 材料ではハーライトが細分化されて多少圧延層が残つてゐる。また、A 材料には圧延方向に粘性変形した硫化物系の非金属介在物が多く含まれていることが認められる。

3.2.2 試験片の形状

小形平滑試験片としては 4 m/kg シエンクねじり疲労試験機に一般に使用される径 7 mm のものを準備した。大型試験片としては径 70, 65, 50 mm の平滑丸棒試験片、最小径 50 mm の段付丸棒試験片及びプロペラ軸用のキー溝付の試験片を準備した。これらの形状をそれぞれ Fig. 3-4, Fig. 3-5,

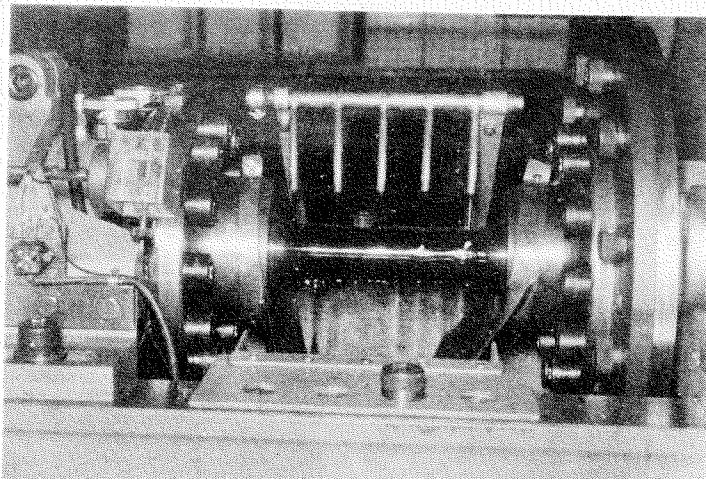


Fig. 3-3 Photograph of Plain Shaft Type Specimen on the Testing Machine

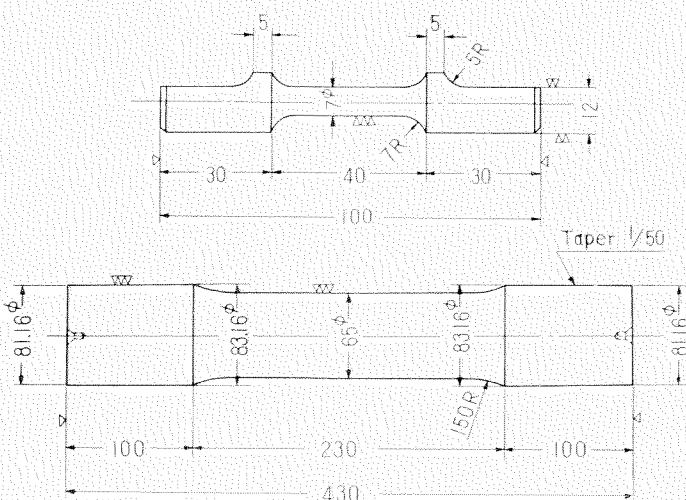


Fig. 3-4 Size of Smooth Surface Plain Specimens

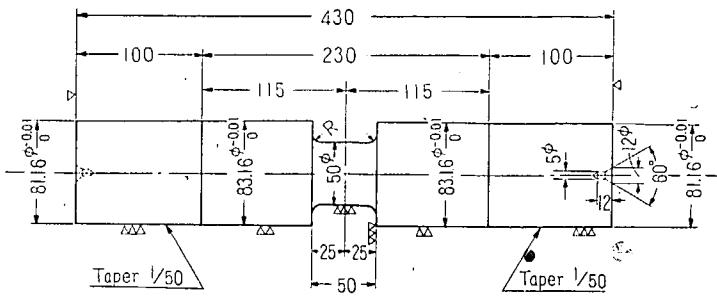


Fig. 3-5 Size of Shoulder Fillet Specimen

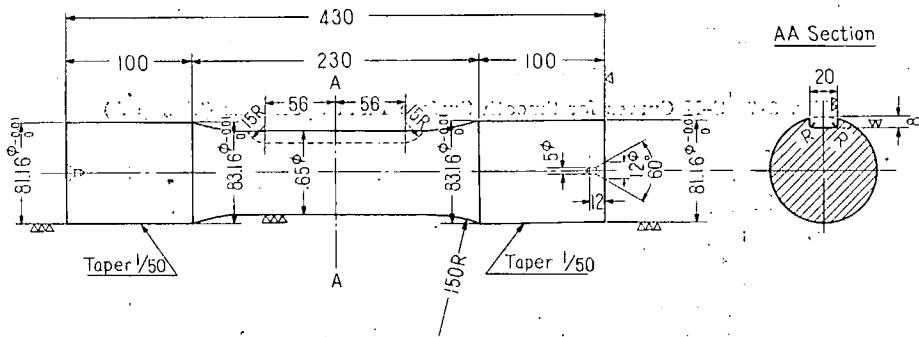


Fig. 3-6 Size of Specimen with a Keyway

Fig. 3-6 に示す。小型試験片は径 85 mm の素材丸棒の表面より深さ約 15 mm の位置から軸方向に切り出した。

試験片の平行部表面はペーパーで 05 まで研磨したが、表面粗さ計で測定した結果は 2 S (JIS) 以下であり、表面仕上程度の差が試験結果に及ぼす効果についてはほとんど問題にならないと思われる。小型試験片表面も同様に仕上げた。

3.3 平滑軸の疲労試験

3.3.1 試験要領

プロペラ軸用材の基礎的疲れ強さの資料をうるため、3.2 項で述べられた A, B 2 種類の鋼材の平滑丸棒試験片による空気中（油中）疲労試験をまず行つた。大型試験片によるねじり疲労試験の場合の試験片の発熱は特に疲れ限度以上の高い応力で試験する時には相当高くなるので、30 番マシン油を冷却油として毎分約 8l の割で試験片にかけた。従つて試験結果は油中疲労試験成績となり、厳密には空気中の疲れ強さより幾分高目に出ると考えられるが大差ないものと考えて差支えはなかろう。

3.3.2 試験結果及び考察

a. S-N 曲線

平滑軸の試験で得られた S-N 曲線を Fig. 3-7 及び Fig. 3-8 に示す。

疲労試験において疲れ限度を判定するための繰返数を何回転に取るかという問題について、鋼材の小型試験片の場合は普通 10^7 回としているが、大型試験片の場合はこれを明確に規定し得る資料に乏

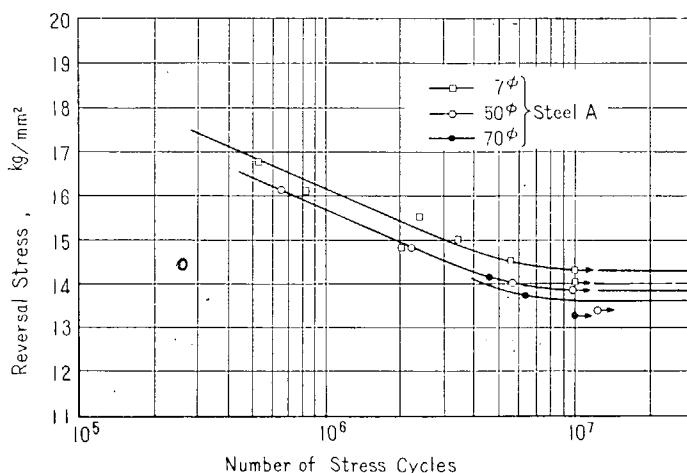


Fig. 3.7 S-N Curves for Smooth Surface Plain Specimens (Charge A)

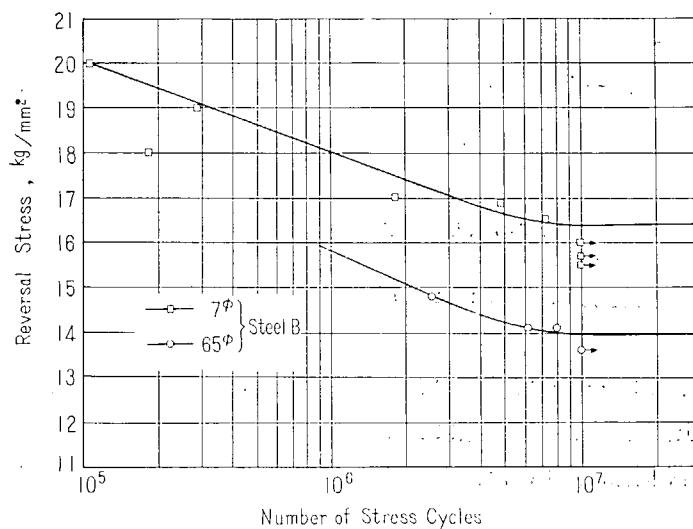


Fig. 3.8 S-N Curves for Smooth Surface Plain Specimens (Charge B)

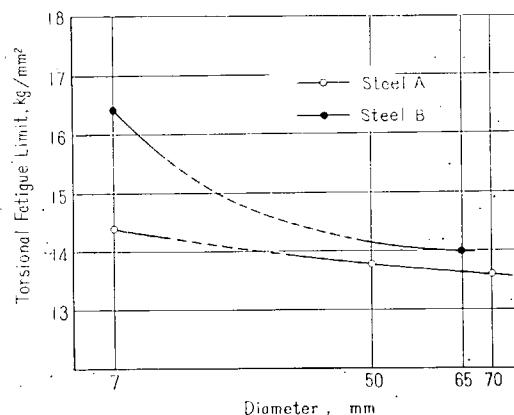
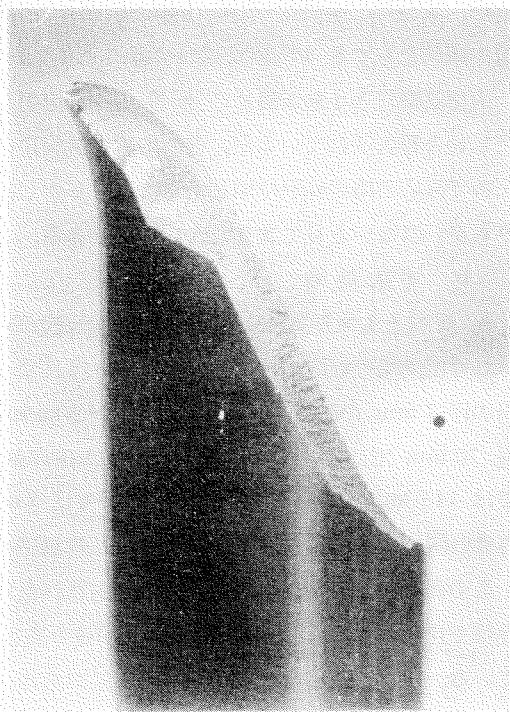
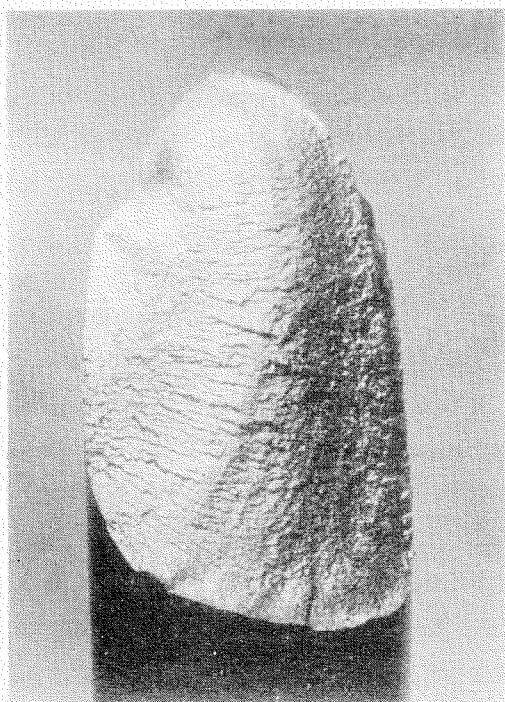
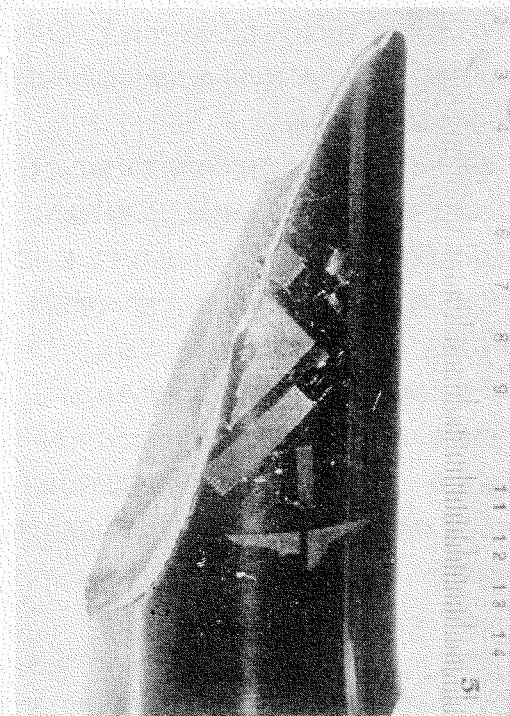


Fig. 3.9 Relation between Diameter of Specimens and Torsional Fatigue Limit



(a) Steel A



(b) Steel B

Fig. 3-10 Photographs of Fractured Specimens (Smooth Surface Plain Specimens)

しい。よつて、今回は一応これも 10^7 回をもつて最終繰返数としたが、実測の大型試験片の S-N 曲線の傾斜を見ても 10^7 回を採つて特に大きな誤差が出るとは考えられない。

大型試験片と小形試験片の S-N 曲線の傾斜角度には幾分差があり、特に高応力範囲でその差が甚だしいと報告されているが、今回の大型試験片の実験は比較的疲れ限度に近い応力範囲のみに限定したので高応力時の傾斜は明らかでない。しかし、少くともこの実験の範囲では両者の傾斜角度には余りちがいはないと見て差支えないようである。

b. 寸法効果

A, B 材とも大型試験片の疲れ強さは小型試験片のそれよりも低下しているが、2 種の材料でそれぞれ寸法効果の程度に差が見られるのは注目すべき現象である。すなわち Fig. 3・9 に示すように A 材の径 7 mm の試験片の疲れ限度が 14.3 kg/mm^2 であるのに対して径 50 mm では 13.8 kg/mm^2 、径 70 mm では 13.6 kg/mm^2 となり、一方 B 材の径 7 mm が 16.4 kg/mm^2 に対して径 65 mm では 14.0 kg/mm^2 となつていて。従つて径 7 mm 試験片に対して径 65 mm 試験片の寸法効果による疲れ限度の低下率は A 材では 4.9%，B 材では 14.6% となり大巾な差異が認められる。

この両材料は同一規格としてチャージされたものであるが、製鋼法が異つており、Table 3・2 の諸性質で比較すると B 材料の疲れ強さが幾分高目に出ることが予想され、試験結果もその傾向を示している。しかし寸法効果のみに大きな差がある点を考えると、両材料の製鋼法の異なることによる根本的な組織の相違が最も大きな因子になつているものと推定される。即ち、酸性平炉鋼の A 材では鍛造方向に粘性変形された硫化物系の非金属介在物が断面の全面に分布しているが、B 材では硫化物系のものは A 材に比べると僅かであり、微量の酸化物系非金属介在物が散在している。従つてこれらが原因となつて A 材の小型試験片強度が低目に出たのではないかと想像される。

c. 破断面の状態

ねじりを受けた丸棒表面の主応力は軸心に対して 45° 方向をなすから、疲労による破断が引張応力のみにより生ずるものとすれば、き裂は軸心に対して 45° 方向に発達する筈である。しかし実際の破断面は Fig. 3・10 に示すように必ずしも 45° 方向ではなく、小型試験片では $25^\circ \sim 90^\circ$ 、大型試験片では $30^\circ \sim 40^\circ$ となつていて。 90° で破断するものは小型試験片の高応力で試験した時にのみ現われており、明らかにせん断応力によるものである。大型試験片の破断角度はいずれも 45° より小さいが、特に試験応力との関連性は見出されない。

破断面の状態は A 材料と B 材料では明らかに相違があり、き裂発生点附近の比較的平坦な部分を比較すると A 材には微少な鋭角的凸起が認められるが、B 材では A 材より滑らかになつていて。しかし B 材の破断面の局部的に軸方向へ破断した部分には軸方向に走つた凸起が現われているが、これは鍛造による軸方向組織が影響しているのではないかと考えられる。

d. き裂進行速度

試験片に入つたき裂が断面積の約 50% に及ぶと試験機が振動を始め、また試験片の剛性が低下して所定の応力がかけなくなるので、それより小さい適当の応力を加えて破断させたが、小さな応力を加えて破壊させるまでの繰返数は僅かである。認知可能なき裂の発生から破断までの繰返数は全試験回転数に対して約 5% である。この比率は応力振巾の大きさにはほとんど関係がないので、応力

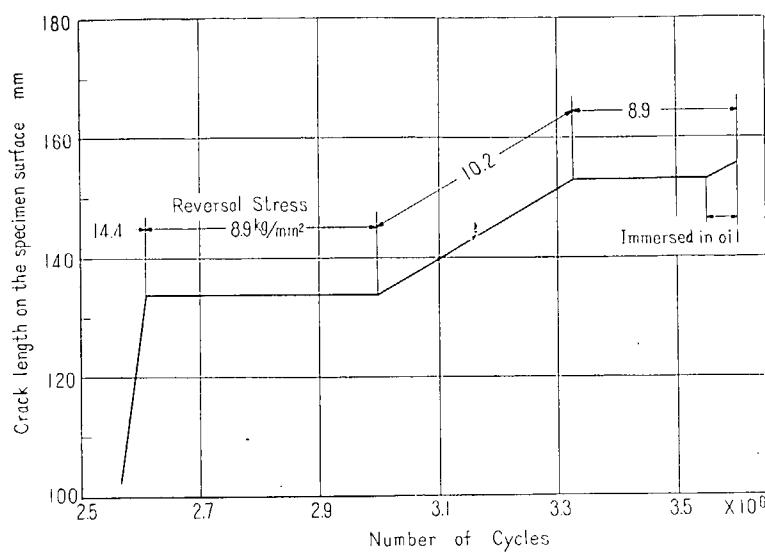


Fig. 3-11 An Example of Crack Propagation on the Specimen Surface

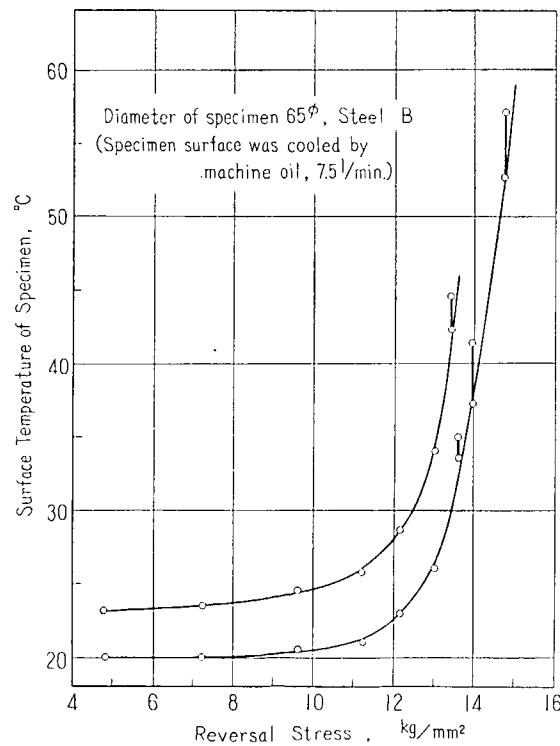


Fig. 3-12 Relation between Surface Temperature
of Specimens and Reversal Stress

振巾が高い程き裂進行速度は速いことになる。き裂進行中の呼称応力振巾を変えた時のき裂速度の1例を Fig. 3-11 に示す。油をかけるとき裂進行速度が速くなるが、これは油がき裂先端部へ侵入してき裂進行の媒体となるためであろう。

e. 試験片の表面温度

繰返応力を受ける試験片のヒステリンスエネルギーの大部分は熱となるので、試験片の表面温度は応力振巾の増加と共に上昇する。熱電対を試験片表面に合成樹脂で固定して、油冷却しながら応力振巾を変えて表面温度を測定した2本の試験片についての例を Fig. 3-12 に示す。これによると疲れ限度附近から表面温度は急激に上昇するが、興味ある現象として、疲れ限度附近以上の応力を加えて温度測定をした場合、一旦上昇した表面温度が約 4×10^4 回程度の後わずかに低下して整定する現象が認められた。この現象は冷却しない時、冷却油が少い時、或は同一試験片で繰返して同様な試験を行つた時には現われない。連続試験では最初の 4×10^4 回程度で一旦整定し、その後はゆるやかに上昇して 2×10^6 回程度で飽和点に達し、そのまま破断まで一定温度が維持される。微小なき裂が入つた場合も表面温度には変化がないが、き裂が断面の約 30% に及ぶと急激に温度上昇が起る。

3・4 海水腐食疲労試験

3・4・1 試験要領

船のプロペラ軸のスリープの両端、あるいはその近傍の軸表面に海水が侵入した状態で運転を続けると、ねじりまたは曲げ振動の繰返応力を受けて腐食疲労が起り、軸表面にき裂が発生し、さらにき裂が進展して折損事故に至る可能性がある。これを解明するための基礎試験として小型試験片による海水腐食疲労試験がこれまでにも行われてきたが、今回は径 70 mm の大形試験片による腐食疲労試験を行つた。

試験材は 3・2 項で述べた A 材料の Fig. 3-4 に示される平行部の径 70 mm の平滑丸棒試験片を使用した。表面仕上程度も 3・3 項のものと同様である。

試験片への海水のかけかたは試験片上から連続滴下させる方式をとり、試験片周囲に透明アクリル樹脂板で作つたケースを設けて 200 L 入海水タンクから試験片上面へ毎分約 1.5 L の割で滴下させ、ポンプで循環させた。これに使用した海水は JIS に規定される人工海水である。この状態を Fig. 3-13 に示す。

試験時の平均気温は $15^{\circ}\text{C} \sim 20^{\circ}\text{C}$ で、繰返速度は毎分 2000 回前後である。1 目の運転時間は 18 時間で 6 時間ずつの休止時間がその間にある。腐食を伴わない疲労試験では運転休止の影響は試験のバラツキの中に含まれる程度であり、定量的な影響は敢

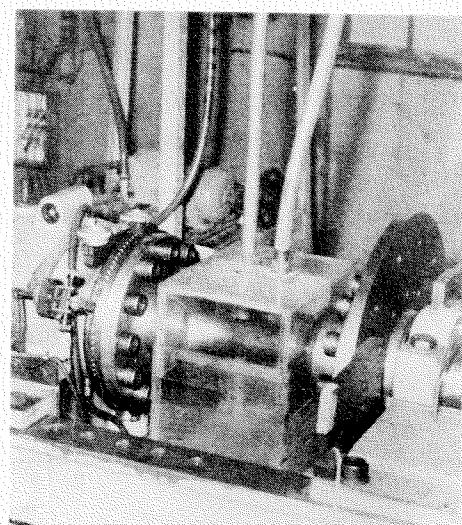


Fig. 3-13 Apparatus for Sea Water Corrosion Fatigue Test

て考慮する必要がないとされているが、腐食疲労試験では腐蝕度に時間的要素が影響してくるので、連続運転の試験結果と休止を含めた試験のそれとでは後者の疲れ強さが幾分低下するはずである。

a. S-N 曲線

空気中油中試験の成績は 3・3 項で述べたように 10^7 回を最終繰返数として 13.6 kg/mm^2 が得られたが、この S-N 曲線に対し腐食疲労では 10^6 回附近から腐食による影響が現われ始め、疲れ強さは順次低下して 8×10^7 回で 8.5 kg/mm^2 となり、油中疲れ強さに対して 37% の低下を示した。

Fig. 3-14 にこの S-N 曲線を示す。

b. 小型試験片による実験例との比較

同一材料の小型試験片による腐食疲労は今回は行わなかつたが、本試験の結果と対比し得るデータとして原委員の報告¹⁾がある。これは同じくプロペラ軸材のねじり腐食疲労を研究するため KSF42 材の外径 7 mm の小型試験片について行われたもので、空気中の疲れ限度は 14.5 kg/mm^2 である。3・3 項で述べた如く本試験材の 7 mm 小型試験片の空気中疲れ限度は 14.3 kg/mm^2 であるので材質的条件はほとんど同様と考えてよいであろう。

原委員の小型試験片による試験結果を Fig. 3-14 に破線で示したが、これと大型試験の結果とを比較すると、まず空気中（油中）試験の S-N 曲線に対し腐食の効果が現われ始めるのはいずれも 10^6 回程度からで大体同時である。しかし小型試験片では繰返数の増加とともに疲れ強さは直線的に低下

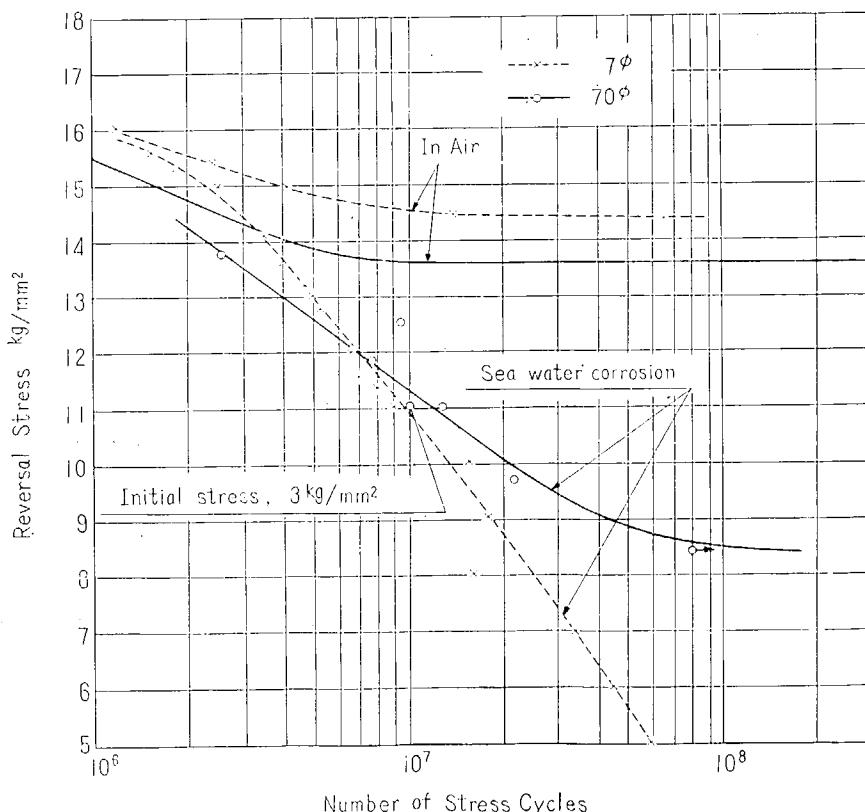


Fig. 3-14 S-N Curves of Sea Water Corrosion Fatigue for Large and Small Specimens

し、 8×10^7 回で約 4 kg/mm^2 となるのに対し、大型試験片では 8.5 kg/mm^2 とそれ程下がらない。また小型試験片ではこの試験範囲において、S-N 曲線は直線的に下り水平部への移行の気配が見えないので対し、大型試験片では応力の低下とともに多少勾配がゆるやかになり、さらに応力を下げれば或は疲れ限度と見なされる線が引かれるのではないかとも考えられる。

腐食疲労の寸法効果は比較的応力が高く、破断までの繰返数の少ないものでは空気中試験と同様に大形試験片の方が疲れ強さが低いが、応力振巾が低く破断までに長時間を要するものになると寸法効果は逆になつて、小型試験片の疲れ強さの方が低くなる。これは次のように説明される。腐食疲労のき裂進行速度に及ぼす腐食及び応力の影響は前者がほとんど一定係数になるのに反し、後者はその大きさに比例すると考えられるから、応力の高い時のき裂進行速度は応力による影響が支配的であり、腐食孔を切欠として発達する微小き裂は大小試験とも同一条件となり、空気中試験の場合と同様に在来より説明されているように断面の応力分布が影響して大型試験片の方が早期に破断する。これに対して応力が低くなるとき裂進行速度が遅く、試験時間が長くなるので腐食作用の時間効果でき裂が進行する。従つて一定き裂深さに対して小型試験片の方が幾何学的に不利となり、大型試験片よりも早期に破断する。実際のプロペラ軸のようにさらに直径が大きくなつた場合は今回の実験結果よりもさらに疲れ強さは高くなるものと考えられるが、実際の船における応力の繰返速度の影響、休止時間の影響、局部的応力集中の影響等を考えると一概に結論はできない。

c. 平均応力の影響

実際のプロペラ軸は伝達トルクによるねじり応力の上に、ねじり又は曲げ振動応力が付加されている。規則により定められた軸径を有する軸の伝達トルクによる最大表面応力は $3 \sim 3.5 \text{ kg/mm}^2$ 程度に限定されているので、この程度の平均応力が加えられた時の腐食疲れ強さに及ぼす影響を調べた。Fig. 3・14 の応力振巾 11 kg/mm^2 における平均応力 0 と 3 kg/mm^2 の点を比較すると、平均応力をかけた方が繰返数で約 20% 早く破断している。しかしこれは試験のばらつきの中に含まれる範囲であり、この程度の平均応力ではあまり顕著な影響は認められないといえよう。

d. き裂の進行

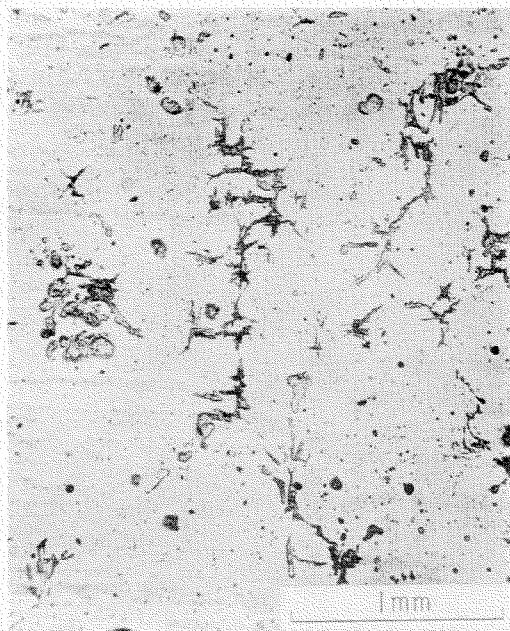
試験中の試験片表面を連続観察してき裂の進行状態を調べた。海水をかけ始めて 1~2 時間でまず相当な発錆が見られ、約 1 日で酸化物被膜が試験片全面を覆つてしまう。応力振巾 9.8 kg/mm^2 で 2.16×10^7 回で破断した試験片表面を試験途中において観察したところ、 4.5×10^6 回で径 $0.1 \sim 0.5 \text{ mm}$ の比較的大きな発錆部と、試験片全面に密集した $0.01 \sim 0.02 \text{ mm}$ の微細な錆孔が認められ、この錆孔から 0.05 mm 程度の小さき裂が発生していた。このき裂の方向は不確定であらゆる方向に入つておらず、恐らく表面の各結晶粒の滑り方向に支配されているものと思われる。その後この小さき裂は互に連携して発達して行き、破断直前の 2×10^7 回では $0.4 \sim 0.8 \text{ mm}$ 程度となり、試験片全面に分布するが、個々のき裂はマクロ的には主応力方向に発達したものが多い。

e. 表面及び断面のき裂

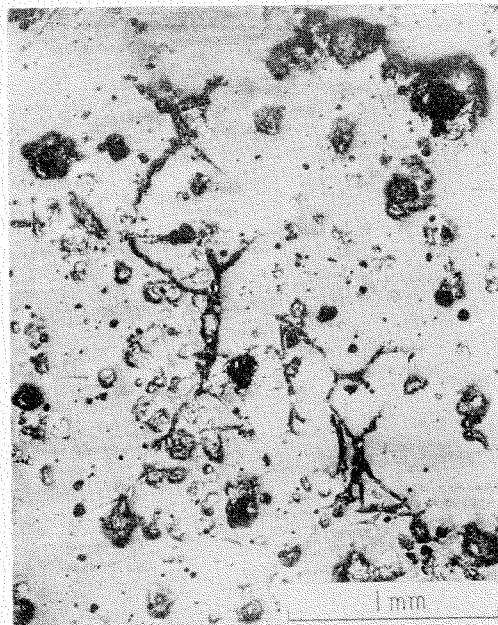
試験後の各試験片表面を Fig. 3・15 に示す。これによるといわゆるクロスマーカーといわれる軸心方向と 45° をなす十字き裂は比較的応力が低く、長時間にわたつて試験された場合にのみ明瞭に現われている。しかし応力が比較的高く、短時間で破断した試験片表面のき裂は 45° 方向よりむしろ軸心



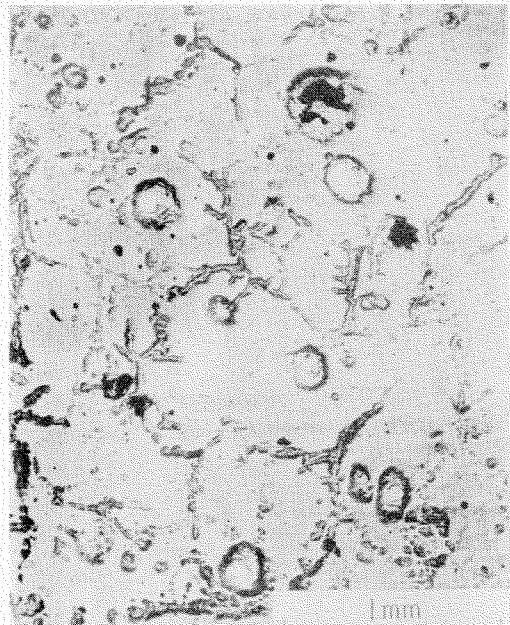
(a) $\pm 13.7 \text{ kg/mm}^2$, 2.6×10^6



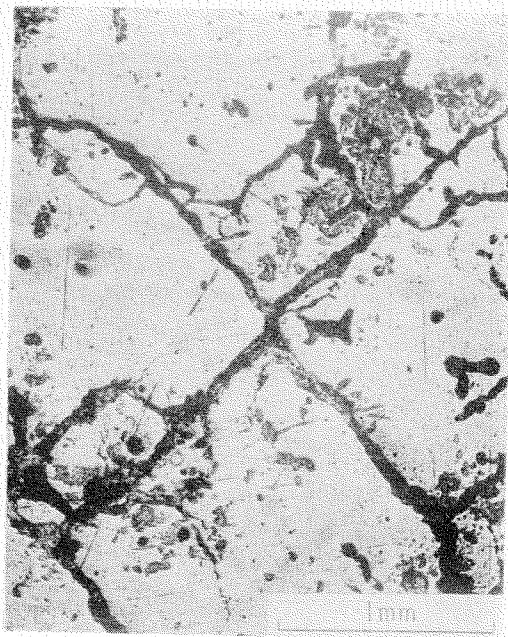
(b) $\pm 11.8 \text{ kg/mm}^2$, 7.9×10^6



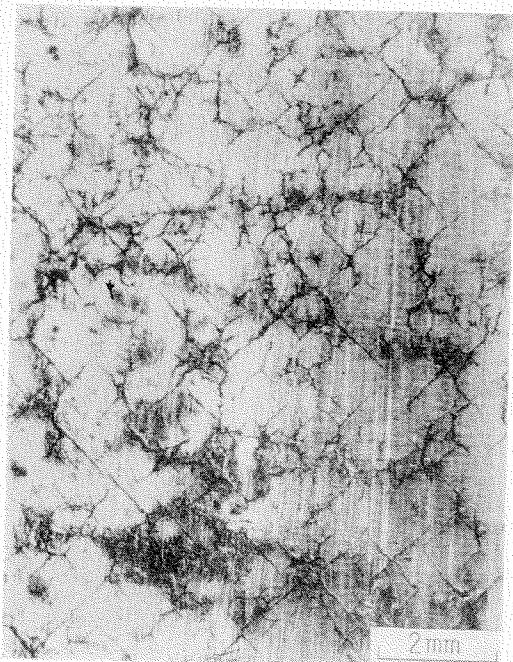
(c) $\pm 11.0 \text{ kg/mm}^2$, 12.7×10^6



(d) $\pm 9.7 \text{ kg/mm}^2$, 21.6×10^6



(e) $\pm 8.4 \text{ kg/mm}^2$, 80×10^6 , not fracture



(f) $\pm 8.4 \text{ kg/mm}^2$, 80×10^6 , not fracture

Fig. 3-15 Surface Cracks of Sea Water Corrosion Fatigue Test Specimens

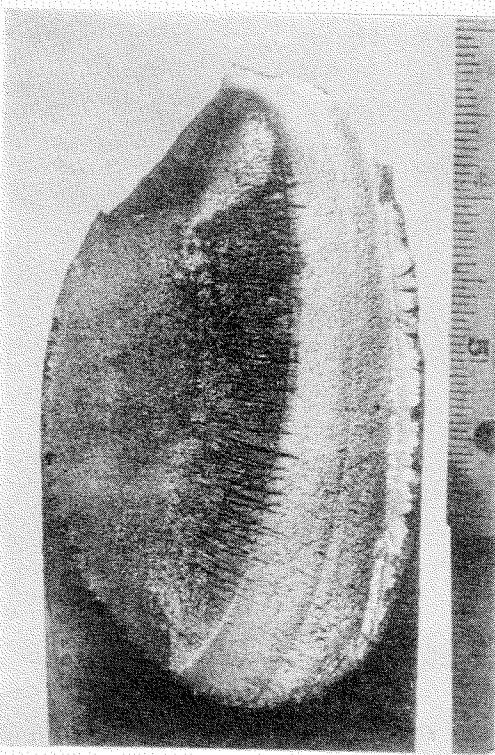


Fig. 3-16 Photographs of Fractured Specimen of Sea Water Corrosion Fatigue Test

方向又はそれと直角な方向に発達したものが多い。また応力振巾が同じでも初期応力をえたものは表面応力の最高値が高くなるので顕著な軸心方向き裂が認められる。これらの結果から推察すると、一般的に応力振巾が比較的高い場合には最大せん断応力のすべり線に沿つてき裂が入る場合が多く、応力振巾が低い場合には主応力による引張圧縮のため大体 45° 方向にき裂が進行するといえるようである。各き裂をミクロ的に観察すると、個々のき裂は最初不規則に任意の方向に発生し、これが次第に連続してマクロ的には上述のような方向性をとり、き裂の進行が確率的現象であることを示している。しかしながら表面き裂が最大せん断応力により発生しても試験片を破断させる最後のき裂は主応力により発達し、最終破断面は応力振巾とは関係なく軸心と $30^\circ \sim 40^\circ$ の傾斜を示している。破断面の一例を Fig. 3-16 に示す。Fig. 3-17 はその一部を拡大したものであるが腐食による表面き裂のため、深さ約 1 mm の縁層が明瞭に認められる。

断面のき裂は応力振巾が低く、試験時間が長くなるにつれてその数が多くなり、個々のき裂の巾が広がり、先端の分岐が激しくなっている。一方応力振巾が高く短時間に破断したものでは比較的分岐の少ない直線的なき裂が所々に入つてくる。低応力の場合は断面内部にも 2 次、3 次の大気な腐食孔が存在して、これを応力集中源として微細な分岐き裂が発達している。しかし何れの場合もき裂最先端部の表面よりの深さは大体 1 mm 前後である。これ等の状態を Fig. 3-18, Fig. 3-19 に示す。

先端のき裂の進み方は Fig. 3-20 に示すように、フェライト部では結晶粒界に関係なく粒界又は貫粒き裂になつてゐるが、ペーライト部を貫粒するき裂はほとんどなく、必ずペーライトをさけてフェライトとの粒界を通つてゐる。

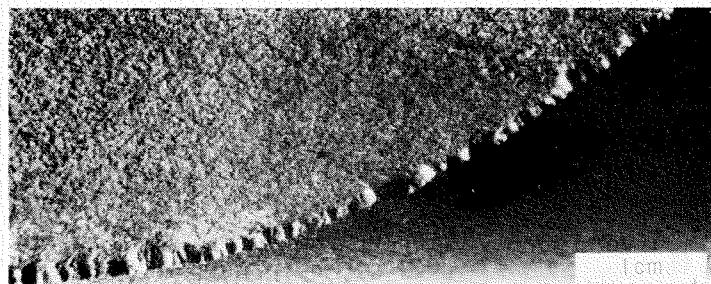


Fig. 3-17. Partial View of Corrosion Fatigue Fractured Surface

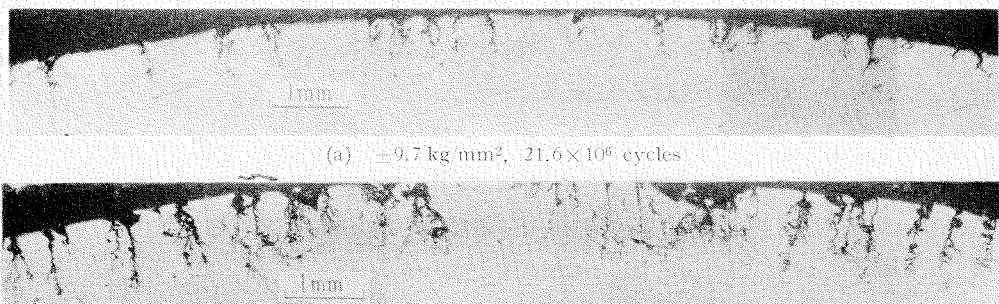


Fig. 3-18. Closed Cracks on Section of Corrosion-Fatigue Specimens

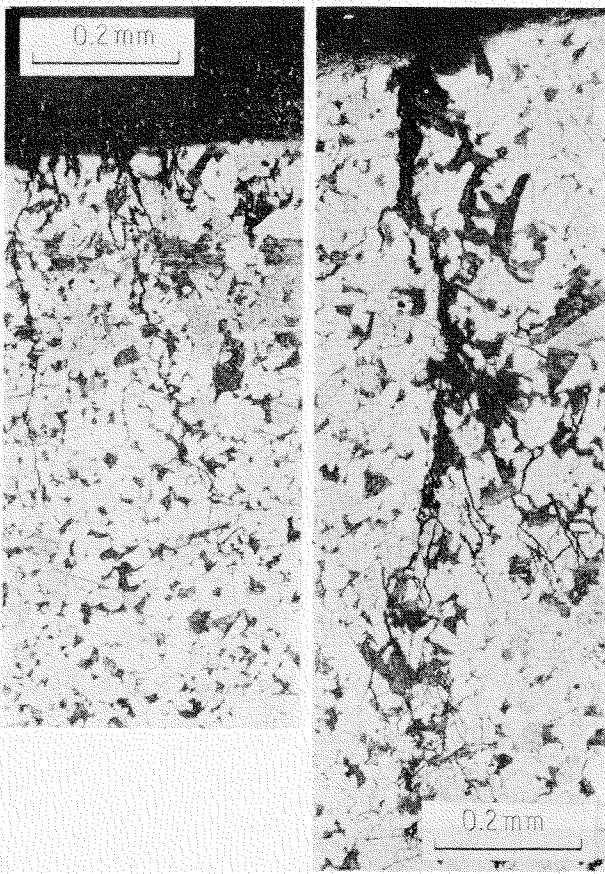


Fig. 3-19 Sectional Views of Cracks in Corrosion Fatigue Specimen

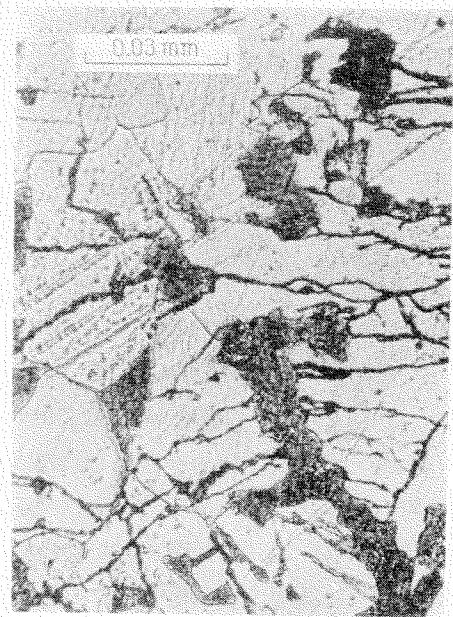


Fig. 3-20 Micrograph of Crack End

3.5 段付軸の疲労試験

3.5.1 試験要領

試験片に各種の切欠があると、切欠部の応力集中により疲れ強さが見掛け応力に対して低下する。そこで本試験材料の切欠係数を求めるため、段付丸棒のねじり疲労試験を行った。段付軸は別にプロペラ軸に限定されるものではなく、各種の軸にこの形状のものが多く、大型試験片による基礎的資料を得る意味で本試験を行つた。しかし今回の試験に供した試験片の数が限定されたため S-N 曲線を求めることはできず、個々の試験結果の比較に止めた。

使用した試験材は 3.2 項で述べた B 材料である。試験片形状は Fig. 3-5 に示されるとおりであり、段付部のすみ肉半径を変えた系列のみを試験した。

この試験は切欠試験片であるため公称応力が平滑軸試験の場合に比べると遙かに低く、従つて試験片の発熱量は非常に少ないので油による冷却は行わなかつた。

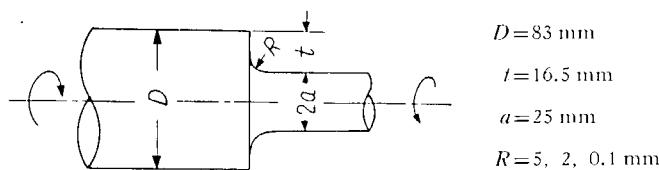
3.5.2 試験結果及び考察

a) 形状係数 (Theoretical Stress-Concentration Factor K_t)

段付丸棒のねじりに対する形状係数は種々報告されているが、実験者によつて多少の差があるので代表的資料による結果を Table 3・3 に表記した。

Table 3・3 Theoretical Stress-Concentration Factor (K_t)
of Shoulder Fillet Specimens

Author R mm	C. Peterson	R. Sontag	L. S. Jacobson
5	1.45	1.55	1.42
2	1.98	2.02	1.81
0.1	over 3	over 3	over 3



但し呼称すみ肉半径 0 のものの実際の半径値は測定できなかつたので推定によつた。

b. 疲れ強さ及び切欠係数 (Fatigue Notch Factor K_f)

個々の試験結果を Table 3・4 に、小型と大型平滑軸の結果との比較を Fig. 3・21 に、また、破面の例を Fig. 3・22 に示す。 $5R$, $2R$ については各 2 本, $0R$ は 1 本のみの試験で、しかもばらつきがあるため統計的に疲れ限度を求めることは不可能であるので、概略の推定を行つた。

切欠係数を求める場合に基準となる平滑材の径をどのように取るかは各研究者間においても問題があるようであるが、特に本試験材のように寸法効果の大きなものではその取り方によりかなり違つた結果になつてくる。一応切欠試験片の最小径の 50 mm を基準値とすると、この材料の径 50 mm 平

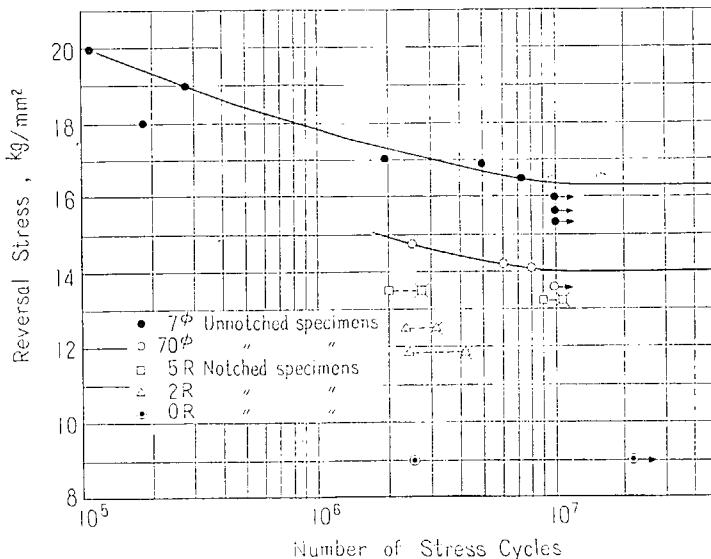


Fig. 3-21 Effect of Fillet Radius of Shoulder Fillet Specimens (Charge B)

Table 3·4 The Results of Torsional Fatigue Tests of Shoulder Fillet Specimen

Test No.	Reversal Stress kg/mm ²	First Crack observed	Failure	Fatigue Limit (assumed) kg/mm ²	Fatigue Notch Factor (K_f)
5 R-1	13.5	9.0×10^6	11.2×10^6	12.5	1.15
5 R-2	13.5	2.0×10^6	2.8×10^6		
2 R-1	12.5	2.3×10^6	3.1×10^6	10.5	10.5
2 R-2	11.8	2.4×10^6	4.1×10^6		
0 R	9.0	2.5×10^6	22.0×10^6 no failure	less than 9.0	bigger than 1.56

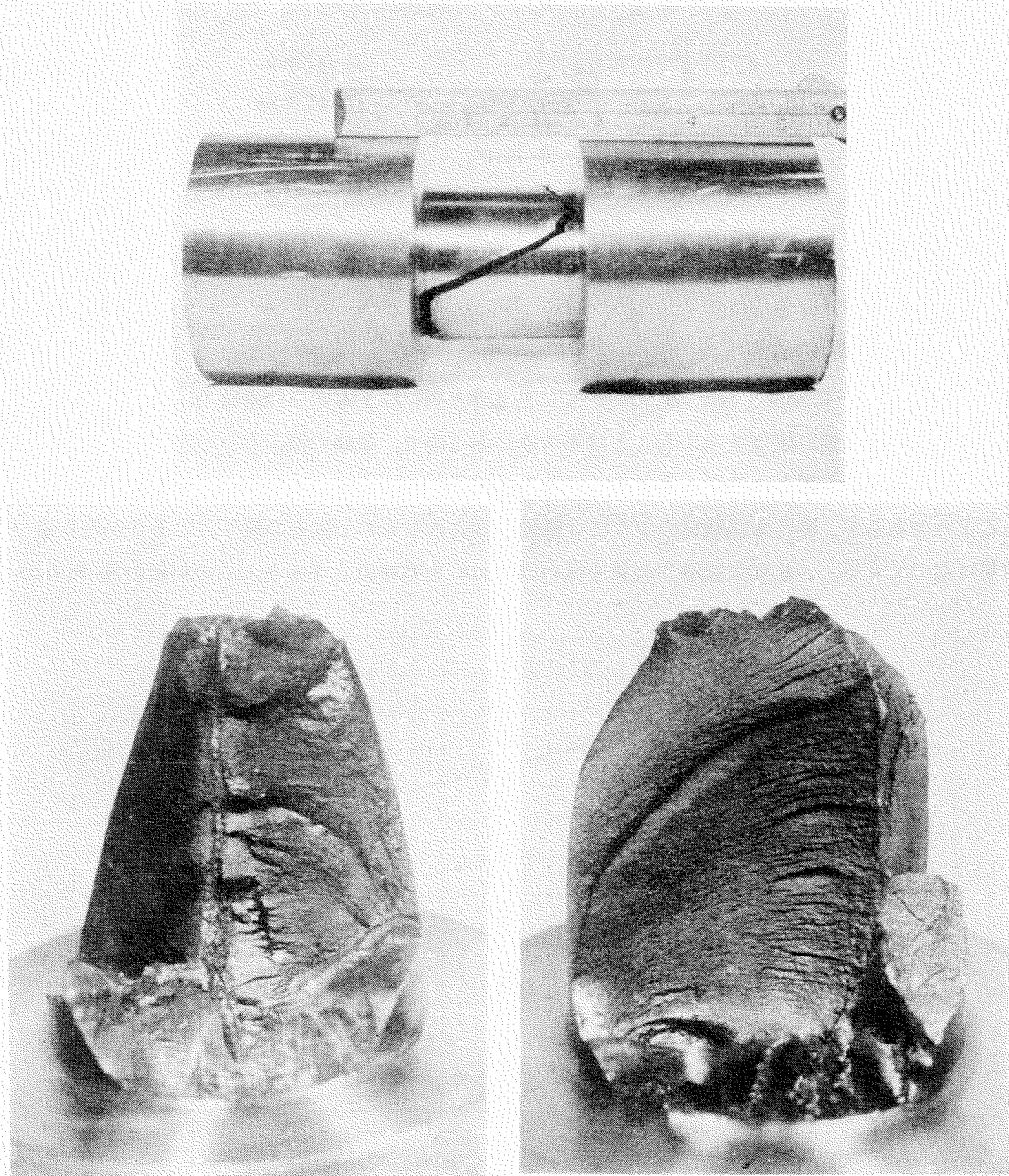


Fig. 3·22 Fractures of Shoulder Fillet Specimens of Torsional Fatigue Tests

滑丸棒の試験は行つていないが、Fig. 3-9 から推定して 14.2 kg/mm^2 となるので、 $5R$ の切欠係数は 1.13, $2R$ は 1.35 となる。これを Table 3-3 の形状係数と比較すると相当小さなものとなる。

c. 破断面及びき裂の状態

最初のき裂はほとんどすみ肉部に発生しており、軸心に対して 45° 方向き裂かまたはこれの重なつた十字き裂がすみ肉部全周に生ずる。この数は応力振巾が低い程、半径が小さい程多くなつておる、このうちの 1 箇所または 2, 3 箇所が大きく発達して破断に到る。破断面は軸心に対して傾斜しているが、平滑軸のように一平面でなく、大きくわん曲したものが多い。 $0R$ のものは 2.6×10^6 回で既にき裂が認められたが、 2.2×10^7 回に到るも破断せず停留き裂となつた。

3・6 キー溝のある軸の疲労試験

3・6・1 試験要領

プロペラ軸最後端のテーパー部にはプロペラを固定するためのキー溝があり、これによる形状の不連続はねじり疲れ強さに対しても相当な切欠の影響をおぼすことが予想され、実際の事故例を見てもキー溝部のき裂発生は少なくない。そこで一般に実船に使用されるプロペラ軸のキー溝に似た形状の試験片を作り、溝のすみ肉半径を変えたもの及び船底形キー溝の端の角を落したものについてねじり疲労試験を行つた。試験材は 3・2 項で述べた B 材料であり、試験片形状は Fig. 3-6 に示される。この場合も、油による試験片の冷却は行わず空気中で試験した。

3・6・2 試験結果及び考察

a. 形状係数

2 章の光弾性試験により、この種のキー溝のすみ肉半径に対するねじり形状係数を求めたが、それによると Table 3-5 のようになつた。しかし疲労試験の結果から見ると、キー溝底のすみ肉部よりもむしろキー溝端の形状係数の方が大きな値になることがわかつた。

Table 3-5 Theoretical Stress-Concentration Factors (K_I) at the Corner of Keyway (refer to Fig. 2-32)

Fillet Radius mm	$1.0R$	$1.5R$	$2.0R$
Theoretical Stress-Concentration Factor (K_I)	2.94	2.68	2.54

b. 疲れ強さ及び切欠係数

個々の試験結果を Table 3-6 に、S-N 曲線を Fig. 3-23 に示す。供試試験片の数が数ないので、明確な疲れ限度は求められなかつた。S-N 曲線の点線はすみ肉半径 $1.5R$ のもののき裂の発生する線で、実線はき裂全長が 50 mm に達する線である。Table 3-6 の疲れ限度は小数試験結果の時間強度の比から推定した値で正確なものではないが、一応の比較目標にはなるであらう。これによるとキー溝すみ肉半径の大きいさは疲れ強さに対してあまり大きな影響要素とはなつていないが、き裂発生までの繰返数にはある程度の影響を示している。またキー溝端の角を落したもの 2 種について試験したが ($K_{1.5-4R}$, $K_{1.5-5R}$) 角落しを行つても、また角落し量を変えて疲れ強さに決定的な影響は及ぼさないという結果を得た。この試験結果から、この種キー溝の疲労に対する強度はキー溝端が最

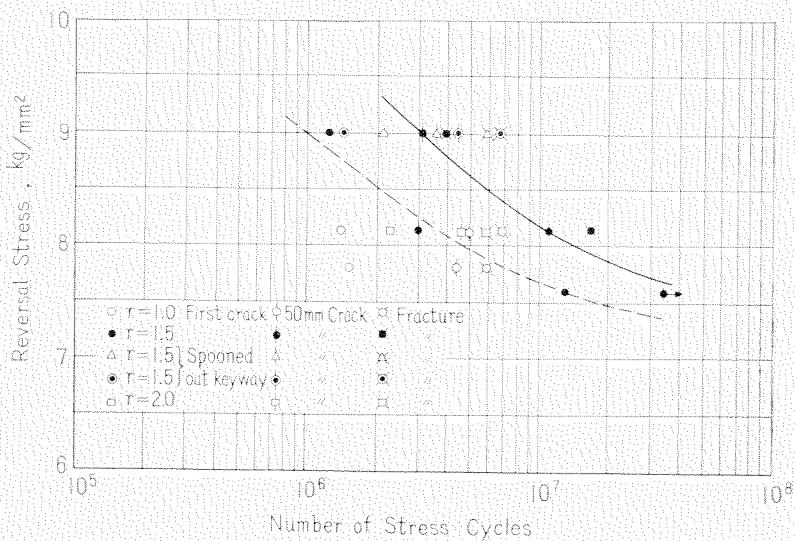


Fig. 3-23. S-N Curves for Specimens with Keyway (Steel B)

Table 3-6. The Results of Torsional Fatigue Tests for Specimens with Keyway

Test No.	Reversal Stress kg/mm ²	First Crack observed	50 mm Crack	Fracture	Fatigue Limit (assumed)	Fatigue-Notch Factor (K_t)
K 1-1	8.1	1.4×10^6	4.9×10^6	7.0×10^6		
K 1-2	7.8	1.5×10^6	4.4×10^6	6.0×10^6	7.3	1.92
K 1.5-1	9.0	1.2×10^6	3.1×10^6	3.8×10^6		
K 1.5-2	8.1	2.9×10^6	11.5×10^6	16.8×10^6	7.6	1.84
K 1.5-3	7.6	1.3×10^6	26.0×10^6	34.8×10^6		
K 1.5-4R	9.0	2.1×10^6	3.6×10^6	5.5×10^6	7.8	1.80
K 1.5-5R	9.0	1.4×10^6	4.3×10^6	6.7×10^6	7.8	1.80
K 2-1	8.1	2.2×10^6	4.8×10^6	5.8×10^6	7.5	1.87

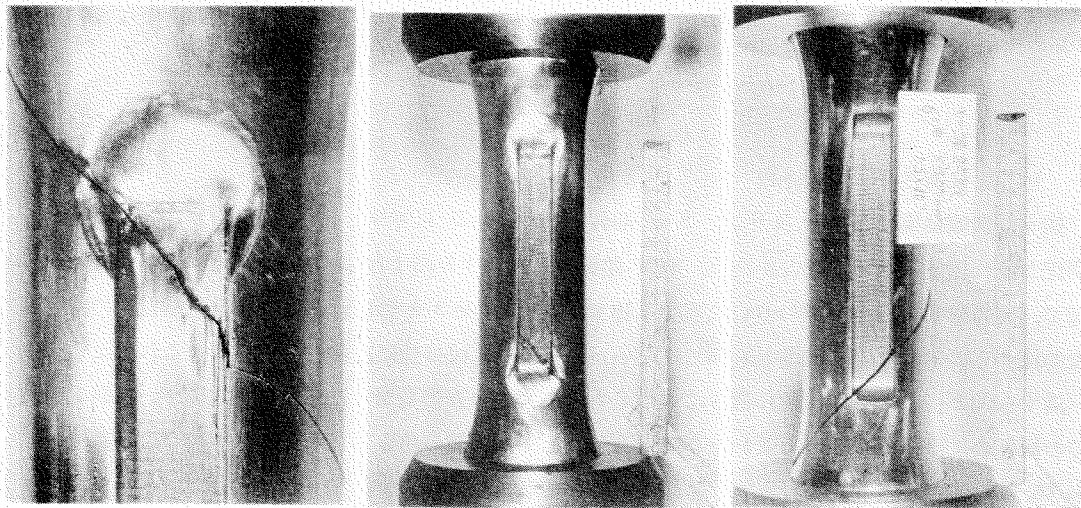


Fig. 3-24. Torsional Fatigue Cracks of Specimens with Keyway

も弱く、切欠係数は 1.8~2.0 の範囲にあることがわかつた。

c. 破断面及びき裂の状態

き裂は全試験片ともキー溝端のキー溝底部が軸表面と交わる点のすみ肉部から発生しており、これは端の角を落した場合でも変わらない。き裂の様相を Fig. 3-24 に示す。従つて船底形キー溝の端を落す場合は連続的に可成りゆるやかな円味をつけなければあまり意味がないといえる。き裂は一方は軸表面に、他方はキー溝すみ部を伝つて進展するが、後者はある程度の所から溝の底を斜に横切り、反対側の溝壁面を伝わつて軸表面に出る。破断面は大体平滑軸と同様な傾斜の平面となつており、キー溝による特に大きな影響はない。

各試験片ともき裂が 50 mm に達した時に呼称応力振巾を下げ、総て 7.6 kg/mm^2 に統一してき裂進行状態を調べたところ、き裂進行速度はそれまで加えられた応力の履歴により甚だしく影響される傾向があつたが、なお系統的な研究が必要である。K 1.5-3 は停留き裂となつて破断しなかつた。

3.7 結 論

3.7.1 プロペラ軸材の大型ねじり疲労強度は $13.6 \sim 14.0 \text{ kg/mm}^2$ となつた。しかし素材の製鋼法の相違等による材質的の差が寸法効果に大きな影響を及ぼすことがわかり、この点注意が必要である。

3.7.2 海水腐食疲労により疲れ強さは大巾に低下するが、 8×10^7 回で、空気中（油中）疲れ強さの 63% の 8.5 kg/mm^2 となつた。しかし大型試験片の腐食疲れ強さは小型の試験結果より可成り高くなることが明らかにされた。

3.7.3 外径 83 mm に対して 50 mm の段付丸棒についてすみ肉半径 $2R$, $5R$ のねじり切欠係数 (K_f) を推定したが、 $2R$ で 1.35, $5R$ で 1.13 となり、予想されたより小さくなつた。

3.7.4 船底形のプロペラ軸キー溝のねじりに対する切欠係数 (K_f) は 1.8~2.0 の範囲になるが、キー溝底のすみ肉部よりもキー溝端の切欠係数が大きいことがわかつた。

参 考 文 献

- 1) 原 三郎：プロペラ軸の腐食疲労について（ねじり疲労について） 造船協会論文集 94 号

4. 軸材の大型曲げ疲労試験

4.1 試験方法

大型曲げ試験は、直径約 125 mm のプロペラ軸模型について回転曲げ疲労試験を行いうるような片持梁式回転曲げ疲労試験機を新たに設計製作して行つた。

4.1.1 試験機の構造及び仕様

試験機の構造は Fig. 4-1 に示すもので、駆動軸は 2 個の球面コロ軸受により、駆動軸受箱内に支、持され、駆動軸受箱は基礎コンクリート台に固定されている。試験片の両端には押ばめによりフランジを取付け、それらを駆動軸フランジ及び荷重軸フランジにボルト締めされる。荷重軸端部には荷重軸受があり、荷重は荷重架構内のジャッキ及びロードシエル型荷重計によつて下向きに加えられる。また Fig. 4-1 ⑪ の振れ止めは、単に試験片取付の際の心出しと、試験片が破断した場合の支持具として用いられる。

試験荷重は最大 5.5 ton, 最小 1 ton で、回転数は定常運転状態で 1,250 r.p.m. である。またこのほかに、ターニング用ならびに、試験片に亀裂を生じ、試験機の振動が大となつた場合に用いるために、低速用電動機を備え、42~560 r.p.m. の範囲で 8 段階に回転数を変化させることができる。定常

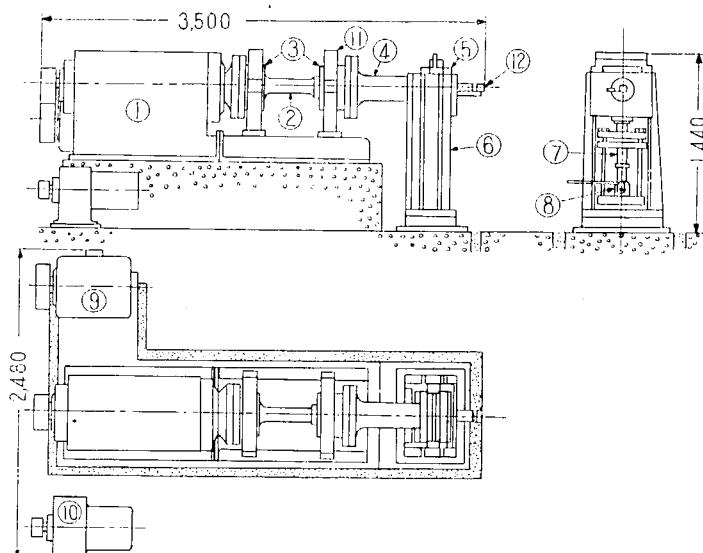


Fig. 4-1 General View of Testing Machine

- | | | | |
|---|----------------------------|---|---------------------------|
| ① | Driving shaft bearing case | ⑦ | Load meter |
| ② | Test specimen | ⑧ | Loading jack |
| ③ | Specimen coupling flange | ⑨ | Main motor |
| ④ | Loading shaft | ⑩ | Low speed motor |
| ⑤ | Loading bearing case | ⑪ | Fractured specimen holder |
| ⑥ | Loading column | ⑫ | Cycle counter |

運転用の主電動機は 30 HP 篠形三相誘導電動機であり、低速電動機は 7.5 HP 8 段変速電動機である。

4・1・2 試験機の潤滑

試験機の回転数は 1,250 r.p.m. で、大型試験機としては非常に大であるので、軸受の潤滑はノズル噴油による強制潤滑を行っている。すなわち、 0.5 m^3 の潤滑油タンクより、歯車ポンプで 140 番タービン油を 1 kg/cm^2 に加圧し、各軸受に 4 乃至 6 個のノズルを装備して、これより噴射するものである。潤滑油の冷却は、潤滑油出口に置かれた 2 個の冷却器（伝熱面積 0.3 m^2 ）で行つた。冷却水は回流水槽より冷却水ポンプで送られるものに若干の井戸水を混じて使用し、夏季においても数 10 日に及ぶ連続試験が可能である。

4・1・3 試験機の危急遮断装置

試験機の回転中における慣性エネルギーは非常に大きく、回転部分に何等かの故障があると、不測の大事故を発生することが懸念されるので、危急遮断装置は特に慎重に計画した。すなわち、潤滑油圧の低下した場合に作動する油圧リレー、潤滑油の温度の上昇により作動する油温リレー及び試験機荷重軸受の振動が大になると作動する振動リレーの 3 種を備え、いずれも危険の際は、主電動機の電源を遮断するように調整されている。

4・1・4 試験機の計測装置

a. 試験荷重の計測

荷重計測は抵抗線ひずみ計を取りつけた自製のロードセルを用い、静的ひずみ測定器によつて読みとるもので、試験を行う毎に、ループダイナモーターを用いて較正を行つた。また、荷重計は動的ひずみ測定器にも尊かれ試験荷重の変動をペンオッショで記録した。

b. 試験片の応力計測

試験片の応力計測は、試験開始に先立ち、試験片の応力分布及び、理論的な応力計算値との相違を調べるために行う静的応力測定と、試験中に試験片の応力を動的に計測する動的測定とに別れる。静的応力測定は試験片に抵抗線ひずみ計を取りつけ、これよりリード線を延ばし、試験片を 1 回転し、引張応力及び圧縮応力の最大値を求めるもので、この静的計測により、荷重と試験片の応力との関係を求めた。

また、動的応力計測は、抵抗線ひずみ計のリード線を試験片フランジ及び荷重軸内を通過させて荷重軸端のスリップリングに導き、これより試験機外に取り出して動的ひずみ計及び電磁オッショ又はペンオッショにより測定するもので、スリップリングより発生する高い周波数の防害波形を探知するために陰極線オッショをも併用した。動的に計測した試験片の応力は、先の静的応力と比較するとともに、その応力波形を調査して試験の正確を期した。

c. 試験機の振動計測

試験機特に荷重軸受の振動は試験片の亀裂発生及び試験機回転部の異常発生を最も敏感に指示するものである。その計測は板ばねに抵抗線ひずみ計をはつたピックアップを動的ひずみ計に取付けて行つた。動的ひずみ計の計測結果は、電磁オッショ又はペンオッショで記録されるがこのほかに、動的ひずみ計の陰極線オッショ出力を利用し、これを自製のインピーダンス変換器を通して自記温度計（銅コンスタンタン熱電対用）に導き、荷重軸受の振動を常時、自動記録させた。この自記計には先に

述べた荷重の動的変化も同時に記録される。

d. 試験片表面の観察

試験片が回転しているので、ストロボ照明装置を用い、これを試験機の回転と完全に同調させ、回転中の試験片の表面状況（き裂の発生及び進行など）を観察又は写真撮影した。

e. 試験片表面の温度計測

試験片の表面に銅コンスタンタン又は、クロメルコンスタン熱電対を取り付け、これを応力計測の場合と同様にスリップリングにより試験機外にとり出し、温度を測定した。記録には前述の自記温

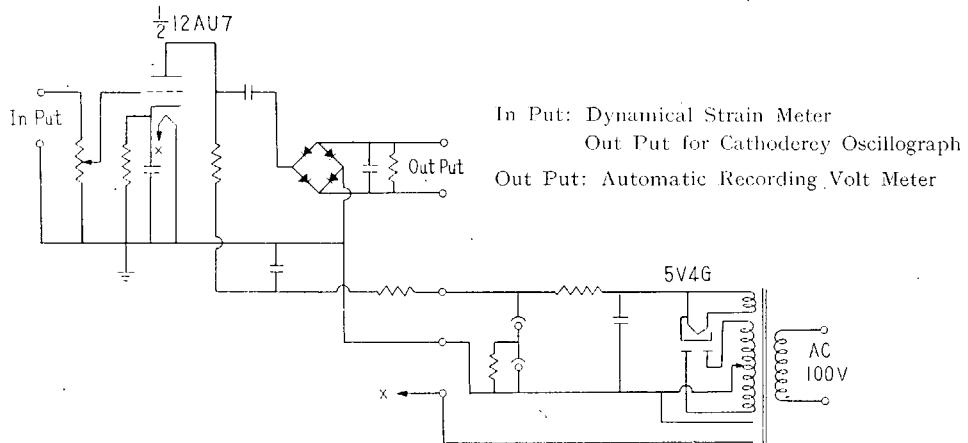


Fig. 4.2 a Impedance Converter for Automatic Recorder

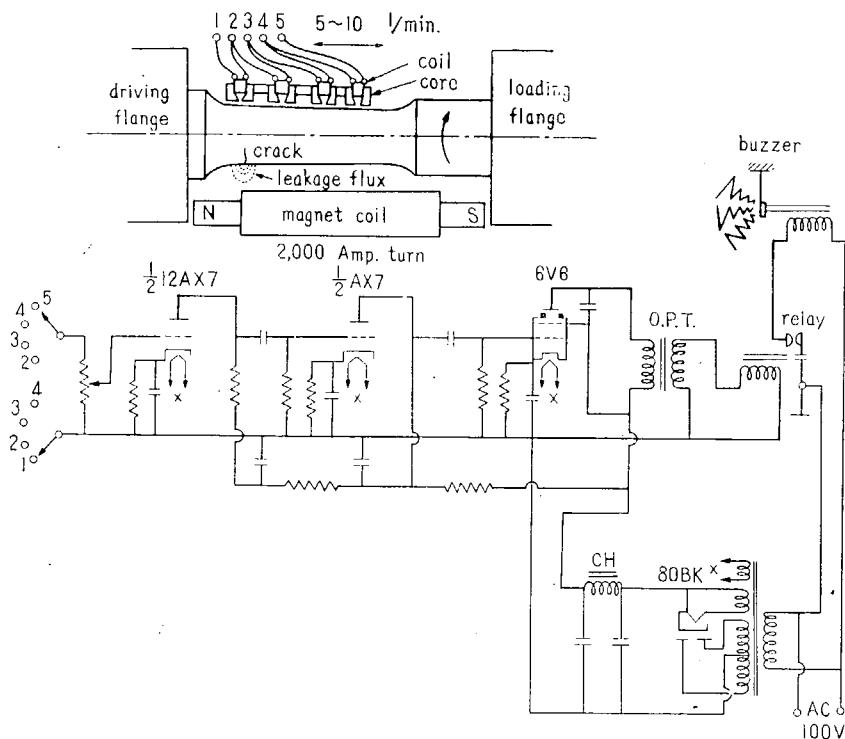


Fig. 4.2 b · Electro-Magnetic Crack Detector

度計を使用した。この場合計測し得る温度は、試験片と熱電対素線がリード線に接続するフランジ端面の接続部との温度差であり、後者は空気中を高速で回転しているので、ほぼ気温に等しいと考えられる。

f. 試験片のき裂探傷

試験片にき裂が発生すれば、荷重軸受の振動及び荷重の動的変化の量が変わってくるが、この検出はき裂が相当に進行してからでないと不可能である。それ故に発生初期のき裂を試験中に発見するため次の装置を取付けた。すなわち、試験片を磁化し、き裂より出る漏洩磁束を試験片に接近して置いたコイルにより電気的な変化に変え、これを充分に増幅して振動子型リレーに与えて警報装置を作動させるものである。この装置により直徑 125 mm の試験片表面において、長さ 30 mm のき裂をほぼ完全に検出することができた。

Fig. 4.2 a は、軸受筐の振動及び荷重の動的変化を、連続自記するためのインピーダンス変換器を示し、Fig. 4.2 b は、電磁形き裂検出装置の外観と、増幅装置を示す。

4.2 試験材

試験材の素材は 3 章のねじり疲労試験に用いたものと同じである。実際の船のプロペラ軸にできるだけ近いものに

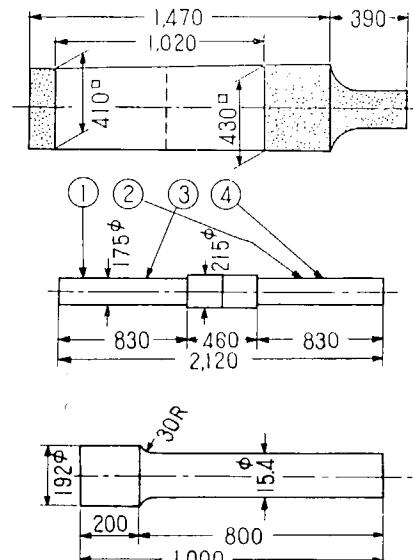


Fig. 4.3 Dimensions of Ingot, Forging and Rough Turn

Table 4.1 Mechanical Properties of Test Materials

Charge No. and Forging No.	Numbers of Speci- mens	Position of Test Specimens	Mechanical Properties (Longitudinal)					
			Yield Strength kg/mm ²	Tensile Strength kg/mm ²	Elonga- tion %	Reduction of Area %	Bend 19×25 180°	Test Inside Radius, mm
A 813 3/5 1~2	2	Ingot Top	25.5	46.8	33.0	55.0	6 R	good
A 821 3/6 & 4/6	4 & 4	"	24.0	47.0	37.2	58.1	6 R	"
A 821 5/6 & 6/6	4 & 1	"	24.5	46.4	36.8	63.2	6 R	"
B 1009 5/7 1	1	" Bottom	30.0	47.7	39.8	63.7	6 R	"
B 1009 5/7 2	1	" Centre	31.6	49.0	36.4	60.7	6 R	"
B 1009 6/7 1	1	" Bottom	29.6	49.5	35.5	57.4	6 R	"
B 1009 6/7 2	1	" Centre	29.3	48.6	39.8	61.5	6 R	"
B 1009 7/7	1	" Top	30.0	47.7	39.8	63.7	6 R	"
B 1151 3/8 1~2	2	" Bottom	31.5	51.6	34.9	57.2	9.5 R	"
B 1151 3/8 3~4	2	" Top	33.0	51.6	36.0	60.4	9.5 R	"
B 1151 4/8 1~2	2	" Bottom	31.0	50.0	36.4	60.3	6 R	"
B 1151 4/8 3~4	2	" Top	31.5	49.8	31.8	60.3	6 R	"
B 1151 5/8 1~2	2	" Bottom	31.6	50.5	36.4	56.0	9.5 R	"
B 1151 5/8 3~4	2	" Top	32.0	51.3	36.5	59.2	9.5 R	"
B 1151 6/8 1~2	2	" Bottom	33.5	51.0	37.5	62.7	9.5 R	"
B 1151 6/8 3	1	" Centre	30.0	52.0	32.5	52.0	9.5 R	"

するため、Fig. 4・3 に示すように 0.20% の炭素鋼を 1.4 ton の角形鋼塊に鋳込み、これより 4 個の試験片素材を採取し、試験部の鍛造比は実際のプロペラ軸と同様に 6~7 となるようにした。試験材は購入時期の関係から 4 種の鋼材に別れ、A 821 材 13 本と A 813 材 2 本は 50 ton 酸性平炉鋼であり、B 1009 材 5 本と B 1151 材 15 本は 6 ton 電気炉鋼である。試験材の機械的性質を Table 4・1 に示す。これによると、A 材は B 材に比し降伏点が約 5 kg/mm^2 引張強さが $3 \sim 4 \text{ kg/mm}^2$ 小である。

化学成分及び熱処理条件を Table 4・2 に示す。C, Si, P の含有量は A 材、B 材ともにはほぼ同一で

Table 4・2 Chemical Compositions and Heat Treatment

Charge No.	Analysis	C %	Si %	Mn %	P %	S %	Heat Treatment
A 813	Ladle	0.21	0.24	0.44	0.026	0.037	850°C 4 Hr., Slow Air Cool
A 821	"	0.21	0.23	0.45	0.024	0.031	850°C 4.5 Hr., Slow Air Cool
A 821	Check	0.22	0.23	0.42	0.028	0.034	
B 1009	Ladle	0.21	0.27	0.56	0.023	0.019	840°C 3.5 Hr., Furnace Cool
B 1009 6/7~1	Check	0.20	0.26	0.59	0.023	0.015	
B 1151	Ladle	0.20	0.26	0.55	0.027	0.016	850~860°C 5 Hr., Furnace Cool
B 1151 4/8 1~2	Check	0.22	0.28	0.59	0.031	0.015	

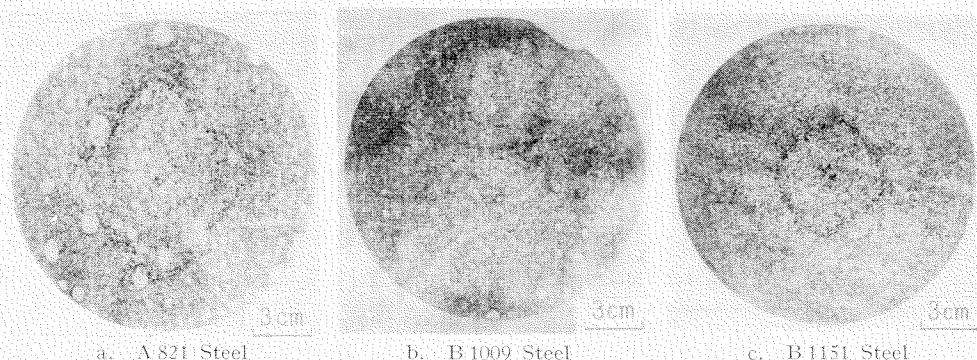


Fig. 4・4 Sulphur Prints of Cross Section of Specimens

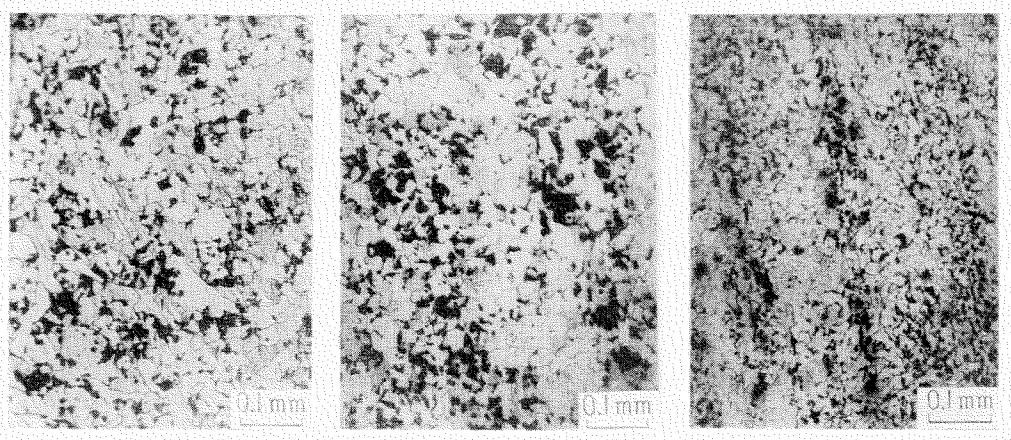


Fig. 4・5 Micrographs of Specimens

あるが、MnはB材の方が0.15%多く、Sは0.015%少くなっている。試験片の断面におけるサルファプリントはFig. 4-4 a, b, cに示され、aはA 821材 bはB 1009材 cはB 1151材である。偏析層はA 821材では70mm角に比較的明瞭に、B 1009材では110mm角に非常に薄く、B 1151材では40mm角にやや明瞭に現われている。又試験片の鍛造方向断面の顕微鏡組織はFig. 4-5 a, b, cに示され、aはA 821、bはB 1005、cはB 1151材をそれぞれ示す。A 821材は酸性平炉鋼の標準的な組織でパーライトの分布も均一で不純物は硫化物系のものが見られ、B 1009材はパーライトの分布が層状を呈し不純物は酸化物系のものが見られる。又B 1151材は1009材と同様にパーライトが層状に分布し、かつフェライト粒度が細かくなっている。

4・3 平滑軸の疲労試験

平滑軸の疲労試験は、以後に述べる各試験の基礎となるものであるので、3種の材料すべてにつき5~6本の試験片を使用して試験を行つた。また、大型試験片のフランジ押込部より小型試験片を採取し、これらについても試験した。

4・3・1 試験片の形状及び寸法

大型試験片の形状及び寸法をFig. 4-6に示す。ただし試験の過程において次第に形状を改善したため4種の形状となつた。

試験機が片持梁式であるために曲げモーメントとの分布が均一でないので、試験片にテーカーをつけることにより応力分布をほぼ均一にした。小型試験もFig. 7の形状の試験片を用い同様に片持梁試験機にて試験を行つた。又小型試験片を大型試験片より切り出す際、採取位置が偏析層の分布と関連して問題となるので、図に示すように各採取位置に番号を附して区別した。大型試験片の応力分布

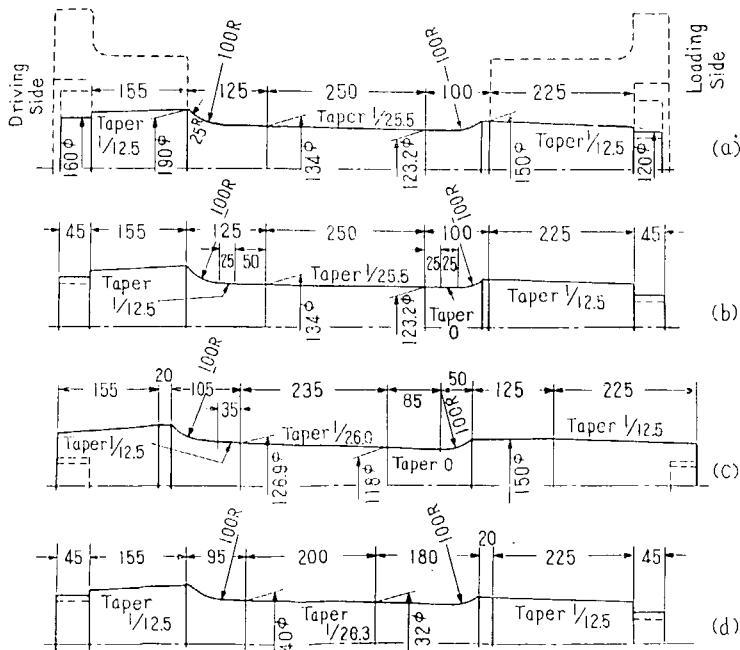


Fig. 4-6 Sizes of Large, Smooth Surface Unnotched Specimens

を Fig. 4.8 に示すが、これは、先に述べた静定応力測定から求めた値である。軸方向と円周方向の二方向のひずみを計測し、これから主応力 σ_1 , σ_2 , せん断応力 τ , せん断ひずみ勢力説の等価応力 σ_0 の分布をそれぞれ求めた。Fig. 4.8 によれば平行部において主応力 σ_1 は計算値とほぼ一致し、R 起点附近ではいずれも若干の応力集中があり、その応力集中率は σ_1 , σ_0 , τ につき各々異なることが知られる。

試験片の表面仕上は、大型ではテーパー部を研磨、すみ肉部をペーパー仕上し、表面粗さ 3S 程度とした。又、小型ではすべてペーパー仕上とし、表面粗さ 0.8S 程度とした。

4.3.2 試験結果

各試験材について行った試験結果を Table 4.3 に示す。表中の駆動側すみ部の形状係数 (Theoretical Stress Concentrating Factor) とは、テーパー部の最大応力とすみ肉部の最大応力を各応力について比較したものである。なお、同表には試験番号 A1, A2 がないが、A-1 は試験機の予行運転用として使用し、押ばめ部が緩み激しい焼付を生じて使用不

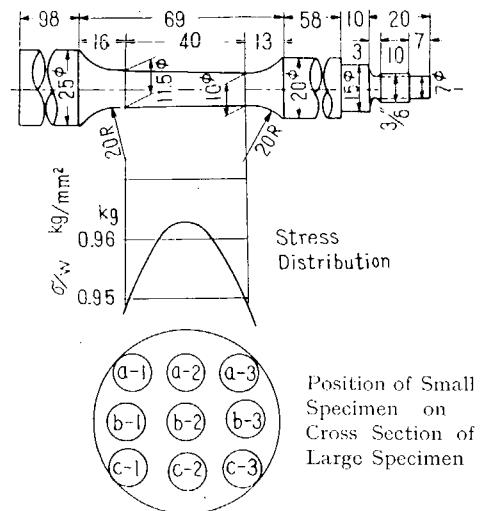


Fig. 4.7 Size of Small Smooth Surface Unnotched Specimens

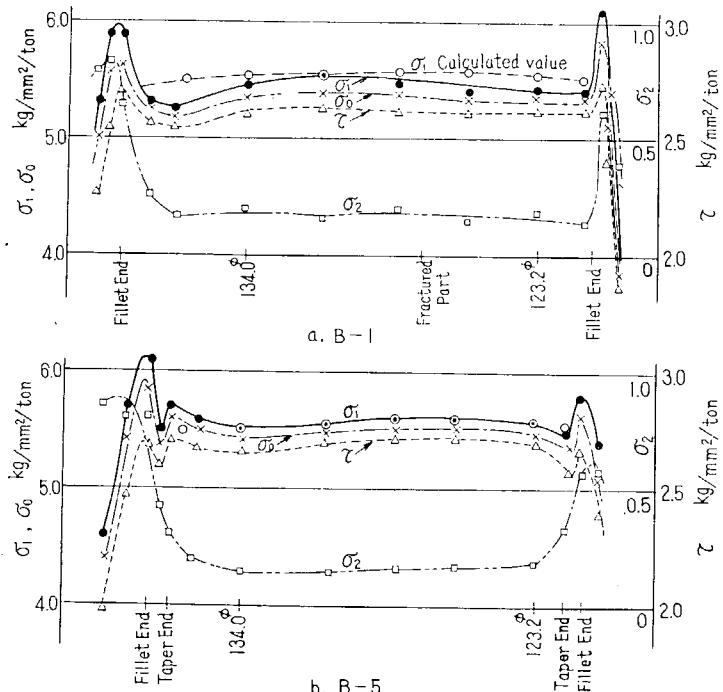


Fig. 4.8 Stress Distribution on Large Specimens

Remarks: — σ_1 , σ_2 : Principal stress, τ : Max. shearing stress,
 σ_0 : Eq. stress by shearing strain energy theory

Table 4-3 Fatigue Test Results of Smooth Surface Plain Specimen Test

Test No.	Charge No. and Forging No.	Type of Specimen	Reversal Stress kg/mm ²	No. of Cycles $\times 10^6$	Max. Temperature of Specimen Surface °C	Theoretical Stress Concentrating Factor (K_t)			Fractured Part	Diameter of Fractured Part, mm
						σ_1^*	σ_0^{**}	τ^{***}		
A 3	A 821 4/6	d	19.0	15.5	—	—	—	—	Not broken	
A 4	A 821 6/6	a	21.1	1.1	68.0	1.12	—	—	Test part	124.0
A 5	A 821 4/6	a	20.2	13.8	30.0	1.12	—	—	Test part	123.0
A 6	A 821 3/6	a	20.6	3.7	55.0	1.12	1.11	1.07	Fillet	135.8
A 7	A 821 4/6	a	21.5	0.60	50.0	1.09	—	—	Fillet	135.5
B 1	B 1009 5/7 1	a	23.3	2.95	32.0	1.11	—	1.02	Test part	127.0
B 2	B 1009 6/7 2	a	22.6	6.25	31.5	1.07	1.05	1.02	Fitted part	—
B 3	B 1009 7/7	a	24.4	0.41	45.0	1.07	1.05	1.02	Test part	126.0
B 4	B 1009 5/7 2	b	22.6	8.96	40.0	1.09	1.06	1.01	Fitted part	—
B 5	B 1009 6/7 1	b	22.8	12.40	48.5	1.09	1.05	0.98	Fitted part	—
B 6	B 1151 3/8 3	b	23.7	1.04	47.0	1.07	1.04	0.98	Test part	121.6
B 7	B 1151 4/8 3	b	23.1	11.53	56.0	1.06	1.04	0.98	Fitted part	—
B 8	B 1151 5/8 1	b	23.5	2.90	60.0	1.09	1.05	0.98	Fitted part	—
B 9	B 1151 6/8 1	c	24.5	0.87	95.0	1.05	1.01	0.97	Test part	122.5
B 10	B 1151 4/8 1	c	24.0	1.18	76.0	1.09	1.04	0.99	Fillet	126.0
B 11	B 1151 3/8 4	c	26.0	0.275	200.0	1.06	1.02	0.98	Test part	123.0

Remarks: * σ_1 : Principal stress,** σ_0 : Equivalent stress by shearing strain energy theory.*** τ : Max. shearing stress on surface of specimens.

能となつたものであり、A-2については後の段付試験の結果として述べる。又破断位置の欄に押ばめ部にき裂又は破断と記されているものは、平滑軸の試験であると共に押ばめ部の試験をも兼ねている。

a. 破断面の状況

Fig. 4-9 は各材料の破断面を示し、a は試験番号 A 5, b は A 7, c は B 1, d は B 3, e は B 6, f は B 9 である。破断面は A 材と B 材では著しく相違し A 材では破断面は亀裂が深部へ進むに従つて次第に粗さを増し、全面平滑な疲労破面を示すが、B 材では中心部に「あぼた」が現われ、この附近に潜在疵のあつたことを想像せしめる。この両者の相違は製鋼法の差によつて起るものと推定される。すなわち A 材は酸性平炉鋼材であり、水素の含有量も少く、従つて凝白点亀裂は全くないが B 1009 材、B 1151 材等の電気炉鋼材は水素含有量が多く、銅塊鑄込の際の操作により凝白点亀裂を生ずる可能性があり、現に、B 材の中心部の顕微鏡組織には、非常に少い数であるが明らかに凝白点亀裂と思われる材料欠陥が認められたものがあつた。疲労き裂の発生起点は A 7 を除きすべて 1 個であつて、この点小形試験の状況と変らない。又 Fig. 4-9 の破断面には 1 乃至数本の貝殻模様が認められるが、これはき裂発生後荷重を増減させて、人為的に画かせたものである。き裂進行速度と荷重(試験片の応力)との間にはある関係があり、また、き裂速度と破面の粗さにも関連性があるので、荷重を変化させてき裂速度を変化させると、その痕跡が破面の粗さの相違として現われる所以である。

b. S-N 曲線及び寸法効果

Table 4-3 に示した試験の結果を S-N 曲線として示したものが Fig. 4-10 である。図には寸法効果を知るために小形試験の結果をもあわせ記入しており、小形試験片は Fig. 4-7 の方法で A 4, B 4,

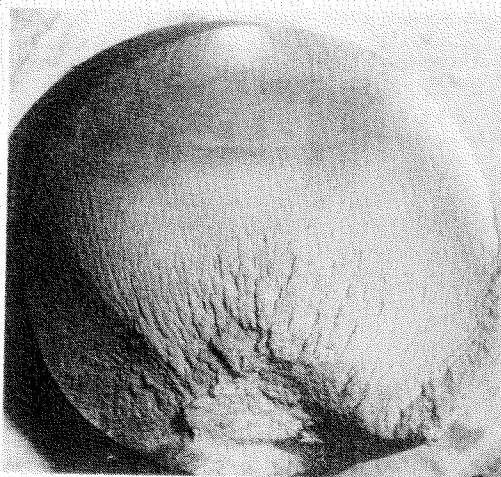


Fig. 4.9 a A 5 (A 821 Steel)

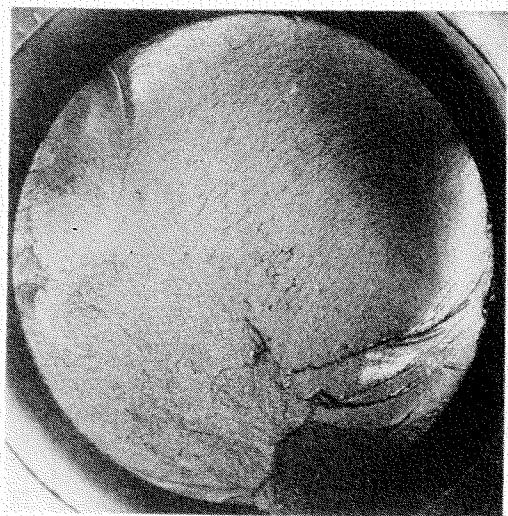


Fig. 4.9 b A 7 (A 821 Steel)

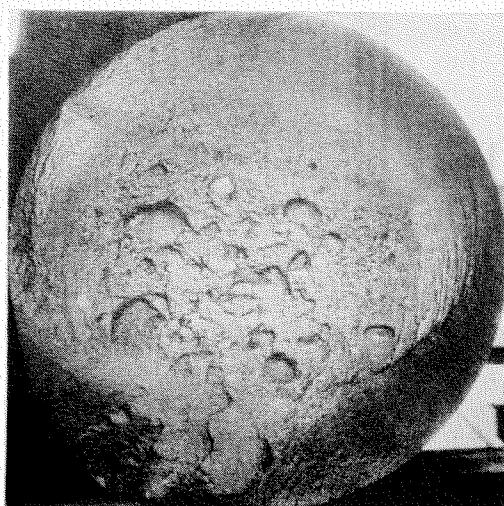


Fig. 4.9 c B 1 (B 1009 Steel)

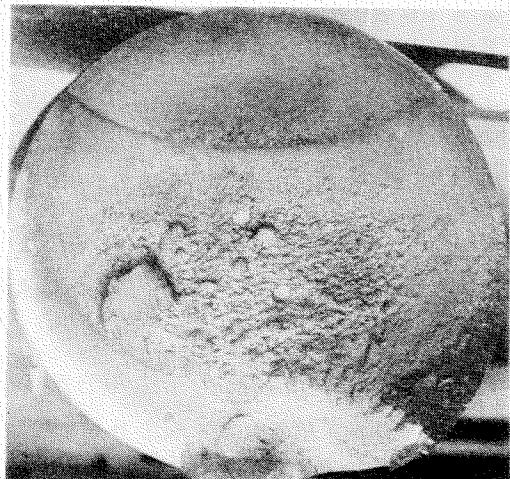


Fig. 4.9 d B 3 (B 1009 Steel)

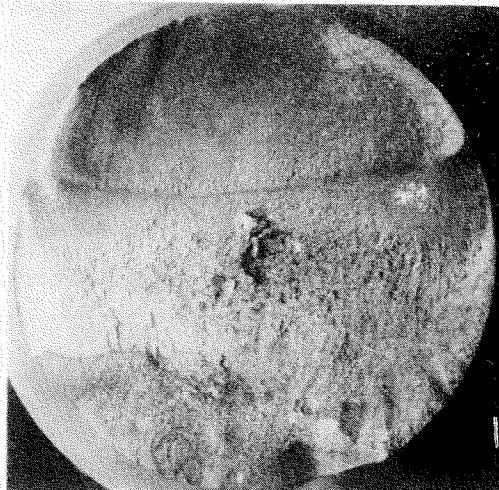


Fig. 4.9 e B 6 (B 1151 Steel)



Fig. 4.9 f B 9 (B 1151 Steel)

B7 の大形試験片より採取した。大形試験の S-N 曲線はばらつきが少く、小形のそれに比し傾斜が緩やかである。また、小形試験では A 材はばらつきが少いが B 材は多く後者には、材質欠陥が多く含まれていることを示している。Fig. 4.10 より小形試験と大形試験の寸法効果を 10^6 疲れ強さ及び疲れ限度について求めると Table 4.4 に示す結果を得る。すなわち小形試験片の疲れ限度は、A 材では 8.5%，B 1009 材では 18.2%，B 1151 材では 18% 大形試験の結果より大となつていて。この結果より見て殆んど同一な機械的性質を有する鋼でも酸性平炉鋼と電気炉鋼では疲労の寸法効果が著しく異なることがわかる。この事実は 3 章のねじり疲労試験についても指摘せられた所である。

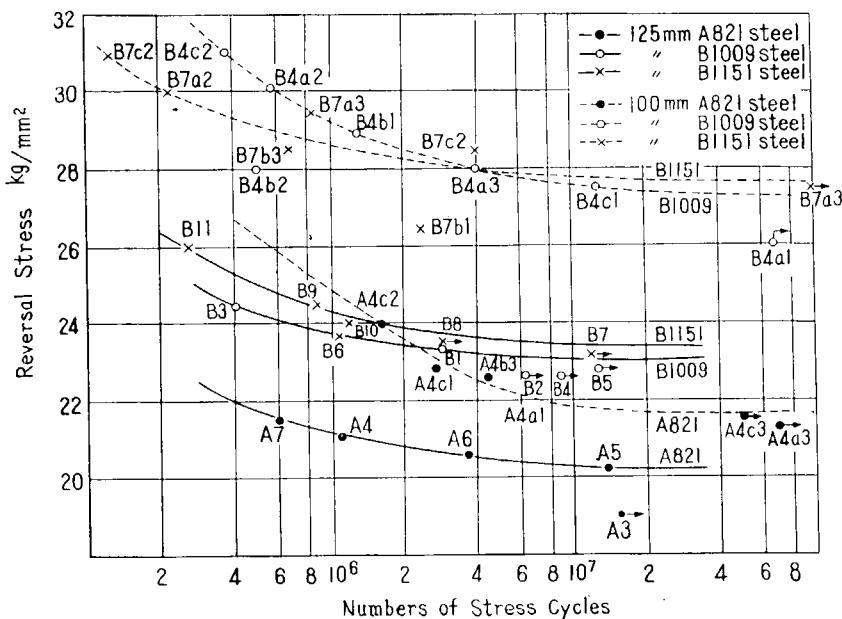


Fig. 4.10 S-N Curve for Smooth Surface Plains Specimen Test

Table 4.4 Fatigue Strength and Size Effect of Smooth Surface Plain Specimens

Charge No.	(a) Fatigue Strength 125 ϕ mm kg/mm^2		(b) Fatigue Strength 10 ϕ mm kg/mm^2		Size Effect ($b/a - 1$) %	
	10^6 Reversal	Fatigue Limit	10^6 Reversal	Fatigue Limit	10^6 Reversal	Fatigue Limit
A 821	21.15	20.0	24.5	21.7	15.7	8.5
B 1009	23.4	23.0	29.3	27.2	25.0	18.2
B 1151	24.3	23.4	28.7	27.6	18.0	18.0

4.4 海水腐食疲労試験

海水による軸材料の腐食疲労試験は、これまで、試験片直徑 10 mm 程度の実験結果は報告されているが、今回は径 130 mm の大型試験試験片について行つた。

4.4.1 試験装置及び試験片形状

試験装置は Fig. 4.11 のように平滑試験片のテーパー部に相当する部分をおおう真鍮製の箱を作り海水は、噴霧機を用いて噴射した。海水は 3% 食塩水をもつて代用し、噴射量は 2~3 l/hr. である。

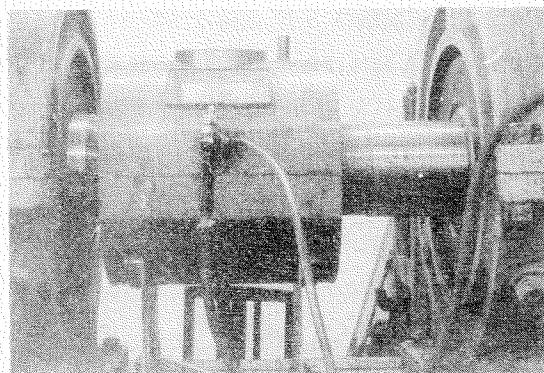


Fig. 4-11 Apparatus for Sea Water Corrosion Fatigue Test

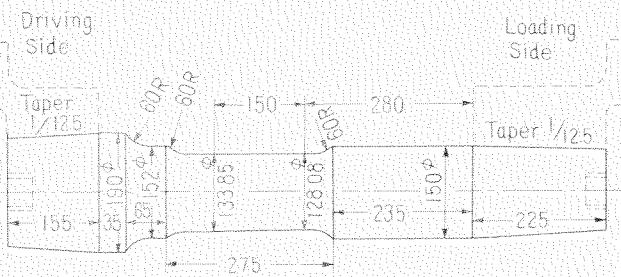


Fig. 4-12 Specimen for Sea Water Corrosion Tests

Table 4-5 Results of Sea Water Corrosion Fatigue Tests

Test No.	Charge No.	Reversal Stress kg/mm ²	No. of Cycles $\times 10^6$	Item
A-12	A-821-5/6	15.2	6.74	Broken
A-13	A-821-4/6	17.5	3.60	Broken
A-14	A-813-5/5-2	12.5	30.8	Broken
A-15	A-821-5/6	6.6~7.5	17.2	Broken in Fitting Flange

試験片の寸法は Fig. 4-12 に示すものでテーパー部の応力は ± 0.5% 以下の均一な分布である。主肉部からの破断を防止するため該部にはヨコ塗装を行い、又テーパー部の両端には、塩水噴霧の飛散を防ぐために水切りをつけた。試験片表面の仕上げは研磨仕上で、表面粗さは平滑試験片の場合と同様に 3 S 程度とした。試験番号 A-15 は腐食疲労き裂が発生する応力限度を求める目的としたものである。

4-4-2 試験結果

試験は最大繰返し数 3×10^6 を目標とし最初の 3 本で S-N 曲線を求め、最後の一本で応力と腐食疲労き裂との関係について調べた。試験結果を Table 4-5 に示す。

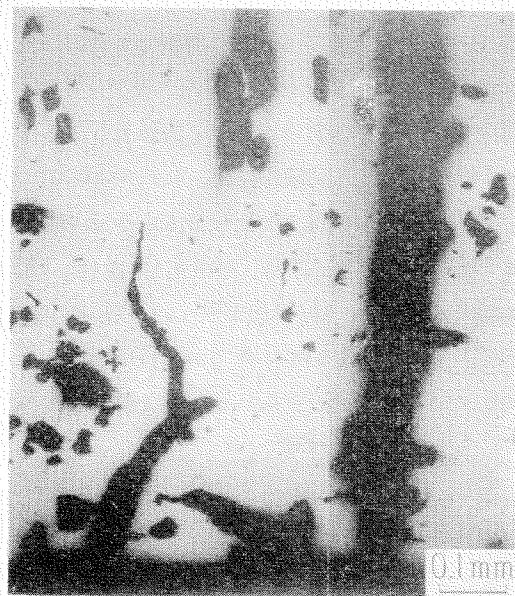
A-15 試験片は、駆動側フランチ押込部から破断したが、勾配部には、明らかにき裂の発生が認められた。

a. 軸表面及び破面の状況

軸の表面は予め完全に油気をとり去つたが、試験開始後数分で表面がまず変色し、ついで、20~30

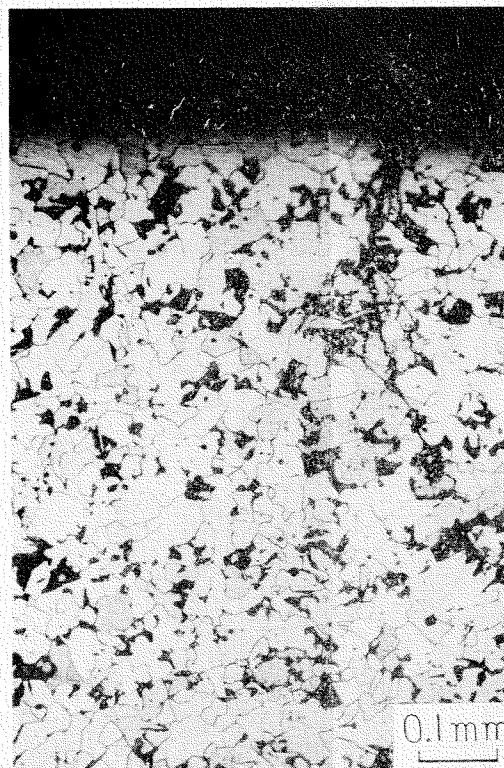


a-A13

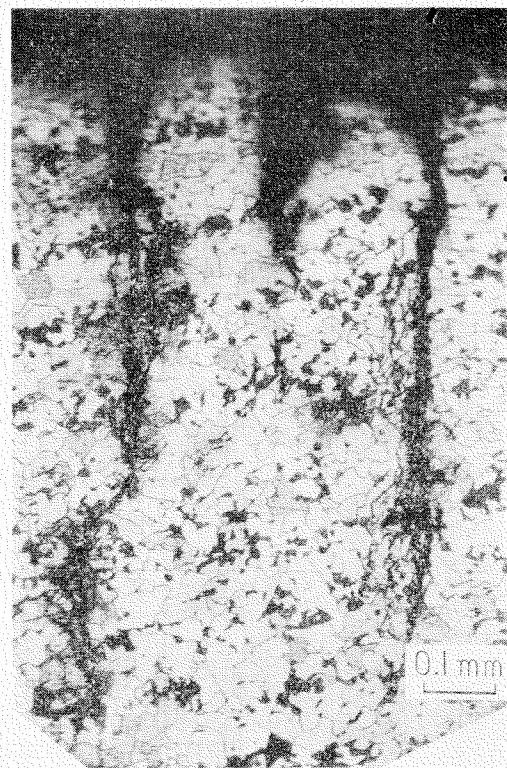


b-A14

Fig. 4-13 Cracks on Sea Water Corroded Specimen (on surface)



a-A13



b-A14

Fig. 4-14 Cracks on Sea Water Corroded Specimen (in section)

分で赤褐色に発錆する。錆は試験時間の経過とともに厚くなり、破断回転数に近づくに従つて錆の盛り上りが円周方向につらなり肉眼でもき裂の生じていることがわかるようになる。破断後の試験片表面のき裂を調査すると、き裂の巾及び長さは、繰返し数Nが大となるに従い A13, A12, A14 の順で大きくなり、数は、逆に応力が大となるに従い A14, A12, A13 の順で増している。

Fig. 4·13 は、試験片表面、Fig. 4·14 は、断面の顕微鏡写真を示し、同一のき裂を表面から見た状況と、断面の状況とを比較している。

Fig. 4·13 a 及び Fig. 4·14 a は A13, Fig. 4·13 b 及び Fig. 4·14 b は A14 を示して表面におけるき裂は A13 は巾が狭く、A14 は巾が大きいが断面においても、き裂の深さが著しく相違し繰返し数の大きいものの方がき裂は深いことが知れる。又 Fig. 4·14 b の 2 つの長いき裂の中間に、くさび状の溝が見られるが、これは最初き裂であつたものが進行を停止し、その後腐食のみを受

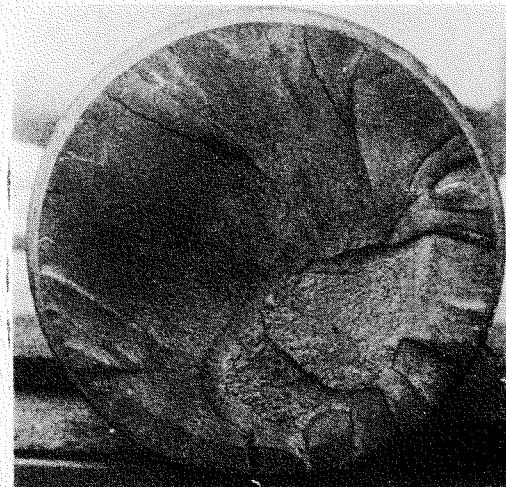


Fig. 4·15 Fractured Surface of A12

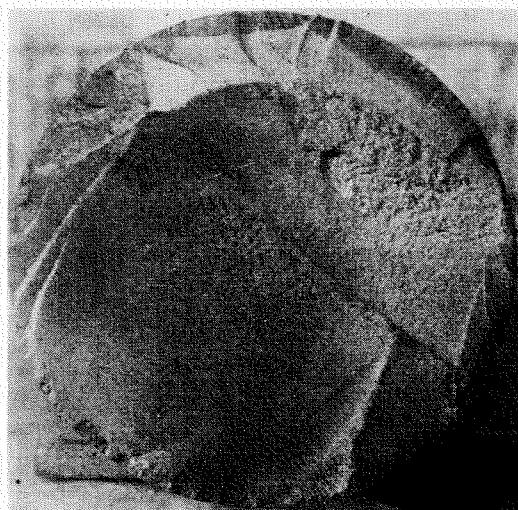


Fig. 4·16 Fractured Surface of A14

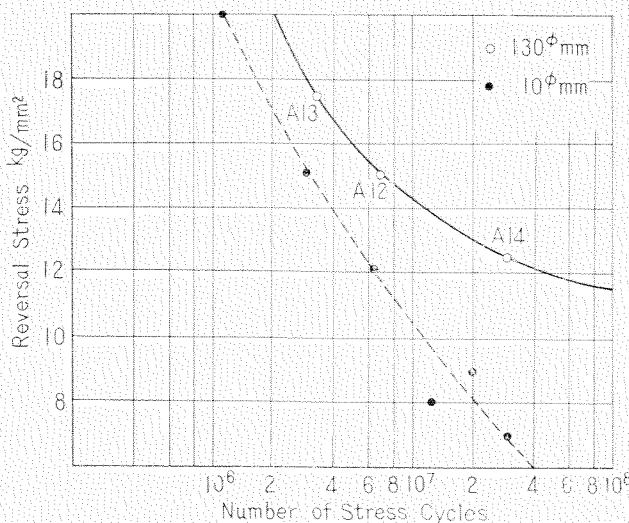


Fig. 4·17 S-N Curves of Sea Water Corrosion Fatigue Test

けたものと考えられる。試験片のき裂はこのような標準的なもののほかに、長さ 5~8 mm のものがあり、これらが直接破断に関係したものと思われる。破断面は Fig. 4-15, Fig. 4-16 にて示され、Fig. 4-15 は A 12, Fig. 4-16 は A 14 の破断面である。破断面には放射状の線が多く、き裂起点が多数あつたことを示している。また、約半周の外縁に腐食により変色した層が認められるが、この変色部は腐食疲労き裂の大きさを示し、銀灰色の中心部は腐食を受けずにき裂が進行した範囲である。

b. S-N 曲線

大形海水腐食疲労試験の S-N 曲線を Fig. 4-17 に示す。図には参考のため同一材で行つた 10 mm 径試験片の結果をも記入してある。

大形と小形との関係は平滑試験片と逆になり、繰返し数の少い間は差が少いが繰返し数が大となるに従つて両者の差は非常に大きくなつてゐる。この S-N 曲線によると、 3×10^7 における海水腐食疲れ強さは試験片直徑 130 mm の場合 12.5 kg/mm^2 , 10 mm の場合 7.0 kg/mm^2 である。

4・5 段付軸の疲労試験

段付軸の疲労試験は、B 1151 材を用い、大径部を 190 mm 小径部を 135 mm とし、すみ肉半径を 40 mm, 25 mm, 15 mm の 3 種に変えて、疲れ強さを求めた。

4・5・1 試験片の形状及び応力分布

試験片の形状は平滑試験と大体同じで、Fig. 4-18 にこれを示す。この試験においては、破断は総てすみ肉部で起るので、該部の表面仕上は特に入念に行い、2 S 以下の表面粗さとした。又試験片の応力は平滑試験片の場合と同様に 2 方向抵抗線ひずみ計で計測し、軸方向主応力 σ_1 四周方向 σ_2 を求めて形状係数を算出し、更にせん断ひずみ勢力説の等価応力 σ_0 、最大せん断応力 τ を求めて応力集中率を算出した。

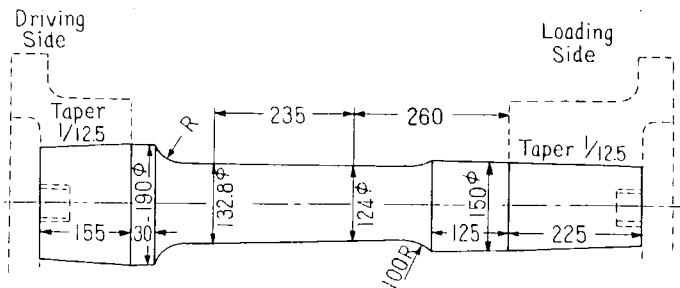


Fig. 4-18 Size of Specimen for Shoulder Fillet Test

4・5・2 試験結果

試験結果を Table 4-6 に示す。B 17 がフランジ内で折損したほかはすべて段付すみ肉部で破断した。又抵抗線ひずみ計（標点距離 10 mm）で計測した各応力の応力集中率は、Peterson が "Stress Concentration Design Factors" の中で示している値にほぼ合致し、 σ_1 の形状係数は K_t に σ_0 の応力集中率は K_t' にそれぞれ対応している。

a. 破断面の状況

破断面は Fig. 4-19 に示す通りで、a は B 13, b は B 15, c は B 16, d は B 18 及び e は B 19

Table 4-6 Results of Shoulder Fillet Specimen Test

Test Number	Charge Number	Fillet Radius mm	Reversal Stress kg/mm ²	Numbers of Stress Cycles $\times 10^6$	Theoretical Stress Concentration Factor (K_t)			Notes
					σ_1^{**}	σ_0^{***}	τ^{***}	
A-2	A-813 3/8-1	25	19.5	0.48	—	—	—	Broken
B-12	B-1151 4/8-4	25	18.9	1.03	1.49	1.37	1.26	Broken
B-13	B-1151 3/8-1	25	17.6	3.00	1.46	1.36	1.21	Broken
B-14	B-1151 6/8-2	25	16.7	16.20	1.42	1.34	1.20	Not Broken
B-15	B-1151 6/8-2	25	21.0	0.35	1.46	1.37	1.20	Broken Loading up of B-14
B-16	B-1151 5/8-2	40	20.6	1.65	1.28	1.20	1.09	Broken
B-17	B-1151 4/8-4	40	19.3	11.30	1.27	1.19	1.09	Not Broken Crack on Fitting Part
B-18	B-1151 4/8-4	40	22.5	0.30	1.26	1.18	1.08	Broken Loading up of B-17
B-19	B-1151 4/8-2	15	15.9	5.60	1.61	1.50	1.30	Broken
B-20	B-1151 5/8-3	15	15.5	2.50	1.61	1.50	1.30	Broken
B-21	B-1151 6/8-3	15	15.0	3.60	1.61	1.50	1.28	Broken
B-22	B-1151 3/8-2	15	14.0	12.50	1.62	1.50	1.26	Not Broken
B-23	B-1151 3/8-2	15	17.6	0.47	1.63	1.51	1.26	Broken Loading up of B-22

Remarks: for ** and ***. See "the remarks" of Table 4-3.

をそれぞれ示す。段付軸の疲労試験においては、すみ内半径が小さくなつて、応力集中が大となると、き裂が同時に数多く円周上に発生しし中心部に向つて進み、応力集中が小さいと、き裂起点の数が少ないと従来いわれていた。しかし、今回の試験の結果では、応力集中の大小とき裂起点の数とは無関係であつて、加えられた応力が疲れ限度よりどれだけ高いかによつてき裂起点の数が定まるということが知られた。すなわち、B-15、B-18 等のように応力が高く、繰返し数の少い場合の破面は Fig.

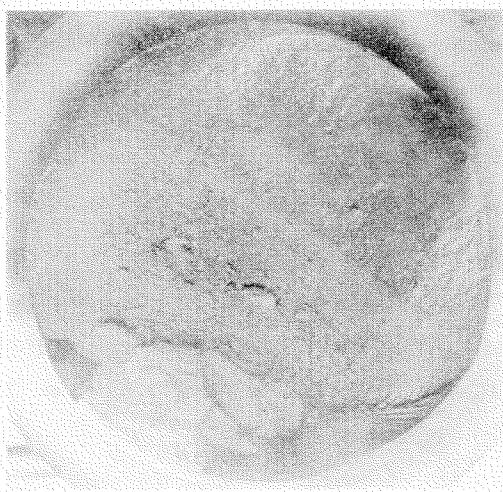


Fig. 4-19 a. Fracture Surface of Specimen B-15



Fig. 4-19 b. Fracture Surface of Specimen B-15

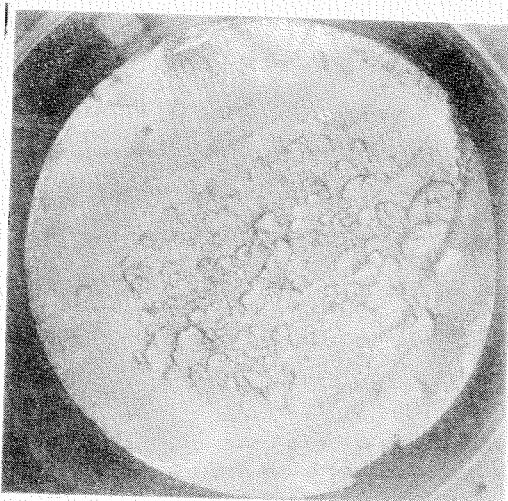


Fig. 4-18 c Fracture Surface of Specimen B16

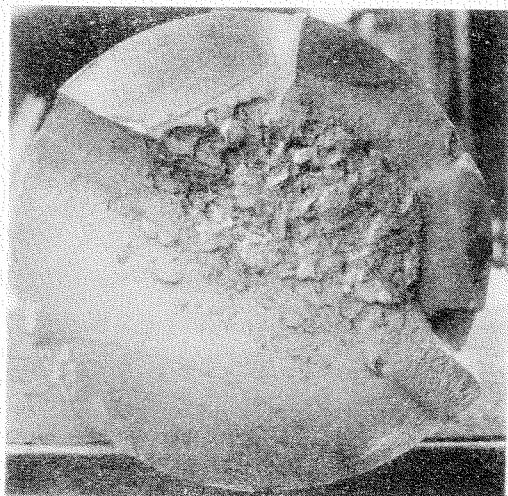


Fig. 4-18 d Fracture Surface of Specimen B18

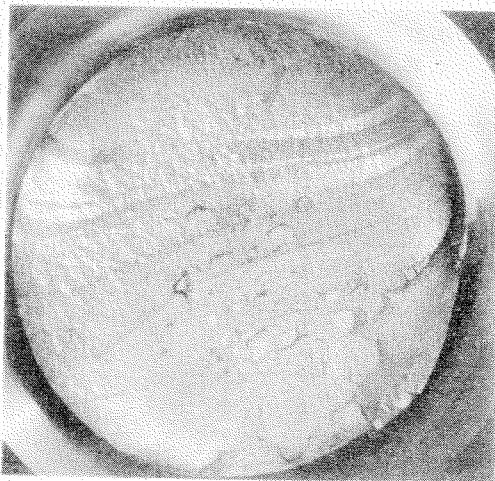


Fig. 4-18 e Fracture Surface of Specimen B19



Fig. 4-19 Fatigue Cracks on Specimen B15

4-18 の b, d, e に示すように全周よりき裂が発生しており、B13, B16, B19 のように疲れ限度に近いものは、形状係数の大小に関係なく、一個のき裂起点を有するのみである。

Fig. 4-19 は B15 試験片の段付すみ内部に発生した疲労き裂を示し、4 個のき裂が連つている。このように多くのき裂が連つて破損した場合は、き裂のつき目は Fig. 4-18 b, d のように放射状の線となつて現われる。すなわち破面に現われた放射状の線の数に 1 を和えた数のき裂が発生したことわかる。

又、破面の貝殻模様も Fig. 4-18 のそれそれに見られるように、形状係数とともに変化し、B16 では平滑試験のそれに近いか、B19においては表面のき裂の長さに比し、深さが小であり、形状係数が大きくなると、表面のき裂進行が内部より著しく速くなることを示している。

b. S-N 曲線

Fig. 4·20 に S-N 曲線を示す。25 R, 40 R, 100 R の場合の結果には全くばらつきがないが、15 R の場合には若干のばらつきが現われている。この S-N 曲線より求められる疲れ限度と、平滑試験のそれとから切欠係数 (Fatigue Notch Factor K_f) を求め、これと Table 4·6 の形状係数又は応力集中率とを比較すれば、Table 4·7 を得る。すなわち 15 R の場合を除き切欠係数は σ_0 についての応力集中率とほぼ一致し、15 R の場合もすみ肉半径がひずみ計の標点距離に近いので、局部的な応力集中が求められずに、平均値的な応力集中を示していることを考えれば、やはり切欠係数は σ_0 の応力集中率に近いものと見ることができる。従つて少くともこの段付疲労試験の結果よりすれば、疲労現象はせん断ひずみ勢力説の等価応力により支配されるということができるようである。

Table 4·7 K_t and K_f of Shoulder Fillet Specimen Test

Fillet Radius mm	Fatigue Limit kg/mm ²	Fatigue Notch Factor (K_f)	Theoretical Stress Concentration Factor (K_t)		
			$\sigma_1 (K_t)$	$\sigma_0 (K_t')$	τ
100 R	23.4	1.0	1.07	1.04	0.98
40 R	19.6	1.19	1.27	1.19	1.09
25 R	16.9	1.38	1.46	1.36	1.23
15 R	14.2	1.64	1.61	1.50	1.27

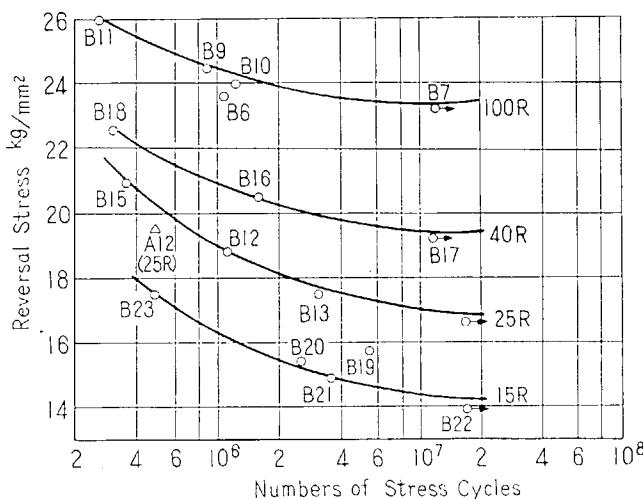


Fig. 4·20 S-N Curves of Shoulder Fillet Specimen Test

4·6 押ばめ部の疲労試験

押ばめ部の疲労試験は、プロペラ軸の模型試験として重要なものであるが、押ばめ面におけるき裂の発生については、他のすべての試験に共通しておりこれらの結果を転用しうるので、ここでは押ばめ部で破断させることを目的として試験を行つた。

4·6·1 押ばめ試験片の形状

押ばめ試験片は Fig. 4·21 に示す寸法とし、押ばめ部の応力は測定が困難であるので、この部分

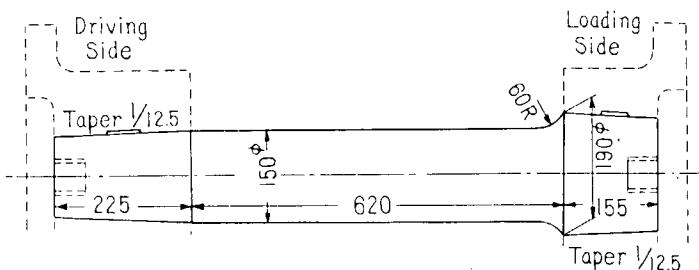


Fig. 4.21 Size of Specimen for Force Fitting Test

Table 4.8 Results of Force Fitting Tests (Steel A)

Test No.	Charge No.	Reversal Stress kg/mm ²	No. of Stress Cycles × 10 ⁶	Force Fitting Load ton	Amount of Force Fit	Notes
A 8	A 821 3/6	11.3	1.18	40	0.92	Broken
A 9	A 821 5/6	10.2	24.4	40	1.03	Not Broken, Cast Iron Bush
A 10	A 821 5/6	10.5	3.20	40	0.94	Broken
A 11	A 821 3/6	9.4	30.2	40	0.75	Not Broken

の曲げモーメントを軸径の断面係数で割つたものをとつた。押ばめ面の仕上はフランジ、軸ともに研磨仕上とし、表面粗さ 3S 程度である。又押ばめ量を Table 4.8 に示す。

4·6·2 試験結果

試験結果を Fig. 4.8 に示す。A 8, A 10, A 11 は鍛鋼 (0.45 C) のフランジを使用したもの、A 9 は鋳鉄に押込まれた場合を調査するために、厚さ 20 mm のブッシュをフランジに押込み、これに試験片を押込んだものである。A 9 は応力が大なるにもかかわらず折損しなかつたが、その理由はフランジ材質の差よりもむしろ、フランジにブッシュを入れるためにフランジの剛さが変つたためと思われる。なぜならば、直径 15 mm の小型試験片において、フランジ材質の影響を調べた結果では鍛鋼と鋳鉄に殆んど差がないからである。なお、A 材については Table 4.8 の成績のほかに平滑試験 A 5 において押込部端の曲げ応力 9.6 kg/mm²、繰返し数 13.8 × 10⁶ で、押込部端に長さ 125 mm のき裂を生じたものがある。また、B 材についても平滑試験の結果を示す Table 4.3 に記されているように 5 本の試験片の押込部にき裂を生じている。これらのうち押ばめ工作不良のために、駆動側フランジ内部で折損した B 5, B 7 を除き、B 2, B 4, B 8 及び段付試験の B 17 の試験結果は、押ばめ試験に利用しうるもので、これらを Table 4.9 に一括して示す。

Table 4.9 の結果より、B 1009 材の押ばめ部の疲れ強さは A 821 材とほぼ同様であり、B 1151 材はこれらよりやや低いことが推定される。又 B 8 は押ばめ部にロール加工を行つたもので、加工の程度は 150 mm の径に対し 5/100 mm 減小せしめたものである。

ロール加工の効果は実験例が少ないので明確でないが本試験の結果では約 20% 疲れ強さが増加した。

a. 破面及び押ばめ部の状況

破面は押ばめ部端の全円周から同時にき裂が発生した Fig. 4.22 a (A 8 の破面) のような場合と、

Table 4.9 Results for Force Fitting Test (Steel B)

Test No.	Charge No.	Reversal Stress kg/mm ²	No. of Stress Cycles $\times 10^6$	Notes
B 2	B 1009 ⁶ / ₇ -2	10.2	6.25	Broken
B 4	B 1009 ⁵ / ₇ -2	9.9	8.96	Broken
B 8	B 1151 ⁵ / ₈ -1	11.3	2.90	Broken (Surface Rolling)
B 17	B 1151 ⁵ / ₈ -4	8.7	11.3	Broken

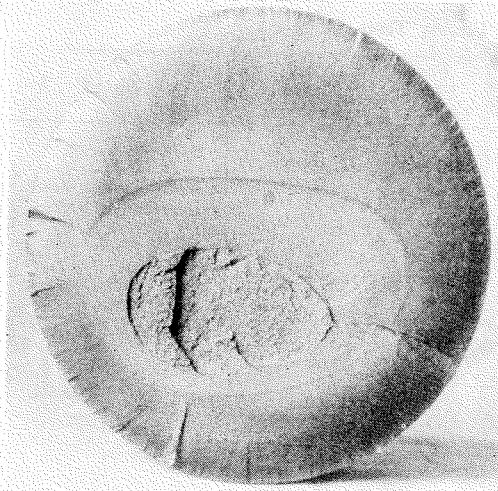


Fig. 4.22 a Fractured Surface of A8



Fig. 4.22 b Fractured Surface of B4

端部より 10 mm 程度フランジ内へ入つたところで折損した Fig. 4.22 b のようなものがあり、その様相は著しくちがつている。すなわち前者の場合には破面は非常に平滑で、最終破面はほぼ中央であるが、後者の場合には放射状の線が強く現われ、面は不整である。

押込部の外観の一例として Fig. 4.23 に、B2 の場合を示す。押ぼめ部のフランジと接触した部分は、フレッティング腐食によつて、表面が赤褐色を呈するが、フレッティング腐食によつて生じた微細な酸化粉を除去すると、表面は黒色に変じ、明らかに接触によつて変質していることを示す。又微細な酸化生成物は試験中接触面より押ぼめ端面にあふれ出て、この附近に堆積する。き裂は Fig. 4.23 のように、光沢のある光金接触部に近接した黒色変質部に生ずる場



Fig. 4.23 Force Fitted Part of B2

合が多い。

Fig. 4·24 は A 9 試験片の押ぼめ面の顕微鏡組織をその表面と断面につき示し、上側は表面を下側はき裂の断面を示している。

押ぼめ部に生ずるき裂は Fig. 24 に示すように、表面では、非常に太く見えるが、断面においては極めて細く、かつ表面に対し $45^{\circ} \sim 60^{\circ}$ の傾きを持つているのが特徴である。又押ぼめ部のき裂は、単一では発生せず、非常に多くのものが群がつて生ずる傾向がある。

押ぼめ部が破断する疲れ強さは Table 4·8 及び Table 4·9 に示したように、 3×10^7 において約 9 kg/mm^2 であるが、押ぼめ部の微小なき裂は更に低い曲げ応力においても発生する。すなわち、曲げ応力の低い海水腐食試験の駆動側押ぼめ部（この部分は海水の腐食を受けない）について調査した結果によると、試験片 A 12 (6.5 kg/mm^2 , 6.74×10^6) 及び A 15 (2.05 kg/mm^2 , 17.2×10^6) にはき裂がなく、A 14 (5.35 kg/mm^2 , 30.8×10^6) には Fig. 4·25 に示すようなき裂が見出された。

押ぼめ部の小き裂は、このように低い応力でも発生するが、繰返し応力の大きさだけでなく繰返し数によつても、その発生が支配されるようで極めて複雑な関係にあり、正確な応力及び繰返えしの限度は今回の試験結果だけでは解明されない。この種の微少き裂は Fig. 4·25 のように、フレッティング腐食の変質部からひげ状に現われるのが特徴で Fig. 4·24 のような傾きは認められず表面に直角であり、且つほとんど進行せず、停留き裂としてそのまま残る。

b. S-N 曲線

Table 4·8 及び Table 4·9 の結果を S-N 曲線で示すと Fig. 4·26 の如くなる。この結果によると、押ぼめ部の疲れ強さは、A 821 材及び B 1009 材では、 30×10^6 の繰返えし数で 9.5 kg/mm^2 、B 1151 材では 30×10^6 で 8.5 kg/mm^2 と推定される。なお、Fig. 4·26 には参考として同一材にて行つた $15 \phi\text{mm}$ の試験結果をも附記したが、その結果は非常にばらついていて、寸法効果についての定量的な結論はえられない。しかし、軸の寸法が大きいと切欠係数が大となることは注目すべきである。

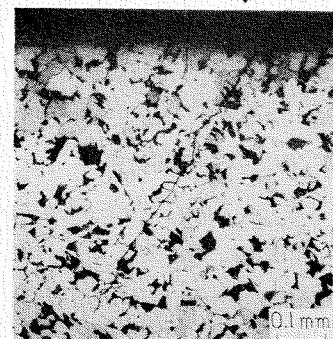


Fig. 4·24 Fatigue Cracks on Force Fitted Surface of A 9



Fig. 4·25 Small Cracks on Force Fitted Surface of A14

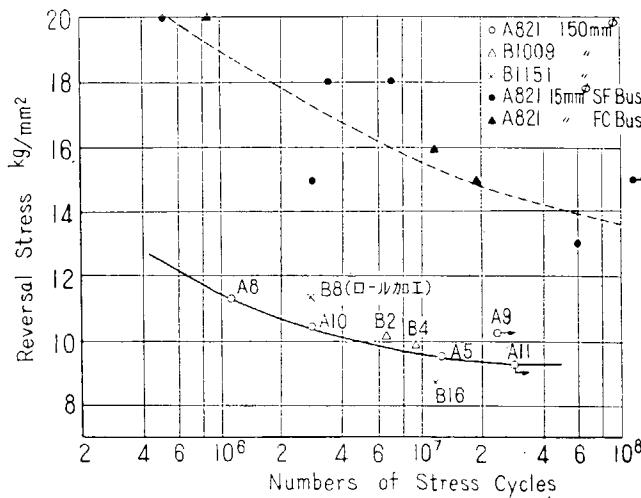


Fig. 4.26 S-N Curves of Force Fitted Tests

4.7 結論

上に述べた各試験の結果を要約すれば、次の通りである。

4.7.1 平滑材の試験結果

直径 125 mm の試験片と 10 mm のそれとを比較した寸法効果は A 材 (酸性平炉鋼) では 8.5%, B 材 (電気炉鋼) では 18% であった。

A 材の破面は中央部迄平滑な疲労破面を呈するが、B 材では中心部に疑白点疵に起因する「あばた」が見られた。

4.7.2 海水腐食疲労試験

直径 135 mm の試験片の 3×10^7 繰返えしにおける海水腐食疲れ強さは 12.5 kg/mm^2 で、平滑試験の疲れ強さの 63% である。又 10 mm 試験片の両者の比は 31% であつて、小型試験は腐食の影響を激しく受けることがわかる。試験片にき裂を生ずる応力の限度は極めて低く、 5 kg/mm^2 程度と推定されるが、大型試験片の場合はこのような低い応力では破断するには至らず、き裂は停留する。

4.7.3 段付軸の疲労試験

直径 135 mm の軸が 190 mm の軸につらなる段付部のすみ肉半径を種々変化させた場合の切欠係数 (K_f) は段付部のせん断ひずみ勢力説の等価応力 σ_0 についての応力集中率 (K_t) とほぼ一致する。しかしながらすみ肉半径と軸径の比が 0.1 以下になると上の関係は成立せず、切欠係数 (K_f) と応力集中率 (K_t) との一般的な関係は認め難い。

4.7.4 押ばめ部の疲労試験

直径 150 mm の軸が 1/12.5 のテーパーでフランジに押込まれた場合の 3×10^7 繰返えしにおける疲れ強さは 9.5 kg/mm^2 であり、疲れ限度は $8.5 \sim 9.0 \text{ kg/mm}^2$ と推定される。従つてこれと平滑試験の疲れ限度との比は 36~45% となり、15 mm 径の軸の押ばめ部の疲れ限度と平滑軸のそれとの比 52~65% に比べて著しく小さい。このように押ばめ部の切欠係数 (K_f) は軸径が大となるに従つ

て増大するものと考えられる。又押ばめ部の微小き裂は 5.3 kg/mm^2 の繰返えし応力において発生することが認められたが、このようなき裂は発生するだけで進行はしない。

上の各項にのべた試験結果から、プロペラ軸の繰返えし曲げ応力による折損事故の考察を行うと次の通りである。

プロペラ軸のプロペラ・ボス押ばめ附近においては、 5 kg/mm^2 程度の繰返えし曲げ応力が作用すれば充分き裂の発生の可能性がある。き裂は、押ばめ部の微動磨耗 (Fretting Corrosion) によつても、また、微量の海水の浸入による腐食疲労によつても発生する。しかし、これらの初期き裂は、普通の船の運航状態における応力では進行せず、何等かの原因で、繰返えし応力が増大し、停留き裂限界応力を超えた場合に始めて進行を開始する。しかして、このような事態が何度か繰返えされるか、又は長時間持続されれば、ついに軸の折損という重大な事故に到達するであろう。

軸材料の停留き裂限界応力の大きいさは、まだ解明されていないが、今回の海水腐食試験、押ばめ部の強度試験の結果などからほぼ $11 \sim 12 \text{ kg/mm}^2$ 程度の値と推定され、これについては更に詳細に研究する必要を認める。

プロペラ軸のプロペラ・ボス押ばめ部の繰返えし曲げ応力が前記の大きいさに達し得るのは、荒天時のレーシングによりプロペラに衝撃的な大荷重が加わる場合、プロペラ羽根の破損によりプロペラ推力及び回転力に大きな不釣合を生じた場合などであるから、この様な条件下での長時間の使用は、極めて危険である。

よつて、プロペラ軸の事故対策は、プロペラ・ボス押ばめ部付近のすり合わせを完全にすること、船尾伴流によるプロペラの負荷変動を減少させると共に、前記のような危険な運航条件を極力避けることにある。

5. 実船のプロペラ軸曲げ応力の実測

5.1 実験船

航行中の船のプロペラ軸にはプロペラを駆動するトルクによる一定のせん断応力のほかにプロペラ重量による応力、推力による応力等がかかつているが、更にねじり振動、及び船尾伴流とともにうプロペラ軸の曲げ振動等が附加されており、実際にはこれらの総合された複雑な応力が絶えず生じていることになる。そこで、実測によりこの部分の応力状態を明らかにする必要があるが、外国では大型油槽船について実測試験を行い、その結果について解析を行つた報告がある^{1,2)}。しかし我国においては未だ実船による実測試験は行わされていないので今回商船大学実習船汐路丸を使用して、プロペラ軸の曲げ応力を主とした軸系の応力測定試験を行つた。

汐路丸は昭和 29 年 3 月に建造された沿岸区域を航行する第 2 級船である。その主要項目は Table 5.1 に示すとおりである。

本船の軸系図を Fig. 5.1 に示す。本船は中心部を穿孔した中空プロペラ軸を備え、プロペラ周辺の応力測定用ゲージのリード線を通し得るようになつてある。中間軸とのカップリング面にはプロペラ軸を通したリード線が外部へ引き出せるように局部的に細溝が設けられている。

プロペラは当研究協会の第 30 研究部会においてプロペラ翼強度試験を行うために新たに製作された実験用プロペラであつて、強度解析に便利なような翼断面とし運研型を採用してあるが、これは本船に装備されて引続き使用されるものであつて、一般的のものと特に条件が異つてゐるわけではない。そのプロペラの要目を Table 5.2 に示す。

Table 5.1 Particulars of the Ship

Length between Perpendiculars	29.00 m
Breadth	6.20 m
Depth	3.45 m
Draft	2.20 m
Gross Tonnage	148.99 ton
Dead Weight	75.15 ton
Main Engine	4-stroke 6-cylinder supercharged Diesel engine
	Maximum continuous rate 380 P.S. × 380 r.p.m.
Ship Speed.	10 kt.

Table 5.2 Specifications of the Propeller

Diameter	1,550 mm
Boss Ratio	0.200
Pitch (constant)	970 mm
Exp. Area Ratio	0.487
Blade Thickness Ratio	0.0497
Angle of Rake	10°~15°
No. of Blades	4
Section of Blade	Aerofoil
Direction of Turning	Right Handed
Material of Prop.	Mn. Bronze
Pitch Ratio (constant)	0.626

5.2 試験実施要領

5.2.1 プロペラ軸の曲げ応力

プロペラ軸は船内に出ている一部を除いて大部分が船尾管及びプロペラ・ボスの中に在るので、応

力測定には特殊な考慮が払われねばならない。曲げ応力が最も大きくなると考えられる船尾管後部のリグナムバイタによる支持部応力を計測するにはその部分のスリーブを除かねばならないが、これは实际上不可能であるので、Fig. 5・2 に示されるように、プロペラ・ボスをはめ込む船体外部に出たテーパー部とスリーブの最後端部表面に抵抗線ひずみ計ゲージをはつた。テーパー部はプロペラ・ボス内面と密着しているので、プロペラ側の内面に巾 30 mm, 長さ 30 mm, 深さ 3 mm の溝を作つてゲージのための空間を作つた。ゲージのリード線は水密用ゴム環の下を通して一旦外部へ引き出し、プロペラ・ボス表面をはわせてプロペラ冠取付ボルト部よりプロペラ軸最後端部に引き入れ、中空のプロペラ軸内を通して中間軸とのカップリング面に予め設けられた溝から船内へ引き出した。

使用したゲージはアルミイト膜をベースとした箔ゲージで、抵抗値 100Ω ゲージ長さ 12 mm のものである。プロペラボス内側部ゲージは水密ゴムがあるので一応海水にさらされる危険はないと考えられるが、プロペラスリーブ表面は完全に水中ゲージとなるので、両者とも耐水性を持たせるため次のような接着方法をとつた。すなわち接着剤としてはエポキシ系合成樹脂ボンド E-2 に C 硬化剤を用いて、ゲージを被測定箇所に接着させ、加熱硬化の後そのゲージの上に更にテフロン膜 (0.05 mm) を被せて接着させて水密を保つた。リード線は径 0.32 mm のポリウレタンナイロン線を用い、上記接着剤及び一部機械的手段によりプロペラ・ボス表面に固定させてプロペラ軸内に導いた。

計測回路は Fig. 5・3 に示されるように、スリップリング直前でダミーゲージと組合わせてブリッ

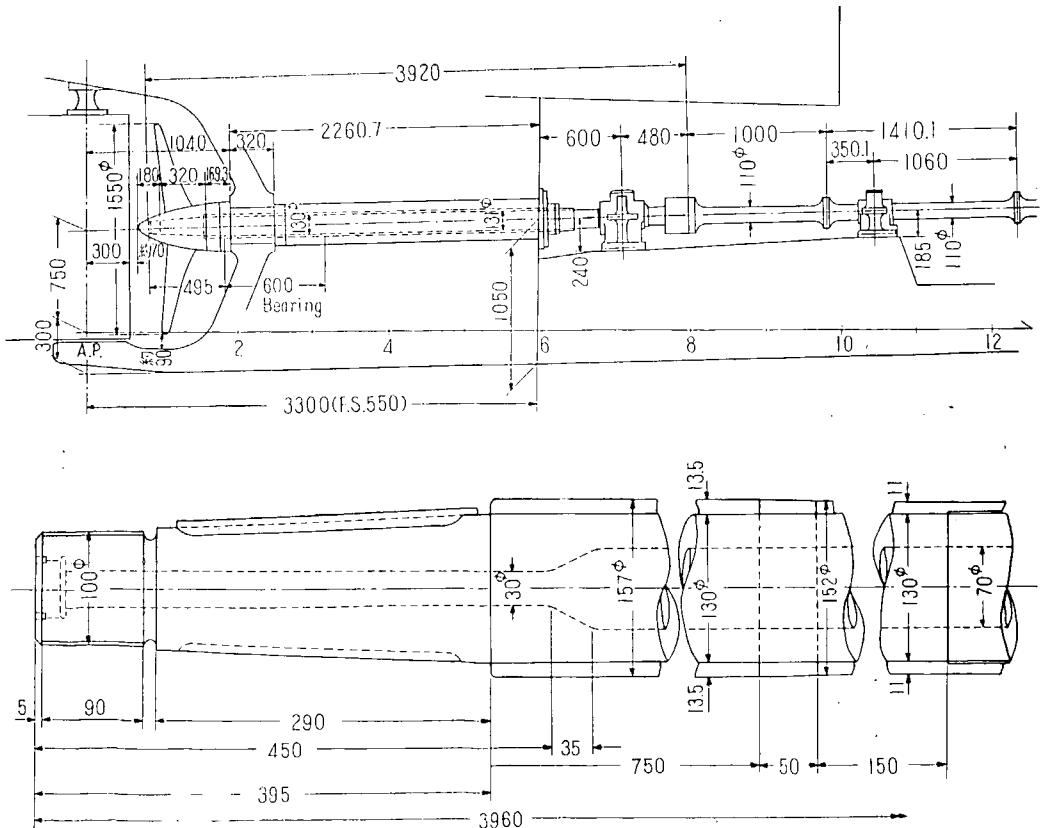


Fig. 5・1 Dimensions of the Propeller Shaft

ジ回路とし、増巾回路は使用せず、直角電源方式により高感度電磁オシログラフガルバー（固有振動数 80 C.P.S.）を振らせた。

5・2・2 トルク及びねじり振動

中間軸の表面にはトルクに比例したせん断ひずみを生ずる。そこで船尾側中間軸表面に抵抗箔ゲージをはり、せん断ひずみを計測することによりトルク値及びトルク変動値を求めた。すなわち、軸表面に軸心と 45° 方向に 4 枚のゲージをはり、これをブリッジ回路に結線してスリップリング及びブラシを通して軸外へ引き出し、5・2・1 で述べたと同様な直角方式によってオシログラムとした。これに使用したゲージは抵抗値 60 Ω、ゲージ長さ 25 mm のもので、感度校正はゲージの一辺に既知抵抗を入れて下式により行つた。

$$T = \frac{1}{32} \cdot \frac{\pi D^3 Gr}{a(r+c)} \times \frac{L}{l} \quad (5 \cdot 1)$$

a : ゲージ感度係数 $\frac{\Delta R}{R} / \frac{\Delta l}{l}$

r : ゲージ抵抗 Ω

c : 検定用既知抵抗 Ω

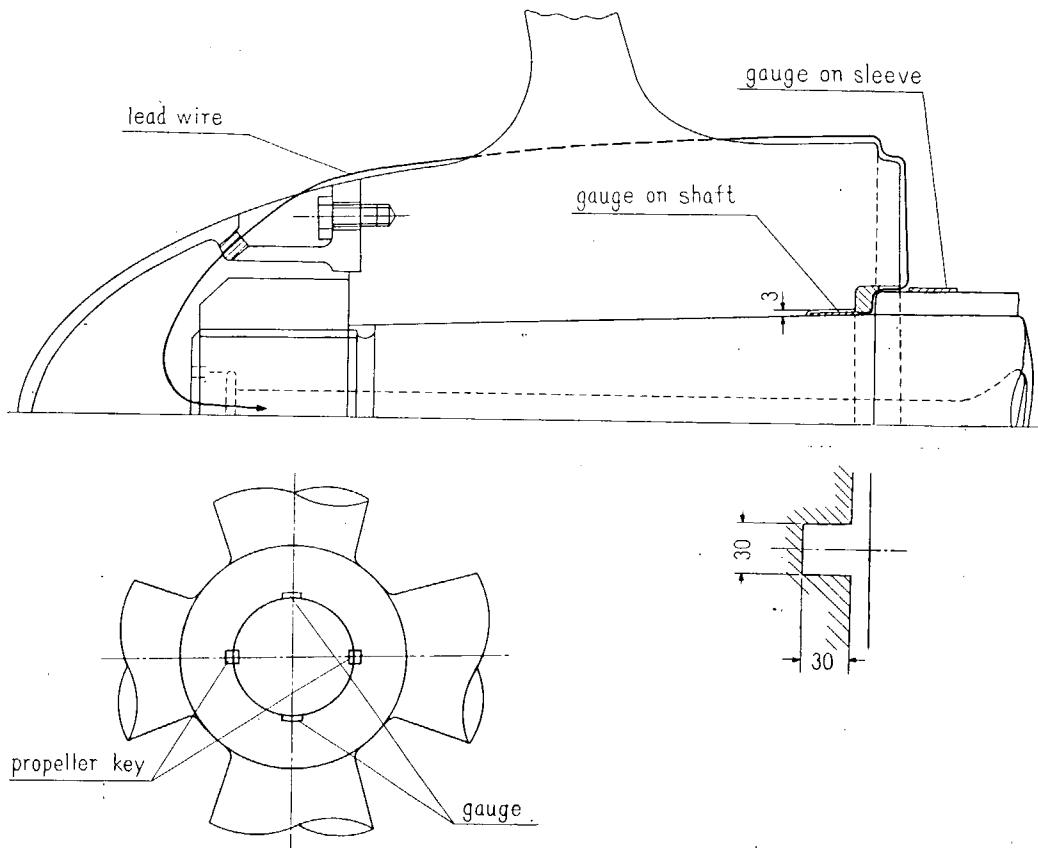


Fig. 5・2 Position of Strain Gauges on Propeller Shaft

G: 軸材の横弾性係数 8310 kg/mm^2

L: 測定記録の零よりの振れ mm

I: *c* をブリッジ 1 辺に入れた時の記録上の振れ mm

D: 軸径 mm

ねじり振動はトルク記録曲線の変動分を取り出して変動トルクを求めた。

5・2・3 推 力

推力は中間軸表面に Fig. 5・3 に示すように箔ゲージをはり、中間軸の推力による軸方向ひずみを増幅して計測し、(2) 式により推力を求めた。しかしこのひずみの絶対値は非常に小さく、また軸表面には同時にトルクによる大きなせん断ひずみが生じているので、あまり精度は期待し得なかつたが、他に適当な計測方法がないので取てこの方式によつた。但し他の諸計測との同時記録には失敗したので、後述の測定記録は後日単独に実験を行つて得られた結果である。

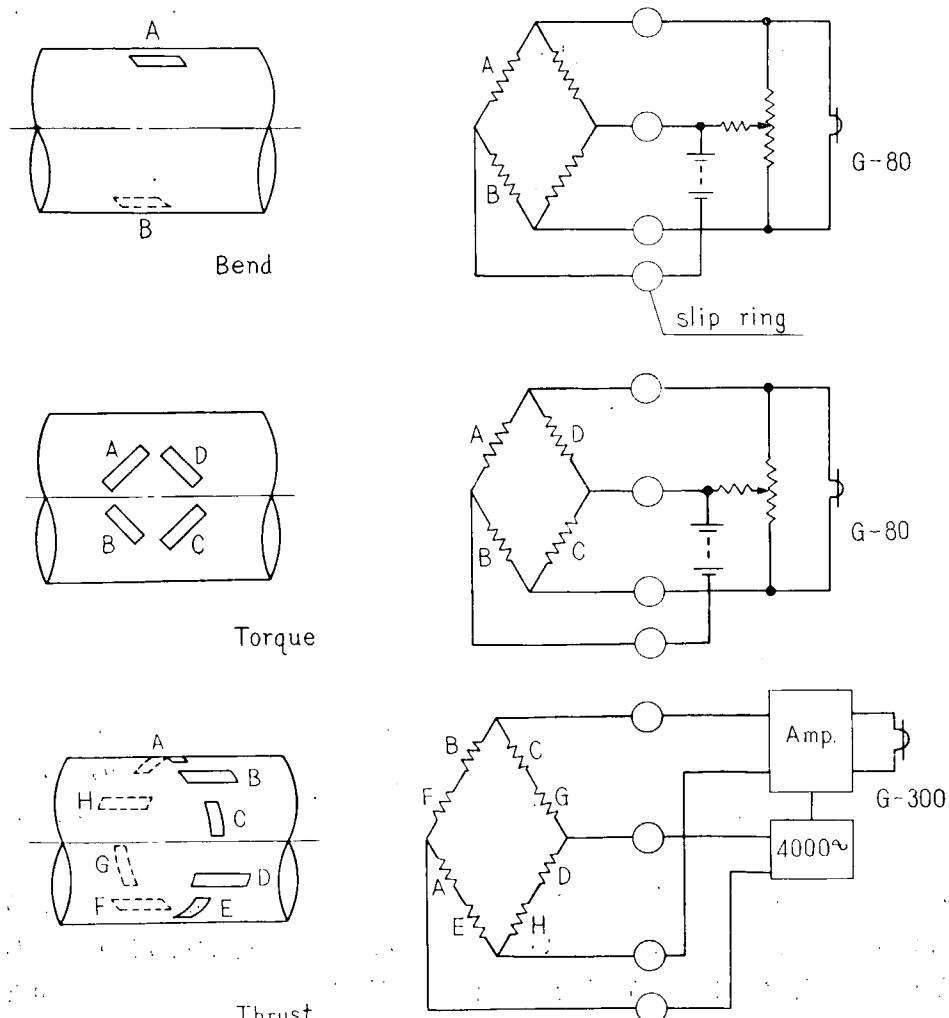


Fig. 5-3 Arrangement of Strain Gauges and Electric Circuits for Measuring Bend, Torque and Thrust Stresses

$$Th = 0.302 \frac{ED^2 r}{a(r+c)} \times \frac{L}{l} \quad (5 \cdot 2)$$

a: ゲージ感度係数 $\frac{\Delta R}{R} / \frac{\Delta l}{l}$

r: ゲージ抵抗値 Ω

c: 檢定抵抗値 Ω

E: 軸材の継弾性係数 kg/mm^2

L: 測定記録の零線よりの振れ mm

l: *c* をブリッジ 1 辺に入れた時の記録上の振れ mm

D: 軸径 mm

5・2・4 船速その他

各部測定と平行して船速を計測した。測定は志波式速度計を使用し、ペン書オッシュログラフに連続して記録をとつた。また舵角も同時に測定した。

5・2・5 試験時の船の状態

試験時の船の状態及び気象・海象は下記のとおりである。

試験日時	昭和 32 年 7 月 7 日
船首吃水	1.74 m
船尾吃水	2.84 m
平均吃水	2.29 m
排水量	227.3 m ³
海水温度	23.5°C
気温	24.2°C
風力	1 (午前) 2 (午後)
波浪状態	2~3 (午前) 3~4 (午後)
天気	晴

5・3 試験結果及び解析

試験は各種状態における軸の応力を明らかにするため、最低速回転より連続的に回転を上昇させた場合の途中各記録と、階段的に回転を増減させた場合の各整定時の記録を数秒ずつとり、また後進及び左右旋回時の記録をとつた。これらの諸計測値を Table 5・3 及び Fig. 5・4, Fig. 5・5 に示す。

5・3・1 ねじり応力

ねじり応力はプロペラ軸の曲げ測定位置にゲージをはつて測定すべきであるが、ゲージをはる余裕がなかつたので船内の中间軸表面で測定を行い、軸系全体のトルク量は一様になるものと仮定してプロペラ軸の曲げ測定点の断面に生ずる応力を算出した。記録波形は伝達トルク分の静的ねじりとこれに振動波形が加わつたものとが合成されているが、振動は何れも 3 次の波形を示し、共振点は約 275 回転附近にあり、全使用回転数にわたり 3 次振動が含まれている。この両成分応力を Fig. 5・4 に示

Table 5-3 Stresses on Propeller Shaft and Sleeve for Each Condition

Test No.	Shaft Speed R.P.M.	Bending Stress (±) kg/cm ²		Torsional Stress kg/cm ²		Thrust		Principal Stress kg/cm ²		Ship Condition
		Propeller Shaft	Sleeve	Steady Component	Alternating Stress (±)	Thrust kg	Stress kg/cm ²	Steady Component	Maximum	
2	235.6	73	18	63	109	1550	12	70	220	
3	259.1	55	15	67	168	1800	14	75	272	
4	310.0	85	21	97	138	2300	18	106	292	Continuous Speed Rising
5	345.2	101	24	118	74	2900	23	130	264	
6	368.0	81	28	121	51	3150	25	134	233	
7	379.5	111	30	125	43	3350	27	139	250	
8	257.4	75	13	50	157	1780	14	58	256	
9	273.6	71	15	59	212	1950	16	67	318	
10	336.0	91	21	91	89	2680	21	102	244	Speed Step Up
11	360.1	111	24	106	56	3050	24	119	243	
12	381.5	113	32	124	40	3400	27	139	248	
13	362.6	109	28	126	53	3060	24	138	257	
14	337.5	83	21	89	77	2700	22	100	226	
15	274.7	75	18	58	212	1930	15	66	318	Speed Step Down
16	257.8	85	20	53	160	1780	14	61	268	
17	208.1	75	15	35	93	1400	11	41	197	
20	383.7	106		133	39	3410	27	147	251	Ahead
21	259.1	73		-81	186	
22	261.8	106		-38	194	-900	8	42	296	Astern Test
23	384.7	104		140	41	
24	384.7	96		135	39	3420	27	149	245	Ahead
25	374.5	77		155	51	...	24	168	263	
26	375.5	80		158	49	...	24	170	266	Right Turning
27	382.4	103		145	41	...	24	157	260	
28	375.2	54		155	45	...	24	167	242	Left Turning
29	350.0	60		132	70	...	20	142	245	
30	346.7	57		140	71	...	20	150	252	Right Turning
31	353.2	60		128	70	...	20	138	241	
32	351.5	65		135	68	...	20	145	249	Left Turning

したが、これによると約 275 回転の共振点ではねじり振動応力(片振巾)は平均ねじり応力の 59 kg/cm² に対して 212 kg/cm² で約 3.6 倍になっている。

後進中に振動による変動応力分が平均応力に比して甚だしく大きく -38 ± 194 kg/cm² となつた。また旋回中には平均応力が直進時に比較して幾分高目に出るが、これは船尾の伴流の状態が大きく変つて来るためであろう。

5・3・2 推力による応力

推力の測定は実船試験において最も重要な項目であるにかかわらず精確な測定は非常に困難である。プロペラ軸系は主として伝達トルク量を基準に設計されているため、5・2・3 で述べたような軸の縦方向ひずみを測定する方式は推力によるひずみが小さく、誤差を生じやすい。しかしひゲージはり付作業を慎重に行うことにより、ある程度の成果が得られることが判つたので、敢てこの方式によつ

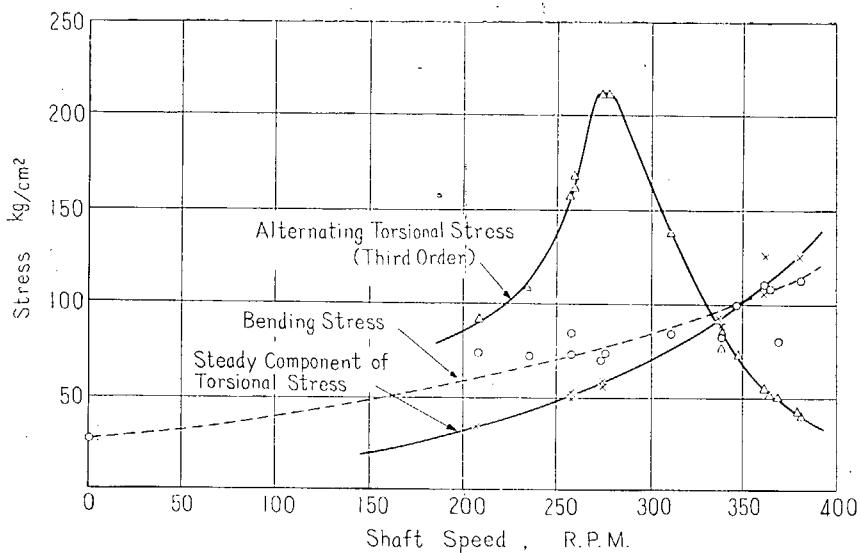


Fig. 5.4 Torsional and Bending Stresses

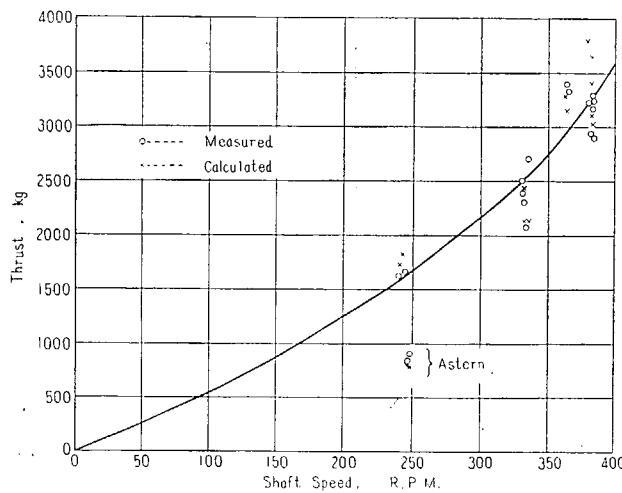


Fig. 5.5 Thrust and Shaft Speed, R.P.M.

Table 5.4 Measured and Calculated Thrust

Shaft Speed R.P.M.	Thrust, kg/cm ²		Shaft Speed R.P.M.	Thrust, kg/cm ²	
	Measured Thrust	Calculated Thrust		Measured Thrust	Calculated Thrust
383.4	3257±671	3020	331.9	2496±583	2420
383.3	3263±735	3110	334.5	2075±775	2110
383.0	3188±729	3200	363.5	3386±614	3280
383.0	2908±694	3400	364.6	3334±526	3140
380.1	3218±718	3810	240.0	1629±541	1720
382.7	2915±623	3670	242.9	1670±536	1820
335.0	2710±713	2120	247.3	-893±798	782
331.8	2402±676	2110	246.3	-824±824	792
332.4	2309±697	2120			

た。その結果を Fig. 5.5 及び Table 5.4 に示す。図中の計算による数値は船速と軸出力より算出した値であり、実測値と計算値とは大体合っている。

5.3.3 曲げ応力

直進時の各回転数に対するプロペラ軸及びスリーブ表面の曲げ応力波形を Fig. 5.6 に示す。この応力は 5.2.1 で述べたようにゲージを軸の中心に対して対称の位置に貼つて測定を行つたものであるが、この方式で得られる応力波形はこれ等のゲージに対する中立面に関する曲げ応力波形であり、中立面は軸の回転と共に連続的に回転している。従つてこの応力波形には軸の各方向に対する曲げ成分が同時に含まれているので、回転中の軸の曲がり状態を調べるためににはこの応力波形をそれぞれの目的に従つて調和解析しなければならない。

まず記録の波形を見るに試験番号 No. 2 から No. 7 までの波形とそれ以後のものを比較すると、相應する回転数においても波形が多少異つてゐる。これは No. 7 までは軸の回転速度を連続的に上昇させた場合であり、船速が軸回転数に対して整定しておらず、一種の過渡状態になつてゐるためである。何れも複雑な振動波形となつてゐるが、1 回転毎の周期性は明瞭であり、1 次成分が最も大きなことを示してゐる。この全振巾応力の半分をとつて軸回転数に対して図示すると Fig. 5.4 のようになる。これで見るとばらつきはあるが、軸の回転数と共に連続的に応力振巾は増加して行くことがわかる。その応力値はトルクによる平均ねじり応力よりは幾分大きくなつてゐるが、共振回転前後のねじり振動応力に比較するとはるかに小さい。

測定位置は多少ずれでいるが、スリーブ表面の応力を同時に計測しており、この応力波形をプロペラ軸表面の応力波形と比較すると大体相似的な傾向を示してゐるが、必ずしも細部の波形までは一致してはいない。スリーブがプロペラ軸に対してどの程度の強度メンバーとして働いてゐるかは興味ある問題であるが、今回の実測応力波形からそのひずみ量の一例を比較して見ると、プロペラ軸表面の最大振巾 10.4×10^{-5} に対し、スリーブ表面では 6.5×10^{-5} となつてゐる。但し多少測定位置が違うが、スリーブ測定点におけるプロペラ軸表面ひずみを想定してもスリーブ表面ひずみの方が小さくなつてゐる。これは測定点が特にスリーブの極端である理由も考えられるが、スリーブはプロペラ軸の強度メンバーとしての役割をあまり果していないものと考えられる。

プロペラ軸にかかる曲げの主なるものを考えると、まずプロペラ自重のモーメントによるものがあるが、これは船尾支材軸受の最後部支持点で最も大きくなる筈である。プロペラ軸の今回の測定点におけるこの応力は極低速回転時の応力波形から求められ $\pm 24 \text{ kg/cm}^2$ となつたが、プロペラの重心点を求めて曲げ応力を算出すると $\pm 26 \text{ kg/cm}^2$ となり実測値と大体一致する。回転中のプロペラ軸の最後部支持点を後側支材長さの船尾側より $1/3$ の点に在ると仮定すると、この点のプロペラ自重による曲げ応力は $\pm 75 \text{ kg/cm}^2$ になる。しかし何れも僅かな応力値であり、強度的にはあまり問題にならない。

次にプロペラに働く推力の中心のずれによるモーメントが軸の曲げを起すことが考えられる。プロペラ回転位置における伴流は均一でなく、プロペラ羽根の船体に対する関係位置の相違により推力中心は変つて来るが、プロペラ中心より上に来るであろうと考えられ、曲げ応力波形の成分としては自重による場合と同様に 1 次となるべきである。Jasper が大型船の載貨時の実測応力波形を解析した

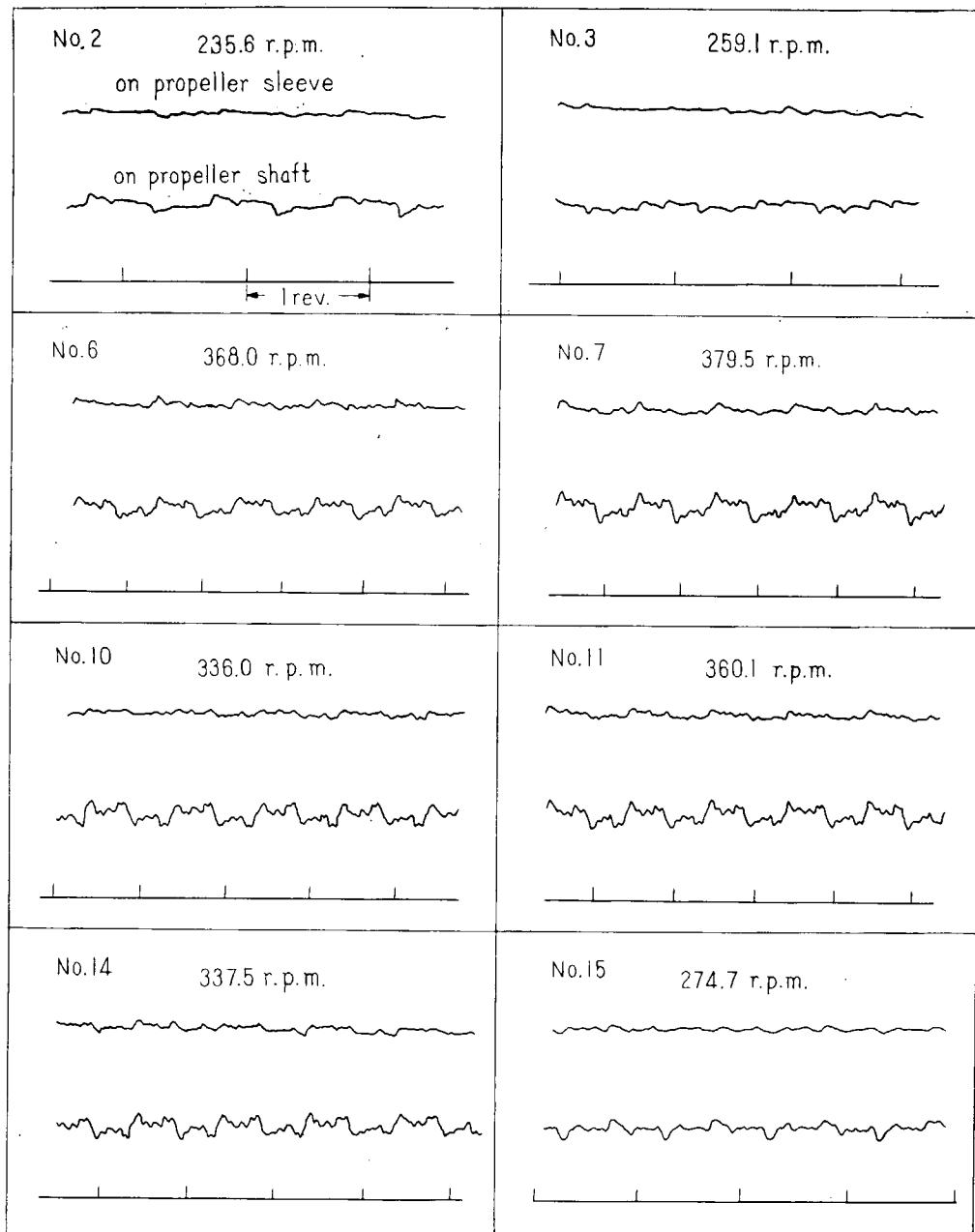
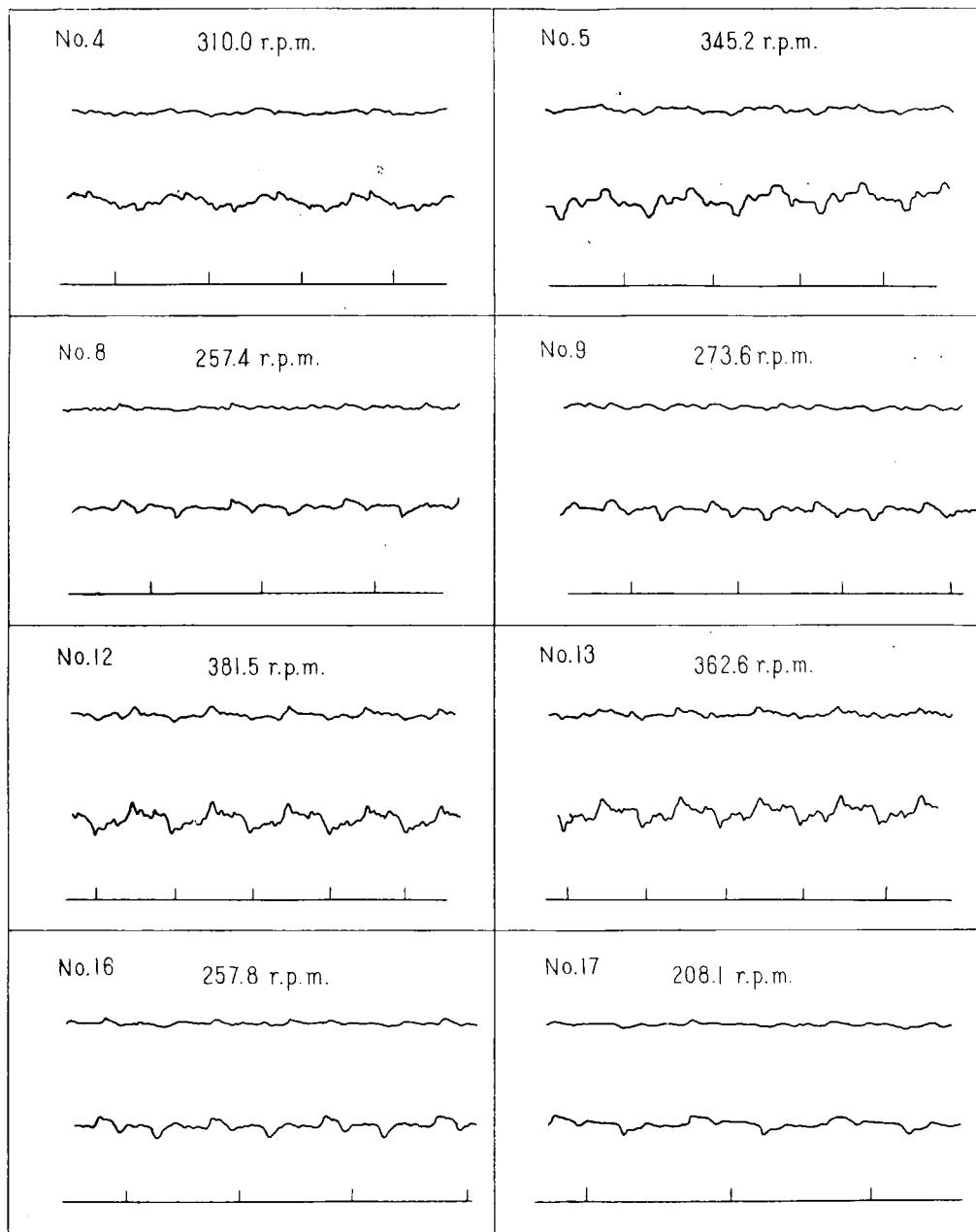


Fig. 5.6 Oscillograms of Bending Stress



on Propeller Shaft and Propeller Sleeve

結果によると、推力中心は回転数によりばらつきがあるがプロペラ中心よりも多少上側に在ることが述べられている。完全に水中に没したプロペラの推力中心がずれるということは、むしろプロペラの翼にかかる推力の各回転角度における多様性の平均値として求められる推力中心がプロペラ中心に必ずしも来ないと考える方が妥当であろう。

Table 5-5 Harmonic Analysis of Stress Oscillograms

Test No.	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th	7th	8th	9th	10th	11th	12th
2	43.4	2.1	19.9	2.6	12.5	1.1	3.1	3.4	6.8	2.4	3.8	1.1
3	23.3	1.8	8.0	4.8	2.2	0.8	5.2	2.6	5.3	1.3	5.1	0.9
4	54.6	3.3	11.3	5.7	7.1	3.6	7.6	8.7	10.2	11.6	23.2	0.6
5	49.5	5.5	31.1	2.5	27.4	4.5	2.7	3.6	0.3	5.8	1.9	3.5
6	45.8	2.4	30.5	4.0	17.4	0.8	4.5	2.3	9.3	2.9	5.7	2.3
7	59.4	3.1	35.4	4.0	6.6	9.6	1.6	3.5	15.0	3.1	6.5	6.3
8	20.0	4.4	26.5	5.8	14.3	4.3	7.3	3.7	8.3	4.0	2.3	2.2
9	17.5	2.4	30.9	5.3	16.2	5.4	8.7	3.2	5.1	1.9	1.9	3.0
10	33.6	5.4	37.6	7.1	21.6	3.8	2.1	4.4	14.0	2.9	4.2	2.6
11	53.0	5.0	12.0	3.2	24.5	17.3	6.2	1.2	17.0	2.5	6.5	11.5
12	54.6	8.9	26.6	9.7	12.0	8.4	13.8	5.6	10.3	11.8	10.3	8.4
13	60.2	3.3	43.8	7.8	15.2	5.2	10.2	1.3	11.9	5.1	3.9	2.6
14	44.0	0.7	39.1	5.5	25.8	1.7	1.7	1.9	12.0	3.2	7.3	0.9
15	25.4	0.9	30.7	8.1	15.9	6.7	7.4	2.7	8.1	0.5	1.2	1.1
16	25.1	2.3	23.7	1.7	14.9	3.5	6.5	2.9	7.1	1.6	3.0	3.2
17	30.3	1.1	24.3	2.1	13.4	3.5	6.2	0.4	7.9	0.7	3.3	1.5

The unit of stress is kg/cm².

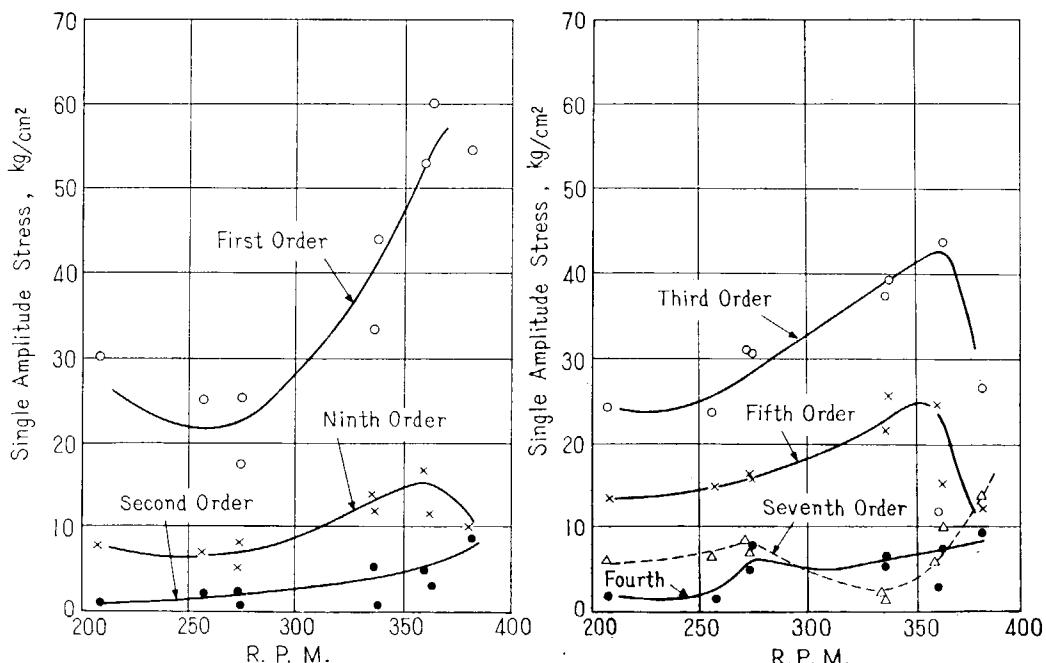


Fig. 5-7 Higher Order Components of Bending Stresses

そこで実測応力波形のうち 1 次成分を求めるため応力波形のフーリエ解析を行つたが、これは 1 回転中の応力波形を 36 等分して各次数の係数を求めたものである。Table 5・5 に 12 次までの各係数を kg/cm^2 の応力単位で示した。この各回転数に対する大きさの傾向を図示すると Fig. 5・7 のようになる。この曲線のうち推力中心の変位による影響を示す 1 次成分の傾向は回転数と共に大きくなっているが、250 r.p.m. 附近で最低となり、それ以下ではそれよりも大きくなっている。これは Fig. 5・6 の応力波形で見られるように低速回転時に 1 回転に 2 回の不連続な波形が現われており、スリップリングの不備により生じたものと考えられる波形であり、これが波形解析に影響を及ぼしたため低速回転時の 1 次成分が大きくなつたものである。従つてこれは計測誤差と見るべきであろう。

実測波形には更に高次の成分が多く含まれているが、これはプロペラが船尾伴流を切る時の周期的な不均衡推力により生ずる軸系の曲げ振動によるものと考えられる。

そこで Table 5・6 の高次成分の応力値を比較すると、3, 5, 7, 9 次が比較的大きくなっている。この測定波形は軸上的一点の応力を連続記録したもので、 n 次の横振動により首振運動を起した場合は応力波形的には $n-1$ 次 (counter whirling), $n+1$ 次 (forward whirling) の波形が出ることになるのでこのプロペラ軸は 4 次, 8 次の首振振動を起していることを示している。この各次数の係数を回転数により整理すると Fig. 5・7 のようになり、3 次が最も顕著で 5 次, 9 次がこれについている。3 次, 5 次の分布では 360~370 r.p.m. 付近に最高となる点があるが、これは 4 次の横振動共振点と思われる。しかし何れの振動値もその絶対値はあまり大きなものではなく、それ自体では疲労破壊に対してほとんど問題にならない値である。

プロペラを含む軸系の横振動の計算は種々試みられているが、いざれも軸の支持状態、プロペラの軸系への置換等に関して多くの仮定を設けており、精密な計算を行つてもあまり意味がない。そこでたとえば Panagopoulos により導かれた簡易式*を用いてこの船の軸系の横振動を求めると、379 r.p.m. となり実測の 4 次横振動回転数と大体一致する。

5・3・4 複合応力

計測された諸応力を総合して主応力を求めると Fig. 5・8 及び Table 5・3 のようになる。図中の平均主応力曲線はねじりによる平均応力と推力の平均応力によるもので、最高値主応力曲線は曲げ、ねじり及び推力の最高振巾が位相的に一致した場合を想定した主応力値であり、何れも $\frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \varepsilon^2}$ の式によつた。これによると平均主応力は推力による圧縮応力は非常に小さく、伝達トルクによるねじりせん断応力が大部分を占めていることになる。最高値主応力曲線は 270 r.p.m. 附近に最高点が

* Panagopoulos の式

$$N_c = \frac{1}{n} \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{EI_1}{Id\left(b + \frac{h}{3}\right) + mb^3\left(\frac{b}{2} + \frac{h}{3}\right) + \varepsilon\left(\frac{b^4}{8} + \frac{hb^3}{8} + \frac{7h^4}{360}\right)}}$$

N_c : 危険回転数 r.p.m.

E : プロペラ軸材のヤング率 kg/m^2

n : プロペラ羽根枚数

I_1 : プロペラ軸の断面 2 次モーメント m^4

Id : プロペラ直徑回りの慣性モーメント $\text{kg}\cdot\text{sec}^2\cdot\text{m}$

ε : プロペラ軸単位長さ質量 $\text{kg}\cdot\text{sec}^2/\text{m}$

m : プロペラの質量 $\text{kg}\cdot\text{sec}^2/\text{m}$

h : 船尾軸内支面材の支点間距離 m

b : 最後部支点よりプロペラ中心までの距離 m

見られるが、これはねじり振動共振点に相当しており、ねじり振動のせん断応力が最も大きな要素となつてることが判る。しかしこののみによる最大せん断応力は 270 kg/cm^2 であるが、曲げ推力を考慮すると図のように 318 kg/cm^2 となつて来る。何れにしても使用回転数内に大きなねじり共振点を持つ軸系はねじり共振点において最も大きな応力状態になるものといえる。

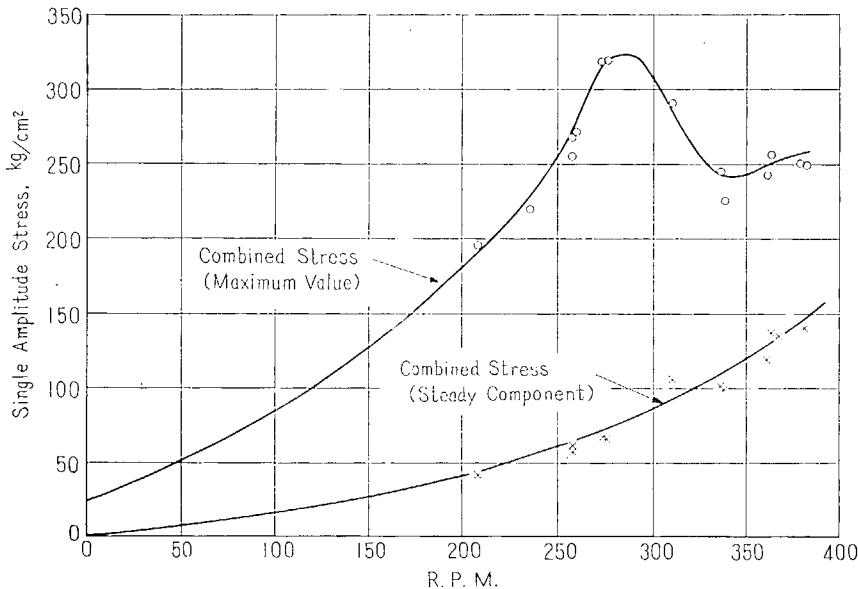


Fig. 5-8 Combined Stresses on Propeller Shaft

以上得られた応力値はプロペラ軸のプロペラ・ボス直前における平面応力値であるが、実際にはキー溝の端の形状の不連続による応力集中、またはスリーブ最後端部のスリーブによるしめつけによる応力集中等があるので、局部的には更に大きな応力が発生している可能性は充分に考えられる。例えば3章のキー溝のある軸の疲労試験結果によれば、キー溝の切欠係数は1.8～2.0になつてゐる。また特にこの部分は海水が侵入することにより腐食疲労を起しやすい部分であるが、3章の腐食疲労試験の結果によれば70φ試験片で 8×10^7 回の腐食疲労強度は 840 kg/cm^2 であるので、今回の実測応力値をもつて直ちに危険応力が発生しているとはいはれない。しかしプロペラ及びスリーブによるしめつけ、及びキー溝端の不連続点による応力集中が作用し、更に海水の侵入による局部電流の影響、繰返えし速度及び休止による腐食疲労の時間効果等を考えるとこの部分は各種振動応力に対し、相当程度の安全度が見込まれねばならない。

5.4 結論

以上ディーゼル主機の小型船について、プロペラ軸の曲げを主とした総合的な応力測定試験を実施したが、既に報告されている大形タービン船の試験結果から予想される傾向と大体似た次のような結論が得られる。

5.4.1 プロペラ付根のプロペラ軸曲げ応力の振巾は回転数と共に増大して行く傾向にあるが、その応力値は本船の場合最高で $\pm 113 \text{ kg/cm}^2$ であり絶対値としてはあまり大きなものではない。

5・4・2 曲げ応力波形のうちプロペラ面に作用する合成推力の中心のずれにより生ずる 1 次の応力成分は軸の回転数と共に増大して行く傾向にある。

5・4・3 曲げ応力波形を調和解析した結果、4 次、8 次の曲げ振動現象が確認されたが、4 次の振動の共振点は計算により求めた自然振動数と大体一致している。しかし **5・3・3** 項で述べた Panagopoulos の曲げ振動計算式は大型船の場合にはあまり実用性のないことが指摘されているが、今回の実験船のように比較的軸系の細い場合には充分適用され得るものと考えられる。

5・4・4 軸に生ずる総ての応力を考慮した合成最高主応力はねじり振動による影響が最も大きくなつているが、これはねじり振動の絶対値が大きくなりがちなディーゼル船に共通した現象であろう。最高値は 318 kg/cm^2 である。

5・4・5 プロペラ及びスリーブによるしめ付け又はキー溝による局部的な応力集中、海水の浸入による腐食疲労、さらに荒天時の曲げ応力の増大等を考慮すると、この部分の設計には充分慎重な取扱が必要であろう。

参考文献

- 1) N. H. Jasper: An Experimental and Theoretical Investigation of Propeller Shaft Failure, Trans. S.N.A.M.E. 1952.
- 2) E. P. Panagopoulos: Propeller Shaft Stress under Service Conditions—The S.S. Chryssi Investigation, Trans. S.N.A.M.E. 1954.

6. 結 び

以上の各実験研究の結果については、各章にその結論が述べられているが、それらを要約すると約の通りである。

- (1) ねじりを受ける軸の応力分布状態を凍結光弾塑性的に十分精確に求めるため、斜め切断法、縦半切断法及び変形補正法を工夫考案し、その基礎理論を確立した。
- (2) (1) の実験法により段付丸棒及びキー溝を有する丸棒がねじりを受けたときの応力分布状態及び形状係数を求めた結果によれば、船に通用いられる標準キー溝を軸に設けた場合その部分の応力の形状係数は約 2.7 である。
- (3) プロペラ軸材 A (酸性平炉鋼) 及び B (電気炉鋼) について、大型ねじり疲労試験 (径 50~70 mm) 及び大型曲げ疲労試験 (径 125 mm) を行った結果、Table 6.1 に示す結果を得た。これによると、これらの大型試験片の疲れ限度と小型試験片 (ねじりの場合径 7 mm, 曲げの場合径 10 mm) の疲れ限度と比較した寸法効果は、A 材、B 材によつて大きな差が認められ、平炉鋼 A 材では寸法効果が小さく、電気炉鋼 B 材では大きくあらわれた。またねじり疲れ限度と曲げ疲れ限度の比は A 材、B 材によつて約 10% の差があるが、同種材料については小型、大型試験片ともよく一致した値を示した。

Table 6.1 Summary of Fatigue Tests in Air

Specimens	Fatigue Limit kg/mm ²		Size Effect %		Fatigue Limit Torsion	
	Steel A	Steel B	Steel A	Steel B	Steel A	Steel B
7 mmφ Torsion	14.3	16.4	4.9	14.6	Small Specimens	
70 mmφ Torsion	13.6	14.0			0.66	0.60
10 mmφ Bending	21.7	27.4	7.9	15.4	Large Specimens	
125 mmφ Bending	20.0	23.0			0.68	0.60

- (4) プロペラ軸材 A について大形ねじり (径 70 mm) 及び曲げ (径 130 mm) 海水腐食疲労試験を行つて、ねじり疲れ強度 $8.5 \text{ kg/mm}^2 (8 \times 10^7)$ 、曲げ疲れ強度 $12.5 \text{ kg/mm}^2 (3 \times 10^7)$ を得た。これらはいずれも空气中疲れ限度の 63% に当り、小型の腐食疲れ強度より相当高い。大型試験片では上記の疲れ強度以下の応力でも表面に微小き裂が発生するが、その進行は極めて遅く、応力がさらに小さければき裂の発生しない限度があるよう推測される。このような現象を明らかにするにはさらに多くの時間と労力を要するので今回はそこまでは行わなかつた。しかるに、小型試験片の場合には微小き裂が鋭敏に影響して直ちに破断に至るため疲れ強度ははるかに低く、ねじりの場合は 5.0 kg/mm^2 (同種の材料による原委員の実験による。 6×10^7)、曲げの場合 $7.0 \text{ kg/mm}^2 (3 \times 10^7)$ であつた。

- (5) B 材について段付軸の疲労試験を行つた結果 (段付部の径、ねじり 50 mm、曲げ 130 mm)、

ねじりの場合の切欠係数は形状係数より小となり、曲げの場合にはせん断ひずみ勢力説の等価応力の形状係数とほとんど一致した。

(6) プロペラ軸にプロペラを押さめる部分に相当する押さめ部(径 150 mm)の曲げ疲労試験を A 材について行つた結果、疲れ限度は $8.5 \sim 9.0 \text{ kg/mm}^2$ となり、これは平滑軸の疲労限度の 36 ~ 45% に相当する。しかし、さらに小さな応力例えは、 5.3 kg/mm^2 においても微小き裂の発生が確認された。この場合も、その進行はきわめておそく、おそらく停留き裂としてとどまることが想像される。

(7) 船用プロペラ軸に普通用いられる形状寸法割合の舟底形キー溝を有する軸(B 材)について行つた疲労試験の結果、き裂はキー溝底の隅肉部からでなく端部の角から発生し、切欠係数は 1.8 ~ 1.9 であった。光弾性実験の結果では、この形状のキー溝底の隅肉部の形状係数は 2.7 であるが、クラックの発生した位置がキー溝底の隅肉部ではないので、これらの両者の間には直接的関係はない。

(8) 小型ディーゼル船(149 総トン、380 PS, 380 r.p.m. 4 枚羽根プロペラ)の浮水運行中におけるプロペラ軸のプロペラ・ボスの大端部の曲げ応力、ねじり応力を実測した。曲げ応力は回転上昇と共に高くなり(最大 $\pm 1.13 \text{ kg/mm}^2$)、曲げ振動波形は 3, 5, 7, 9 及び 11 次が大きく、特に 3 次が顕著である。これは 4, 8, 12 次の曲げ振動を起していることを示す。ねじり振動応力は $\pm 2.12 \text{ kg/mm}^2$ (275 r.p.m. 3 次)、最大ねじり応力 2.70 kg/mm^2 、最大主応力 3.18 kg/mm^2 であった。ねじり振動共振回転数において、これらの値が最大となることはディーゼル船には共通的現象である。

プロペラ軸の強度を論ずる場合には、軸材の強度のみならず、プロペラ軸に働く複雑な応力条件を明らかにし、これらの応力条件によつて軸の強度が如何に大きな影響を受けるかを充分知つておく必要があるが、今回の系統的研究によつて、軸材の寸法、切欠の影響、腐食、押さめなどによる疲れ強度の低下、などが非常に明確になり、また小型船の一例について、船の運航中においてプロペラ軸が受けるねじり及び曲げ応力の状態を明らかにすることができた。これらの研究結果からプロペラ軸のき裂発生防止のための対策として、次の事項が考えられなければならないと思う。

(1) プロペラ軸身のすべての部分は、海水に接しないような構造にすることが望ましいが、特にプロペラ・ボスの大端部には絶対に海水の浸入を許さないように装備しなければならない。

(2) 現在各船級協会においては、プロペラ軸のねじり振動応力限度として、 f_e (連続使用の場合)及び f_i (連続して使用しない場合)を規定しているが、径 70 mm の軸を考えると $f_e = 2.8 \text{ kg/mm}^2$ 、 $f_i = 5.3 \text{ kg/mm}^2$ となる。今回の腐食疲労試験結果によれば、平滑試験軸のねじり疲れ限度は約 8 kg/mm^2 であるが、これに寸法効果、キー溝、段付などにより集中応力、曲げ応力の加重などを考慮すれば実際の軸の疲れ限度はこれより相当低くなるものと推察されるから、これらの応力限度は決して必要以上に低い値を取つているとはいえないようだ。この意味において、 f_e をき裂の発生を確実に防止し得る限度、 f_i を早期に折損しないことを確実に保証する数字として推奨することは適当なようと思われる。事実 f_e 及び f_i が、この限度以内にあるように設計されているプロペラ軸には事故を起したもののは極めて少い。

(3) 実船のプロペラ軸に作用する曲げ応力については現在のところ正確にはつかめていないが、若干の文献によれば浮水で 3 kg/mm^2 、荒天の場合 7 kg/mm^2 程度の値が計測されている。今回の研

究によれば、押ばめ部にも海水腐食部にも、少くとも 5 kg/mm^2 の繰返し応力が常時作用すれば微小き裂が発生することが確認されたから、もし押ばめ部に海水が浸入するようなことがあれば、両者の影響が重なり合つて、普通航海状態の応力 3 kg/mm^2 程度においてもき裂発生が起る可能性が十分ある。また、海水の浸入がない場合でも、伴流分布の状態が悪く、常時 5 kg/mm^2 程度の繰返し応力が作用すればやはり微小き裂は発生しよう。これらのき裂は、一般にその生長がきわめておそく、いわゆる停留き裂としてとどまるが荒天時のレーシングによる過大な応力やプロペラが異物に接触した際による大きな衝撃的応力などによつて次第に生長し破断に至ることは、十分ありうることである。このためには伴流分布の改善と荒天時の操船に十分注意することが必要と思う。

(4) わが国のプロペラ軸のキー溝の形状は外国に比べて、キー溝底の曲率半径が小さいようであるから、これをなるべく大きくすることが望ましい。また溝のトルク駆動側端部が弱点となつているので、この部分の形状について応力集中を小さくするよう研究する必要がある。

今回の研究によつてクラック発生防止のための問題点を相当広範囲に明らかにすることができたが、今後さらに次のような研究を行つて事故発生の絶無を期すべきであろう。

- (1) 応力集中のあるプロペラ軸の寸法効果についての系統的研究。
- (2) 切欠のある軸材の疲労強度の研究。
- (3) 実際にトルクを伝達しているキーを有する軸の疲労強度の研究。
- (4) き裂の停留限界とき裂の進行速度の研究。
- (5) 大型船のプロペラ軸の曲げ応力の実測、特に荒天時の測定。

昭和 35 年 2 月 25 日 印刷
昭和 35 年 2 月 29 日 発行

日本造船研究協会報告 第 29 号

発行人 出 潤 義

発行所 社團法人日本造船研究協会

東京都中央区京橋 1 ノ 2

セントラルビル 5 階

電話 (281) 1409

印刷所 (有) 啓文堂松本印刷所

東京都世田谷区太子堂町 485

電話 (341) 4853