

社 団 法 人

日本造船研究協会報告

第 61 号

昭 和 42 年 3 月

プロペラ軸の強度に関する研究 第77研究部会

Investigation on Fatigue Strength of Propeller Shaft
..... The 77th Research Committee

Report No. 61

The Shipbuilding Research Association of Japan
Tokyo, JAPAN
March 1967

第77研究部会委員名簿

部会長	原 三郎	久米 宏	星野 次郎
幹事	植田 靖夫	井上 治一郎	今井 清
委員	荒瀬 晃二 江島 陽一郎 岡本 連 小泉 磐夫 陣駒 美登 砂本 大造 富沢 昭 葉山 真治 村上 一郎 鶴見 倫一	笠原 譲 小尾 雅俊 杉浦 尚 田中 兵衛 中島 俊夫 藤田 一美 横井 元昭	岡田 正次郎 木下 勝 下田 秀夫 鈴木 勝利 徳屋 章彦 中野 平 宮下 敏 吉田 真

Membership of the 77th Research Committee

Chairman	Saburō HARA		
Secretaries	Yasuo UEDA	Hiroshi KUME	Jirō HOSHINO
Members	Kōji ARASE Yōichirō EJIMA Muraji OKAMOTO Iwao KOIZUMI Mito JINKOMA Taizō SUNAMOTO Akira TOMISAWA Shinji HAYAMA Ichirō MURAKAMI Rinichi WASHIMI	Jiichiro INOUE Susumu ŌMACHI Yuzuru KASAHARA Masatoshi KOO Hisashi SUGIURA Hyōe TANAKA Toshio NAKAJIMA Kazumi FUJITA Motoaki YOKOI	Kiyoshi IMAI Syōjiro OKADA Masaru KINOSHITA Hideo SHIMODA Katsutoshi SUZUKI Akihiko TOKUYA Taira NAKANO Tsuyoshi MIYASHITA Makoto YOSHIDA

Investigation on Fatigue Strength of Propeller Shaft

Introduction

The frequency of propeller shaft failures at sea has become decreasing since the magnaflux inspection has adopted to the large end of cone part of propeller shaft in the dry dock. But, on the other hand, the cracking at this part has become considerably increasing. The percentage of such cracking found on propeller shafts of Japanese merchant ships is about 3% per year.

Although, the cracking is usually removed by file up and does not bring further trouble, the owners are always anxious that the radical propagation of the crack may be initiated by a high stress due to racing of propeller and a fatal damage occur.

In spite of the careful statistical analysis, any relationship between the rate of cracking and type of ship, type of engine or number of propeller blades has not been found.

It has been most important, therefore, to investigate the mechanism of the fine crack initiation and crack propagation and to establish a design criterion preventing the propagation of cracking in metallurgical aspect.

Under such circumstances, the committee investigating the fatigue strength of propeller shaft was organized in the Shipbuilding Research Association of Japan.

The committee has carried out following tests and experiments :

1. Rotating bending fatigue tests of 140^φ mm pressfitted specimens under two-step pulsating load.
2. Torsional fatigue tests of 50^φ mm specimens casehardened by induction heating and under sea water corrosion.
3. Strength analysis on large size shaft casehardened by induction heating.
4. Dynamical stress measurements and analysis of stresses on propeller shaft in service condition including rough sea condition.
5. Wake measurement on model ship.

Rotating Bending Fatigue Tests of 140^φmm Pressfitted Specimens under Two-Step Pulsating Load

The specimens, made of 0.25% carbon steel fitted with a flange having 1/20 taper, are subjected periodically to the high and low loads by means of oil jack of which the oil pressure is varied when the cumulative reversal number of rotation of the specimen becomes a certain number.

The tests were carried out in the following test conditions:

- (1) Constant stress amplitude.
- (2) Pulsating stress amplitude: the lower stress amplitude (σ_l) is $\pm 6 \text{ kg/mm}^2$ and the higher one (σ_h) varies in each specimen and the ratio of the reversal number of the higher stress amplitude (n_h) to those of the lower one (n_l) is kept to 1 to 1.
- (3) Pulsating stress amplitude: σ_l is $\pm 6 \text{ kg/mm}^2$, σ_h varies in each specimen and n_h/n_l is 1 to 7.
- (4) Pulsating stress amplitude: σ_l is $\pm 4 \text{ kg/mm}^2$, σ_h varies in each specimen and n_h/n_l is 1 to 7.

The summary of the results is shown in Table 1. 1. 2 (a) and (b).

The effect of the reversal number of the lower stress amplitude to the fatigue life (N_h) calculated by the cumulative value (Σn_h) of the reversal number in the higher stress amplitude is shown in Fig. 1. 1. 12.

From the results of the test, the followings are concluded:

- (a) Fatigue limit of the specimen is $\pm 9 \text{ kg/mm}^2$, irrespective to the lower stress amplitude and the reversal number ratio (n_h/n_l).
- (b) Fatigue life N_h decreases to $3/4 \sim 1/3$ of that of the constant stress amplitude when the lower stress amplitude is $\pm 6 \text{ kg/mm}^2$.
- (c) Fatigue life N_h increases to $1.5 \sim 2$ times of that of the constant stress amplitude when the lower stress amplitude is smaller than $\pm 5 \text{ kg/mm}^2$ (presumed to be the limit of fine crack initiating due to fretting corrosion).
- (d) Fatigue life increases to about 2 times of that of the constant stress amplitude when the lower stress is $\pm 6 \text{ kg/mm}^2$ and the higher stress is larger than $\pm 11 \text{ kg/mm}^2$ and the reversal number ratio is 1 to 1.

Torsional Fatigue Tests of 50^ømm Specimens Casehardened by Induction Heating and under Sea Water Corrosion

Torsional fatigue tests were carried out by the following test conditions and the following results were obtained:

- (1) Original material, same as the before mentioned pressfitted specimens, tested under oil cooled condition: fatigue limit $\pm 11.5 \text{ kg/mm}^2$.
- (2) Original material, tested under sea water corrosion: fatigue strength $\pm 8.0 \text{ kg/mm}^2$ at 4×10^7 reversals.
- (3) Casehardened material (2mm in depth), tested under oil cooled condition: fatigue limit $\pm 16 \text{ kg/mm}^2$.
- (4) Casehardened material (2mm in depth), tested sea water corrosion: fatigue strength $\pm 15 \text{ kg/mm}^2$ at 4×10^7 reversals.

- (5) Casehardened material (5mm in depth), tested under oil cooled condition : fatigue limit \pm 16.5kg/mm².
- (6) Casehardened material (5mm in depth), tested under sea water corrosion : fatigue strength \pm 17.0kg/mm² at 4×10^7 reversals.
- (7) Locally casehardened material, tested under oil cooled condition : fatigue limit \pm 11.5kg/mm².
- (8) Material, casehardened after corrosion fatigue test, tested under sea water corrosion : fatigue strength \pm 16~17kg/mm² at 4×10^7 reversals.

The results are summarized as follows :

- (a) The fatigue limit of the casehardened specimen under oil cooled condition becomes 40% larger than that of original material. The same limit may be obtained in atmosphere.
- (b) The fatigue limit of the locally casehardened specimen is the same as that of the original material.
- (c) The fatigue strength of the casehardened specimen under sea water corrosion becomes about 2 times of that of the original material, and the increase of the fatigue strength depends on the depth of hardened zone.
- (d) The fatigue strength of the specimen, having fine crack initiated by sea water corrosion fatigue and casehardened afterward by induction heating, under sea water corrosion is the same as that of the initially casehardened one.

Strength Analysis on Large Size Shaft

Casehardened by Induction Heating

It is a well known fact that fatigue strength of specimen is remarkably increased by casehardening such as nitriding or induction heating. However, when these methods are adopted to large size shaft, the following points are deemed to be examined.

- (1) Ductility of inner part.
- (2) Hardness in casehardened subsurface.
- (3) Residual compressive stress in subsurface.
- (4) Distribution of residual stress on surface at the boundary between hardened and not hardened zones.

The specimens of 300mm and 500mm in diameter, made of 0.20%, 0.22%, and 0.27% plain carbon steel were tested. The specimens were casehardened by induction heating equipment which is used for the casehardening of cast steel roll.

The test results are summarized in Table 1. 3. 4, and the followings are concluded :

- (a) Surface hardness on the casehardened part become more than 55 Hs (Shore hardness), whereas carbon content of material is 0.2%~0.27%.

- (b) Depth of the casehardened zone exceeds 12mm.
- (c) Compressive residual stress on the surface exceeds 60kg/mm^2 and turns to zero at 20~60mm depth from the surface.
- (d) Tensile residual stress at the center of the specimen is smaller than 30kg/mm^2 except the C-300 and C-500 specimens.
- (e) No remarkable tensile residual stress is measured at the boundary between the hardened and not hardened zones, except B-300 specimen.

Consequently, it may be concluded that low carbon steel casehardened by induction heating is applicable to propeller shaft and may be presumed that the bending fatigue strength at the large end of cone part can be raised up to $\pm 20\text{kg/mm}^2$, about three times of ordinary shaft, from the investigations as shown in Fig. 1. 3. 9 (a) to 1. 3. 11.

Dynamical Measurements and Analysis of Stresses on Propeller Shaft in Service Condition

Stress measurements on propeller shaft have been carried out on the following five ships.

- (1) 32,100 GT turbine tanker (at sea trial)

The measurement was made on the bending and twisting stresses acting on the propeller shaft between aftermost bearing and gland bush by using FM radio link strain tele-meter. The purpose is to obtain the data which is available to analyse the relationship between the bending moment due to eccentricity of thrust force and the bending stress on the measuring point.

- (2) 40,000 GT diesel tanker (at sea trial)

The same measurement was made on the same measuring points as the above ship for the same purpose.

- (3) 9,195 GT diesel bulk carrier (on the voyage from Tobata to Sasebo)

The same measurement was made on the same measuring points as the above ship for the same purpose.

- (4) 29,000 GT diesel tanker (on the voyage between Japan and the Persian Gulf)

The test was conducted to examine the durability of FM radio link strain tele-meter driven by beam-cell which was intended to use for the stress measurements of the after-mentioned vessel.

As the results of tests in Table 2. 1. 1 (a), 2. 1. 1 (b) and Fig. 2. 1. 9 (a)~(e) shows, the testing apparatus has operated satisfactorily during five week voyage. The results obtained in this test, however, was not sufficient to investigate the stresses working on propeller shaft in rough sea, because the voyage was continued in comparative calm sea condition.

- (5) 35,000 GT diesel ore-carrier (at sea trial and on the voyage between Japan and Los Angeles)

The measurement was made on the bending stress at cone part of propeller shaft as well as on the bending and twisting stress and thrust force acting on the intermediate and propeller shaft between the aftermost bearing and packing gland.

Strain gauges were fitted on cone part of propeller shaft and lead wires were led through the center hole of propeller shaft as shown in Fig. 2. 2. 3 and Fig. 2. 2. 4, before the ship was launched.

The results on sea trial in ballast condition are as follows:

The half amplitude of bending stresses: Fig. 2. 2. 8~2. 2. 11

Mean value and the half amplitude of tortional stresses: Fig. 2. 2. 12

Mean value and the half amplitude of thrust forces: Fig. 2. 2. 13

Operating condition of engine, sea condition and maximum values of half amplitude of the bending stress at the cone part, on voyage in the North Pacific Ocean, are tabulated in Table 2. 2. 1.

The highest value of the bending stress at the cone part was measured on voyage from Japan to Los Angeles in ballast condition when the pitching angle of the hull was $\pm 3^\circ$ and heavy racing was taking place. The half amplitude was 6kg/mm^2 , as shown in Fig. 2. 2. 7 (b).

The highest value on voyage from Los Angeles to Japan in full load condition, on the other hand, was 3.4kg/mm^2 in half amplitude, as shown in Fig. 2. 2. 7 (d).

In way of these measurement, it was found that the bending stress amplitude was largely depended on the governer character of main engine. The stress amplitude became larger when the governer was un-sensitive response, as shown by comparing Fig. 2. 2. 15 with Fig. 2. 2. 16.

Wake Measurement on Model Ship

In order to make further investigation, the wake measurements were carried out on a 7 meter model, in length, of before mentioned 35,000GT diesel ore-carrier, in respective load condition corresponding to the ballast and full load condition.

The test results are shown in Fig. 3. 3. 2 (a) ~ 3. 3. 3 (c), and it is revealed that the zone in which wake is larger than 0.7 is remarkably wide.

Conclusion

- (1) Fatigue life of pressfitted shaft subjected to rotating bending stress is remarkably shortened by changing the reversal stress amplitude between the fatigue limit and

the crack initiating limit.

- (2) Fatigue failure of propeller shaft at cone part may be caused by not only the cumulative damages of stresses exceeding the fatigue limit (about $\pm 7\text{kg/mm}^2$ for large propeller shaft) but also that of stresses between fatigue limit and crack initiating limit ($\pm 3.5\text{kg/mm}^2$ for large propeller shaft).
- (3) Bending stress at the cone part of propeller shaft in service condition scarcely exceeds the fatigue limit even under extreme racing of propeller, where speed regulation of main engine is conducted by a governer having sensitive response. It may be presumed, however, that the bending stress may exceed the fatigue limit if governer of main engine has un-sensitive response or moment of inertia of main engine is remarkably large such as in case of steam turbine.
- (4) The bending stress at the cone part exceeds usually the crack initiating limit under ordinary racing.

It may be presumed, therefore, that the cracking at the cone part will depend upon the cumulative number of racing.

- (5) The bending stress at the cone part under racing depends closely upon the mean value of revolution speed of propeller shaft. Consequently, it is recommended to keep the mean value as low as possible, in order to prevent the cracking and fatigue failure of propeller shaft.
- (6) Casehardening by induction heating to the cone part of propeller shaft will prevent the cracking and fatigue failure.
- (7) Casehardened propeller shaft will have sufficient durability against sea water corrosion fatigue which may take place when the sealing at the cone part is damaged.

プロペラ軸の強度に関する研究

目 次

緒 言	1
第 1 編 軸材の強度試験	
第 1 章 変動荷重による圧入軸の曲げ疲労試験	3
1. 1 試験の目的	3
1. 2 試験の方法	3
1. 3 試験の結果	6
1. 4 試験結果についての考察	11
第 2 章 高周波焼入れ軸のねじり疲労試験	15
2. 1 試験の目的	15
2. 2 試験の方法	15
2. 3 試験の結果	18
2. 4 試験結果についての考察	21
第 3 章 軸材の強度改善のための高周波焼入れ効果の確認試験	23
3. 1 試験の目的	23
3. 2 試験の方法	24
3. 3 試験の結果	26
3. 4 試験結果についての考察	33
第 2 編 軸系に発生する応力の実船計測	
第 1 章 機関室内部軸系についての応力計測	37
1. 1 計測の目的	37
1. 2 計測対象船の要目および計測条件	37
1. 3 計測の結果	44
1. 4 計測結果についての考察	52
第 2 章 プロペラ軸のプロペラ取りつけコンパート大端部の曲げ応力計測	53
2. 1 計測の目的	53
2. 2 計測対象船の要目および計測条件	53
2. 3 計測の結果	71
2. 4 計測結果についての考察	85

第 3 編 軸系に発生する曲げ応力の解析

第 1 章 軸系の曲げ応力の理論計算法	87
1. 1 軸系配置の取扱いおよび基礎記号	87
1. 2 曲げモーメント、軸の撓みおよび軸受反力の基本計算式	89
1. 3 船尾管軸受の取扱い	93
1. 4 変動外力の取扱い	95
1. 5 曲げ応力の基本計算式	96
第 2 章 軸系の曲げ応力の計算値と実測値の比較	98
2. 1 基礎仮定	98
2. 2 曲げ応力の計算値と実測値の比較	99
2. 3 比較結果についての考察	102
第 3 章 プロペラ位置の伴流分布と軸系の曲げ外力との関連	106
3. 1 プロペラ位置の伴流分布の計測	106
3. 2 伴流分布計測結果と軸系の曲げ外力との関連	111
結　　言	113

緒 言

船の船尾軸系については、未調査の分野が多く、特に曲げの観点からの研究が非常に遅れている。

軸系の損傷実績からみて、早急に研究を開始しなければならないと考えられる課題は、プロペラ軸のプロペラ取り付けコンパート大端部のプロペラボス圧入端付近に、曲げ応力によって発生する円周方向のき裂の防止策の究明である。

この種のき裂は、日本商船を例にとれば、年間の検査件数約600本に対して、約3%の発生頻度であるが、船の種類、船の大きさ、主機の種類、プロペラの羽根数などのいかんにかかわらず発生して、特に個性が見い出されておらないので、すべての船についてき裂発生の危険性がある。このため、この種のき裂について関係者が大きな関心を持ち、プロペラ軸の抽出検査ごとに磁気探傷法などによって精密検査を行ない、微小き裂の早期発見と適切な処置を施していることから、このき裂が進行してプロペラを海没させるような事故はほとんど無くなつた。しかし、検査時に微小き裂の発生を見落すと、次回検査までの3年間にき裂が進行し、たとえ折損に至らなくとも、軸の換装を余儀なくされる場合がある。

初期微小き裂（深さが1ないし3mm程度）が発生する曲げ応力条件とこれが深く進行するに必要な曲げ応力条件は別個のものであって、前者は後者よりも低いことから、すべての微小き裂が進行するとは限らない（第1編第1章参照）。しかし、微小き裂を発生した個々の船について、たとえき裂を削除しても、き裂の再発と進行の有無を予測し難いことから、使用者および製造者に大きな危惧を与える。ただし、これまでの実績調査によれば、この種のき裂の発生は、偶発的因素が濃く、き裂の再発の頻度は極めて低いことのほか、3年毎に精密な検査を行なつておれば、この3年間に微小き裂を発生し、これがさらに大きく進行して折損に至ることはほとんどない。

このような実情に対して、初期微小き裂の早期発見のための精密な検査の徹底と同時に、あらかじめこの種のき裂の発生を防止する対策を究明する必要がある。

プロペラ軸のプロペラボス圧入端付近は、プロペラ重量に基づく曲げモーメントおよびプロペラの偏心変動スラストに基づく変動曲げモーメントの影響が大きく、作用外力の観点において不利な条件下にあることに加えて、プロペラの圧入に関連し曲げ疲労強度が低く、またフレッティングによるき裂の発生し易い部分であって、構造的観点においても不利な条件下にある。このように、プロペラ軸のプロペラ圧入端部は、作用外力および構造面からみて定性的に不利な条件下にあることがわかっているが、その定量的な究明の研究は遅れている。

このような実情を勘案し、この研究部会においては、プロペラ軸のプロペラ圧入部の曲げ疲労強度の把握のための模型実験、ならびに、この圧入部に発生する曲げ応力の実態を把握するための実船計測を主目的として調査研究を行なつた。したがつて、ここに得られた成果は、応力条件に関する基礎事項を究明したものであつて、き裂の防止策を直接的に示唆したものではない。この具体的な防止策については、種々の方法が考えられるが、この研究部会で究明された基礎事項を骨子として、適切な対策の考案されることが期待される。

なお、この研究部会においても、き裂防止策の一つとして、軸材の疲労強度を改善する方法をとり

あげ、軸の表面に高周波焼入れを行なった場合の効果について実験研究を行なった。

この研究部会の、これらの事業は昭和39年4月から2年間に亘って行なわれたが、以下にその成果を取りまとめて報告する。

第1編 軸材の強度試験

第1章 変動荷重による圧入軸の曲げ疲労試験

1. 1 試験の目的

大形圧入軸についての回転曲げ疲労試験は、従来数多く実施されており、直徑140～150mmおよび直徑250mmの軸に対し、微小き裂の発生する応力の限度はそれぞれ±5.0kg/mm²、および±3.5kg/mm²、破断する限度（疲労限度）はそれぞれ、±8～10kg/mm² および±7～9kg/mm²であることが確かめられている。

一方、航行中の船舶のプロペラ軸（プロペラボス圧入端部）の曲げ応力は、第2編にも述べられているようにプロペラが水中で回転している場合と空転（racing）した場合とで著しく相違する。

すなわち、船舶が比較的に静かな海況で航走する場合にはプロペラボス圧入端部には2～3.5kg/mm²の繰返し曲げ応力が作用しており、船舶が激しい暴風雨に遭遇しプロペラがレーシングした場合には±8～12kg/mm²の大きな繰返し曲げ応力が作用するとみなしうる。

したがつて、船舶のプロペラ軸の曲げ疲労強度を明かにし、プロペラ軸の折損を完全に防止するには従来求められていたような、一定の応力振幅のもとにおける疲労強度のみでは不十分であり、曲げ応力振幅を実際のプロペラ軸に作用する応力に合わせて変動させる疲労試験、すなわち実動荷重疲労試験が必要である。

変動荷重による圧入軸の曲げ疲労試験は、実動荷重試験の基礎資料をうるために、応力振幅を高低の2段に変化させ、低荷重の際の繰返し応力が、高荷重での疲労寿命にどのような影響を及ぼすかを検討した。

すなわち、最初一定荷重における圧入軸の曲げ疲労強度（S-N線図）を求め、つぎに、低荷重を圧入部に微小き裂は発生するが破断はしない範囲（±4～±6kg/mm²）の応力振幅とし、高荷重を変えて試験を行ないS-N線図を求め、一定荷重の場合と比較した

また、高荷重と低荷重を交互に重複する場合、それぞれの荷重における繰返し数の比率も疲労強度に関係するため、高荷重と低荷重のそれにおける繰返し数の比を1:1にした場合と、1:7にした場合について試験を行なった。

1. 2 試験の方法

(i) 試験材

6tの塩基性電気炉にて精練され、405mm角の鋼塊に鋳込まれたS25C材を使用し、200mm角に粗延されたブルームについて超音波探傷試験を行なつて素材の健全性を確かめたのち、155φmm（鍛造比8.6S）に鍛造した。

表1.1.1は試験材の機械的性質および化学成分を示す。

表 1.1.1 試験材の機械的性質および化学成分

	降伏点 kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	伸び %	しづり %	真破断力 kg/mm ²	ブリネル かたさ	化 学 成 分 %	
上限	31.2	49.3	35.8	60.5	93.0	137	C : 0.22	S : 0.012
下限	28.2	48.6	34.8	57.8	87.9	131	Si : 0.25	Ni : 0.12
平均※	30.0	48.9	35.4	58.7	90.3	135	Mn : 0.48	Cr : 0.14

※ 4本の4号試験片についての平均値

(ii) 試験片

図1.1.1は140φmm圧入試験片の形状を示す。図において、テーパ1/20の圧入部は全面が均一な当りを示すようとくに慎重な工作を行ない、25tの荷重で圧入を行なつた。試験片の表面はグラインダにて研削し、表面あらさ3~6Sに仕上を行なつた。

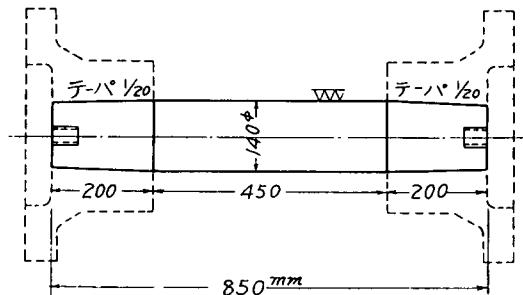


図1.1.1 140φmm 圧入試験片

(iii) 試験機

試験機は7.5t-m、片持はり式回転曲げ疲労試験機を用い、荷重をアムスラパルセータ用の10t油圧ジャッキで加え、アムスラパルセータ用のダイナモメータにより油圧を供給し、1,250rpmにて試験を行なつた。

図1.1.2は荷重切換装置の系統図を示す。図において、ダイナモメータ内の油圧ポンプより供給される油は、油圧制御弁(Regulation Valve)にて弁に加わるバネ荷重と平衡を保つた状態で、荷重ジャッキおよび荷重計(Measuring Rum)に分配される。一方、試験機に取付けられた積算回転計用減速装置によりカムAおよびBを回転し、これによつて油圧増加リレーおよび油圧減少リレーを作動させ、リレーのON-OFFによりACモーターを回転させ、油圧制御弁のバネ荷重を増減させる。荷重の設定は、バネ荷重に対応させた上下限設定リレーにより行ない、荷重が増してリレーが作動するとACモーターが停止する。

図1.1.3は荷重変動装置の外観を示し、系統図に示した部品以外に調整弁バネ荷重の手動操作装置、モーターの回転方向を切換えるリレーなどが附加されている。なお、油圧ジャッキによる荷重はダイナモメータの目盛板に指示されると同時に、図1.1.2のロードセルにて検出され、自動記録ひずみ計により試験中の荷重変化が自記される。

この荷重重複装置は油圧式であるため、油圧の上昇および下降に若干の時間を要し、純粹な意味での2段重複荷重では方形波で荷重変化が行なわれるべきであるが、図1.1.4に示すように台形波状となる。

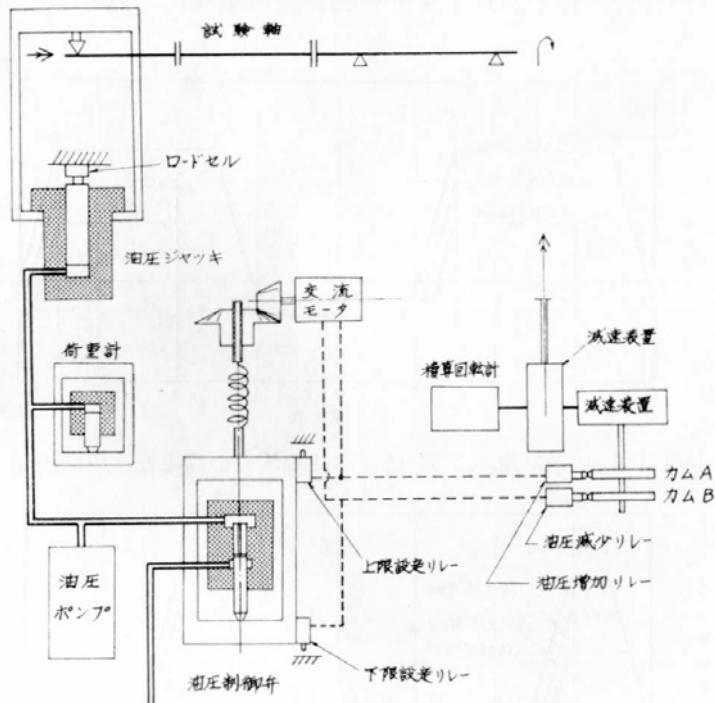


図1.1.2 荷重変動装置系統図

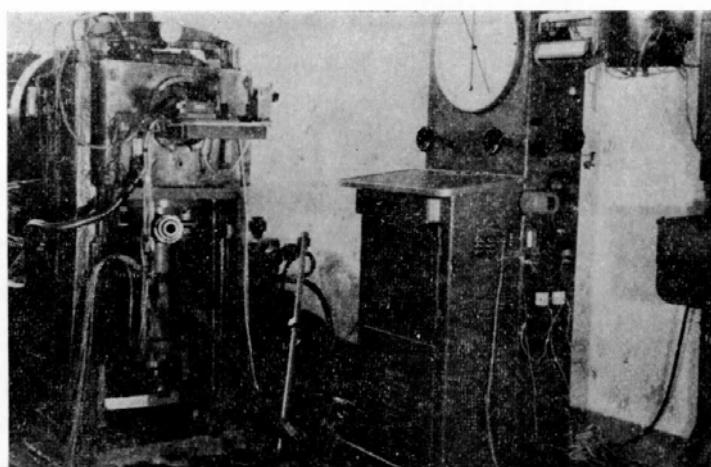


図1.1.3 荷重重複装置

図1.1.4(a)は高低の荷重の繰返し数比1:1の場合の荷重変化記録を示し、試験片の50,000回転を1サイクルとして高低の荷重が重複されている。図において、A点で荷重上昇リレーが作動して制御弁のバネが次第に引張られ、B点で上限荷重設定リレーが作動しモータは停止する。つぎに25,000回転にて荷重低下リレーが作動してバネを弛緩させD点で下限荷重設定リレーが作動する。このサイクルにおいて、AB間の荷重増加速度は、弁のバネ棒を引上げる速さによって決定され、1分間（試験片1,250回転）程度まで短縮できるが、CD間の荷重減少速度は油圧調整弁のリークによって定まり、バネ棒を緩める速度を大きくすると、調整弁に空気が入り、バネが振動して下限荷重が不安定になる。したがつてバネ棒の送り速度は荷重減少時の速度によって決定され、モータとバネ棒との間の減速比が定まるため荷重増加速度も減少時と同一にせざるを得ないことになる。また、この装置では、A点とC点は試験片の回転に連動して決定されるので上下限の応力値とは無関係であるがB点とD点は荷重の変化速度によって与えられるため、上限荷重が低いほどBC間およびDA間は長くなる。

図1.1.4(b)は高低の荷重の繰返し数比1:7の場合の荷重変化記録を示す。

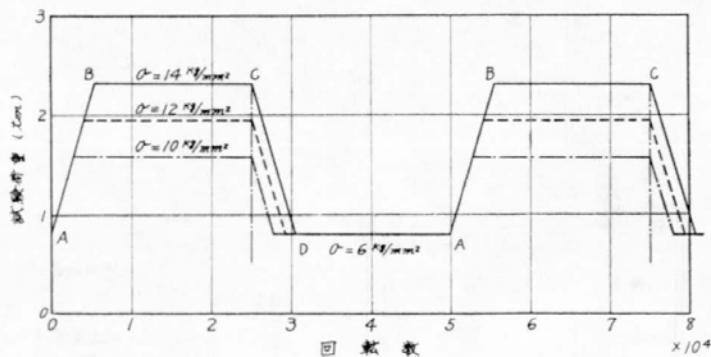


図1.1.4(a) 繰返し数比1:1の場合の荷重変化の様相

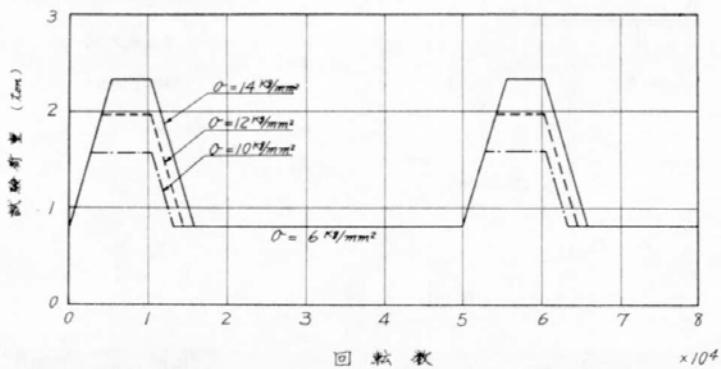


図1.1.4(b) 繰返し数比1:7の場合の荷重変化の様相

1.3 試験の結果

疲労試験は23本の試験片について行ない、うち8本は一定応力振幅で、15本は変動応力振幅で行なつた。

表1.1.2(a), (b)はそれぞれ一定応力振幅および変動応力振幅の試験結果を示す。

表1.1.2(a) 一定応力振幅試験結果

試験片番号	試験片直径mm	応力kg/mm ²	繰返数×10 ⁶	破断位置mm
A-1	140.0	12.0	3.7	10
A-2	138.3	10.0	4.6	6
A-3	140.0	9.0	21.0	破断せず
B-1	138.0	11.5	1.25	0
B-2	140.0	10.5	6.7	2
C-2	138.0	11.0	2.9	15
D-1	145.0	14.0	0.73	0
D-2	141.0	9.5	7.3	0

(i) S-N線図

多段重複疲労試験のS-N線図の表示方法は種々あるが、今回の試験では低応力が疲労限以下であるので、高応力での積算繰返し数についてS-N線図を表わした。

図1.1.5(a)は一定応力振幅の場合のS-N線図を示し、この場合、A1, B2などのように寿命が延びる側にばらつくものがあるが、ほぼ整ったS-N線図を示し、疲労限度は9 kg/mm² (2×10^7)である。

表1.1.2(b) 二段多重繰返し応力試験結果

試験片番号	試験片直徑 mm	高応力 σ_h kg/mm ²	低応力 σ_l kg/mm ²	累積繰返数				n_l n_h	n_{l-h} n_h	破断位置 mm
				総繰返数 $N \times 10^6$	$N_h \times 10^6$	$N_l \times 10^6$	$N_{l-h} \times 10^6$			
B-3	138.90	14.0	6.0	4.04	1.54	0.86	1.65	0.877*	2.60*	70
D-3	139.50	12.0	6.0	7.04	2.82	3.03	1.19	1.06	0.43	20
C-5	140.50	11.0	6.0	26.01	11.55	10.77	3.69	1.06*	0.34	破断せず
B-4	141.80	10.0	6.0	5.84	2.43	2.56	0.84	1.06	0.34	2
D-4	142.35	9.5	6.0	11.34	4.99	5.13	1.22	1.04	0.24	0
C-4	140.00	9.0	6.0	23.52	10.77	11.06	1.69	1.03	0.16	破断せず
B-5	142.80	10.0	6.0	20.85	2.38	14.25	2.70	6.00	1.35	0
C-6	141.00	14.0	6.0	3.97	0.56	3.06	0.32	5.47	0.56	0
D-5	143.35	12.0	6.0	5.58	0.52	4.05	1.00	7.79	1.92	0
B-6	141.00	11.0	6.0	4.22	1.16	2.33	0.73	6.56*	1.33*	0
C-3	141.00	9.5	6.0	45.62	4.84	34.22	6.57	7.13	1.37	0
C-7	143.95	14	4.0	9.60	1.13	7.36	1.11	6.49	0.983	4
B-7	141.35	12	4.0	16.5	2.21	13.2	1.52	5.77	0.686	7
D-6	143.65	10	4.0	71.3	9.70	56.2	5.42	5.79	0.558	4.5
B-8	144.25	10	5.0	115	15.83	98.7	0	7.0	0	破断せず

同表中の記号等は次のことを意味する。

σ_h : 高荷重における応力振幅

N_h : 高荷重における積算繰返し数

σ_l : 低荷重における応力振幅

N_l : 低荷重における積算繰返し数

N : 全繰返し数

N_{l-h} : 荷重が上限と下限の間を変化している間の積算繰返し数

n_h : 荷重1サイクル中の高荷重の繰返し数

n_l : 荷重1サイクル中の低荷重の繰返し数

n_{l-h} : 荷重1サイクル中の高低両荷重の荷重変化の間の繰返し数

破断位置 : フランジ端面を零とし、圧入側を正にとつて示した端面とき裂点の距離

* : 荷重変動機構の故障によって、高荷重のみの運転期間があるため、 n_l/n_h は N_l/N_h と一致しない。

図1.1.5(b)は低応力 σ_l が 6 kg/mm^2 で、繰返し数比 N_l/N_h が $1:1$ および $1:7$ の場合のS-N線図を示し、比較のため一定応力振幅のS-N線図をも示してある。

低応力 6 kg/mm^2 の場合の著しい特徴は繰返し数比によつて疲労寿命が相違することであり、繰返し数比 $1:1$ の場合には、 11 kg/mm^2 で一度疲労限 ($\Sigma N_h = 1.15 \times 10^7$) が現われるが、それ以下の応力でも破断し、 9 kg/mm^2 で再び疲労限 ($\Sigma N_h = 10^7$) が現われる。これに対し繰返し数比が $1:7$ の場合には整つたS-N線図となり、一定応力振幅の場合よりも疲労寿命は短かく、疲労限は 9 kg/mm^2 である。なお、高応力 10 kg/mm^2 , 9.5 kg/mm^2 においては繰返し数比 $1:1$ の疲労寿命と $1:7$ の疲労寿命とほぼ完全に一致している。

図1.1.5(c)は低応力 4 kg/mm^2 および 5 kg/mm^2 で繰返し数比 $1:7$ の試験結果を示し、比較のため1.1.5(a), (b)のS-N線図をも併示している。低応力 4 kg/mm^2 で繰返し数比 $1:7$ の場合には、破断寿命は一定応力振幅の場合よりも長くなつておる、破断位置はフランジ内部に入る傾向がある。また、低応力 4 kg/mm^2 の場合は寿命が長いため高応力 10 kg/mm^2 でも繰返し数は 7.13×10^7 となり、これ以下の高応力で試験を行なうと破断までに非常な長期間を要するため、止むを得ず 10 kg/mm^2 までの時間強度を求めたのみで、疲労限は確認していない。

図において、低応力 5 kg/mm^2 の試験は高応力 10 kg/mm^2 のもの一点だけであるが、この場合に

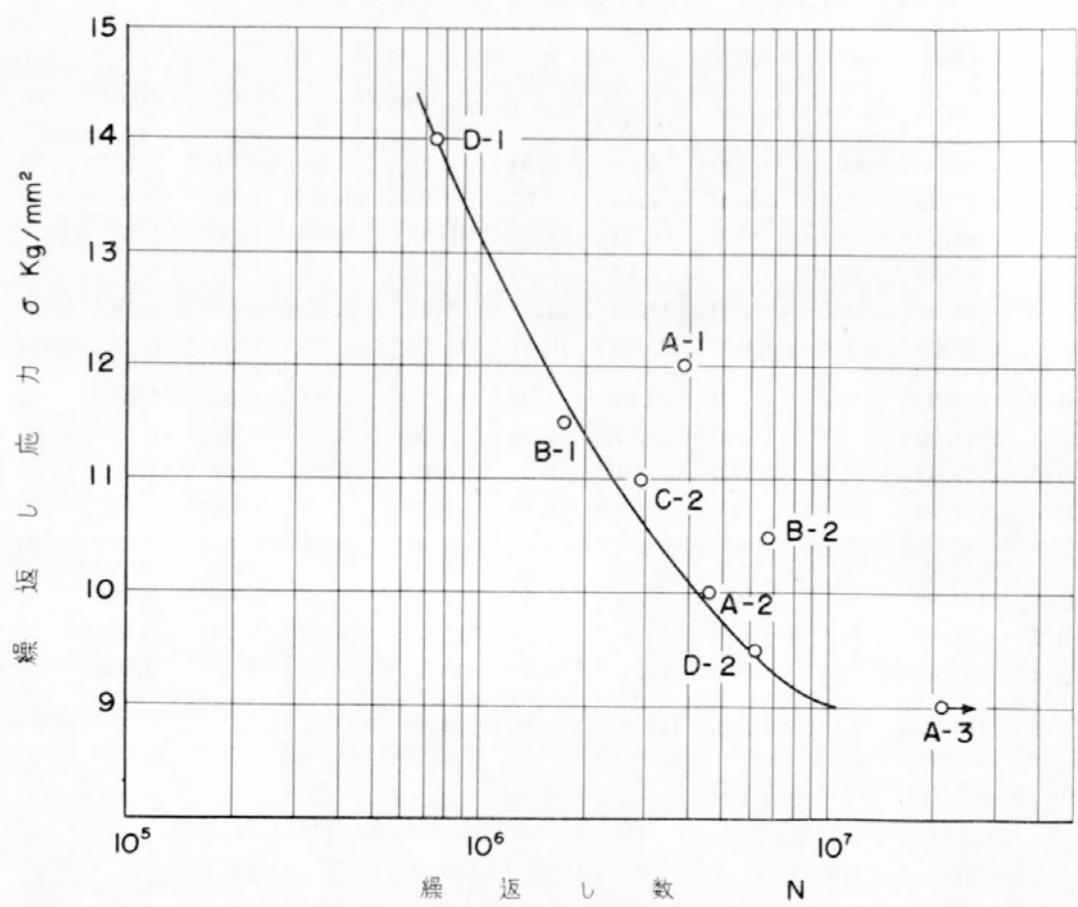


図 1.1.5(a) 一定応力振幅 S-N 線図

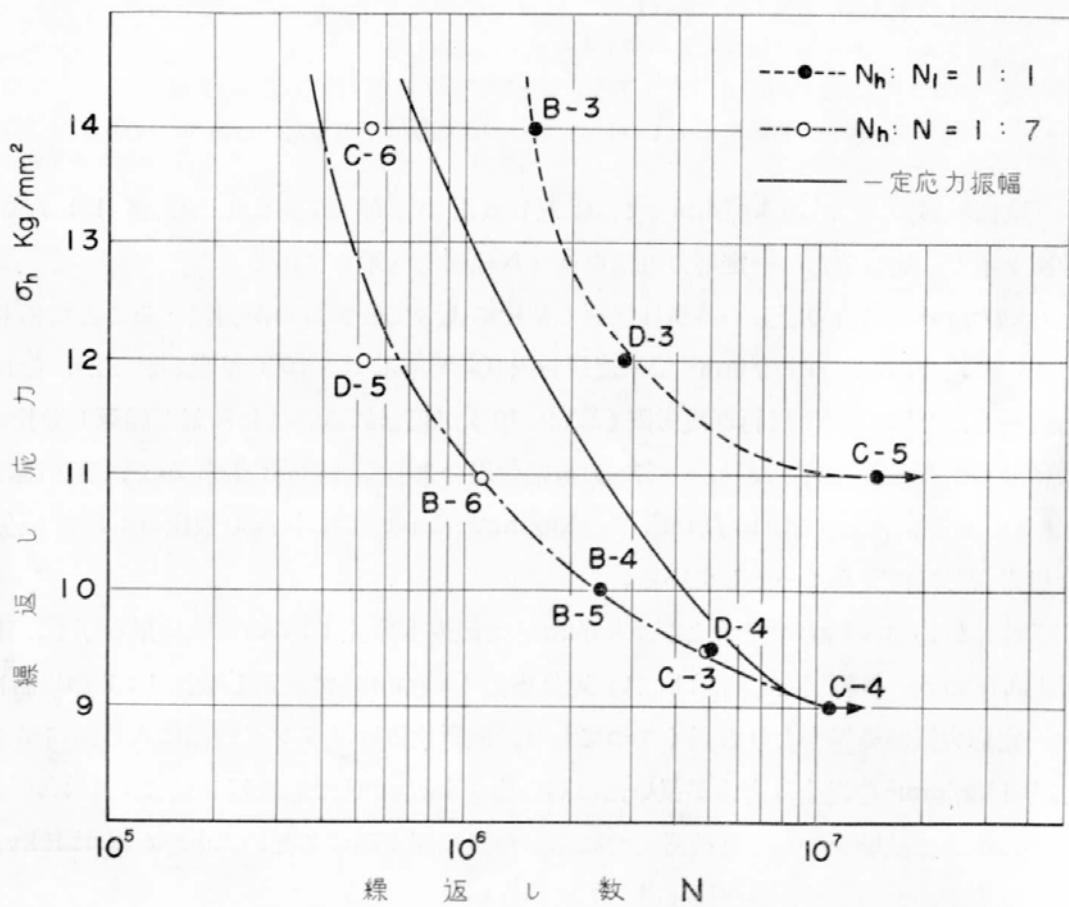


図 1.1.5(b) 低応力 6 kg/mm² における S-N 線図

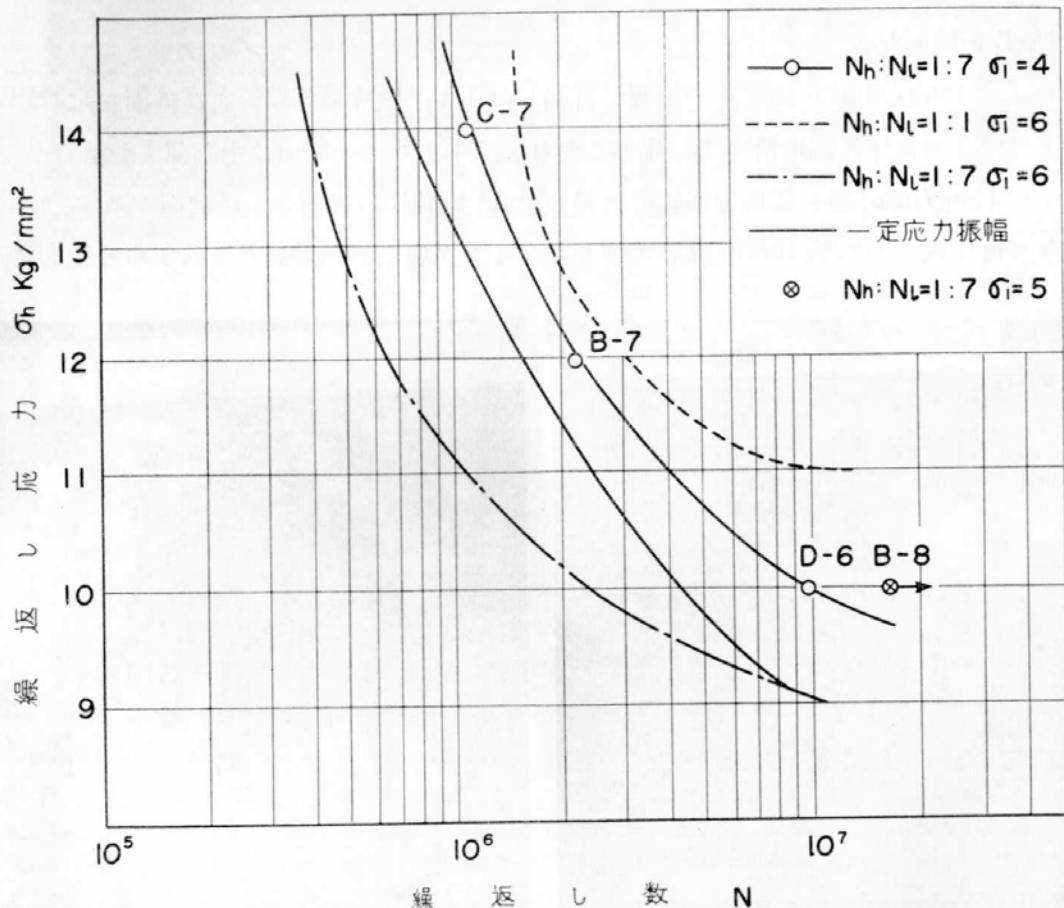


図 1.1.5(c) 低応力 4 kg/mm² における S-N 線図

は低応力 4 kg/mm² よりもさらに寿命が延び高応力の繰返し数 1.58×10^7 , 総繰返し数 1.15×10^8 においても破断しなかつた。なおこの試験は、油圧装置を改造し低応力から高応力および高応力から低応力の切り換えが瞬間的に行なわれるようにしており、表 1.1.2(b)において切り換え中の繰返し数 N_{l-h} は零になつてゐる。

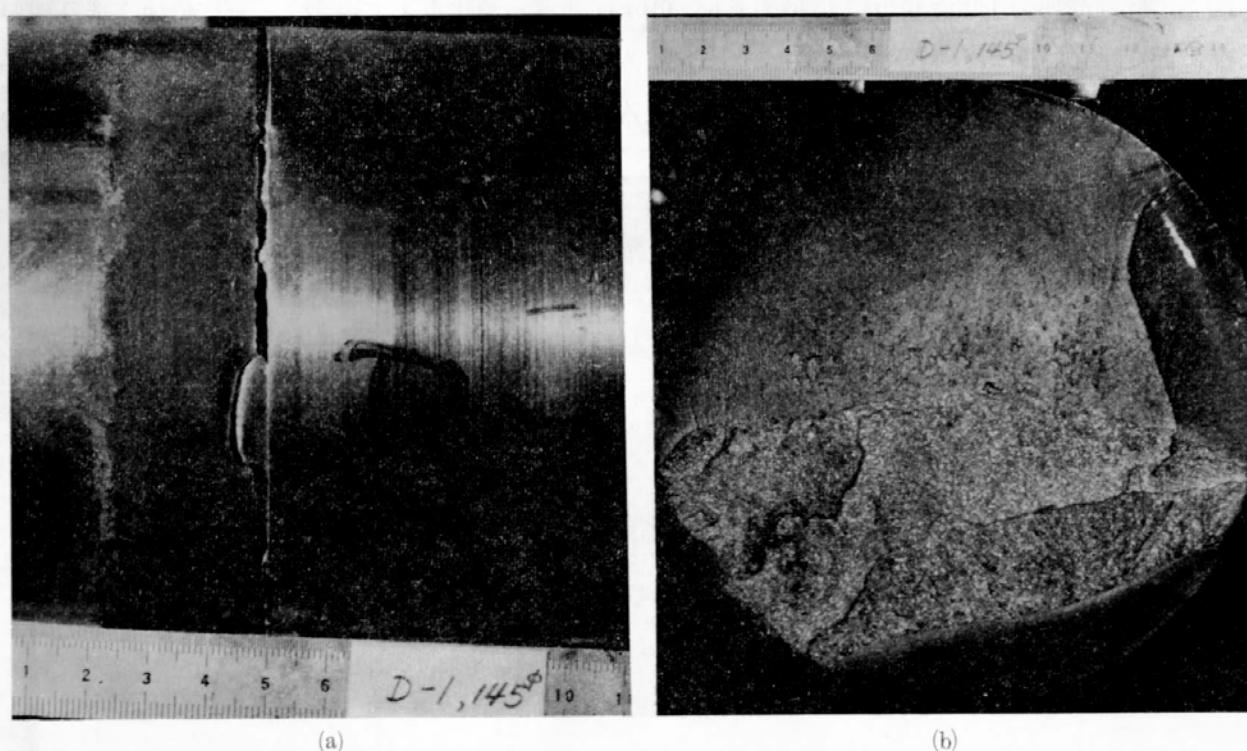


図 1.1.6 一定振幅 D1 試験片の破断状況および破面。

(ii) 試験片の破断状況

図 1.1.6 は、 14kg/mm^2 の一定応力振幅で折損した D1 試験片の外観および破面を示し、図 1.1.6 (a)に示すようにき裂は圧入端に沿つて発生しており、図 1.1.6 (b)の破面は中心部まで滑らかである。

図 1.1.7 は 12kg/mm^2 の一定応力振幅で折損した A1 試験片の表面および破面を示す。図 1.1.7 (a)においてき裂は圧入端から約 10mm 離れたフレツティング腐食の激しいところから発生している。

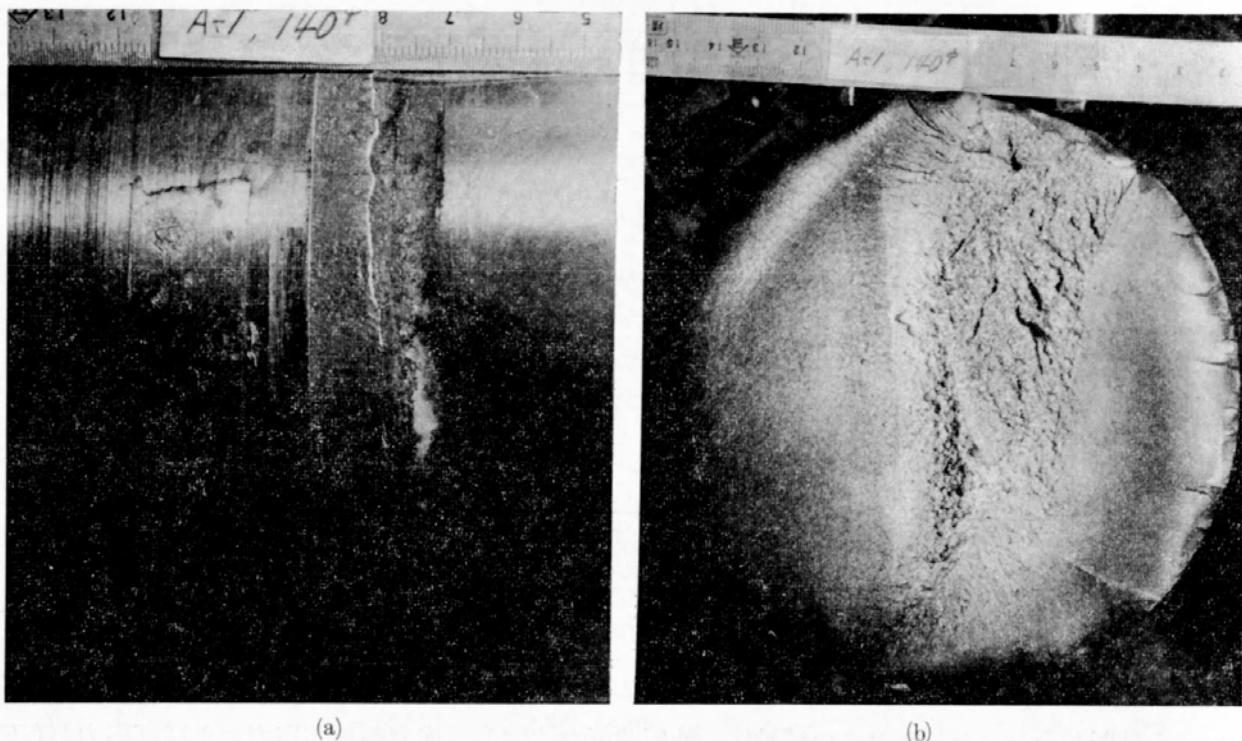
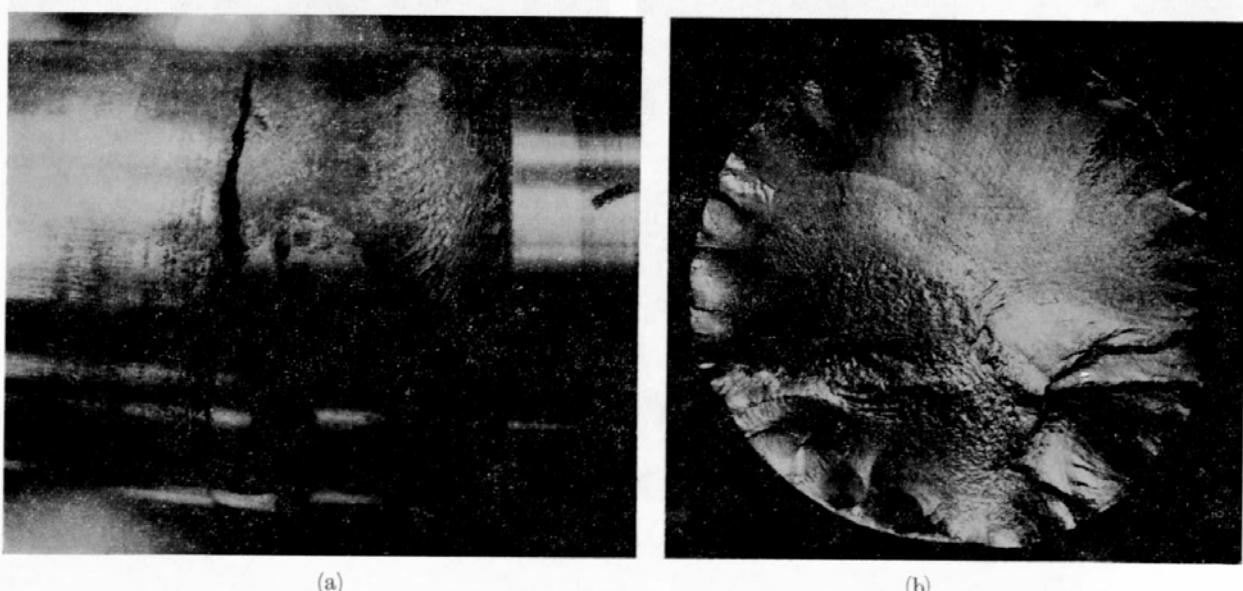


図 1.1.7 一定振幅 A1 試験片の破断状況および破面

図 1.1.7 (b)の破面は外縁に多くの条痕が見られ、典型的な圧入軸の破面である。

図 1.1.8 は高応力 14kg/mm^2 、低応力 6kg/mm^2 、繰返し数比 $1 : 1$ の B3 試験片の圧入部外観および破面を示す。図 1.1.8 (a)において、き裂は圧入端から約 70mm (下半分) および 100mm (上半分) 離れた圧入内部で折損しており、折損部と圧入端の間は激しいフレツティング腐食を受けてい



* 図 1.1.8 変動荷重 B3 試験片の破断状況および破面

る。図 1.1.8 (b)の破面は一定振幅の場合と異なり数十本の細かい貝殻模様が見られ、外周では肉眼で判別し難いほど細かくなっているが、約50本が認められる。これらの貝殻模様は、高応力でき裂が進行し、低応力で停止するために生じたものであり、貝殻模様の数は、フレツティング腐食による微小き裂が進行し始めてから、破断までの荷重重複のサイクル数を示している。したがつて、貝殻模様の数に、1荷重サイクル間の回転数を乗じたものが、き裂進行に費された繰返し数である。B3試験片についていえば、この試験片のみ1荷重サイクルは20,000回転であるため、約 10^6 の繰返し数がき裂進行過程で費されることになる。

図 1.1.9 は高応力 12kg/mm^2 、低応力 6kg/mm^2 、繰返し数比 $1:1$ の D3 試験片の破断状況および破面を示す。この試験片は、外面外周部の細かい貝殻模様が折損の際の破面のこすれあいで消滅しないよう、破断前に試験を中止し、折り曲げて破壊させたものであり、き裂は中心部まで進行していない。図 1.1.9 (a)圧入面外観においては、き裂は圧入端から約 10mm の距離に生じており、一定振幅

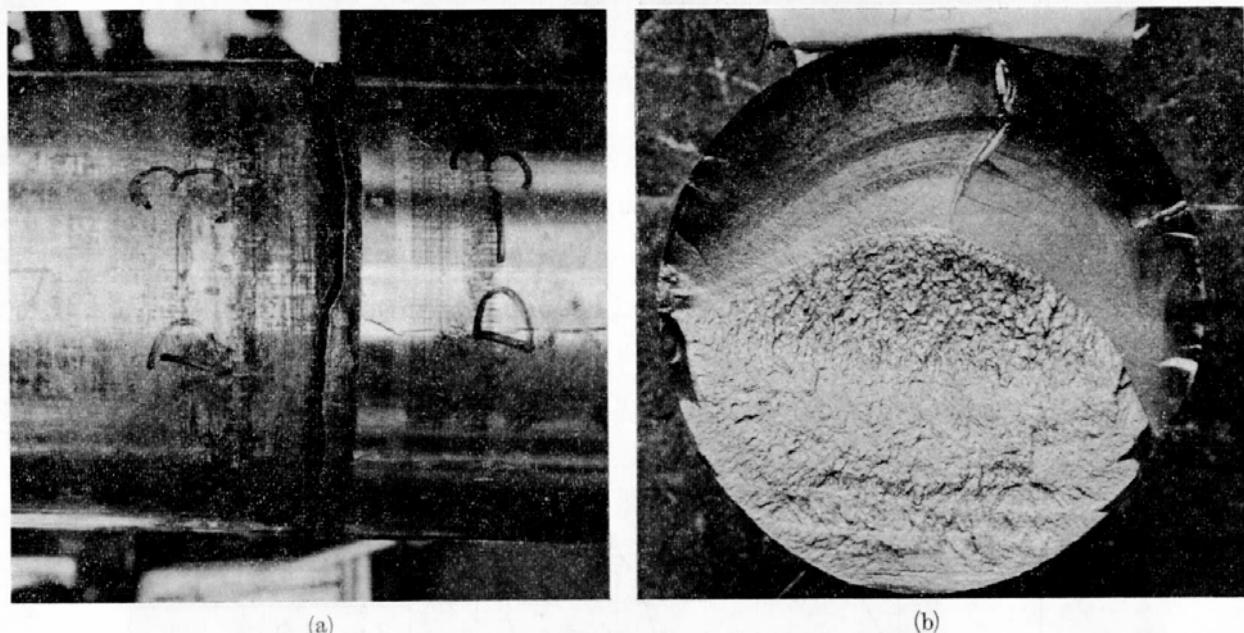


図 1.1.9 変動荷重 D3 試験片の破断状況および破面

の場合と同様な状況を示している。図 1.1.9 (b)の破面には、1荷重サイクル中の回転数が50,000回転であるため、やや間隔の広い貝殻模様約20本が認められるが、外周部から15mm附近までの間は識別困難である。

図 1.1.10 は、高応力 10kg/mm^2 、低応力 6kg/mm^2 、繰返し数比 $1:7$ の B5 試験片の破面を示し、中心部に顕著な貝殻模様が現われている。

図 1.1.11(a), (b) は高応力 12kg/mm^2 、低応力 4kg/mm^2 、繰返し数比 $1:7$ の B7 試験片の破面および破断状況を示したものである。

1.4 試験結果についての考察

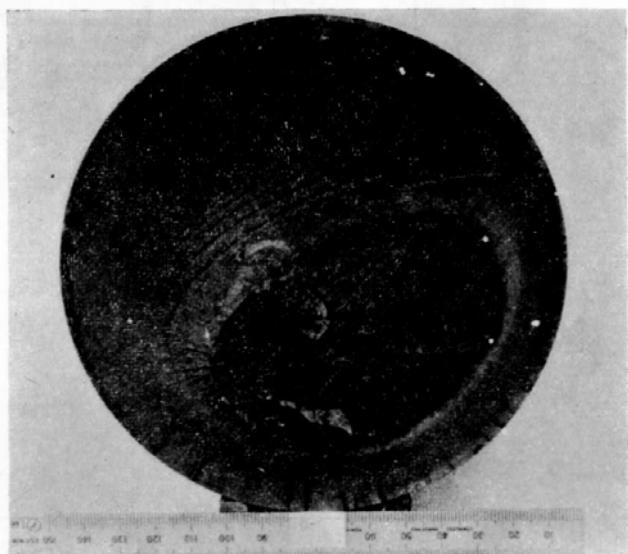
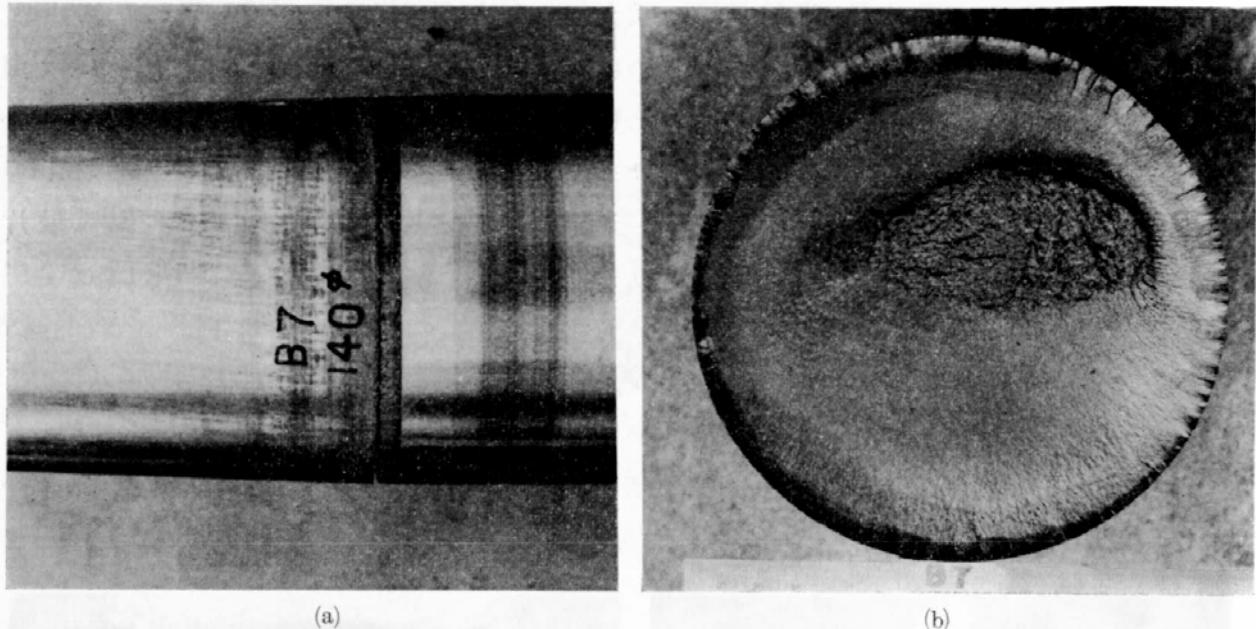


図 1.1.10 B5 試験片の破面



(a)

(b)

図 1.1.11 B7 試験片の破断状況および破面

二段多重複雑疲労試験の結果を判定するには、普通直線被害法則 (Miner の仮説)、すなわち一定応力振幅における破断までの繰返し数 N とある応力振幅における繰返し数 n とに関して、 $\Sigma(n/N)$ が 1 に等しいという説と比較する方法が用いられる。

今回の試験においては、高応力はすべて疲労限以上であるが低応力はすべて疲労限以下であり、直線被害法則では疲労限以下の繰返し応力の影響は考慮されていないため、この法則がもし今回の実験にもあてはめられるとすれば、高応力のみの積算繰返し数と、一定応力振幅の破断繰返し数とは一致する筈である。

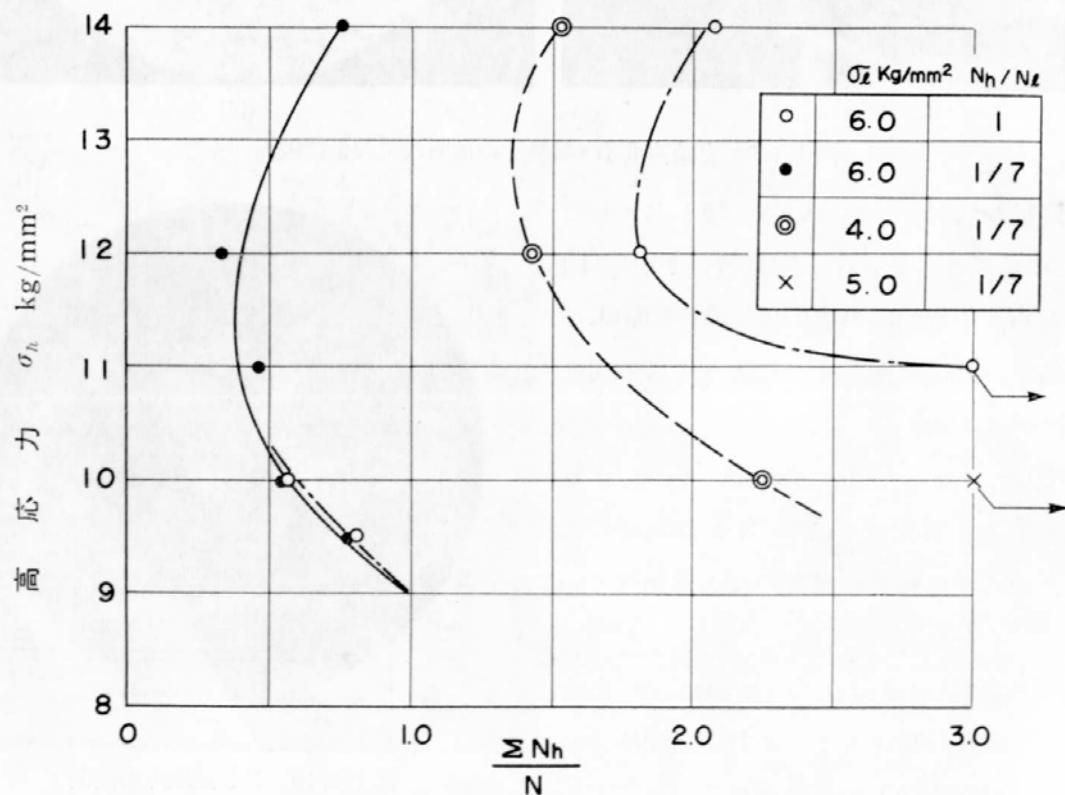


図 1.1.12 累積被害度曲線

図1.1.12は低応力の繰返しによる影響を表わすため、縦軸に高応力 σ_h を、横軸には高応力の破断までの積算繰返し数 ΣN_h と高応力に等しい応力が一定の応力振幅で繰返された場合の破断までの繰返し数 N との比 $(\frac{\Sigma N_h}{N})$ をとつたもので、累積被害度曲線と呼ばれるものである。なお、 N は図1.1.5(a)の一定応力のS-N線図に示した実線の平均的S-N線図から逆算したものであり、 ΣN_h は表1.1.2(b)から個々の試験値についての値をとつたものである。

図1.1.12から明かなように、圧入軸の2段多重重複曲げ疲労試験においては、低応力の影響が顕著に現われ、圧入部のき裂発生応力限度（直径140φmmの圧入軸で 2×10^7 において 5 kg/mm^2 と推定される）以上の 6 kg/mm^2 の応力が長時間作用し、高応力が短時間作用する場合には、疲労寿命（高応力の積算繰返し数）は一定荷重の40～80%となり、高応力が疲労限の1.2～1.3倍のときもつとも寿命が短くなる。

一方、低応力がき裂発生限度と等しいかまたは低いときは、疲労寿命は増加し、一定応力振幅の場合の1.5～2.0倍となり、とくに、き裂発生限度と等しくなる場合には3倍以上となる。

疲労寿命が短縮される原因としては、低応力の繰返しによって圧入端部の試験片表面に微小なフレツティング腐食疲れき裂が発生し、高応力によってその進展力が速やかになるためと考えられ、き裂発生限度以下の低応力では寿命が延びていることからも逆に裏付けられる。

疲労寿命が増加する理由としては、圧入端部のフランジと試験片との接触圧力が低応力におけるフレツティング摩耗によつて減少し、高応力において微小な疲労き裂の発生に適した接触圧力と相対すべりを有する部分が、繰返し数が増すにつれて順次内部へ移り、微小き裂が発生し難くなるか、あるいは発生しても進展し難くなるためと想像される。すなわち、低応力がき裂発生限度以下の場合の疲労寿命の延長と、このような条件における破断位置がフランジ端面から4～7mm内部になつてることから裏付けられる。

しかしながら、低応力が 6 kg/mm^2 でき裂発生限度を超えているにもかかわらず、繰返し数比1:1の場合に疲労寿命が延びていることは、上に述べた低応力 4 kg/mm^2 および 5 kg/mm^2 の場合と原因を若干異にしているものと考えられる。すなわち、低応力が 6 kg/mm^2 の場合で、繰返し数比が1:7の場合には疲労寿命はすべて短縮されており、また繰返し数比が1:1の場合でも高応力が 10 kg/mm^2 以下ではやはり同様に疲労寿命は短縮されている。このように、同じ低応力であつても繰返し数比によつて疲労寿命が変化することは、圧入端部附近のフレツティング摩耗による接触圧力の変化と発生した微小き裂の進展速度に関連して起る現象と推定される。すなわち、フレツティング摩耗によつて接触点は次第にフランジの内部へと移り、それぞれの接触点で微小き裂が発生するため、試験片の表面は微小なき裂に蔽われた状態となり、微小き裂相互の干渉によつてき裂進展速度が遅くなることが考えられる。また一方では、圧入端部での接触圧力が大きくフランジと試験片の相対的なすべりが大きいと、微小き裂が発生する以前にフレツティング摩耗が生じ、接触点は速やかに内部へ移行する場合も考えられ、一定応力試験片A1や、多重重複応力試験片B3（高応力 14 kg/mm^2 、低応力 6 kg/mm^2 ）などにはこのような現象が起つたようである。

なお、試験片とフランジの当りも疲労寿命に若干の影響を及ぼすようであり、一定応力C2試験片のように寿命が長いものは試験終了後のフレツティング発生状況から見て、圧入端部の当りが若干弱かつたことが認められ、一般に圧入端部の当りの弱いものはS-N線図のばらつきの範囲で疲労寿命は延びるようである。

140 ϕ mm の圧入軸について行なつた 2 段多重重複試験の結果から、船舶のプロペラ軸の圧入部端の実動荷重下における曲げ疲労強度を推定するとつぎのようになる。

- (i) き裂発生限度 (500 ϕ mm の圧入部で 3 kg/mm^2 程度) 以下の応力振幅は、疲労寿命に有害な影響を及ぼさない。
- (ii) き裂発生限度以上の応力は、疲労限 (500 ϕ mm の圧入部で 7 kg/mm^2 程度) 以上の応力振幅の繰返し数を積算した疲労寿命を短縮させ、とくに疲労限の 1.2~1.3 倍の応力が作用したときに疲労寿命は著しく減少する。
- (iii) き裂発生限度以上の応力は疲労限そのものには影響を及ぼさない。

したがつて、プロペラ軸の圧入部における微小き裂の発生を防止するには、この部分の応力振幅を 3 kg/mm^2 以下におさえることが必要であり、この部分からの疲労破壊を完全に防止するにはレーシング時に生ずる最大応力振幅を 7 kg/mm^2 以下に制限すべきである。

なお、一般の船舶では上に述べた条件を完全に満足することは困難であるが、少なくとも軽吃水の平水航行時の応力振幅は 3 kg/mm^2 以下に設計すべきである。一方、中程度のレーシングで $3 \sim 5 \text{ kg/mm}^2$ の応力振幅が作用し、さらに激しいレーシングの際に 7 kg/mm^2 を超える応力振幅が作用する可能性のある船舶については、レーシングの頻度とそれぞれのレーシングにおける回転数の最高値を記録することによつて、き裂の発生の有無を推定できると考えられる。さらに、このような記録に基づいて、プロペラ軸のコンパート部の検査の時期を検討するなどの合理化も考えられる。

第 2 章 高周波焼入れ軸のねじり疲労試験

2. 1 試験の目的

船用プロペラ軸のき裂の発生または折損事故を防止するためには、現用の軸材自体の疲労強度を向上させることが有効な手段として考えられる。これに対して軸材の表面ロール、表面焼入れ、窒化等の表面処理が疲労の初期き裂発生を抑制して、比較的容易に疲労強度を増加させる効果のあることが知られている。そこで一連のプロペラ軸強度研究の一環として、高周波焼入れ表面処理を施工したものと船用軸として実用化する場合の強度上の基礎資料を得る目的で、この $50\phi\text{ mm}$ 大形軸のねじり疲労試験を実施した。特に船用軸において問題視される海水腐食疲労強度に主眼を置くとともに、焼入れ深度の影響、き裂材、部分焼入れ等の強度を比較検討した。なお本試験に供した材料は結果的に一種の欠陥材と判断されるので、得られた諸強度は一般材料の下限をしめすものと考えられる。

2. 2 試験の方法

2. 2. 1 供試材および試験片

供試材としては船用軸として一般に使用されるものに相応させるため、S 25 C 鍛鋼材を用いた。これは第1章で使用された材料と同一チャージである。素材は 200 mm 角ビレットより 65 mm 径丸棒に鍛造後、焼鈍を行なった。素材の化学成分および機械的性質を表 1.2.1 と表 1.2.2 にしめす。

表 1.2.1 供試材の化学成分 %

材 料	C	Si	Mn	P	S
S 25 C	0.22	0.25	0.48	0.018	0.012

表 1.2.2 供試材の機械的性質

降伏点 kg/mm ²	引張強さ kg/mm ²	伸び %	絞り %	硬度 H _B
34.4	49.7	37.4	64.9	137

また試験片断面の顕微鏡写真を図 1.2.1 にしめしたが、これで明らかなように本試験材の一部の鍛造組織は軸直角断面に対して平行に流れており、軸材の組織としては特異な様相を呈している。これ

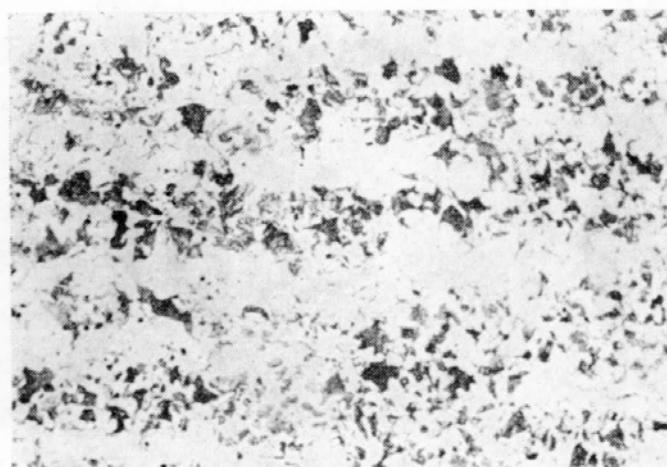


図 1.2.1 断面組織

が強度的に悪影響を及ぼしたと考えられ、後述のように、この種の一般材料と比較して空気中のねじり疲労強度は若干低い値をしめしている。

試験片の形状は図 1.2.2 のとおりであり、試験部外径 50 mm, 同平行部長さ 100 mm である。試験部表面はヘールバイト仕上げ後エメリペーパーの研磨を行なった。高周波焼入れはその後に行なった。

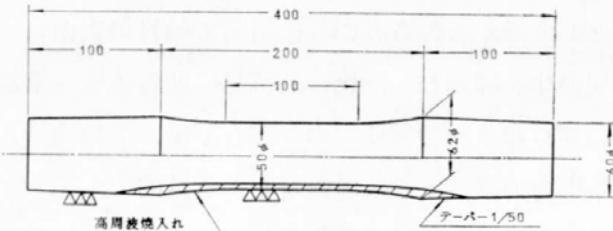


図 1.2.2 試験片の形状寸法

高周波焼入れ施工条件は表1.2.3のとおりである。表中のA, Bは焼入れ硬化深度をそれぞれ 2mm と 5 mm を目標としたものである。

表 1.2.3 高周波焼入れ施工条件

条件	電 力 kW	移動速度 mm/sec	表面温度 °C	冷 却	熱影響深度 mm
A	85	7	1000	噴流 水	4
B	90	5	1000	〃	9
C	65	8.5	950~960	〃	3.3

C は部分焼入れと、き裂材の焼入れに対して行なったもので硬化深度 2 mm を目標にしたが A と若干異なっている。いずれも移動加熱の噴流水冷却焼入れであり焼もどしは行なっていない。軸断面のマクロ組織検査による熱影響部深度は各施工条件により明らかな相違を見せている。各焼入れ条件の軸のマクロ組織を図 1.2.3 にまたその硬度分布を図 1.2.4 にしめす。非焼入れ部の硬度の 180 H_V に対して硬化した軸表面は $500 \sim 550 \text{ H}_\text{V}$ をしめしているが、炭素含有量 0.22% の平炭素鋼においてもこの程度の硬度が得られることは興味深い。硬度測定はピッカース微小硬度計 (500 g) を使用した。

Sacks 法による残留応力の測定の結果を、図 1.2.5 にしめす。 σ_t , σ_l は A 条件で約 60 kg/mm^2 , B 条件で約 80 kg/mm^2 , いずれも圧縮方向応力になることが確認された。

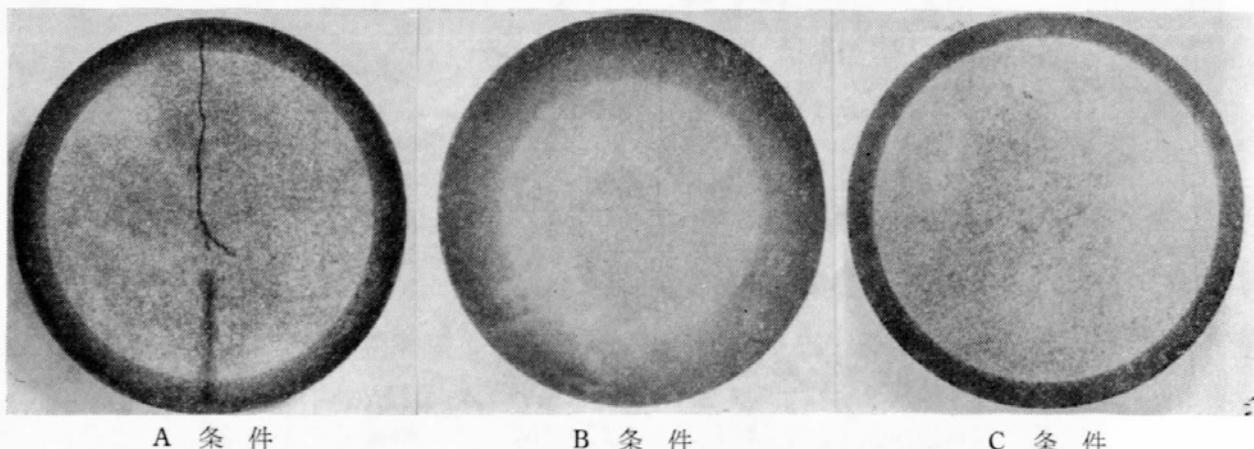


図 1.2.3 高周波焼入れ軸の断面マクロ組織

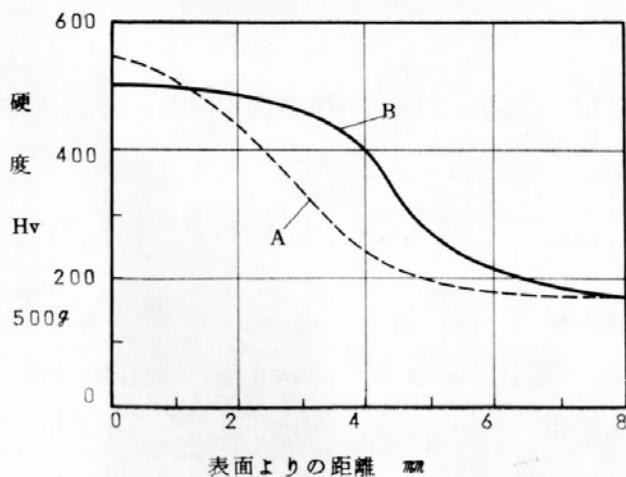


図 1.2.4 軸断面の硬度分布

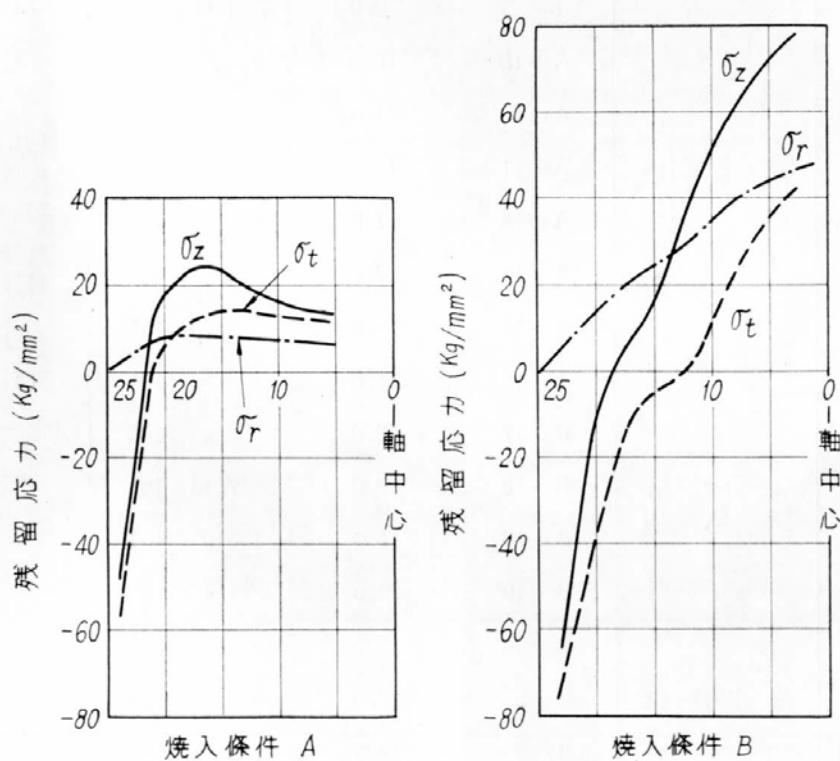


図 1.2.5 残留応力の分布

2. 2. 2 試験の要領

限られた数の試験片で高周波焼入れに関する各種の影響を調べるために、比較的少数の試験片でS-N曲線を求めて、ねじり疲労強度を推定した。試験項目は次の通りである。

- (1) 非焼入れ軸の空気中および海水腐食疲労試験
- (2) 焼入れ深度を異にするA, B焼入れ軸の空気中および海水腐食疲労試験
- (3) き裂材（予め腐食疲労によりき裂を発生させたもの）に対する高周波焼入れの影響
- (4) 部分焼入境界部の疲労強度に及ぼす影響

試験機は大形ねじり疲労試験機トルセーターであり、毎分約2,000回の繰返し速度で試験を行なった。腐食疲労試験用の腐食液は人工海水であり、200lタンクから毎分約1lの割合で、試験片上から連続滴下させ、ポンプで循環させた。

2.3 試験の結果

試験結果の一覧を表 1.2.4 にしめす。また S-N 線図を図 1.2.6 にしめす。以下、各系列の試験成績について述べる。

表 1.2.4 試験結果の一覧

焼入れ条件	試験条件	試験片 No.	応力 kg/mm ²	破断繰返し数 N	疲労限 kg/mm ²
A	空 気 中	0—1	14.0	1.27×10^6	11.5
		0—2	13.0	3.79×10^6	
		0—3	12.2	4.45×10^6	
	海 水 腐 食	0—4	10.8	7.92×10^6	8.0 (4×10^7)
		0—5	9.0	1.96×10^7	
	空 気 中		A—10	16.0	1×10^7 N. F.
	A—10'	21.8	4.85×10^5	16.0	
	A—11	19.0	2.79×10^6		
	A—12	17.8	3.6×10^6		
	A—13	17.0	1.8×10^6		
	海 水 腐 食	A—14	15.0	3.79×10^7	15.0 (4×10^7)
		A—15	16.0	5.55×10^6	
B	空 気 中	B—17	18.0	6.25×10^5	16.5
		B—18	17.0	7.16×10^6	
		B—19	16.0	1×10^7 N. F.	
		B—19'	20.0	1.4×10^6	
	海 水 腐 食	B—20	16.0	4×10^7 N. F.	17.0 (4×10^7)
		B—21	17.0	4×10^7 N. F.	
		B—23	18.5	8.28×10^6	
C	腐食→焼入れ →腐食	C—6	10.8 10.8	4×10^6 4×10^6	16.0～17.0
		C—7	16.0 18.0	4×10^7 7.2×10^6	
C (部分)	空 気 中	C—8	13.0	6.3×10^6	11.5
		C—9	14.0	4.15×10^5	

2.3.1 非焼入れ材の空気中および海水腐食疲労試験

この種の材料に関しては多くの試験経験を持っているので、それらと比較検討する意味で少数試験片で試験を行なった。空気中試験は 3 例で、必ずしも曲線に乗らないが、 10^7 回のねじり疲労限度は 11.5 kg/mm^2 と推定される。この値は本供試材の化学的又は機械的性質から判断して幾分低目の値である。この理由は 2.2.1 で述べたように本材料の特異性が影響したものと思われ、欠陥材と判断

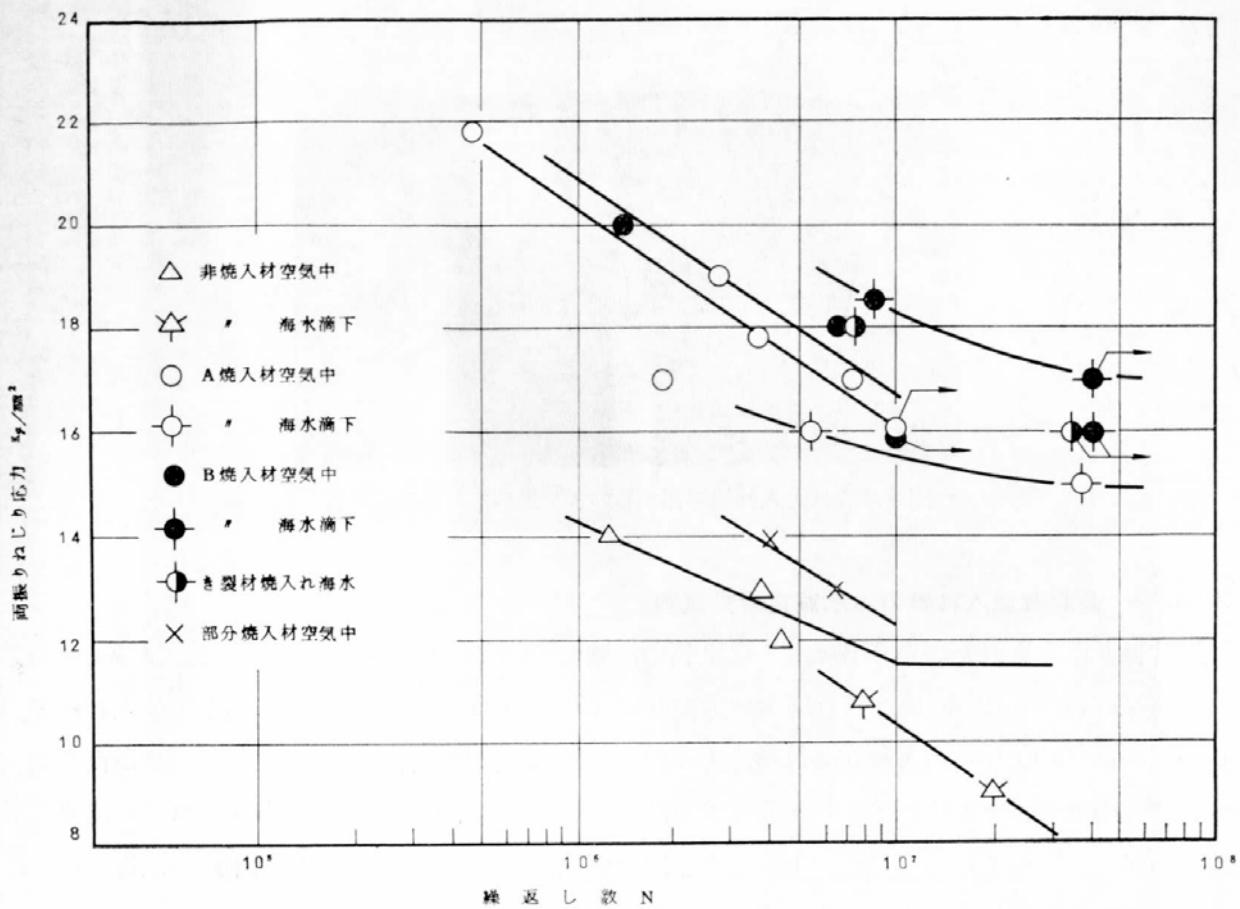


図 1.2.6 S-N 線図

される。破断き裂は軸線に対して $30^{\circ} \sim 40^{\circ}$ の角度を持った斜き裂をしめす。すなわち破断き裂は主として引張応力の作用で進展したことを意味する。

次に海水滴下による腐食疲労試験では 2 例のみであるが、その傾向から 4×10^7 回の疲労強度は約 8 kg/mm^2 と推定される。この値も同種材料の一般の強度に対して若干低い。試験片表面には腐食疲労特有のクロスマーク状き裂が多数認められる。

2. 3. 2 高周波焼入れ軸の空気中疲労試験

焼入れ条件を変えて硬化深度を異にした 2 系列の空気中疲労試験を実施した。S-N 線図上の各破断点はいずれもばらつきをしめすが、それらの傾向から 10^7 回の疲労限度を推定すると、焼入れ深度の浅い A で 16 kg/mm^2 、これに対して焼入れ深度の深い B で 16.5 kg/mm^2 となる。したがって両系列の焼入れ深度には明瞭な差があるが、ねじり疲労限度にはほとんど差が認められない。しかし高周波焼入れにより、そのねじり疲労限度は約 40% 増加したことになる。

試験中の試験片の発熱はほとんど認められない。すなわち表面硬化層の降伏点の上昇により、表面部の一サイクル毎の塑性変形が僅少であることをしめしている。

斜方向大き裂で破断した例は一部であり、大部分は軸の方向に沿った縦方向大き裂という特異な破壊をしめした。斜方向の破断面の観察から、破断き裂の最初の出発点は表面の焼入れ硬化部と非焼入れ部の境界付近にあることが確認される。その状況を図 1.2.7 にしめす。

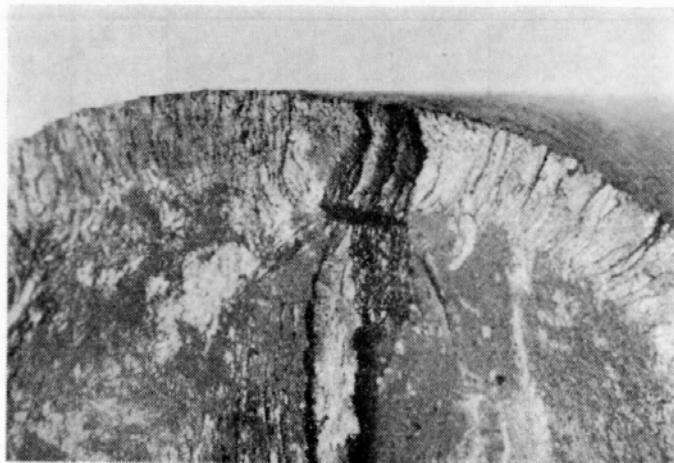
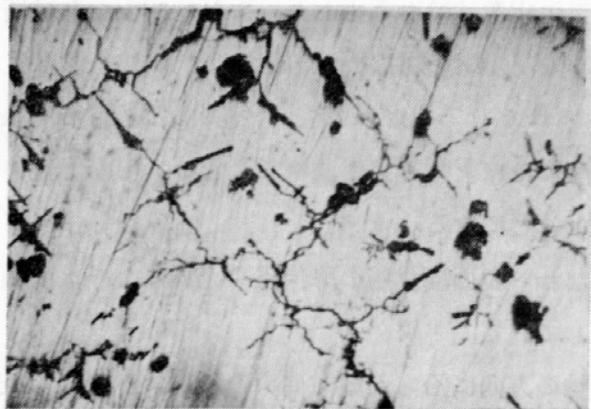
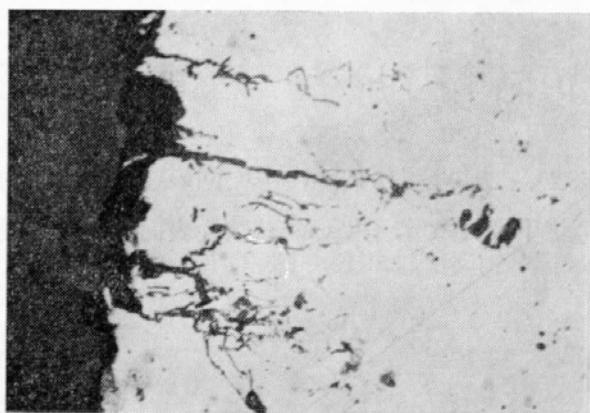


図 1.2.7 焼入れ境界部からのき裂進展をしめす破断面

2. 3. 3 高周波焼入れ軸の海水腐食疲労試験

試験片数が限定されたので A B 系列の各 2 例の試験でその腐食疲労強度を推定した。試験結果の傾向から A 系列の 4×10^7 回のねじり腐食疲労強度は 15 kg/mm^2 となる。これに対して焼入れ深度の深い B 系列は 17 kg/mm^2 と推定される。したがって焼入れ深度の深い方が腐食疲労強度が高くなる。これを空气中疲労強度と比較すると、A 系列は約 6 % の強度低下をしめすが、B 系列は逆に腐食疲労強度の方が 3 % 程高くなっている。しかし 4×10^7 回の海水腐食疲労強度が空气中疲労限度とほとんど一致しており、高周波焼入れが腐食疲労に対して卓効のあることをしめしている。

試験後の試験片表面には腐食ねじり疲労の特徴であるクロスマークが多数発生しているが、同一条



(a) 非焼入れ材



(b) 高周波焼入れ材

図 1.2.8 腐食疲労き裂

件で生ずる焼入れのない軸のクロスマークよりも遙かに微細である。このき裂の断面形状は腐食疲労特有の分岐をしめしているが、表面よりの深さは最大で約0.4mm程度であり、硬化層内に留っている。これは軸表面に存在する圧縮方向残留応力が腐食疲労き裂の進展を抑制するためと考えられる。しかし 60 kg/mm^2 以上の圧縮残留応力の存在する場でこれより遙かに低い応力振幅を受けてクロスマークの発生することは、疲労き裂の発生が絶対応力よりも応力振幅に依存することをしめすに他ならない。

軸表面と断面き裂の状況を図1.2.8にしめす。

2.3.4 き裂材に高周波焼入れを行なった場合の腐食疲労試験

非焼入れ材に海水腐食疲労試験の要領で 10.8 kg/mm^2 , 4×10^6 回の繰返し荷重を与えて、軸表面に $0.2\sim0.3\text{ mm}$ のクロスマークを発生させた。この繰返し数は寿命の $\frac{1}{2}$ に相当する。すでに表面き裂を持ったこの軸に高周波焼入れ(C条件)を施工して、最初のき裂が腐食疲労強度に及ぼす影響を調べた。C焼入れ条件はAに相応するものであるが、腐食疲労試験の結果はA系列よりもむしろ高い強度をしめした。したがって高周波焼入れ以前に軸にあった微小き裂は疲労被害を与えないことがわかる。

2.3.5 部分焼入れ軸の疲労試験

軸の一部に高周波焼入れを施行した場合、非焼入れ部との境界が疲労強度に悪影響を与えるか否かを検討するため、部分焼入れ軸の境界部に注目した空気中疲労試験を実施した。この結果境界部はナマ材よりも若干高い疲労強度を持つことが確認された。したがって軸の一部に高周波焼入れを施工しても境界部残留応力分布等によって軸自体の強度が低下することはない。

2.4 試験結果についての考察

高周波焼入れ軸の空気中ねじり疲労強度が $16\sim16.5\text{ kg/mm}^2$ となったが、この値は従来発表されている高周波焼入れ軸の回転曲げ等の資料から推定しても可成り低い値であり、材料の欠陥が影響しているものと考えられる。高周波焼入れ軸の破壊の発生点は、硬化層と非硬化部の境界付近であることが確認されている。そこで2.3.4のように欠陥が表面に限られて、焼入れ硬化層に完全に含まれる場合は実質的な疲労被害を与えぬが、軸全体に欠陥が分布する場合は表面硬化層があっても境界付近の欠陥が強度に影響を及ぼすので、それ相応の疲労強度しか得られない。この意味で健全材の高周波焼入れの疲労強度はさらに高くなることが期待される。

A系列とB系列で断面の熱影響部深度には明らかな差がありながら、疲労強度は実質的にほとんど等しい結果になっている。これは断面の硬度分布で明らかなように、疲労破壊の出発点と考えられる硬化部と母材の境界付近の硬度分布が大差ないための結果と考えられる。したがって高周波焼入れ軸の強度を単に熱影響部深度のみで判定することは危険である。

高周波焼入れの表面処理が耐腐食疲労性を向上させることが十分予想されたが、大形疲労試験の結果 4×10^7 回では空気中疲労強度と大差のない結果が得られており、耐海水腐食疲労性の極めて優れていることが確認された。これは高周波焼入れにより鋼材の耐食性が若干向上するとともに、表面層

に疲労き裂が発生しても、表面硬化と残留応力の影響でき裂の進展が抑制されるためである。

腐食疲労におけるA系列は空気中強度よりも若干低下しており、腐食が被害を及ぼしたことは明らかであるが、B系列では逆に空気中疲労強度よりも僅かに高い結果が得られた。この理由は空気中強度よりも高いので、この場合の疲労破壊の出発点が焼入れ境界部にあることは明らかであるが、表面に群生した微小な腐食疲労き裂が断面の残留応力分布に影響を与えて、境界部の破壊発生条件を多少変えたためであろう。ただし腐食疲労き裂が被害になる場合と、実質の疲労強度増加になる場合が、如何なる焼入れ条件において生ずるかは、多くの試験に依らねば明らかではない。

以上の諸結果から S25C 軸材に対する高周波焼入れの処理は、軸材自体の疲労強度が増加するとともに、特に海水に対する耐腐食疲労性が顕著に向上了し、かつ部分焼入れ境界部も問題がないことが確認された。したがって現用の船用軸材に高周波焼入れを施工することは軸の損傷防止に対して極めて有効な手段であることが判った。

第3章 軸材の強度改善のための高周波焼入れ効果の確認試験

3.1 試験の目的

プロペラ軸の曲げ疲労強度は第1章で示したように極めて低く、 $8\sim10\text{ kg/mm}^2$ 程度であり、疲労強度の低下は圧入部のフレッティング腐食またはプロペラボス圧入部端に侵入した海水による腐食などのような腐食疲労によるものと考えられる。また一方、ねじり疲労強度もプロペラ軸身が海水に触れる場合には $6\sim8\text{ kg/mm}^2$ に低下するようである。

したがって、プロペラ軸の疲労強度を増加させるには、フレッティング腐食を含めた腐食疲労強度を増すことがもっとも有効である。

一般に、軸材の疲労強度を増すためには、炭素含有量が多く引張強さの高い材料を用いるが、腐食疲労強度は引張強さにはほとんど無関係であり、かえって韌性を感じて衝撃的応力により脆性破壊を生ずる危険もあるので、プロペラ軸には比較的炭素含有量の少ない軟鋼材が使用されている。

材料の韌性を損なうことなく、疲労強度を増す方法には、滲炭、窯化、高周波などによる表面焼入、およびショットピーニング、表面ロールなどの表面加工などがあり、前者は表面に焼入による強化層を作るとともに圧縮応力を残留させ、後者は表面の塑性加工により圧縮応力を残留させ、いずれも曲げおよびねじり疲労のき裂起点となる表面層の疲労強度を増加させる。とくに腐食疲労のように表面の微小な腐食孔からき裂が進展する疲労現象に対しては、これらの方法はとくに有効であり、自動車部品および鉄道車輌部品などには広く用いられている。

上に述べた表面強化法のうち、滲炭、窯化およびショットピーニングは、量産小物部品に用いられ、プロペラ軸のような大形なものには不適当である。

したがって、プロペラ軸に対する表面処理方法としては、高周波焼入と表面ロール加工を考えられ、後者はすでに少数の例ではあるが実用されている。

高周波焼入とロール加工を比較すると、前者は疲労強度の増加に対しては著しく有効であるが、焼入装置が複雑であり、また直径 500 mm を超える軸についてはほとんど実績がなく、一方後者は疲労強度の増加はやや少ないが比較的簡単な装置で加工でき、すでに疲労試験も実施されている。

プロペラ軸の疲労破壊を完全に防止する方法としては、疲労強度が著しく増加する高周波焼入が有利であり、かつ炭素含有量の少ない軟鋼の大形軸に高周波焼入を行なった場合にどのような焼入効果が得られるかということも極めて興味ある問題であるため、今回の研究対象としては高周波焼入を取り上げることにした。

大形材に対する高周波焼入は圧延用の鋳鋼ロールに実施されており、これについては多くの実績が得られている。今回の試験に際しては鋳鋼ロールに対する焼入装置を利用し、直径が 300 mm および 500 mm の軸について、炭素含有量を 0.2% から 0.3% までの間を3種類に変えて焼入を行ない、以下に述べるような方法で焼入効果を検討した。

焼入用試験片の調製、高周波焼入は神戸製鋼、三菱製鋼および日本製鋼の3社にそれぞれ2本づつを依頼し、焼入後の諸試験は研究部会で分担して実施した。

3. 2 試験の方法

3. 2. 1 試験材の溶製および化学成分

試験材の溶製方法および化学成分を表 1.3.1 に示す。

表 1.3.1 試験材の溶製および化学成分 (%)

材料記号	溶解炉	造塊条件	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo	Cu
A	15t 塩基性電気炉	大気鋳込	0.20	0.30	0.65	0.013	0.016	0.12	0.22	0.10	0.20
B	6t "	"	0.22	0.28	0.47	0.019	0.015	0.13	0.28	0.02	0.19
C	15t "	真空鋳込	0.27	0.28	0.60	0.020	0.011	0.07	0.09	—	0.16

3. 2. 2 試験片の形状

A, B, C の各材にて製作した試験片の形状を表 1.3.2 に示す。

表 1.3.2 各試験片の鍛造、熱処理および形状

材料記号	試験片 記号	鍛造寸法 または鍛造比	熱処理	仕上寸法 (mm)			
				D	L	l_1	l_2
A	300	5~6S	焼ならし、焼もどし	305	1,000	600	100
	500	5~6S	同上	518	1,000	600	100
B	300	鍛造比 7.4S, 1.6U	950°C → 空放 650°C → 炉冷	295	1,250	810	210
	500	2.9S, 1.6U	同上	493	1,310	1,850	310
C	300	340 φ, 1,200 l	焼ならし、焼もどし	300	1,000	700	150
	500	570 φ, 1,700 l	同上	520	1,500	1,000	250

注 D : 焼入部の直径

L : 試験部の全長

l_1 : 焼入部の長さ

l_2 : 断面組織および硬度の測定位置 (焼入側端面からの距離)

3. 2. 3 焼入れ方法

焼入方法は各社の設備により若干の相違があるが、ほぼ次に示す範囲である。

加熱電流周波数 1.0~1.2 KC

焼入温度 900~950°C

予熱温度 室温~600°C

コイルの長さ 260~345 mm

コイルの送り速度 40~100 mm/min

被焼入物の回転数 10~24 rpm

3. 2. 4 焼入れ効果試験

(1) 表面硬度の測定

試験部の表面で軸中心線に平行にショア硬度計を用い、焼入部と非焼入部のかたさを測定した。

(2) 焼入部断面の焼入深度測定および顕微鏡組織検査

試験部の焼入側端面から l_2 の距離で切断し、断面についてマクロエッチ、およびピッカースまたはショア硬度計によるかたさ測定を行ない、焼入深度を測定した。また断面については顕微鏡組織により検査した。

(3) Sachs 法による残留応力測定

焼入部の中央、焼入境界部附近および非焼入部の中央などの試験片表面に多数の抵抗線ひずみゲージを取り付け、試験片の中心から表 1.3.3 に示す順序で孔を明け、孔径の増加による表面のひずみ変化を求めて、残留応力の分布状況を求めた。

図 1.3.1 は A500 試験片の孔明け加工状況を示す。(左側は A300 試験片)

表 1.3.3 各試験片の中心孔直径 (mm)

加工順序	A300	A500	B300	B500	C300	C500
1	100	100	113.2	194.5	100	120
2	150	200	160.2	265	180	240
3	200	300	194.8	320.5	220	320
4	240	350	224.9	358.5	240	380
5	260	400	252.5	390.5	260	420
6	280	440	264.7	414.0	270	440
7	285	460	272.3	437.0	278	460
8	290	480	277.5	452.5	284	470
9	295	485	282.5	461.5	290	480
10	300	490	286.0	469.0	292	490
11		495	290.5	476.0	294	498
12		500		483.0		504
13		505				508
14		510				510
15						515
外 径	305	518	295	493	300	520

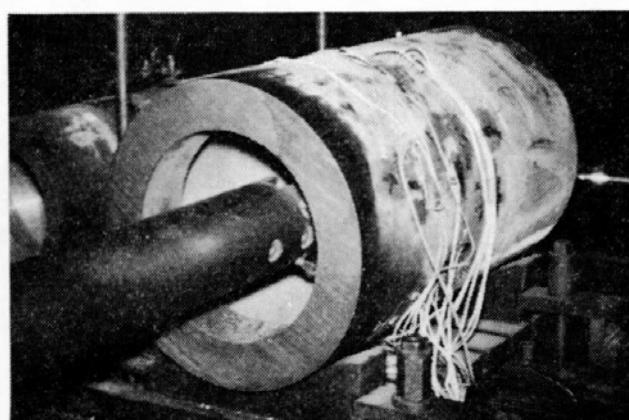


図 1.3.1 A500 試験片の孔明け加工

試験片は肉厚 2.5~5 mm の円筒になるまで孔明けし、それ以後はゲージの周縁を円筒から切り抜いてひずみを完全に解放した状態で最後の計測を行なった。

(4) X線回折による表面の残留応力測定

Sachs 法によって求め難い表面附近、とくに焼入境界部附近の残留応力分布を知る目的で B 300, B 500 および C 300 試験片について X 線回折により表面の残留応力を測定した。

3. 3 試験の結果

3. 3. 1 試験片表面の硬度分布

図 1.3.2(a)~(f) はそれぞれ A 300, A 500, B 300, B 500, C 300, C 500 試験片の表面にて測定したショア硬度を示す。

これらの図において、焼入部は 55~70 のショア硬度を示し、焼入境界から 20~40 mm 非焼入部へ入ったところで素材の硬度 (25~28 Hs) に戻っている。

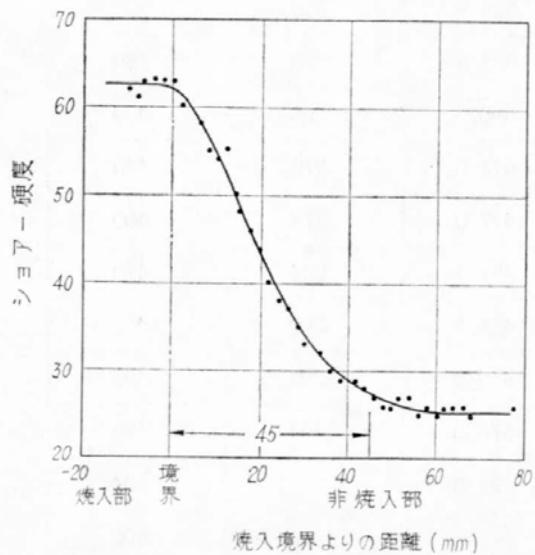


図 1.3.2(a) A 300 試験片の表面硬度

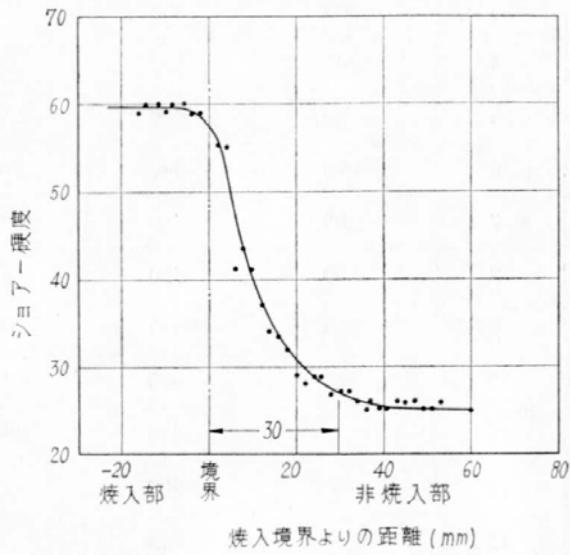


図 1.3.2(b) A 500 試験片の表面硬度

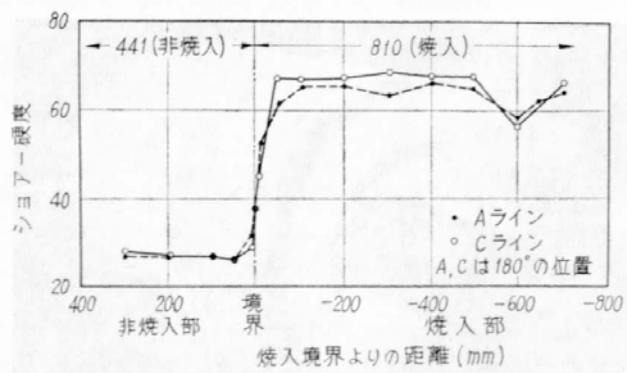


図 1.3.2(c) B 300 試験片の表面硬度

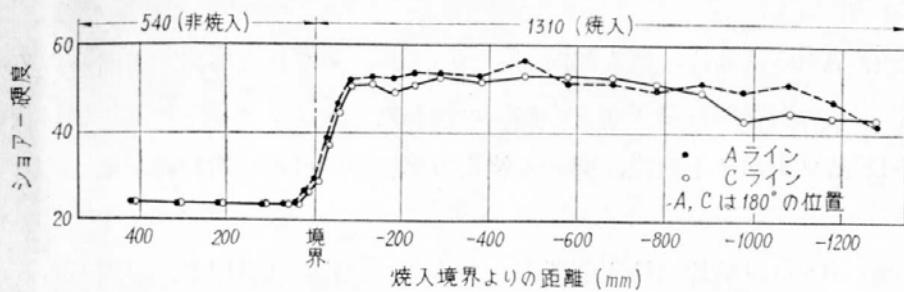


図 1.3.2(d) B 500 試験片の表面硬度

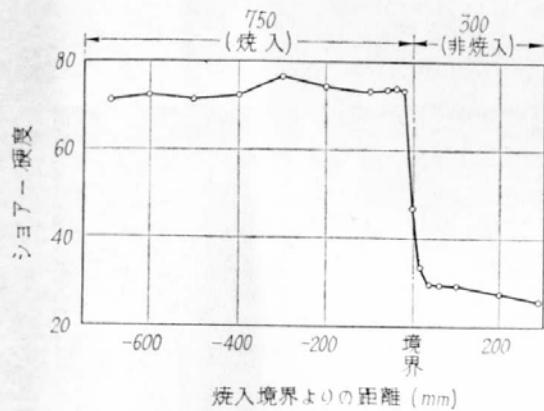


図 1.3.2(e) C 300 試験片の表面硬度

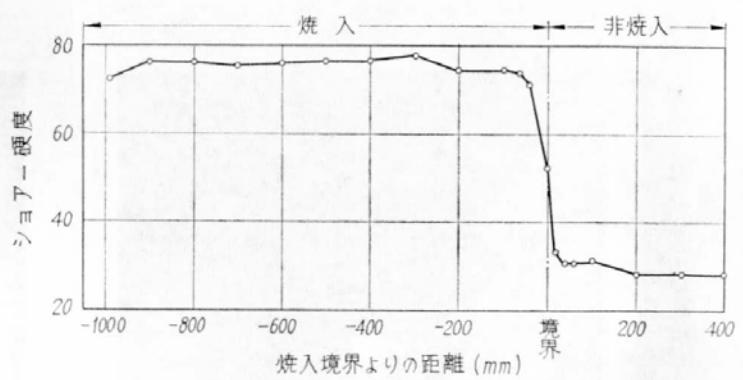


図 1.3.2(f) C 500 試験片の表面硬度

3.3.2 焼入れ部断面の焼入れ深度測定および顕微鏡組織調査

(1) 焼入深度

図 1.3.3(a), (b)はそれぞれ B 300 および C 300 試験片の焼入れ部断面のマクロエッチ状況を示し、いずれも外周から 8~10 mm までの深さが黒色となり、焼入による組織が生じていることを示している。

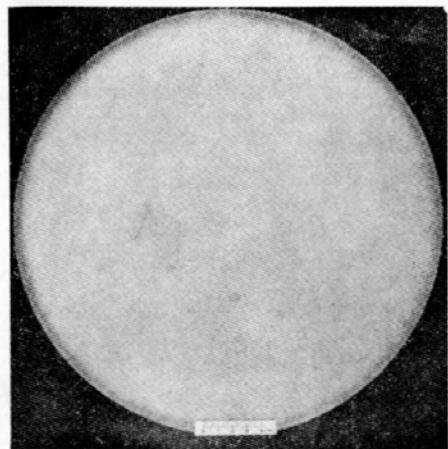


図 1.3.3(a) B 300 試験片断面のマクロエッチ

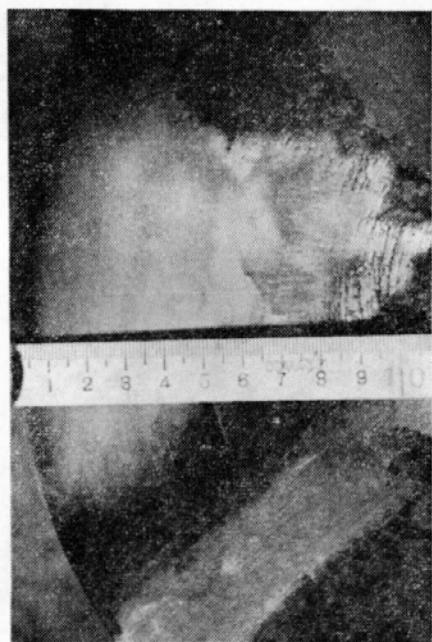


図 1.3.3(b) C 300 試験片断面のマクロエッチ

(2) 顕微鏡組織

図1.3.4(a)～(c)はA500試験片の焼入部断面について、それぞれ表層部、表面から7mmの深さ、および30mmの深さの顕微鏡組織を示す。図(a)は微細なマルテンサイト組織に網目状のフェライトが混じており、図(b)はソルバイト組織、図(c)は焼入の影響を受けない素材の組織をそれぞれ示している。

図1.3.5(a)～(c)はB500試験片の焼入部断面について、それぞれ表層部、表面から6mmの深さ、および30mmの深さの顕微鏡組織を示し、図(a)は、A500と同様な焼入組織であるが、図(b)はA500よりやや粗いソルバイト組織であり、図(c)には加熱によるパーライトの分散が生じている。

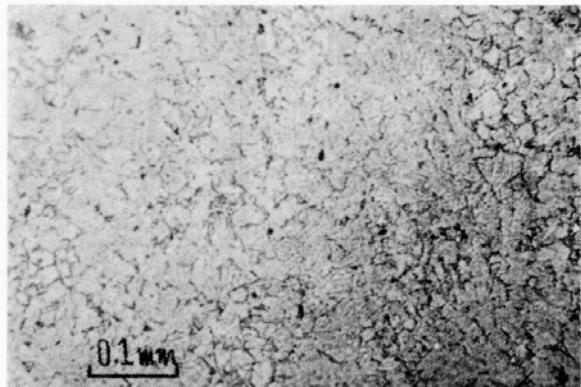


図1.3.4(a) A500試験片表層 ($\times 100$)



図1.3.5(a) B500試験片表層 ($\times 100$)



図1.3.4(b) A500試験片表面から 7mm ($\times 100$)

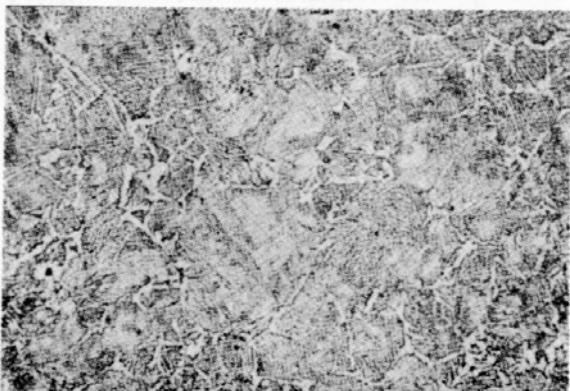


図1.3.5(b) B500試験片表面から 6mm ($\times 100$)

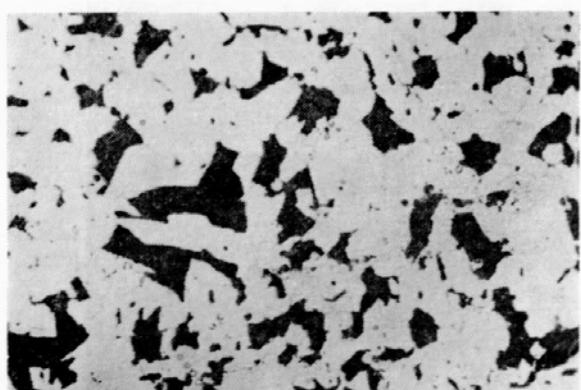


図1.3.4(c) A500試験片表面から 30mm ($\times 100$)

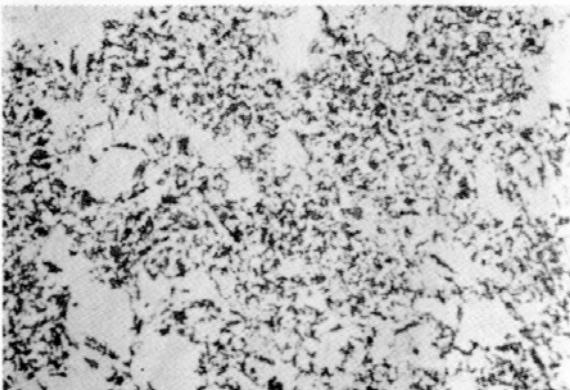


図1.3.5(c) B500試験片表面から 30mm ($\times 100$)

(3) 断面の硬度分布

図 1.3.6(a)～(f) はそれぞれ A300, A500, B300, B500, C300, C500 試験片の焼入部断面における硬度分布を示す。焼入による硬度はいずれの場合も表面から 10～15 mm までで、それより内部では素材のかたさに復している。

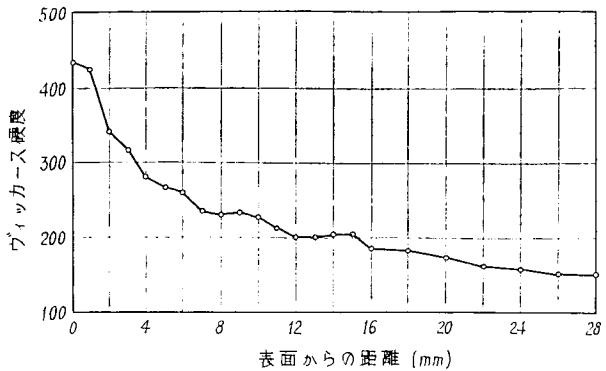


図 1.3.6(a) A300 試験片断面硬度

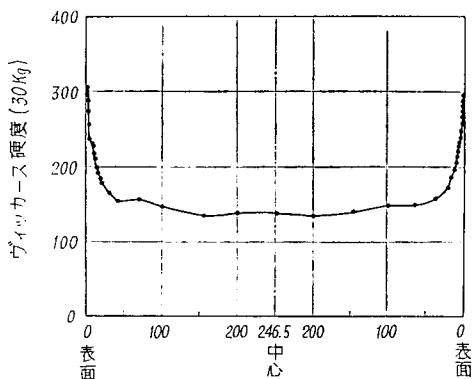


図 1.3.6(d) B500 試験片断面硬度

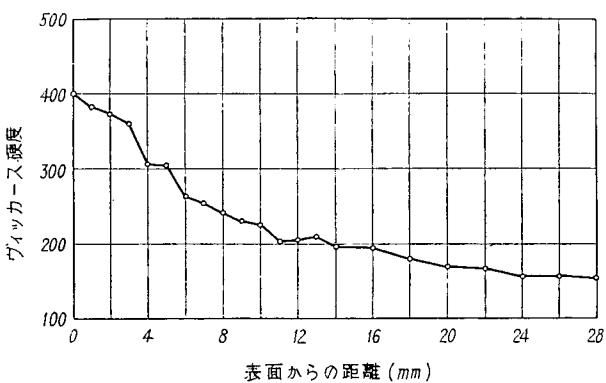


図 1.3.6(b) A500 試験片断面硬度

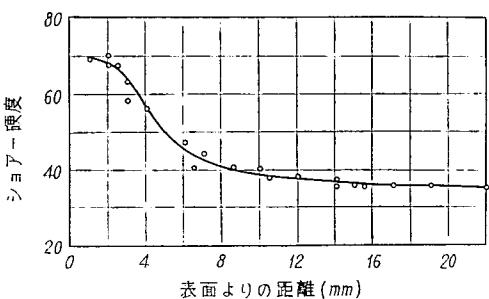


図 1.3.6(e) C300 試験片断面硬度

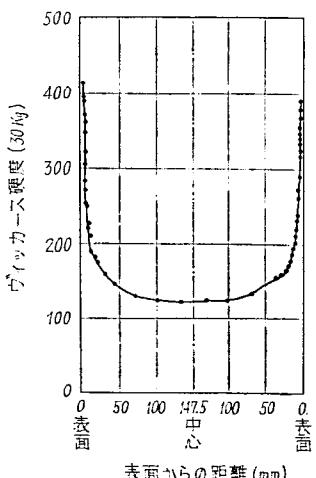


図 1.3.6(c) B300 試験片断面硬度

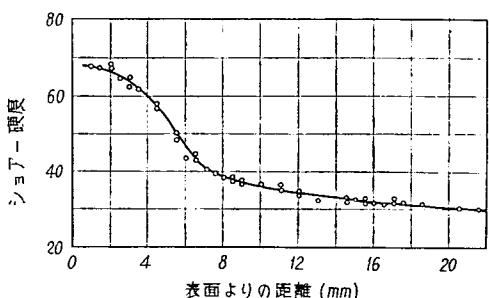


図 1.3.6(f) C500 試験片断面硬度

3. 3. 3 Sachs 法による残留応力測定

試験片の残留応力分布はつきの算式により推定した。

$$\sigma_r = -\frac{E}{1-\nu^2} \frac{A_0 - A}{2A} (\varepsilon_t + \nu \varepsilon_z) \quad \dots \dots \dots \quad (1.3.2)$$

二二七

σ_z : 削りとられた層の軸方向残留応力 kg/mm^2

σ_r : " 半径方向残留応力 "

σ_t : " 円周方向残留応力 "

A_0 : 試験片の全断面積

A : 中心孔の面積

ε_z : 表面の軸方向のひずみ計にあらわされたひずみ量

ε_t : " 円周方向のひずみ計にあらわれたひずみ量

E ：ヤング率

ν : ポアソン比 ($=0.3$)

図1.3.7(a)～(j)は各試験の焼入部中央および非焼入部中央における残留応力分布を示し、いずれも焼入部表面においては、軸方向、円周方向とも $60\sim100\text{ kg/mm}^2$ の圧縮残留応力を示し、 $300\phi\text{ mm}$ 試験片では表面から約 20 mm の深さで、また $500\phi\text{ mm}$ 試験片では表面から約 50 mm の深さでそれぞれ零になり、さらに内部では引張応力が残留し $20\sim40\text{ kg/mm}^2$ 程度になっている。これに対し、非焼入部では残留応力は非常に少なく、図(f), (h), (j)はに余熱によるものと思われるものが生じているのみである。

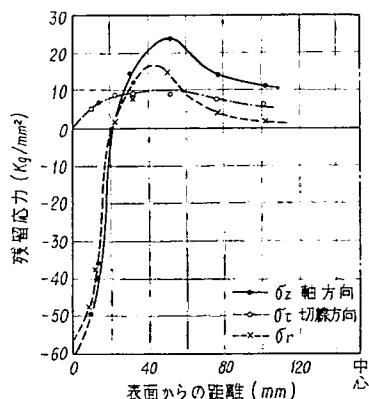


図 1.3.7 a) A300 試験片焼入部

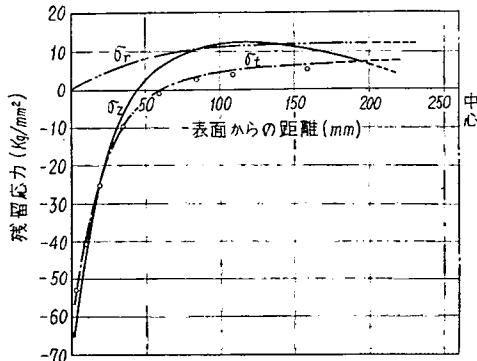


図 1.3.7(b) A500 試験片焼入部

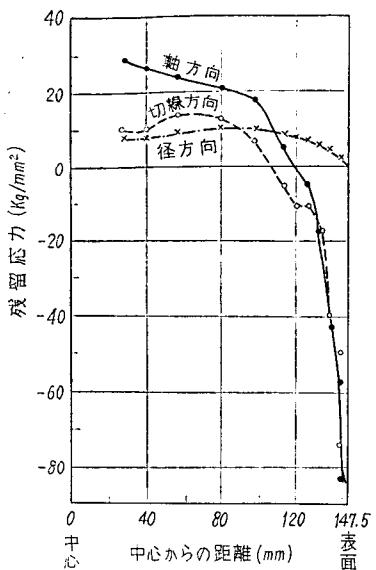


図 1.3.7(c) B 300 試験片焼入部

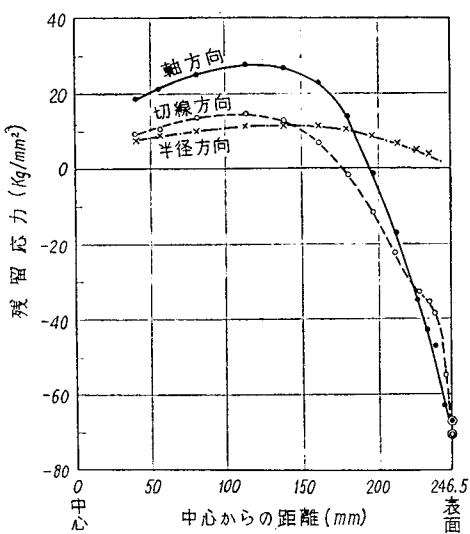


図 1.3.7(e) B 500 試験片焼入部

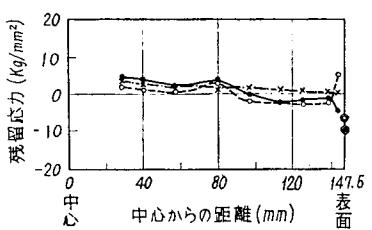


図 1.3.7(d) B 300 試験片非焼入部

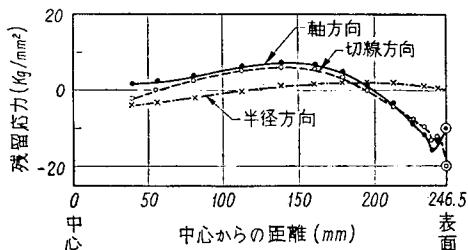


図 1.3.7(f) B 500 試験片非焼入部

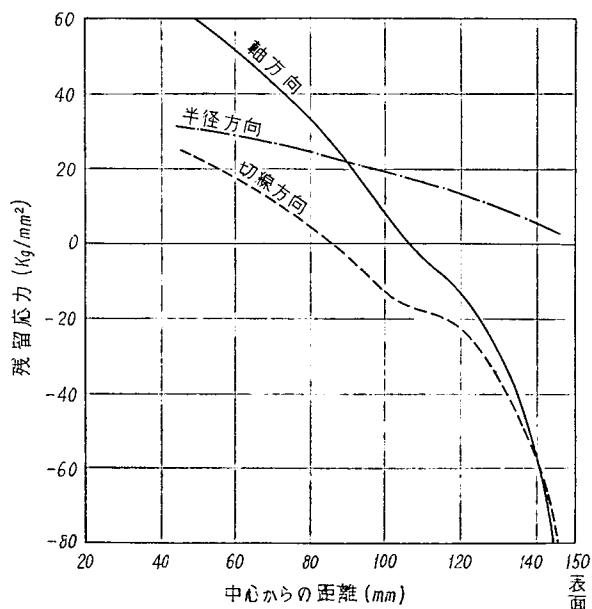


図 1.3.7(g) C 300 試験片焼入部

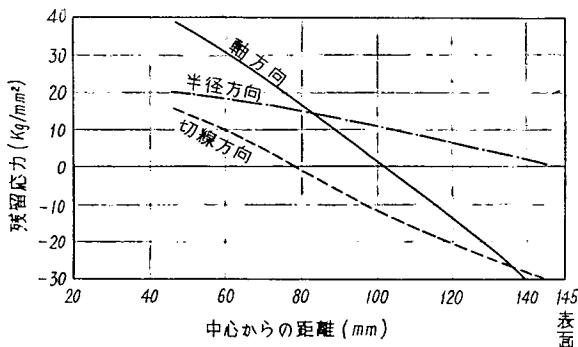


図 1.3.7(h) C300 試験片非焼入部

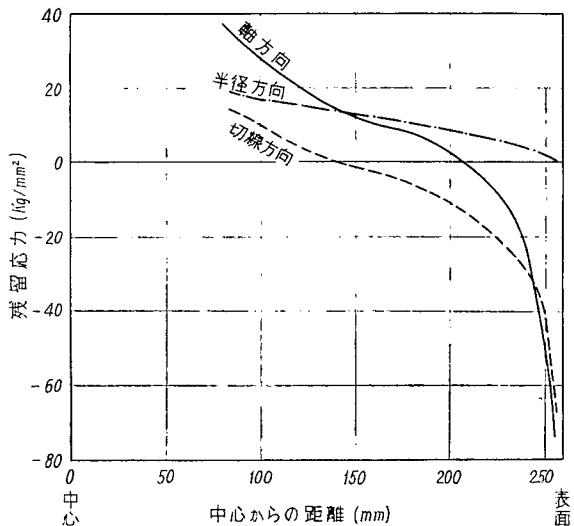


図 1.7.3(i) C500 試験片焼入部

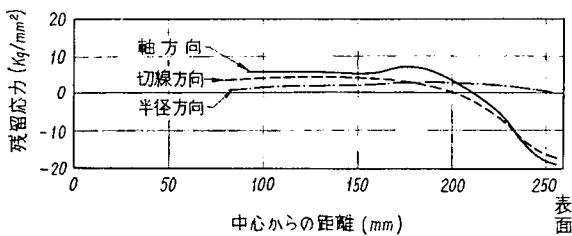


図 1.3.7(j) C500 試験片非焼入部

3. 3. 4 X線回折による残留応力測定

X線回折による残留応力測定は Sachs 法では解析が困難な焼入境界部表面について行なった。

図 1.3.8 (a), (b), (c)はそれぞれ B300, B500 および C300 試験片についての測定結果を示す。図 (a)の B300 試験片の場合のみは境界から約 30~50 mm 非焼入部へ入ったところに 20 kg/mm^2 程度の引張応力が残留しているが、B500 および C300 試験片では引張応力はあらわれない。また、非焼入部の表面においてもすべての試験片について大きな圧縮残留応力が認められているが、これらは試験片の表面を機械加工した際に生じた極めて表層のものと推察される。

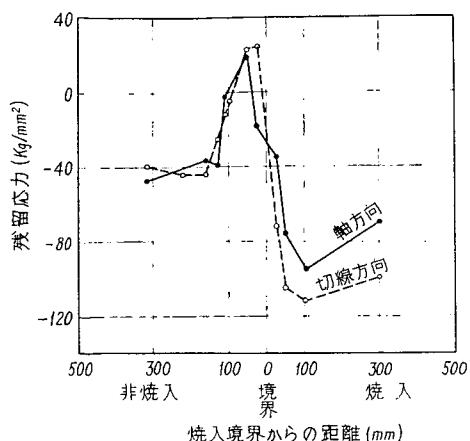


図 1.3.8(a) B300 試験片焼入境界表面
X線回折法

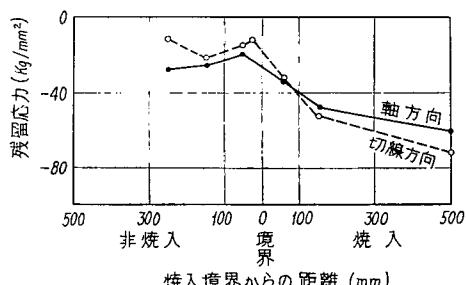


図 1.3.8(b) B500 試験片焼入境界部表面
X線回折法

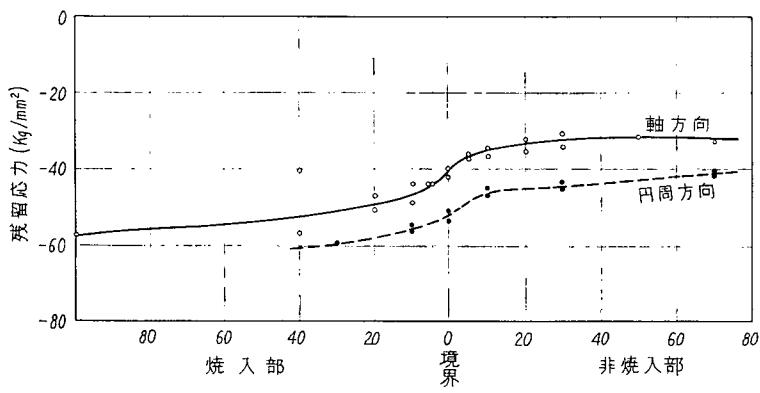


図 1.3.8(c) C300 試験片焼入境界部表面
X線回折法

3. 4 試験結果についての考察

3. 4. 1 試験結果のとりまとめ

前述した試験結果をとりまとめ、表面の硬度、硬化深度、表面の残留応力が零になる深さ、および内部の残留応力の最大値などを表 1.3.4 に示した。

表 1.3.4 試験結果

試験片番号	炭素含有量 (%)	表面硬度 (ショア)	硬化深度 (mm)	表面の残留応力 (kg/mm²)		残留応力零の深さ (mm)	内部の残留応力最大値 (kg/mm²)	焼入境界の残留応力 (kg/mm²)
				軸方向	半径方向			
A 300	0.20	63	20	-80	-70	20	+25	+16
A 500	0.20	60	20	-70	-60	50	+12	+ 6
B 300	0.22	70	20	-95	-105	30	+28	+10
B 500	0.22	55	30	-65	-70	60	+26	+15
C 300	0.27	74	15	-95	-95	50	+60	+25
C 500	0.27	76	12	-80	-80	50	+40	+15

3. 4. 2 焼入れ効果

炭素含有量 0.3%以下の軟鋼は水焼入を行なってもほとんど焼入効果は得られないが、高周波焼入を行なった場合には表 1.3.4 に示すように著しい焼入効果が得られ、引張強さ 100 kg/mm^2 程度の合金鋼に匹敵する表面硬度が得られることがわかった。これは、加熱が高周波電流によって行なわれるため、表面層に急速加熱、急速冷却の条件が与えられることによるもので、つぎに述べる疲労強度の増加という利点のほかに、表面の硬化による対摩耗性の向上という意味においても大型材の新しい表面処理方法として、極めて注目すべき結果が得られた。

3. 4. 3 疲労強度

表面硬化を行なった材料についての疲労強度は、硬度と残留応力が求められればほぼ推定することができる。

すなわち、材料の硬度と回転曲げ疲労強度の間には一般的に図 1.3.9(a)に示すような関係があり、また、硬度と真破断応力との間には図 1.3.9(b)に示すような関係が成立する。したがって、表面が硬化した軸について、硬度分布と残留応力分布が求められれば、図 1.3.9(a)によって回転曲げ疲労限度（両振り疲労限度）を求め、耐久限度線図を用いて、真破断応力と両振り疲労限度を結ぶ線により、残留応力が変った場合の疲労限を推定しうる。

1 例として、A300 試験片の表面について疲労限を求めるところ 1.3.10 に示すようになる。すなわち、表面硬度 63 H_s (440 Hv) から両振り疲労限は 52 kg/mm^2 、真破断応力 σ_T は 155 kg/mm^2 となり、図のような耐久限度線が得られる。したがって、軸方向の残留応力 -80 kg/mm^2 に対する疲労限は 80 kg/mm^2 と推定される。

このような方法を繰返し、種々な深さの点について疲労限を求めるところ 1.3.11 の実線を得ることができる。すなわち、表面から内部へ入るにつれ疲労限は急激に低下し、引張応力が最大になる深さで疲労限も最低となり、さらに内部では次第に疲労限が増し、素材の値に復する。一方、高周波焼入を行なわない場合の疲労限は図の点線で示すように、表面から内部まで一様な値になると見てよい。

これに対し、軸に作用する曲げ応力は応力集中のない平滑軸の場合には中心からの距離に比例する。

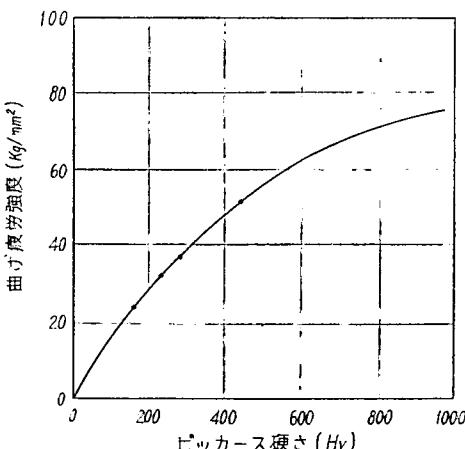


図 1.3.9(a) ピッカースかたさと曲げ疲労度

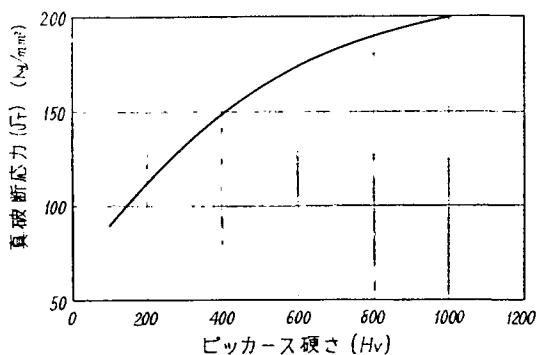


図 1.3.9(b) ピッカースかたさと真破断応力

したがってこの場合の疲労限は焼入材の疲労限の曲線に中心から引いた切線（一点鎖線）で表わすことができ、軸の外表面の応力であらわすと、 25kg/mm^2 となり、焼入しない場合より僅かに増加するのみである。また、この場合に疲労破壊は表面から約30mmの深さの接点の附近を起点として発生するものと想像される。

応力集中のある場合も、上に述べた方法で推察することが可能であり、表面から内部へ向って応力が変化する曲線を求め、これが疲労限度線と接する状態が疲労限をあらわす。

圧入軸の場合には、引張応力を受ける側と圧縮応力を受ける側とで応力集中係数が相違するため非常に複雑であり、応力集中係数も厳密には示されていない。したがって、高周波焼入した圧入軸の疲労限を推定することは困難であるが、 $140\phi\text{mm}$ の高周波焼入圧入軸の場合には応力集中係数を2.7として求めた応力分布曲線と疲労限度曲線との関係によって疲労限度を推定できることが知られている。

いま、応力集中係数(α_K)2.75の切欠に 25kg/mm^2 の見掛けの応力が作用した場合の応力分布をNeuberの双曲線切欠底の応力分布に等しいとして算出すると、図1.3.11の2点鎖線で示した曲線となる。

この曲線は疲労限度曲線の下側にあり、圧入部およびその内部では疲労破壊が生じないことが推定される。

したがって、A300試験片と同じ大きさで同じように高周波焼入された圧入軸の疲労限度は 25kg/mm^2 で破壊は圧入部には発生せず、応力集中のない部分で表面から約30mmの深さで発生するものと推定される。

A300以外の試験片についても同様な方法で曲げ疲労限を推定することができるが、ここでは省略する。

今回の試験片についての曲げ疲労限は $20\sim25\text{kg/mm}^2$ と推定され、始めに述べた非焼入圧入軸の疲労限 8kg/mm^2 と比較すると2.5倍以上になることが明らかであり、プロペラ軸に作用する曲げ応力と比較しても曲げ疲労破壊は絶対に起り得ず、むしろ、高周波焼入を行なったプロペラ軸に対しても許容応力を2倍程度に、すなわち直径を現在の寸法の80%に減少することができるものと考えられる。

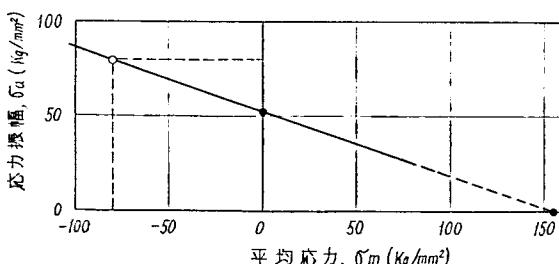


図 1.3.10 A300 試験片の耐久限度線図

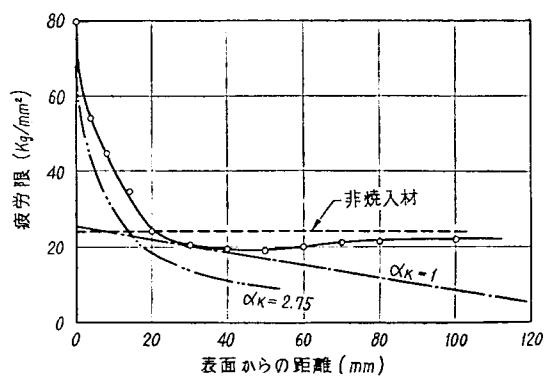


図 1.3.11 A300 試験片の疲労限度分布

3. 4. 3 中心部の残留引張応力

疲労強度の点については、高周波焼入により著しい利点があるが、一方焼入試験片の内部に生ずる引張応力は脆性破壊を誘発する危険が考えられる。すなわち、図1.3.7に示したように焼入試験片の内部には、軸方向、切線方向、半径方向のいずれにも引張応力が残留しており、塑性変形が起り難く、脆性破壊を生じ易い状態となっている。引張残留応力がどの程度になると脆性破壊を生ずるかは明らかでないが、素材の引張強さを超える引張応力が残ることは極めて危険であり、最大 30 kg/mm^2 程度に止める必要がある。

今回の試験結果においては、炭素含有量の低いA材B材では残留引張応力は 30 kg/mm^2 以下であるが、やや炭素の多いC材は内部に大きな引張応力が残留しており、焼入方法の差も考えられるが、むしろ大形軸の高周波焼入れには0.2%程度の炭素鋼が適当するようと考えられる。

3. 4. 4 プロペラ軸に高周波焼入れを実施する際の問題点

プロペラ軸に対して高周波焼入を行なうことは上に述べたように曲げ疲労強度を増加するとともに第2章で示したように海水腐食ねじり疲労強度をも著しく増加させ、圧入部端の海水侵入による腐食および2種軸の裸身部の海水腐食に対しても極めて有効であることは明らかである。

ただし、プロペラ軸に高周波焼入を行なうには、焼入装置が非常に大規模なものとなり、かつテーパ部を焼入れする場合に移動焼入れ法でどの範囲まで焼入れが可能かなどというような問題が残されている。また、焼入の条件にても今回は鋳鋼ロールに対する方法を準用したのみであり、内部の引張応力の大きさおよび分布、ならびに焼入境界附近の表面に発生することのある軸方向の引張残留応力についてはこれらをできるだけ少なくするような焼入方法を選びだす必要がある。

第 2 編 軸系に発生する応力の実船計測

第 1 章 機関室内部軸系についての応力計測

1. 1 計測の目的

船の軸系の強度は、プロペラ軸については曲げおよびねじりが、中間軸についてはねじりのみが作用するものとして設けられた経験式によって定められているのが現状である。しかし、この経験式に含まれる応力条件については、再検討の要があり、このために、軸系に発生する応力の大きさや変動の様相の実態を知る必要がある。特に軸系の曲げに関しては、プロペラの偏心変動スラストに基づく曲げモーメント成分の影響が、あらゆる場合に対して適用できるように、定性的および定量的に明らかとされておらないので、この要素を具体的に設計条件に取入れることができない現状にある。この偏心変動スラストに基づく曲げモーメント成分は船尾伴流分布に左右されると考えられるので、船尾形状、プロペラ翼数、載荷条件、波浪条件、プロペラ回転数などの諸条件に対応して、応力の実態の相違を把握することが必要である。さらに曲げに関しては、プロペラ軸に用いられる軸受が軸径の4倍を越える長さを有すること、および軸受の上半周間隙が大きいことなどのために、支点条件の如何により軸方向の曲げ応力分布が大きく変化することを考慮しなければならない。したがって軸系に発生する曲げ応力の実態を把握するためには、スラスト変動に関連する諸条件の下で、軸方向数点について応力実測を行なうことが必要である。特に応力の最大値を知るために、プロペラがレーシングをするような荒天中において応力実測を行なわなければならない。

軸系の事故実績からみて、曲げ応力的に最も重要な部分は、プロペラ軸のプロペラ取付大端部付近であるが、この部分の応力実測を行なうためには、あらかじめプロペラ軸に種々の加工を施すことが必要であって、実測は容易ではない。一方、応力の実測が比較的に容易な機関室内部の軸系について計測を行なっても、応力の絶対値が小さいことの他に、前述の支点条件の影響によって、この機関室内部での応力値から、軸系全長にわたる応力分布、特にプロペラ取付大端部の応力を推定することは、現段階においては信頼性に乏しい。

このような理由から、軸系の曲げ応力の軸方向全長にわたる分布状態を知るために、プロペラ取付大端部および機関室内部軸系について、応力実測を行なうことが最少限の条件である。

以上により、本研究部会は、航行中に発生する軸系の応力の実態、特に曲げ応力の動的実態を把握することを目的として、まづ、機関室内部軸系の応力実測を4隻の実船について行ない、続いて1隻の実船について、プロペラ軸のプロペラ取付けコンパート大端部の応力実測を行なった。（後者については第2章参照）

1. 2 計測対象船の要目および計測条件

1. 2. 1 O丸 (OLYMPIC GAMES, 外国船, 三菱横浜建造)

主 要 目 : 油送船, 32,100GT $L^L \times B^B \times D^D$
 223.0m × 32.15m × 16.8m

主機要目 : 二段減速蒸気タービン
 18,000 PS × 105 RPM (MCR)
 軸系要目 : 図 2.1.1 参照 (リグナムバイタ軸受, スロープボーリング)
 計測日 : 昭和39年7月7日
 計測場所 : 東京湾外 (海上試運転時)
 計測器 : FM式遠隔ひずみ計 (プリモ製 ST 407形)
 計測内容 : 機関室内部軸系について
 曲げ応力——1点, ねじり応力——1点
 (計測位置は図 2.1.1 参照)
 波浪状況 : 穏
 載荷状況 : 満載 (船尾吃水 11.83m, プロペラ先端吃水下 4.1m)

プロペラ 28.7 ton

(5翼1体形)

プロペラ軸 22.0 ton
プロペラナット 0.7 ton

中間軸 19.5 ton

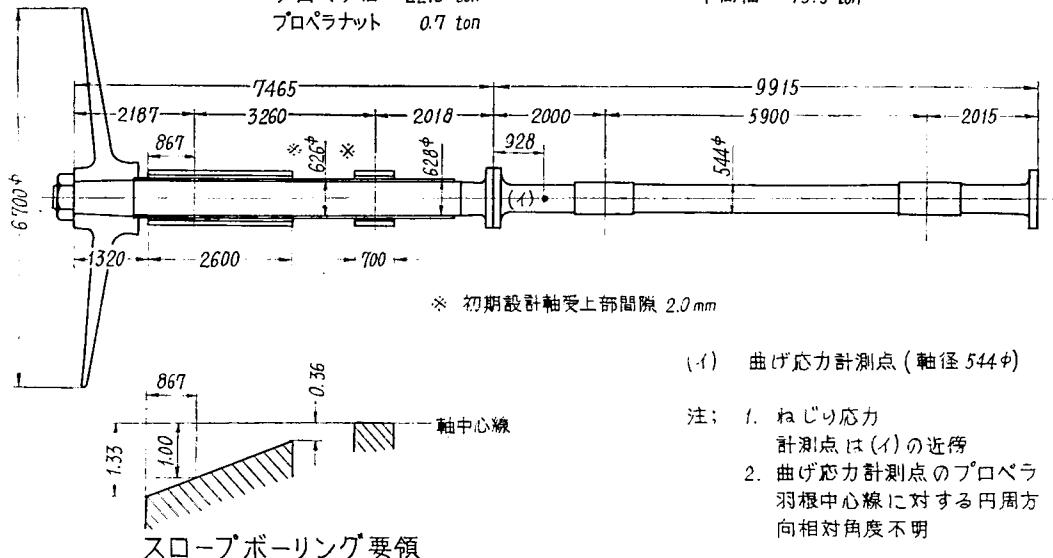


図 2.1.1 Oの軸系図および応力計測位置

1. 2. 2 E丸 (EV DORI, 外国船, 浦賀重工建造)

主要目 : 油送船 40,000 GT, $L^{L} B^{B} D^{D}$
 主機要目 : ディーゼル 2 SA $C^{C} \phi^{S}$ $9 \times 900\text{mm} \times 1,550\text{mm}$
 20,700 PS × 119 RPM (MCR)

軸系要目 : 図 2.1.2 参照 (油潤滑軸受)

計測日 : 昭和39年10月24日

計測場所 : 東京湾外 (海上試運転時)

計測器 : FM式遠隔ひずみ計 (プリモ製 ST 410形)

計測内容 : 機関室内部軸系について

曲げ応力——1点、ねじり応力——1点

(計測位置は図2.1.2参照)

波浪状況： 穏

載荷状況： 満載 (船尾吃水 12.19 m, プロペラ先端吃水下 4.74 m)

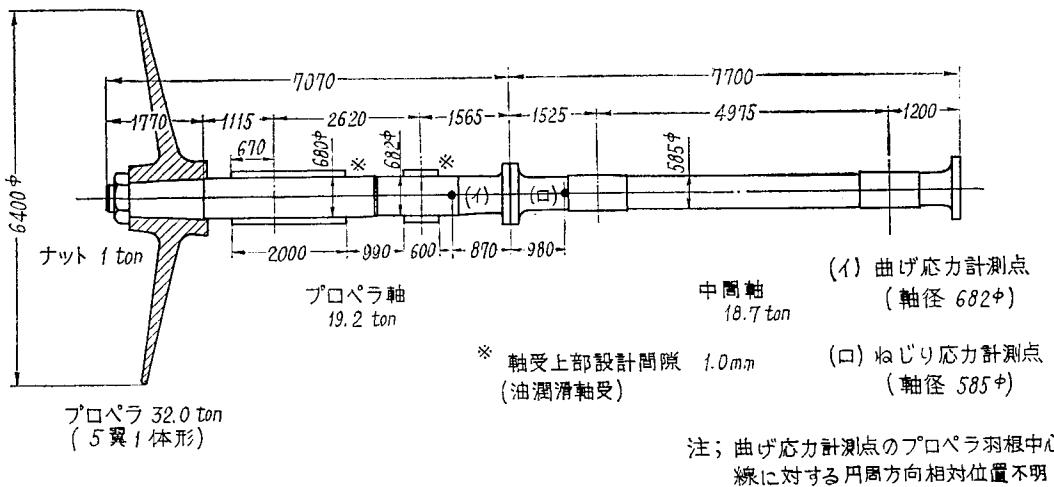


図2.1.2 E丸の軸系図および応力計測位置

1.2.3 T丸 (鉄邦丸, 新和海運所属, 石川島名古屋建造)

主要目：撤積専用船 9,195 GT $L = 153.0\text{m}$ $B = 22.4\text{m}$ $D = 12.8\text{m}$

主機要目：ディーゼル 2 SA $C = \frac{\phi}{7} \times 700\text{mm}$ $S = 1,200\text{mm}$
7,300 PS \times 128 RPM (MCR)

軸系要目：図2.1.3参照 (リグナムバイタ軸受)

計測日：昭和40年2月8日

計測場所：戸畠港 \rightarrow (玄海灘) \rightarrow 佐世保港 航海中

計測器：FM式遠隔ひずみ計 (プリモ製 ST 410形)

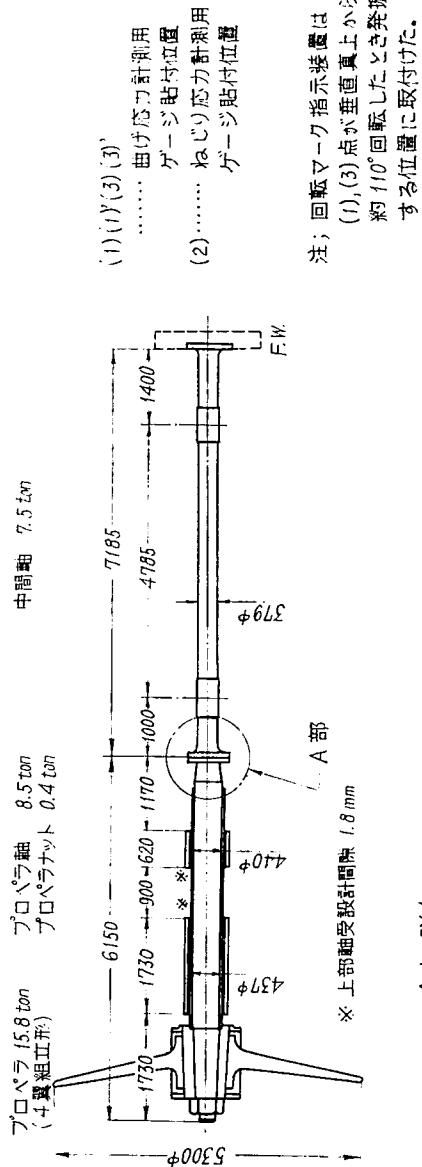
計測内容：機関室内部軸系について

曲げ応力——軸方向2点、ねじり応力——1点

(計測位置は図2.1.3参照)

波浪状況：穏 (航行中縦横揺ほとんどなし)

載荷状況：空荷 (船尾吃水 5.8 m, プロペラ先端一部露出)



(1), (3)点が垂直真上から約 110° 回転したとき振る位置に取付けた。

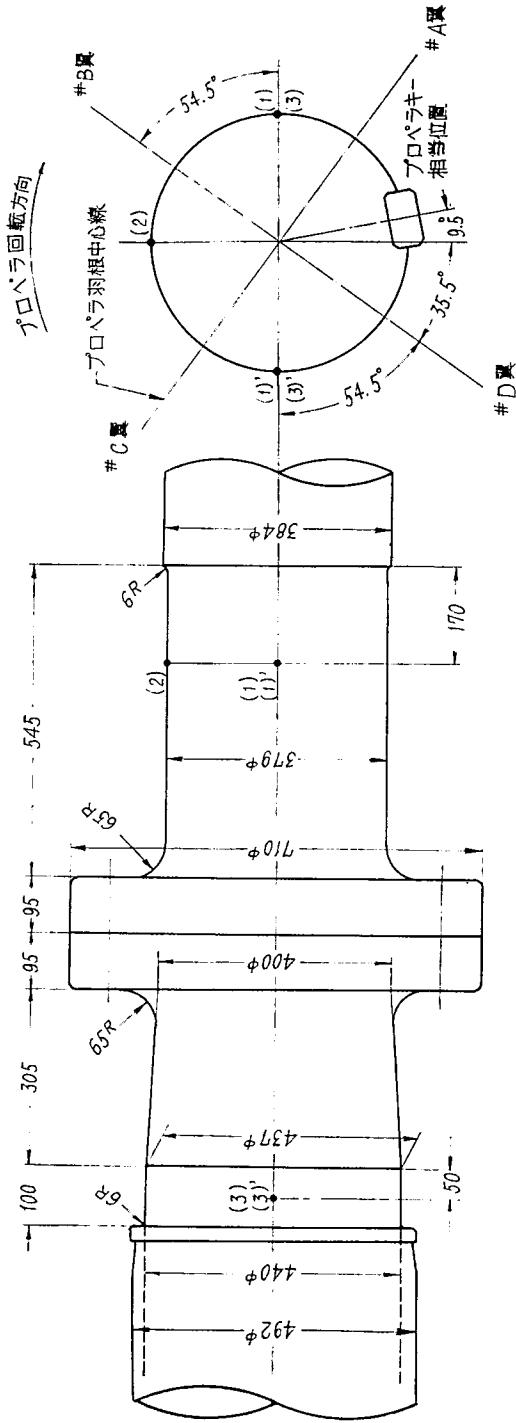


図 2.1.3 T 丸の軸系図および応力計測位置

1. 2. 4 K丸（東海丸、大協タンカ所属、石川島相生建造）

主要目：油送船 29,213 GT $213.0\text{m} \times 30.5\text{m} \times 15.2\text{m}$

主機要目：ディーゼル 2SA $9 \times 900\text{mm} \times 1,550\text{mm}$
 $18,000\text{PS} \times 119\text{RPM} (\text{MCR})$

軸系要目：図 2.1.4 参照（リグナムバイタ軸受）

計測日：昭和40年5月23日～同年6月28日（表 2.1.1 参照）

計測場所：四日市港～イラク（アマヤ）間（表 2.1.1 参照）

計測条件：表 2.1.1 参照

応力計測器：FM 式遠隔ひずみ計（プリモ ST 410 型）

応力計測位置：図 2.1.4 参照 曲げ応力——軸方向 2 点、ねじり応力——1 点

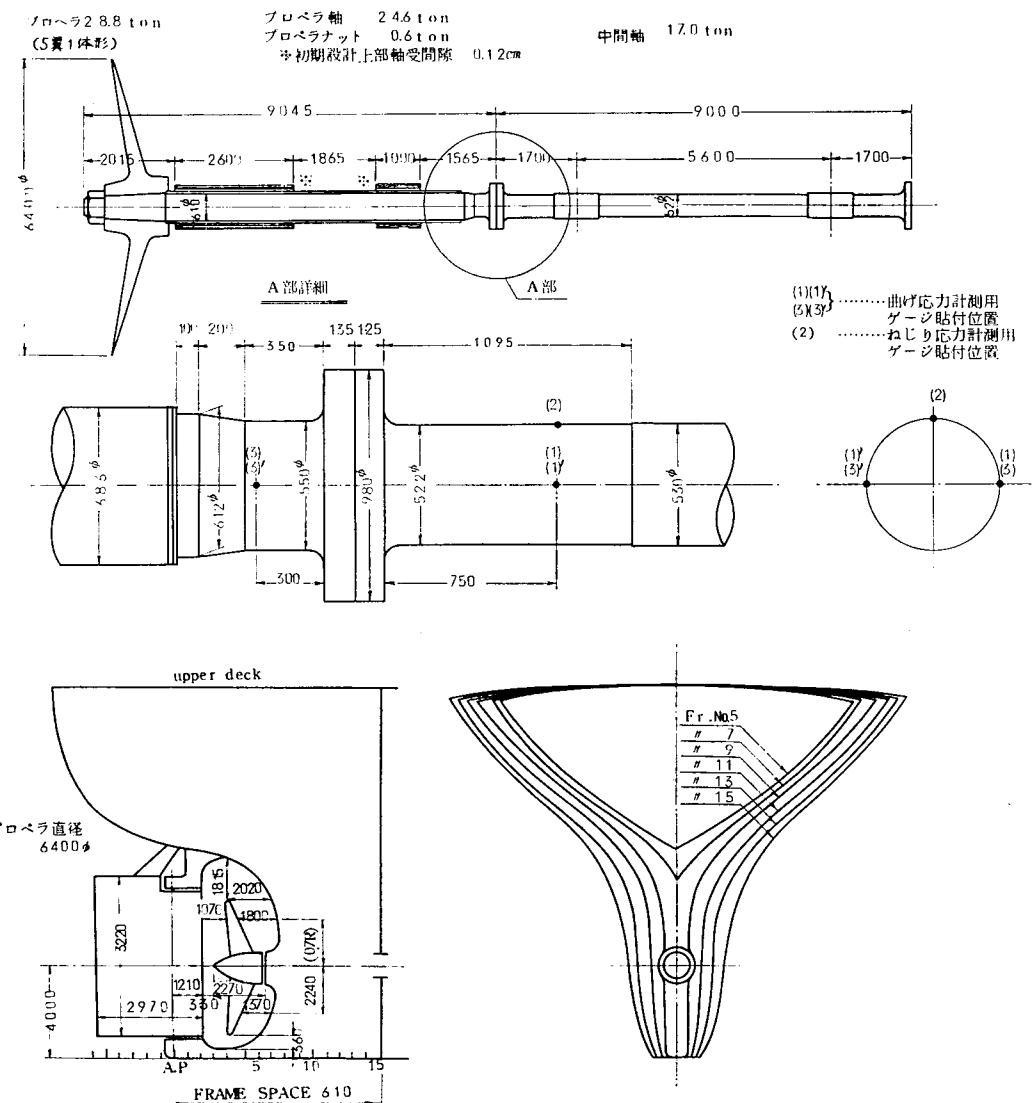


図 2.1.4 K丸の軸系図および応力計測位置

表 2.1.1(a) K丸の応力計測時の諸条件(往航:バラスト状態)

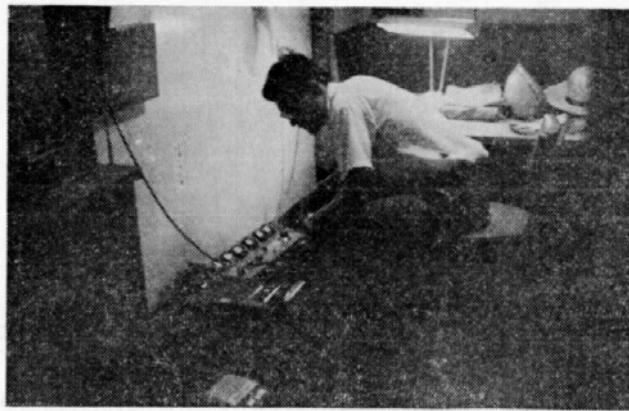
計測番号	計測日	計測時間	計測場所	排水量 (トン)	吃水(m)	船ノット速	風ノット速	波相対速度	ローリング度	ピッチ度	温度(°C)		天気	備考		
											機関室	海水				
4~7	5/23	13:00~13:10	伊勢湾沖	33,625	5.09	8.07	変速*	一	正船尾	1	±0°	微少	28	32	21	晴
8~20	5/23	14:00~16:20	伊勢湾沖	"	"	"	変速	一	左20°	4	5°	"	28	32	21	晴
21	5/24	13:00	種島沖	33,555	5.11	8.03	16.5	18.0	左10°	2	1°	"	26	32	22.5	快晴
22	5/25	13:00	沖縄沖	33,480	5.13	7.98	16.5	25.0	左40°	5	2°	"	27	36	24.5	薄曇
23	5/26	13:00	バターン沖	39,500	5.60	9.60	15.2	33.0	右10°	5	1.5°	"	30	40	28.5	晴
24	5/27	13:00	南支那海	32,456	4.26	8.70	15.8	27.0	正船首	4	1°	"	31	41	28	曇 小雨
25	5/28	13:00	"	32,381	4.29	8.65	15.5	40.0	左10°	6	0.5°	"	30.5	40.5	28.5	晴
26	5/29	13:00	南西部	32,306	4.31	8.60	16.0	30.0	右10°	4	0°	0°	31	40	29	晴
27~34	5/30	13:00~14:00	シンガポール近海	32,231	4.33	8.55	変速	一	左25°	4	0°	0°	32	40	29.5	晴 各数値は13時時の値
35	5/31	13:00	マラッカ海峡	32,156	4.35	8.50	16.0	17.0	左5°	1	0°	0°	32	40	29	曇
36	6/1	13:00	インド洋	32,081	4.37	8.45	16.0	25.0	左45°	5	2.5°	微少	30	39	28.3	晴
37	6/2	13:00	印度洋	32,006	4.39	8.40	16.0	30.0	左35°	5	2°	"	30	39	28	晴
38	6/3	13:00	セイロン沖	31,931	4.41	8.35	15.3	40.0	左15°	6	5°	"	30	38	27.5	晴
39	6/4	13:00	インド南西岸	31,856	4.43	8.30	15.7	30.0	左5°	4	1°	"	30	38	28.5	晴
40	6/5	13:00	アラビア海	31,776	4.46	8.24	15.8	30.0	正船首	4	1.5°	"	30	39	29	晴
41	6/6	13:00	アラビア海	31,701	4.48	8.19	15.3	33.0	左40°	6	6°	"	31	40.5	29	晴
42	6/7	13:00	アラビア海	31,625	4.50	8.14	15.9	17.0	左60°	5	6°	"	31	40.5	28.5	晴
43	6/8	13:00	ペルシヤ湾	31,545	4.31	7.98	16.8	10.0	右10°	2	0°	0°	33	40	30.5	晴
44~60	6/9~10:00	ペルシヤ湾	31,460	4.33	7.95	変速	一	右10°	0	0°	0°	33	40	30	各数値は9時半の値	
-	6/10	16:00	アマチャ荷役中	-	-	-	-	-	-	2	0°	0°	39	35	30	晴 停泊中

* 回転数を増減中に計測したもの

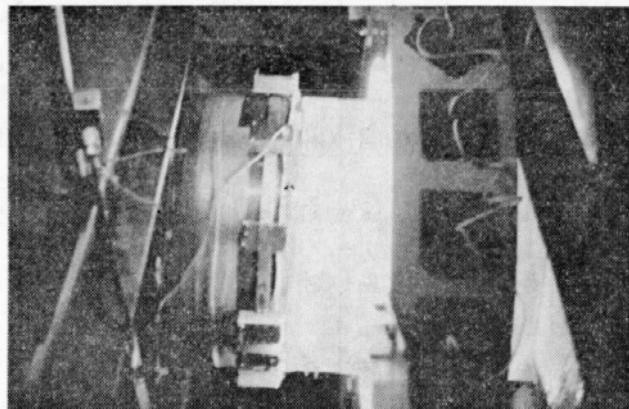
表 2.1.1(b) K丸の応力計測時の諸条件(帰航:満載状態)

計測番号	計測日	計測時間	計測場所	排水量 (トン)	吃水(m)	船速	風相ノット速	風相ノット速	風相ノット速	波浪	口角引度	波ビック角	温度(°C)	天気		備考		
														右	左	0°	33	36.5
67~88	6/11	5:00 ~9:00	ペルシャ湾	62,125	11.28	11.75	変速*	—	右	10°	2	±0°	0°	33	36.5	30	晴	各数値は7時の値
—	6/12	13:00	オーマン湾	62,030	11.30	11.71	15.5	13.0	正船首	1	0°	0°	0°	34	37	31.5	晴	
89	6/13	13:00	アラビア海	61,955	11.31	11.68	15.6	25.0	右	45°	5	10°	微少	30	37	28	快晴	
90	6/14	13:00	アラビア海	61,880	11.33	11.64	15.6	18.0	右	70°	5	8°	〃	32	39	29	晴	
—	6/15	13:00	アラビア海	61,805	11.35	11.60	15.6	17.0	右	60°	5	7°	〃	31	37	28.5	曇	
91	6/16	13:00	インド南岸	61,730	11.36	11.57	16.5	4.0	右	55°	4	3°	〃	32	38	28.5	晴	
—	6/17	13:00	セイロン南岸	61,655	11.38	11.53	16.6	9.0	右	170°	6	8°	〃	30	38	26.5	晴	
92	6/18	13:00	インド洋	61,583	11.39	11.50	16.3	15.0	右	120°	6	6°	〃	30	38.5	28.5	晴	
—	6/19	13:00	スマトラ北西岸	61,508	11.41	11.46	16.2	9.0	右	85°	5	3°	〃	30	38	28.5	晴	
93	6/20	13:00	マラッカ海峡	61,433	11.43	11.42	15.5	19.0	正船首	1	0°	0°	0°	30	37	29	晴	
—	6/21	13:00	シンガポール海	61,358	11.44	11.39	17.0	7.0	右	15°	3	0°	0°	30	37	28.5	曇	
94	6/22	13:00	南支那海南西部	61,293	11.32	11.47	16.7	8.0	左	60°	4	0°	0°	30	37	28	晴	
—	6/23	13:00	南支那海	61,228	11.34	11.43	16.6	2.0	左	50°	4	0°	0°	30	38	27.5	晴	
95	6/24	13:00	南支那海	61,164	11.35	11.40	16.5	13.0	正船首	1	0°	0°	0°	30	38	28.5	曇	
—	6/25	13:00	台湾東方	61,099	11.37	11.36	18.5	26.0	左	5°	3	2°	微少	30	37	29	晴	
96	6/26	13:00	南支那海	61,036	11.38	11.33	17.4	3.0	左	50°	4	1°	0°	31	36.5	27.5	晴	
—	6/27	13:00	四国南方	60,972	11.40	11.29	16.7	8.0	右	110°	5	2°	0°	29	34	25	小雨	
—	6/28																9:00 四日市帰港	

* 回転数を増減中に計測したもの。



(a) 受信部 (FM受信器, オッショロ)



(d) 発信部 (FM発信器, 光電池)

図 2.1.5 K丸の応力計測装置

1.3 計測の結果

1.3.1 計測記録抜萃

図 2.1.6～8 は、O丸、E丸、T丸の応力計測記録の一例を、それぞれ抜萃したものである。また図 2.1.9 (a)～(e)はK丸について、低回転数から高回転数へ応力波形が次第に変化して行く様相を、バラスト状態と満載状態とを対比させて示したものである。これらの図において、各記号は次の内容を示す。

σ : 曲げ応力 [$\sigma_{1,2,3}$ は計測点(1), (2), (3)を示す]

τ : ねじり応力

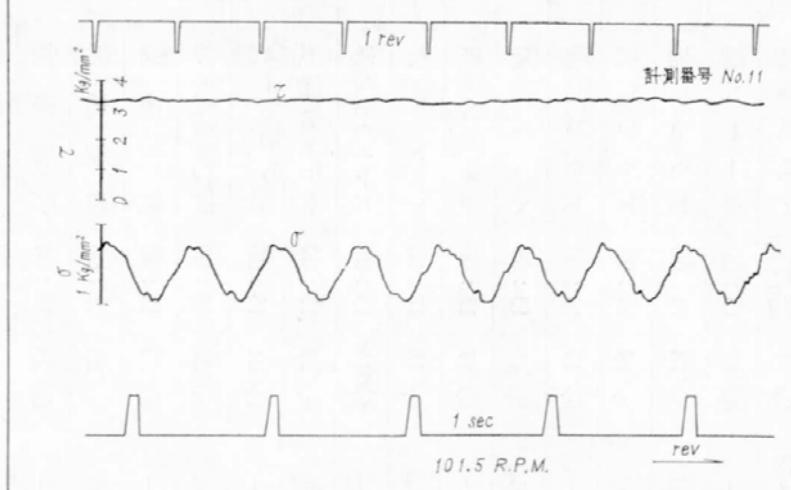


図 2.1.6 O丸の応力計測記録の一例

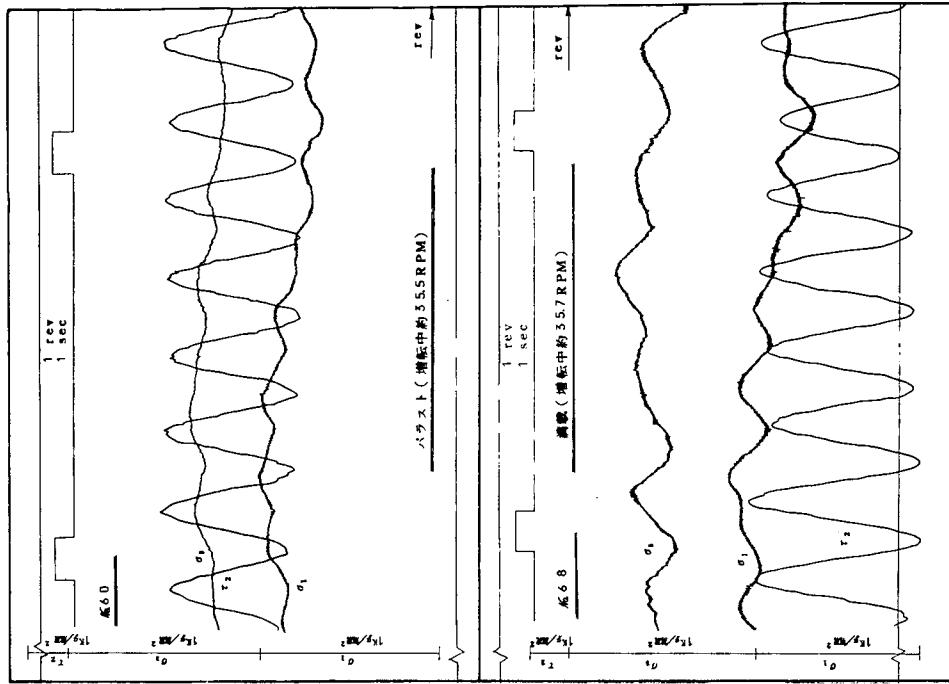
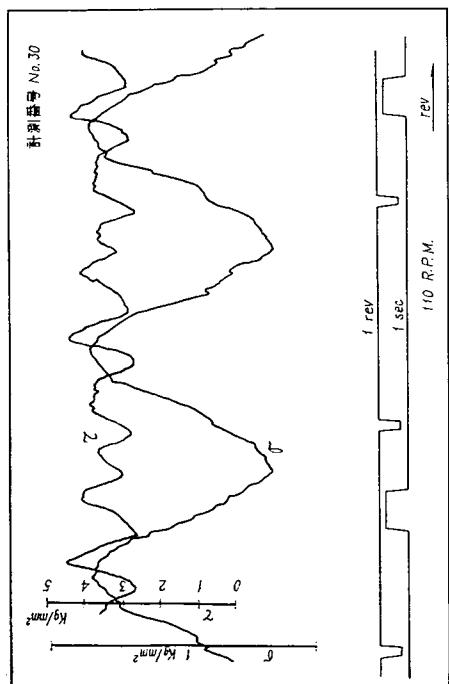


図 2.1.7 E 丸の応力計測記録の一例



- 45 -

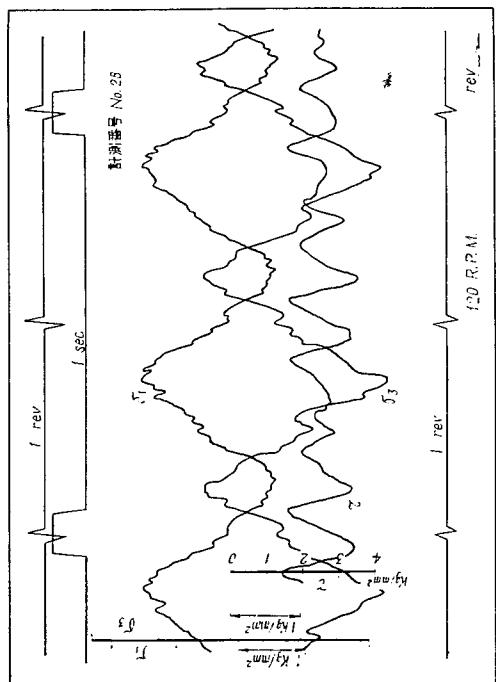


図 2.1.8 T丸の応力計測記録の一例

図 2.1.9(a) K 丸の応力計測記録 (その 1)

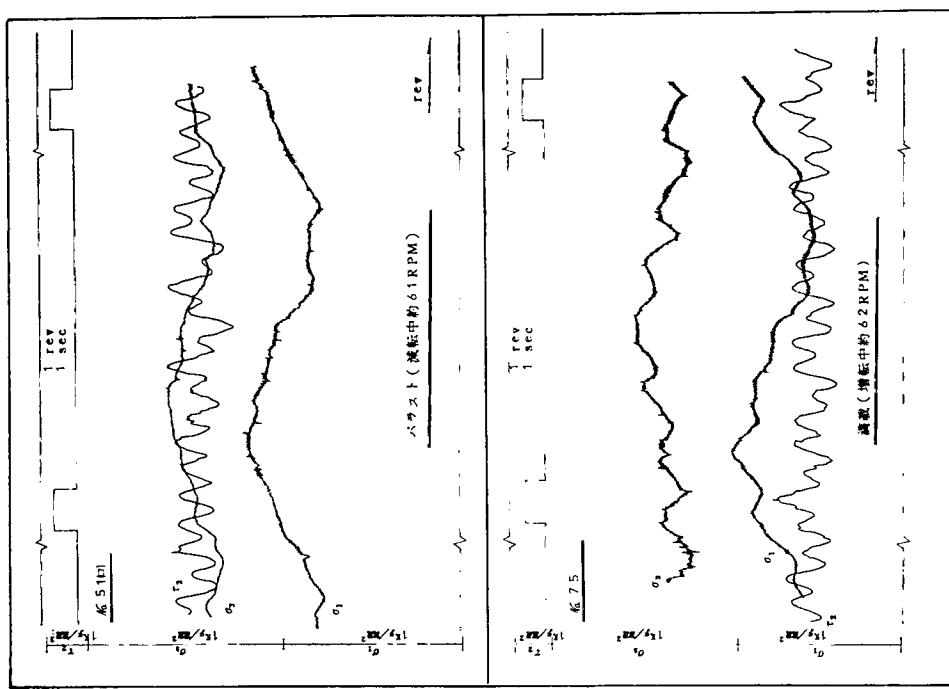


図 2.1.9(c) K丸の応力計測記録 (その3)

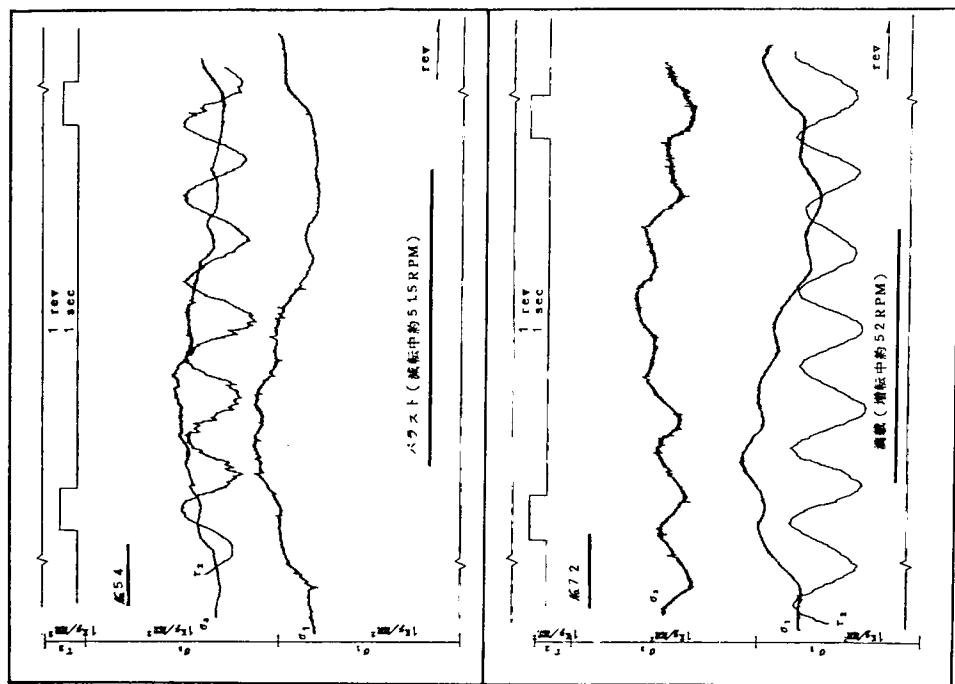


図 2.1.9(b) K丸の応力計測記録 (その2)

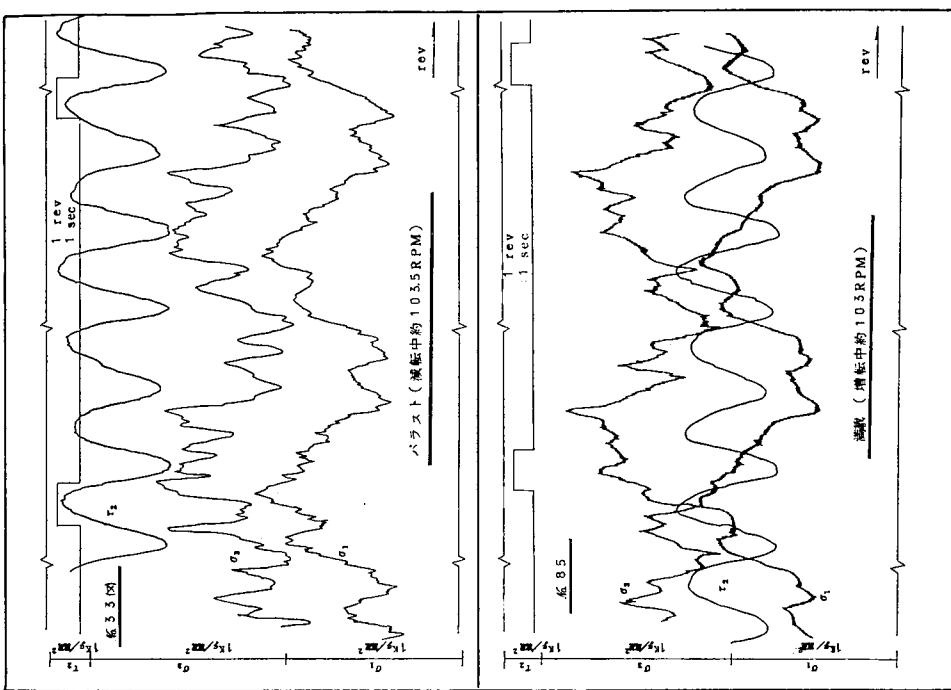


図 2.1.9(e) K丸の応力計測記録（その5）

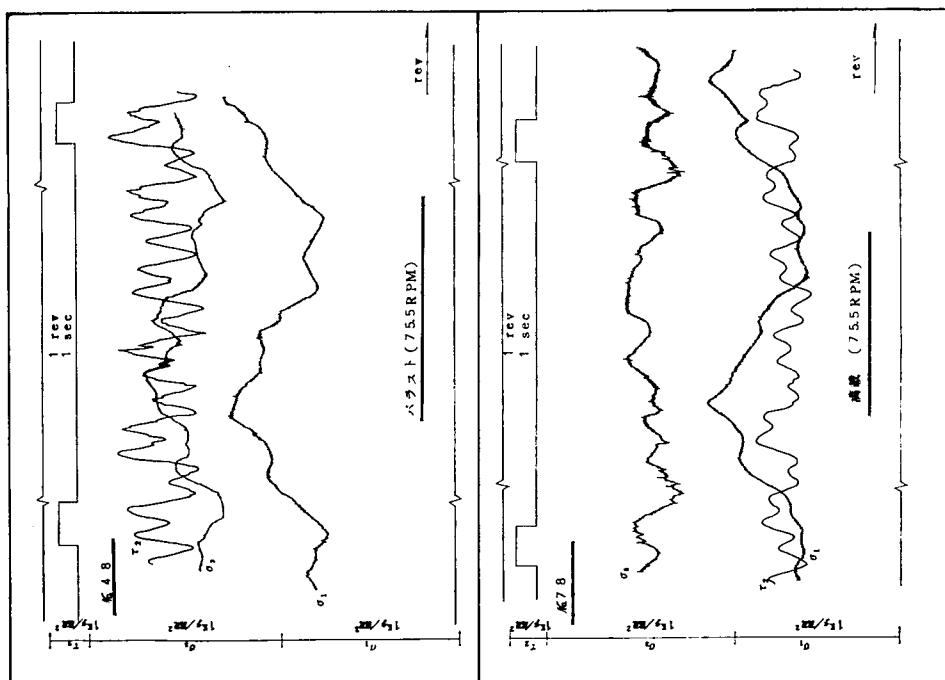
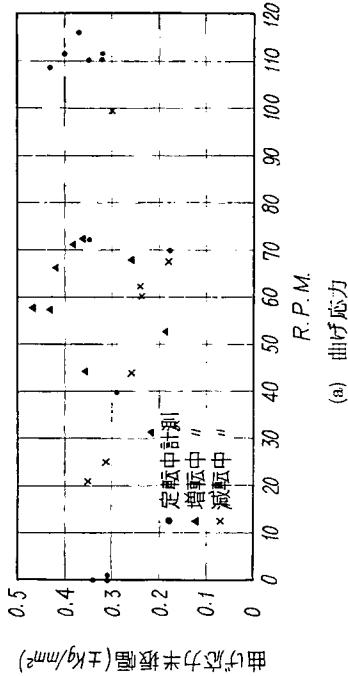


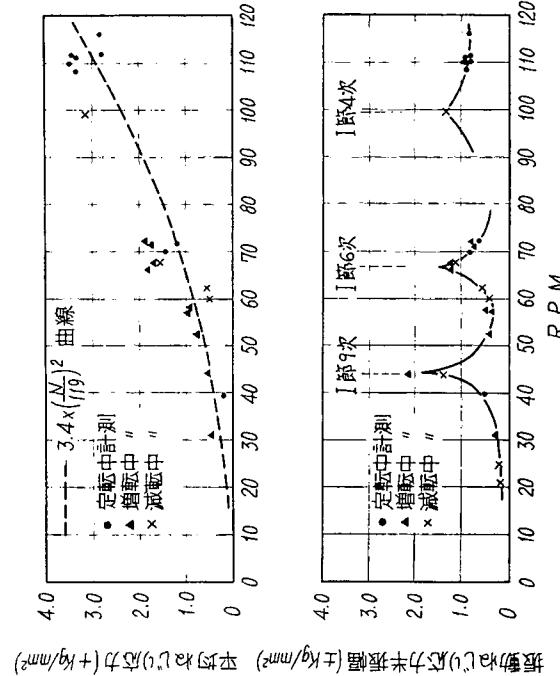
図 2.1.9(d) K丸の応力計測記録（その4）

1. 3. 2 応力計測結果

図2.1.10～14は、O丸、E丸、T丸、K丸の機関室内部軸系の曲げ応力およびねじり応力の計測結果を取りまとめたものである。

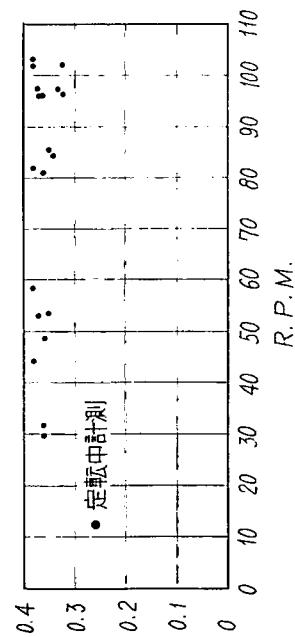


(a) 曲げ応力

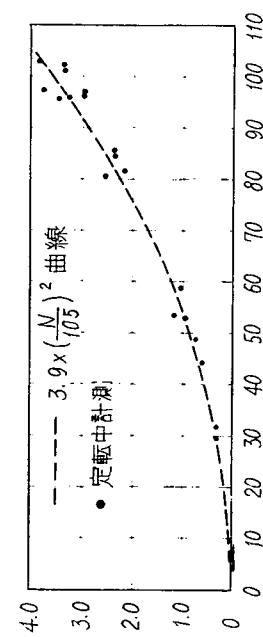


振動応力(1次)応力半振幅(±kg/mm²) 平均応力(2次)応力(±kg/mm²)

(a) 曲げ応力



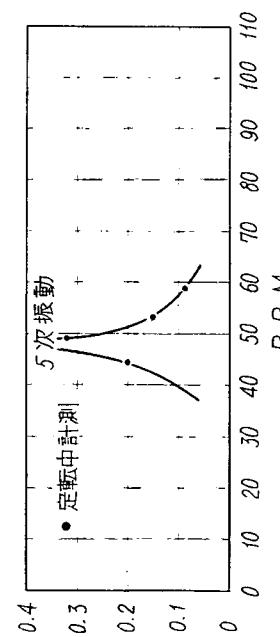
(a) 曲げ応力



振動応力(1次)応力半振幅(±kg/mm²) 平均応力(2次)応力(±kg/mm²)

(b) ねじり応力

図 2.1.10 O丸の応力実測値



(b) ねじり応力
図 2.1.11 E丸の応力実測値

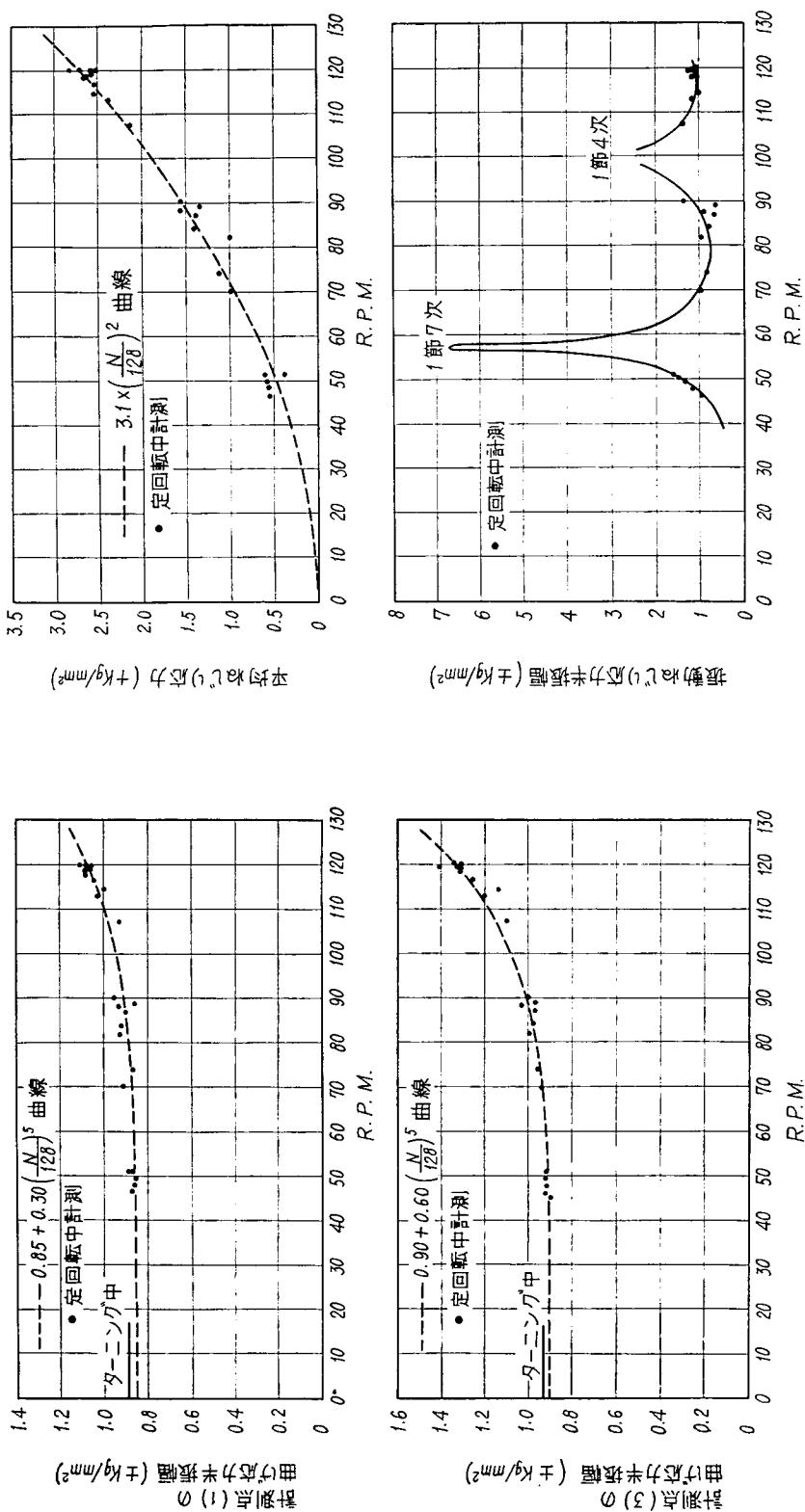


図 2.1.12 T丸の応力実測値

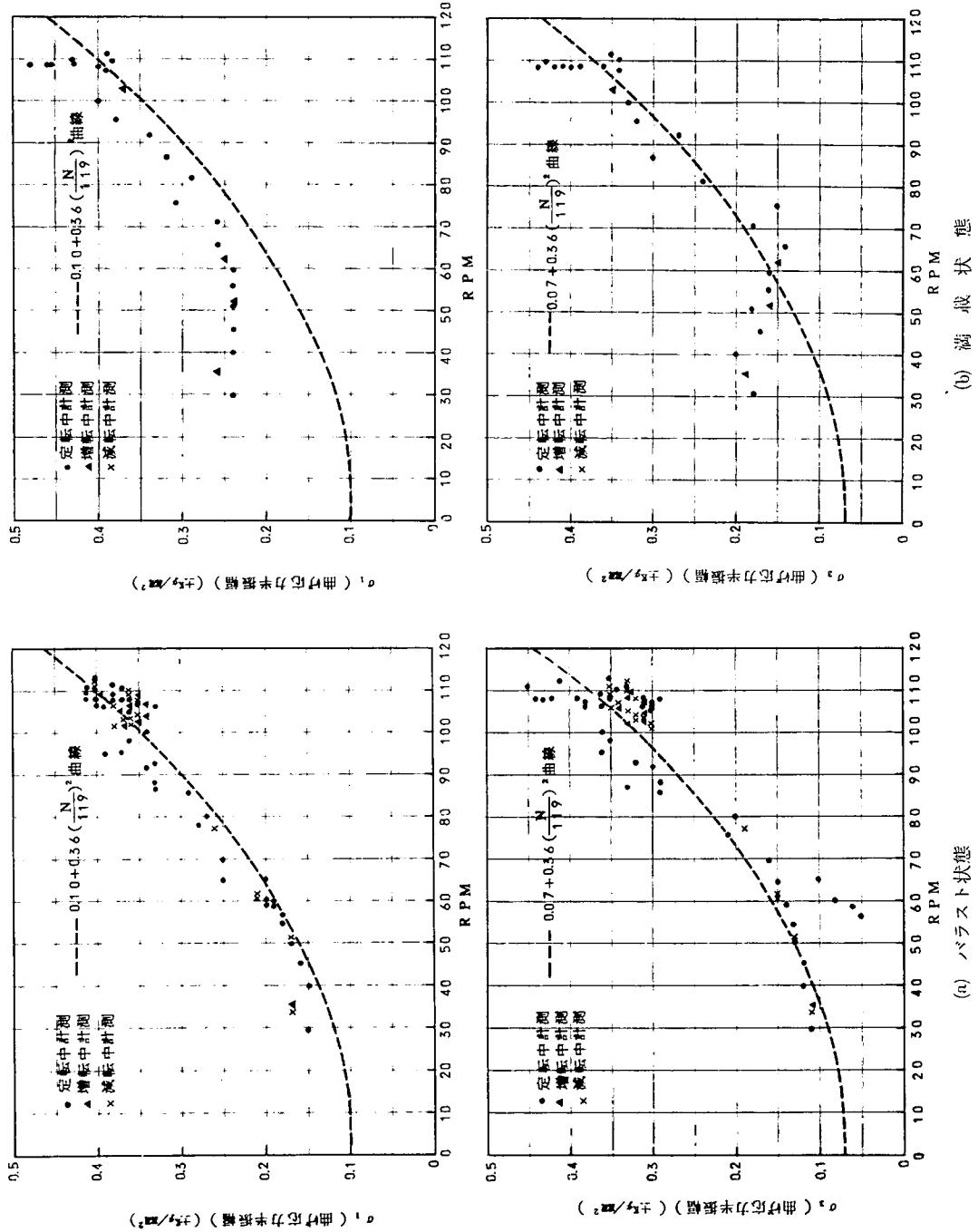
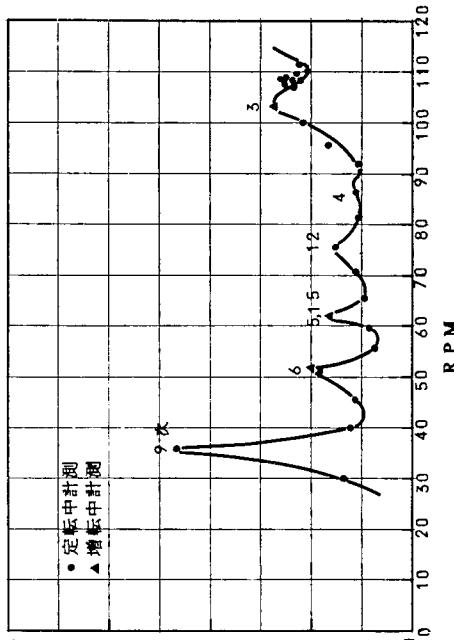
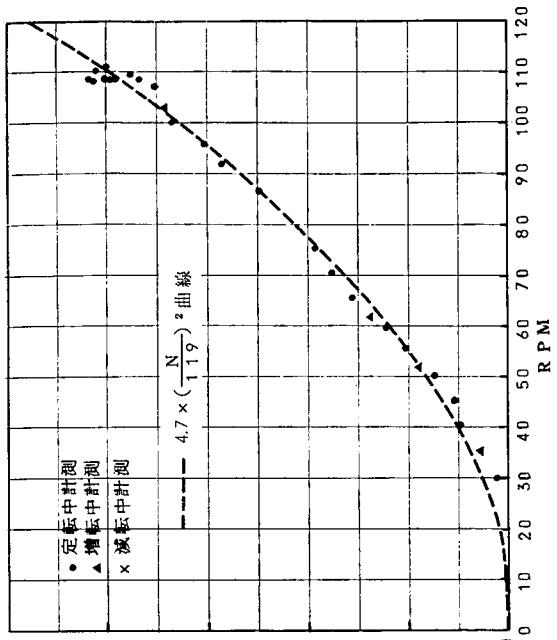
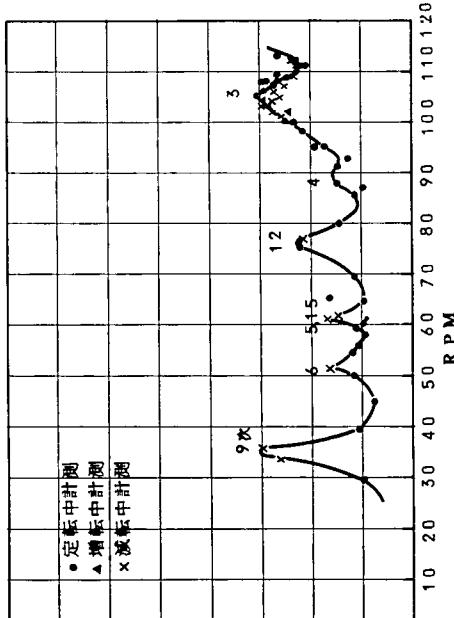
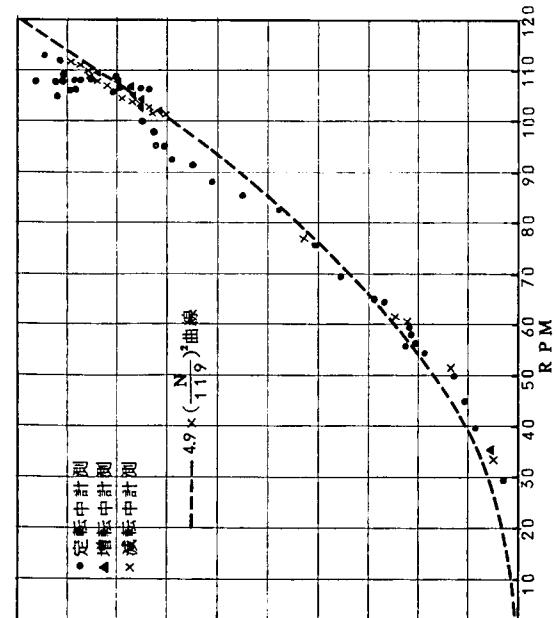


図 2.1.13 K丸の曲げ応力実測値



(b) 満載状態



(a) バラスト状態

図 2.1.14 K丸のねじり応力実測値

1. 4 計測結果についての考察

1.3.2 に記載した機関室内部軸系の応力実測結果から次のことがいえる。

(i) 曲げ応力

プロペラ軸と中間軸との継手付近にあっては、O丸、E丸、K丸にみるとく、曲げ応力振幅は±0.5 kg/mm² 以下であって非常に小さいが、T丸のごとく船尾管軸受が 2.5 mm 摩耗したものでは±1 kg/mm² 程度の応力振幅を示している。また応力振幅と軸回転数の関連については、O丸とE丸はその関連性が見出し難いが、T丸とK丸は、回転数の増加とともに、応力振幅も増大する傾向がうかがえる。

曲げ応力の変動の様相については、概略的に、プロペラ 1 回転につき正負 1 回の 1 次変動波形であるが、回転数が上昇するとともに、高次の波形が現われる傾向にあって、これは各船に共通している。これは、回転数が上昇するとともに、偏心変動スラストに基づく曲げ応力成分の影響が大きくなるためと想定される。（第 3 編参照）

(ii) ねじり応力

平均ねじり応力については、E丸にあってはばらつきが多いが、各船とも回転数のほぼ 2 乗に比例して増加している。

振動ねじり応力については、ディーゼルを主機とする E 丸、T 丸および K 丸では、ねじり振動共振点以外でも裾を引いて応力振幅が大きく、MCR 付近で、平均ねじり応力の 30% 程度の大きさとなっている。一方タービンを主機とする O 丸では、プロペラ起振力による 5 次共振のみが存在し、その応力振幅も、ディーゼルを主機とする船と比較して非常に小さい。

第2章 プロペラ軸のプロペラ取りつけコンパート 大端部の曲げ応力計測

2.1 計測の目的

計測の目的は本編1.1に記載したとおりである。プロペラ取りつけコンパート大端部の曲げ応力の大きさの実態を知ることは、船尾軸系設計分野の重要な課題であるが、計測装置の上から、実船計測は容易に行ない得ない。本研究部会においては、約1年間に亘る計画準備を経てから、その実船計測を実施し、穏海ならびに荒天中における該部の曲げ応力の大きさおよび変動の様相の実態の把握に成功した。

2.2 計測対象船の要目および計測条件

2.2.1 計測対象船の要目

A丸（大限丸、日本郵船所属、三菱神戸建造）

主 要 目：ペレット運搬船 34,500 GT 56,100 DWT
 $211.0\text{ m} \times 31.8\text{ m} \times 17.5\text{ m}$ (11.7 d)
主 機 要 目：ディーゼル 2 SA $\frac{C}{6} \times 900 \frac{\phi}{mm} \times 1,550 \frac{S}{mm}$
13,800 PS × 119 RPM (MCR)
11,730 PS × 113 RPM (NOR)

軸 系 要 目：図2.2.1参照（リグナムバイタ軸受）

2.2.2 計測条件

(1) 海上試運転時

計 測 日：昭和40年8月18日および20日
計 測 場 所：大阪湾
波 浪 状 況：両日とも穏
載 荷 状 況：軽荷（両日とも同一条件、船尾吃水 6.93 m プロペラ先端吃水下 7cm 排水量 32,900 ton）

(2) 北太平洋航行中

計 測 日：昭和40年11月26日～昭和41年1月1日
計 測 場 所：室蘭～ロサンゼルス～広州 航行中
航路、気象、波浪、吃水など航行中の諸状況については表2.2.1参照。

2.2.3 計測要領

計 測 器：FM式遠隔ひずみ計（プリモ製 ST 410型 2台）
計 測 内 容：曲げ応力……プロペラ軸のプロペラ取付大端部円周方向 2点

曲げ応力……プロペラ軸の中間軸との継手付近	1点
“ ……中間軸のプロペラ軸との継手付近	1点
ねじり応力…中間軸のプロペラ軸との継手付近	1点
スラスト……中間軸のプロペラ軸との継手付近	1点

これら軸系の諸応力のほか、北太平洋航行中計測時には、船体動揺計を

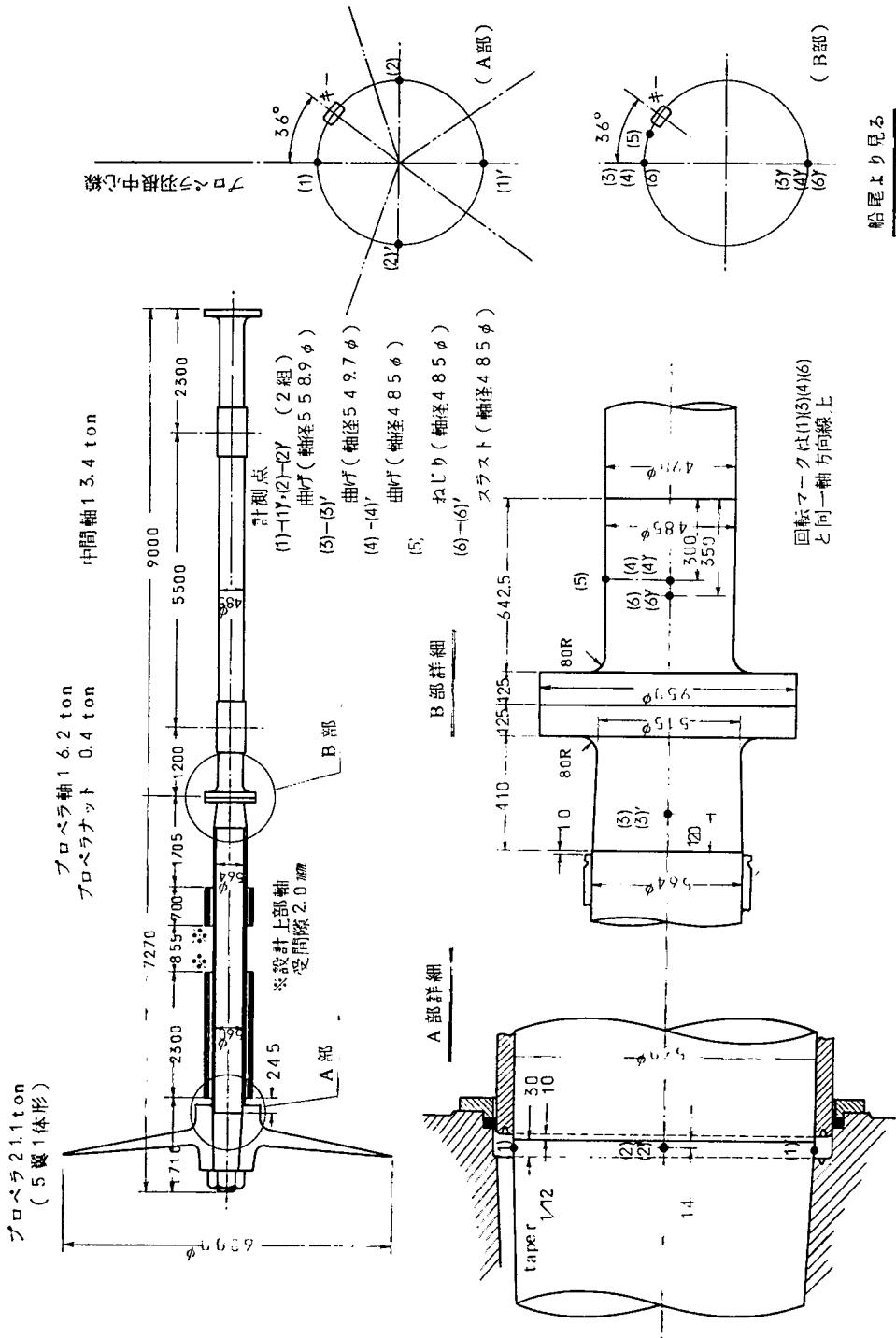


図 2.2.1 A 丸の軸系図および応力計測位置

用いて、船体のピッキングおよびローリング角度を同時計測。

船体動揺計器：船舶技術研究所ジャイロ式船体動揺計

計測範囲：ピッキング角度±30°、ローリング角度±60°

計測精度：±0.1°

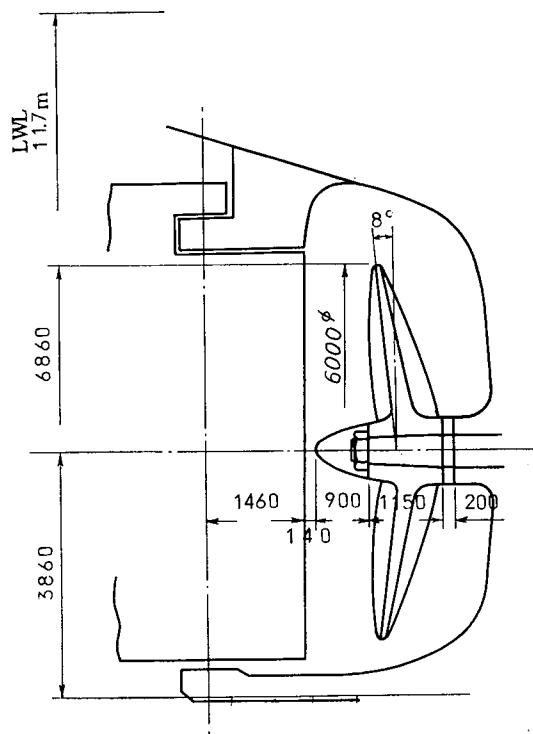


図 2.2.2 船尾吃水とプロペラ深度との関連参考図

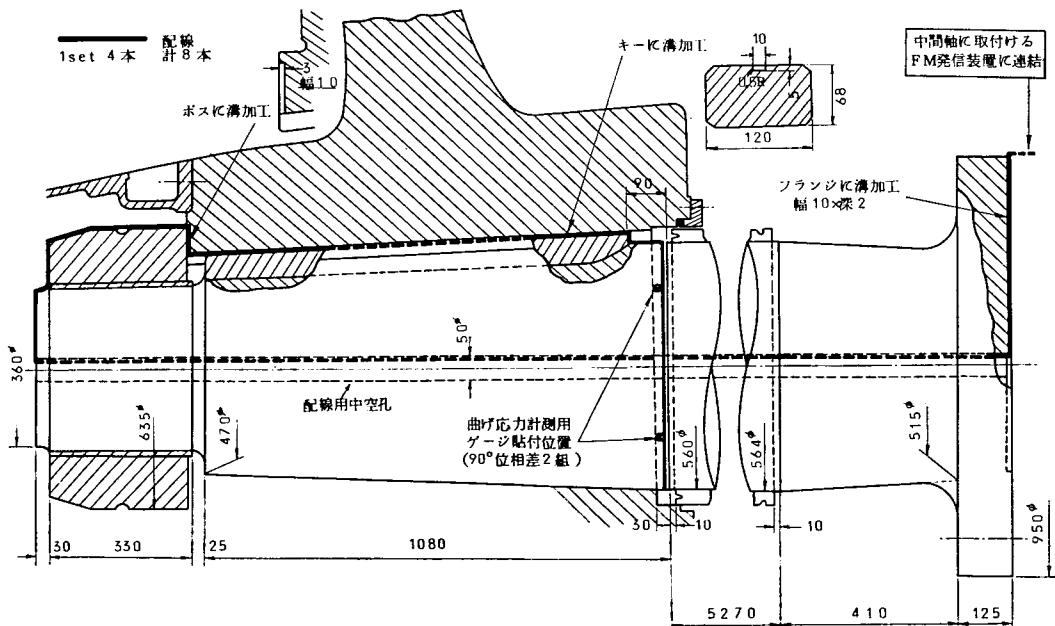


図 2.2.3 A丸のプロペラ軸コンパート曲げ応力計測用ゲージ貼付位置および配線要領

表 2.2.1 A 丸 の 北 太 平 洋

(室蘭～ロスアンゼルス) (往航・バラスト)

日 時 航 行 位 置			航 行 進 路	船 速	絶 对 風 力	波 浪	う ね り	気 圧				
月 日	時 時 差	緯 度	經 度	(mile) (day)	(deg)	(knot)	風 向	Beaufort Scale	方 向	大 き さ	(ミリバール)	
1965. 11. 26	16 0	室蘭出港			—	—	NNW	4	4		1003.5	
	20 "				107	8.0	NW	4	4		1006.5	
	24 "				107	12.4	NW	5	5		1007.2	
	4 "				70	12.0	WNW	7	8	W	moderate	1008.0
	8 "				70	12.0	NW	8	8	W	moderate	1010.0
11. 27	12 "	42°16' N	145°22' E	219	70	12.0	NW	7	7	NW	moderate	1011.6
	16 "				80	13.0	WNW	7	7	W	moderate	1014.0
	20 "				80	12.5	NNW	5	5	W	moderate	1016.2
	24 "				80	12.2	WNW	7	7	W	moderate	1018.5
	4 + 0 : 30				80	12.3	WNW	6	6	W	moderate	1020.5
	8 "				80	12.5	NW	6	6	W	moderate	1024.0
11. 28	12 "	43°18' N	152°20' E	313	80	12.5	WNW	5	5			1025.0
	16 "				85	13.3	W	5	5			1027.0
	20 "				85	13.5	WSW	4	4			1028.5
	24 "				85	13.5	WSW	4	4			1030.0
	4 + 1 : 00				85	13.5	WSW	4	4			1030.5
	8 "				85	13.5	SW	5	5	W	moderate	1032.0
11. 29	12 "	43°48' N	160°19' E	349	85	13.5	SW	5	5	N	moderate	1031.5
	16 "				85	13.5	WSW	5	5			1031.0
	20 "				85	13.8	WSW	4	4			1034.5
	24 "				85	13.6	WSW	4	4			1033.5
	4 + 1 : 30				85	13.6	WSW	4	4			1033.0
	8 "				85	13.7	W	4	4			1035.0
11. 30	12 "	44°10' N	168°05' E	336	85	13.9	W	4	4			1035.0
	16 "				85	14.0	W	3	3			1034.5
	20 "				85	13.8	WSW	3	3			1034.5
	24 "				85	13.8	WSW	3	3			1034.5
	4 + 2 : 00				85	13.9	SW	4	4			1033.0
	8 "	(推測)			85	13.9	SSW	5	5			1032.5
12. 1	12 "	44°38' N	175°38' E	—	85	13.8	S	5	5			1030.2
20時 日 付 変 更 線 通 過	16 "				82	13.6	S	5	5			1027.0
	20 "				82	13.6	SSW	6	5			1023.5
	24 "				82	13.5	SSW	6	6			1017.5

航行中の諸状況

温度(°C)		天気	吃水(m)		排水量 (ton)	軸の回転数 (rpm)	軸の総回転数 (rev) day	主機操縦条件			備考	
気温	水温		船首	船尾				時間	燃料ノッチ位置	ガーバー指針位置		
2.0	9.0	本曇・雪	9.38	9.48	52,740	—	$R=92.8$ $V=12.9$	8:00	4.5	7.0	R : 1日あたりの平均軸回転数 (rpm) V : 1日あたりの平均船速 (実航行距離を所要時間で割った値) (knot) $10:13 \sigma_a=3.6, \sigma_b=1.9$	
2.5	6.5					80.7						
4.0	10.0					94.1						
0.5	8.0					93.3						
1.5	6.5					93.4						
3.0	7.0		晴	9.35	9.49	52,707	93.3	94,620				
1.0	8.0	曇				98.5	$R=100.6$ $V=13.3$	14:00	5.2	6.0	時分	
1.5	5.5	曇				100.8					$20:25 \sigma_a=3.9, \sigma_b=1.9$	
1.5	5.0	晴				100.9						
4.0	5.0	本曇				101.2						
1.0	4.0	本曇・雪				101.2						
3.5	5.0	晴	9.32	9.51	52,648	101.5	141,890					
5.0	6.0	晴				105.9	$R=107.6$ $V=14.9$	13:00	5.8	6.5	$13:25 \sigma_a=4.9, \sigma_b=2.1$	
6.0	7.0	晴				107.9						
7.0	5.5	晴				108.0						
6.0	7.0	本曇				108.0						
7.5	9.0	本曇				108.0						
9.5	9.5	本曇	9.29	9.52	52,583	101.7	151,720					
9.0	9.0	曇				98.8	$R=103.9$ $V=14.6$	14:45	5.5	6.5	13時35分主機瞬時停止	
8.5	8.5	本曇				104.5					$14:20 \sigma_a=6.9, \sigma_b=1.8$	
8.5	8.5	曇				104.7						
9.0	8.5	晴				104.5						
10.5	9.0	曇				104.8						
12.0	10.5	晴	9.26	9.54	52,521	105.8	143,390	10:00	5.8	6.5		
10.0	8.0	曇				106.7	$R=106.2$ $V=不明$	17:30	5.8	7.0	$22:15 \sigma_a=4.6, \sigma_b=2.5$	
8.5	8.0	曇				106.4						
8.0	8.0	曇				107.6						
9.0	9.0	本曇				106.0						
9.0	9.5	本曇				106.1		7:30	5.6	7.0		
9.0	9.5	本曇	9.22	9.55	52,457	104.7	149,740		5.5	7.0		
9.0	9.0	本曇				95.4						
8.0	8.5	雨				103.4						
7.5	7.5	雨				102.8	$R=101.1$					

日 時			航 行 位 置		航 行 距 離	進 路 指 銜	船 速	絶 対 風 力	波 浪	う ね り	気 圧	
月	日	時 時 差	緯 度	経 度	(mile day)	(deg)	(knot)	風 向	Beaufort Scale	方 向	大 き さ	(ミリバール)
12	1	4 + 2 : 45				82	13.1	SW	6	5		1012.7
		8 "	(推測)			82	13.1	WSW	7	7	SW moderate	1010.5
		12 "	45°21' N	177°08' N	—	82	13.0	WSW	6	6		1007.6
		16 "				86	12.5	WSW	6	6		1005.5
		20 "				86	13.0	WSW	6	6		1001.5
		24 "				86	12.8	SW	7	7		994.5
12	2	4 + 3 : 30				86	12.3	WSW	7	7	SW moderate	990.5
		8 "			(3日間)	86	12.3	WNW	8	8	W moderate	994.0
		12 "	46°02' N	168°59' W	978	86	11.8	WNW	8	8	W rough	996.0
		16 "				93	11.3	WNW	8	8	W heavy	997.7
		20 "				93	11.3	W	7	7	W heavy	999.0
		24 "				93	11.1	WNW	7	7	W heavy	997.0
12	3	4 + 4 : 00				93	10.9	W	7	7	W heavy	996.5
		8 "				93	10.8	W	9	8	W heavy	997.0
		12 "	45°46' N	161°11' W	327	93	10.9	W	8	7	W heavy long	995.6
		16 "				101	11.4	WNW	7	7	W heavy	995.6
		20 "				101	11.4	WNW	7	7	W moderate	996.0
		24 "				101	11.5	W	7	7	W moderate	995.0
12	4	4 + 4 : 30				101	12.0	W	7	7	W heavy	993.5
		8 "				101	11.6	W	7	7	W moderate	992.5
		12 "	44°34' N	154°00' W	312	101	11.3	W	7	7	W mod. long	991.5
		16 "				103	11.3	W	7	7	W mod. long	990.5
		20 "				103	11.3	W	7	7	W moderate	991.5
		24 "				103	11.0	W	7	7	W moderate	993.0
12	5	4 + 5 : 00				103	11.2	W	6	6	W mod. long	995.0
		8 "				103	11.3	WSW	6	6	W moderate	997.2
		12 "	43°24' N	146°52' W	316	103	12.5	W	5	5	W moderate	999.0
		16 "				108	12.5	W	5	5	W moderate	1000.0
		20 "				108	12.8	WNW	5	5		1000.9
		24 "				108	12.6	WNW	5	5		1002.0
12	6	4 + 5 : 30				108	12.8	NW	4	4		1003.5
		8 "				108	12.9	NW	4	4		1006.4
		12 "	41°41' N	139°57' W	322	108	14.0	NW	4	4		1008.0

温度 (°C)		天 気	吃水(m)		排水量 (ton)	軸 の 回転数 (rpm)	軸 の 総 回 転 数 (rev) (day)	主機操縦条件			備 考
気温	水温		船首	船尾				時間	燃料ノ ッチ指 針位置	ガーバ ー指 針位置	
9.0	9.0	雨				102.3	$V=$ 不明	7 : 10	5.3	6.4	
10.0	9.0	雨			(バラス) (ト排水)	102.0					10 : 26 $\sigma_a=9.1, \sigma_b=1.3$
10.5	9.0	本曇・雨	6.70	9.70	45,453	101.0	141,030				
10.5	9.5	雨				99.5	$R=100.2$				
10.0	9.0	雨				100.8	3日間平均				
11.0	9.5	雨				100.4	$R=101.8$				9 : 47 $\sigma_a=6.6, \sigma_b=1.3$
12.0	10.0	本曇				99.8	$V=13.9$				2日8時頃
7.5	8.5	本曇				100.2					うねり階級 7
7.0	8.0	曇	6.71	9.67	45,391	100.5	139.800				
6.0	8.0	曇				100.4					15時～16時
4.0	8.0	曇				100.2	$R=100.2$				うねり波長約 300m 波高約 12m (階級 8)
4.0	7.0	曇				100.6	$V=11.1$				
4.5	8.0	晴				100.1					11 : 01 $\sigma_a=10.0, \sigma_b=1.6$
4.0	7.0	本曇・雪				100.1					3日10時30分頃 うねり波長約 200m 波高約 14m (階級 8)
3.0	7.0	曇	6.72	9.64	45,332	100.0	141,330				
4.0	9.0	曇				99.6					16時30分頃 うねり階級 8
4.5	7.5	曇				100.6	$R=100.3$	24 : 00	5.3	6.3	
5.0	7.0	曇				101.0	$V=13.3$				16 : 20 $\sigma_a=10.5, \sigma_b=1.3$
5.5	9.0	曇				100.0					
5.0	8.0	曇・雪				100.1					
6.5	9.0	曇	6.73	9.61	45,273	100.0	141,410				10 : 42 $\sigma_a=11.0, \sigma_b=1.4$
8.0	9.0	曇				99.4		14 : 00	5.3	6.4	
6.5	9.5	曇				99.4	$R=99.6$				15 : 30 $\sigma_a=9.6, \sigma_b=1.1$
7.0	10.0	曇				99.3	$V=13.4$				
8.0	10.0	曇				99.5					
8.5	10.0	曇				99.9					
9.5	11.0	曇	6.74	9.58	45,214	100.3	140,500				
10.5	10.5	曇				100.8					
10.0	11.0	曇				101.1	$R=102.3$				
10.0	11.0	晴				101.2	$V=13.7$				
8.0	12.0	本曇				101.4					
9.0	12.0	本曇				103.3		6 : 30	5.8	7.0	
9.0	12.0	曇	6.75	9.55	45,153	106.3	144,280				9 : 35 $\sigma_a=4.9, \sigma_b=1.4$

日 時			航 行 位 置		航 行 距 離	進 路 指 銜	船 速	絶 対 風 力	波 浪	う ね り	気 圧
月	日	時 時 差	緯 度	經 度	(mile) (day)	(deg)	(knot)	風 向	Beaufort Scale	方 向	大 き さ (ミリバ ール)
12	6	16 + 5:30				111	13.8	NW	4	4	1010.3
		20 "				111	14.0	NW	4	4	1012.6
		24 "				111	14.0	NW	4	4	1014.5
	7	4 + 6:00				111	14.2	WNW	4	4	1015.0
		8 "				111	14.0	WNW	4	4	1016.6
		12 "	39°50' N	132°56' W	338	111	14.4	WSW	4	4	1016.5
	8	16 "				118	14.3	SW	3	3	1015.0
		20 "				118	14.3	SW	3	3	1016.1
		24 "				118	14.5	SW	2	3	1014.5
	9	4 + 6:30				118	14.4	W	2	2	1013.1
		8 "				118	14.4	NW	2	2	1012.3
		12 "	37°11' N	126°14' W	353	118	14.5	NW	2	2	1010.5
12	16	"				121	14.5	NW	2	2	1008.0
		20 "				121	14.5	NW	2	2	1007.5
		24 "				121	14.5	NW	2	2	1007.0
	17	4 + 7:00				124	14.6	NW	2	2	1005.8
		8 "				124	14.7	NW	2	2	1005.9
		12 "	34°17' N	119°58' W	355	127	14.5	E S E	2	2	1005.7
	18	16 "				—	—	E S E	1	2	1004.0
		20 "	ロスアンゼルス着		97	—	—	—	—	—	—

11月27日12時から12月9日12時までの平均船速および平均軸回転数

総 経 過 時 間	総 航 行 距 離	平 均 船 速	総 軸 回 転 数	平 均 軸 回 転 数
305 (hour)	4,299 (mile)	14.1 (knot)	1,889,620 (rev.)	103.2 (rpm)

温度 (°C)		天 气	吃水(m)		排水量 (ton)	軸 の 回 転 数 (rpm)	軸 の 総 回 転 数 (rev day)	主機操縦条件			備 考
			船首	船尾				時間	燃料ノ ガーバ ッヂ指 針位置	ガーバ ー指 針位置	
気温	水温										
10.5	12.5	晴				106.4	$R=107.3$ $V=14.4$	9 : 10	6.4	7.0	9 : 30 $\sigma_a=5.1, \sigma_b=3.3$
11.5	11.0	晴				107.0					
11.0	11.0	晴				107.0					
11.5	13.5	晴				107.1					
12.5	13.5	晴				107.2					
16.0	14.0	晴	6.76	9.52	45,088	109.0		10 : 30	5.8	7.0	
14.0	14.0	晴				107.5	$R=107.7$ $V=15.0$				
13.5	14.0	晴				107.7					
12.5	13.5	晴				107.8					
13.0	13.5	本曇				107.9					
13.5	14.5	本曇				108.0					
19.0	16.0	晴	6.77	9.48	45,022	107.6		151.920			
17.5	15.0	曇				107.5	$R=107.3$ $V=15.1$				16 : 12 $\sigma_a=4.6, \sigma_b=3.0$
13.5	14.0	曇				107.2					
14.5	14.0	本曇				107.5					
15.0	14.0	本曇				107.4					
16.0	15.5	本曇				107.3					
16.5	16.5	本曇	6.78	9.46	44,985	107.2		151.340			
16.0	16.0	本曇			(バラス ト排水)	—		40,410			室蘭・ロスアンゼルス間 総回転数2,024,650 rev. 総航行距離 4,615mile
			4.92	7.36	33,446						

(ロスアンゼルス～広島) (帰航・満載)

日	時	航行位置	航行距離 (mile)	進路指針 (deg)	船速 (knot)	絶対風力 Beaufort Scale	波浪	うねり		気圧 (ミリバール)				
								風向	方向					
月	日	時間	時差	緯度	経度									
12	13	14:40 +	7:00	ロスアンゼルス出航										
		16	"			—	10.5	W	1	1	1005.2			
		20	"			266	13.6	W	3	3	1005.5			
		24	"			270	11.5	NW	6	6	1006.0			
		4 +	6:30			270	10.6	NW	6	NW	moderate	1005.5		
		8	"			270	9.1	NW	8	7	NW	heavy	1006.1	
		12	"	32°52' N	122°47' W	256	200	WNW	7	7	NW	heavy	1008.2	
12	14	16	"			200	11.9	NW	7	7	NW	heavy	1009.5	
		20	"			200	12.3	NNW	6	7	NW	heavy	1012.0	
		24	"			200	12.3	NNW	6	6	NW	heavy	1013.5	
		4 +	6:00			260	12.2	NW	5	6	NW	heavy	1013.0	
		8	"			260	12.3	NW	4	5	NW	moderate	1013.7	
12	15	12	"	29°44' N	127°05' W	323	260	12.5	NW	6	6	NW	roughly	1012.6
		16	"			270	12.0	NW	6	6	NW	heavy	1013.5	
		20	"			270	12.0	NW	6	6	NW	heavy	1016.5	
		24	"			270	12.4	NNW	6	6	NW	roughly	1017.9	
		4	"			270	13.0	NNW	5	5	NW	moderate	1021.5	
		8	"			270	13.0	NNE	5	5	N	moderate	1023.5	
12	16	12	"	29°28' N	133°11' W	318	270	NNE	5	5	N	moderate	1023.6	
		16	"			280	13.6	N	4	4	N	moderate	1023.0	
		20	"			280	14.0	N	4	4			1024.6	
		24	"			280	14.0	NE	3	3			1025.1	
		4 +	5:30			280	14.0	ESE	3	3			1023.5	
		8	"			280	14.7	SW	2	2			1023.5	
12	17	12	"	30°16' N	140°03' W	360	280	14.8	SW	3	3			1021.2
		16	"			276	14.5	NW	5	5			1019.5	
		20	"			276	14.5	NNW	6	5	NW	moderate	1021.5	
		24	"			276	14.5	NNW	5	5	NW	moderate	1022.5	
		4 +	5:00			276	12.3	NNW	6	6	NW	heavy	1023.5	
		8	"			276	12.5	N	6	6	NW	heavy	1025.5	
12	18	12	"	30°36' N	146°28' W	332	276	12.8	N	5	5	NW	moderate	1026.5
		16	"			273	13.4	N	5	5	NW	moderate	1031.0	
		20	"			273	13.8	NNE	4	4	N	moderate	1028.0	
		24	"			273	13.9	NNE	4	4	N	moderate	1028.0	

温度 (°C)		天 気	吃水(m)		排水量 (ton)	軸 の 回転数 (rpm)	軸 の 総 回 転 数 (rev) (day)	主機操縦条件			備 考
気温	水温		船首	船尾				時間	燃料ノッチ指針位置	ガーバー指針位置	
			11.59	12.17	67,561						
14.5	16.0	晴				—		16 : 00	5.8	7.0	
13.0	15.0	晴				107.2					
13.5	14.5	晴				103.0	$R=100.9$	9 : 40	4.4	6.7	
13.0	15.5	晴				101.5	$V=11.8$	10 : 30	5.8	7.0	
12.0	14.0	晴				98.8		10 : 30	6.0	7.0	
16.5	15.5	曇	11.60	12.14	67,510	99.8	131,340				10 : 07 $\sigma_a=6.6, \sigma_b=0.5$
13.5	15.5	晴				105.5					
14.5	16.0	晴				106.4					
16.0	16.5	晴				106.3	$R=106.0$				
15.0	16.0	晴				105.9	$V=13.2$				
16.0	17.0	本曇				106.3					
15.5	17.5	本曇	11.61	12.12	67,454	105.3	155,750				
15.5	17.5	曇				105.2					
14.5	17.0	曇				104.9					
14.5	17.5	曇				106.7	$R=106.9$				
14.0	17.0	晴				106.9	$V=13.2$				
14.5	17.5	曇		(バラス) (ト増水)		107.6					
16.0	18.0	本曇	11.62	12.30	68,024	110.1	153,930				
15.5	18.5	本曇				110.8		12 : 00	6.3	7.0	
15.5	18.0	本曇				111.5					14 : 20 $\sigma_a=5.0, \sigma_b=2.9$
15.0	18.0	本曇				111.5	$R=111.9$				
15.0	18.0	本曇				111.7	$V=14.7$				
16.0	18.0	本曇				112.1		7 : 00	6.5	7.0	
18.0	19.0	晴	11.63	12.26	67,961	113.5	164,420				
19.5	17.5	本曇				112.7					
16.0	17.5	本曇				112.2					
15.5	18.0	晴				111.1	$R=109.4$				
15.0	18.0	晴				105.4	$V=13.6$	1 : 00	6.0	7.0	
15.5	18.5	曇				107.6		4 : 00	6.3	7.0	
16.0	19.5	曇	11.64	12.22	67,896	108.1	160,890				
16.5	19.5	晴				109.0					
15.5	17.5	曇				109.0					
15.5	18.5	曇				110.1	$R=110.9$				

日 時		航 行 位 置		航 行 距 離	進 路 指 銜	船 速	絶 対 風 向	風 力	波 浪	う ね り	気 圧	
月 日	時 時間	時 差	緯 度	經 度	(mile day)	(deg)	(knot)	Beaufort Scale	方 向	大 き さ	(ミリバ ール)	
12 19	4 + 4 : 30					273	14.4	NNE	4	4	1026.0	
	8 "					273	14.8	NE	3	3	1029.0	
	12 "	30°44' N	153°12' W	348	273	15.2	NE	3	3		1028.0	
	16 "					270	15.1	NNE	4	4	1027.0	
	20 "					270	15.4	NNE	3	3	1029.0	
	24 "					270	15.1	NE	3	3	1029.5	
	4 + 4 : 00					270	15.4	E	4	4	1027.0	
	8 "					270	15.3	E	3	3	1027.5	
12 20	12 "	30°43' N	160°21' W	369	270	15.0	ESE	3	3		1026.0	
	16 "					270	15.0	ESE	4	4	1023.5	
	20 "					270	14.8	ESE	4	4	1022.0	
	24 "					270	14.7	ESE	4	4	1021.0	
12 21	4 + 3 : 30					270	14.6	SE	4	4	1017.5	
	8 "					270	14.7	SE	5	5	1016.5	
	12 "	30°40' N	167°13' W	354	270	14.3	SE	5	5		1012.0	
	16 "					270	14.7	SE	5	5	1008.5	
12 22	20 "					270	14.8	SE	4	4	1007.0	
	24 "					270	14.3	SSE	4	4	1003.5	
	4 + 3 : 00					270	14.4	E	3	3	999.5	
	8 "					270	14.3	N	3	3	998.5	
12 23	12 "	30°37' N	173°58' W	348	270	13.8	WNW	5	5		998.5	
	16 "					270	13.1	WNW	6	6	W moderate	999.5
	20 "					270	13.3	WNW	5	5	W moderate	1002.7
	24 "					270	14.0	WNW	6	6	W moderate	1003.7
12 24	4 + 2 : 30					270	14.6	NW	4	4		1003.7
	8 "					270	15.0	NNE	3	3		1007.0
	12 "	30°24' N	179°39' E	329	270	11.3	NNW	7	7	NW heavy		1009.5
	16 + 2 : 30					270	8.5	NNW	6	6	NW heavy	1010.5
12 25	20 "					270	8.8	N	5	5	N moderate	1013.0
	24 "					270	10.3	N	5	5	N heavy	1014.0
	4 + 2 : 00					270	11.4	N	5	5	N heavy	1014.0
	8 "					270	13.0	N	6	5	N heavy	1015.5
12	12 "	30°06' N	174°26' E	270	270	12.5	N	5	5	N heavy		1015.8

温度 (°C)		天 气	吃水(m)		排水量 (ton)	軸 の 回転数 (rpm)	軸 の 総 回 転 数 (rev) (day)	主機操縦条件		備 考	
気温	水温		船首	船尾				時間	燃料ノッヂ指針位置		
15.5	18.5	晴				110.9	V=14.2				
15.0	17.5	曇				112.5		7 : 00	6.5	7.0	
16.5	19.5	晴	11.65	12.18	67,830	113.6	163,070				
16.5	19.0	晴				114.0					
15.5	19.0	曇				113.9		17 : 30	6.4	7.0	
15.5	19.0	曇				113.9	R=113.8				
15.0	19.0	晴				114.0	V=15.1				
16.0	18.5	本曇				113.6					
19.5	19.5	本曇	11.66	12.16	67,762	113.4	167,260				
20.0	20.0	本曇				113.0					
18.0	20.0	本曇				113.0					
19.5	20.0	本曇				113.0	R=112.8				
18.5	19.0	晴				112.7	V=14.5				
19.0	20.0	本曇			(パラス) (ト増水)	112.7					
19.5	20.0	曇	11.74	12.18	68,038	112.5	165,850			10 : 10 $\sigma_a=6.2, \sigma_b=2.1$	
20.5	21.0	曇				112.7					
20.0	20.0	本曇				112.7					
19.5	20.0	本曇				112.4	R=112.1				
18.0	19.0	雨				112.2	V=14.2				
18.5	19.0	本曇				111.5					
19.0	20.0	本曇・雨	11.75	12.14	67,968	110.8	164,720				
19.0	20.0	本曇				109.0					
17.0	19.5	本曇				109.3					
17.0	19.0	曇				110.7	R=109.9				
17.0	19.0	晴				112.2	V=13.4			11 : 40 $\sigma_a=5.4, \sigma_b=1.1$	
16.5	19.0	本曇				112.7		11 : 00	6.0	7.0	24日 9時~18時
16.0	19.0	本曇	11.76	12.11	67,901	104.9	161,490				荒天
16.0	19.0	曇				94.0		13~14	5.3	6.0	12時 うねり階級 7
14.5	17.0	本曇				95.6		16 : 00	5.6	6.5	
13.5	19.0	曇				100.2	R=101.7	21 : 00	6.0	6.5	16 : 46 $\sigma_a=6.1, \sigma_b=1.5$
15.0	18.0	晴				103.7	V=11.0	3 : 00	6.3	7.0	
16.0	18.0	晴				108.0		4 : 30	6.4	7.0	
16.0	19.5	曇	11.77	12.08	67,840	108.4	149,520				9 : 30 $\sigma_a=5.3, \sigma_b=2.2$

日	時	航 行 位 潜	航 行 距 離	進 路 指 銜	船 速	絶 対	風 力	波 浪	う ね り	気 圧	
月 日	時間 時 差	緯 度 絏 度	(mile day)	(deg)	(knot)	風 向	Beaufort Scale	方向	大きさ	(ミリバール)	
12 25	16 + 2:00			272	13.4	NNE	5	5	N	heavy	1016.5
	20 "			272	13.8	NNE	5	5	N	moderate	1017.6
	24 "			272	14.3	NNE	4	5			1017.6
	4 "			272	14.5	N	4	4			1017.0
	8 "			272	14.8	N	4	4			1018.0
	12 "	30°00' N 167°46' E	346	272	15.0	N	3	3			1017.0
12 26	16 "			272	14.6	NNW	3	3			1017.0
	20 "			272	14.8	無風	0	0			1018.0
	24 "			272	14.5	無風	0	0			1017.5
	4 + 1:30			272	14.3	NNW	2	2			1017.0
	8 "			272	14.3	NE	3	3			1017.7
	12 "	30°12' N 161°01' E	350	272	13.7	ESE	3	3	NW	mod. long	1016.5
12 27	16 "			277	13.8	N	3	3	NW	moderate	1014.0
	20 "			277	14.3	ENE	2	2			1014.5
	24 "			277	14.2	NE	3	3			1014.5
	4 + 1:00			277	14.8	N	3	3			1014.2
	8 "			277	14.8	NNE	5	5			1017.5
	12 "	30°40' N 154°01' E	362	277	13.6	N	6	6	N	moderate	1019.5
12 28	16 "			280	13.9	NNE	5	5			1020.0
	20 "			280	14.7	NNE	4	4			1022.0
	24 "			280	15.0	ENE	3	3			1021.5
	4 + 0:30			—	—	E	4	3			1019.5
	8 "	(推測)		—	—	E	5	5			1019.0
	12 "	31°30' N 148°30' E	—	280	14.7	ESE	6	6			1012.5
12 29	16 "			277	14.6	SE	6	6			1005.3
	20 "			277	13.3	SW	7	7	SW	heavy	1001.2
	24 "			277	10.0	W	7	7	W	heavy	1003.0
	4 + 0:00			277	11.9	WNW	6	6	W	moderate	1005.0
	8 "		(2日間)	277	13.2	NW	4	4			1008.5
	12 "	32°07' N 142°16' E	611	277	13.5	W	5	5			1007.7
12 30	16 "			276	14.2	W	4	4			1006.7
	20 "			282	14.2	W	5	5			1006.5
	24 "			286	13.2	W	7	7			1007.0

温度 (°C)		天 気	吃水(m)		排水量 (ton)	軸 の 回転数 (rpm)	軸 の 総 回 転 数 (rev day)	主機操縦条件			備 考	
気温	水温		船首	船尾				時間	燃料ノッヂ指針位置	ガーバー指針位置		
15.5	19.0	本曇				109.3	$R=111.1$ $V=14.4$	8 : 20	6.5	7.0	9 : 35 $\sigma_a=5.3, \sigma_b=3.3$	
15.5	18.5	本曇				110.1						
16.0	19.5	本曇・雨				111.0						
17.0	20.0	本曇				111.4						
16.5	18.5	本曇				112.0						
17.5	20.0	曇	11.78	12.05	67,777	113.0						
19.0	20.5	曇				112.8	$R=112.1$ $V=14.3$	9 : 45	$\sigma_a=5.4, \sigma_b=3.2$			
18.0	19.5	晴				112.7						
18.0	19.5	晴				112.5						
18.5	20.0	本曇				111.9						
18.5	20.0	本曇		(バラス) (下排水)		111.7						
21.5	21.0	本曇	11.58	11.90	66,715	110.7						
18.5	20.0	本曇・雨				110.9	$R=111.7$ $V=14.8$	9 : 40	$\sigma_a=5.6, \sigma_b=2.1$			
18.0	20.0	本曇				111.9						
18.5	20.0	本曇				112.1						
17.0	20.0	晴				112.9						
16.0	19.0	本曇				112.5						
15.0	19.0	曇	11.59	11.86	66,647	109.8						
15.0	20.0	晴				110.5	$R=105.8$ $V=\text{不明}$	29日 2日間の平均	2 : 03 5 : 47 5 : 55 #3, 4 cyl. cut で 7 : 12 9 : 00 9 : 10 9 : 30	$\sigma_a=4.6, \sigma_b=3.6$	29日 主機燃料弁故障のため機関停止する 停止・補修開始 試運転 運転完了正常運転に入る 正常運転 補修完了正常運転に入る $\sigma_a=6.8, \sigma_b=2.1$	
14.0	19.0	晴				112.2						
14.0	18.5	曇				113.1						
14.5	19.0	曇				—						
15.5	19.0	本曇				—						
16.0	19.5	曇	11.60	11.83	66,594	110.1						
18.0	19.0	曇				112.3	$R=109.2$ $R=104.0$ $V=13.0$	22 : 10 6 : 30	6.3	7.0	22 : 25 $\sigma_a=6.8, \sigma_b=2.1$	
19.5	20.0	本曇				111.2						
19.0	19.0	晴				104.7						
18.0	20.0	晴				107.0						
17.5	20.0	晴				109.4						
18.0	20.0	晴	11.61	11.81	66,534	111.1						
17.5	19.5	本曇				112.0	$R=109.4$	22 : 30 22 : 45	6.4	7.0	22 : 48 $\sigma_a=5.0, \sigma_b=2.5$	
14.5	20.0	本曇・雨				112.2						
14.0	19.0	曇				109.5						

日 月	日	時 間	航 行 位 置	航 行 距 離 (mile) (day)	進 路 指 針 (deg)	船 速 (knot)	絶 対 風 力 Beaufort Scale	波 浪 方 向	う ね り 大 き さ	気 圧 (ミリバ ール)	
	4 + 0 : 00				286	10.8	NW	6	7	W heavy	1011.3
	8	"			287	11.7	NW	6	5		1016.0
12	12	"	33°03' N 136°49' E	283	286	14.3	WNW	5	5		1017.2
31	16	"			281	7.3	NW	5	5		1017.5
	20	"			—	—	NW	5	5		1019.5
	24	"			—	—	—	—	—		
1966	0:50	"	和田岬 沖着	157							
1	1										

12月14日12時から12月31日12時までの間の平均船速および平均軸回転数 (29日の主機停止補正のために4時間

総経過時間	総航行距離	平均船速	総軸回転数	平均軸回転数
386.5 (hour)	5,303 (mile)	13.7 (knot)	2,556,670 (rev)	110.2 (rpm)

温度 (°C)		天 气	吃水(m)		排水量 (ton)	軸 の 回 転 数 (rpm)	軸 の 総 回 転 数 ($\frac{\text{rev}}{\text{day}}$)	主機操縦条件			備 考
気温	水温		船首	船尾				時間	燃料ノ ッチ指 針位置	ガーバ ー指 針位置	
9.0	18.0	曇				104.5	$V=11.8$	3:15	6.2	7.0	
8.0	18.0	曇				105.8		5:50	6.3	7.0	
7.5	17.5	曇	11.62	11.78	66,473	112.3		6:40	6.4	7.0	
								8:30	6.5	7.0	
8.5	17.0	晴				113.5	—				黒潮のため船速減
7.0	14.5	晴				—					ロスアンゼルス・和田岬間
					(バラス) (ト排水)						軸総回転数2,767,060 rev 総航行距離 5,716 mile
			11.52	11.58	65,540						1月2日午前8時 広畠着岸

を差引く)

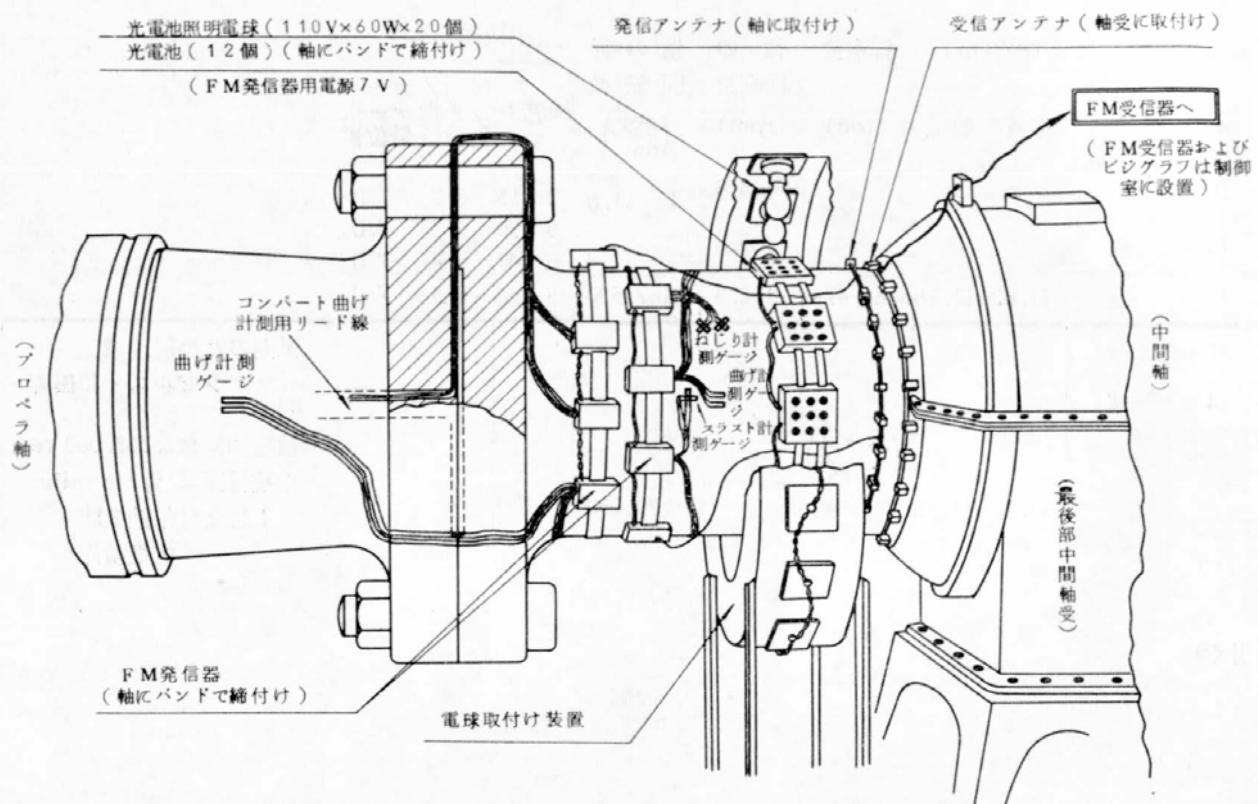


図 2.2.4 A丸の軸系諸応力計測装置取りつけ概略図

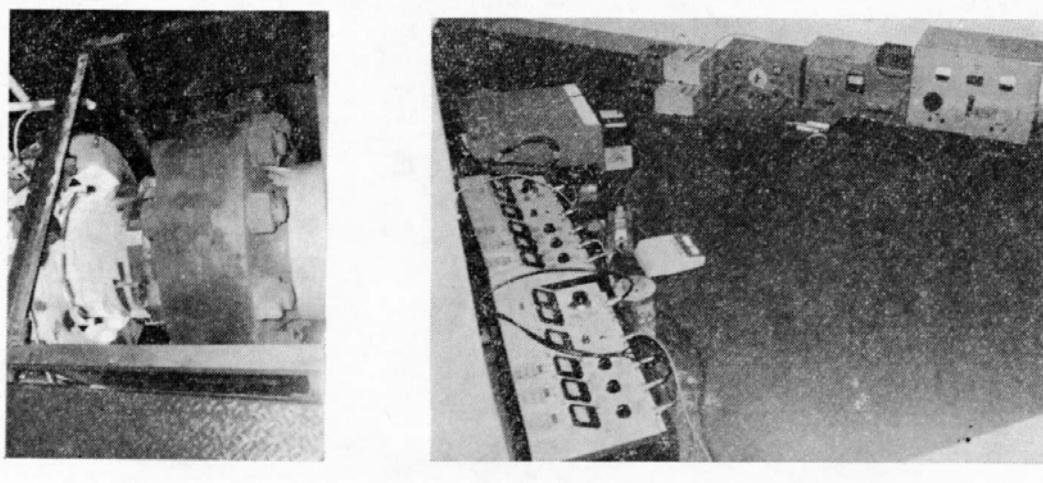


図 2.2.5 計測装置の写真

2.3 計測の結果

2.3.1 計測記録抜萃

以下に示す計測記録において、各記号は次の計測内容を示す。

σ_1 : プロペラ軸コンパート大端部の曲げ応力 [図 2.2.1 の計測点(1)]

σ_2 : " " " " [" " (2)]

σ_3 : プロペラ軸船首側の曲げ応力 [" " (3)]

σ_4 : 中間軸船尾側の曲げ応力 [" " (4)]

τ : 中間軸におけるねじり応力 [" " (5)]

t : 中間軸におけるスラスト [" " (6)]

P : 船体のピッキング角度

R : 船体のローリング角度

(1) 海上試運転時

図 2.2.6 の(a)~(f)は海上試運転時の応力計測記録を抜萃したものであって、低回転数から高回転数へ、応力波形が次第に変化して行く様相を(a)から(f)の順に示してある。なお、海上試運転時の海況は非常に穏かであったことから、これらの記録は回転数の変化による波形の変化を表わしているとみなすことができる。

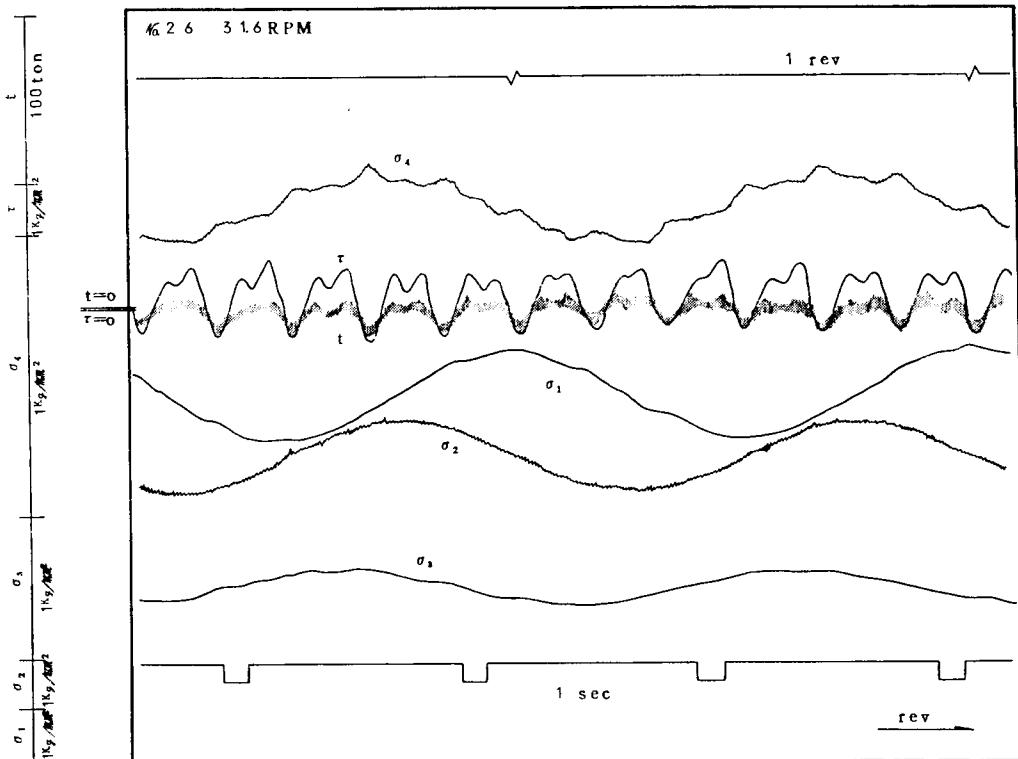


図 2.2.6(a) 計測記録抜萃 (その 1)

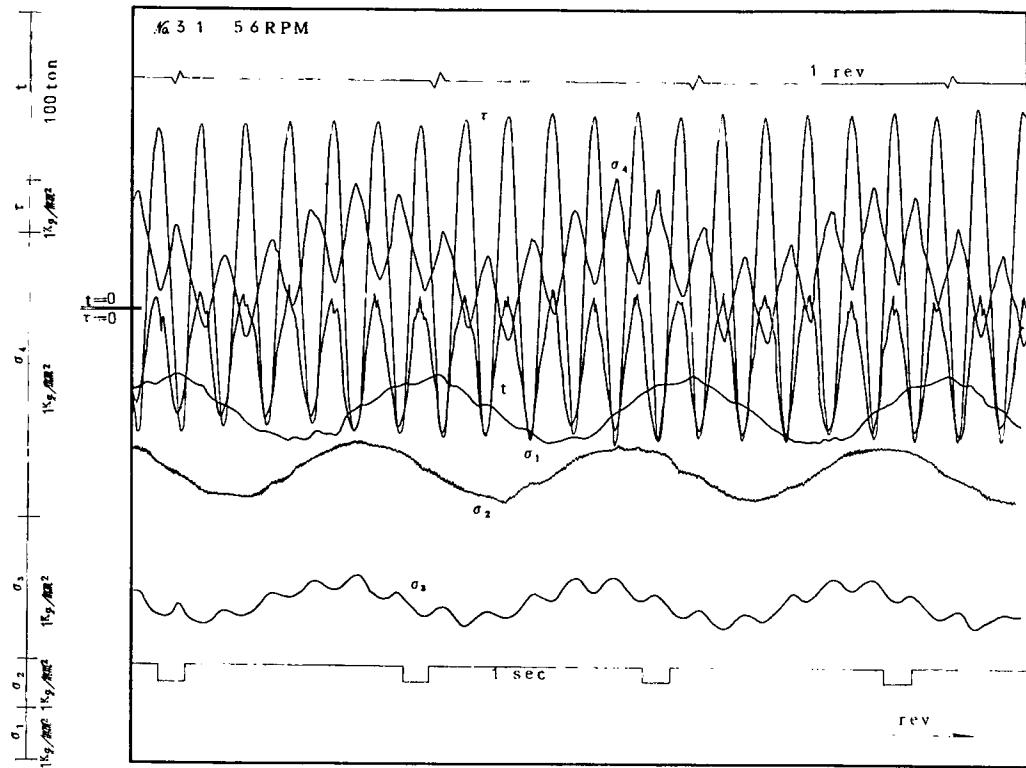


図 2.2.6(b) 計測記録抜萃 (その 2)

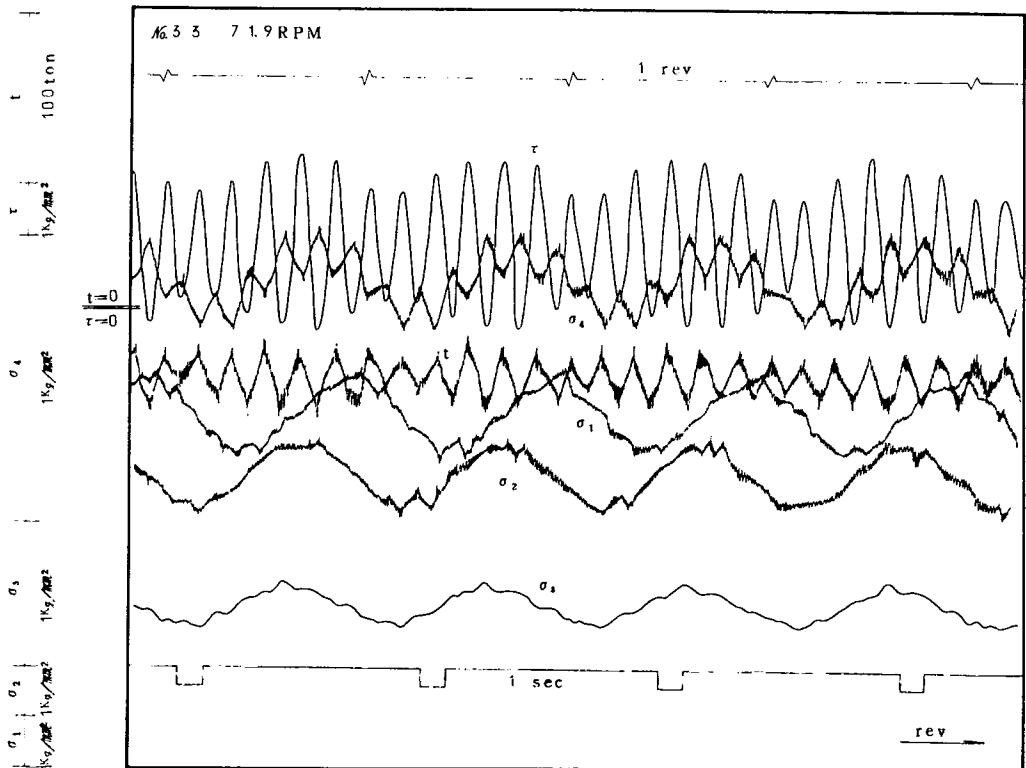


図 2.2.6(c) 計測記録抜萃 (その 3)

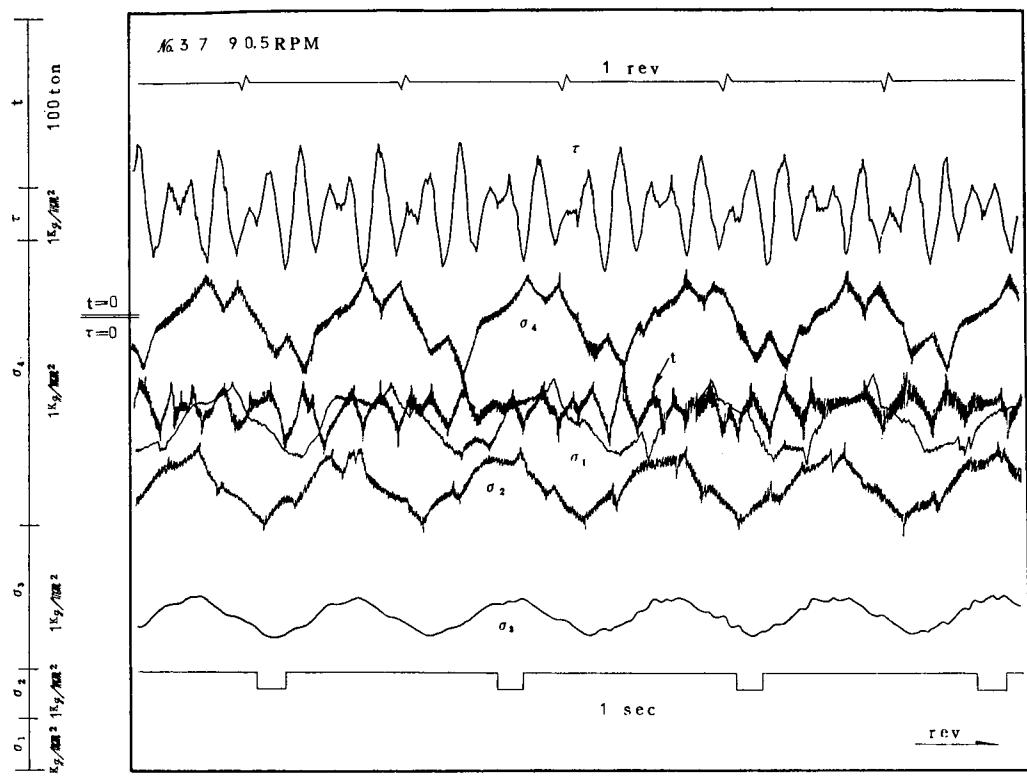


図 2.2.6(d) 計測記録抜萃 (その 4)

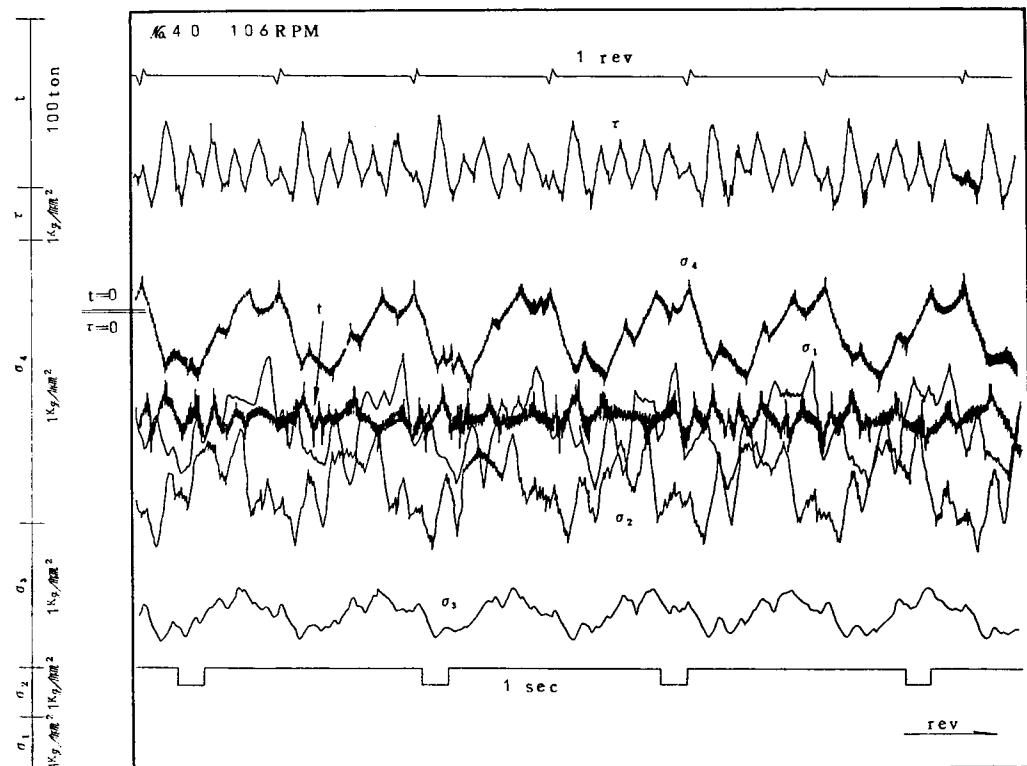


図 2.2.6(e) 計測記録抜萃 (その 5)

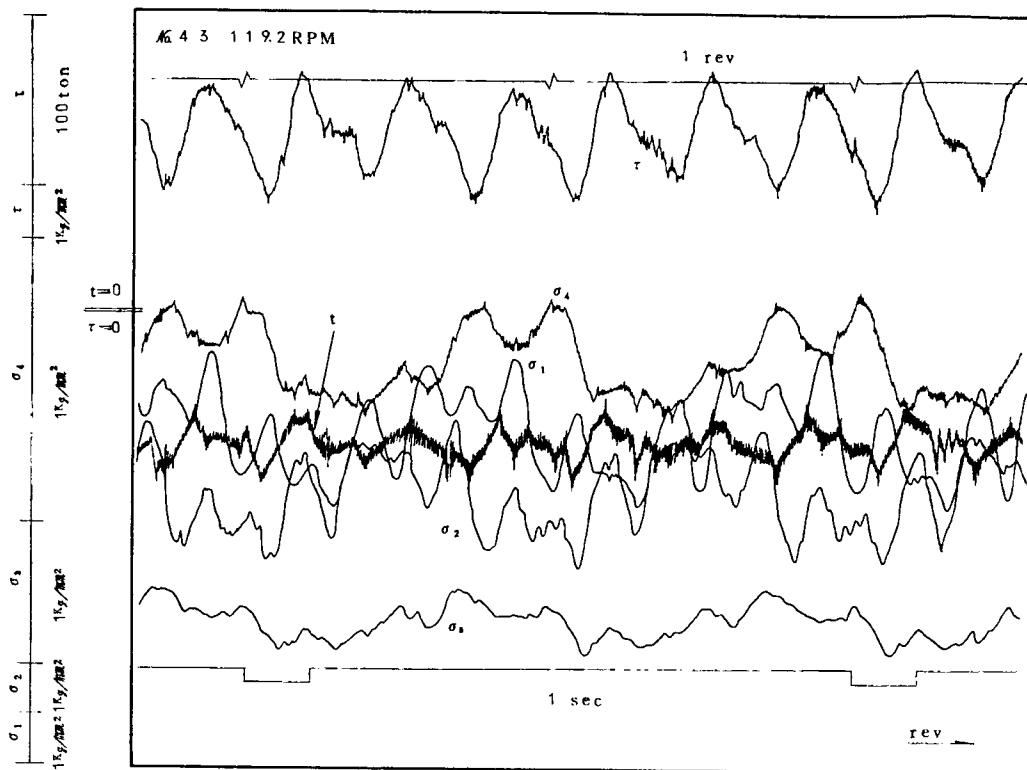


図 2.2.6(f) 計測記録抜萃 (その 6)

(2) 北太平洋航行中

図 2.2.7 の(a)～(f)は北太平洋航行中の応力計測記録を抜萃したものである。

(a)は平均スラストと平均トルクが著しく変動した例を示したものである。

今回の計測では、主機ガーバナーの制限いかんにより、設定点を上げると、プロペラ空転時に軸回転数が上昇し、曲げ応力振幅もまた大きくなることがわかった。この曲げ応力振幅に及ぼすガーバナーセット点の影響を調査するため、荒天中のほぼ同時刻に、ガーバナー設定点を上げた場合と下げた場合の比較計測を行なった。(b)は設定点を上げた場合、(c)は設定点を下げた場合の記録であるが、(b)において σ_1 の最大全振幅は 12 kg/mm^2 に達している。

これら(a)～(c)はバラスト状態における計測例であるが、満載状態ではたとえ荒天に遭遇し、船体が大きくピッティングしても、プロペラの深度が深く負荷が減少しないので、トルク、スラストおよび曲げ応力に大きな変動が生じないことがわかった。

(d)はこの満載状態で、もっとも応力変動の大きかった一例である。

これらの図は数十秒に亘る時間経過に対するトルク、スラストおよび曲げ応力などの変動の様相を示したものであるが、軸が 1 回転する間の変動の様相の記録の例を(e) (バラスト状態) および(f) (満載状態) に示した。

このほか表 2.2.1 の備考欄にも、プロペラ軸のコンパート大端部曲げ応力全振幅につき、その日の計測値の最大値 (σ_a) と最小値 (σ_b) の両者を示してある。なお曲げ応力は最大値が発生したとき、引続いて最小値が発生するので、計測時間は同時刻となっている。この最大値と最小値の現われる様相は、たとえば図 2.2.7 (b)に見ることができる。

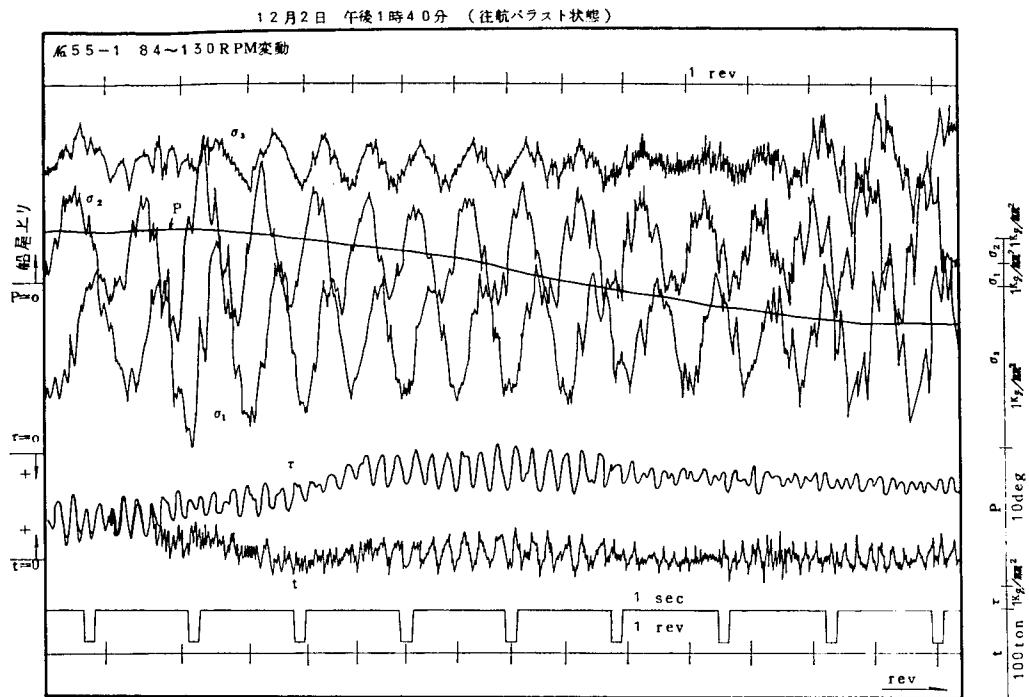


図 2.2.7(a) 計測記録抜萃（その 1）

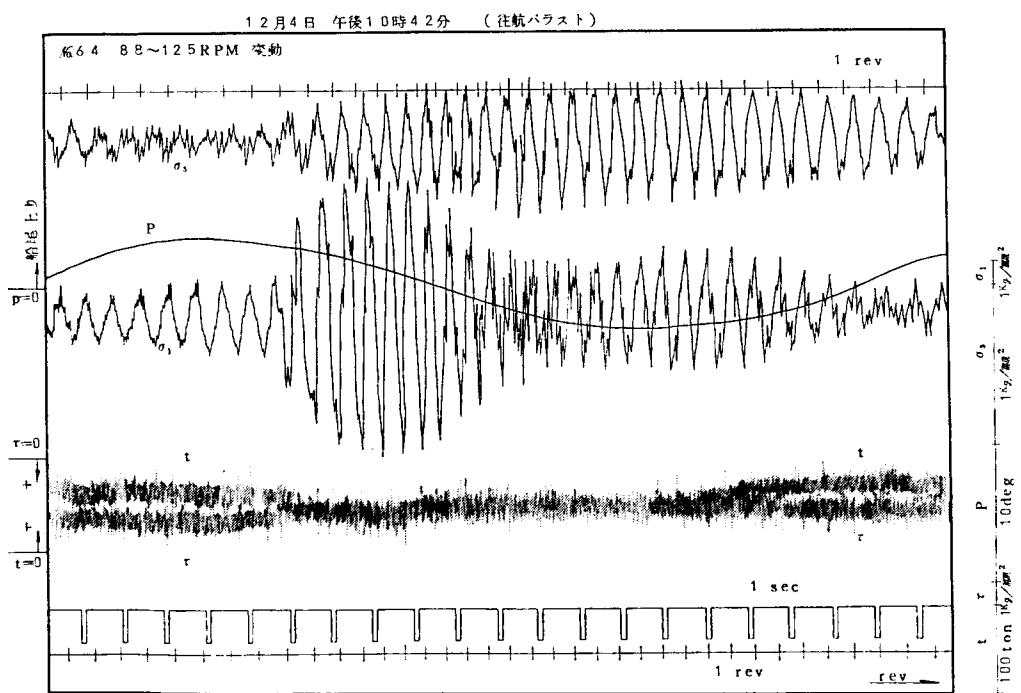


図 2.2.7 b) 計測記録抜萃（その 2）

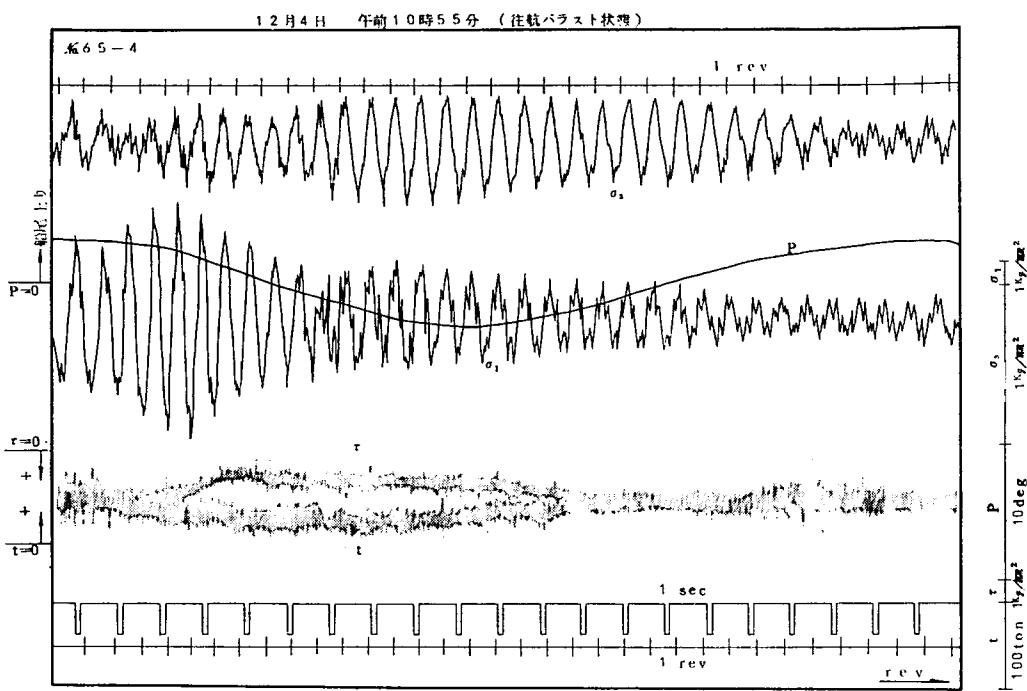


図 2.2.7(c) 計測記録抜萃（その3）

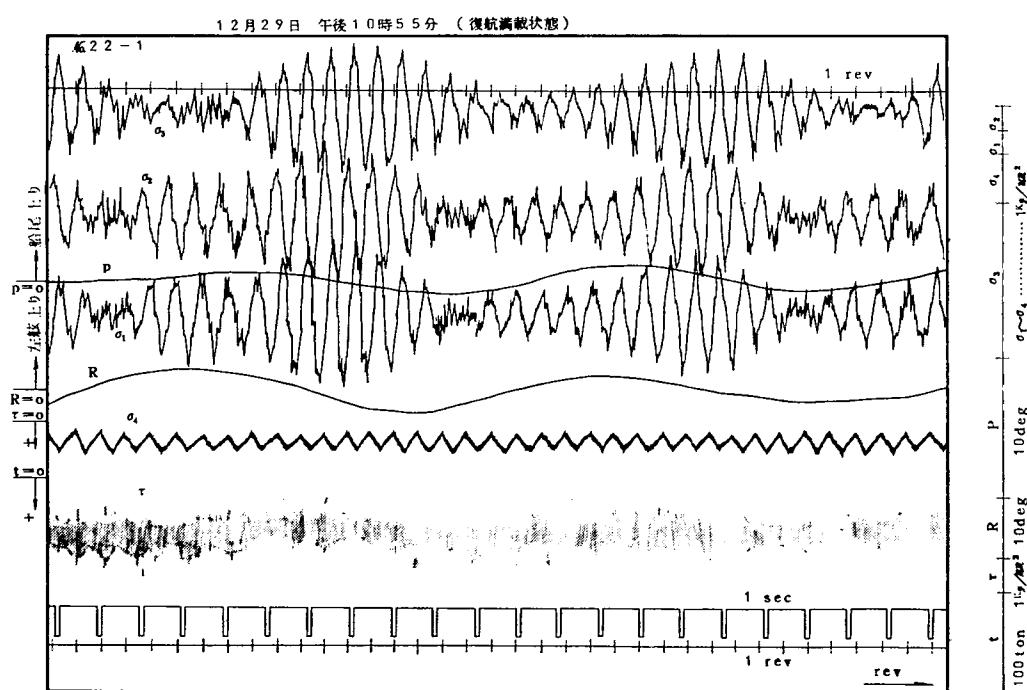


図 2.2.7(d) 計測記録抜萃（その4）

12月2日 午後2時38分 (往航バラスト状態)

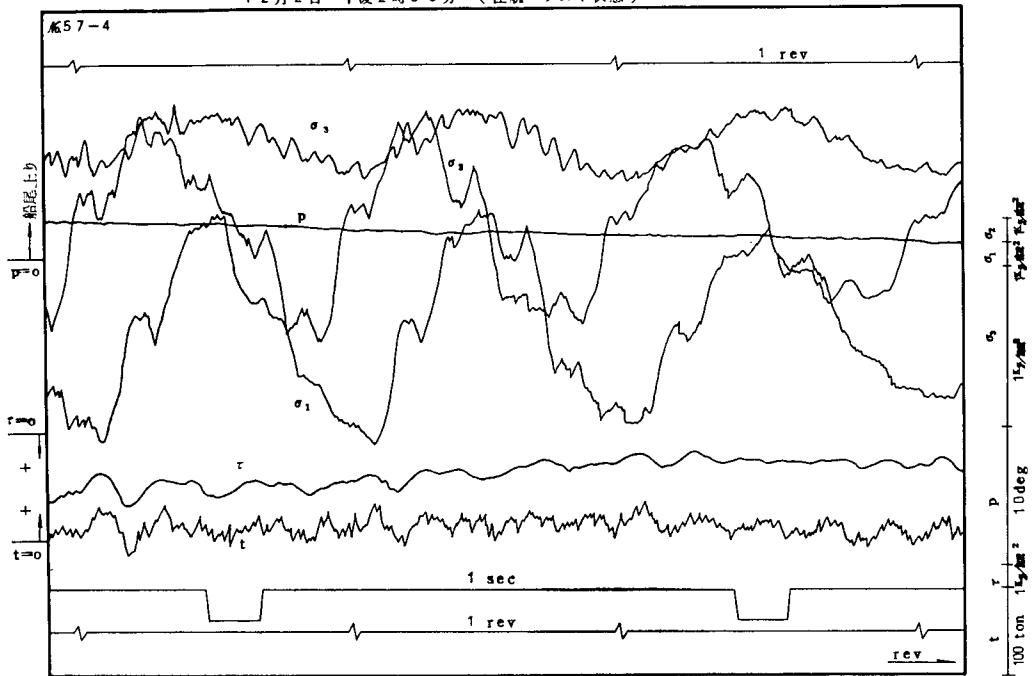


図 2.2.7(e) 計測記録抜萃 (その5)

12月29日 午後9時10分 (復航満載状態)

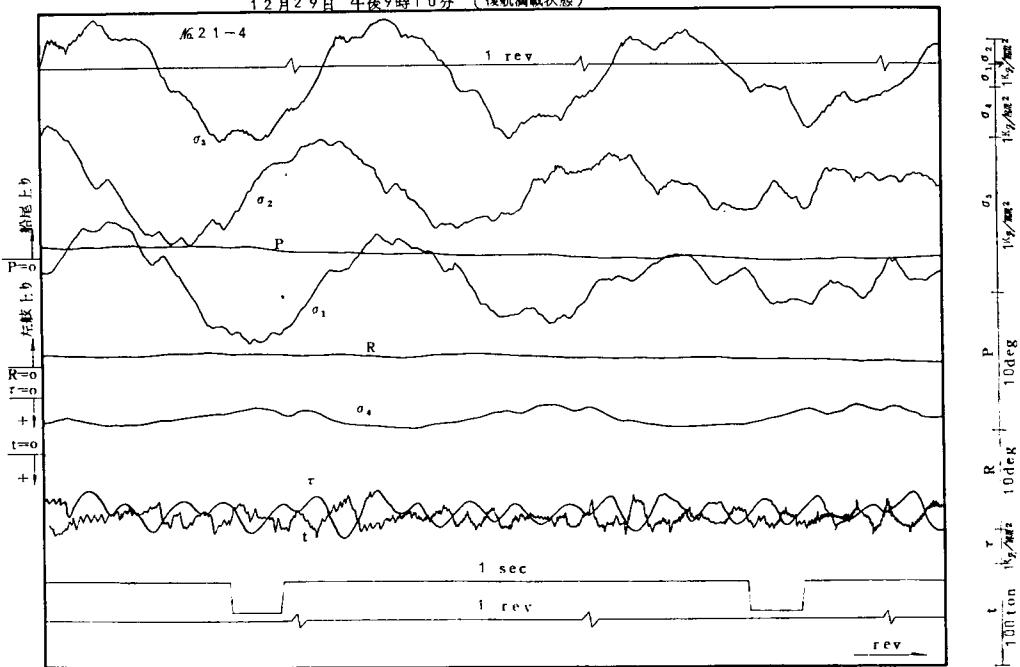


図 2.2.7(f) 計測記録抜萃 (その6)

2. 3. 2 応力計測結果

(1) 海上試運転時

海上試運転時における応力計測では、海況が極めて穏かであり、また、同一吃水下にあったことから、計測値を回転数の変化に対して表示したものを図2.2.8ないし図2.2.13に示した。

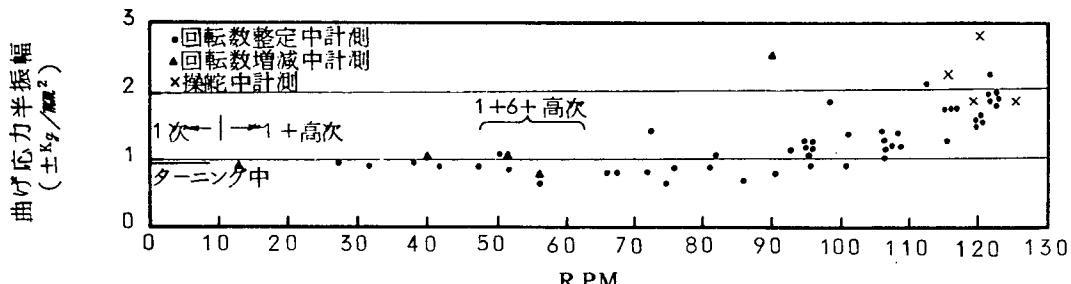


図 2.2.8 計測点(1)における曲げ応力実測値

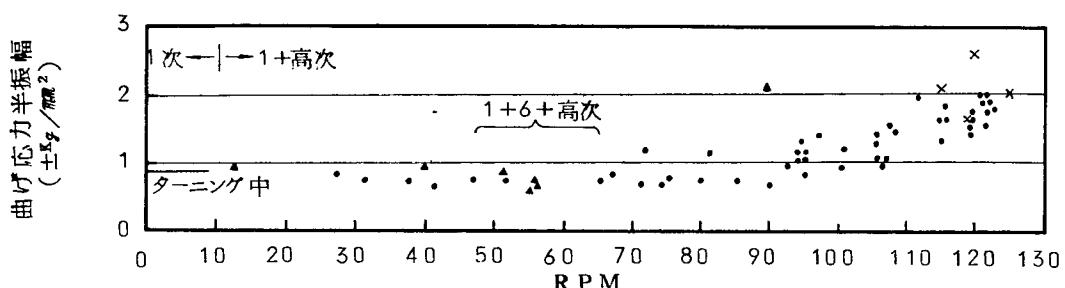


図 2.2.9 計測点(2)における曲げ応力実測値

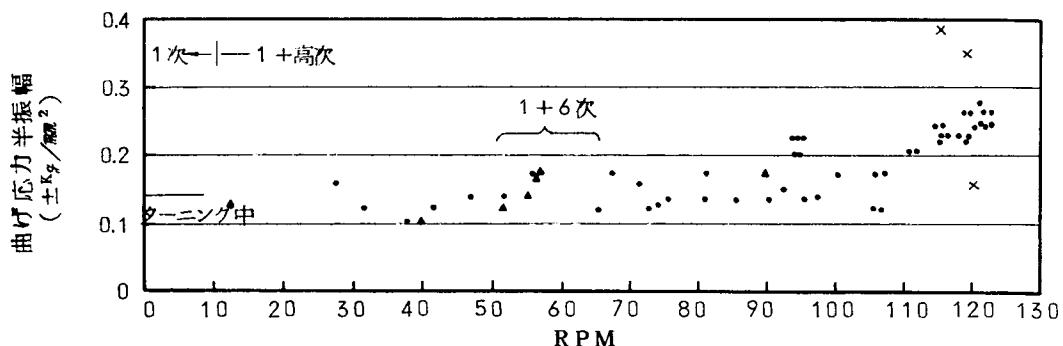


図 2.2.10 計測点(3)における曲げ応力実測値

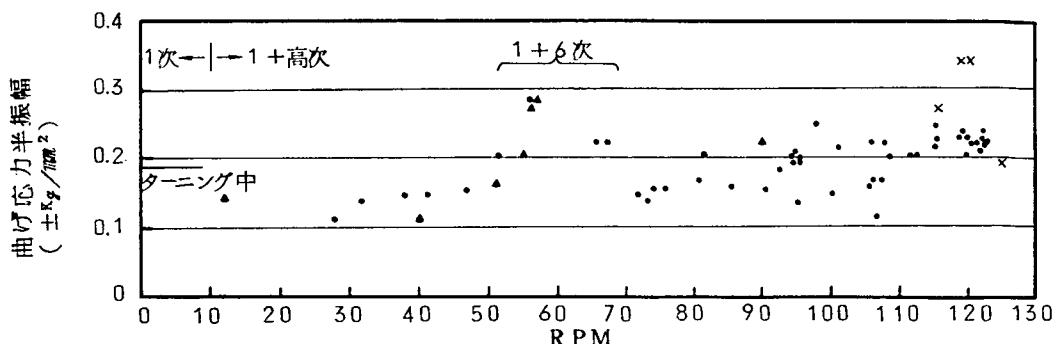
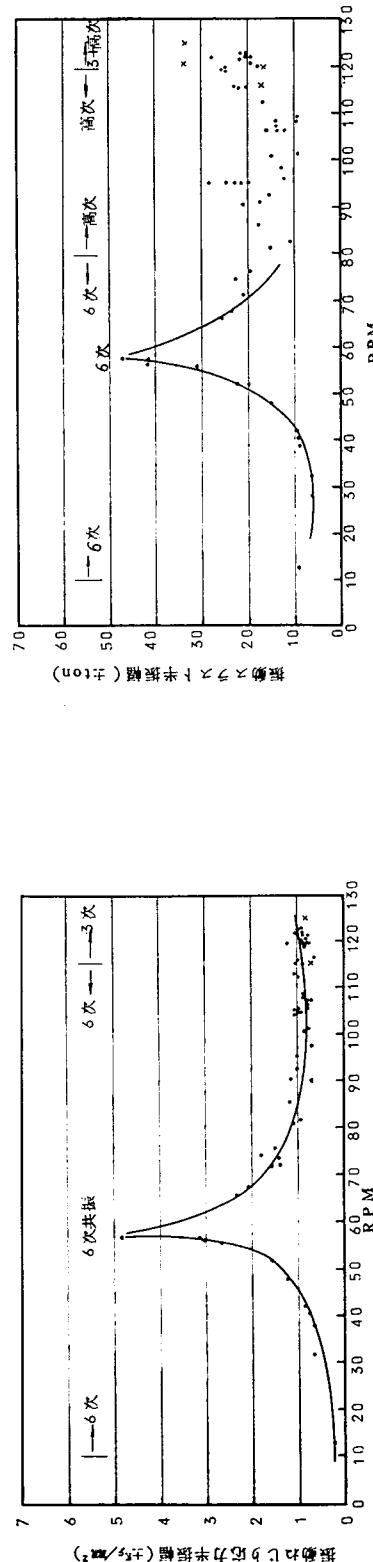
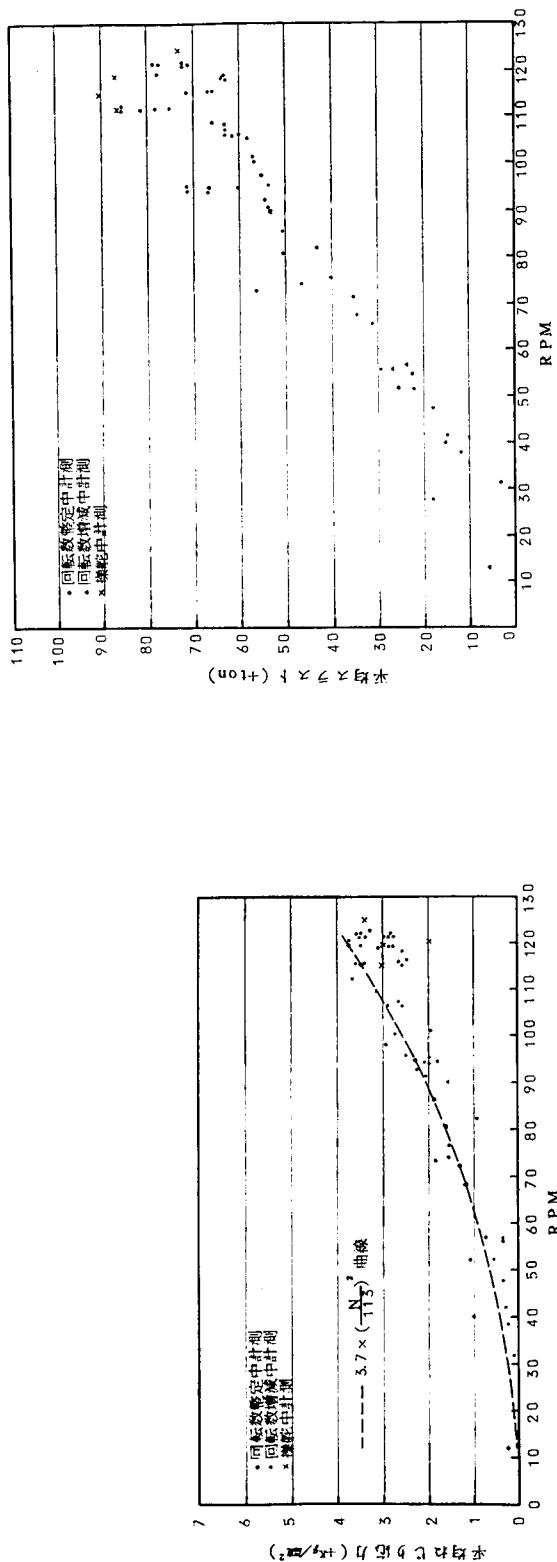


図 2.2.11 計測点(4)における曲げ応力実測値



(2) 北太平洋航行中

北太平洋航行中にあっては、海況の変化により、特にプロペラがレーシングするような荒天中に軸系の諸応力および回転数がどのような変化をするかを把握することを目的として、船体のピッティング角度をも同時計測した。

バラスト状態にあって、プロペラの深度が浅く、また時間的に変動する状態では、軸回転数、スラスト、トルクはもとより、軸の曲げ応力も時間的に変動し、特にプロペラの一部が露出してレーシングするとこの変動は大きい。そこで、数十秒にわたる連続記録から、これら各計測値の時間的経過に対する変化の様相を解析した数例を図2.2.14ないし図2.2.16に示した。

図2.2.14は平均トルクと平均スラスト著しく変動した例であって、前述の図2.2.7(a)に対応する。

図2.2.15と図2.2.16は主機ガーバナーの設定点がプロペラのレーシングによる回転数の変動にいかなる影響を及ぼすか、ひいては諸応力の変動にいかなる影響を及ぼすかを調査するため、比較を行なった例で、前者はガーバナの設定点を上げて、回転数をかなり上昇させた場合、後者はその逆の場合である。なお、前者は図2.2.7(b)、後者は図2.2.7(c)にそれぞれ対応する。

満載状態にあって、プロペラの深度が深いと、たとえ荒天中でピッティングが大きくても、軸回転数はじめ諸応力はあまり変動しない。

図2.2.17は満載状態でかつ荒天中に、最も大きな軸の曲げ応力を把握したときの解析例で、前述の図2.2.7(d)に対応する。

これらの計測結果のほか、北太平洋航行中におけるプロペラ軸のコンパート大端部の曲げ応力の大きさについては表2.2.1の備考欄に記載してある。

計測番号 M55-1 昭和40年12月2日 午後1時40分 (往航バラスト状態)

(平均トルクと平均スラストが著しく変動した例)

(ガバナー指針 = 6.4 燃料指針 = 5.3)

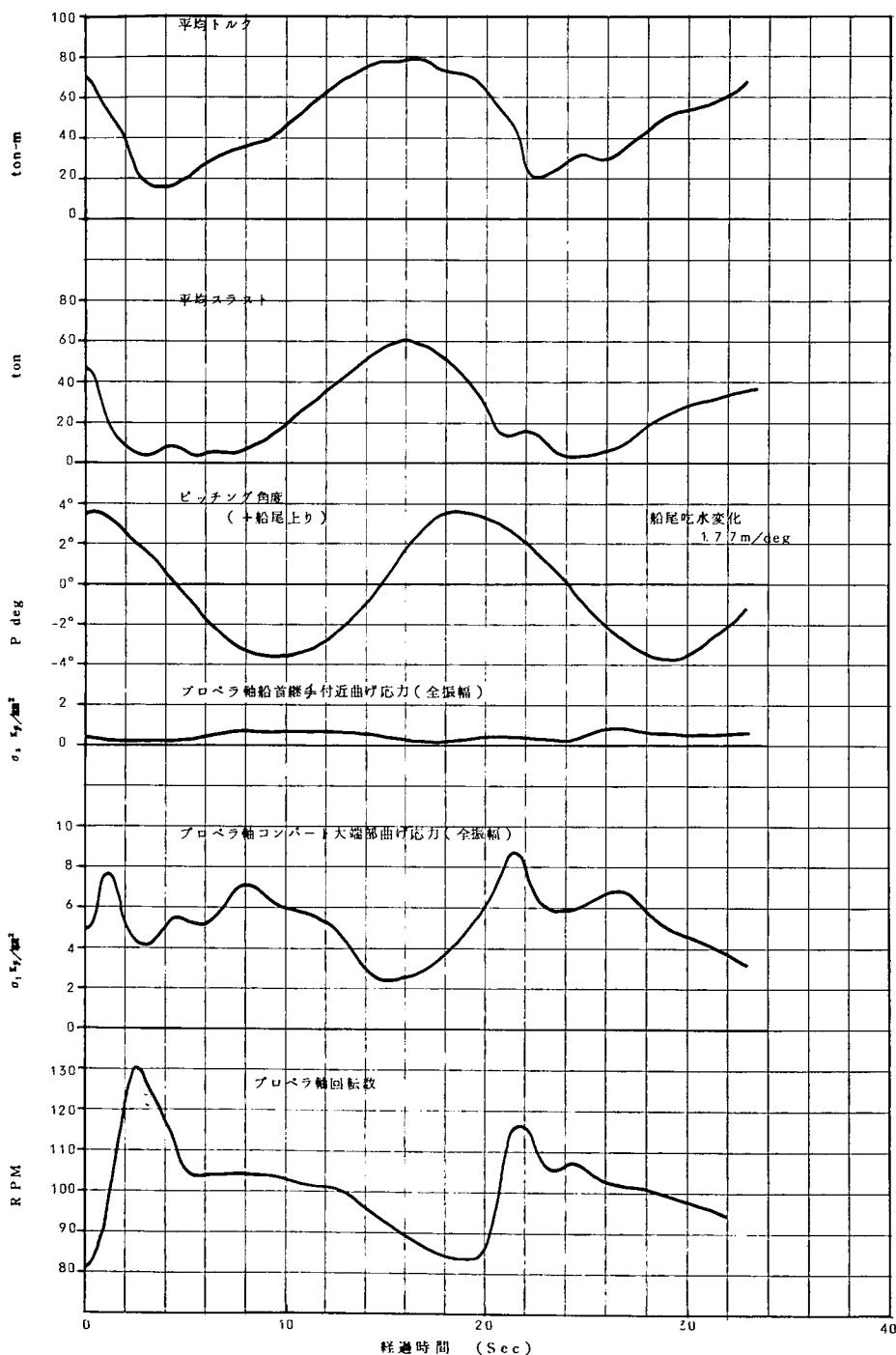


図 2.2.14 解析例 (その1)

計測番号 464 昭和40年12月4日 午前10時42分 (往航バラスト状態)
(曲げ応力が最大値を示した例)

(ガバナ指針 = 7.0 燃料指針 = 5.3)

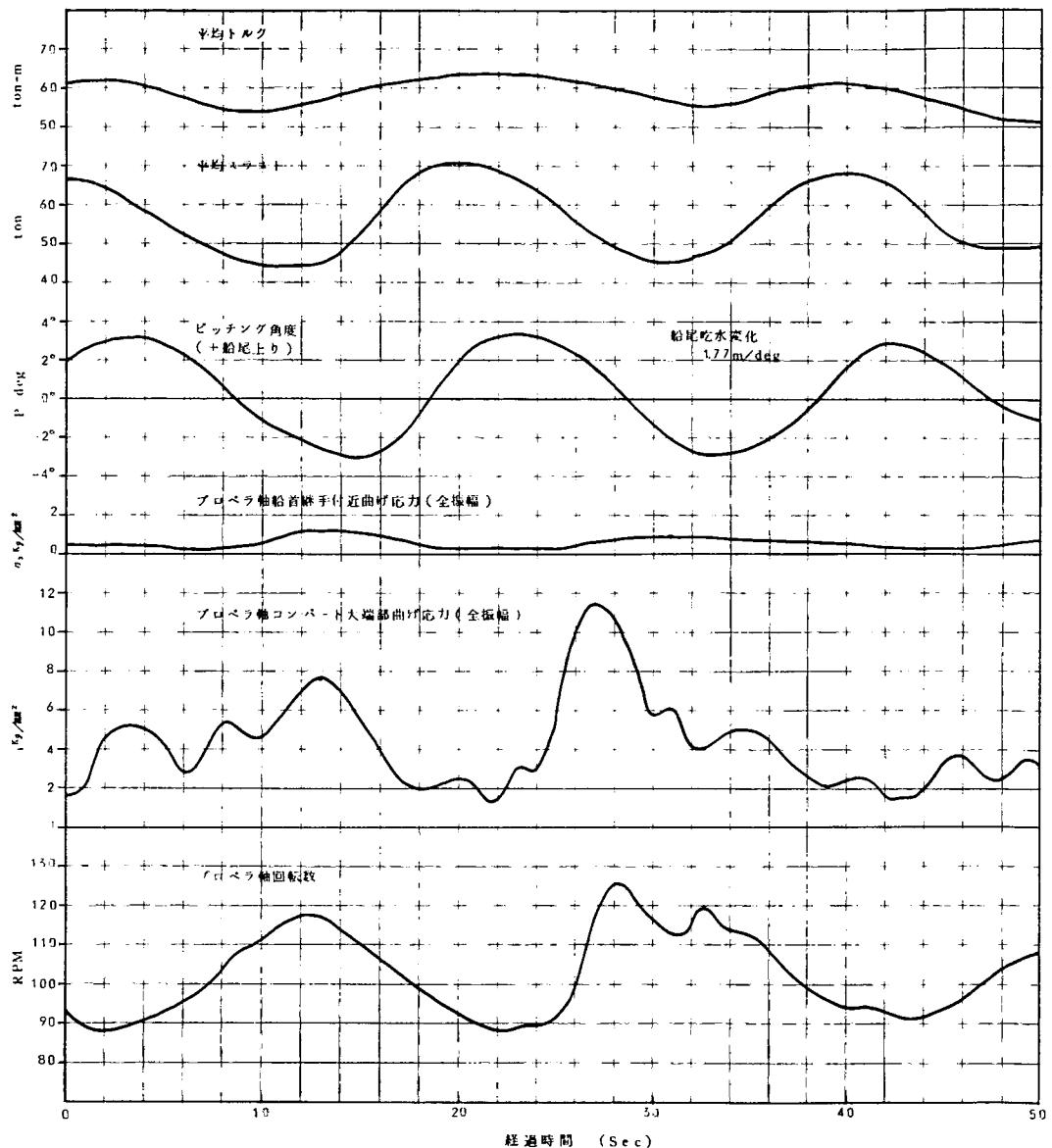


図 2.2.15 解析例 (その2)

計測番号 M65-4 昭和40年12月4日 午前10時55分(往航バラスト状態)

(主機ガーバー特性が曲げ応力に及ぼす影響を調査のため
M64の場合より、特性を敏感にした例)

(ガーバー指針 = 6.0 燃料指針 = 5.3)

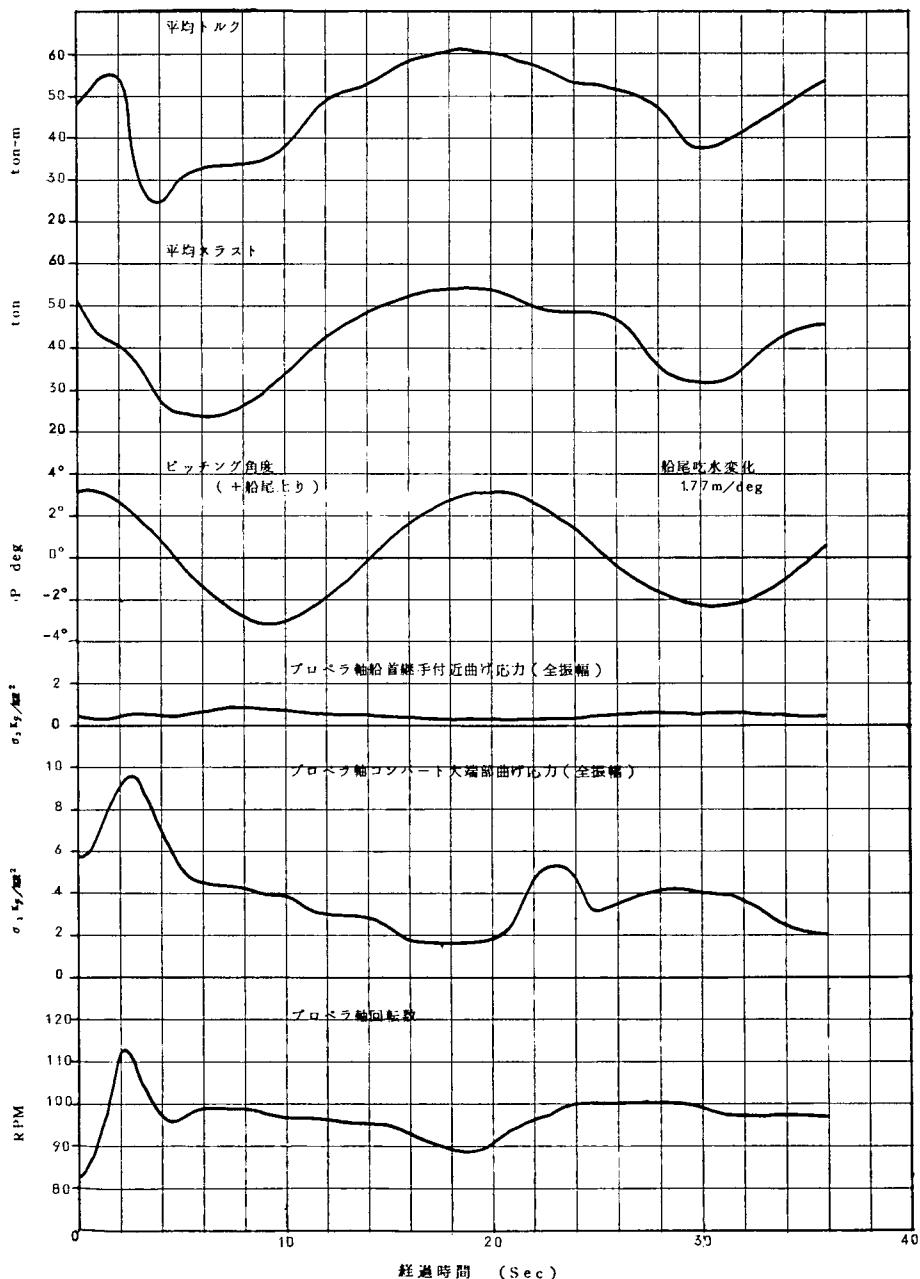


図 2.2.16 解析例(その3)

計測番号 A 22-1 昭和 40 年 12 月 29 日 午後 10 時 55 分 (復航満載状態)

(ガーバー指針 = 7.0 燃料指針 = 5.3)

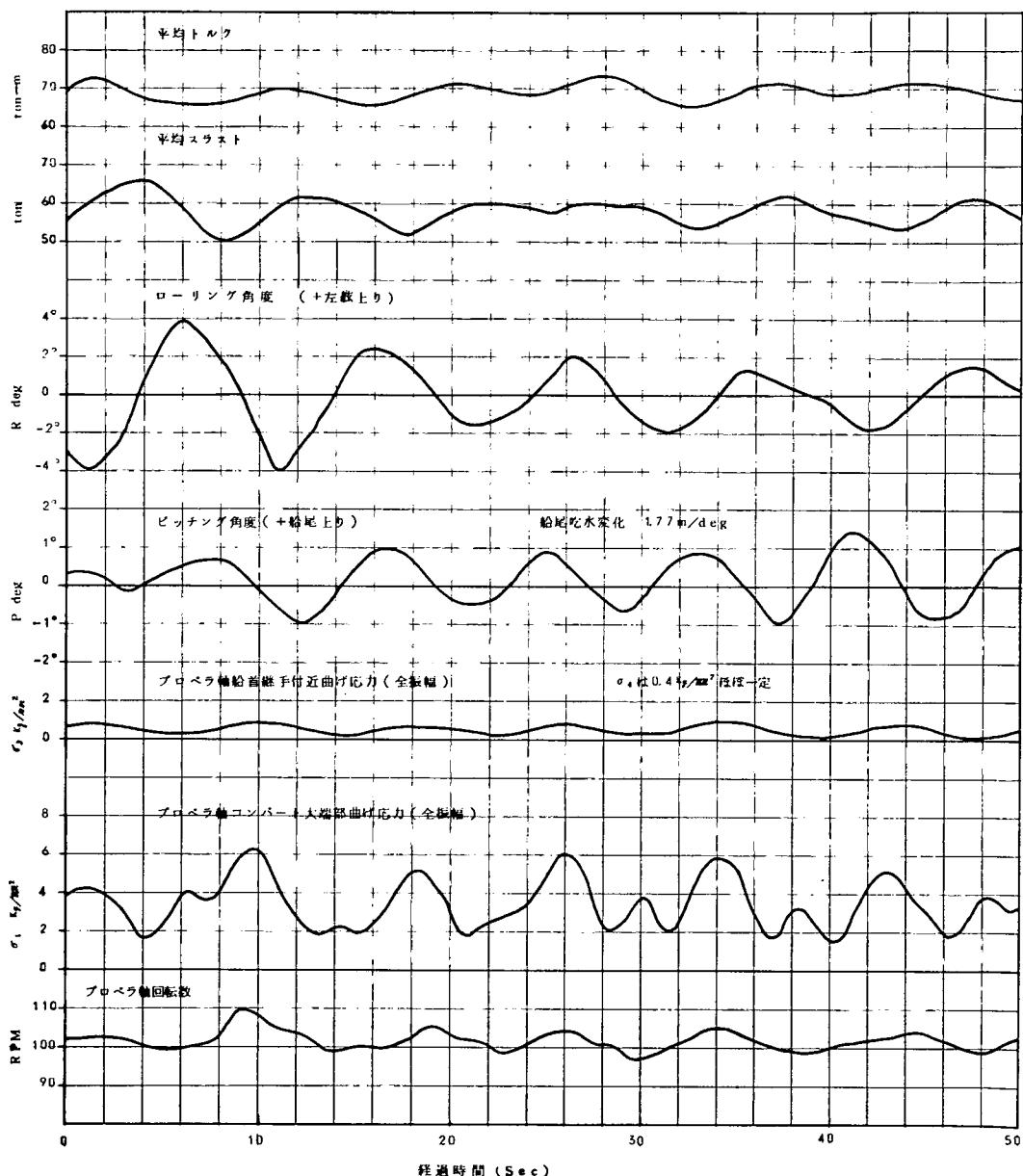


図 2.2.17 解析例(その4)

2. 4 計測結果についての考察

A丸の軸系の諸応力の実測結果から、次のことがいえる。

(1) プロペラ軸のプロペラ取付大端部の曲げ応力振幅は、海上試運転における穏海条件において約 $\pm 2 \text{ kg/mm}^2$ であり、予想値と一致した。一方外洋航行中においては、プロペラがレーシングしない限り、波浪やうねりの状況のいかんにかかわらず約 $\pm 3 \text{ kg/mm}^2$ 以下であるが、往航バラスト状態でプロペラがレーシングをするような荒天中において、最大約 $\pm 6 \text{ kg/mm}^2$ であり、穏海時の約3倍の大きさを示した。なお満載時にあっては、たとえ同様な荒天に遭遇しても、プロペラ深度が深く負荷の減少の割合が少ないとから、応力振幅は特に高くならないことが確認された。ただしA丸は船の長さが 211 m であり、これに匹敵する長さのうねりがほとんど存在しないことから、大きなレーシングは生じなかつたが、もし船の長さが短かい船（特に空荷状態の貨物船）では、うねりによる大きなレーシングによって、 $\pm 6 \text{ kg/mm}^2$ を越える曲げ応力の発生が予想され、また満載時でもレーシングすることが考えられる。

軸の折損応力条件については、圧入軸の曲げ疲労試験結果（1編1章参照）により、プロペラ取付大端部の疲労強度は $\pm 9 \text{ kg/mm}^2$ 程度と考えられることから、A丸については、該部に初期微小き裂が発生することはあっても、これが進行して折損に至ることはないと想定することができる。

なお、プロペラがレーシングをするような条件に遭遇する回転数積算頻度の解析は今後に与えられた研究課題であるが、将来において、すべての船に適用できる最大曲げ応力推定法とその発生頻度の推定法が光明しいうならば、軸系設計に貢献するところが大きい。ただし、このためには、さらに数隻の船について計測を行なう必要があろう。

(2) プロペラ軸の曲げ応力は、プロペラがレーシングを行なう状況にあって、軸の回転数が急増するような条件下において、応力もまた急増し、両者の変動曲線は相対的に類似していることが明らかとなった。このことから、両者の関連係数を求めておけば、軸の回転数変動記録をとることによって、軸の曲げ応力を推定できるのではないかという新たな課題が生まれた。もし、これをすべての船に適用できるならば、特に曲げ応力計測を行なわずに、その大きさを推定できることになるが、将来の研究にその成果を待たなければならない。なお、軸の回転数と曲げ応力についての関係から、プロペラがレーシングをするような荒天中で、特に空荷の状態では、主機操縦ガーバナーの設定点を下げて、回転数急増を阻止させる手段を考慮することは、プロペラ軸に発生する最大曲げ応力振幅を減少させることに役立つものと考えられる。これに関連して、タービン船においては、レーシング時に回転数の急増が予想され、ディーゼル船の場合と比較して、曲げ応力の観点において不利な条件下にあるのではないかと想像される。

(3) 軸に発生する平均トルクおよび平均スラストについては、プロペラ回転数の上昇とともに減少する対応性を示しているが、ガーバナー設定点を上げてトルク低下を少なくする操縦を行なうと、レーシング時においても回転数は急増するが、トルクおよびスラストはあまり減少しない様相を明確に擰むことができた。この点からも、荒天時にはガーバナー設定点を下げ、回転数急増に対して、燃料を早期に切り、トルクおよびスラストを急減させて、軸の曲げ応力に及ぼす偏心変動スラスト成分を減少させることにより、応力振幅の増加の抑制を計ることは好ましいことと考えられる。

(4) 船がピッティングを行なうとき、船尾が上昇しても波のうねりとの関係でプロペラの深度が浅くなるとはかぎらない。したがって、プロペラが空転するような状態は、ピッティングの山とうねりの谷

が周期的に一致したときに生じたものであって、その発生頻度は比較的少ない。

今回の計測で求められた興味ある現象は、船尾が浮き上ってもとに戻り、次に 0° から沈み始める寸前に回転数が急増し同時に曲げ応力も増加する傾向が見られたことである。これはガーバナーの作動の時間的遅れによるものか、または船尾が沈み始めたときに、うねりの谷が来ることによるものと想像される。

また平均スラストが減少するときに軸の曲げ応力が増大することは、スラストの絶対量が小さくても偏心量が非常に大きくなるためではないかと想像される。

(5) 機関室内部軸系の曲げ応力振幅は、荒天中であっても $\pm 1 \text{ kg/mm}^2$ であり、穏海時とほとんど変化なく小さいことが確認された。したがって、機関室内部軸系について曲げ応力を実測することによって、特にプロペラがレーシングをするような荒天中におけるプロペラ取付大端部の最大曲げ応力を推定することには、多くの仮定を設ける必要のあることも合わせて、困難なことがわかった。

(6) 穏海条件においては、プロペラの偏心変動スラストが軸の曲げ応力に及ぼす影響は少なく、曲げ応力の振幅は時間とともにほとんど変化しない。しかし、荒天時で特に軽荷状態では大きな変動が生じるので、軸の曲げ応力を計算するのに際して、プロペラの偏心変動スラストの影響成分を一定とみなすことはできない。これまで、プロペラの偏心変動スラストはプロペラの羽根数にもっとも大きな影響を受け、そのほか載荷状態、船尾構造の影響をも受けとされているが、穏海中はともあれ、荒天中特に軽荷状態ではピッキングによるプロペラ深度の変化および主機操縦条件の方がプロペラ羽根数や船尾構造などより軸の曲げ応力に及ぼす影響が大きいことが明らかとなった。したがって、軸の最大曲げモーメントおよび最大曲げ応力を推定するに際しても、プロペラの変動スラストに基づく成分を、プロペラ羽根数や載荷状態のみでなく、ピッキングによるプロペラ深度の変化およびガーバナー設定点いかんによる軸回転数上昇度などの関係として計算する必要がある。しかし、この関係をすべての船に適用できるように表示するには、さらに多くの船について、実測調査を行なわなければならない。

(7) 穏海条件におけるプロペラ軸のコンパート大端部の曲げ応力の最大振幅は、特に異なった船尾構造の船でないかぎり、特に解析を行なわなくても、すべての船について $\pm 2 \sim 3 \text{ kg/mm}^2$ と見込んで差支えないと考えられる。

第3編 軸系に発生する曲げ応力の解析

第1章 軸系の曲げ応力の理論計算法

1.1 軸系配置の取扱いおよび基礎記号

プロペラ軸に発生する曲げ応力を検討するに当り、まず基礎条件として軸系配置をいかに取扱うかが問題である。実際の軸系においては、軸の長手方向に軸径の変化があり、特に継手が存在すること、またプロペラ軸には材質の異なるスリーブがはめられていること、さらに各軸受は支点ではなくして長さを有し、特に船尾側船尾管軸受にあっては軸径の4倍を越える長さを有することなどが、軸系配置の取扱いを困難にしている。しかし、ここでは、基礎仮定として、軸を全長にわたり同一材質とし、各軸受間の軸径を同一とし、さらに各軸受は長さを持たない支点として取扱い、軸系はこれらの支点の上に配置された連続梁であるとみなして検討を行なう。また、外力の作用方向については、外力の性格如何により、その方向が常に変動するものがあるので、これらを統一するため、船の船尾から見て、垂直方向および水平方向の二成分に各外力を分解し、垂直方向下向きならびに水平方向右向きの成分を正として取扱い、任意方向に作用するものは、これらを合成することによって作用方向を定めることとした。

図3.1.1～2は、ここで取扱う軸系配置図を示したものである。

図3.1.1は船首側船尾管軸受（支点c）を装備する場合、図3.1.2は、これを装備しない場合の軸系配置図であるが、船首側船尾管軸受を装備していても、これが軸受として作用しない場合には、後者として取扱わなければならない。この支点cの効力の有無は、支点cから船首側に作用する曲げモーメントの検討に当って、影響が大きいので、あらかじめ境界条件を見出してから、該当する軸系配置について曲げモーメントその他の検討を行なう必要がある。

なお曲げモーメントの発生因子としては次のものを対象とした。

(1) プロペラの偏心変動スラストに基づき、軸系船尾自由端に作用する変動偶力

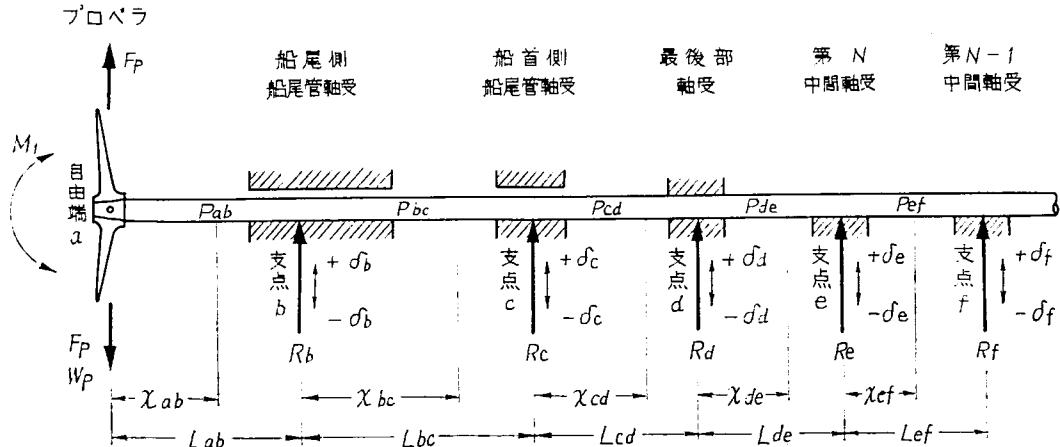


図3.1.1 軸系配置図（その1）

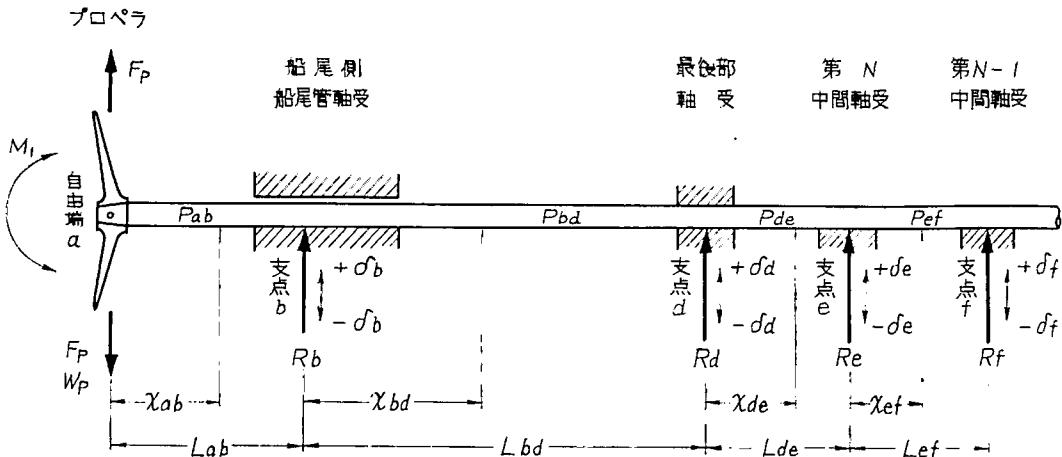


図 3.1.2 軸系配置図（その 2）

- (2) プロペラの重量
- (3) 軸の重量
- (4) プロペラの不つり合遠心力
- (5) 軸受の変位

図 3.1.1 および図 3.1.2 に関連し基礎記号を次のごとく定める。

- W_p : プロペラ重量（海水中）(kg)
- D : プロペラの直径 (cm)
- F_p : プロペラの不つり合い重量に基づく不つり合い遠心力 (kg)
- P_{ij} : ij 2 支点間の軸の単位長さ当たりの等分布軸重量 (kg/cm)
- L_{ij} : ij 2 支点間の距離 (cm)
- x_{ij} : 隣り合う ij 2 支点間の船尾側支点から任意位置までの距離 (cm)
- y : x の位置における軸の撓み量（軸を持上げる方向の撓みを正とする）(cm)
- $δ$: 支点の変位量（軸を持上げる方向の変位を正とする）(cm)
- I : 軸の断面 2 次モーメント (cm^4)
- E : 軸材の縦弾性係数（全長にわたり同一材質とする）(kg/cm^2)
- d : 軸の径 (cm)
- Y : 軸の断面係数 (cm^3)
- M : 曲げモーメント（軸系を船尾からみて、垂直方向下向きおよび水平方向右向きに作用するものを正とする）(kg cm)
- $σ$: 軸に発生する曲げ応力（引張側を正とする）(kg/cm^2)
- R : 軸受の反力 (kg)

そのほか、曲げモーメントおよび曲げ応力計算に関する基礎記号として次の記号を定める。

- M_1 : プロペラの偏心変動スラストに基づく曲げモーメント (kg cm)
- M_{1V} : M_1 の垂直方向成分
- M_{1H} : M_1 の水平方向成分

- M_2 : プロペラの重量 (W_p) に基づく曲げモーメント (kg cm)
 (M_2 は垂直方向に作用するものとみなす)
 M_3 : 軸の重量 (P) に基づく曲げモーメント (kg cm)
 (M_3 は垂直方向に作用するものとみなす)
 M_4 : プロペラの不つり合い遠心力 (F_p) に基づく曲げモーメント (kg cm)
 M_{4V} : M_4 の垂直方向成分
 M_{4H} : M_4 の水平方向成分
 M_5 : 支点変位 (δ) に起因して軸の弾性によって生じる曲げモーメント (kg cm)
 (M_5 は垂直方向支点変位に基づく垂直方向成分のみを対象とする)
 σ_1 : M_1 によって発生する曲げ応力 (kg/cm²)
 σ_{1V} : M_{1V} によって発生する曲げ応力
 σ_{1H} : M_{1H} によって発生する曲げ応力
 σ_2 : M_2 によって発生する曲げ応力 (kg/cm²)
 σ_3 : M_3 によって発生する曲げ応力 (kg/cm²)
 σ_4 : M_4 によって発生する曲げ応力 (kg/cm²)
 σ_{4V} : M_{4V} によって発生する曲げ応力
 σ_{4H} : M_{4H} によって発生する曲げ応力
 σ_5 : M_5 によって発生する曲げ応力 (kg/cm²)
 Z : プロペラの羽根数
 θ : プロペラのある羽根の先端の垂直真上位置からの回転角度 (deg)

なお、曲げモーメントに関しては、プロペラの回転に無関係に大きさおよび作用方向が一定なものを無次曲げモーメント、またプロペラの回転とともに大きさまたは作用方向が変動するものを有次曲げモーメントとして取扱う。前者には M_2 , M_3 および M_5 が相当し、後者には M_1 および M_4 が相当する。

1. 2 曲げモーメント、軸の挽みおよび軸受反力の基本計算式

1. 2. 1 曲げモーメントの計算式

プロペラ軸に発生する曲げ応力を検討するにあたっては、まず、これに作用する曲げモーメントを求めなければならない。ここに記載する曲げモーメント計算式は、図 3.1.1 に示す軸系配置について軸を 4 点支持梁として 3 モーメントの定理を適用し、第 4 番目の支点に作用する曲げモーメント M_e をある一定値に仮定することにより、支点 f 以降を考慮せずに計算を簡易化したものである。もしさらに精算を行なうために支点数を増して複雑な計算式を用いることは、4 点支持梁の場合においてさえ種々条件を変化させて検討しなければならないことや、多くの仮定を設ける必要のあることなどから、必ずしも精算を行なうことにはならない。さらに曲げモーメント M_e は大きな値ではなく、ここで求めようとしているプロペラ軸の曲げモーメントに大きな影響をおよぼさないので、 M_e はこれを一定値とする方が実算上好ましい。なお、船尾機関船にあって支点 g または h が固定端と考えられる場合でも、また中央機関船にあって支点がさらに連続する場合でも、(3.1.9) 式で与えられる M_e を求めるための定数 α を 0.1 前後に見込めばよいと考えられる。

(1) 支点 c が軸受として有効に作用する場合

M_a : 自由端 a (プロペラ中心) に作用する曲げモーメント (kg cm)

$$M_{ab} = M_1 + W_p \cdot x_{ab} + F_p \cdot x_{ab} + \frac{P_{ab} \cdot x^2_{ab}}{2} \dots \dots \dots (3.1.2)$$

M_{ab} : 自由端 a と支点 b の間の任意位置に作用する曲げモーメント (kg cm)

M_b : 支点 b に作用する曲げモーメント (kg cm)

$$M_{bc} = M_b \left(1 - \frac{x_{bc}}{L_{bc}}\right) + M_c \frac{x_{bc}}{L_{bc}} + \frac{P_{bc}}{2} (x^2_{bc} - L_{bc} x_{bc}) \dots \quad (3.1.4)$$

M_{bc} : 支点 bc 間の任意位置に作用する曲げモーメント (kg cm)

$$\begin{aligned}
M_c = & \left\{ \frac{1}{\frac{L_{cd}}{I_{cd}} - 4 \frac{I_{cd}}{L_{cd}} \left(\frac{L_{bc}}{I_{bc}} + \frac{L_{cd}}{I_{cd}} \right) \left(\frac{L_{cd}}{I_{cd}} + \frac{L_{de}}{I_{de}} \right)} \right\} \\
& \times \left[+ 2M_b \frac{L_{bc}}{I_{bc}} \frac{I_{cd}}{L_{cd}} \left(\frac{L_{cd}}{I_{cd}} + \frac{L_{de}}{I_{de}} \right) - M_e \frac{L_{de}}{I_{de}} \right. \\
& - \frac{1}{2} \left(P_{bc} \frac{L^3_{bc}}{I_{bc}} + P_{cd} \frac{L^3_{cd}}{I_{cd}} \right) \left(\frac{L_{cd}}{I_{cd}} + \frac{L_{de}}{I_{de}} \right) \frac{I_{cd}}{L_{cd}} + \frac{1}{4} \left(P_{cd} \frac{L^3_{cd}}{I_{cd}} + P_{de} \frac{L^3_{de}}{I_{de}} \right) \\
& + 12E\delta_b \frac{1}{L_{bc}} \frac{I_{cd}}{L_{cd}} \left(\frac{L_{cd}}{I_{cd}} + \frac{L_{de}}{I_{de}} \right) - 6E\delta_e \frac{1}{L_{de}} \\
& - 6E\delta_c \left\{ 2 \cdot \frac{I_{cd}}{L_{cd}} \left(\frac{1}{L_{bc}} + \frac{1}{L_{cd}} \right) \left(\frac{L_{cd}}{I_{cd}} + \frac{L_{de}}{I_{de}} \right) + \frac{1}{L_{cd}} \right\} \\
& \left. + 6E\delta_d \left\{ 2 \cdot \frac{I_{cd}}{L^2_{cd}} \left(\frac{L_{cd}}{I_{cd}} + \frac{L_{de}}{I_{de}} \right) + \left(\frac{1}{L_{cd}} + \frac{1}{L_{de}} \right) \right\} \right] \dots \quad (3.1.5)
\end{aligned}$$

M_c : 支点 c に作用する曲げモーメント (kg cm)

M_{cd} : 支点 cd 間の任意位置に作用する曲げモーメント (kg cm)

$$M_d = -\frac{I_{cd}}{L_{cd}} \left\{ -M_b \frac{L_{bc}}{I_{bc}} - 2M_c \left(\frac{L_{bc}}{I_{bc}} + \frac{L_{cd}}{I_{cd}} \right) + \frac{1}{4} \left(P_{bc} \frac{L_{bc}^3}{I_{bc}} + P_{cd} \frac{L_{cd}^3}{I_{cd}} \right) - 6E\delta_b \frac{1}{L_{bc}} + 6E\delta_c \left(\frac{1}{L_{bc}} + \frac{1}{L_{cd}} \right) - 6E\delta_d \frac{1}{L_{cd}} \right\} \dots \quad (3.1.7)$$

M_d : 支点 d に作用する曲げモーメント (kg cm)

$$M_{de} = M_d \left(1 - \frac{x_{de}}{L_{de}}\right) + M_e \frac{x_{de}}{L_{de}} + \frac{P_{de}}{2} (x_{de}^2 - L_{de} x_{de}) \dots \quad (3.1.8)$$

M_{de} : 支点 de 間の任意位置に作用する曲げモーメント (kg cm)

$$M_e \doteq \alpha P_{de} L^2_{de} \quad \dots \dots \dots \quad (3.1.9)$$

M_e : 支点 e に作用する曲げモーメント (kg cm)

α : 定数 ($=0.1$ と仮定)

(ロ) 支点 c が存在しないかまたは軸受として有効でない場合

M'_{bd} : 支点 bd 間の任意位置に作用する曲げモーメント (kg cm)

$$M'{}_d = -\frac{1}{8 \left(\frac{L_{bd}}{I_{bd}} + \frac{L_{de}}{I_{de}} \right)} + \left[4M_b \frac{L_{bd}}{I_{bd}} + 4M_e \frac{L_{de}}{I_{de}} - P_{bd} \frac{L_{bd}^3}{I_{bd}} - P_{de} \frac{L_{de}^3}{I_{de}} + 24E \left(\frac{\delta_b}{L_{bd}} - \frac{\delta_d}{L_{bd}} - \frac{\delta_d}{L_{de}} + \frac{\delta_e}{L_{de}} \right) \right] \dots \quad (3.1.11)$$

$M'_{d\cdot}$: 支点 d に作用する曲げモーメント (kg cm)

M'_{de} : 支点 de 間の任意位置に作用する曲げモーメント (kg cm)

その他の M_a , M_{ab} , M_b , M_e の計算式は (1) の場合と同一である。

1. 2. 2 軸の撓みの計算式

(1) 支点 c が軸受として有効に作用する場合

y_{ab} : 自由端 a と支点 b の間の任意位置における軸の撓み (cm)

$$y_{bc} = -\frac{1}{EI_{bc}} \times \left[-\frac{M_b}{6} - \frac{x_{bc}}{L_{bc}} (2L_{bc} - x_{bc}) (L_{bc} - x_{bc}) - \frac{M_c}{6} - \frac{x_{bc}}{L_{bc}} (L_{bc}^2 - x_{bc}^2) + \frac{P_{bc}}{24} x_{bc} (L_{bc} - x_{bc}) (L_{bc}^2 + L_{bc}x_{bc} - x_{bc}^2) + EI_{bc} (\delta_b - \delta_c) \frac{x_{bc}}{L_{bc}} - EI_{bc} \delta_b \right] \dots \quad (3.1.14)$$

y_{bc} : 支点 bc 間の任意位置における軸の撓み (cm)

$$y_{cd} = -\frac{1}{EI_{cd}} \times \left[-\frac{M_c}{6} \frac{x_{cd}}{L_{cd}} (2L_{cd} - x_{cd})(L_{cd} - x_{cd}) - \frac{M_d}{6} \frac{x_{cd}}{L_{cd}} (L_{cd}^2 - x_{cd}^2) + \frac{P_{cd}}{24} x_{cd} (L_{cd} - x_{cd})(L_{cd}^2 + L_{cd}x_{cd} - x_{cd}^2) \right]$$

y_{cd} : 支点 cd 間の任意位置における軸の撓み (cm)

$$y_{de} = -\frac{1}{EI_{de}} \times \left[-\frac{M_d}{6} \cdot \frac{x_{de}}{L_{de}} (2L_{de} - x_{de})(L_{de} - x_{de}) - \frac{M_e}{6} \cdot \frac{x_{de}}{L_{de}} (L^2_{de} - x^2_{de}) + \frac{P_{de}}{24} x_{de} (L_{de} - x_{de})(L^2_{de} + L_{de}x_{de} - x^2_{de}) + EI_{de} (\hat{o}_d - \hat{o}_e) \frac{x_{de}}{L_{de}} - EI_{de} \hat{o}_d \right] \dots \dots \dots \quad (3.1.16)$$

y_{de} : 支点 de 間の任意位置における軸の撓み (cm)

(回) 支点 C が存在しないか、または軸受として有効でない場合

y'_{ab} : 自由端 a と支点 b の間の任意における軸の撓み (cm)

$$y'_{bd} = -\frac{1}{EI_{bd}} \times \left[-\frac{M_b}{6} \frac{x_{bd}}{L_{bd}} (2L_{bd} - x_{bd})(L_{bd} - x_{bd}) - \frac{M'_d}{6} \frac{x_{bd}}{L_{bd}} (L^2_{bd} - x^2_{bd}) + \frac{P_{bd}}{24} x_{bd} (L_{bd} - x_{bd})(L^2_{bd} + L_{bd}x_{bd} - x^2_{bd}) + EI_{bd} (\delta_b - \delta_d) \cdot \frac{x_{bd}}{L_{bd}} - EI_{bd} \delta_b \right] \dots \dots \dots \quad (3.1.18)$$

y'_{bd} : 支点 bd 間の任意位置における軸の撓み (cm)

$$y'_{de} = -\frac{1}{EI_{de}} \times \left[-\frac{M'_{de}}{6} \cdot \frac{x_{de}}{L_{de}} (2L_{de} - x_{de}) (L_{de} - x_{de}) - \frac{M_e}{6} \cdot \frac{x_{de}}{L_{de}} (L^2_{de} - x^2_{de}) + \frac{P_{de}}{24} x_{de} (L_{de} - x_{de}) (L^2_{de} + L_{de}x_{de} - x^2_{de}) + EI_{de} (\delta_d - \delta_e) \cdot \frac{x_{de}}{L_{de}} - EI_{de} \delta_d \right] \dots \dots \dots \quad (3.1.19)$$

y'_{de} : 支点 de 間の任意における軸の撓み (cm)

1. 2. 3 軸受反力の計算式

(1) 支点 c が軸受として有効に作用する場合

$$R_b = W_p + F_p + P_{ab} L_{ab} + \frac{M_b - M_c}{L_{bc}} + \frac{P_{bc} L_{bc}}{2} \dots \quad (3.1.20)$$

R_b : 支点 b における反力 (kg)

R_c : 支点 c における反力 (kg)

R_d : 支点 d における反力 (kg)

(回) 支点 c が存在しないか、または軸受として有効でない場合

R'_b : 支点 b における反力 (kg)

$$R'_d = \frac{M'_a - M_b}{L_{da}} + \frac{M'_a - M_c}{L_{de}} + \frac{P_{bd}L_{bd}}{2} + \frac{P_{de}L_{de}}{2} \quad \dots \dots \dots \quad (3.1.24)$$

R'_d : 支点 d における反力 (kg)

1. 3 船尾管軸受の取扱い

1. 3. 1 船首側船尾管軸受が軸受として有効であるか否かの判別

船首側船尾管軸受については、この材料がリグナムバイタである場合には1.5ないし2.5mm程度、また油潤滑方式金属軸受である場合には1mm前後の軸受間隙が設けられているのが一般である。この間隙量と軸の撓み量とに関連し、軸が同軸受と接触しない場合には、たとえ同軸受が設置されてもこれを軸受支点として取扱うことはできない。したがって、軸系の強度計算にあたっては、同軸受の取扱いをあらかじめ検討しておかなければならぬ。このことは、同軸受が存在しないとみなした軸系についての撓み曲線式から、同軸受相当位置における軸の撓み量を求ることによって判別できる。この撓み量は、(3.1.18) 式を活用し、 x_{bd} に L_{bc} を挿入することによって求められる。

$$Y_{(c)} = -\frac{1}{EI_{bd}} \left[-\frac{M_b}{6} \frac{L_{bc}}{L_{bd}} (2L_{bd} - L_{bc}) (L_{bd} - L_{bc}) - \frac{M'_{bd}}{6} \frac{L_{bc}}{L_{bd}} (L^2_{bd} - L^2_{bc}) + \frac{P_{bd}}{24} L_{bc} (L_{bd} - L_{bc}) (L^2_{bd} + L_{bd} \cdot L_{bc} - L^2_{bc}) + EI_{bd} (\delta_b - \delta_d) \frac{L_{bc}}{L_{bd}} - EI_{bd} \delta_b \right] \dots \quad (3.1.25)$$

$Y_{(c)}$: 船首側船尾管軸受（支点 c ）が存在しないとみなした軸系の撓み曲線についての、支点 c 相当位置における撓み量 (cm)

1. 3. 2 船尾側船尾管軸受の軸受支点変位 (δ_b)

(3.1.25) 式を計算するにあたっては、支点 b および d の変位 (δ_b , δ_d) の大きさを知らねばならない。この場合、船尾側船尾管軸受（支点 b ）は支点 c と同様な大きさの軸受間隙を有するのが一般的であるので、支点 b 部において、上下いずれの軸受面が支点として作用するかをあらかじめ検討する必要がある。これは、支点 b および支点 c が存在しないとみなした場合の軸系の撓み曲線式から、支点 b 相当位置の撓み量を求ることによって判別できる。この撓み量は次の式によって求められる。

$Y_{(b)}$: 船尾側船尾管軸受 (支点 b) および船首側船尾管軸受 (支点 c)

が存在しないとみなした軸受の撓み曲線についての、支点 b 相当位置における撓み量 (cm)

1. 3. 3 船尾管軸受の取扱いに関する問題点

(3.1.25) 式および (3.1.26) 式で求められる各撓み量については、同算式中に含まれるプロペラの回転とともに大きさおよび作用方向が変化する外力、すなわち偏心変動スラストに基づく曲げモーメント (M_1) およびプロペラの不つり合遠心力 (F_p) の影響によって、撓み量もプロペラの回転とともに変動するものである。したがって実際の計算にあたっては、その撓み量 (y) の変動範囲を求めることがあるが、軸系配置の如何によって、特に支点 c において軸が軸受に周期的に接触することが生じ、その取扱いが非常に困難となる場合がある。ただし支点 b については、軸系が直線配置の場合はもちろん、船尾管軸受にスロープボーリングを施こしたり、また中間軸受を上下するような非直線配置の場合にあっても、 M_1 および F_p の変動外力の上向き成分が非定常に極端に大きくならない限り、軸が下軸受から浮き上がることはないので、結果として (3.1.26) 式は検討しなくてよい場合が多い。もし、支点 b において、軸が下軸受から浮き上がることが生じた場合には、支点 b 部にも支点 c 部と同様な大きさの軸受間隙が存在することから、支点の取扱いが非常に煩雑となり、支点 c 部と合わせて、プロペラの回転とともに支点条件が周期的に変化する条件の下で、強度解析を行なわねばならない。

最後部軸受（支点 d）は、一般に油潤滑上下拘束金属軸受であるが、この場合も 0.3 mm 前後の軸受間隙があることを考慮しなければならない。しかし、この間隙は解析値にほとんど影響を及ぼさないので、支点条件の取扱いを簡略化するためにも無視する方が望ましいと考えられる。

なお上に述べた軸受の支点条件については、垂直方向と同様に水平方向についても軸の撓みと軸受の間隙との相関関係が問題であって、水平方向軸受間隙範囲内でも軸は自由に変位し得るので、軸の強度を厳密に論ずるためにはこれを無視することはできない。しかし、水平方向の軸の撓みを発生させる外力は偏心変動スラストに基づく曲げモーメント(M_1)の水平方向成分であり、これは垂直方向に作用するプロペラ重量、軸重量および M_1 の垂直方向成分と比較して小さく、軸の強度に及ぼす影響も少ないとほかに、支点条件の取扱いを極めて煩雑にするので、本資料では水平面内の軸受間

隙を無視して取扱いを簡略化した。

1. 4 変動外力の取扱い

1. 4. 1 偏心変動スラストに基づく変動外力の取扱い

軸系に曲げモーメントを作用させる各外力因子のうち、その大きさや作用方向がプロペラの回転とともに変動するものとして、偏心変動スラストおよびプロペラの不つり合遠心力があり、これらは軸系の強度解析を非常に煩雑とする要素である。その他の外力は、大きさが常に一定であり、また作用方向も垂直一定方向であるとみなし得るので取扱いが容易である。

プロペラの偏心変動スラストは、軸系の船尾端（自由端 a ）に変動偶力 (M_1) を作用せしめるが、これは大きさおよび作用方向がプロペラの回転とともに変動するので、垂直方向および水平方向成分に分解する方が取扱いが容易である。

M_{1V} : M_1 の垂直方向成分 (kg cm)

M_{1H} : M_1 の水平方向成分 (kg cm)

さらに M_1 はプロペラの平均トルクの関数で表わせば扱い易い。

$$M_{1H} = e_H \cdot Q = 71620 \cdot e_H \cdot \frac{H}{N} \quad \dots \dots \dots \quad (3.1.30)$$

Q : プロペラの平均トルク (kg cm)

H : プロペラに伝達された出力 (PS)

N : プロペラの回転数 (RPM)

e_V : M_{1V} の Q に対する割合を表わす係数

e_{II} : M_{1H} の Q に対する割合を表わす係数

$$|M_1| = \sqrt{e^2_V + e^2_H} \times 71620 \frac{H}{N} \quad \dots \dots \dots \quad (3.1.31)$$

e_1 および e_{11} はプロペラの回転とともに大きさが変動するので、プロペラ回転角度の関数として表わす必要がある。

A : e の変動振幅を表わす定数

$f_{(\theta)}$: プロペラの回転角度 (θ) を変数とする関数

A の大きさは、船尾不均一伴流分布に関連し、船尾船体構造、載荷条件、プロペラ羽根数などの相違によって変化するものである。また $f(\epsilon)$ は ϵ の変動の様相を表わす関数であるが、その変動次数は、概略的にはプロペラの羽根数と同数またはその整数倍として表わし得る。

1. 4. 2 プロペラの不つり合遠心力の取扱い

プロペラの不つり合遠心力 (F_p) については、製造時または使用中の欠損による不つり合重量に基

づくものと、軸の撓みによるプロペラ重心の偏心に基づくものが考えられる。前者については、運航中の異物接触による大きな欠損や、折損を生じない限り、その不つり合遠心力 (F_p) はプロペラ重量 (W_p) の 2 %以下とみなしてよく、これを無視して問題はない。後者については、軸系の撓みによるプロペラ取付自由端 (a) の撓み量が非常に小さく、概略的に 0.05 cm 以下の大きさであることから、その遠心力も非常に小さい。プロペラの回転数を 120 RPM、重心の偏心量を 0.05cm として不つり合遠心力の概略値を求めるところのような大きさである。

$$F_p = \frac{W_p}{g} y_{(a)} \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2$$

$$\frac{y_{(a)}}{g} \left(\frac{2\pi N}{60}\right)^2 = 0.008$$

$$\therefore F_p = 0.008 W_p$$

$y_{(a)}$: (3.1, 13) または (3.1.17) 式で求められる自由端 a の軸の撓み量 (cm)
(0.05cm と仮定)

N : プロペラの回転数 (RPM) (120 RPM と仮定)

g : 重力の加速度 (980cm/sec²)

したがって、プロペラの不つり合違心力については、羽根が大きく欠損したり、根本から折損したりする場合を除いて、一般には無視して問題はない。なお不つり合違心力 (F_p) を考慮しなければならない場合には、これはプロペラの回転とともに作用方向が変化するので、 M_1 と同様に垂直方向および水平方向の 2 成分に分解する方が、その他の外力と合成する場合に取扱いが容易である。

1. 5 曲げ応力の基本計算式

軸系に発生する曲げ応力は、軸自体が回転していること、およびプロペラの回転とともに大きさおよび作用方向が変動する外力成分に関連して煩雑な変動の様相を呈する。そこで、曲げ応力を計算しようとする軸系上のある点について、これに作用する曲げモーメントの垂直方向および水平方向の2成分によって発生する曲げ応力を各個に求め、これらを合計して全曲げ応力を算定する方法を採用する。(図3.1.3参照)

$$\sigma_V = \frac{M_V}{V} \cos(\theta + \gamma) \quad \dots \dots \dots \quad (3.1.35)$$

$$\sigma_H = -\frac{M_H}{V} \sin(\theta + \gamma) \quad \dots \dots \dots \quad (3.1.36)$$

σ : 全曲げ応力（引張側を正とする）(kg/cm²)

σ_V : 垂直方向曲げモーメントによって発生する曲げ応力成分 (kg/cm²)

σ_H : 水平方向曲げモーメントによって発生する曲げ応力成分 (kg/cm²)

M_y : 垂直方向に作用する曲げモーメントの合成値 (kg cm)

M_H : 水平方向に作用する曲げモーメントの合成値 (kg cm)

Y : 曲げ応力を計算しようとする位置における断面係数 (cm³)

θ : プロペラのある羽根の先端の垂直真上方向からの回転角度 (deg)
 γ : θ を算定するために採用したプロペラのある羽根と曲げ応力を計算
 しようとする軸上の点 (q) との位相差 (deg)

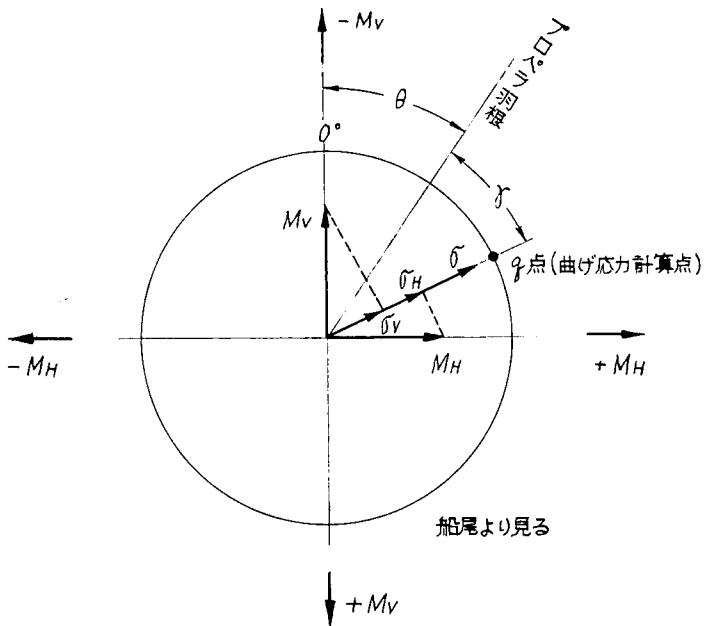


図 3.1.3

第 2 章 軸系の曲げ応力の計算値と実測値の比較

2. 1 基 础 仮 定

この解析例は軸系に発生する曲げ応力の大きさおよび変動の様相を計算にて導出し、これと実測値とを比較したものである。軸系の曲げの変動の様相は複雑であるが、これは大きさおよび作用方向が変動する偏心変動スラストに基づく曲げモーメントの作用に起因している。残念なことに、この偏心変動スラストに基づく曲げモーメントについては、すべての船に適用できるような、定性的および定量的な数値が求められていないので、これをあらかじめ仮定する必要がある。そこで、この曲げモーメント成分については、本編第1章の(3.1.32)および(3.1.33)式で表わされる係数 e_V および e_H を次のとく仮定して計算を行なった。

$$e_V = \frac{e_{V\max} + e_{V\min}}{2} + \frac{e_{V\max} - e_{V\min}}{2} \cos(\theta Z - \theta_V)$$

$$e_H = \frac{e_{H\max} + e_{H\min}}{2} + \frac{e_{H\max} - e_{H\min}}{2} \cos(\theta Z - \theta_H)$$

$e_{V\max}, e_{V\min}$: e_V の最大値および最小値（垂直方向下向きを正、上向きを負として取扱う）

$e_{H\max}, e_{H\min}$: e_H の最大値および最小値（船尾から見て水平方向右向きを正、左向きを負として取扱う）

Z : プロペラの羽根数

θ : プロペラの回転角度 (deg) (プロペラのある羽根の先端が垂直真上にあるときを 0° とする)

θ_V, θ_H : 位相差 (deg)

なお、 $e_{V\max}, e_{V\min}, e_{H\max}, e_{H\min}, \theta_V, \theta_H$ の値としては文献(1)を活用し、概略的に表3.2.1のとおり仮定した。

表 3.2.1 e_V, e_H に関する各係数の仮定値 (穏海条件において)

プロペラ 羽根数	載荷条件	$e_{V\max}$	$e_{V\min}$	$e_{H\max}$	$e_{H\min}$	θ_V	θ_H
4	満 載	-0.15	-0.30	+0.25—一定	0	0°	—
4	軽 荷	+0.35	-0.15	+0.25	+0.10	0°	0°
5	満 載	0	-0.50	+0.30	+0.15	180°	180°
5	軽 荷	+0.30	0	+0.20	+0.10	180°	180°

なお、具体的な曲げ応力の計算に当っては、本編第1章の1.3に記載した「船尾管軸受の取扱い」に基づいて支点 c が軸受として作用するか否かの判定を行ない、また作用外力としては、プロペラの不つり合遠心力を無視したほか、曲げ応力の算定は本編1.5に記載した(3.1.34)以下の式に基づいた。

2. 2 曲げ応力の計算値と実測値の比較

曲げ応力の計算は、第2編に記載した実測対象船O丸、E丸、T丸、K丸、A丸の5隻につき、その曲げ応力計測点について行ない、計算値と実測値とを比較した。なお、計算に使用した軸系図および諸数値の一例としてT丸の例を次に示す。

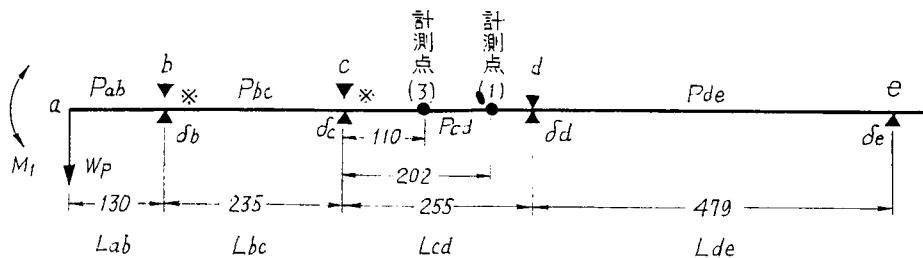


図 3.2.1 T丸の解析用軸系図（判別式により支点は軸受として作用するとみなした）

$$M_1 = 4.09 \times 10^6 e(N/128)^2 \text{ kgcm}$$

$$W_p = 1.5 \times 10^4 \text{ kg}$$

$$P_{ab} = P_{bc} = P_{cd} = 1.4 \times 10 \text{ kg/cm} \quad P_{de} = 1.1 \times 10 \text{ kg/cm}$$

$$I_{ab} = I_{bc} = I_{cd} = 1.8 \times 10^5 \text{ cm}^4 \quad I_{de} = 1.0 \times 10^5 \text{ cm}^4$$

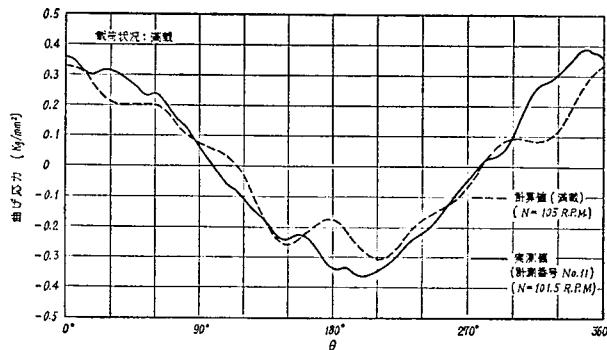


図 3.2.2 O丸の計測点に発生する曲げ応力の変動の様相

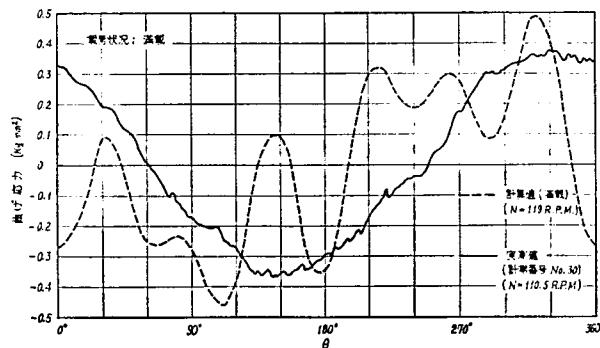


図 3.2.3 E丸の計測点に発生する曲げ応力の変動の様相

$$E = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\delta_c = -2.5 \times 10^{-1} \text{ cm}$$

$$\delta_e = -5.0 \times 10^{-2} \text{ cm}$$

$\delta_d = 0$ (δ_b , δ_c の値は、応力計測直後に行なったプロペラ軸抽出の際に、リグナムバイタの肉厚計測を行なって求めたものである)

$$\text{※(初期設計軸受上部間隙)} = 1.8 \times 10^{-1} \text{ cm}$$

$$\gamma = 45.5^\circ \text{ (図 2.1.3 参照)}$$

T丸以外の船についても同様な取扱いを行なって、各計測点についての曲げ応力を計算し、これと実測値とを比較した例を図 3.2.2 ないし図 3.2.6 に示した。

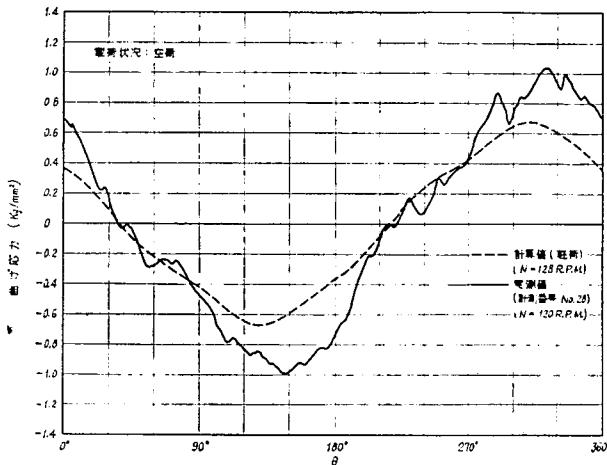


図 3.2.4(a) T丸の計測点(1)に発生する曲げ応力の変動の様相

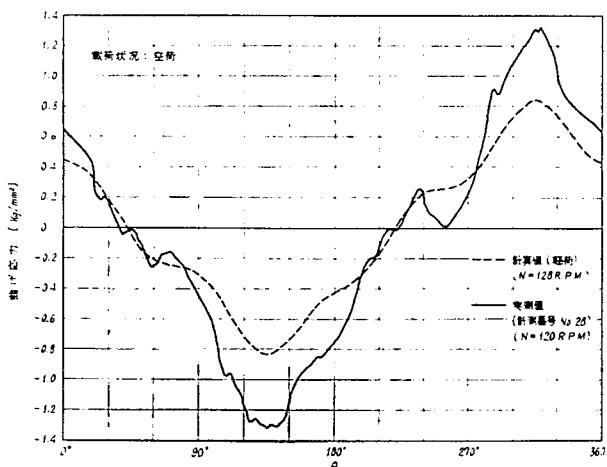


図 3.2.4(b) T丸の計測点(3)に発生する曲げ応力の変動の様相

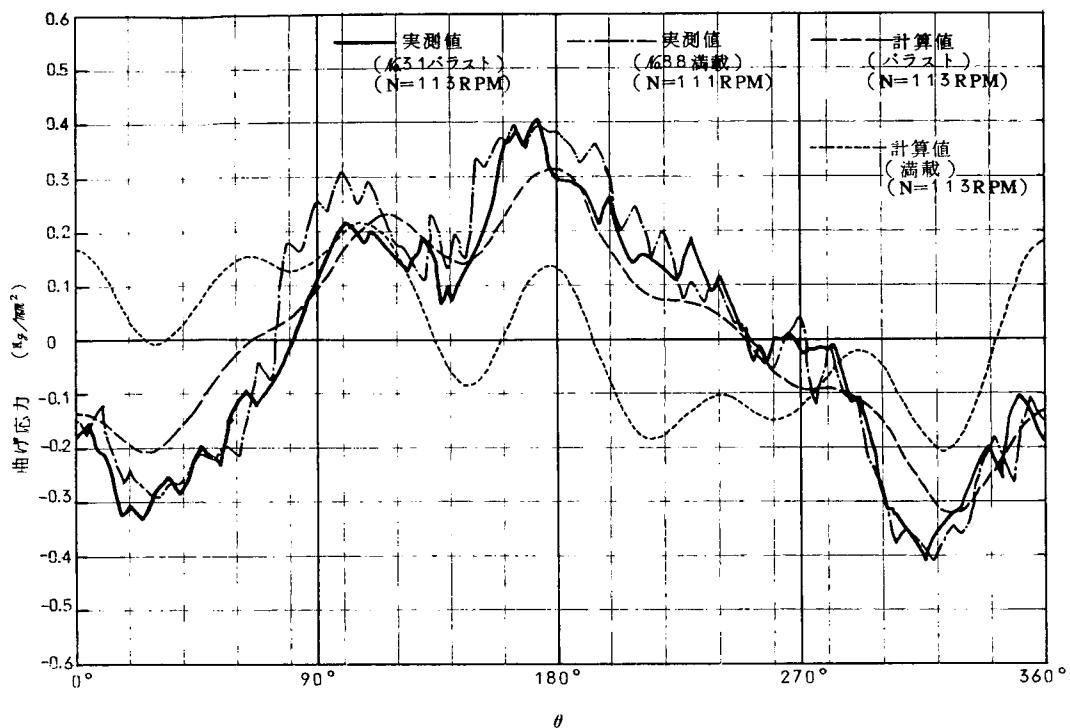


図 3.2.5(a) K丸の計測点(1)に発生する曲げ応力の変動の様相

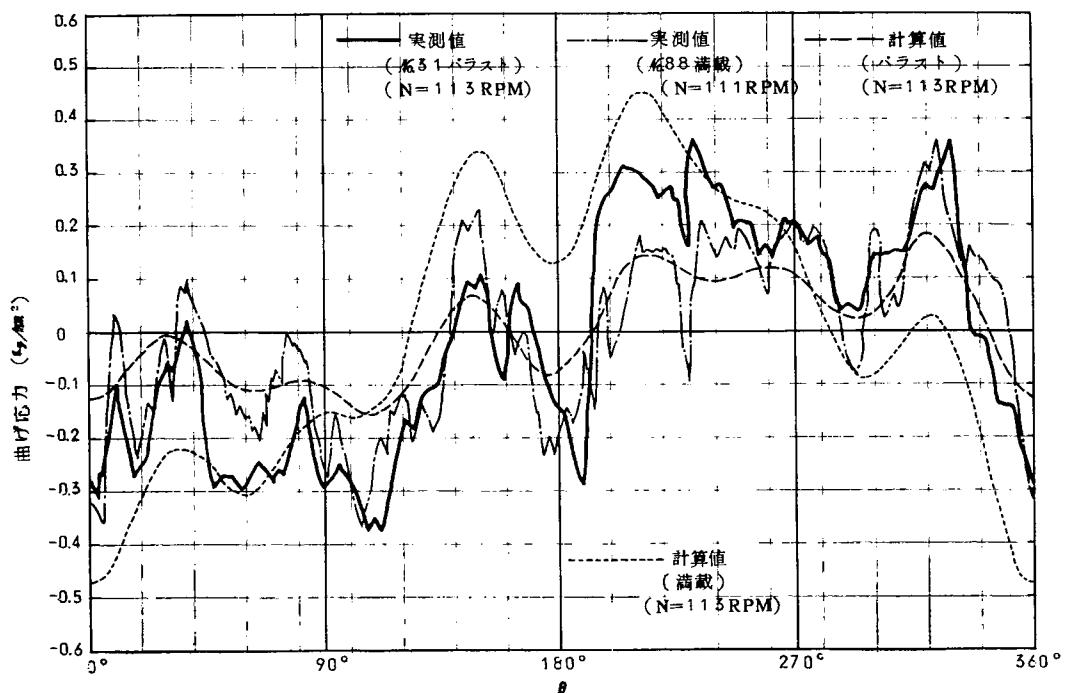


図 3.2.5(b) K丸の計測点(3)に発生する曲げ応力の変動の様相

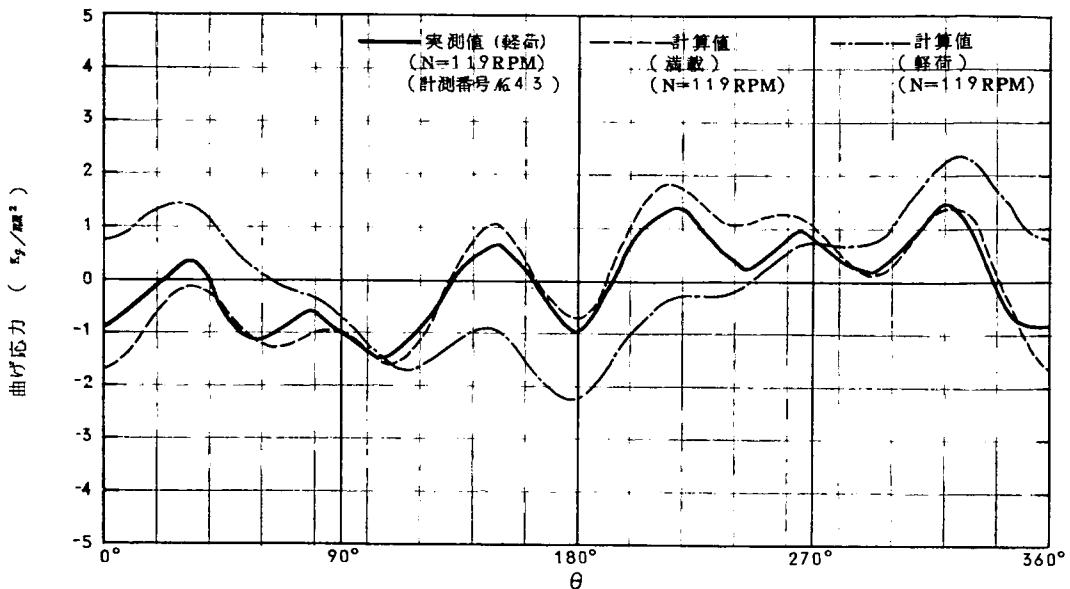


図 3.2.6 A丸の計測点(1)に発生する曲げ応力の変動の様相

2. 3 比較結果についての考察

2. 3. 1 機関室内部軸系の曲げ応力

機関室内部軸系について曲げ応力を計測したO丸, E丸, T丸, K丸の4隻について、その実測値と計算値を比較した図3.2.2ないし図3.2.5から次のことがいえる。

- (1) O丸については、曲げ応力の振幅および変動の様相とも、実測値がほぼ類似している。なお図2.1.10(a)に示したように、曲げ応力振幅は、回転数に対してばらつきが多く、回転数の上昇とともに振幅が増減する傾向がないこと、また偏心変動スラストに基づくと考えられる高次成分も小さくて、回転数が上昇してもほとんど正弦曲線に近い変動の様相を示していることから、計測点は偏心変動スラストに基づく曲げモーメント成分が零となるような特異点近傍にあったことが予想される。
- (2) E丸については、曲げ応力振幅は実測値と計算値がほぼ一致しているが、変動の様相については、全く異なる様相を呈している。図2.1.11(a)に示したように、E丸の計測点における曲げ応力振幅は回転数に無関係にほぼ一定で、また回転数が上昇しても高次成分の影響は少なく、ほとんど正弦曲線に近い変動の様相を呈している。したがって、計測点では、偏心変動スラストに基づく曲げ応力成分がほとんど存在しないにもかかわらず、計算値ではこの成分の影響が大きく現われたために、実測値と計算値が大きく相異したものと考えられる。
- (3) T丸については、曲げ応力振幅は計算値より幾分小さいが、変動の様相は比較的よく類似している。
- (4) K丸については、実測値の方は、バラストと満載ではほぼ相似した変動の様相を描いており、バラストにおける理論計算値とほぼ一致した。このことは、プロペラの偏心変動スラストに関する

係数の仮定が、本船の船尾形状に対して、適切でない場合のあることを示しているものと思われる。

付言として、K丸の応力実測では、荒天に遭遇しなかったこと、本船が大形船であること、油送船であるから、軽荷状態でも十分のバラストが漲れること、などのために、プロペラ深度は常に深く、プロペラ先端が海面上に浮上するような状態はなかった。したがって、本船が遭遇した波浪「6」以下の条件の下では、応力の大きさおよび変動波形にあまり変化のないことが認められた。

機関室内部軸系の曲げ応力については、その変動の様相は別として、応力振幅は計算によって求められる値とほぼ一致し、極めて小さい値であることが明らかとなった。ともあれ、穏かな波浪条件および船尾管軸受が大きく摩耗していない条件において、機関室内部軸系の曲げ応力は約 $\pm 1 \text{ kg/mm}^2$ 以下であって小さい。

機関室内部軸系については、実測値の精度を高めるため、曲げ応力振幅の大きい船尾寄りが選定される。しかし、この付近には、パッキン抑え金具、軸継手、最後部軸受が存在しており、また計測装置取付けの関係から、計測点の選定が大きく制限される。このような事情の下に選定された計測点における曲げ応力実測値と計算値との関連については次のような問題点がある。そして、これらが実測値と計算値が一致し難い要素となっている。

- (i) 最後部軸受より幾分船尾側の位置には曲げモーメントが零となる特異点があつて、この特異点でモーメントが正負変換する。さらに、プロペラ重量および偏心変動スラストに基づく曲げモーメントの特異点は同一個所にあるが、軸重量や軸受変位に基づく曲げモーメントの特異点は、それぞれ幾分異なる位置に存在する。
- (ii) (i)に関連して、一定方向に作用する一定量の1次曲げモーメント成分（プロペラ重量、軸重量、軸受変位に基づくもの）の合計値に関する特異点は、作用方向および大きさとも変動する高次曲げモーメント成分（偏心変動スラストに基づくもの）の特異点とは位置が異なって、両者は近傍に存在する。このことは計測点の幾分のずれによって、そこに発生する曲げ応力に高次成分が含まれるか否かにより、波形が大きく相違することを示している。したがって、計算上と実際の特異点にずれがあれば、曲げ応力波形は様相が異なり、特に特異点の前後の波形については様相が根本的に相異する。
- (iii) 曲げモーメントの特異点の軸方向の位置は、船尾管軸受の支点位置の如何によりずれるので、支点の仮定の妥当性が問題となる。
- (iv) 軸受支点の仮定が実際と対応する場合でも、高次曲げモーメント成分に関する仮定が実情にそぐわない場合は、曲げ応力の高次波形は実際と相異する。

これらのことから、機関室内部軸系に発生する曲げ応力を、精度をもって推定するためには、船尾管軸受支点位置と偏心変動スラストに基づく高次曲げモーメント成分について妥当な仮定を与える必要がある。ただし、軸受支点位置については、リグナムバイタ軸受と油潤滑式軸受とで異なるであろうし、また軸受の摩耗や高次曲げモーメント成分の作用を考慮するならば、支点は同一船について常に変動していることが予想される。また高次曲げモーメント成分については、載荷条件、プロペラ羽

根数、船尾形状、波浪状況などによって異なることを考慮しなければならない。したがって、これらのすべての条件に対応する仮定を設定するためには、数多くの船について、また異なる条件において、応力の実測とその解析を必要とするであろう。

ともあれ、軸系の事故の実績から、曲げ応力の大きさを把握しなければならない要部はプロペラ軸のプロペラ取付大端部であるが、この部分の曲げ応力は、軸受支点の位置や変位に無関係であるので、機関室内部軸系の場合より、精度をもって推定することが可能である。そこで、これら4隻の船について、プロペラ軸のプロペラ取付けコンパート大端部の曲げ応力を推定してみると、穏海条件において、およそ±2 kg/mm²と求められる。

2.3.2 プロペラ軸のプロペラ取りつけコンパート大端部の曲げ応力

プロペラ軸のコンパート大端部の曲げ応力を実測したA丸について、穏海条件における応力実測値と計算値とを比較した図3.2.6から次のことがいえる。

コンパート大端部の応力計算は、機関室内部軸系の応力計算と異なり、軸受支点の影響を考慮しなくてもよいこと、および曲げモーメントの絶対値が極めて大きいことのために、実測値と計算値の比較精度が高い。コンパート大端部の曲げ応力計算に際して、重要な焦点は、プロペラの偏心変動スラストに基づく曲げモーメント成分について、その大きさと作用方向の変動をいかに取扱うかである。

この成分の取扱いについては定説がないが、本編2.1に記載した仮定を用いて計算を行なうと、実測値は満載状態に対する計算値と非常によく一致した。しかし、この実測例はプロペラ先端が吃水下7 cmにあるような軽荷状態で行なわれているから、軽荷状態に対する計算値と比較するとかなりの相違が見られる。このことは、プロペラの偏心変動スラストに関する係数について、再検討を必要とすることを示している。一般に船尾形状の相違は、この曲げモーメント成分にあまり大きな影響を及ぼさないとされていて、プロペラ羽根数に次いで載荷条件の影響が重視されるが、A丸の応力実測結果から推して、船尾形状もかなり影響があり、A丸の場合は軽荷状態でも満載状態と同様な取扱いをしなければならないのかもしれない。（本編第3章参照）

ともあれ、載荷状態のいかんにより、船尾伴流分布が変化し、スラストの積分集中点が、どこに移動するかによって曲げモーメントの作用方向が変化するから、この曲げモーメント成分を、すべての船に、かつ載荷状態の変化に対して適用できるように関数化するためには、さらに詳細かつ広範囲な調査研究を行なわなければならない。

ちなみに、2.2に記載したK丸の曲げ応力解析例では、実測値は満載であっても、軽荷であっても、軽荷に対する計算値と比較的よく一致し、A丸の場合と逆の傾向を示した。ただし、K丸の実測は機関室内部軸系について行なわれたものであるから、軸受支点の取扱い方に関する仮定いかんによって、偏心変動スラストに関する曲げモーメント成分の正負反転があり、実際とは正負逆の計算を犯す場合があるから、信頼性が低い。したがって、A丸の実測結果から、この曲げモーメント成分の解析を行なう方が好ましい。

幸にして、A丸の実測値は満載に対する計算値とよく一致したから、この計算に用いた偏心変動スラストに関する仮定係数をもって、A丸と類似した船尾形状を有する船の穏海条件における応力解析を行なうことができると想定される。

付言として、この計算に用いた偏心変動スラストに関する係数は、穏海条件にあって、各サイクル

毎の応力波形が、安定した同一波形を繰返す場合に適用できるものであって、荒天中で応力波形が大きく変動する場合には適用できない。これは、プロペラの深度が周期的に変化するような状況（船のピッティングと波のうねりの関係）の下では、船尾伴流分布が周期的に変化するため、時間的に一定な係数を見込むことができず、応力振幅が周期的に非常に大きくなるとみなされなければならないからである。

このようなことから、特に軽荷、荒天中における曲げ応力を計算で推定することは、現段階においては困難であるが、例えば、A丸の場合±6 kg/mm²を計測していることから、すべての船についても、かなり大きくなることを見込んでおかなければならない。

第3章 プロペラ位置の伴流分布と軸系の曲げ外力との関連

3.1 プロペラ位置の伴流分布の計測

3.1.1 計測の目的と要領

プロペラの伴流分布の不均一は、プロペラのスラスト変動およびスラスト積分集中点の軸心に対する偏心を与える。さらにこのスラストの大きさおよび偏心の量と方向は時間的に変動するので、プロペラ軸船尾端にはプロペラの偏心変動スラストに基づく変動偶力が作用する。この変動偶力が軸系の曲げに及ぼす影響は、プロペラの重量に基づく曲げモーメントのそれと比較して同等以上であり、これを無視することはできない。

そこで、プロペラ軸のコンパート大端部の曲げ応力を実測したA丸について、 $L_{pp} 7\text{ m}$ の相似模型船を製作し、三菱重工(株)長崎研究所船型試験場において、プロペラ位置の伴流計測を行なった。

試験状態排水量、トリム、試験速度は、バラスト状態と満載状態につき、それぞれA丸の実際航行中の波浪、風力、うねりの大きい荒天時における実際値に対応させた。この対比表を表3.3.1に示すが、バラスト状態は表2.2.1の12月2～3日に対応し、また満載状態は12月22～24日に対応するものである。

伴流計測は、静圧孔、総圧孔を有するプラントル型ピトー管をプロペラ軸を中心として回転出来るように配置した特殊の4脚ピトー管2組を使用し、半径 25mm より 15mm 間隔で半径 130mm まで8種の半径の円周上で回転角 10° おきに各点の総圧及び静圧を計測した。

表3.3.1 試験要目

	FULL LOAD		BALLAST COND.	
	MODEL	SHIP	MODEL	SHIP
吃水	d_F 390.12mm	11.735m	222.91mm	6.695m
	d_M 395.92 ^{mm} _{BOT.}	11.910 ^m _{BL}	271.34 ^{mm} _{BOT.}	8.155 ^m _{BL}
TRIM	d_A 401.73mm	12.085m	319.78mm	9.615m
	11.61mm	0.350m	96.87mm	2.920m
	0.166% AFT		1.384% AFT	
排水量	A_n 2,418.0 kg	67,879 t	1,614.0 kg	45,310 t
	A_a 2,418.8 kg	67,901 t	1,614.8 kg	45,332 t
速度	1.059 m/s	11.3 kn	1.031 m/s	11.0 kn
	1.377 m/s	14.7 kn	1.443 m/s	15.4 kn

備考：モデル $M 1750$

$$L \times B = 7.000^m_{pp} \times 1,056.56^{mm}_{INC. SKIN}$$

副部；Rudder, Bilge keel

実船 A丸

$$L \times B \times D = 211.00^m_{pp} \times 31.80^m_{MLD} \times 17.50^n_{MLD}$$

$$S = 30.1429$$

$$\sqrt{S} = 5.49026$$

ピトー管の方向はすべてプロペラ軸方向と一致しており、各半径のピトー管の中心（総圧孔と静圧孔の中点）は図 3.3.1 に示すようにレーキ角 6° の線上に配列されており、伴流計測試験にあたっては伴流計測位置がプロペラ中心位置と一致するよう装置を装備した。

なお、船は実船の舵と相似の模型舵をつけた状態で試験を行なった。

総圧静圧の計測結果より、一様流中のピトー管検定曲線を使用して計測各点の流速を求め、各半径上の伴流分布およびプロペラ面上の伴流分布コンターを作成した。

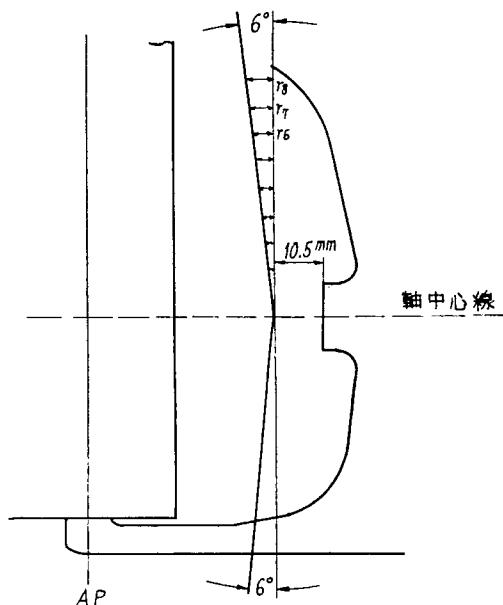


図 3.3.1 ピトー管の配置図

3.1.2 計測の結果

満載状態での計測結果を図 3.3.2 に、バラスト状態での計測結果を図 3.3.3 に示す。これらの図の

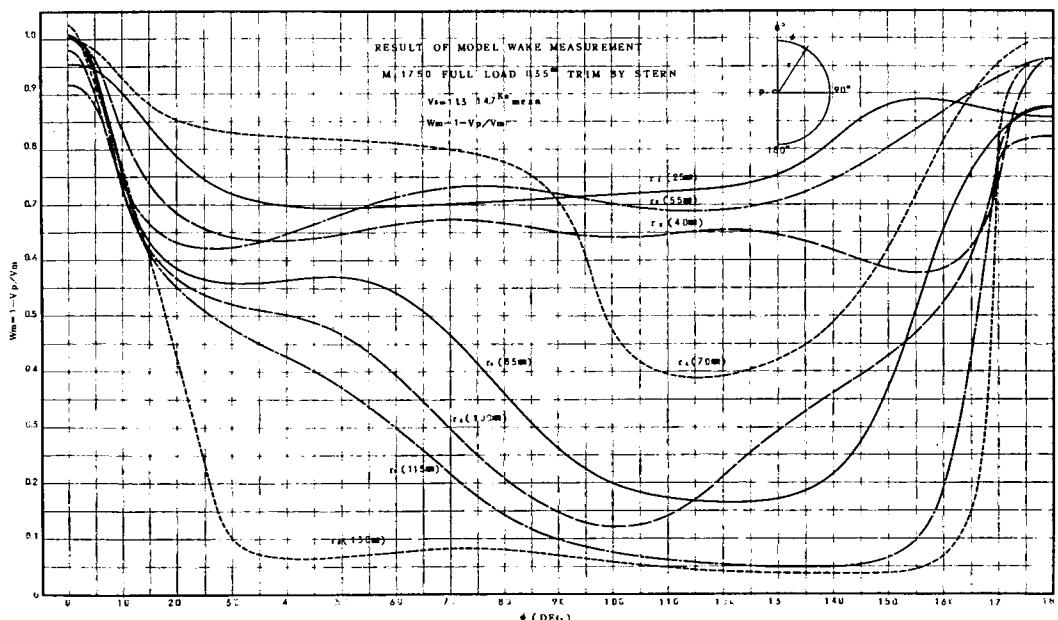


図 3.3.2(a) $W-\phi$ 線図（満載）

うち、(a)はプロペラ半径(r)をパラメータとしたプロペラ位置の円周方向角度と伴流との関係を、(b)はプロペラ位置の円周方向角度をパラメータとしたプロペラ半径と伴流との関係を、また(c)はこれらを総合した船尾不均一伴流分布図である。

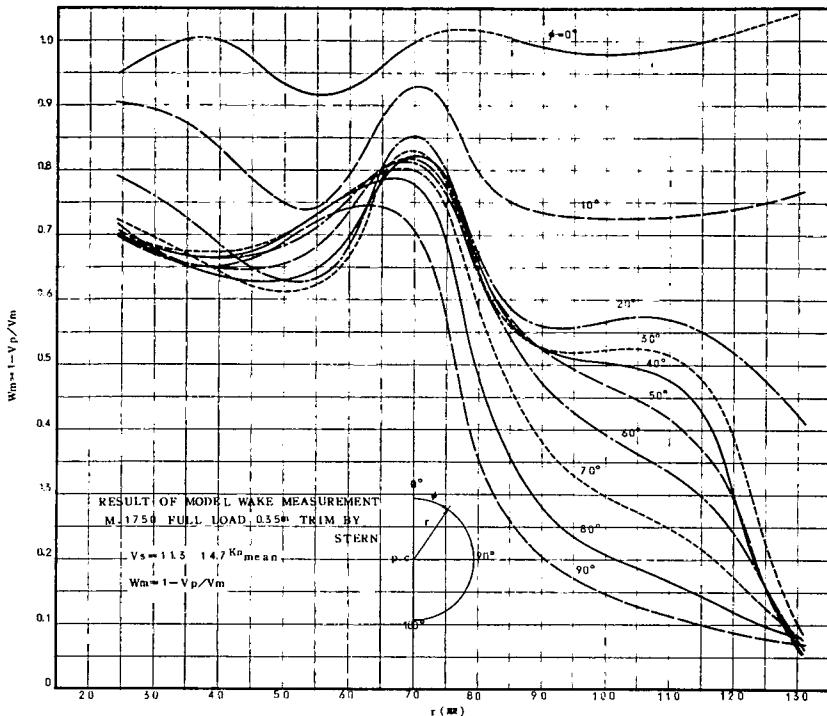


図 3.3.2(b-1) $W-r$ 線図 ($\phi = 0^\circ \sim 90^\circ$, 満載)

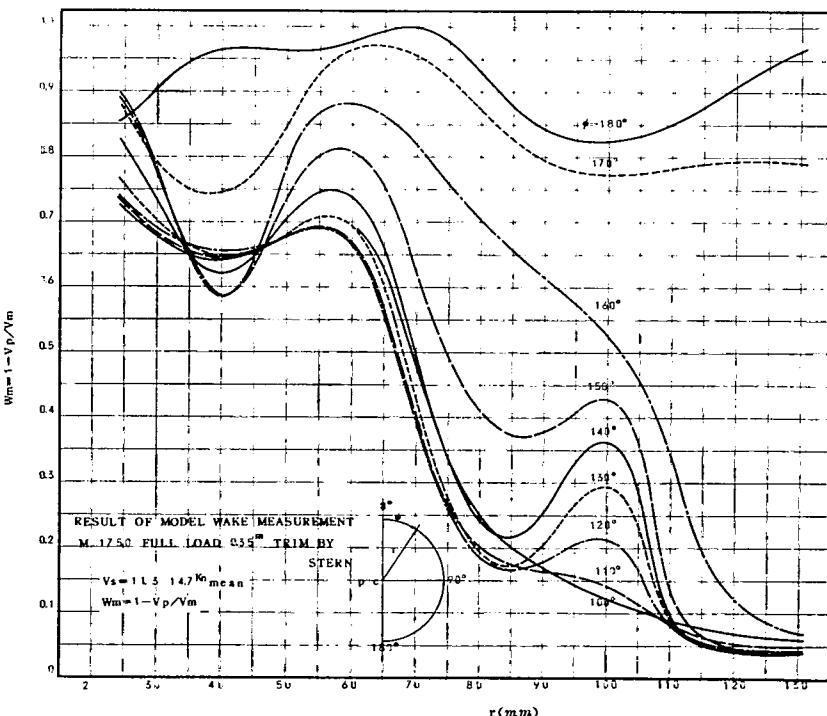


図 3.3.2(b-2) $W-r$ 線図 ($\phi = 100^\circ \sim 180^\circ$, 満載)

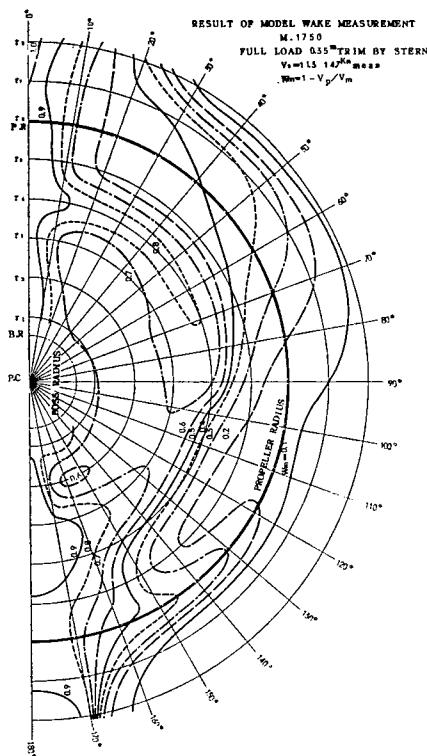


図 3.3.2(c) プロペラ面上伴流分布図(満載)

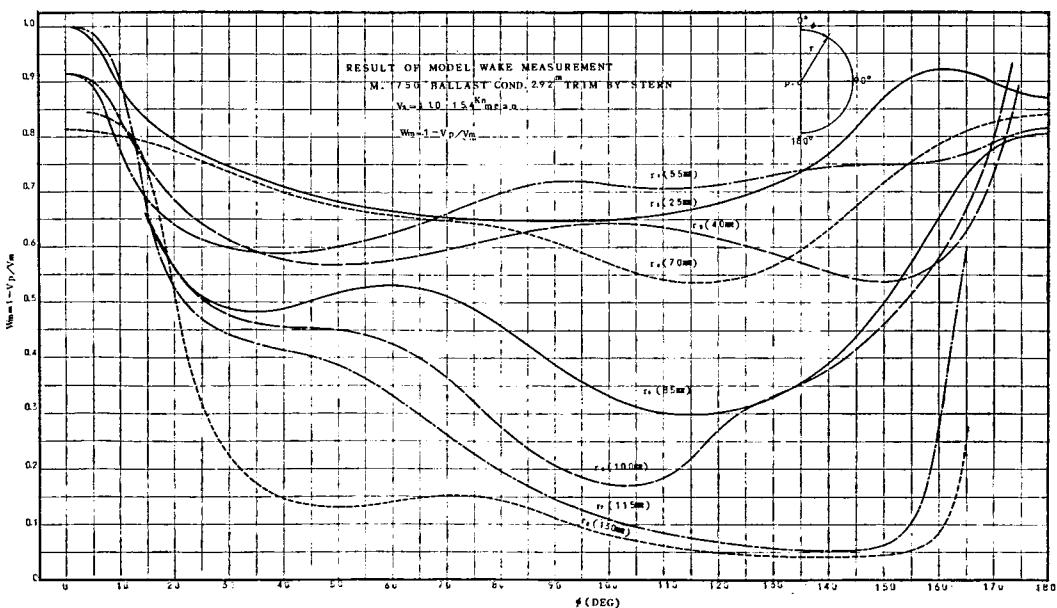


図 3.3.3(a) $W-\phi$ 線図(パラスト)

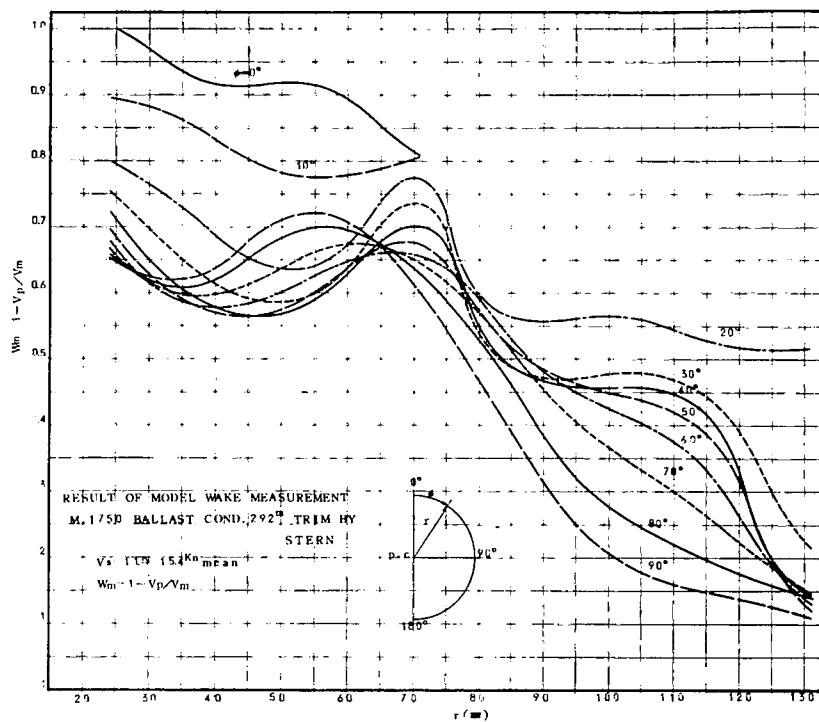


図 3.3.3(b-1) W-r 線図 ($\phi=0^\circ\sim90^\circ$, バラスト)

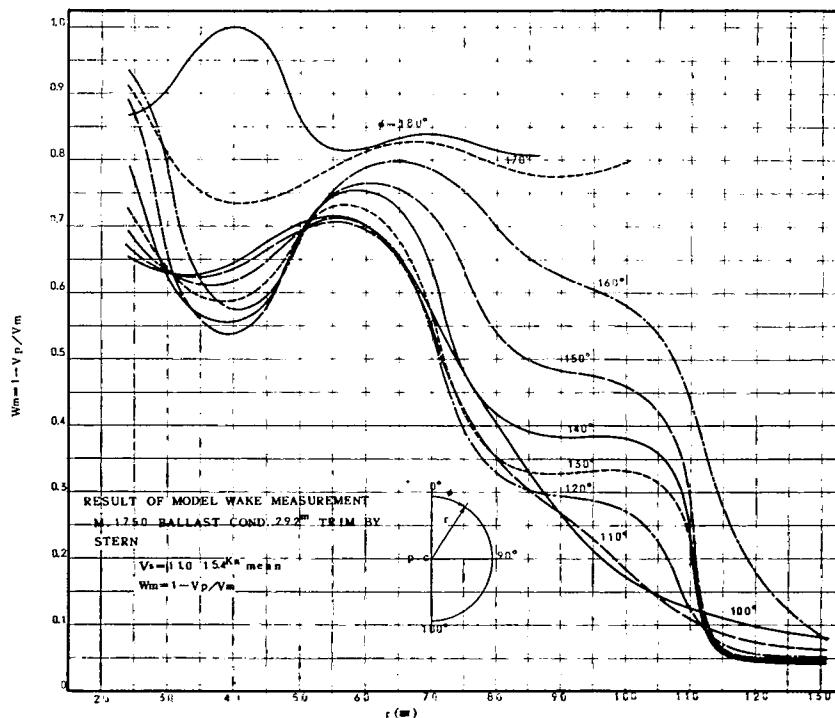


図 3.3.3(b-2) W-r 線図 ($\phi=100^\circ\sim180^\circ$, バラスト)

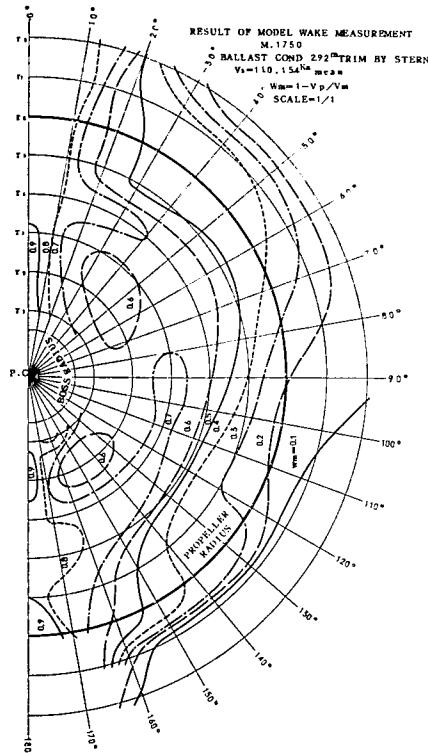


図 3.3.3(c) プロペラ面上伴流分布図(バラスト)

3. 2 伴流分布計測結果と軸系の曲げ外力との関連

図 3.3.2 に示す満載状態における不均一伴流分布と図 3.3.3 に示すバラスト状態のそれを見ると次のことがいえる。

(1) A丸の伴流計測で明らかになったことは、伴流係数が 0.7 を越えるような範囲が非常に広いことである。

本編 2.3.2 で記載したように、A丸の曲げ応力解析例では、バラスト状態における実測値が満載状態における計算値とよく一致した。この計算に用いた偏心変動スラストに基づく曲げモーメント成分を表わす係数の仮定は文献(1)の曲げモーメント解析結果を活用したものであるが、この文献(1)に示された模形船の方形係数は 0.77 であり、伴流分布が A丸のそれとかなり異なっていて、たとえば伴流係数が 0.7 を越えるような範囲は非常に狭い。一方 A丸の方形係数は 0.85 であって、肥えた船形をしていることから、文献(1)の模形船とは異なった伴流分布であることがうなづける。

このことは、最近の肥えた船形の大形船に対しては、偏心変動スラストに基づく曲げモーメント成分の大きさと作用方向について、文献(1)と同様な調査が必要であることを示している。すなわち、本編第 2 章の表 3.2.1 に示した偏心変動スラストに関する係数は、方形係数が 0.77 程度であって、かつ同様な船尾構造を有する船に適用できるが、方形係数がこれとかなり異なる船については修正が必要である。たとえば、A丸のバラスト状態に対しては、同表の 5 翼満載状態のそれが対応するごときである。

方形係数および船尾形状の異なるあらゆる船に対して適用できるような、偏心変動スラストに基づ

く曲げモーメント成分の大きさと作用方向の変動の様相を求めておくことが必要であるが、これは今後の調査研究に待たねばならない。

(2) 伴流係数が0.7を越えるような範囲を見ると、満載状態では船尾から見て第Ⅰおよび第Ⅱ象限の方が第Ⅲおよび第Ⅳ象限より広く、一方バラスト状態では逆に第Ⅲおよび第Ⅳ象限の方が広い。このことから、プロペラの発生するスラストの積分集中点の偏心は、満載状態にあっては第Ⅰ象限内に片寄り、一方バラスト状態にあっては第Ⅳ象限内に片寄るものと想定される。このことは、伴流係数の計測に基づくこれまでの解析結果と一致するが、ただし、これは傾向としていえることであって、その偏心の位置およびその位置の変動の様相については、方形係数の相違によってかなり異なることが想定される。

したがって、A丸の変動スラストの偏心に基づく曲げモーメント成分については、方形係数が0.77の文献(1)の船とは大きさおよび作用方向とも異なるとみなされるので、A丸の曲げ応力の実測値と計算値が対応しなかったものと考えられる。

(3) 軸に作用する曲げモーメントを検討する場合には、この偏心変動スラストに基づく変動曲げモーメントのほかに、プロペラや軸の重量などに基づく静的曲げモーメントを相加しなければならない。したがって、変動曲げモーメント成分のみを取り上げて、奇数翼プロペラの方が偶数翼プロペラより変動振幅が大きいから、曲げモーメントの観点において奇数翼の方が不利であるということはできない。すなわち、方形係数のいかんにより、また載荷状態のいかんにより、この偏心変動スラストに基づく曲げモーメント成分の大きさと作用方向が異なり、静的曲げモーメントに相加したり、これを相殺することから、全体の曲げモーメントは、偶数翼の方が、特に軽荷状態において、絶対値および変動振幅とも大きくなることがある。

(4) 伴流係数が0.7を越えるような範囲が非常に広く、また当然のことながら、この範囲が垂直方向に片寄っていることから、もしA丸のプロペラが偶数翼であったら、かなり振幅の大きい変動スラストが発生することが予想される。

(5) (1)ないし(4)は穂海状態において、船尾伴流分布が時間的にほぼ同一の状態を維持できる場合にいえることであって、プロペラの深度が大きく変動するような状態では、この伴流分布も大きく変動し、偏心変動スラストに基づく曲げモーメント成分の大きさおよび作用方向がかなり複雑に変動することが考えられる。特にプロペラの羽根が垂直真上にあるときに、もっとも伴流が大きいことに関連して、この部分を通過する羽根が、海面に近づいたり、沈んだりすることは、変動曲げモーメントの大きな発生因子となる。

のことから、荒天中に発生する軸の最大曲げ応力を計算で推定するためには、特に軽荷状態におけるピッティングと波のうねりの周期の関係から、プロペラ深度の変化に対する伴流分布の時間的变化の様相を求めねばならない。このためには、条件の複雑な計測を行なわなければならないが、今後の研究を待つところが大きい。

結 言

プロペラ軸のプロペラ圧入端部に曲げによって発生するき裂の防止策を考案するためには、まず次のような基礎事項の究明が必要である。

- (1) プロペラ軸のプロペラ圧入端部の曲げ疲労強度の把握
- (2) プロペラ軸のプロペラ圧入端部に発生する曲げ応力の実態の把握

この研究部会は、これら応力条件に関する基礎事項を究明するために、2年間に亘って広範囲な研究を行なった。研究の結果、鍛鋼材について荷重を変動させて行なった圧入軸の曲げ疲労試験によれば、大径軸の曲げ疲労強度は約±9 kg/mm² であることが明らかとなった。また、これまでの実験では、圧入軸の圧入端部には、±4 kg/mm² 程度の変動曲げ応力によって、微小き裂の発生する（深く進行せずに停留する）ことが求められている。すなわち、プロペラ軸のプロペラ圧入端部は、ここに繰返し（10⁷ 回以上）発生する変動曲げ応力が、±4 kg/mm² 程度であれば微小き裂を生じるが進行しないこと、±9 kg/mm² 程度であればき裂が進行して折損に至ることが求められた。

一方、プロペラ軸のプロペラ圧入端部の曲げ応力の実船計測によれば、穏海条件では±3 kg/mm² 程度の繰返し変動曲げ応力の発生を見込めばよいが、プロペラ負荷が大きく変動する条件の下では（軽荷、荒天中など）、これが±6 kg/mm² 程度に上昇することを確認した。

これらのことから、ほとんどの船のプロペラ軸が微小き裂を発生する応力限界近くにあり、荒天中の航行などによって、積算10⁷回を越える高い曲げ応力を発生するものがき裂を発生すると考えられる。ただし、このような応力条件下に置かれる軸は、緒言にも記載したように年間約3%である。さらに、深いき裂の生じる軸は、±9 kg/mm²程度の高い曲げ応力が、かなり長期間に亘って発生したものとみなされるが、ちなみに、深さが10 mmを越えるき裂を発生する軸は、年間約0.5%である。

さて、ここに明らかとされた応力条件に関する事項は、ただちにき裂の防止策を示唆するものではない。この具体的な防止策を考案するための対象事項として次のことが考えられる。

- (1) プロペラ軸の強度計算式の検討
- (2) プロペラの押込み技術の改善
- (3) 軸材の疲労強度の改善
- (4) プロペラ押込み部の根本的構造改良

(1)の方法によれば、損傷を発生する年間約3%の軸に対して、たとえば軸径を大きくするような強度計算式を、あらかじめ設定しておくことになる。しかし、この研究部会で究明された応力条件からみて、現行の強度計算式は、現行の船尾軸系構造に対して、適切な強度を規定しているほか、損傷の発生頻度からみても、軸径を大きくする方向の操作は船価低減に逆行する。すなわち、この種の損傷を防止する対策としては、(1)とは異なる対策が好ましいと考えられる。

(2)の方法は、この種の損傷が、プロペラ圧入端部の曲げ応力条件と構造的欠陥の重合によって発生する性格のものであり、かつ偶発的因素を持っていることから、構造的欠陥の方を少しでも緩和する目的において、押込み技術を改善することが、損傷防止に貢献するのではないかということを示唆したものである。このことについては、今後の調査が必要であるが、たとえば、押込み部の仕上げ精

度, 押込み力, 押込み量, 押込み速度, 押込み時の温度環境などがその対象である。

(3)の方法は, 応力条件の改善のうち, 軸材の方の強度を改善しようとするものであって, 軸表面のロール加工によって, 疲労強度を上昇させる方法は既に採用されている。しかし, このロール加工については, 効果と採算の関連において, なお研究の余地が残されている。この研究部会では, 第1編第2章および第3章に記載したように, 高周波焼入れを対象として研究を行なった。この方法によれば, 疲労強度が極めて上昇し効果のあることが確認されたが, 実際の適用には, 焼入れ装置, 焼入れ方法, 軸内部に発生する残留引張応力の問題など, これからの一層の研究有待つ部分がある。

(4)の方法は, 構造的欠陥を本質的に改良しようとするものであって, プロペラ押込み端部に発生する曲げ応力そのものを, または応力集中を緩和するように構造改良をはかるものである。このような研究は, 最近, 外国で活発に行なわれている。(注: 構造改良例については日本船用機関学会誌, 第2卷, 第1号, 文献紹介欄参照)

以上のように, この種の損傷を防止する具体策を求めるためには, 多方面からの研究方法があり, いずれが最も好ましいかについては, 今後の研究成果に待たねばならない。そして, 今後の研究に対して, この研究部会が究明した応力条件に関する基礎事項が, その骨子として貢献することを確信する。

参考文献

- (1) J.D. VANMANEN & R. WEREELDSMA, "Propeller Excited Vibratory Forces in the Shaft of a Single Screw Tanker" (Int. Shipbuilding Progress, Vol. 7, No. 73, 1960)

昭和42年3月20日 印刷
昭和42年3月28日 発行

日本造船研究協会報告 第61号

発行人 菅 四 郎

発行所 社団法人日本造船研究協会

東京都港区芝琴平町35

船舶振興ビル8階

電話 (502) 2371~80

内 線 (421~429)

印刷所 船舶印刷株式会社

東京都台東区東上野1-28-3

電話 (831) 4181~4