

プロイゲル形アクチブラダーの  
推進軸折損防止について— I.

軸折損に関する一般的考察ならびに軸支持法  
改良のための基礎実験について\*

吉沢正大・金岡 浩・西野正見

On Protection against the Shaft Breakdown of Pleuger Type Active Rudder—I.  
On General Consideration of the Shaft Breakdown and on  
the Basic Experiment to improve the Shaft Supporting

By

Masahiro YOSHIKAWA, Hiroshi KANAOKA and Masami NISHINO

1. The breakdown damage of the propeller shaft of Pleuger type active rudder has been much seen all over the world, and in case of all four ships in Japan the probability of the damage has now got to 100%. Thinking of the condition of the broken surface of the shaft, the feature of metal strength is sure to have been of "repeating bending fatigue" type. But the solution of mechanism of the breaking power has not been successful, and thereby the repairing method has been yet unknown.

The authors are now interesting at many fundamental similarities between the damages of the broken shafts of an active rudder and a main propeller, but are also looking severely at the definite difference of the damage probabilities between them, which tell that the one of an active rudder shaft has been extremely large and the another has been extremely small.

2. The authors had a plan to test the effect of the "both-sides support" method for an active rudder shaft with the aid of conjectural analyzation as much as possible. The authors are now sure to think the method technically applicable, and are also sure to realize the exact limit of the effect.

This report shows the fundamental test of the series, and authors are now satisfied with the test.

---

\*水産大学校研究業績 第574号, 1968年8月10日 受理.

Contribution from the Shimonoseki University of Fisheries, No. 574.

Received Aug. 10, 1968.

## まえがき

プロイゲル\* 形アクチブラダーのプロペラ軸（以下アクチブラダー軸という）のコーンパート大端部の折損事故は、その適用航洋船では広範囲にわたって発生していると言われるが、日本船の場合も昭和32年から43年までの11年間に、適用船（いずれも遠洋航洋船）\*\*4隻（以下4隻という）について、その3隻が各1回と残る1隻（耕洋丸）が2回、すなわち合計5回の折損事故を起こしている。そして4隻いずれの船の場合も材料工作ともに異状は認められず、特に寸法としては、少なくともアクチブラダーモーターのパワーに見合う強度に限定する場合、むしろ過大と思われる安全率を持っている。しかるに装備後の延べ航走時間で短い船（耕洋丸第2次）で約20日、長い船（C船）で約15ヵ月で折損しこれはアクチブラダー自体の使用時間ではわずかに延べ2時間から20時間程度に過ぎない、しかも全船とも極めて類似の折損様相を呈している。そしてメーカーおよび適用船の関係者の相応の施策にもかかわらず、今日なお各船とも再使用についての効果的な復旧計画を持っていない。

このように事故の原因解明が完結されていない段階では、原則として適確なる復旧方法はあり得ない。しかしその原因解明の過程において、部分的ながら確かな解明の成された事項を整理し、それを手掛かりとして、合理的な推測に基づく実用化の試案を提起することは許されると考える。言いかえると、折損をもたらす外力自体（例えば風浪等の自然力か、運転に伴う振動問題等）の究明とは別に、破壊力の軸材に及ぼす結果の様相から逆にたどって、破壊力の力学的性格を推定し、ともかくその力学的強度に見合うと考えられる工作法を試みることは、それなりの意味を持つと考える。これは言わば実験的対症療法の一つであるから、その効果はその都度の実験の結果からのみ判定される。しかしそれは同時に全体の理論的解明の手掛かりの一つともなり得る意味で、広い意味での総合的解明体系の一環をになうものと考えられる。

このような観点から本報に主として次の2つの作業を進めた。

(1) アクチブラダー軸折損事故と既往の主軸折損事故との材料学的類似性と相違性を対比する。そしてその対比の点からアクチブラダー軸における破断応力の性格と大いさを推定する。

(2) この推定値を根拠として折損防止の上で効果の可能性を持つ工作法を探る。ついでこの工作法の効果を実験的に確認する。

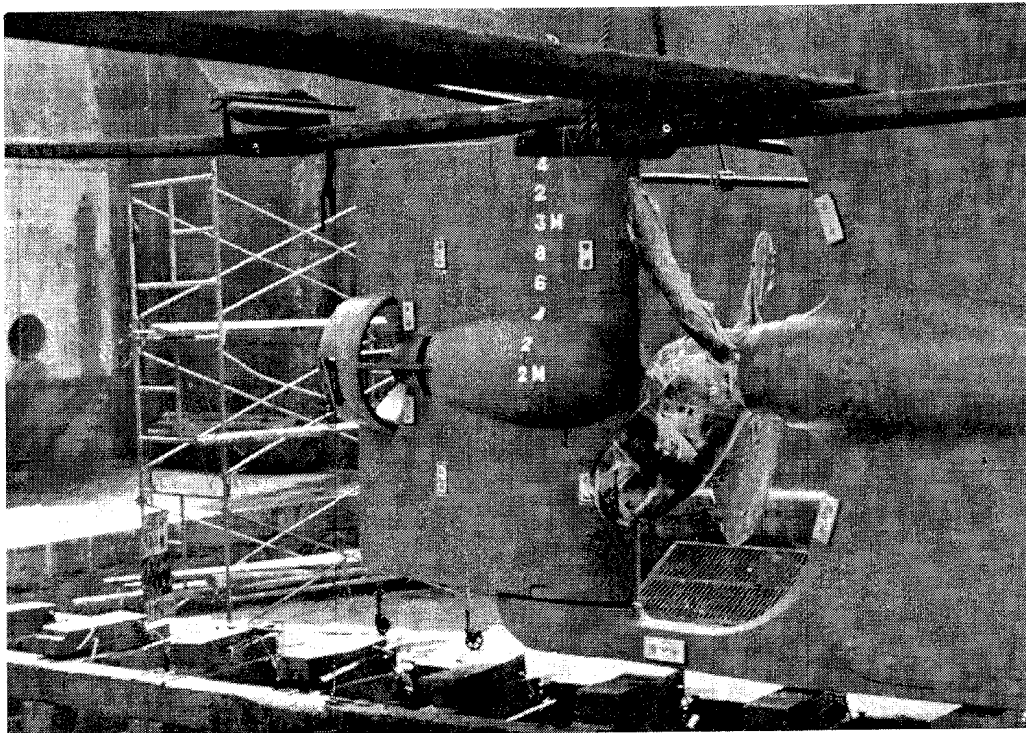
以上の作業に基づく実験的推論の性格として、その効果の確認は段階的に慎重に進められねばならない困難性を内包するが、この方法としてはやむを得ない条件と考える。従って実験は実験室から実船までの一つの体系を成す必要があると思われる。本報はその出発としての基礎的実験室実験である。

### 1 アクチブラダー軸折損原因の考察 (I)

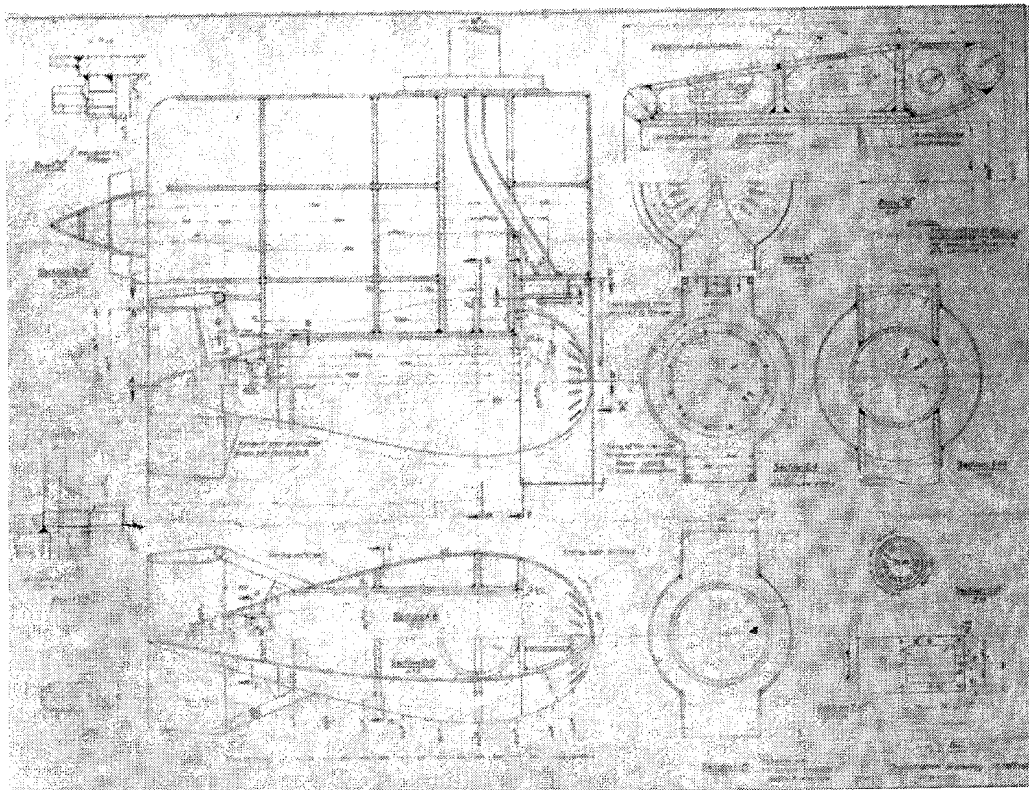
主軸の曲げ疲れ折損事例の原因解明は、過去の多くの業績は勿論、特に近年約10年間の船舶の実例の解明と大径軸曲げ疲れ試験等とのすぐれた業績によって、少なくとも主軸材の曲げ疲れ破断応力に関する挙動の基本的解明は成されたと解される。ところでアクチブラダーが置かれている船体動力学および流体力学的環境と、それ自体の機械力学的作動条件を考えると、その折損事例に対する基本的理解として、主軸の折損事例との間の強い関連性を考えることは当然かつ合理的な成り行きと考える。このように本報におけるアクチブラダーの問題は、主軸との比較の中からその類似性と相違性を探ることにより、問題解明の端緒を求める。

\*Pleuger Unterwasserpumpen G.m.b.H., Hamburg-Wandsbek, Deutschland.

\*\*A船およびB船(300GT形漁船, アクチブラダー90P S形), C船(1,500GT形特殊船, アクチブラダー150P S形) および耕洋丸(1,215GT練習調査船, アクチブラダー150P S形)



(a)



(b)

Fig. 1. (a,b). General arrangement of Pleuger type "Active Rudder" (AR) equipment in case of 150 PS of Kōyō-maru. (a) : The picture of the AR equipment surroundings. (b) : General arrangement from the blue print.

### 1・1 主軸とアクチブラダー軸とを取り巻く環境の比較

軸曲げ疲れ破断力を基準として考察する場合、主軸とアクチブラダー軸の両者を取り巻く環境の視角は、船体基準の巨視的視角と、船尾部に限定する部分的視角とに分類する必要がある。まず船体規模の巨視的環境としては、主軸曲げ疲れ折損の場合、少なくとも一次破壊力としてもっとも大きな影響力を持つと考えられている荒天時の風浪に基づく自然力がある。そしてこれに基づく推進軸の「回転曲げ疲れに伴う折損応力」の発生、進行そして破断という一連の挙動は、基本的にそのままアクチブラダー軸に対しても適合すると考える。ただしその影響の度合いについては主軸の場合の尺度をそのまま適用できるかどうかは今のところ不明であり、むしろ多くの疑問が残されている。すなわちアクチブラダーはそれ自体が主軸と異なる特殊な環境を持っているから、明確な総合的結論が出されるまでは、それぞれの影響の度合いは判明しない。

つぎに船尾における部分的環境（第1図 a, b, c 参照）としては、共通条件として船尾部伴流が考えられ、相違条件としては舵板、コルトノズルおよび主推進器の失脚流等がある。破断につながる影響力に限定する場合、伴流は一応除外してさしつかえないと考えるが、（もちろん詳細な解析の結果再登場することはあり得る）アクチブラダー軸にとって舵板の操舵運動とノズルと主推進器失脚流との組み合わせは重要な課題となると考える。そして風浪等の一次力とアクチブラダー固有の環境に基づく一次力との間には当然強い関連性が考えられる上に、これら一次力がどのような二次的ないし三次的（例えば誘起される振動現象のごとき）の破断力を招くかも知れず、これら環境条件の解明は折損原因解明の上で終始重要な課題となることが予想される。

### 1・2 アクチブラダー軸折損経過の概要

アクチブラダー軸の折損の経過をたどる場合本報では 1・1 の環境条件を背景として、次の諸問題を採り上げることとする。

#### 1・2・1 アクチブラダー軸材の公称応力

アクチブラダー軸材はプロイゲル社製（ドイツ国\* 規格品）のものも、耕洋丸第二次の軸材の場合（JIS 規格 SUS 27 使用）も、標準（10 mm）の平滑試験片の「回軸曲げ疲れ試験」における公称応力としての疲れ限度は、少なくとも一般主軸材の約  $\pm 2100 \text{ kg/cm}^2$  より強い。ちなみにそのドイツ国製品の引張強さ（ $\tau_B$ ）は約  $8000 \text{ kg/cm}^2$ 、疲れ強さ応力比 0.35 と推定してその疲れ限度は約  $\pm 2800 \text{ kg/cm}^2$ 、同様に SUS 27 の場合は  $\tau_B$  約  $6500 \text{ kg/cm}^2$ 、応力比 0.35<sup>10)</sup> として約  $\pm 2250 \text{ kg/cm}^2$  である。

#### 1・2・2 軸破断面の性格と 4 船事例の概要

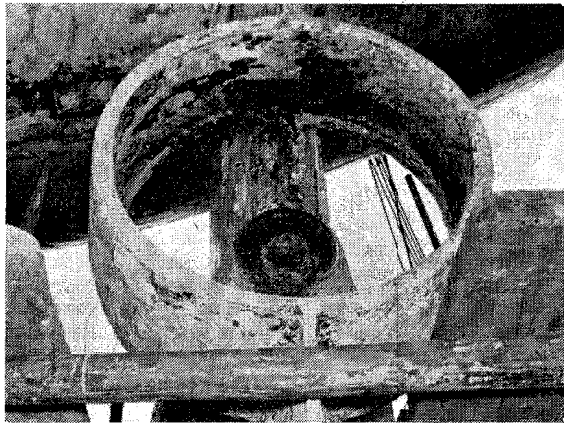
ここに耕洋丸の第二次折損事例を示す第2図（a, b, c, d）と、C船の折損事例を示す第3図（a, b, c）を掲げたが、これらは一般的折損事例の代表的例示の一部に過ぎない。筆者等は耕洋丸乗船中にアクチブラダー取り付けの艀装工事、試運転、第一次折損、防食対策を中心とした復旧工事そして第二次折損と続く一連の運転経過を体験し、かつA船B船等の折損事例の一部を見聞した。また最近においてメーカーが改良形として打出したと言われるC船装備のアクチブラダーも、その破断面の様相は他の3船と全く類似のものであり、かつ破断に至る時間的経過の長短も、仮りに主軸の場合のごとく、実質的破断力の作用時間の差異は大差ないとの仮定\*\*を導入すると、結果的にはほとんど類似の経過をたどったものと推測される。

#### 1・2・3 軸破断と船の個性の関係

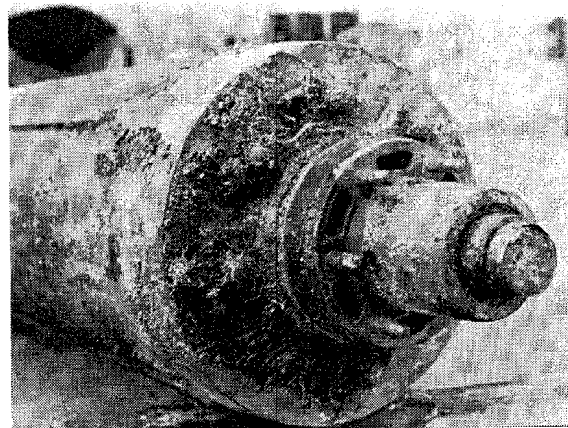
軸の破断にとって船の個性的性格が重用な意味をもつかどうかの問題も、それ自体としては重要な課題である。主軸の場合でも、風浪等の一次破壊力を受ける可能性の大小を考える意味で航路、航海の時期等を考

\*筆者等が耕洋丸の第一次折損の後、残軸材の材料分析（長崎市三菱電機(株)施行）を整理した結果 Ni 3.60, Cr 16.62 を主成分とするマルテンサイト鋼であることが判明した。

\*\*ただし耕洋丸第二次折損の場合は軸材の強度に考慮すべき差異があるので一応この仮定から除外する。



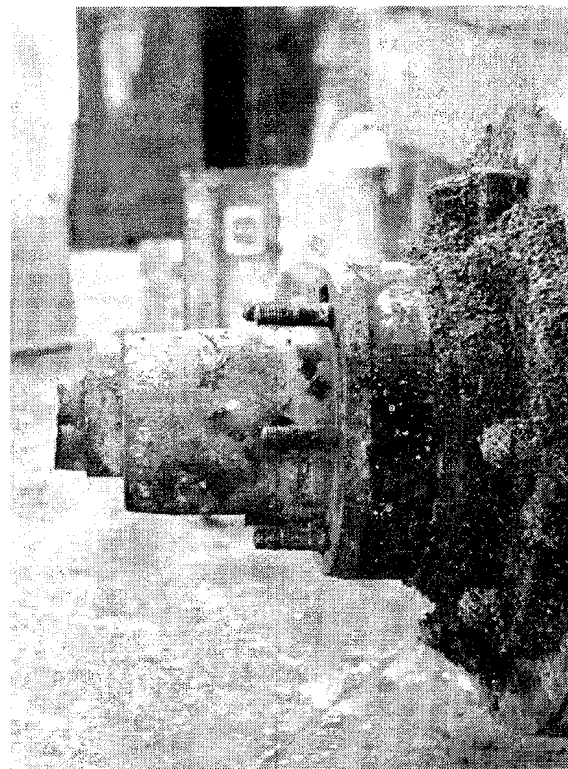
(a)



(c)



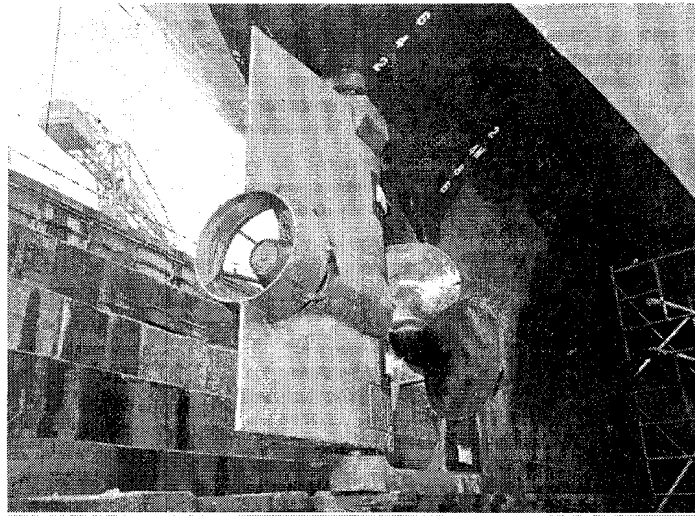
(b)



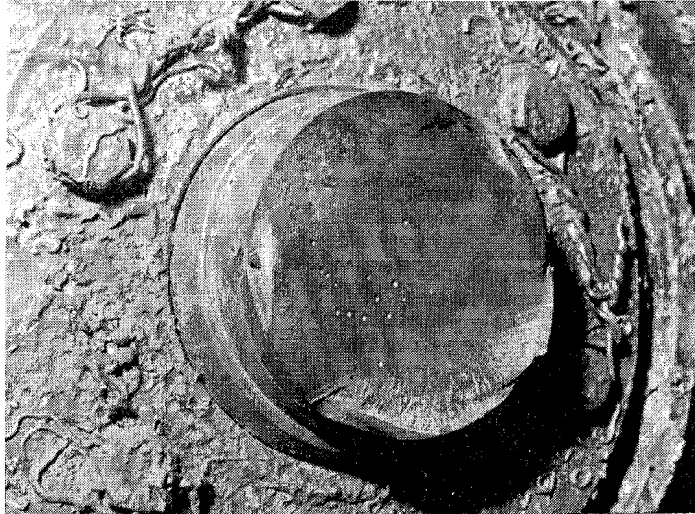
(d)

Fig. 2. (a,b,c,d). Pictures of the AR equipment immediately after overhauling in case of the second damage of the Kōyō-maru.

えると、これは充分個性的な問題であるとも言える。この意味では4船の場合もそれぞれの個性をもち、それは破断に影響を与えたと見ることができる。しかしこれはそれら客観的条件が変わればすぐ変わる性格のもので、ここでは重要な個性とは考えない。すなわち常に主体的な意味での個性として、船体に対するアクチブラダーの関連性（位置、大きさ等に基づく機能上の問題等）ないし主機関の運転条件との関連性（主として内燃機関主機に基づく振動問題と、主推進器にかかわる振動問題等）およびアクチブラダー自体の運転挙動が問題となる。もちろん軸系振動問題は多くの業績によって主軸に関する限りその挙動は相当に明確となっている。しかしアクチブラダーとの組み合わせにおける解明はまだほとんど成されていない。筆者等はこのような環境にあるアクチブラダーが相等に強い影響を受けている可能性について強い関心をもっている



(a)



(b)

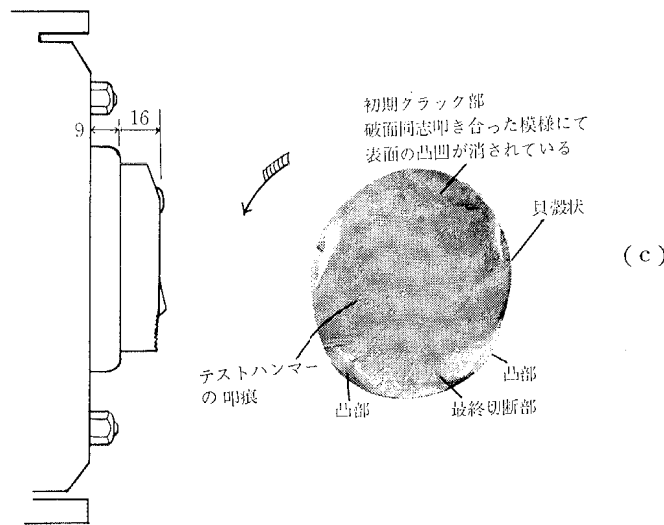


Fig. 3. (a,b,c). Condition of the “Shell feature” of the broken shaft in case of the C-ship. Where (a) : General arrangement surrounding the broken shaft, (b) : The broken surface of the shaft, (c) : An illustration for strength of materials of the broken surface, and sizes are in mm.

## 、プロイゲル形アクチブラダーの推進軸折損防止について－I

が、今日の段階では、それらの影響も少なくとも各船に固有の差異を持つほどの個性的特徴とはならないものと推定する立場を採る。言いかえると、もしその様な強い個性的条件があるならば、4船が全船類似の折損に追い込まれるごとき現象は、確率的にあり得ないと考える。

### 1・2・4 破断外力の性格

主軸の場合の一次外力がほとんど決定的に風浪による自然力と考えられている今日の段階では、アクチブラダーの場合も巨視的環境として一般的影響力をもつ風浪の巨大なエネルギーを考えると、同様にこれを決定的な一次力と推定したい衝動にかられる。しかし仮りにこの一次力の作用の仕方が、主として推進器翼の面積ないし全円径を介してなされると考えると、主軸とアクチブラダー軸との寸法の上からは決定的な影響力を示す傾向はほとんど見られない。言いかえると、主軸が安全である時にアクチブラダー軸が危険であることを示す決定的試算が見出だせない。このことは少なくとも4船の事実とは大いに食い違っている。

すなわちアクチブラダー軸の折損における一次的外力は、風浪の影響も充分作用していることは推測できるが、少なくとも主軸が安全である範囲（材料学的に $\pm 500\sim 800\text{ kg/cm}^2$ 程度）では、それが決定的な一次力となることはないと考えられる。したがって何らか別の一次力の存在、あるいは理論的可能性としては外力に関係のないアクチブラダー自体の内在的破壊力すなわち自己崩壊現象の存在を考えざるを得ない。しかしアクチブラダー装置そのものを否定する迄の根拠を持たない現状では当面1・2・3にて言及したような可能性に注目することとする。

結局何らかアクチブラダー装備船に特有の、ただし各船別の個性を持たない共通的な性格をもった相当大きな一次外力が、風浪による一次外力と並存する推測することとなる。

## 2. アクチブラダー軸折損原因の考察（I）

ここで視角を軸の折損事例に絞り、主として材料学的角度に限定して軸折損の挙動を推測することとする。すなわち軸曲げ疲れ折損の問題である限り、アクチブラダーの場合と主軸の場合との間に、基本的な材料学的差異が存在することは考えられない。したがって本報でも当然S-N曲線に基づいて解析される方法が標準となると考え、アクチブラダーの場合どのようなS-N曲線が求められるかの問題を中心として考察を進める。すなわち第4図を作図する上での問題点をたどりつつ概要次の各項につき言及する。

### 2・1 微小き裂群の発生と発展

主軸の場合と同様 $\sigma$ 値約 $\pm 500\text{ kg/cm}^2$ で軸コンパート大端部に微小き裂群を生じたものとする。ただしプロイゲル社の設計として、キー溝がコンパート大端部のほとんど終端まで延びている耕洋丸形と、延びていないC船形とあり、これは当然キー溝の切り欠き効果の有無の差異を生じたと思われる。それはさらに当然微小き裂群の発生・発展の過程で、それ相応の差異を招いたと思われる。しかしこれらの相違は主軸の場合にも見られ、かつ特に主要と認められていないように、アクチブラダー軸の場合も同様に特に重要とは考えられない。言いかえると、キー溝有無にかかわらず微小き裂群は発生し、発展して広く分布し、やがて破損裂傷進展の基本的要因となるに相違ないと考える。そして第2、3図はこの推測を立証するものとする。

### 2・2 破断裂傷の発生と進展

第4図において（b）は一般主軸の場合の標準状態、すなわち微小き裂発生後 $\sigma$ 約 $\pm 900\text{ kg/cm}^2$ の応力の繰返し（ $1\sim 3$ ） $\times 10^7$ 回程度積算されて、小さい確率の破断の可能性を持つ状態を表現したものである。このようにこの図はある具体的軸の実測値を示すものでなく、一般的な代表的性格を表示するものである。

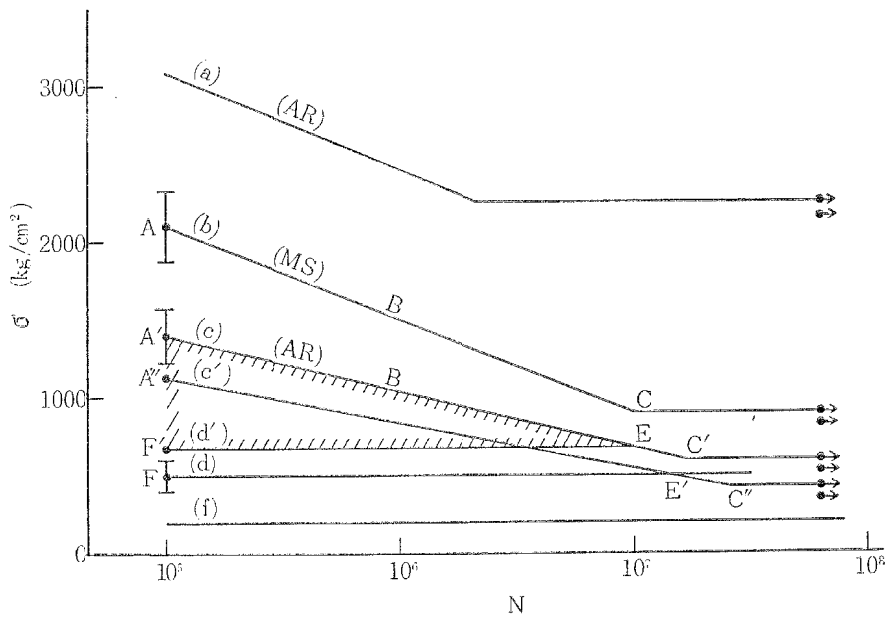


Fig. 4. Conjectural S-N curves on the AR (Active Rudder) shaft materials (SUS 27 etc. in JIS). (a) curve : A sample of a case of the (nominal) stress of the standard test piece for an AR shaft material (SUS 27). (b) curve : A sample of a case of the MS (main shaft) material (C-steel) with many micro-crack on the surface of the corn part larger end. (c) curve: In case of the AR shaft material (SUS 27) in the same condition of (b) curve. (d) curve: In case of especially weak condition of (c) curve. (e) line : A sample of an upper limit line for safety zone of the breaking stress for the AR shaft with the micro-crack. Triangle A'EF': A sample of the breaking stress zone for the AR shaft with the micro-crack.

一方アクチブラダー軸の場合には、一般的標準としてどのような $\sigma-N$ 曲線を推定し得るであろうか。これは1・2・3等で言及したように、主軸の場合よりも影響力をもつ事項が多いと考えられる上に、その環境事情がほとんど整理されていない現段階においては、原則的に適確な推定の割り出しは不可能である。しかし関連事項で既知の資料と、特に4船の延べ5回の折損という貴重で絶対的な条件を持つことによって、ある種の推測を試みることは許されるであろう。この観点から問題を整理すると、概要次のようになる。

### 2・2・1 軸回転数と「N」との関係

耕洋丸の場合、標準航海速度 205~210 rpm,, このアクチブラダー軸は約 600rpm の遊転回転速度を持っていたが、 $\sigma-N$  曲線の  $(1\sim3) \times 10^7$  の繰り返し数を基準と考えるとき主軸 rpm でこの数字に達する日数は 30~100 日程度、アクチブラダー軸遊転 rpm で 12~36 日程度となる。ところで耕洋丸の第1次折損時までの実動日数は約 200 日、C船の折損事例においても実動 400 日を越えるから各船の特別の個性的挙動を無視する限り、少なくとも標準的航走時の主軸 rpm と、アクチブラダー軸の遊転 rpm が1回転ごとに $\sigma-N$ 曲線の「N」として作用していることはないと断定できる。

### 2・2・2 アクチブラダー軸径の一般的安全率の問題

ところで1・2・4で言及したように、今自然力としての一次的外力の作用が主として推進器翼を介してなされ、さらにそれが作用面単位面積当りの大きさ一定のまま、翼の全円面積したがって翼の全円直径の自乗に比例すると仮定する。一方軸の曲げ強度は軸径の3乗に比例するから、一例として耕洋丸の場合について、推進器翼全円面積比約 1/6 から算定した1次的外力の大きさの比約 1/36 と、軸径比約 1/2.6 から算定した軸



曲げ応力の比約 1/20 とを比較して見る。ここでその比較の値 36 対 20 の意味をどのように評価しても、少なくとも風浪による一次的外力に関する限り、アクチブラダー軸の寸法は安全側にあると言い得る。このことは主推進器の場合、軸径が荷重出力、したがって翼全面積×回転数の値と設計上標準の釣り合いを持つに對して、アクチブラダー推進器の場合は、同様の意味においてその軸径が寸法で \*約30~45%増、強度で約140~200%増しの値を持つことと符合する。

ところでこのようにアクチブラダー軸が一次的自然外力に関して主軸より安全性が高いと考えられる事情と、軸折損の100%の確率の事情とは、どのように説明されるであろうか。

たしかに主軸の事例で示されたように、曲げ疲れ折損の場合においては、ある程度の軸径の余裕は必ずしも安全性の増大を意味しないと言われる。しかしアクチブラダー軸の場合のように、少なくとも寸法で約30%増し強度で約140%増しの安全性を持つことは、折損防止の点で十分な役割を果たしていると考えねばならぬ。そこで結局のところ、1・2・4で推定したとき何らか特殊な一次的外力が自然的外力と並存し、相当影響力を持つものと解することとなる。

### 2・2・3 (c) 曲線の推定

筆者等はこれらの諸条件を総合的に勘案し、現段階としては次のような推測を試みることにした。すなわち第4図において(c)曲線を想定する。ただし(c)曲線はもともと材料学として求められる性格のものであり、本報としても材料学的定量を直接の課題としないから、次のように推定するに止める。すなわちアクチブラダー軸材(SUS27を除く)に成分近似のJIS規格品の特性に準じて、N10<sup>5</sup> 相等の基準点A'の $\sigma$ 値を、(a)曲線の疲れ限度の約50%と推定した。また(c)曲線自体は材料の曲げ疲れ折損の場合の一般的傾向に準じて作図した。

つぎに外力の大いさを $\sigma$ 値F相当(もちろんばらつき巾を有す)として(a)を想定すると(c)と(b)の組み合わせを考える限り折損の可能性はほとんどない。(d)が(c)の疲れ限度に近づいた場合でも、主軸の場合同様に、折損の確率は十分に低いものとなるに違いない。これは事実と甚だしく異なる。

そこで本報はアクチブラダー軸100%折損の条件の説明として、2つの場合の可能性を設定する。それは端的にいうと材料が弱すぎるか、または逆に破壊力が強すぎるかの2つであり、極めて単純な発想に基づくものであるが、事実はこのいずれか1つか、或は両者共存かの3態のうち1態に間違いない。かついずれの場合でも、標準を越えるそのような異状の具体的事実の説明は決して単純ではない。以上第4図において次のように推測される。

#### (1) $\sigma$ -N 曲線全体が異状に低い位置に移行する場合

この場合も当初微小き裂が発生した段階ではあくまで(c)曲線を想定するから、何らかのアクチブラダー装置に固有の挙動によって材料の劣化を招いた後、例えば(c')曲線に至ると考える。この種の外力のエネルギーは必ずしも強大であることを要しない。むしろ振動等何らかの質的に特殊な性格の流れが予想される場合と考える。

#### (2) (d) 曲線が $\sigma$ 値の高い位置に移行する場合

第2は、軸材の劣化は(c)曲線にとどまるとして、外力自体ないしそれに誘起されるエネルギーの大きさが材料の $\sigma$ 値を破断につながる高い値に移行させる場合、すなわち図の例えば(d')の場合である。

さて(1)、(2)いずれの可能性もない傾向が大きいかは単純には導けない。なお状況として推測されることは(1)、(2)いずれの場合も主推進器の失脚流とコルトノズルの組み合わせの重要性である。

#### (3) 両者の並存の場合

第3は新しい事情ではないが、(1)、(2)の並存の場合である、これは(1)、(2)いずれの場合も単独には破断につながらないが、並存するとつながるという可能性は事実としては重要であるので注目することとする。

\*設計上の許容応力の採り方によりある程度の巾が考えられる。

特に (1), (2) の単独存在の場合は, その性格が相当に顕著でないと破断につながらない可能性を考えると, むしろこの並存の可能性の方が現実的意味を持つとも考えられる。ただ本報の段階では (1), (2), (3) いずれと断定できないから並記するにとどめる。

さてこれらの考察の結果, (c), (c') 曲線に対してそれぞれ (d') (d) 直線で示される破壊力の存在を想定し, それぞれ三角形 A'EF'A''E'F' ないし両者の中間の三角形が包む面積上に実在の破壊相当の外力が存在すると考える。もちろんこの図は 1 つの例示にすぎないから, 実際の個々の場合にはそれぞれの適量的処置を経て明確な作図が成されることを想定する。本報では, このような三角形の存在においてのみ 4 船の 100% 事故発生の実事を説明し得ることを指摘するにとどめる。

なお耕洋丸第二次折損の場合は, 如上の一般論から一応除外して考慮すべきものと考える。すなわち SUS\* 27 材は他の軸材に比し明らかに  $\sigma$  値が低いので, 少なくとも折損 5 例のうちの特異な 1 例として区別したい。そして他の 4 例に比し極端に短い耐久時間の主因は少なくとも第一義的に低い  $\sigma$  値に基づくと考えられる。これは明らかに時間強度の問題と考えられ, 第 4 図で B, B'等を想定する場合と考えられる。

### 3. 折損防止工作の問題点

以上の事情に対応して折損防止対策を考えるとき, 原則的に最初に考慮されることは, 当然ながら本来の原因除去の問題, すなわち第 4 図の (c') ないし (d') をそれぞれ (c) ないし (d) に回復させる問題である。しかし現状ではそれらの原因自体が明確でないから, これら原則的方策は保留せざるを得ない。そこで筆者等は当然ながら次の 3 つの場合に注目する。(1) 軸径の寸法を増大する。(2) 軸材の単位強度性能を高める。(3) 特殊工作法を適用して (1), (2) に相当する効果を持たせる。しかしこの 3 法いづれにおいても現状では既述のように破断防止のための定量的決め手を持たないための基本的困難が存在する。もともと本報はこれを基本的にやむを得ない事情と受け取っているが, 以上各法の特徴について言及する。

#### 3・1 寸法増大の場合の問題点

寸法増大については過去の主軸の場合の効果に見るように, 必ずしも計算だけの効果を得ていない実績がある。その理由についてはなお説明を待たねばならないが, 例えば自重の増大ないし寸法効果による条件の悪化のごとき単純なものではないと思われる。しかし原則として軸径の増大は破断防止の上で基本的に優位な地位を保つものとする。ただしアクチブラダーは舵板の中の原動機の基本条件すなわちなるべく軸径を増大したくない性格について配慮する必要がある。しかしそれも技術的には充分克服できると思われるから, 必要ならば相当程度の増大は可能と思われる。さらに軸長が総体として短い装置と考えてよいから, この点では部分的に増大を考慮することは技術的な優位条件とも受け取れる。これらの諸条件を勘案すれば何らか現実的な寸法が考慮され得ると期待できる。

#### 3・2 軸材の単位強度性能を高める場合の問題点

次に材料の材質的強度を高める方法は無条件に好ましいことであるが, ほとんど材料学の問題に帰すると考えられる。今日すでに主軸の場合としては表面硬化法の効果は十分に意識されている。しかしアクチブラダーの場合は単純な形で耐食性を満足させる条件が大きな魅力となっているから, 耐食性を無視して公称的  $\sigma$  値の優位のみを採ることは現実的ではないであろう。これらの問題を勘案すると, 耐食性, 強靱性かつ表面硬化の特性の上で相当の優位を保つマルテンサイト系ステンレス鋼の 100% の折損事例は, 必ずしも単

\*耕洋丸で第一次折損後 SUS 27 材を選んだのは, 建造当初からの経過を総合的に勘案した結果, 当時としては折損の主因がもっぱらステンレス系鋼材特有の腐食によると推定したためである。したがって SUS 27 を選ぶとともに, 特殊耐食工作を施したが, 結果としては逆に最も早期の折損を招いた。しかし特殊腐食説明の上で充分意義があったと考える。

純に克服できるものとは思われない。

### 3・3 軸支持方法を改良する場合の問題点

最後に(3)の方法は種々考えられると思われるが、本報では現実的実現性の強いと思われる軸支持法の改良について注目した。現実性とは、まず効果が明確であること、次に技術的に可能でかつ他の部分への悪い影響を与えないこと、そして最後に改良の投資が適当な範囲に収まることの3点である。特にアクチブラダーはそれ自体の効用は充分確認されているとしても、あくまで舵板の機能すなわち操舵の機能に対して不当な悪影響を与えてはならないという絶対条件のわくの中でのみ存在を許される装置であることは、改装を考える上でも当然基本的絶対条件となる。これらの条件を勘案の上、本報はまず軸支持法の改変に注目した。その理由の第1は、現用の一端支持法から両支持法に改変した場合、まず効果の点で理論的に単純に負荷すなわち軸破断力を半減し得ることである。そして理由の第2は、他の必要諸条件がおおむね満たされる見込みが充分あると考えるからである。

ただし具体的に軸支持法を設定する場合には、特に第2点を考慮する必要がある。すなわちその第1点は、理論的支持法と現実的支持法の間に存在する相当の距離を充分確認することである。そしてその第2点はその様な特性を把握した上で、実用の場でその特性が持つ意味すなわち効用の限界を充分に見定めることである。本報の属する実験系の立脚点ないし目標はこの2点の確認に帰する。

## 4. 実験の経過

実験の経過を実験装置、実験データおよび解析の順序で説明する。

### 4・1 実験装置

実験装置の主要部は、次の各部分より成り立つ。

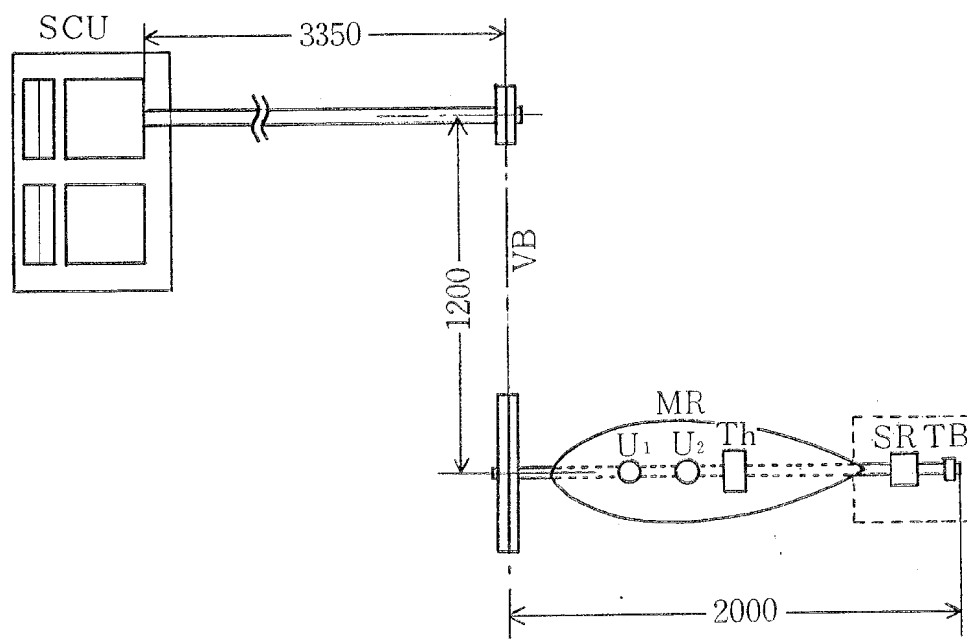


Fig. 5. General arrangement of the experimental apparatus. Where SCU : Speed control unit, VB : V-belt,  $U_1$  &  $U_2$  : Universal joints, Th : Thrust bearing, SR : Slip ring, TB : Test bearing, MR : Model rudder, and sizes are in mm.

#### 4・1・1 舵板と供試軸を中心とする運転装置 (第5図参照)

図は主要実験部分の概観を示すものであるが、舵板は3.2mm厚鋼板製、供試軸は35φ SUS\*27材製で、このまま実験用の実動舟艇に取り付け可能のものである。ただしこの実験では水中の効果を対象としないので、推進器は除外した。かつ舵板と軸材支持金具はこれを一括して35mm厚木製の箱に入れ、舵板部は舵柱材部を介して固定し、支持金具部は使用のときそれ自体を固定した。そしてその木箱は強度の充分なアンカーボルトを介して実験室コンクリート床に固定し、安定した運転を可能とする装置とした。また軸駆動装置は、可変速装置付15P S 3相AC誘導電動機を原動機とし、図のように減速プリーとVベルトを介して舵板内実験軸につながる機構を持つ。原動機とプリーとの間の長い伝動軸は他の実験装置の都合によるもので特別な意味はない。また舵板の中に2段のユニバーサルジョイントを介在させたが、これは原動機および中間伝動装置の振動条件を遮断することを役目とするもので、この実験では1段で充分と思われるが、これも他の実験の都合で2段となっているに過ぎない。スラストベアリングは水中航走時の実験用のもので、この実験では特別の役目を持たない。

#### 4・1・2 供試軸部分装置 (第6図参照)

図は供試軸を中心とする実験主要部を示し、図面右側よりストレインゲージ (共和電業(株)製、軸方面長さ1mm、抵抗値 $119.1 \pm 3 \Omega$ 、ゲージファクター $1.86 \pm 0.8 \%$ ) スリップリング (共和電業(株)製、重量12kg)、荷重用重錘 (5kg単位で最大100kg) そして左端は実験用ベアリング (ボールベアリング) とその支持金具を示す。これは一端支持形の実験の場合には当然外される。なお第7図(a, b)は同部分の理解の補助として添付する。

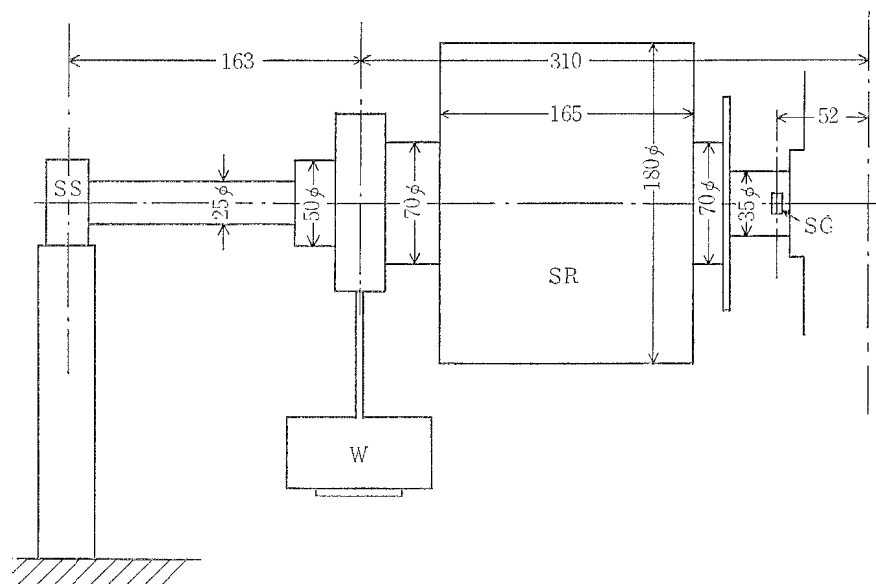


Fig. 6. The testing part of the AR shaft (SUS 27). Where SG : Strain gauge (axial length 1 mm, resistance  $119.1 \pm 3 \Omega$ , gauge factor  $1.86 \pm 0.8 \%$ ), SR : Slip ring (weight 12 kg), W : Lorided weight (5 kg unit, 100 kg totally maximum), SS : Shaft support with ball bearing, and sizes are in mm.

\*実験用軸材の選択には慎重に考慮すべき問題があるが、この軸支持法の実験に限り考慮するときは、ステンレス系鋼材であればよいと考え、入手の都合で SUS27 材を選んだ。

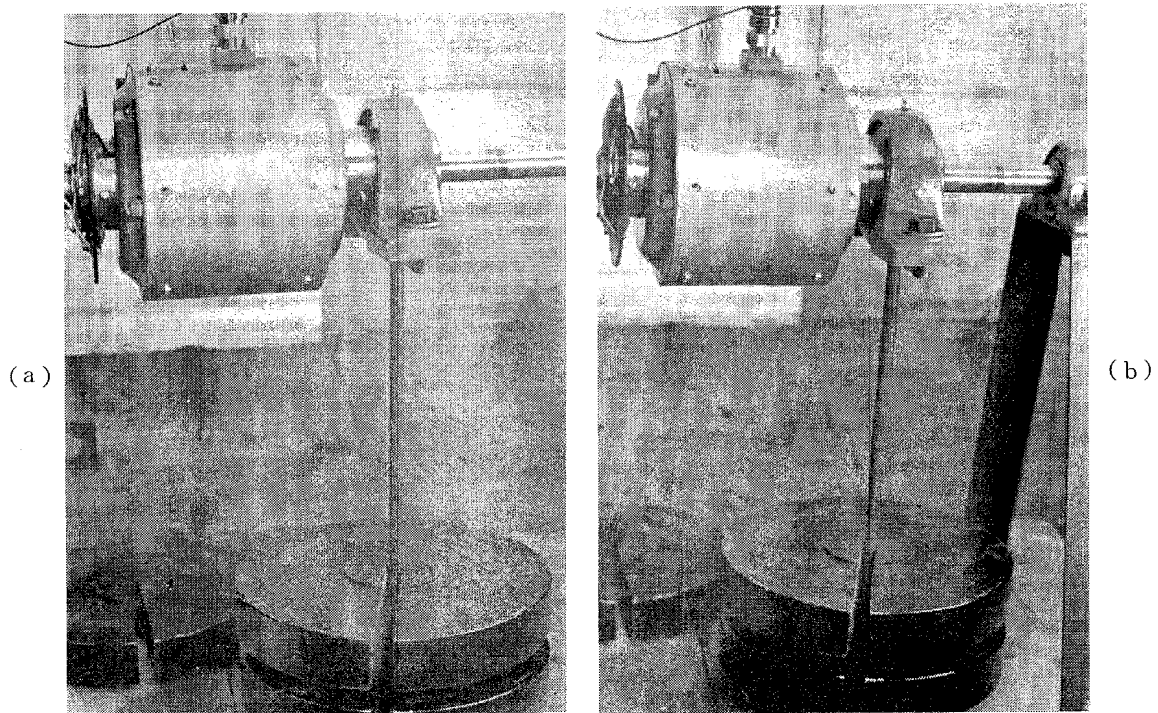


Fig. 7. (a,b). The picture of the testing part. (a) : In case of an “one-side support”, and (b) : In case of a “both-sides support”.

#### 4・1・3 計測器具 (第8図 (a, b) 参照)

計測器具はいずれも共和重業(株)製の標準品で、抵抗線動歪測定器 (DPM-CO-50AT形)、電磁オシログラフ (ラピコーダー、RMB-13B形) より成る。なお第8図のゲージ接続法は、4枚ゲージ使用によって温度補償効果すなわち雑音除去効果を持つ2倍計測値方式である。

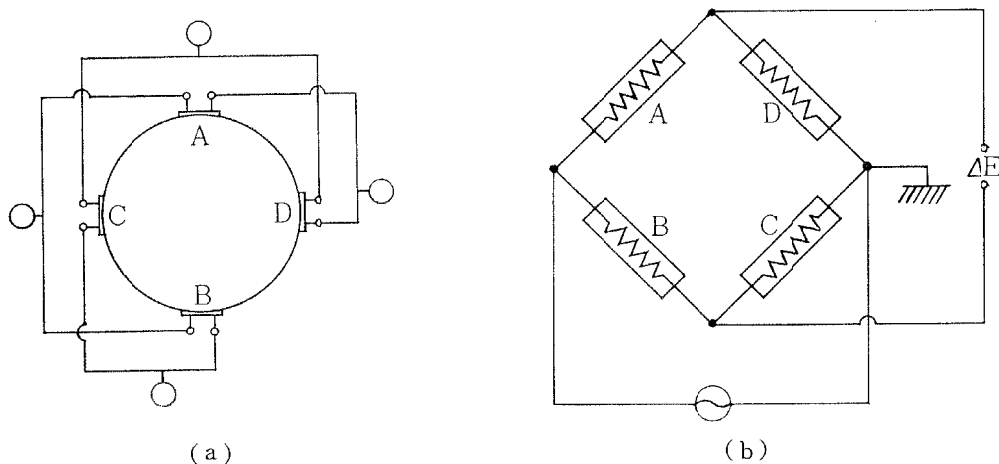
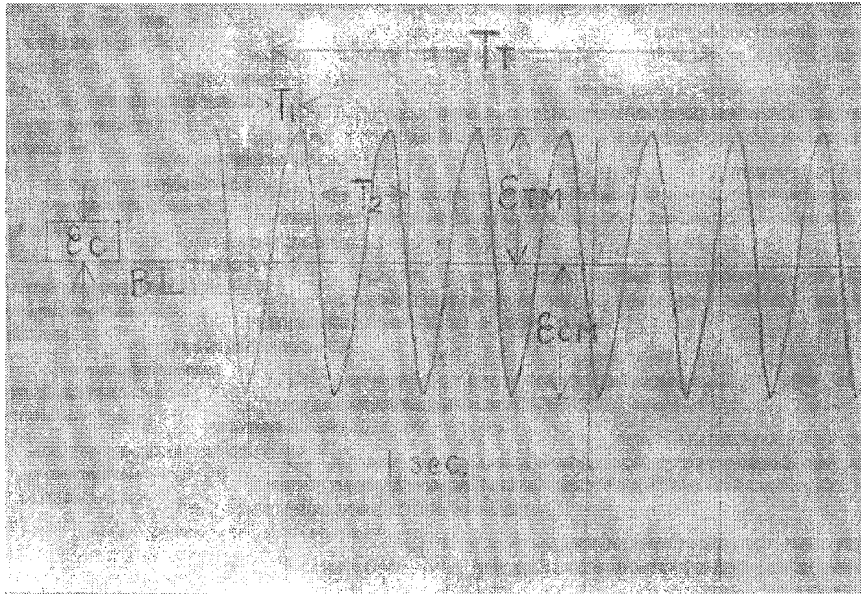


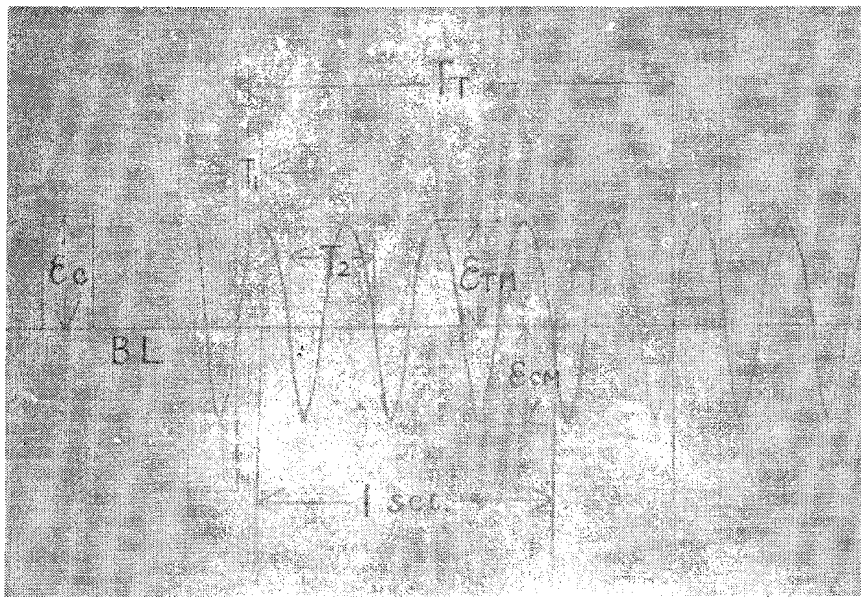
Fig. 8. (a,b). The measuring apparatus for the test consists mainly of the strain gauge meter (DPM-CO-50AT), the electro-magnetic oscillograph (Rapid recorder RMB-13B) ; and the apparatus are all made of Kyōwa-Dengyō Co. Ltd. Where (a) : A diagram for the mechanical connection, and (b) : A diagram for the electrical connection.

#### 4・2 実験データの採取と解析

実験はそれぞれの目的を持って次の順序と手続きによって行なった。



(a) In case of an "one side support". Range : 1/30, W : 100 kg, and rpm : 200.



(b) In case of a "both-sides support". Range : 1/10, W : 100 kg, and rpm : 200.

Fig. 9. (a, b). A sample of the recording card of the phenomenal wave for the oscillating strain.

#### 4・2・1 現象波形の記録 (第9図参照)

実験は全て第9図に例示したような現象波形として把握し、かつ1現象ごとに10回の、繰り返し波形を読み、その算術平均値を求めて基礎データとした。データの整理は当然ながらこの装置に固有の係数に基づいた所定のストレングージ方式に従った。なお実験中荷重Wは重錘の重量のみを対象とし、軸身の自重とスリップリングの重量は原則として除外した。ただしWに対応する応力 $\sigma$ は実測値そのもので、事実とし

プロイゲル形アクチブラダーの推進軸折損防止について—I

て軸身自重とスリップリング重量を含むから、そのような $\sigma$ に対応するWとしては、正確な意味ではその分を修正して読み替えねばならない。(もちろんその修正重量はモーメントとして計算されたものから求められる相当重量である)。

Table 1. The data of the test checking the fundamental relationship between  $\sigma$  and shaft revolution —120, 300 and 470 rpm were representatively tested. The marks are the same as in Fig. 9 and 10.

R/M	W (kg)	$\epsilon_{TM} + \epsilon_{CM}$	$\epsilon_c$	$\sigma_1$ (kg/cm <sup>2</sup> )	$\epsilon_{TM} + \epsilon_{CM}$	$\epsilon_c$	$\sigma_{2.a}$ (kg/cm <sup>2</sup> )	$\epsilon_{TM} + \epsilon_{CM}$	$\epsilon_c$	$\sigma_{2.b}$ (kg/cm <sup>2</sup> )
120	0	18.0	41.0	71.9	4.3	10.0	78.6	12.0	41.0	47.9
	50	40.0	11.8	555.0	9.0	10.0	147.3	24.0	41.0	95.8
	100	23.5	3.7	1054.0	13.3	10.0	225.9	38.0	41.0	151.7
300	0	18.0	41.0	71.9	4.5	10.0	73.7	12.8	41.0	51.1
	50	39.0	11.8	541.1	10.0	10.0	164.7	28.5	41.0	113.8
	100	22.0	3.8	960.4	15.0	10.0	245.6	37.0	41.0	147.7
470	0	18.4	41.0	73.5	4.3	10.0	78.6	15.5	41.0	61.9
	50	40.5	11.8	561.9	9.1	10.0	149.0	22.5	41.0	89.8
	100	21.5	3.8	938.6	14.0	10.0	229.2	38.5	41.0	153.7

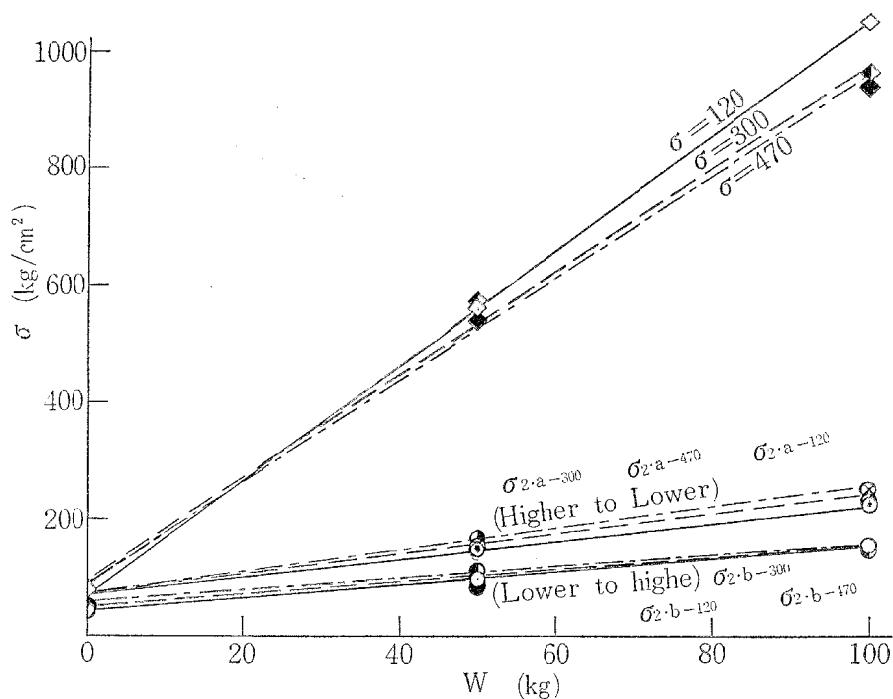


Fig. 10. The graph of the data for the three cases of the shaft speed. Where  $\sigma_{1-120}$  : The stress in case of an "one-side support" type and 120 rpm condition, and so on ;  $\sigma_{2.a}$  and  $\sigma_{2.b}$  : The stress in case of a "both-sides support" type, and the sub mark a or b means each data in the twice tests.

4・2・2 軸回転数と $\sigma$ 値との関連性 (第1表, 第10図参照)

まず最初に軸回転数の変化に伴ない $\sigma$ 値がいかなる関連性を示すかを探求した。代表的な軸回転数として3点 (120, 300 および 470 rpm) を選び, 第1表と第10図を得た。すなわち材料学的実験の一般的なばらつきを考慮する限り, 第10図の解釈としては, 支持方法とWが定まる場合の $\sigma$ 値は軸回転数には原則的に関係ないと読み取れる。言いかえると, 特に軸系の共鳴振動条件を考えない限り, 実験は全て任意の軸回転数を選んでよいことになる。なお第10図においてW=0の場合の $\sigma$ 値は当然軸系自重とスリッピング重量の影響によるものである。この値は両端支持の場合は当然一端支持の場合の値の約半となることも実測値として示されている。

4・2・3 理論的計算による直線 (第6, 11図参照)

実験データを探るに先き立って, 一応見透しを持ち, かつ最終的に実験値との比較を試みるために, まず材料学の一般公式に基づいて, 第6図の寸法の場合の理論値を計算し, 一端支持を両端支持の場合について, 第11図の上でそれぞれ $\sigma_{th-1}$ と $\sigma_{th-2}$ として表わした。ただし理論計算上軸身自重とスリッピング重量を無視した。(なおここで無視された重量は, 実測作業が行なわれた後に修正されることとなる)。

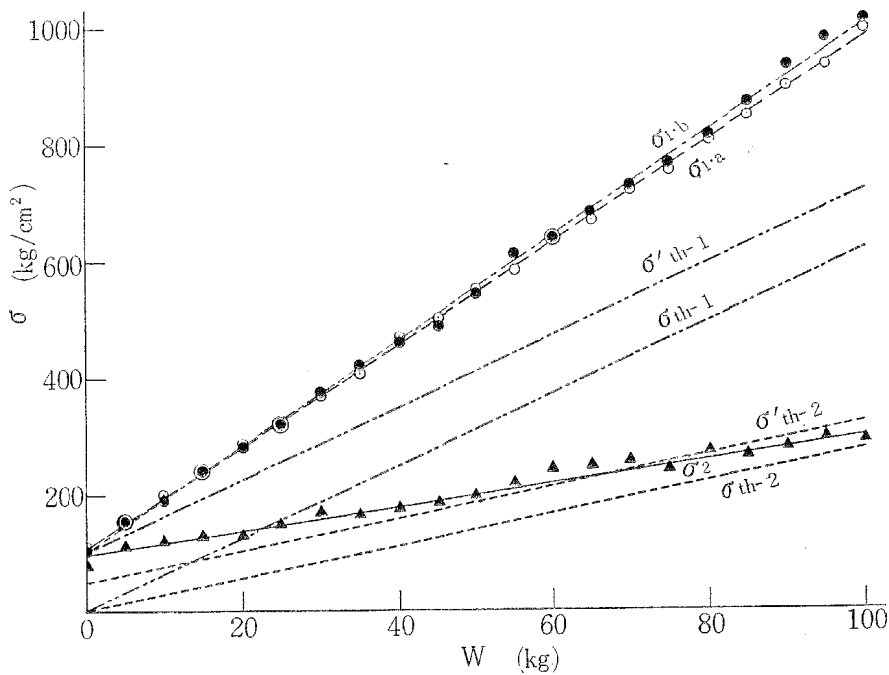


Fig. 11. The graph of the main test result. Where  $\sigma_{th-1}$  : The stress in case of the theoretical and one-side support, and so on; the expression of  $\sigma_{1.a}, \sigma_{1.b}$  and  $\sigma_2$  are the same as shown before; and  $\sigma_{th-1}$  : The modifying line for  $\sigma_{th-1}$  got by parallel shifting corresponding to  $\sigma_{1.a}$  and  $\sigma_{1.b}$ , and so on. The data of the test are got in such processes as  $\sigma_{1.a}, \sigma_2$  and  $\sigma_{1.b}$  regarding the higher correctness. Each line was got by the minimum square method and thereby the corresponding experimental formula was led for following analyzation.

4・2・4 実験データ (第2表, 第11図参照)

実験は軸回転数の影響をほとんど受けないことが判明したので, 適当な実験回転数として200rpmを選び,



以下この回転数を維持した。ただし軸等を含む実験装置の固有振動数の発生と影響を確認するために、負荷条件を 5 kg 刻みに推移させた。この結果実験は少なくとも振動条件において極めて安定していることを確認した。また実験の安定性を打診する意味で、実験を一端支持法  $\sigma_{1.a}$ 、両端支持法  $\sigma_2$ 、そして一端支持法  $\sigma_{1.b}$  の順序で行なった。これは主として実験用軸受（第 6 図の S S）の嵌脱作業に伴う実験上の不当の誤差混入の可能性を考慮したものであるが、同時にその他不識の誤差も打診できると考えた。また荷重は  $\sigma$  値約  $\pm 1000 \text{ kg/cm}^2$  を目標として予備実験で求めた資料から最大 100 kg を用意した。この場合  $\sigma$  値の約  $\pm 1000 \text{ kg/cm}^2$  は当然主軸の折損条件を考慮のもので、アクチブラダー軸においても同様の意味において注目したものである。

Table 2. The data of the main test. The test had 5 kg unit weight checking the vibrational effect of the apparatus, and had 100 kg weight maximum considering the breakdown condition of a main shaft. The marks are the same as shown before, and each  $\varepsilon_{TM}$  data is by the arithmetical average of ten waves of the oscillating phenomenal waves.

W(kg)	$\varepsilon_{TM}(\text{mm})$	$\varepsilon_c$	$\sigma_{1.a}$ ( $\text{kg/cm}^2$ )	$\varepsilon_{TM}(\text{mm})$	$\varepsilon_c$	$\sigma_{1.b}$ ( $\text{kg/cm}^2$ )	$\varepsilon_{TM}(\text{mm})$	$\varepsilon_c$	$\sigma_2$ ( $\text{kg/cm}^2$ )
0	39.8	57.0	114.3	41.0	62.0	108.3	25.5	52.6	79.4
5	15.7	16.7	153.9	58.0	62.0	153.1	36.4	52.6	113.3
10	20.5	16.7	201.0	22.0	18.5	194.7	39.4	52.6	122.6
15	24.4	16.7	239.2	27.1	18.5	239.8	42.1	52.6	131.0
20	29.2	16.7	286.2	32.1	18.5	284.1	13.0	16.5	129.0
25	32.7	16.7	320.6	36.8	18.5	325.6	15.0	16.5	148.8
30	37.9	16.7	371.5	42.2	18.5	373.4	17.0	16.5	168.7
35	41.6	16.7	407.8	47.3	18.5	418.6	16.5	16.5	163.7
40	47.8	16.7	468.7	52.7	18.5	466.4	17.7	16.5	175.6
45	17.0	5.7	501.5	18.6	6.2	491.1	18.7	16.5	185.5
50	18.6	5.7	548.6	20.6	6.2	543.9	20.0	16.5	198.4
55	19.8	5.7	584.0	23.3	6.2	615.2	22.0	16.5	218.3
60	21.6	5.7	637.1	24.1	6.2	636.4	24.4	16.5	242.1
65	22.7	5.7	669.6	25.9	6.2	683.9	25.0	16.5	248.0
70	24.4	5.7	719.7	27.6	6.2	728.8	25.5	16.5	253.0
75	25.5	5.7	752.2	29.1	6.2	768.4	24.2	16.5	240.1
80	27.3	5.7	805.3	30.8	6.2	813.3	27.3	16.5	270.9
85	28.7	5.7	846.6	32.9	6.2	868.7	26.5	16.5	262.9
90	30.3	5.7	893.8	35.3	6.2	932.1	28.0	16.5	277.8
95	31.7	5.7	935.1	37.1	6.2	979.6	29.5	16.5	292.7
100	33.7	5.7	994.1	38.4	6.2	1013.9	29.1	16.5	288.7

さてデータは第 2 表のとおりであるが、基本データとしての  $\varepsilon_{TM}$  は記録紙の 10 サイクルの読みから 10 回分の算術平均を採った。第 11 図において、 $\sigma_{1.a}$ 、 $\sigma_{1.b}$  および  $\sigma_2$  の各直線の求め方は、材料学としては一般にめこの方式でよいことに認められているが、本報では軸支持方法の比較が目的であるから、数値の比を求める作業を考慮して、一応数学的処理を適用することとした。すなわち各直線は最小自乗法により求め、さらにそれぞれの方程式を次のように定めた

$$\sigma_{1.a} = 8.70 W + 110.28$$

$$\sigma_{1.b} = 9.06 W + 101.25$$

$$\sigma_2 = 2.06 W + 97.51$$

なお第 11 図において、さきに理論計算の時軸自重とスリップリングの重量を無視したが、これらの重量は実験により実測値として現われている。そこで  $\sigma_{th-1}$ ,  $\sigma_{th-2}$  の両線を実測値と同一条件とするために、第 11 図の上で平行移動の手法によって、それぞれ  $\sigma_{th-1}$ ,  $\sigma_{th-2}$  を記入した。

さて第 11 図で理論値と実測値とを比較すると、一端支持法における両者の値の開きが注目される。これは理論計算上の実験上の支点の位置が作用の上で一致していても、実際には点接触と面接触の基本的相違があるから、その差が最も大きな影響を与えているものと思われる。この意味では両端支持の場合に充分接近した値を示していることも、偶然の要素が介在することが考えられ、額面どおり受け取ることは間違いであろうと考えられる。したがって問題の要点は理論値の示す比の値の 0.5 に対して、実測値がどの程度の偏位を示すかの目安を把握することである。

#### 4・2・5 両端支持法の $\sigma$ 値の比較 (第 3 表(a), (b)参照)

各直線関連の実験方程式から適当な W 値を選んだ場合の  $\sigma$  値の比較を計算して第 3 表 (a) に示す。ただし  $\sigma_{1.a}$ ,  $\sigma_{1.b}$  は原則的に同義であり実測値としても類似の値を得られたので、いずれか一つを代表的に採るものとして、ここでは  $\sigma_{1.b}$  を採ることにした。さて表 (a) において  $\sigma_2/\sigma_{1.b}$  の値は傾向として W

Table 3. Conclusive data on both types of support in comparison with each other. Where (a) : Each  $\sigma$  value was calculated by the experimental formula, and the  $\sigma_2/\sigma_{1.b}$  value should be regarded as the barometer of the deducting effect against the breakdown stress of a shaft. (b) : The W value has a special meaning corresponding to  $\sigma$  of 500 kg/cm<sup>2</sup> and 900 kg/cm<sup>2</sup> which are of special limits in a breakdown shaft condition.

W(kg)	20	40	60	80	100
$\sigma(\text{kg/cm}^2)$					
$\sigma_{th-1}$	122.6	245.1	367.7	490.2	612.8
$\sigma_{th-2}$	55.4	110.8	166.2	221.7	277.1
$\sigma_{1.a}$	284.3	458.3	632.3	806.3	980.3
$\sigma_{1.b}$	282.5	463.7	644.9	826.1	1007.3
$\sigma_2$	138.7	179.9	221.1	262.3	303.5
$\sigma_2/\sigma_{1.b}$	0.491	0.388	0.343	0.318	0.301

(a)

	$\sigma(\text{kg/cm}^2)$	W(kg)	$\sigma(\text{kg/cm}^2)$	W(kg)
$\sigma_{th-1}$	500	81.6	900	146.9
$\sigma_{th-2}$	500	180.5	900	324.9
$\sigma_{1.a}$	500	44.8	900	90.8
$\sigma_{1.b}$	500	44.0	900	88.2
$\sigma_2$	500	195.4	900	389.6

(b)

が大となる程小さい値すなわち効果の高いことを示す。これは理論的にも考えられる重要な性格の一つであるが、定量的には実験値を見る外ない。すなわち本報の場合  $W$  の大きい領域で約 30 % の値を示す。勿論この値はこの実験に固有の値で、普遍的な意味でどのように解釈すべきかは簡単には言えない。しかし実験の性格と経過から一応普遍性を考えることは許されると考える。本報では少なくとも理論計算値 50 % に対して「 $\leq$ 」の断定が許されることを重視し、かつそれが普遍的に 30 % に近いことを期待する。さらに終局的にはこの比率が破断裂傷の進行をどの程度食い止める意味を持つかの究明につながることを期待する。

なお (a) の参考資料として (b) を添付した。これは主軸材で微小き裂の発生する場合の代表値  $\pm 500 \text{ kg/cm}^2$ 、破断裂傷の進行する場合の代表値  $\pm 900 \text{ kg/cm}^2$  にそれぞれ対応する  $W$  値を出したが、SUS27 材ないし一般ステンレス系鋼材に対しても充分参考となると考える。

## 5. 結 論

本報はアクチブラダー軸折損についての原因探求のための一般的考察と、その対策の一環としての軸支持法改良のための基礎実験の 2 項目から成るが、考察と実験の結果それぞれ次のような結論を得た。

### 5・1 一般的考察について

一般的考察の焦点は、主軸とアクチブラダー軸との折損事例の間に、現象的にきわめて強い類似性を持ちながら、事故発生の確率の上で極端な相違性（日本船の場合ゼロコンマ  $\alpha$  % 程度と 100 % との相違）を持つことの問題点の指摘である。本報では、破断面の解明、軸材の  $\sigma$  値の推測、軸径の余裕の試算等を試みながら、結論的に第 4 図を導いた。すなわち図の破断  $\sigma$  値の存在の可能性を示す三角形によって、問題解明の作業が方向づけられ、かつその進捗度は、この三角形の (c)、(d') に代表される 2 辺の位置づけの明確度にかかると示す。

### 5・2 軸支持法改良の一案について

軸支持法改良の問題は、第 4 図で言えば (c) 曲線（ないし (c') 曲線）を上昇させる作業の一つである。すなわち材質と寸法が一定の場合に、材料の  $\sigma$  値を 2 倍ないしそれ以上とすることをねらう工作法の一つであるが、アクチブラダー装置の場合に技術的かつ経済的に効果が高い方法の一つと推測されるので取り上げた。そしてその基礎実験の結果としては次の 2 点が指摘できる。

#### (1) 負荷と安全率の相関性

高負荷域程安全性の倍率が高い。そして実用負荷と思わる領域では、 $\sigma$  値について少なくとも「 $\leq 50\%$ 」すなわち「安全率が 2 倍以上となること」は断定できる。かつ実験条件が実用の場合の支持法に近いと仮定すると破断に近いと思われる  $\sigma$  値の領域で実験値はさらに「 $\approx 30\%$  程度」すなわち「安全率が約 3 倍となること」が示された。これらのデータは少なくともこの支持法の適用の効果について好ましい見透しを持ち得ることを示すと考える。

(2) 主軸折損の場合に特に意味を持つ  $\sigma$  値として  $\pm 500 \text{ kg/cm}^2$  と  $\pm 900 \text{ kg/cm}^2$  の場合について、実験式から試算した  $W$  値は、アクチブラダー軸にとっても十分に参考になると思われる。

## 要 約

\*プロイゲル形アクチブラダーの推進軸折損事故例は世界的に広い範囲に亘っているとわれ、日本船全 4 隻の場合の折損率は 100% である。その破断面の状況から判断して、折損の材料学的性格は「繰り返し曲

\*Pleuger Unterwasserpumpen G.m.b.H., Hamburg-Wandsbek, Deutschland.

げ疲労による折損」と断定できる。しかしこの過大応力を招く機構の解明はまだ成されず、従って適当な復旧方式も見出だされていない。

この事故と主推進軸の折損事故例との間には多くの基本的な類似点が考えらる。しかし決定的な相違は、事故発生の確率がアクチブラダーではきわめて大であり、一方主軸ではきわめて小さいことである。

ここで筆者等は可能な限りの推測的解析を背景として、軸両端支持方式の効果を実験する計画を持った。これは技術的に可能と思われるが、同時にその効果の限界を見定めることが大切と考えられる。本報はその実験系の中での基礎実験の一つであり、実験の結果は所期の効果を収めたものとする。

## 文 献

- 1) 原 三郎・山下和三, 1963: プロペラ軸の曲げ疲労破壊の進行過程についての一考察. 造船協会論文  
文集, **114**, 218~229.
- 2) 星野次郎・新井淳一, 1959: 大形疲れ試験の結果について(第1報, 試験機の構造と平滑試験片に  
ついての試験). 日本機械学会論文集, **25**, **155**, 528~538.
- 3) 星野次郎, 1960: 大形疲れ試験の結果について(第2報, 平滑試験片のき裂進行). 日本機械学会論  
文集, **26**, **164**, 567~577.
- 4) 飯田周助, 1959: 流体中における回転車軸の危険速度. 日本機械学会論文集, **25**, 235~240.
- 5) 川田雄一, 1963: 機械要素の疲労と設計.
- 6) 河本 実・木村一成, 1959: 金属の疲れにおける停留き裂について. 機械学会論文集, **25**, **155**,  
552~560.
- 7) 久米 宏, 1967: プロペラ軸のプロペラ取り付けコンパート大端部の円周方向に発生するき裂につ  
いて(実績集計結果). 日本船用機関学会誌, **2**, **2**, 20~24.
- 8) 中村 宏・甘粕達雄・田村伸二・上田四郎・松本忠勝, 1959: 新設した大形疲れ試験機とそれを用  
いた簡単な疲れ試験結果. 日本機械学会論文集, **25**, **151**, 214~220.
- 9) 日本船用機関学会, 1968: 軸系特集号. 日本船用機関学会誌 **3**, **5**.
- 10) 日本機械学会, 材料の疲れ強さ資料調査分科会, 1957: 構造用合金鋼の疲れ強さ整理資料. 日本機  
械学会誌, **60**—上, 515.
- 11) 日本金属学会, 強度委員会, 1964: 金属材料の強度と破壊.
- 12) 日本材料学会, 1964: 金属の疲労.