

日本船舶振興会昭和42年度補助事業
“巨大船に関する調査研究”

研究資料 No. 70

第93研究部会

船尾管部軸系に関する調査研究

社団法人日本造船研究協会



東京都港区芝琴平町35番地
船舶振興ビル8階
社団 日本造船研究協会
電話 (502) 2371~8016

昭和43年3月

社 团 法 人
日 本 造 船 研 究 协 会

は　し　が　き

本報告書は日本船舶振興会の昭和42年度補助事業「巨大船に関する調査研究」の一部として日本造船研究協会が第93研究部会においてとりまとめたものである。

第93研究部会委員名簿（五十音順、敬称略）

| | | |
|--------|-----------|---------------|
| 部　会　長 | 小　泉　磐　夫 | (東京大学) |
| 委　員　幹事 | 久　米　宏 | (日本海事協会) |
| (主査) | 五十嵐　義　人 | (石川島播磨重工業) |
| (〃) | 植　田　靖　夫 | (船舶技術研究所) |
| (〃) | 鶴　見　倫　一 | (三菱重工業) |
| | 坂　橋　丈　太　郎 | (三菱重工業) |
| | 一　の　瀬　芳　雄 | (舞鶴重工業) |
| | 井　手　元　一 | (来島どつく) |
| | 伊　藤　一　男 | (ミカドプロペラ) |
| | 奥　村　克　二 | (名村造船所) |
| | 海　津　源　治 | (浦賀重工業) |
| | 門　川　三　郎 | (新和海運) |
| | 木　田　宏 | (日本シールオール) |
| | 栖　宮　勇　三 | (スター・ライト工業) |
| | 久　津　間　裕　良 | (運輸省船舶局) |
| | 黒　沢　金　吾 | (日立製作所) |
| | 小　林　善　樹 | (函館ドック) |
| | 三　枝　幸　次　郎 | (日本ピラー工業) |
| | 佐　藤　栄　一 | (神戸製鋼所) |
| | 佐　藤　忠　雄 | (横浜ゴム) |
| | 坂　本　隆　男 | (三井造船) |
| | 島　田　昌　起 | (阪神内燃機工業) |
| | 下　位　義　雄 | (キーパー) |
| | 高　田　昌　延 | (スタンダードメタル工業) |
| | 高　橋　通　雄 | (神戸製鋼所) |
| | 堤　　丈　夫 | (日本鋼管) |
| | 土　井　丈　士 | (三井造船) |
| | 土　井　元　衛 | (山下新日本汽船) |
| | 中　村　貫　一 | (石川島播磨重工業) |
| | 中　西　久 | (中越ワウケンシャ) |
| | 西　　敬　三 | (大阪商船三井船舶) |
| | 野　村　純　一 | (日本製鋼所) |
| | 葉　山　真　治 | (東京大学) |
| | 広　木　豐 | (日立造船) |

| | | |
|-------|-----------|---------------|
| | 藤 井 五 郎 | (阪東調帶ゴム) |
| | 藤 島 日 出 夫 | (金指造船所) |
| | 前 田 宗 雄 | (川崎汽船) |
| | 吉 田 姥 | (リグナイト) |
| | 村 上 一 郎 | (三井造船) |
| | 村 上 久 | (大倉船舶工業) |
| | 森 昭 男 | (川崎重工業) |
| | 山 口 定 雄 | (三菱重工業) |
| | 吉 田 真 | (吳造船所) |
| | 鷲 頭 国 四 郎 | (明星ゴム) |
| 討議参加者 | 赤 根 晴 雄 | (日立造船) |
| | 池 田 熱 | (キーパー) |
| | 石 井 满 | (函館ドック) |
| | 市 川 博 彰 | (阪東調帶ゴム) |
| | 市 田 理 | (スター ライト工業) |
| | 井 上 恭 一 | (キーパー) |
| | 今 井 正 義 | (スタンダードメタル工業) |
| | 榎 考 洋 | (キーパー) |
| | 大 越 佳 明 | (日本ピラー工業) |
| | 大 浜 隆 司 | (石川島播磨重工業) |
| | 岡 田 利 昭 | (名村造船所) |
| | 甲 斐 正 夫 | (日本シールオール) |
| | 柏 木 昭 彦 | (中越ワウケンヤ) |
| | 片 岡 正 輝 | (来島どつく) |
| | 清 島 昭 郎 | (三井造船) |
| | 黒 田 耕 | (三井造船) |
| | 慶 德 一 美 | (明星ゴム) |
| | 小 寺 恒 夫 | (名村造船所) |
| | 後 藤 紀 彦 | (神戸製鋼所) |
| | 小 林 敬 之 | (日本海重工業) |
| | 斎 藤 武 | (横浜ゴム) |
| | 沢 紀 雄 | (リグナイト) |
| | 塙 見 和 弘 | (舞鶴重工業) |
| | 塙 見 昌 二 | (日本シールオール) |
| | 白 井 正 人 | (三井造船) |
| | 杉 浦 尚 | (三菱重工業) |
| | 鈴 木 進 | (中越ワウケンヤ) |
| | 素 本 博 之 | (日本ピラー工業) |
| | 瀬 島 剛 | (吳造船所) |
| | 惣 万 義 法 | (日本海重工業) |

| | | |
|-----|-----|------------|
| 高岡 | 弘 | (阪神内燃機工業) |
| 高崎 | 伸 | (中越ワウケンヤ) |
| 高橋 | 克彦 | (石川島播磨重工業) |
| 鷹津 | 正義 | (ミカドプロペラ) |
| 滝野 | 宗作 | (日本ピラー工業) |
| 田中 | 昭 | (三菱重工業) |
| 田中 | 忠 | (神戸製鋼所) |
| 田地 | 靖佳 | (横浜ゴム) |
| 田中 | 純四郎 | (名村造船所) |
| 谷本 | 清 | (三井造船) |
| 土居 | 好明 | (三井造船) |
| 土井 | 平孝 | (運輸省船舶局) |
| 徳永 | 元之 | (来島どつく) |
| 中津 | 郁郎 | (吳造船所) |
| 中磨 | 宣行 | (日本シールオール) |
| 新名 | 弘治 | (日本ピラー工業) |
| 西海 | 照夫 | (阪東調帶ゴム) |
| 林邦 | 雄 | (中越ワウケンヤ) |
| 平田 | 三千穂 | (日本シールオール) |
| 平尾 | 実 | (中越ワウケンヤ) |
| 福垣内 | 哉 | (三井造船) |
| 藤田 | 直二 | (中越ワウケンヤ) |
| 藤原 | 昇 | (スターライト工業) |
| 松井 | 巖 | (中越ワウケンヤ) |
| 松本 | 克平 | (日立製作所) |
| 道添 | 良男 | (リグナイト) |
| 南方 | 獨三 | (神戸製鋼所) |
| 宮信 | 昭 | (中越ワウケンヤ) |
| 村中 | 聖治 | (三井造船) |
| 森慶 | 三郎 | (中越ワウケンヤ) |
| 森玄 | 三 | (神戸製鋼所) |
| 保田 | 辰之助 | (中越ワウケンヤ) |
| 矢野 | 美須夫 | (来島どつく) |
| 山中 | 忠彦 | (三井造船) |
| 山之内 | 巖 | (神戸製鋼所) |
| 山本 | 寛明 | (浦賀重工業) |
| 横山 | 末男 | (リグナイト) |
| 吉岡 | 勝 | (日立造船) |
| 吉沢 | 新市 | (日本鋼管) |
| 渡辺 | 弘介 | (横浜ゴム) |

目 次

| | |
|--|-----|
| 緒 言 | 1 |
| 研究方針 | 2 |
| 〔実船による実態調査〕 | |
| 第1編 大型船のリグナムバイタ船尾管軸受材の摩耗進行状況の実態調査 | 3 |
| 第1章 調査の目的 | 3 |
| 第2章 調査の結果 | 4 |
| 第3章 調査結果についての考察 | 8 |
| 第2編 プロペラ軸スリーブ材および機関室隔壁部パッキン材の損傷の実態調査 | 11 |
| 第1章 調査の目的 | 11 |
| 第2章 調査の結果 | 11 |
| 第3章 調査結果についての考察 | 18 |
| 〔船尾管部軸系の設計条件に関する理論解析〕 | |
| 第3編 船尾管軸受の設計条件を阐明するための理論解析 | 19 |
| 第1章 解析の目的 | 19 |
| 第2章 解析の結果 | 19 |
| 第3章 解析結果についての考察 | 34 |
| 〔船尾管部軸系の基礎事項に関する模型実験〕 | |
| 第4編 リグナムバイタ軸受の軸受性能に関する模型実験 | 37 |
| 第1章 実験の目的 | 37 |
| 第2章 実験装置および実験方法 | 37 |
| 第3章 実験の結果 | 37 |
| 第4章 実験結果についての考察 | 42 |
| 第5編 船尾管内海水のキャビテーション発生機構に関する模型実験 | 45 |
| 第1章 実験の目的 | 45 |
| 第2章 実験装置および測定方法 | 45 |
| 第3章 実験結果およびその考察 | 46 |
| 第6編 機関室隔壁パッキンの設計および使用条件に関する模型実験 | 53 |
| 第1章 実験の目的 | 53 |
| 第2章 実験装置および実験方法 | 53 |
| 第3章 実験の結果 | 56 |
| 第4章 実験結果についての考察 | 66 |
| 〔船尾管部軸系の基礎事項に関する実船実験〕 | |
| 第7編 海水潤滑式船尾管軸受を装備する実船についての船尾管内海水の温度および 圧力分布ならびに軸振動の実船計測 | 69 |
| 第1章 計測の目的 | 69 |
| 第2章 計測装置および計測方法 | 69 |
| 第3章 計測の結果 | 79 |
| 第4章 計測結果についての考察 | 123 |

| | |
|--|-----|
| 第8編 油潤滑式船尾管軸受を装備する実船についての、軸および船体振動、ならびに 船尾管内軸受メタルの温度分布の実船計測 | 125 |
| 第1章 計測の目的 | 125 |
| 第2章 計測要領および計測方法 | 125 |
| 第3章 計測の結果 | 129 |
| 第4章 計測結果についての考察 | 144 |
| 〔船尾管部軸系の改良構造による適応性模型実験〕 | |
| 第9編 船尾管軸受の改良構造についての軸受性能に関する模型実験 | 145 |
| 第1章 実験の目的 | 145 |
| 第2章 実験装置および実験方法 | 145 |
| 第3章 実験の結果 | 146 |
| 第4章 実験結果についての考察 | 149 |
| 第10編 機関室隔壁バッキン部の改良構造についての模型実験 | 153 |
| 第1章 実験の目的 | 153 |
| 第2章 実験装置および実験方法 | 153 |
| 第3章 実験の結果 | 157 |
| 第4章 実験結果についての考察 | 160 |
| 〔油潤滑式船尾管部軸系の設計条件の実態調査〕 | |
| 第11編 油潤滑式船尾管部軸系についての設計条件の実態調査 | 163 |
| 第1章 構造および設計条件 | 163 |
| 第2章 油潤滑式船尾管部軸系の事故例 | 184 |
| 第3章 とりまとめ | 188 |
| 結　　言 | 189 |

緒 言

本研究部会は、昭和41年度に、船尾管部軸系についての究明すべき調査研究事項および研究要領をとりまとめ（昭和41年度報告書第2編参照）、それを骨子として、広範囲な研究を進めてきた。本年度においては、多くの模型実験、実船実験および諸解析調査を実施し、多種にわたる基礎事項を究明することができた。

船の巨大化、近代化の時代の要求に応じて、軸系も信頼性向上のために、改良、開発を迫られた時点に来ている。油潤滑式船尾管軸受の採用なども、その一端といえるが、いかなる方式にせよ、現行の軸系構造は多くの問題点を含んでおり、信頼性向上のためには、改良すべき余地が多分にある。軸系は、いまや、構造の変遷の過渡期にあり、その将来は、これまで取り残されていた、諸基礎事項の究明にゆだねられていると考えられる。

以下は、このような状況の下に、本研究部会が昭和42年度に行なつた諸調査実験研究の成果をとりまとめたものである。

研究方針

この部会は、広範囲な作業の分担と円滑な運営をはかつて、本年度は次の三つの分科会を設置し、互いに関連事項を調整しながら作業を進めた。

第1分科会 船尾管部軸系の構造設計に関する解析調査研究

第2分科会 船尾管部軸系に関する実験調査研究

第3分科会 油潤滑式船尾管部軸系に関する調査研究

以下に具体的研究方針を示すが、一部は昭和41年度から引継がれ、また一部は昭和43年度に継続されるものである。

(1) 実船による実態調査

船尾管軸受、軸スリーブおよびパッキンなどの損傷の実態を知ることを目的として、次の調査を行なつた。

(イ) リグナムバイタ軸受材の摩耗分布曲線の実態調査(昭和43年度とりまとめ)

(ロ) 大型船のリグナムバイタ軸受材の摩耗進行状況の実態調査(昭和42年度一部完了、昭和43年度継続)

(ハ) リグナムバイタ軸受、軸スリーブ、パッキンなどの損傷の実態調査(昭和42年度一部完了、昭和43年度継続)

(2) 船尾管軸受の設計条件を究明するための理論解析

この研究は、船尾管軸受の荷重条件を解析するための理論計算式を設定し、電子計算器によつて具体的な計算を行ない、最終的には船尾管軸受ひいては軸系アライメントの設計条件式を誘導して構造改良をはかることを目的としたものである。

(昭和41年度作業開始、昭和42年度一部完了、昭和43年度継続)

(3) 基礎事項に関する模型実験

船尾管部軸系の基礎事項の究明をはかつて、次の模型実験を実施した。

(イ) 船尾管模型による、在来の構造のリグナムバイタ軸受およびフェノール樹脂軸受の軸受性能に関する模型実験(昭和42年度完了)

(ロ) 透明プラスティック管模型による、特に船尾管内の流体のキャビテーション発生機構を調査することを主目的とした、流体力学的諸事項究明のための模型実験(昭和41年度作業開始、昭和42年度一部完了、昭和43年度継続)

(ハ) 船尾管パッキン部の最適な設計条件、締めつけ力および使用条件を求めるための模型実験(昭和42年度完了)

(4) 基礎事項に関する実船実験

船尾管部軸系の基礎事項の究明をはかつて、海水潤滑式のA丸および油潤滑式のB丸の2隻の実船による実験調査を行なつた。

(イ) A丸(川崎汽船所属、川崎重工建造、貨物船、11,300GT)による船尾管内軸受および海水の温度および圧力分布、ならびに機関室隔壁部付近における軸の半径方向の振動の様相の実態についての実船実験調査(昭和42年度完了)

(ロ) B丸(大阪商船三井船舶所属、三井造船建造、撤氷貨物船、38,100GT)による船尾管内軸受の温度分布、軸と船尾船体との相対振動、軸の横および縦振動などについて実船実験調査(昭和42年度完了)

(5) 改良構造による適応性模型実験

船尾管軸受およびパッキン部について、構造改良を試み、その試案について、適応性の模型実験を実施した。

(イ) 合成樹脂、ゴムおよびこれらの組合せによる船尾管軸受の改良構造についての軸受性能の模型実験(昭和42年度一部完了、昭和43年度継続)

(ロ) 船尾管パッキン部の改良構造についての適応性模型実験(昭和42年度完了)

(6) アンケート方式による実態調査

既存の船尾管部軸系構造全般およびその関連事項の実態を再確認することを目的として、次の調査を行なつた。なお、海水潤滑式船尾管部軸系については、昭和41年度に、とりまとめを完了している。

(イ) 油潤滑式船尾管部軸系全般についての構造および設計条件などの実態調査(昭和42年度完了)

[実船による実態調査]

第1編 大型船のリグナムバイタ船尾管軸受材の摩耗進行状況 の実態調査

第1章 調査の目的

リグナムバイタ船尾管軸受については、急速摩耗が散発するため、信頼性に疑問が持たれていることに加えて、海水潤滑式船尾管軸受方式では、プロペラ軸スリーブ、船尾管軸受ブッシュなどに銅合金材料を使用していること、および軸径が大きくなることに関連して初期建造費が油潤滑方式の場合より不利であるとされている。このような状況の下に、最近の大型船のほとんどに油潤滑方式が採用され、ごく最近になつて、中小型船の方にも、これが普及し始めた。残念なことに、この油潤滑方式についても、数年に亘る使用実績を経て、密封用ゴムリングのき裂発生とか、油の漏洩などのために、信頼性に問題が生じた。したがつて、現時点においては、海水潤滑方式であれ、油潤滑方式であれ、プロペラ軸の抜き出し規定間隔に相当する3年を越えて、十分に信頼できる船尾軸系を設計製造することが困難な状況にある。それゆえ、これら両方式について、信頼性はもとより、建造費、補修費、運航管理費など総合的観点からの優劣の判定を行なうためには、多くの研究改良の余地が残されている。ここでは、その検討資料として、大型船に使用されたリグナムバイタ船尾管軸受について、摩耗進行の様相の実態調査を行なつた。なお、最近になつて使用され始めたアルミニウム青銅鋳物製の軸スリーブ材とリグナムバイタ軸受材との組合せにおいては、リグナムバイタ軸受に急速摩耗を生じ易い素質があるという研究結果が発表されていることから、⁽¹⁾特に軸スリーブ材別に軸受材の摩耗状況の集計を行なつた。

ここに行なつた調査は、昭和41年5月までに建造された28,000GTを越える日本海事協会船級船を対象としたものであつて、その対象船の内訳は表1.1のとおりである。

表1.1 調査対象船の内訳

| 内訳 | | 船の種類 | 油送船(LPG) | 鉱石運搬船 | 撤積貨物船 | 全體 |
|-------------------|--------------|-------|----------|-------|-------|----|
| 隻 | | 船種別隻数 | 58 | 17 | 5 | 80 |
| GT別 (万トン) | 2.8越4.0以下 | 39 | 16 | 5 | 60 | |
| | 4.0越6.0以下 | 16 | 1 | 0 | 17 | |
| | 6.0越8.0以下 | 3 | 0 | 0 | 3 | |
| 主機別 機別 | ディーゼル | 39 | 16 | 5 | 60 | |
| | タービン | 19 | 1 | 0 | 20 | |
| 数 プロペラ軸スリーブ材質別 | B C 1 | 4 | 1 | — | 5 | |
| | B C 2 | — | 2 | — | 2 | |
| | B C 2+0.5%Ni | 6 | 1 | — | 7 | |
| | B C 3 | 23 | 8 | — | 31 | |
| | H B S C 1 | 1 | — | — | 1 | |
| | A 1 B C 1 | 3 | — | — | 3 | |
| | A 1 B C 2 | — | 1 | 2 | 3 | |
| | A 1 B C 3 | 21 | 4 | 3 | 28 | |

第2章 調査の結果

調査船のリグナムバイタ船尾管軸受の摩耗の様相の実態例を表1.2にとりまとめた。この表に見るように、大型船にあつても、信頼性ある軸受性能を示しているものと、極端な急速摩耗を生じているものがある。そこで、プロペラ軸のスリーブの材質別にみた軸受性能の比較を行ない、これを表1.3に示した。なお、同表における軸受性能欄は次のような分け方をしたものである。

【良】とは、プロペラ軸の抽出間隔に相当する3年を越えて、十分に信頼性あるほぼ安定した摩耗速度を示したもの、あるいは、摩耗速度が直線的で安定性があり、将来において、3年以上の使用に耐えると予想されるもの。(年間摩耗速度が約2mmを下回るもの)

【普通】とは、少なくとも3年間は使用し得たもの、あるいは、摩耗速度が幾分大きく不安定なところもあるが、少なくとも3年間は使用に耐えると予想されるもの。(年間摩耗速度が2mm前後のもの)

【悪】とは、3年間以内に許容軸受間隙に相当する9.5mmを越えるような摩耗速度を示したもの、あるいは、摩耗速度から推して、3年間の使用に耐えないと予想されるもの。

【極悪】とは、年間摩耗速度が10mmを越えるような急速摩耗を示したもの。

このような分け方をした場合、「良」および「普通」は一応信頼性ある軸受性能を有するとみなすことができる。

BC系のスリーブ材を使用した場合には、90%が信頼性を有し、一方、AlBC系のスリーブ材を使用した場合には、全般的に軸受性能が悪くて、信頼性は30%強に過ぎない。「良」のみを比較すると、BC系は80%、AlBC系は約15%であつて、極端な差がみられる。

のことから、スリーブ材はリグナムバイタの軸受性能に影響を及ぼす要因であることが集計的にもうなづける。ただし、BC系のスリーブ材を使用した場合にあつても、リグナムバイタ軸受に急速摩耗を生じているものがあること、またAlBC系のスリーブ材を使用した場合にあつても、リグナムバイタが優れた軸受性能を示す場合のあることから、スリーブ材のいかんとは異なる因子の存在が考慮される。

表1.2 リグナムバイタ軸受の摩耗進行状況の実態例

| 例 | 船種 総トン数 プロペラ軸径(mm) スリーブ材質 (軸受性能判定) | 船尾管 軸受 面厚(mm) | ● ○ は間隙の計測値を示す。 ○ はプロペラ軸抽出を示す。 — は計測値を任意に結んだ線 ----- 昭和 年度(例: 33は昭和33年1月を表わす。) | |
|---|---|-----------------------|--|-------|
| | | | 建造時 | 換装 |
| 1 | 油 29409 594 BC1 (良) | 10 | 35 36 37 38 39 40 41 42 43 | ● ○ — |
| 2 | 鉱 33417 560 BC2 (良) | 10 | 39 40 41 42 43 | ● ○ — |
| 3 | 油 29.063 620 BC3 (良) | 10 | 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 | ● ○ — |
| 4 | 油 28.720 620 BC3 (良) | 10 | 36 37 38 39 40 41 42 43 | ● ○ — |
| 5 | 鉱 30.831 527 BC3 (良) | 10 | 37 38 39 40 41 42 43 | ● ○ — |
| 6 | 油 29.360 610 BC3 (普通) | 10 | 36 37 38 39 40 41 42 43 | ● ○ — |
| 7 | 鉱 29.604 545 BC3 (悪) | 10 | 38 39 40 41 42 43 | ● ○ — |

| 例 | 船種 総トン数 プロペラ軸径(mm) スリーブ材質 (軸受性能判定) | 船尾部 船尾部 軸 隙間 (mm) | ● ○ は間隙の計測値を示す ○ はプロペラ軸抽出を示す — は計測値を任意に結んだ線 | |
|----|---|-------------------------------|---|---|
| | | | 建造時 | 換装 |
| 8 | 油 39,364 618 BC3 (極悪) | 20 10 0 | 昭和年度 (例: 33は昭和33年1月を表わす) | (1) オイルバス式に換装 |
| 9 | 鉱 33,868 580 BC3 (極悪) | 25 mm | 37 38 39 40 41 42 43 | (1) オイルバス式に換装 |
| 10 | 油 30,474 600 HBsC1 (良) | 25 mm | 37 38 39 40 41 42 43 | (1) オイルバス式に換装 |
| 11 | 油 29,049 635 AIBC1 (極悪) | 25 mm | 37 38 39 40 41 42 43 | (1) スロープボーリング (2) スロープボーリング 最後部軸受調整 (3) オイルバス式に換装 |
| 12 | 撤貨 33,529 575 AIBC2 (極悪) | 25 mm | 40 41 42 43 | (1) オイルバス式に換装 |
| 13 | 油 42,772 650 AIBC3 (良) | 25 mm | 38 39 40 41 42 43 | (1) オイルバス式に換装 |
| 14 | 油 33,788 645 AIBC3 (普通) | 25 mm | 38 39 40 41 42 43 | (1) オイルバス式に換装 |

| 例 | 船種 総トン数 プロペラ軸径(mm) スリーブ材質 (軸受性能判定) | 船尾管 軸受 直径 (mm) | ● ○ は間隙の計測値を示す ○ はプロペラ軸抽出を示す —— は計測値を任意に結んだ線 | |
|----|---|----------------------|---|----|
| | | | 建造時 | 換装 |
| 15 | 油 46.226 665 A1BC3 (悪) | 33 34 35 | 39 40 41 42 43 | |
| 16 | 油 74.869 750 405 A1BC3 (極悪) | 37 38 39 40 41 42 | (1) フェノール樹脂軸受 (2) リクナムバイタスローボーリング (3) オイルバス式に換装 | |
| 17 | 油 42.524 660 A1BC3 (極悪) | 38 39 40 41 42 43 | | |
| 18 | 油 52.247 680 A1BC3 (極悪) | 40 41 42 43 | | |
| 19 | 油 45.714 BC2+ 690 0.5%Ni (良) | 39 40 41 42 43 | | |
| 20 | 油 30.252 BC2+ 660 0.5%Ni (良) | 37 38 39 40 41 42 43 | | |
| 21 | 油 30.085 BC2+ 660 0.5%Ni (良) | 38 39 40 41 | | |

表 1.3 スリーブ材質別にみたリグナムバイタ軸受性能

| 総トン数 範囲 (万トン) | 軸受性能 | B C 1 | B C 2 | B C 2 + 0.5% Ni | B C 3 | H B s C 1 | A l B C 1 | A l B C 2 | A l B C 3 |
|---------------------|------|-------|-------|-----------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| 2.8 | 良 | 4 | 1 | 4 | 2 1 | 1 | 1 | — | 1 |
| | 普通 | 1 | 1 | — | 3 | — | — | — | 4 |
| | 悪 | — | — | — | 1 | — | 1 | 1 | 7 |
| 4.0 | 極悪 | — | — | — | 3 | — | 1 | 2 | 2 |
| | 良 | — | — | 3 | 3 | — | — | — | 3 |
| | 普通 | — | — | — | — | — | — | — | 2 |
| 8.0 | 悪 | — | — | — | — | — | — | — | 4 |
| | 極悪 | — | — | — | — | — | — | — | 5 |
| | | B C 系 | | | H B s C 系 | | A l B C 系 | | |
| 全 体 | 良 | 3 6 | | | 1 | 5 | | | |
| | 普通 | 5 | | | | 6 | | | |
| | 悪 | 1 | | | | 1 3 | | | |
| | 極悪 | 3 | | | | 1 0 | | | |
| 計 | | 4 5 | | | 1 | 3 4 | | | |

第 3 章 調査結果についての考察

スリーブの材質のいかんがリグナムバイタの軸受性能に影響を及ぼすことが使用実績集計から裏付けられ、A l B C 系スリーブを使用すると、B C 系スリーブ材を使用する場合と比較して、リグナムバイタの軸受性能に好ましくない結果を招く場合の多いことが求められた。ただし、B C 系スリーブを使用したものでも急速摩耗を生じていることがあり、スリーブ材のいかんとは異なる因子が副因として存在することが予想される。あるいは、同種のスリーブ材でも、化学成分の幾分の違いが影響しているかもしれない。

ともあれ、これらの因子については、引続いて、詳細調査を行なう必要があるが、スリーブ材以外の副因として、次のことなどが考えられる。

(1) リグナムバイタの材質

リグナムバイタは自然木であり、素材のまま使用されるが、産地別、年令別、採用部分別などの差によつて軸受性能の異なる場合のあることが考えられる。また、リグナムバイタと同種属の木材が使用された例もあり、使用に先だつて、材質を確認しておくことが必要であると思われる。⁽²⁾

(2) 軸の振動と海水のキャビテーション

軸の振動に基づく軸受反力の変動は、その振幅または周期に差はあつても、すべての船に生じるものである。したがつて、軸受反力の変動が軸受性能に影響を及ぼすとみなすならば、その限界を求める必要がある。なお、船尾リグナムバイタ軸受の反力は、軸受が摩耗するに従つて減少するのに反して、軸受の急速摩耗の速度勾配は遞増する傾向にあるので、軸受反力の大きさと軸受の急速摩耗とは直接的には関係がないと考えられる。ちなみに、軸受反力の減少をはかつて、スロープアライメントを施しても、急速摩耗の対策として満足すべき効果を得た例はない。

一方、軸の振動は、船尾管内海水のキャビテーションの発生因子でもあり、プロペラ軸のスリーブやリグナムバイタ軸受に発生する漬食については、現在なお満足な解決策が求められていない。このような漬食を生じた船のすべての軸受が、必ずしも急速摩耗を招いてはいないが、この漬食は摩耗を促進させる因子の一つであると考えられる。

(3) 軸受面への泥砂の侵入および送水の不足

軸受面に泥砂が侵入すれば、軸受をヤスリで削るようなことになり（いわゆるざらつき摩耗）、軸スリーブ表面の肌荒れとともに、軸受の急速摩耗を促進させる因子となると考えられる。また、リグナムバイタに含まれる樹脂分の分解温度は約65°Cといわれており、冷却水の不足は、リグナムバイタ軸受性能の低下を招くことが考えられる。したがつて、船尾管内の泥砂を吐出し、あるいは侵入を防止するため、ならびに冷却水補給のために、容量の大きい専用の海水ポンプを設け、かつフィルタを通して、海水を送入する方法が考えられる。特に、港湾内での、その効果は大きいと予想される。なお、軸スリーブ材にB C系を使用した船の内の3隻のリグナムバイタ軸受が「極悪」の摩耗状況を示しているが（表1.3）、これらのうちの2隻が鉱石運搬船であることから、鉱石粉の侵入が原因の一つとして考えられる。

この使用実績調査により、リグナムバイタ軸受は、B C系スリーブ材と組合わせることによつて、十分信頼性ある軸受性能を示すことが求められた。ただし、この場合でも、発生頻度は少ないが、急速摩耗を生じることがあり、その原因および対策について研究課題が残されている。

文 献

- (1) 「リグナムバイタと銅合金の滑り摩耗について」
(長畠康夫他) (日本船用機関学会誌、Vol.2、No.6、昭和42年12月)
- (2) 「リグナムバイタについて」
(久米 宏) (船舶、39巻12号、昭和41年12月)

第2編 プロペラ軸スリーブ材および機関室隔壁部 パッキン材の損傷の実態調査

第1章 調査の目的

船尾管隔壁パッキン部軸スリーブ材に損傷を発生した場合、現状では肉盛補修をするか、旋削するかして使用している。しかし旋削不可能なほど偏耗が深いときは、スリーブの換装を余儀なくさせる要因となつてゐる。このパッキン部は重要な機関室水密隔壁の一部でもあることから、早期に解決を計らなければならない問題である。

そこで、今後の研究資料の一端とするため、損傷の実態の調査を実施したものである。

第2章 調査の結果

実態調査の結果を表2.1にとりまとめた。また、スリーブ材の摩耗位置とパッキングランド、パッキンなどとの相対位置の実態を図2.1に示す。

表 2.1 実態調査結果

| 製 | 造 | 所 | 番 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|--------------------------------|---|--------------|----------|-------------|--------------------------------|-----------|-------------|------------|--------------|---|
| 船 | 船 | 級 | J G | B | C | D | E | F | G | |
| 船 | 竣工年月 | 昭和39.1.0.3.1 | 3.2.8 | 3.7.1.1 | 3.7.5 | 3.8.9 | 3.8.1.2 | N.K. | N.K. | |
| 船 | 種 | 連絡船 | 貨物船 | 貨物船 | 鉱石船 | 鉱石船 | I.P.G.運搬船 | 貨物船 | N.K., L.R. | |
| DWT | またはGT | Ton | 8,500 GT | 3,262 GT | 6,570 GT | 4,700 DWT | 4,8,500 DWT | 6,25,71 GT | 6,9,37,59 GT | |
| 主機 | 出力 | P.S | 1,600×8 | 2,300 | 6,000 | 1,3,500 | 1,3,500 | 6,50 | 7,800 | |
| プロペラ軸 | 外径 (図面指示寸法) | mm | 217.5 | 245 | 123 | 119 | 118 | 360 | 115~118 | |
| プロペラ軸 | 船首部 | mm | 414 | 290 | 474 | 604 | 606 | 195 | 510 | |
| 材 | 船尾部 | mm | — | 288 | 472 | 602 | 604 | 193 | 504 | |
| 材 | 質 | BC3 | KBC1 | ALBC2 | BC3 | BC3 | BC3 | BC | BC | |
| 材 | 製造方法(置生または遠心) | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | |
| 材 | グラウンド先端の形状 B(傾斜面) | — | ○ | — | ○ | — | ○ | — | — | |
| 材 | 材質 | BC3 | BC3 | BC3 | LBG3 | LBG3 | BC2 | FC | — | |
| 材 | スリーブ外径とグランドとの間隙 | mm | 3 | 2 | 4 | 3 | 3 | 1 | 3 | |
| 材 | スリーブ外径と船首側ブッシュとの間隙 (船首側リグナムバイタのない場合) | mm | — | 2 | — | — | — | 1 | — | |
| 船尾管隔壁 | グリース注入(ランタンリング)の有無 | 有 | 無 | 有 | 有 | 有 | 有 | 無 | 無 | |
| " | " の場所 | — | — | — | ○ | ○ | — | — | — | |
| 材 | 材質 | クリースコットン | ラミー | グリーストフジクス | ピラー&420 | M.O.スパー | ナバロン | — | — | |
| 卷 | 巻数(奥/手前) | 7 (3/4) | 6 (3/3) | 8 (4/4) | 6 (0/6) | 5 | 5 | 6 | — | |
| 材 | 断面寸法 | 3.8×3.8 | 3.6×3.6 | 1.5/8×1.3/8 | 4.5×4.5 | 5.0×5.0 | 1.8×1.8 | 4.5t×4.0w | — | |
| 材 | パッキン材の流出の有無 | 無 | 無 | 不 明 | 流 出 せ ず | 無 | 無 | 無 | 無 | |
| 事じ 故そ 例の お対 応 策 | パッキン材の損傷 | 無 | 無 | " | 水洩れが多すぎ、 絡んで止られない | 特になし | 無 | 無 | 無 | |
| 変形の状態 | パッキン抜き後の寸法およびその様相 | — | — | " | 50tが45tになづけ難い、 C字に悪く状態Gがねむ、 | — | — | — | — | |
| 電食対策 | アース装置の有無 | 無 | 無 | 無 | 無 | 無 | 無 | 有 | — | |
| 電食対策 | ブラシの材質 | — | — | — | — | — | — | CUP | — | |
| 実測電位差 | mV | — | — | — | — | — | — | — | — | |

表 2.1 実態調査結果(続き)

| 製 | 造 | 所 | 番 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 |
|---|--------------------------------------|-------------|-------------|------------|-----------|---------------|-----------|--------------|---------|----|
| 船 | 級 | | N K | I | J | K | L | M | N | |
| 竣工年月 | 昭和 1950.6 | | N K | N K | N K | N K | N K | N K | N K | |
| 種 | 貨物船 | 撤積貨物 | 鉱石運搬船 | 貨物船 | 撤 | 積 | 木材兼搬荷 | 油槽船 | | |
| DWT または G T | Ton 5,842.35 GT | 3,292.82 GT | 1,555.7 DWT | 8,722 GT | 3,3500 GT | 1,2500 DWT | 6,200 GT | 7,3150/43500 | | |
| 主機出力 | P S 3,400 | 3,000 | 5,400 | 8,500 | 1,5000 | 5,500 | 5,500 | 5,500 | 1,8,400 | |
| プロペラ回転数 | r pm | 225 | 120 | 117 | 122 | 165 | 114 | | | |
| 外 (図面指示寸法) | 径 船首部 mm | 402 | 307 | 457 | 562 | 637 | 422 | 710 | | |
| 材 | 船尾部 mm | 360 | 305 | 455 | 561 | 635 | 422 | 710 | | |
| バシキン 部 | 製造方法 (置注または遠心) A(フラット面) B(傾斜面) | 質 | B C | KBC 1 | KBC 1 | ALBC 2 | KBC 1 | ALBC | | |
| プロペラ軸 | グランド先端の形状 | 不明 | C | C | 不明 | E | C | E | | |
| 船尾 | バッキン グランド | — | — | — | — | ○ | — | ○ | — | |
| 隔離壁 | 材 | 質 | B C | B C 3 | B C + F C | B C + F C 2 0 | B C 3 | | | |
| スリーブ外径とグランドとの間隙 | mm | 5 | 2.5 | 1 | 2.5 | 3 | 2 | 2.5 | | |
| スリーブ外径と船首側ブッシュとの間隙 (船首側リグナムハイタのない場合) | mm | 3.43 | 2.5 | — | 2.5 | — | 2 | — | | |
| グリース注入(ランタンリング)の有無 | | 無 | 有 | 無 | 無 | 有 | 無 | | | |
| " " の場所 | | — | — | バッキン中央部 | — | — | 最尾部 | — | | |
| バッキン 材 | 質 | フランクスバッキン | ピラー-#6420 | クリーストライミング | 不明 | #426G | スーパークリックス | | | |
| 巻数(奥/手前) | | 7 | 7 | 6 (3/3) | 8 | 7 | 4 | | | |
| 断面寸法 | mm | 33×33 | 32×32 | 45×45 | 36.5×36.5 | 54×54 | 40×40 | | | |
| バッキン材の流出の有無 | | 不明 | 無 | 不明 | — | 無 | 無 | 無 | | |
| バッキン材の損傷 | | — | 無 | " | — | 無 | — | 無 | | |
| バッキン抜出後の寸法およびその様相 | | 悪い | 原形のまま | " | — | 54×50 | — | — | | |
| 変形の状態 | | — | 変形なし | " | — | 圧縮されて巾が少 | — | — | | |
| アース装置の有無 | | 無 | 無 | 無 | 無 | 無 | 無 | 無 | | |
| ブラシの材質 | | — | — | — | — | — | — | — | | |
| 実測電位差 | mV | — | — | — | — | — | — | — | — | |

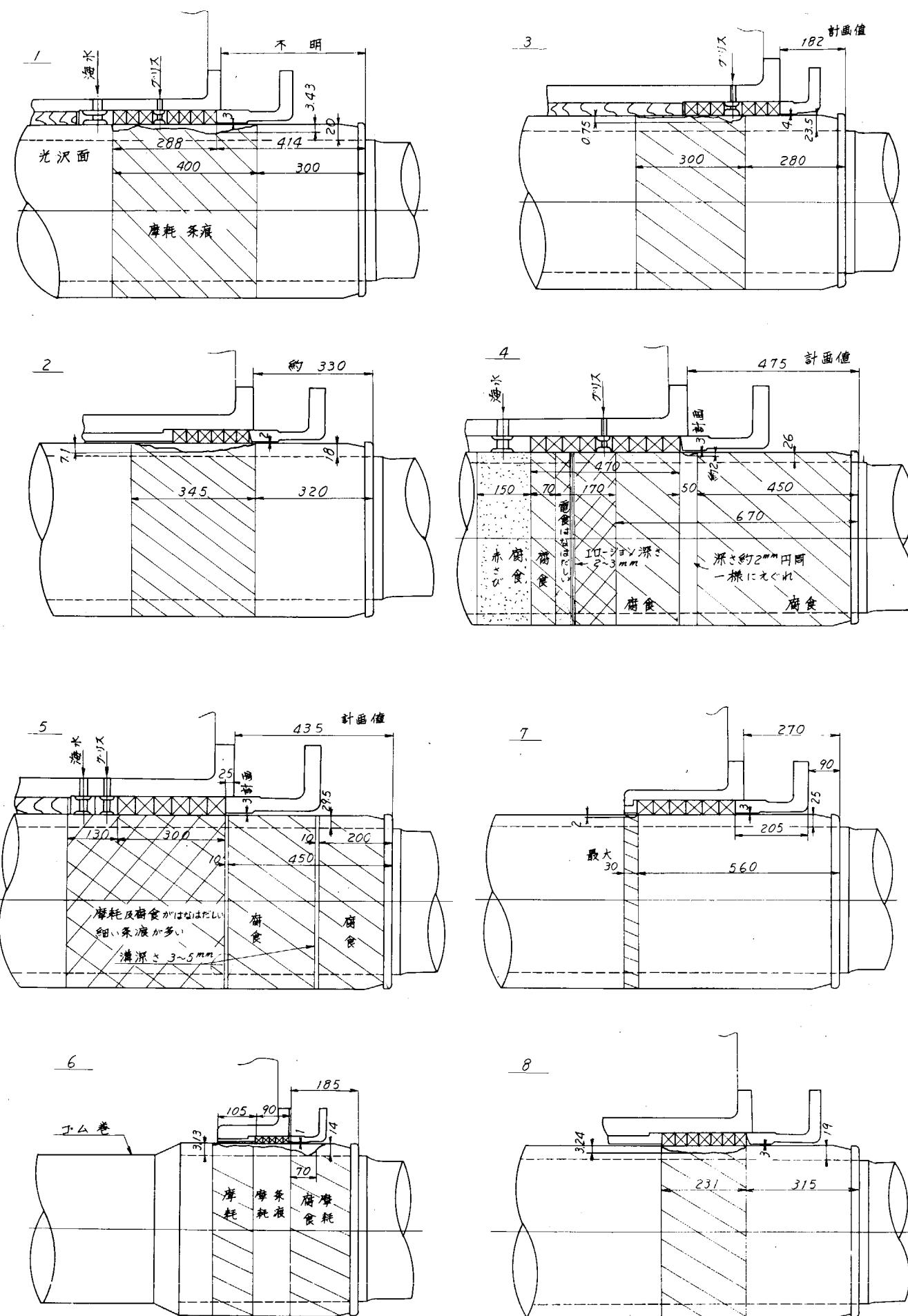


図 2.1 損傷の実態

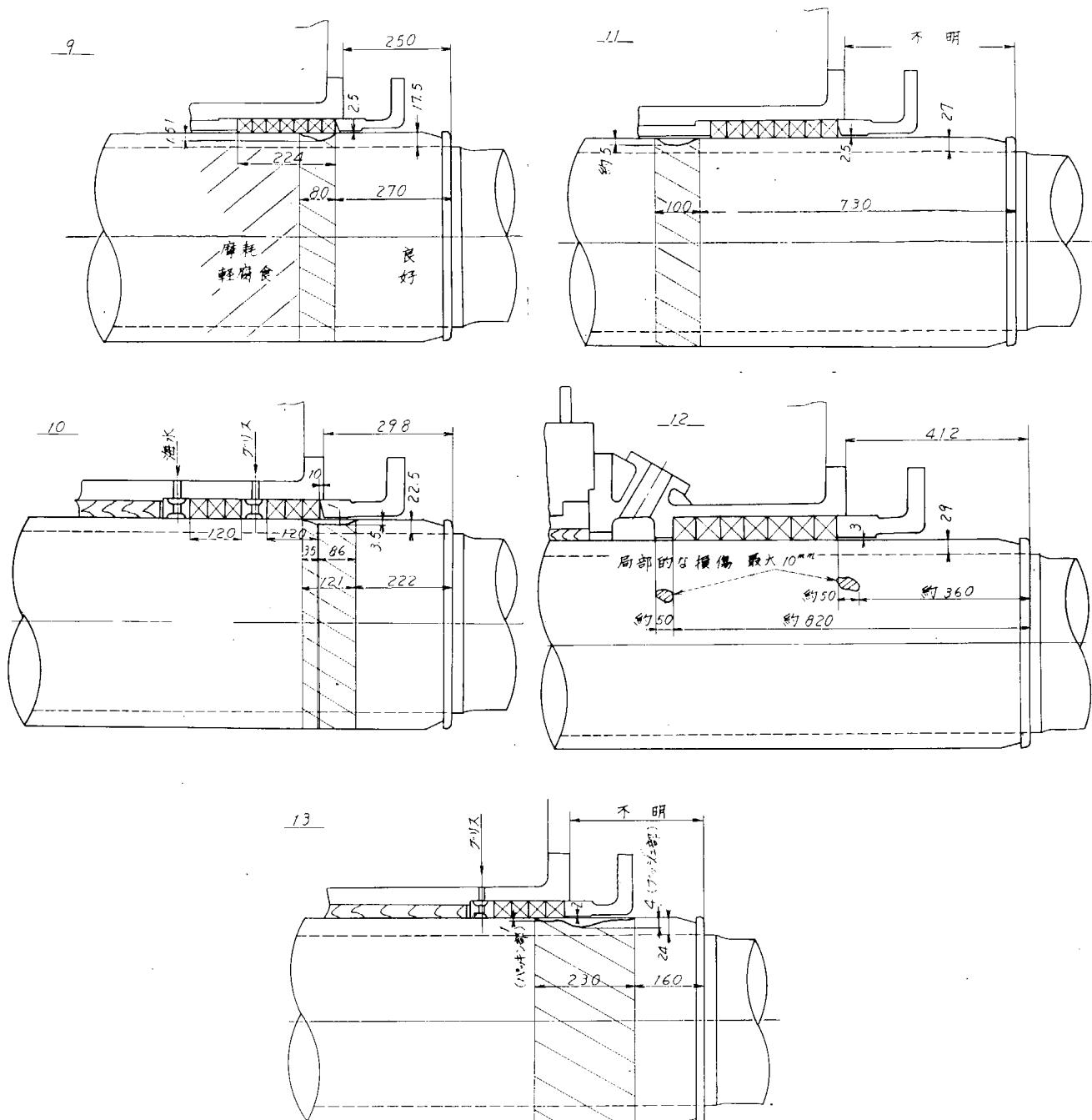


図 2.1 (続き)

つぎに損傷の実態を示す。

2.1 船種 (図 2.2)

| | |
|---------|----|
| (イ) 専用船 | 8隻 |
| (ロ) 貨物船 | 5隻 |
| (ハ) 連絡船 | 1隻 |

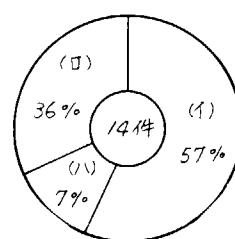


図 2.2

2.2 主機出力 (図 2.3)

| | |
|--------------------------|----|
| (イ) 1,000 ~ 5,000 P.S. | 4隻 |
| (ロ) 5,000 ~ 10,000 P.S. | 6隻 |
| (ハ) 10,000 ~ 20,000 P.S. | 4隻 |

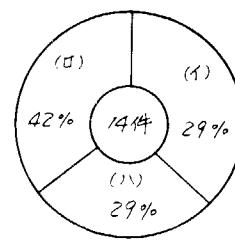


図 2.3

2.3 プロペラ軸スリーブの材質 (図 2.4)

- | | |
|---------------|-----|
| (イ) B C 3 | 6 隻 |
| (ロ) B C 1 | 4 隻 |
| (ハ) A L B C 2 | 3 隻 |
| (メ) B C | 1 隻 |

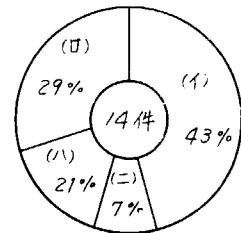


図 2.4

2.4 パッキンランド材質 (図 2.5)

- | | |
|---------------|-----|
| (イ) B C 3 | 6 隻 |
| (ロ) L B C 3 | 2 隻 |
| (ハ) B C + F C | 2 隻 |
| (メ) B C 2 | 1 隻 |
| (ホ) F C | 1 隻 |
| (メ) 不 明 | 2 隻 |

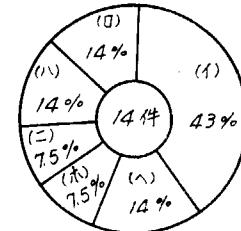


図 2.5

2.5 パッキン材質 (図 2.6)

- | | |
|---------------------------|-----|
| (イ) ラミー系製メンメタリックス白色パッキン | 3 隻 |
| (ロ) ラミー系製セミメタリックス黒鉛付パッキン | 3 隻 |
| (ハ) グリースコットンパッキン | 1 隻 |
| (メ) フラツクス系製ノンメタリックス白色パッキン | 2 隻 |
| (ホ) グリースモリブデン付パッキン | 1 隻 |
| (メ) 不 明 | 4 隻 |

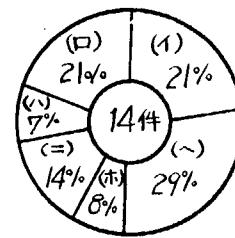


図 2.6

2.6 スリーブ外径とダランドとのスキマ (図 2.7)

- | | |
|------------|-----|
| (イ) 1 mm | 2 隻 |
| (ロ) 2 mm | 2 隻 |
| (ハ) 2.5 mm | 3 隻 |
| (メ) 3 mm | 6 隻 |
| (ホ) 4 mm | 1 隻 |

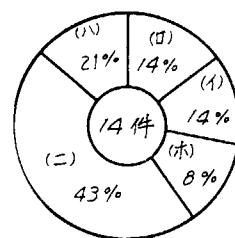


図 2.7

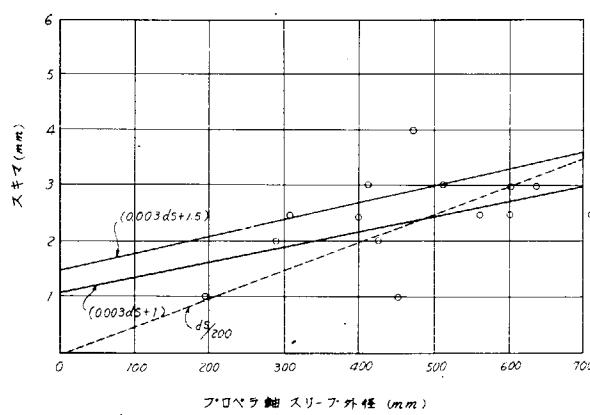


図 2.8 パッキンランドのスキマ

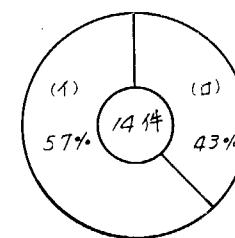


図 2.9

2.7 パッキンランド先端の形状 (図 2.9)

- | | |
|-----------|-----|
| (イ) フラット面 | 8 隻 |
| (ロ) 傾斜面 | 6 隻 |

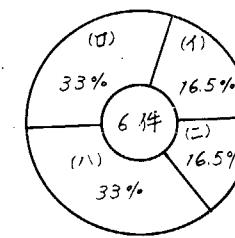


図 2.10

2.8 スリーブ外径と船首側ブッシュとの間隙 (図 2.1 0)

- | | |
|-------------------|-----|
| (イ) 1 mm..... | 1 隻 |
| (ロ) 2 mm..... | 2 隻 |
| (ハ) 2.5 mm..... | 2 隻 |
| (メ) 3.4~3 mm..... | 1 隻 |

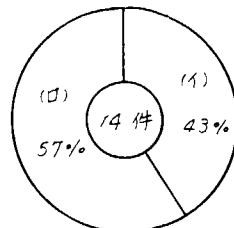


図 2.1 1

2.9 グリース注入の有無 (図 2.1 1)

- | | |
|-------------|-----|
| (イ) 有 | 6 隻 |
| (ロ) 無 | 8 隻 |

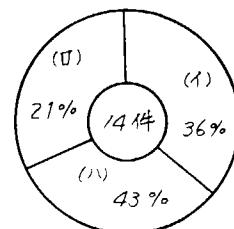


図 2.1 2

2.1 0 プロペラ軸スリーブ製造方法 (図 2.1 2)

- | | |
|-------------|-----|
| (イ) 置注..... | 5 隻 |
| (ロ) 連鑄..... | 3 隻 |
| (ハ) 不明..... | 6 隻 |

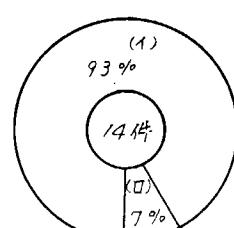


図 2.1 3

2.1 1 アース装置の有無 (図 2.1 3)

- | | |
|-------------|------|
| (イ) 無 | 13 隻 |
| (ロ) 有 | 1 隻 |

2.1 2 スリーブ外径とパツキン断面寸法

図 2.1 4 に示す。

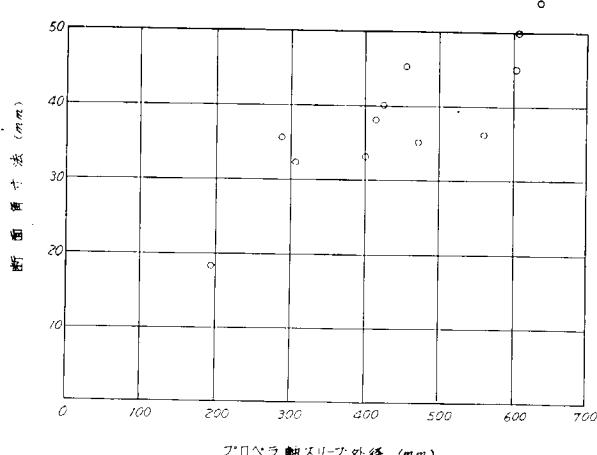


図 2.1 4 パツキンの断面角寸法

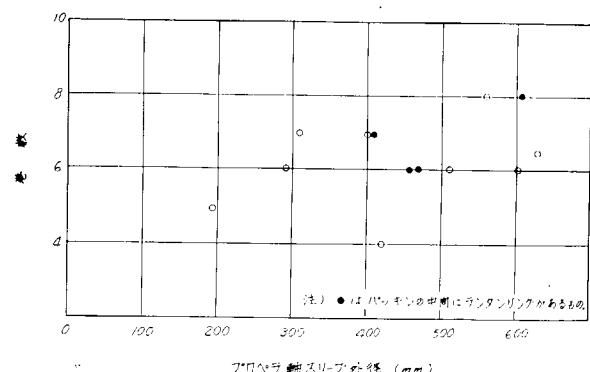


図 2.1 5 パツキン巻数

2.1 3 パツキン巻数

図 2.1 5 に示す。

2.1 4 事故例およびその対策

(1) パツキン材の流出の有無 (図 2.1 6)

- | | |
|-------------|-----|
| (イ) 無 | 7 隻 |
| (ロ) 有 | 0 隻 |
| (ハ) 不明..... | 7 隻 |

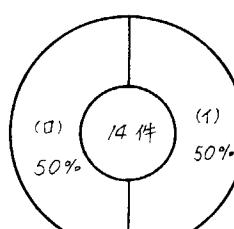


図 2.1 6

(2) パツキン材の損傷 (図 2.1 7)

- | | |
|-------------|-----|
| (イ) 無 | 7 隻 |
| (ロ) 有 | 0 隻 |
| (ハ) 不明..... | 7 隻 |

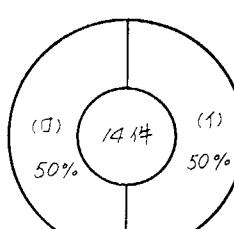


図 2.1 7

(3) パツキン抜出し後の寸法およびその様相 (図 2.1.8)

- | | |
|-----------|-----|
| (イ) 原形のまま | 1 隻 |
| (ロ) 悪い | 1 隻 |
| (ハ) 変形 | 2 隻 |
| (シ) 無 | 1 隻 |
| (ホ) 不明 | 9 隻 |

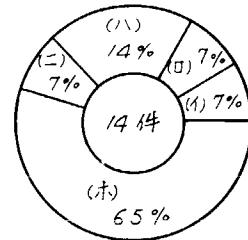


図 2.1.8

(4) 変形の状態

- | | |
|---------------------------------|-----|
| (イ) 変形なし | 2 隻 |
| (ロ) 不明 | 7 隻 |
| (ハ) 50巾が4.8.5になつた程度で特に悪い状態ではない。 | |
| (シ) スリープの摩耗が大きい。 | |
| (ホ) 波形に摩耗。 | |
| (ヘ) 圧縮されて巾が少しこくなつている。 | |

(5) 摩耗位置の実態 (図 2.1.9)

- | | |
|----------------------------|-----|
| (イ) パツキン部のみ | 3 隻 |
| (ロ) パツキングランドの前端部のみ | 3 隻 |
| (ハ) パツキン部およびパツキングランド部に亘るもの | 2 隻 |
| (シ) ブシュ部のみ | 3 隻 |
| (ホ) ブシュ部およびパツキン部に亘るもの | 2 隻 |

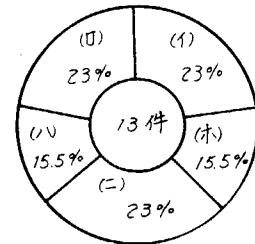


図 2.1.9

(6) 対策

- | |
|---------------------|
| (イ) パツキン押えの端部傾斜を変更。 |
|---------------------|

第 3 章 調査結果についての考察

本調査はプロペラ軸を抽出する機会に恵まれないと、損傷の実態を把握することが困難な状況にあるにもかかわらず、今回の調査で貴重な 11 社 14 件の回答を得た。

今回の実態調査では、船種、主機出力、プロペラ軸スリープの材質、スリープ製造方法、パツキングランドの材質、スキマ、グリース注入の有無、パツキン材質、巻数などには、関係なくスリープに損傷を起している。スリープの損傷の位置もパツキン部のみ、パツキングランド前端部のみ、ブシュ部のみ、および全体に亘るものなどがあり、まちまちで一定していない。

また、スリープの損傷はアース装置があるものの方が損傷程度が少ない様であるが、わずか 14 件の回答では、アース装置の実船に及ぼす効果は、現段階においては、不明である。

パツキン材の事故は、パツキン材の流出および損傷の確認が不十分であるが、問題になる程の事故例はない様である。

プロペラ軸スリープの偏耗の深さは、局部的に最大 10 mm にも及ぶものがあるので、早期に何らかの有効な手段を講じなければならない問題である。

したがつて本年度の実態調査では、結論を出すことは困難であるので、昭和 43 年度に実施予定されている「軸スリープ材とパツキングランド材の電気、化学的な特性に関する模型実験」および「軸スリープ材と機関室隔壁パツキン材の適合性に関する模型実験」の基礎実験の成果に期待したい。

本年度の基礎実験として「機関室隔壁パツキンの設計および使用条件に関する模型実験」を行なつている。(第 6 編参照)
なお、昭和 43 年度にも、損傷の実態調査を行なう予定である。

第3編 船尾管軸受の設計条件を究明するための理論解析

第1章 解析の目的

軸系全般の軸受配置ならびに船尾管軸受の構造などの最適設計条件を探求するには、実船による経験や模型試験結果の活用は有効な方法であるが、それらの裏付けおよび設計への反映のための適切な理論による解析も重要である。

軸系の曲げモーメント、たわみ、軸受反力などの理論計算は、従来一般にプロペラおよび軸の自重による静的な荷重を受ける連続はりとして扱っている。しかし、実船の状態を正しく把握するには、静的な荷重のほかにプロペラの作動による動的な外力、軸受の支持剛性、軸受内の荷重分布、軸受据付高さの調整など、考えられるあらゆる因子を関数とした基礎理論式を設定しておく必要がある。船尾管軸受の長さは、リグナムバイタの場合で軸直径の約4倍、ホワイトメタルの場合でも約2.5倍であり、一般的の軸受にくらべると非常に長い。従来はこの軸受長さ全体で一様に荷重を受けるものと仮定して計算した軸受面圧によつて、許容荷重が論議されていた。しかしプロペラによる大きな片持荷重を受ける軸受の性格として、面圧分布は一様ではなく、局部的に高い面圧の部分があることは容易に推測される。したがつて船尾管軸受内の荷重分布を調査することは、設計条件の究明にあたつて特に重要である。

以上のこと考慮して理論計算式を設定し、これを電算化した。さらに一実船例について、設計条件を系統的に変化させた場合の計算を行なつて、船尾管軸受の荷重分布を改善するための指針を得た。

第2章 解析の結果

2.1 計算の基礎条件

軸系のたわみ曲線を計算するにあたつて、つきの仮定を設ける。

- (1) 軸は $E I$ が一定の分割片有限個より成り立つ。 $E I$ が連続的に変化する軸は、 $E I$ が階段的に変化する軸におきかえる。
- (2) 外力は回転軸（Z軸）に直角な平面内に作用する有限個の力（重力を含む）およびモーメントとし、垂直方向（X軸）と水平方向（Y軸）の成分に分けて取扱う。実際の軸系には振動外力が作用するが、その振幅値を静的に扱い得るものとし、共振現象は考えない。分布荷重（軸の自重を含む）は分割して有限個の集中荷重におきかえる。
- (3) 軸受の支持条件は次の3種類のものが有限個あるものとする。
 - (i) 単純支持：支持点において X および（または） Y 方向に軸の変位を許さない支持。ただし X, Y 各方向の位置 x_0 , y_0 は与えられたものとする。
 - (ii) 線形なバネ支持：X, Y 各方向について次式で与えられる特性を有する支持。

$$\left. \begin{array}{l} M = k_{11}(\theta - \theta_0) + k_{12}(x - x_0) \\ S = k_{21}(\theta - \theta_0) + k_{22}(x - x_0) \end{array} \right\} \quad \dots \quad (3.1)$$

M : バネの反力モーメント

S : バネの反力

x, θ : バネのたわみ、たわみ角

x_0, θ_0 : バネの自由状態における先端の位置および角度

k_{22}, k_{11} : たわみ、たわみ角それぞれに対するバネ常数

$k_{12} = k_{21}$: たわみとたわみ角の連成バネ常数

- (iv) 非線形なバネ支持：軸受すきま分のガタ、Hertz の接触の近接特性からなるバネ、Hydrodynamic なバネなど非線形なバネ支持で、X, Y それぞれの方向について次式で与えられるものとする。

$$\left. \begin{array}{l} M = f_1(\theta_x, \theta_y, x, y) \\ S = f_2(\theta_x, \theta_y, x, y) \end{array} \right\} \quad (3.2)$$

実際の計算には関数の形をサブプログラムとして与える。

(4) 両端の境界条件はつきのいずれかの条件を取り得るものとする。

(1) 固定端

(a) 単純支持 (端でたわみ角に対するバネが存在する場合を含む)

(b) 案内支持 (端でたわみに対するバネが存在する場合を含む)

(c) 自由端 (端にバネまたは非線形支持が存在する場合を含む)

以上の仮定にしたがつて、実際の軸系を図3.1に示すように構成要素が一列に並んだ系におきかえる。X方向とY方向は別々に計算できるので、以下にはX方向の手順のみを示すことにする。

| 要素番号 i | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | … n |
|--------------|--------|--------|-------|-----------|--------|-----------|-------------------|---|---|----|----------|----|----|--|
| 外力 { | w_1 | w_3 | w_5 | | w_8 | | w_{10} | | | | | | | |
| モーメント | T_1 | | T_5 | | | | T_{10} | | | | T_{13} | | | |
| 回転軸 { | l_2 | l_4 | | l_7 | l_9 | l_{11} | | | | | | | | |
| 剛性 | EI_2 | EI_4 | | EI_7 | EI_9 | EI_{11} | | | | | | | | |
| バネ常数 支持 { | | | | k_6 | | | $k_{12} = \infty$ | | | | | | | |
| 初期高さ | | | | $x_{0,6}$ | | | $x_{0,12}$ | | | | | | | $\left. \begin{array}{l} x_{on+1} \\ \theta_{on+1} \end{array} \right\}$ |

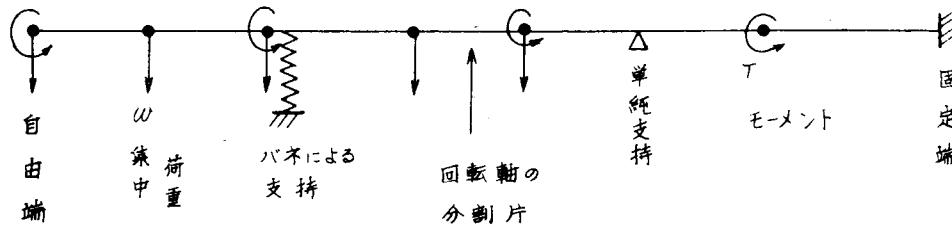


図3.1 回転軸系の構成例

2.2 線形支持の軸系の計算

まず非線形バネ支持を含まない線形計算の方法を設定する。計算はねじり振動の Holzer 法をはりの問題に適用した方法により、各種の境界条件に対して統一的に計算するためマトリックスを用いる。

はりのたわみの問題であるから図3.1に示す各点の状態は、せん断力 S 、曲げモーメント M 、たわみ角 θ 、たわみ x によって表現される。左から i 番目の構成要素の左側の状態と、右側すなわち $i+1$ 番目の左側の状態との間の関係を、マトリックスで表現すると次式のようになる。

$$\begin{pmatrix} S_{i+1} \\ M_{i+1} \\ \theta_{i+1} \\ x_{i+1} \\ 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & C_{12}i & C_{13}i & C_{14}i & C_{15}i \\ C_{21}i & 1 & C_{23}i & C_{24}i & C_{25}i \\ C_{31}i & C_{32}i & 1 & C_{34}i & C_{35}i \\ C_{41}i & C_{42}i & C_{43}i & 1 & C_{45}i \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} S_i \\ M_i \\ \theta_i \\ x_i \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.3)$$

これを次のように表現を簡素化する。

$$(X)_{i+1} = (C_{uv})_i (X)_i \quad (3.4)$$

$$(X)_i = \begin{cases} X_{1i} & X_{1i} \equiv S_i \\ X_{2i} & X_{2i} \equiv M_i \\ X_{3i} & X_{3i} \equiv \theta_i \\ X_{4i} & X_{4i} \equiv x_i \\ X_{5i} & X_{5i} \equiv 1 \end{cases}$$

$(C_{uv})_i$ は構成要素の種類によつて決まる特性で、これを表 3.1 に示す。

連続した構成要素がいくつか集つて構成されたものをスパンとする。左から h 番目のスパンの左端の要素番号を p_h 、右端の要素番号を q_h とすると次式が成り立つ。

$$\left. \begin{array}{l} (X)_{q_h} = (\bar{C}_{uv})_h (X)_{p_h} \\ (\bar{C}_{uv}) = (C_{uv})_{q_h^{-1}} (C_{uv})_{q_h^{-2}} \dots (C_{uv})_{p_h} \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (3.5)$$

以下の計算ではスパンを単純支持の点で分割することにすれば、 $i = q_h$ の単純支持点のすぐ左と右の状態変化は次式のようになる。

$$\left. \begin{array}{ll} R_{q_h} = X_{1q_h} - X_{1p_{h+1}} \\ X_{jq_h} = X_{jp_{h+1}} & : j = 2, 3 \\ X_{4q_h} = X_{4p_{h+1}} = x_0 q_h & : \text{既知量} \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (3.6)$$

第 1 スパンについて考えると

$$(X)_{q_1} = (\bar{C}_{uv})_1 (X)_1$$

において、表 3.2 の定義を導入することにより X_{r_1}, X_{s_1} は左端の境界条件として既知である。さらに右端の単純支持点において、 X_{4q_1} が既知であることにより X_{u_1} を消去すれば X_{jq_1} ($j = 1, 2, 3$) は X_{t_1} の一次式として表現される。

第 2 スパンについて考えると

$$(X)_{q_2} = (\bar{C}_{uv})_2 (X)_{p_2}$$

において、(3.6) 式を参照すれば X_{2p_2} や X_{3p_2} は X_{t_1} の一次式であり、 X_{1p_2} は新しい未知量であることがわかる。したがつて X_{jp_2} は X_{t_1} と X_{1p_2} の一次式であるが、 X_{4q_2} が既知であることにより X_{t_1} を消去することができるので、結局 X_{jq_2} は X_{1p_2} の一次式として表現される。

同様にして第 h スパンについて考えると、 X_{4q_h} が既知であることにより $X_{1p_{h-1}}$ が消去できて、 X_{jq_h} は X_{1p_h} の一次式となる。

最終の第 H スパンでは、右端の境界条件により、まず X_{tp_H} が既知であるから、 $X_{1p_{H-1}}$ が消去され X_{jq_H} は X_{1p_H} の一次式となる。つぎに X_{mp_H} が既知であることにより、 X_{1p_H} が決定できる。

X_{1p_H} が求まると今まで消去した式により逆算して全体の解が求められる。

以上の計算方針にしたがつて計算式を誘導すれば、つぎのような統一計算式が求められる。

$$Z_0 \equiv X_{u_1} \quad Z_1 \equiv X_{t_1} \quad Z_h \equiv X_{1p_h} \quad (h = 1, 2, 3, \dots, H) \quad \dots \dots \dots \quad (3.7)$$

$$\bar{\alpha}_{u_0} \equiv 1 \quad \bar{\beta}_{u_0} \equiv 0 \quad \bar{\alpha}_{r_0} \equiv 0 \quad \bar{\beta}_{r_0} \equiv X_{r_1} \quad \dots \dots \dots \quad (3.8)$$

すると第 h スパンの左側の条件は

$$\left. \begin{array}{l} X_{tp_h} = Z_h \\ X_{up_h} = \bar{\alpha}_{u,h-1} Z_{h-1} + \bar{\beta}_{u,h-1} \\ X_{rp_h} = \bar{\alpha}_{r,h-1} Z_{h-1} + \bar{\beta}_{r,h-1} \\ X_{sp_h} = X_{sq_{h-1}} & : \text{既知} \end{array} \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (3.9)$$

第 h スパンの特性式は

$$\begin{aligned} X_{jq_h} = & \bar{C}_{jth} Z_h + \bar{C}_{juh} (\bar{\alpha}_{u,h-1} + \bar{\beta}_{u,h-1}) \\ & + \bar{C}_{jrh} (\bar{\alpha}_{r,h-1} Z_{h-1} + \bar{\beta}_{r,h-1} Z_{h-1}) + \bar{C}_{jsh} X_{sp_h} + C_{js_h} \end{aligned} \quad \dots \dots \dots \quad (3.10)$$

表 3.1 構成要素の種類と特性

| 要素 | 図解 | u | C_{u1} | C_{u2} | C_{u3} | C_{u4} | C_{u5} |
|--------|---|---------------|---------------|-----------|---------------|---------------------------------------|----------|
| 外力 | | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | w_i |
| | | 2 | 0 | 1 | 0 | 0 | T_i |
| | | 3 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 |
| | | 4 | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 |
| | | 5 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| はり | | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | l_i | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| | | $l_i^2/2EI_i$ | l_i/EI_i | 1 | 0 | 0 | 0 |
| | | $l_i^3/6EI_i$ | $l_i^2/2EI_i$ | l_i | 1 | 0 | 0 |
| | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| 線形バネ支持 | | 1 | 0 | -k_zzi | -k_zzi | $k_zzi\theta_{oi} + k_zzi x_{oi}$ | |
| | | 0 | 1 | K_{11i} | K_{12i} | $-K_{11i}\theta_{oi} - K_{12i}x_{oi}$ | |
| | | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | |
| | | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | |
| | | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| 境界条件 | | | | A | B | C | D |
| | | x_{oi} | θ_{oi} | 未知 | 未知 | 0 | 0 |
| | | M_i | | 未知 | 0 | 未知 | 0 |
| | | θ_i | θ_{oi} | 未知 | θ_{oi} | 未知 | |
| | | x_i | x_{oi} | x_{oi} | 未知 | 未知 | |
| 単純支持 | <p>R_i: 反力</p> <p>$S_{i+1} = S_i - R_i$</p> <p>$M_{i+1} = M_i$</p> <p>$\theta_{i+1} = \theta_i$</p> <p>$x_{i+1} = x_i = x_{oi}$既知量</p> | | | | | | |

表3.2 j の定義

| i | | 1 (左端) | | | | $n+1$ (右端) | | q_h (中間の単純支持) |
|------|------|--------|-----|-----|-----|------------|-----|------------------|
| j | | r | s | t | u | l | m | $j = r, s, t, u$ |
| 境界条件 | 固定 | 3 | 4 | 2 | 1 | 4 | 3 | $r = 3$ |
| | 単純支持 | 2 | 4 | 3 | 1 | 4 | 2 | $s = 4$ |
| | 案内支持 | 1 | 3 | 4 | 2 | 3 | 1 | $t = 1$ |
| | 自由 | 1 | 2 | 4 | 3 | 2 | 1 | $u = 2$ |

$$\left. \begin{array}{l} h = H \text{ のとき } j = l \\ h \neq H \text{ のとき } j = 4 \end{array} \right\} \quad \dots \quad (3.1.1)$$

とおけば $X_j q_h$ は既知であることより

$$\left. \begin{array}{l} Z_{h-1} = \alpha_h Z_h + \beta_h \\ \alpha_h = -\frac{\bar{C}_{jth}}{A} \\ \beta_h = \frac{X_j q_h - (\bar{C}_{juh} \bar{\alpha}_{u,h-1} + \bar{C}_{jrh} \bar{\alpha}_{r,h-1} + \bar{C}_{jsh} X_{sp_h} + \bar{C}_{js_h})}{A} \\ A = \bar{C}_{juh} \bar{\alpha}_{u,h-1} + \bar{C}_{jrh} \bar{\alpha}_{r,h-1} \end{array} \right\} \quad \dots \quad (3.1.2)$$

ただし j は (3.1.1) 式で与えられる。

(3.1.0) 式と (3.1.2) 式より Z_{h-1} を消去する。

$$\left. \begin{array}{l} X_j q_h = \bar{\alpha}_{jh} Z_h + \bar{\beta}_{jh} \\ \bar{\alpha}_{jh} = \bar{C}_{jth} + (\bar{C}_{juh} \bar{\alpha}_{u,h-1} + \bar{C}_{jrh} \bar{\alpha}_{r,h-1}) \alpha_h \\ \bar{\beta}_{jh} = \bar{C}_{juh} (\bar{\alpha}_{u,h-1} \beta_h + \bar{\beta}_{u,h-1}) + \bar{C}_{jrh} (\bar{\alpha}_{r,h-1} \beta_h + \bar{\beta}_{r,h-1}) \\ \quad + \bar{C}_{jsh} X_{sp_h} + \bar{C}_{js_h} \\ \text{ただし } h = H \text{ のとき } j = m \\ h \neq H \text{ のとき } j = 2, 3 \end{array} \right\} \quad \dots \quad (3.1.3)$$

最終スパンでは

$$Z_H = \frac{X_m q_H - \bar{\beta}_m H}{\bar{\alpha}_m H} \quad \dots \quad (3.1.4)$$

2.3 非線形支持の軸系の計算

非線形バネ支持を含む軸系の計算は、まず同じ解を与える様な等価線形バネ常数 k を仮定し、線形計算により軸系の変形（たわみおよびたわみ角） x 、および反力（力およびモーメント） F を計算する。つぎにあらかじめ与えられた非線形支持特性の関数から次式によりバネ常数を求める。

$$\left. \begin{array}{l} x' = f^{-1}(F) \\ k' = \frac{F}{x' - x_0} \end{array} \right\} \quad \dots \quad (3.1.5)$$

もし $k' = k$ であれば x は求める解である。 $k' \neq k$ ならば次式により k を假定しなおして計算を繰返す。

$$k := (1 - \nu) k' + \nu k \quad \dots \quad (3.1.6)$$

ここで ν は計算結果の発散を防止するダンピングで $0 < \nu < 1$ の範囲であらかじめ与えることとする。

実際の軸受に相当する非線形バネ支持特性にはいろいろな種類が考えられるが、ここではリクナムバイタ軸受について

考察する。この場合軸受面の水膜によるバネは存在しないものとし、また船尾管およびスタンフレームは剛体と考へて、リグナムバイタ自身の弾性のみを考慮する。軸受内の荷重分布を求めるために軸受全長を適当に分割し、各分割片の中央に非線形バネ支持を与える。

図3.2において、角度 θ のところの微小部分の反力 dF は次式により求められる。

$$dF = \frac{E'}{t} h b r \cos \theta d\theta \quad \dots \quad (3.17)$$

E' : リグナムバイタの見掛けのヤング率

t : リグナムバイタの厚さ

δ , h : リグナムバイタの荷重による変形量

b : 軸受片の長さ

r : 軸の半径

Δr : 軸受の半径すきま (ガタ)

上式を接触角度範囲にわたり積分すれば

$$\begin{aligned} F &= 2 \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{E'}{t} \Delta r (\varepsilon \cos \theta - 1) b r \cos \theta d\theta \\ &= E' \frac{\Delta r \cdot r \cdot b}{t} \left(\varepsilon \cos^{-1} \frac{1}{\varepsilon} - \sqrt{1 - \frac{1}{\varepsilon^2}} \right) \quad \dots \quad (3.18) \\ h &= \Delta r (\varepsilon \cos \theta - 1) \quad \varepsilon = \frac{\Delta r + \delta}{\Delta r} \\ \cos \theta_1 &= \frac{1}{\varepsilon} \end{aligned}$$

リグナムバイタの材料自身のヤング率 E に対し、実際の軸受としての見掛けのヤング率 E' は、軸受の形状および拘束条件によつて異なる値をもつが、この関係は別途検討されるものとして計算には E' の値を与えることとする。

(3.1) 式において $k_{12} = k_{21} = k_{11} = 0$ で k_{22} を適当に仮定して X 方向、Y 方向それぞれの系の線形計算により反力を求める。

$$\begin{aligned} R_i &= k_{22} i (X_{4i} - X_{0i}) \\ F &= \sqrt{R_1^2 + R_2^2} \quad \left(\begin{array}{l} i = 1 : X \text{ 方向} \\ i = 2 : Y \text{ 方向} \end{array} \right) \quad \dots \quad (3.19) \end{aligned}$$

(3.18) 式により F の値から ε を求めバネ常数を計算し、最初の仮定と比較する。

$$\left. \begin{aligned} x &\equiv \Delta r + \delta = \varepsilon \cdot \Delta r \\ k_{221}' &= k_{222}' = F/x \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad (3.20)$$

$$\left| \frac{k_{22} - k_{22}'}{k_{22}'} \right| < \text{Limit} \quad \dots \quad (3.21)$$

$k_{22} \neq k_{22}'$ ならば (3.16) 式により仮定を修正して計算を繰返し、 k_{22} の誤差が (3.21) 式のごとくあらかじめ与えた制限値内に入るまで繰返し計算を続ける。

非線形支持の点が複数個ある場合は各非線形支持点でバネ常数 k の偏差を求めてその平均値が制限値内に入つたかどうかで収束を判定する。

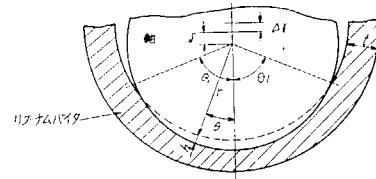


図3.2 リグナムバイタの荷重による変形

2.4 計算の電算化

これまで説明した非線形支持を含む軸系の静的たわみの計算方法はマトリックスの繰返計算なので、電子計算機を使用して迅速に計算する必要がある。以上の計算手順の流れを図3.3に示す。

2.5 実船例の計算

前節までに説明した計算方法を用いて、一実船例について設計条件をシリーズに変えた場合の計算を行なつた。

対象としたF丸の要目はつきの通りである。

主 要 目：撤横貨物船

33,529GT 51,200DWT
L B D
211.0m × 31.8m × 17.5m

主機 要目：ディーゼル 2 SA

6C × 900mmφ × 1,550mmS
15,000PS × 122RPM (MCR)

プロペラ要目：5翼一体型 6,000mmφ

軸系 配置：図3.4に示す。

計算条件のシリーズは下記の種類である。

A：原 設 計

ストレートアライメント。荷重は軸およびプロペラの自重のみとする。軸受支持条件は

推力軸受 : 中心で固定

中間軸受 : 中央で単純支持

船尾管軸受 前軸受: 中央で非線形バネ支持

(i)グナムバイタ 後軸受: 後端から200, 775, 1525, 2100mmの各点で非線形バネ支持

$$\text{リグナムバイタのヤング率 } E = 5.4 \times 10^4 \text{ Kg/cm}^2$$

A'：原設計の精密解

基本的にはAと同じであるが船尾管後軸受の分割支点を50, 150, 250, 350, 450mmの各点とし軸受荷重分布を精密に調べた。

外Iシリーズ：外力モーメント変化

Aの状態でプロペラ位置に種々の外力モーメントを加えた。

下向(+) B: 10, C: 20 ton-m

上向(-) B': 10, C': 20, D': 30 ton-m

外IIシリーズ：外力変化

モーメントのかわりに力を加えた。

下向(+) B: 10, C: 20 ton

上向(-) B': 10, C': 20, D': 30 ton

改Iシリーズ：軸受バネ常数変化

Aの状態でリグナムバイタのヤング率を変えた。

$$B: 1.7 \times 10^4, C: 5.4 \times 10^3, D: 1.7 \times 10^3, E: 5.4 \times 10^2 \text{ Kg/cm}^2$$

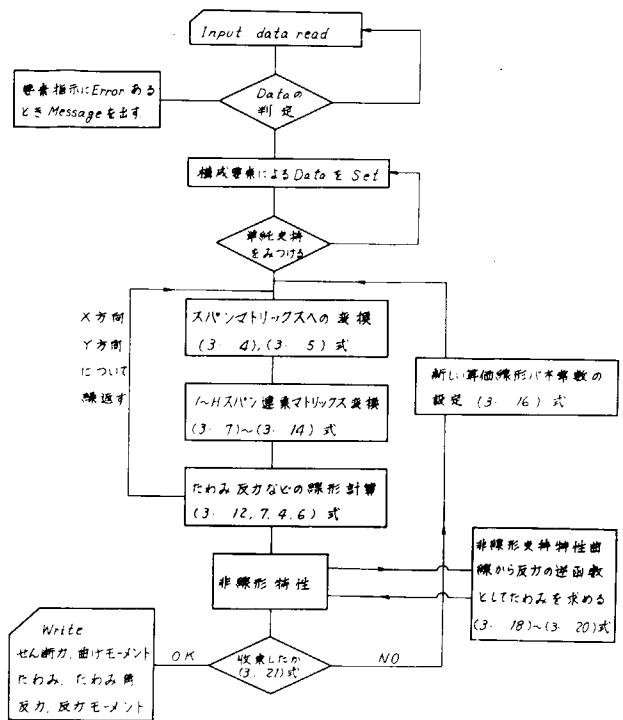


図 3.3 計算手順流れ線図

改Ⅱシリーズ：スロープアライメント

Aの状態で船尾管後軸受の船首端から前の軸の据付中心線を直線的に下向に傾斜させた。傾斜量は

$$B : 0.3, C : 0.6 \text{ mm} / 2,300 \text{ mm}$$

改Ⅲシリーズ：ショートカット軸受 ($E = 5.4 \times 10^4 \text{ Kg/cm}^2$)

船尾管の前軸受をはずし後軸受の全長を短かくすると同時にスロープアライメントを行なう。

$$S_1 : L = 1,440 \text{ mm} (\text{約} 2.5d) \text{ 傾斜 } 0.28 \text{ mm} / 1,440 \text{ mm}$$

$$S_2 : L = 600 \text{ mm} (\text{約} 1d) \text{ 傾斜 } 0.09 \text{ mm} / 600 \text{ mm}$$

改Ⅳシリーズ：ショートカット軸受 ($E' = 1.7 \times 10^3 \text{ Kg/cm}^2$)

$$S'_0 : L = 2,300 \text{ mm} (4d) \text{ 傾斜 } 0.23 \text{ mm} / 2,300 \text{ mm}$$

$$S'_1 : L = 1,440 \text{ mm} (\text{約} 2.5d) \text{ 傾斜 } 0.28 \text{ mm} / 1,440 \text{ mm}$$

以上のシリーズについての計算結果を図3.5～図3.2.2および表3.3に示す。

非線形バネ支持の点が多いと収束状態が悪く、計算時間が長くなるが、一方長い船尾管軸受で分割をあらくした場合、計算精度に影響することも考えられる。

分割法の影響を少なくするためにAの如き分割法を考案し精密解と比較した。図3.1.7のたわみ曲線から両者の差は実用上無視できる程度であることがわかる。したがつてその他のシリーズではAの分割法を用いている。船尾管軸受の短い場合は分割法の良否による影響が少くなるので、2.5dの場合は全長を4等分、1dの場合は3等分して計算した。

図3.5～図3.1.0の曲げモーメント曲線を見ると、プロペラの外力が大きく変化した場合、ならびに船尾管軸受の構造が変化した場合、いずれも第2中間軸受より前の方は曲げモーメントの変化が少なく、絶対値も小さい。たわみについても同じことが云えるので、たわみ曲線は第2中間軸受より後方のみを図示した。

船尾管後軸受の接触平均面圧および面圧分布はつきのようにして求めた。

$$\text{接触平均面圧} = \frac{\text{支点反力合計}}{\text{軸受内径} \times \text{接触長さ}} \quad \dots \quad (3.2.2)$$

$$\text{分割支点中央の面圧} = \frac{\text{その支点の反力}}{\text{軸受内径} \times \text{分割軸受片の長さ}} \quad \dots \quad (3.2.3)$$

(3.2.3)式で求めた面圧を図表上に置点して面圧分布曲線を作成した。分割した支点中1個のみで接触している場合は、その支点中央の面圧と、たわみ曲線から求めた接触長さとから推定した。

軸受反力の負の値は、軸受すきま以上の大ささで軸が上向いたわむため、軸受の上半部に下向の反力が存在することを意味する。

2.6 実験船の計算

第7編および第8編に報告されている実験船の軸系のたわみ曲線および船尾管軸受の面圧分布を図3.2.3、図3.2.4に示す。荷重はプロペラと軸の自重としてストレートアライメントとして計算した。

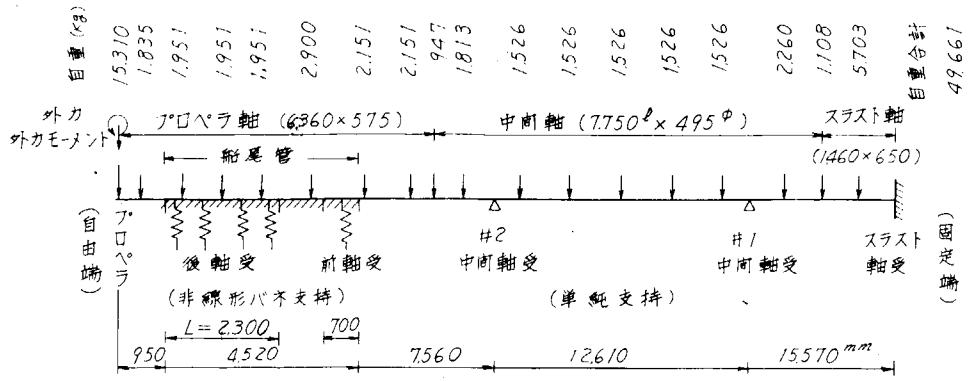


図 3.4 P丸軸系配置図

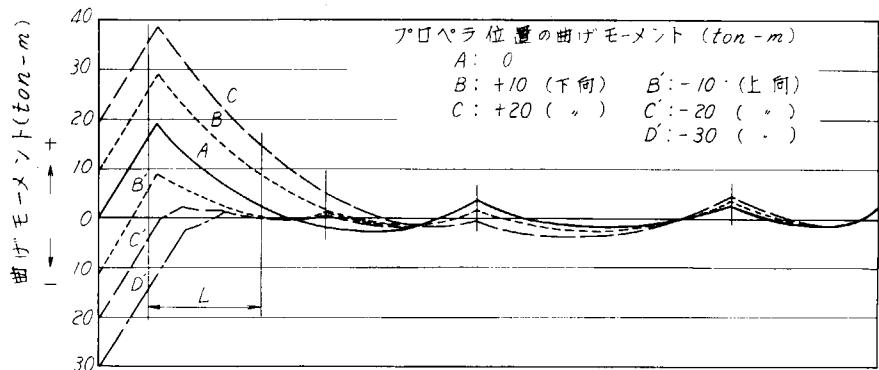


図 3.5 外Iシリーズ曲げモーメント曲線

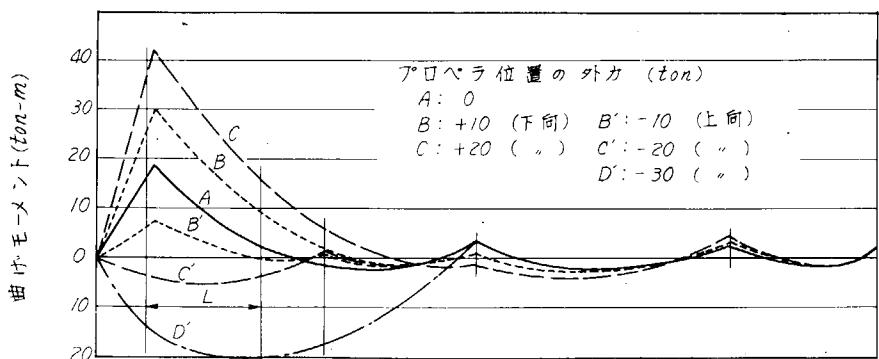


図 3.6 外IIシリーズ曲げモーメント曲線

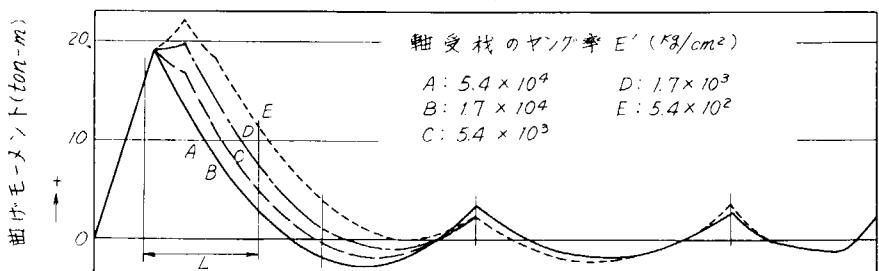


図 3.7 改Iシリーズ曲げモーメント曲線

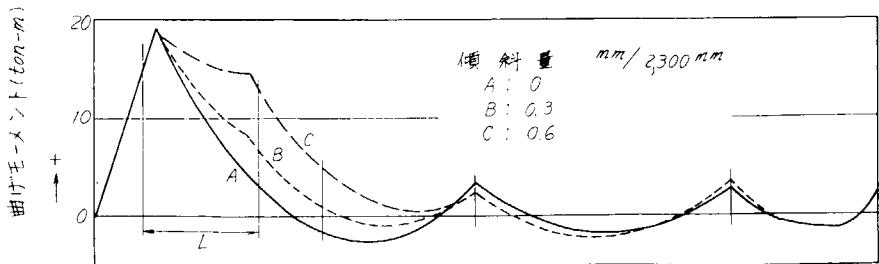


図 3.8 改IIシリーズ曲げモーメント曲線

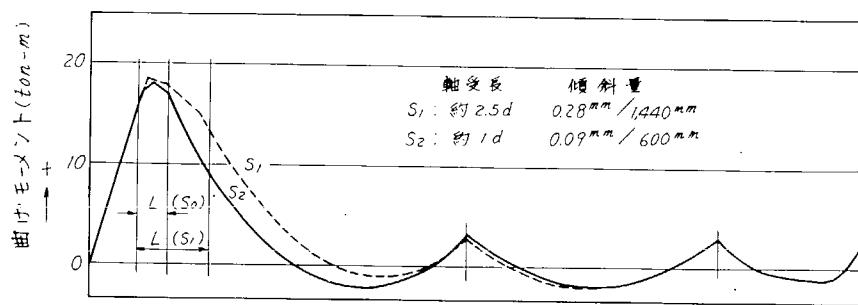


図 3.9 改Ⅲシリーズ曲げモーメント曲線

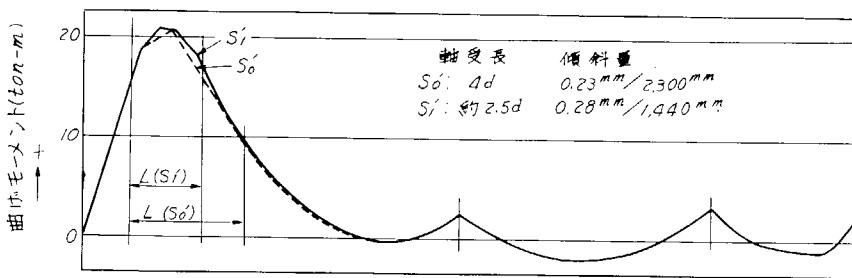


図 3.10 改Ⅳシリーズ曲げモーメント曲線

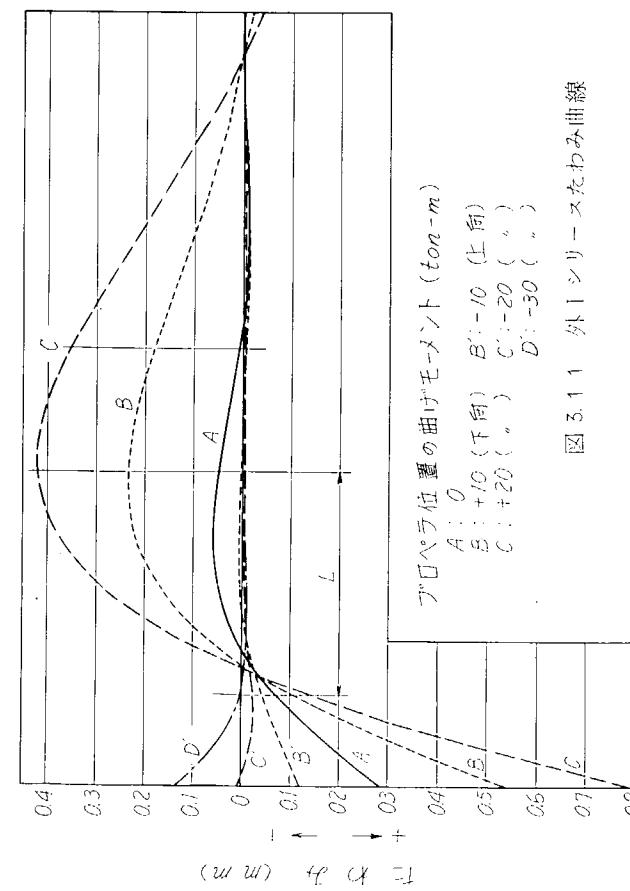


図 3.11 外 I シリースたわみ曲線

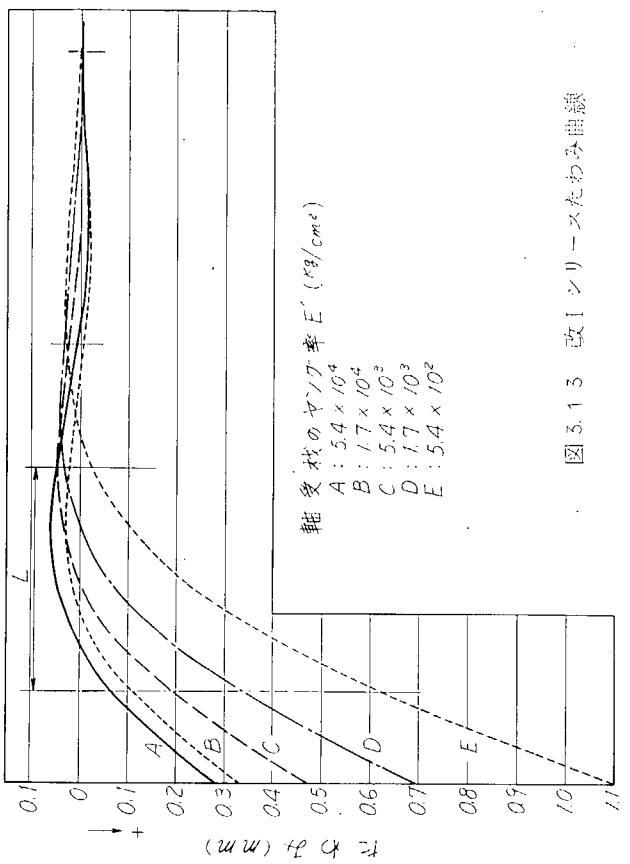


図 3.13 改 I シリースたわみ曲線

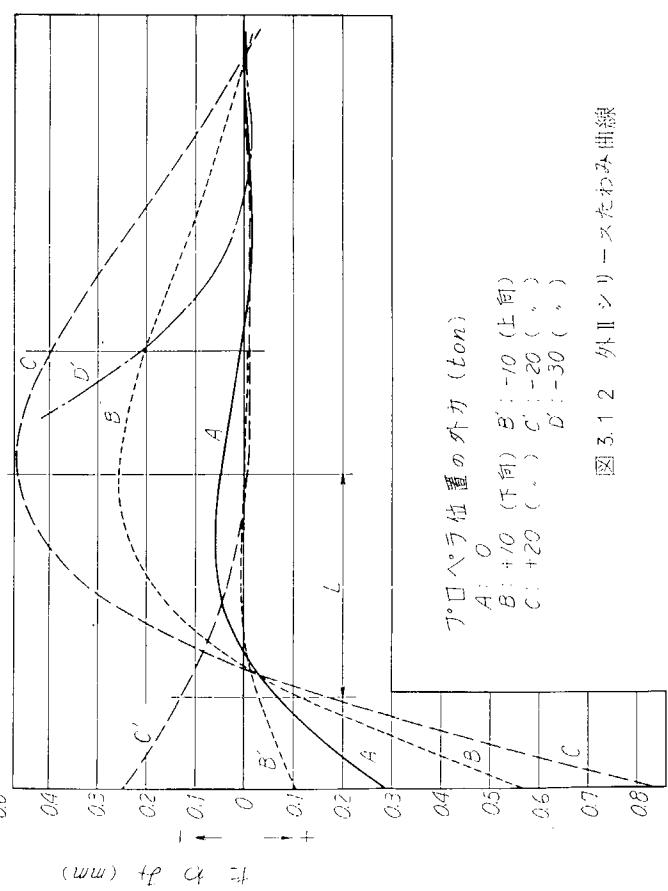


図 3.14 改 II シリースたわみ曲線

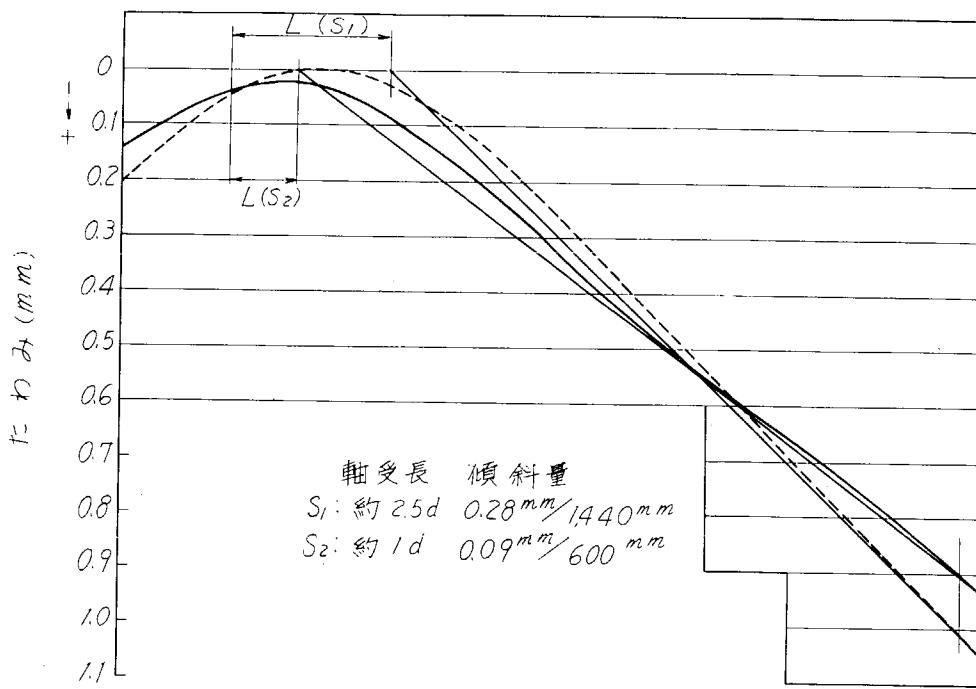


図 3.15 改III シリーズたわみ曲線

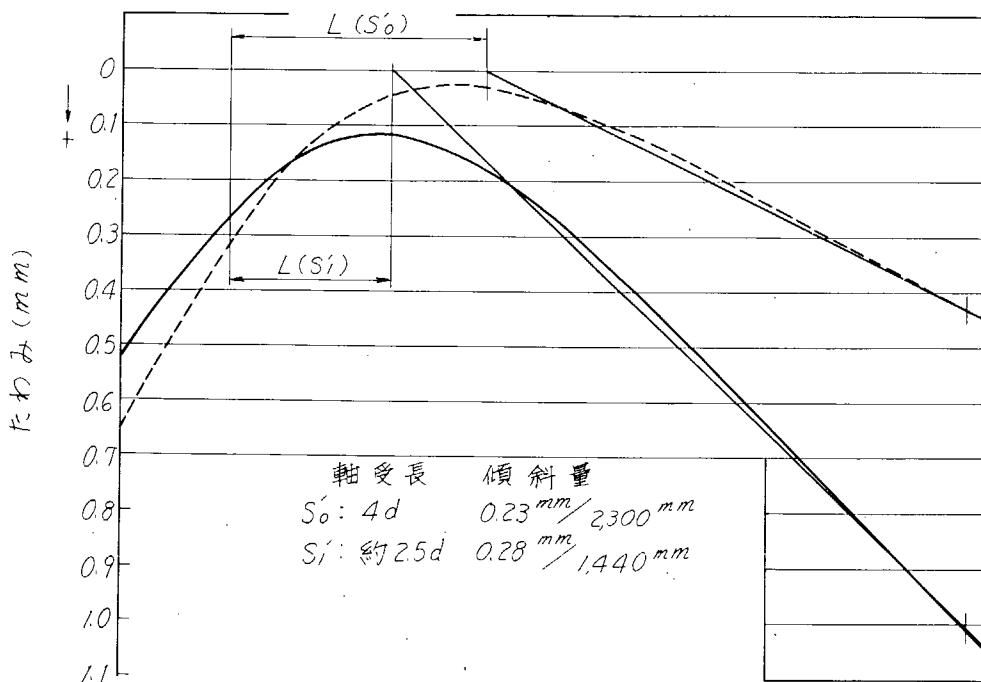


図 3.16 改IV シリーズたわみ曲線

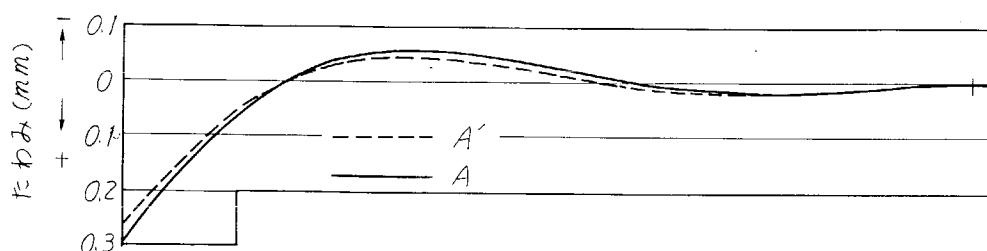


図 3.17 原設計たわみ曲線

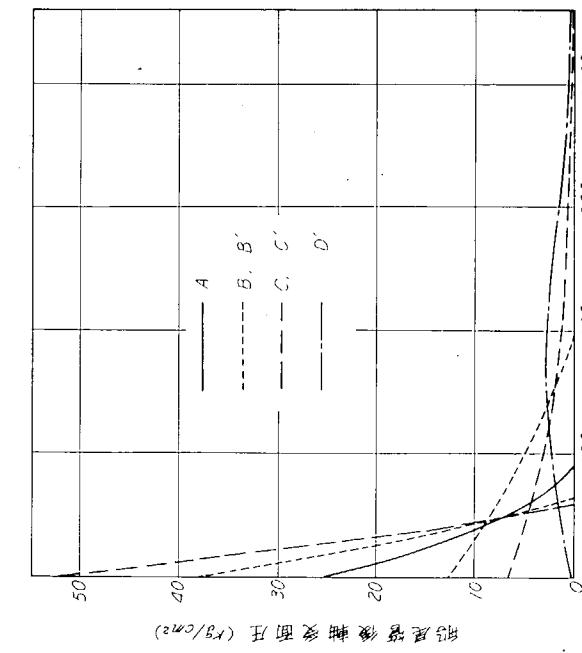


図 3.18 外 I シリース船尾管軸受面圧分布

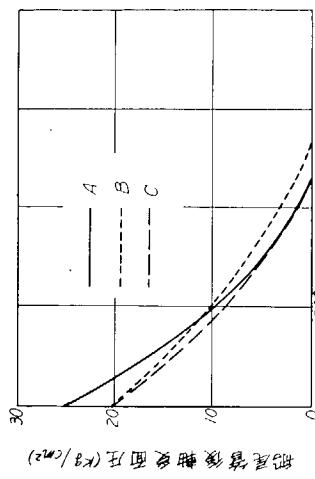


図 3.20 改 I シリース船尾管軸受面圧分布

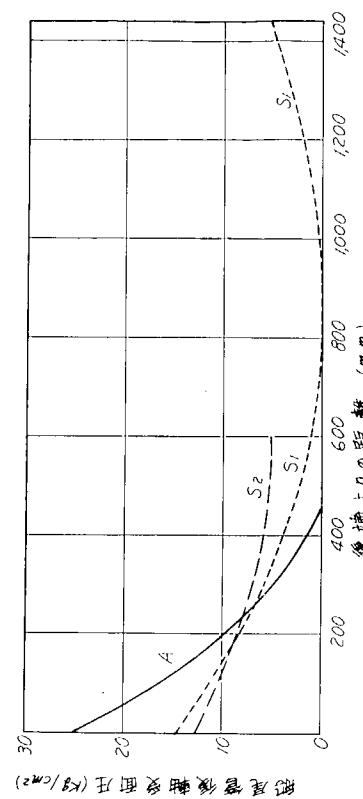


図 3.21 改 II シリース船尾管軸受面圧分布

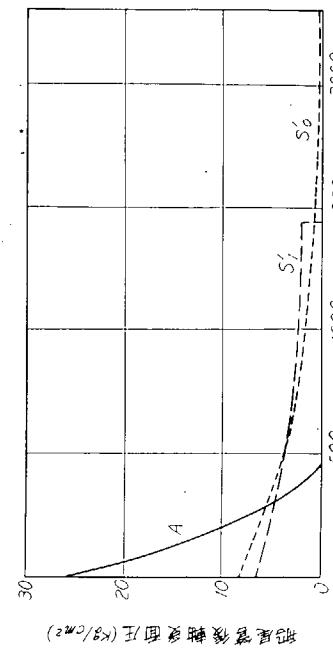


図 3.22 改 IV シリース船尾管軸受面圧分布

表 3.3 軸受反力および船尾管軸受平均面圧

| シリ ス | ケ ル ス | 軸受反力 (Kg) | | | | | | 船尾管後軸受 | |
|---------|-----------------|-----------|-------|--------|--------|--------|-------|----------|-----------------|
| | | 船尾管後軸受 | | 船尾管前軸受 | #2中間軸受 | #1中間軸受 | 推力軸受 | 接触長 (mm) | 接触平均面圧 (Kg/cm²) |
| | | 後部 | 前部 | | | | | | |
| 原設計 | A | 27,974 | — | — | 8,913 | 7,329 | 5,446 | 447 | 9.84 |
| | A' | 27,419 | — | 531 | 8,961 | 7,282 | 5,467 | 473 | 9.14 |
| 外 I | C | 31,749 | — | — | 4,006 | 9,384 | 4,523 | 282 | 17.7 |
| | B | 29,861 | — | — | 6,459 | 8,357 | 4,984 | 319 | 14.7 |
| | A | 27,974 | — | — | 8,913 | 7,329 | 5,446 | 447 | 9.84 |
| | B' | 24,563 | — | 4,124 | 8,151 | 7,419 | 5,405 | 984 | 3.77 |
| | C' | 23,805 | | 5,093 | 5,917 | 7,461 | 5,387 | 2,300 | 1.63 |
| | D' | 22,964 | | 4,982 | 7,860 | 7,474 | 5,381 | 2,300 | 1.57 |
| 外 II | C | 52,308 | — | — | 3,288 | 9,671 | 4,394 | 300 | 27.4 |
| | B | 40,141 | — | — | 6,102 | 8,499 | 4,920 | 333 | 19.0 |
| | A | 27,974 | — | — | 8,913 | 7,329 | 5,446 | 447 | 9.84 |
| | B' | 14,165 | — | 4,582 | 8,081 | 7,434 | 5,398 | 814 | 2.74 |
| | C' | — | 602 | 8,457 | 7,743 | 7,482 | 5,377 | 371 | 0.26 |
| | D' | -7,512 | — | — | 14,576 | 7,006 | 5,591 | 219 | -5.40 |
| 改 I | A | 27,974 | — | — | 8,913 | 7,329 | 5,446 | 447 | 9.84 |
| | B | 27,953 | — | — | 8,968 | 7,265 | 5,474 | 866 | 5.08 |
| | C | 28,574 | — | — | 8,212 | 7,511 | 5,364 | 1,125 | 3.99 |
| | D | 29,224 | — | — | 7,463 | 7,690 | 5,283 | 1,721 | 2.68 |
| | E | 30,215 | | — | 6,375 | 7,867 | 5,204 | 2,300 | 2.06 |
| 改 II | A | 27,974 | — | — | 8,913 | 7,329 | 5,446 | 447 | 9.84 |
| | B | 25,793 | 3,161 | 3 | 7,852 | 7,470 | 5,382 | 528 | 7.70 |
| | C | 22,592 | 8,215 | — | 5,937 | 7,952 | 5,165 | 451 | 7.80 |
| 改 III | S ₁ | 29,156 | | — | 7,550 | 7,656 | 5,299 | 1,440 | 3.19 |
| | S ₂ | 28,236 | | — | 8,609 | 7,403 | 5,412 | 600 | 7.41 |
| 改 IV | S' ₀ | 29,742 | | — | 6,937 | 7,706 | 5,276 | 2,300 | 2.04 |
| | S' ₁ | 29,840 | | — | 6,802 | 7,773 | 5,246 | 1,440 | 3.27 |

注 1) —印は軸と軸受が接触していないことを示す。

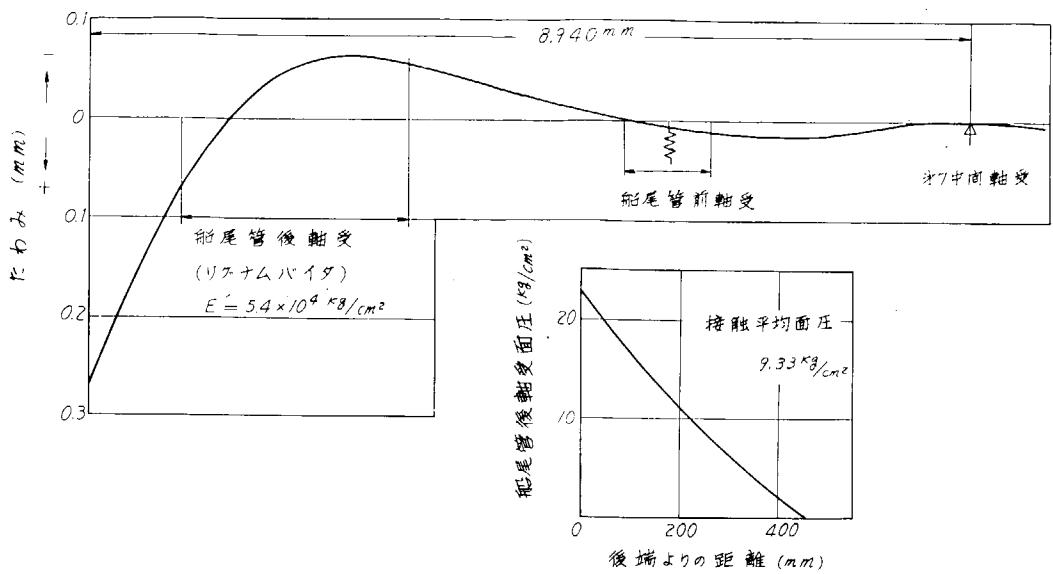


図 3.2.3 実験船 A丸の計算結果

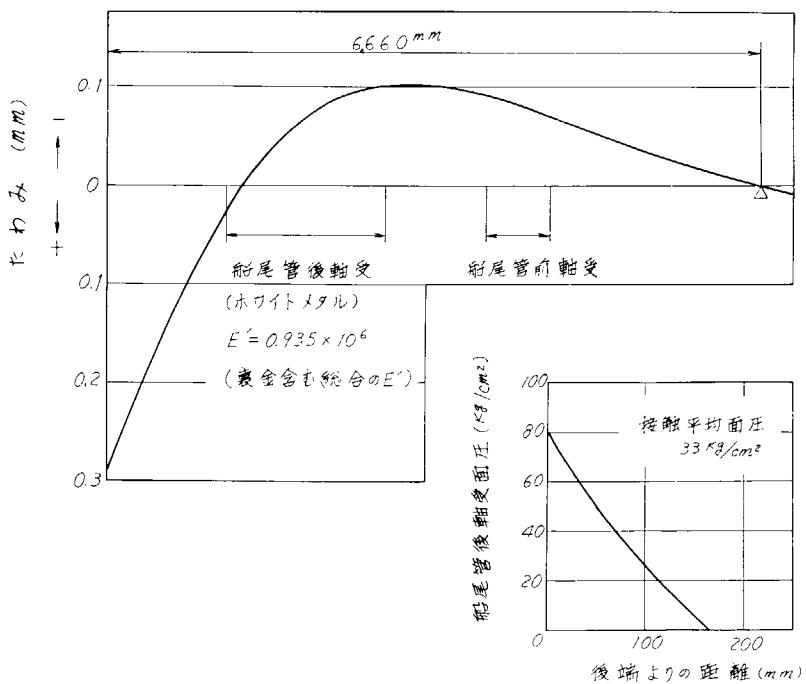


図 3.2.4 実験船 B丸の計算結果

第3章 解析結果についての考察

P丸の軸系について設計条件をシリーズに変化させた場合の計算結果において、まず原設計および外力変化シリーズの結果からつぎのことがいえる。

- (1) 軸系の自重のみを考慮した計算において、船尾管軸受の後端の面圧は 2.5 Kg/cm^2 であると推測される。これは従来のように反力 $27,419 \text{ Kg}$ を軸受全長 $2,300 \text{ mm}$ で一様に受けると考えて計算した場合の面圧 1.88 Kg/cm^2 の 13.3 倍となつている。たわみ曲線から軸とリグナムバイタの接触している部分の長さを求めるとき、全長の約 20% である。このことはプロペラ軸抽出検査時に、軸受と接触して回転していたと推測されるプロペラ軸スリーブの光沢面の長さについての観察経験と大体一致している。
- (2) プロペラの位置に上向の外力およびモーメントが作用する場合は、自重の作用と相殺されて、船尾管軸受の反力は減少し、接触長さは増加するので、面圧分布は軽減かつ均等化される。反対に下向の外力が作用すると自重と相加され、反力は増加し接触長さが減少するので、面圧分布の傾斜が急となり軸受後端の面圧が非常に高くなる。一軸船の伴流不均一による変動スラストの集中点は船尾からみて、満載状態では第Ⅰ象限に片寄り、バラスト状態では第Ⅳ象限に片寄る傾向にあるとされているので、バラスト航海中特に荒天時に下向の外力モーメントが大きく、軸受として最も苛酷な状態となる。
- (3) 上向に 30 ton-m のモーメントが作用しても、軸は船尾管後軸受の下半部で接触しているが、上向に 30 ton の力が作用すると、軸は軸受すきまをこえて上半部に接触するようになる。しかしプロペラの変動外力による軸系に対する曲げモーメントの影響は、羽根の切線力の不平衡による外力よりも、むしろ偏心スラストによる外力モーメントの方が大きい。また 30 ton の外力は絶対値においてプロペラ自重の 2 倍であり、実際にこのような大きさの力が作用するとは考えられない。したがつて軸は常に船尾管後軸受の下半部で支えられていると考えてよいであろう。
- (4) プロペラの外力および外力モーメントが大きく変化しても、その影響は第2中間軸受より後の船尾管周辺では大きいが、第2中間軸受より前にはほとんど影響しない。

船尾管軸受の荷重分布はプロペラによる外力変化によつて大きく変化するが、軸系の自重のみを考慮した場合でも荷重は軸受後端に片寄り、局部面圧は相当高い値となつてゐる。そこで面圧分布を均等化させることにより局部面圧を軽減させるような改良構造が考えられる。その方法として改 I ~ IV のシリーズを検討して見よう。

- (1) 軸受材のヤング率を下げ弾性を大きくして面圧分布を均等化することが可能である。ヤング率をリグナムバイタの $1/30$ 以下にすれば、軸受後端面圧が 1.0 Kg/cm^2 以下になる。この改良構造は軸受材の外周にゴムを接着するとか、軸受面にゴムを使用するなど弾性支持軸受とすることより達せられる。
- (2) 一部の船では既に実施されたことのある、スロープアライメントの方法によつて幾分面圧分布はよくなり、局部面圧 2.0 Kg/cm^2 程度まで軽減される。しかし、ある程度以上傾斜が増加すると、かえつて軸受内の軸の浮上りが大きくなり面圧は下がらない。
- (3) 軸受の両端で接触して中央部が浮上るのは、軸受が長いためと考えられるので、リグナムバイタの全長を油潤滑の場合と同様に $2.5 d$ としてスロープアライメントを行なうと後端面圧 1.5 Kg/cm^2 まで減少する。全長を約 $1 d$ としてスロープアライメントを実施すればさらに改善される。(このシリーズではリグナムバイタのヤング率は現状通りとしている。)
- (4) 軸受材のヤング率を小にした場合でも、軸受全長を短かくしてスロープアライメントを施すことにより、さらに面圧分布が改善される。

以上を総合すると、船尾管軸受の面圧分布の改善ということに着目すれば、軸受材の剛性をある程度低くすること、および軸受全長を短かくしつつ少し傾斜させて、できるだけ軸のたわみ曲線に沿わせることが、軸受構造の改善に有効であるといえる。ただし軸受材の剛性を弱くすれば、それだけ荷重に対する軸のたわみが大きくなるので、軸系の横振動としての強制振動ならびに共振現象を別途検討しておく必要がある。

今回の検討である程度設計条件の改善の指針が得られたが、今后さらに次のような点も考慮して総合的に最適設計条件の

究明に努力を続ける必要がある。

- (イ) 軸受間隔をシリーズに変化させた場合の影響。
- (ロ) 船尾管軸受が摩耗した場合の影響。
- (ハ) 船の吃水変化ならびに波浪のため、船殻が変形してアライメントが変化した場合の影響。
- (ニ) 油潤滑軸受のように流体膜によるバネ支持が生ずる場合の面圧分布に与える影響。
- (ホ) 軸を中空とする場合の影響。
- (ヘ) 実船における軸の曲げ応力あるいはたわみの実測資料との比較検討。

[船尾管部軸系の基礎事項に関する模型実験]

第4編 リグナムバイタ軸受の軸受性能に関する模型実験

第1章 実験の目的

4.1年度にフェノール樹脂帆布積層材の船尾管軸受について試験を実施したが、これに引き続き、在来から一般に使用されているリグナムバイタ材の試験を行なつた。これにより本軸受の性能を明らかにさせ、今後の新規軸受の開発に対する基礎資料を求める。

第2章 実験装置および実験方法

試験装置はフェノール樹脂軸受材で述べたものと全く同一を、 100ϕ プロペラ軸用船尾管模型装置である。供試材はリグナムバイタ材であり図4.1にしめすように8分割縦通材の組立型とし、各組合せ面に沿つて半径3.5mmの半円水溝を設けた。これはフェノール樹脂

軸受材と全く同一な形状である。尚下半周は木口配列とした。船首側軸受も全く同様な断面形状を持つ。

リグナムバイタ材取付時の軸受間隙は0.38mmであったが、その後の膨潤と摩耗の条件が入組んだため、摩耗量の定量的な検出は困難であり、専ら軸受性能面の試験を実施した。

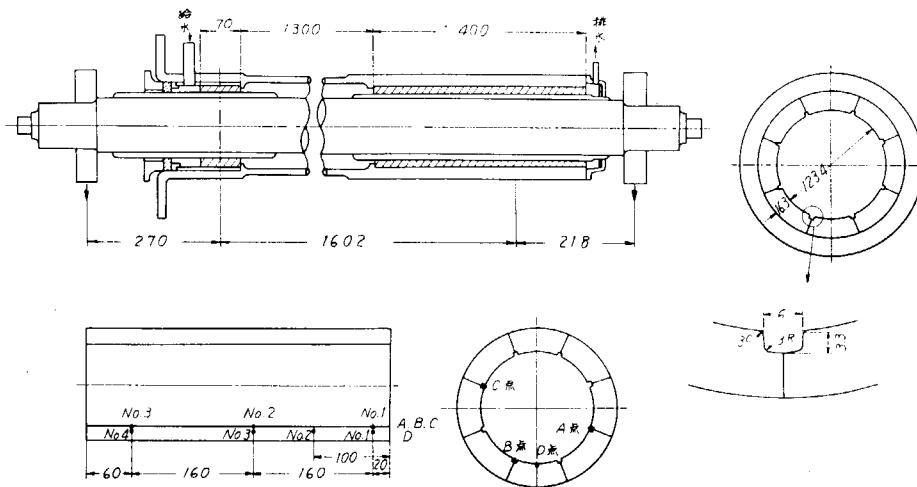


図4.1 温度計測箇所および軸受断面形状

温度計測は図4.1にしめす位置に 0.3ϕ C熱電対を外部より挿入し、軸受材および溝内水温を検出した。しかし試験後半にはリグナムバイタの膨脹により穴がずれて断線するものであった。

実験の要領はフェノール樹脂材の試験と全く同様な方式によつた。すなわち軸受圧力、軸回転数、潤滑水量の組合せ条件に対して、摩擦トルクおよび各部温度の計測を行なつた。計測は各試験条件のもとで30~50分の連続運転を行ない、一応熱的平衡状態になつた所で実施した。その後試験機を止め、通水により冷却の後次の試験にうつる。潤滑水は清水(井戸水)とし $20 \pm 1^{\circ}\text{C}$ に温度制御を行ない重力タンクより供給した。

本試験で称する摩擦係数には $\mu = 2M / WD$ (W:軸受荷重、D:軸受内径、M:摩擦トルク)を使用する。また軸受圧力Pは軸を船首側軸受の中央及び船尾側軸受の後方より $1/3$ の点に支持点を持つた梁として求めた各反力を軸受投影面積で割った、公称軸受圧力を使用している。試験時の軸受圧力Pが船首側及び船尾側ともそれぞれ等しくなるように荷重をかけた。

第3章 実験の結果

軸受内の温度分布は図4.2のようになり、船尾側が高い。これは実際の軸受圧力分布が後に高くなつており、且つ潤滑水が船首側より船尾側に流れることである。

毎分の潤滑水量Q [ℓ/min]に対する軸受温度(図4.1の計測点No.2)を図4.3に、また摩擦トルクT [$\text{cm} \cdot \text{kg}$] × 軸回転数 [RPM] すなわち摩擦仕事相当量対軸受温度の関係を図4.4にしめす。図中Q=0とは軸受内に水を満たして通水を止めた状態である。図4.5に軸受温度との関係をしめすが、Nにより軸受温度は殆んど変らない。

図 4.6 に P が一定の時の N と μ の関係をしめす。

この場合水量 Q は μ に対する影響要素になつていなことが明らかである。そこで各軸受圧力 P に対する μ 対 N の関係を求めると図 4.7 が得られ P により μ に差が生ずることが判る。一方これを書き直して P 対 μ の関連をみると図 4.8 のようになる。

表 4.1

| | Test A | Test B | Test C | Test D |
|------------|--------|--------|--------|--------|
| 軸回転 RPM | 130 | 130 | 130 | 130 |
| 軸受圧力 % | 0.5 | 1.5 | 3.0 | 4.5 |
| 軸受温度 °C | 30.6 | 54.3 | 80.2 | |
| 摩擦係数 μ | 0.086 | 0.079 | 0.102 | 回転不能 |
| 運転時間 | 32分 | 40分 | 30分 | |

試験の最後に $Q = 0$ の運転を行なつたがその結果は表 4.1 のような軸受温度と摩擦係数が得られた。

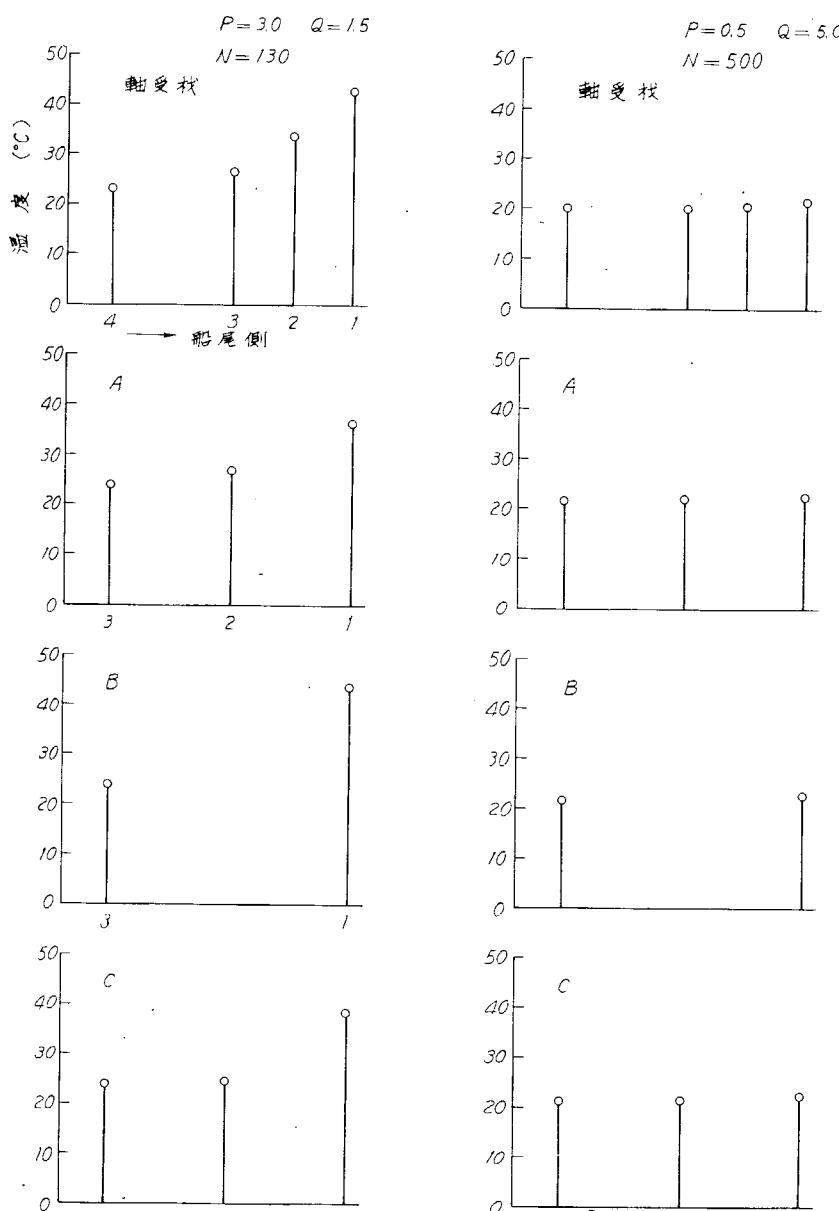


図 4.2 軸受材の温度分布

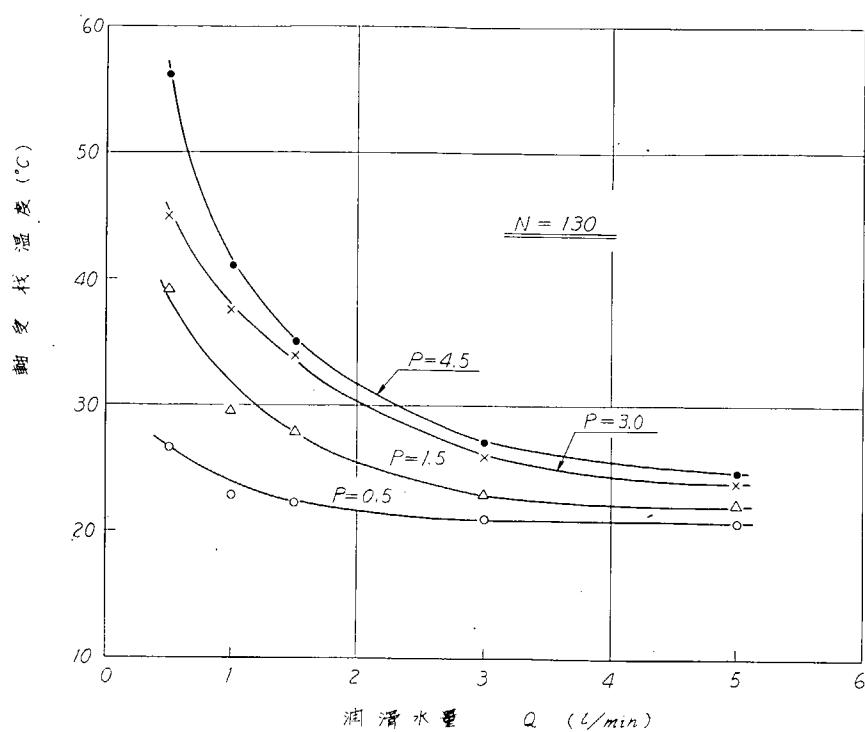


図 4.3 計測点No.2の温度の給水量に対する関係

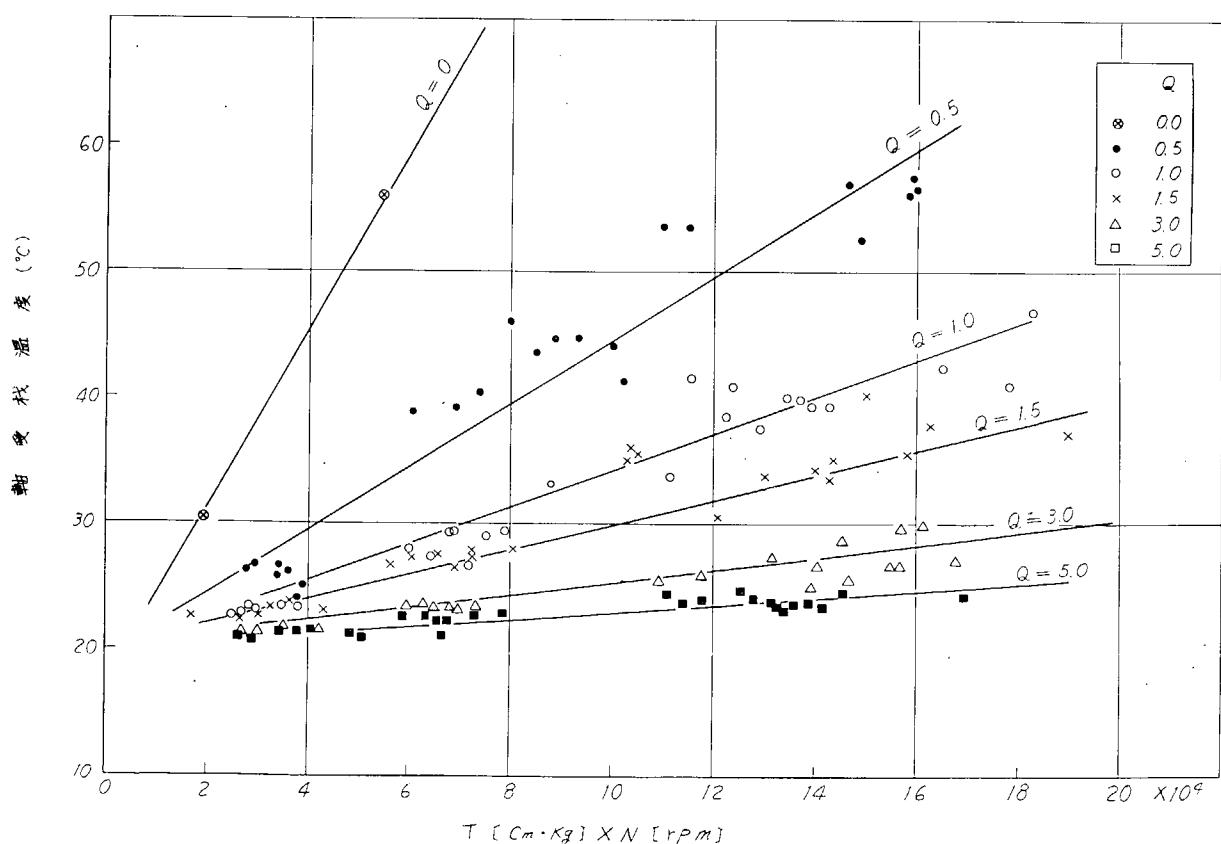


図 4.4 摩擦仕事相当量と軸受温度の関係

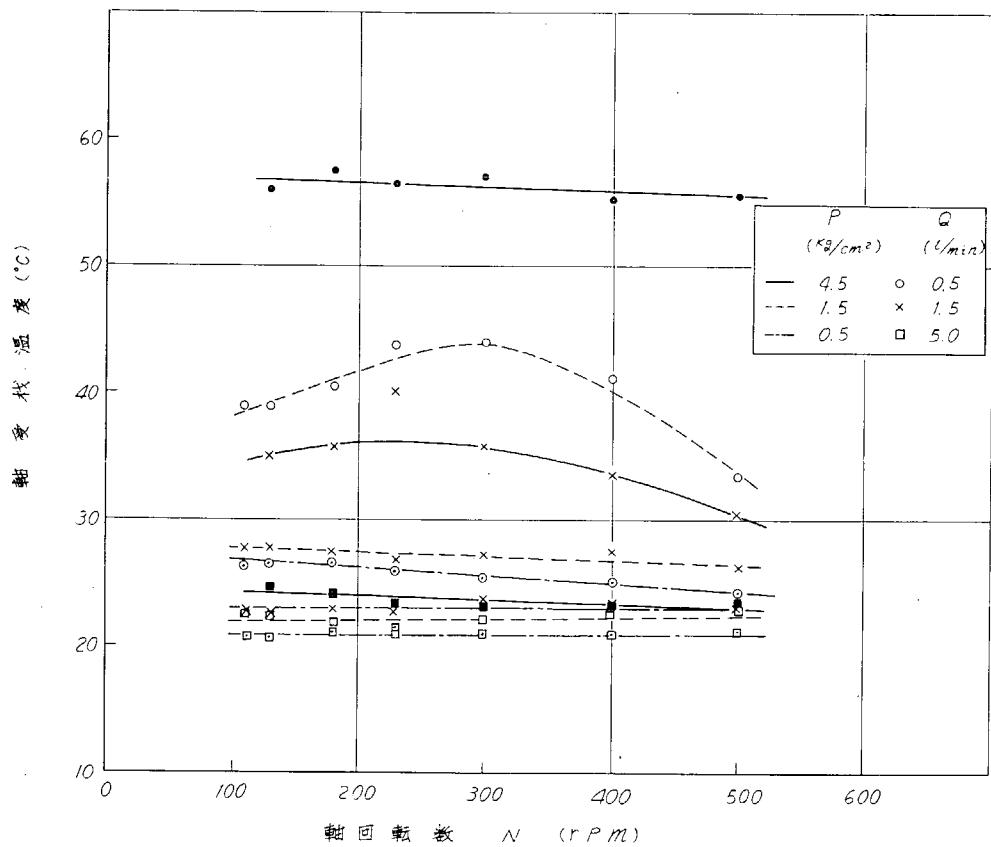


図 4.5 軸回転数と軸受材温度の関係

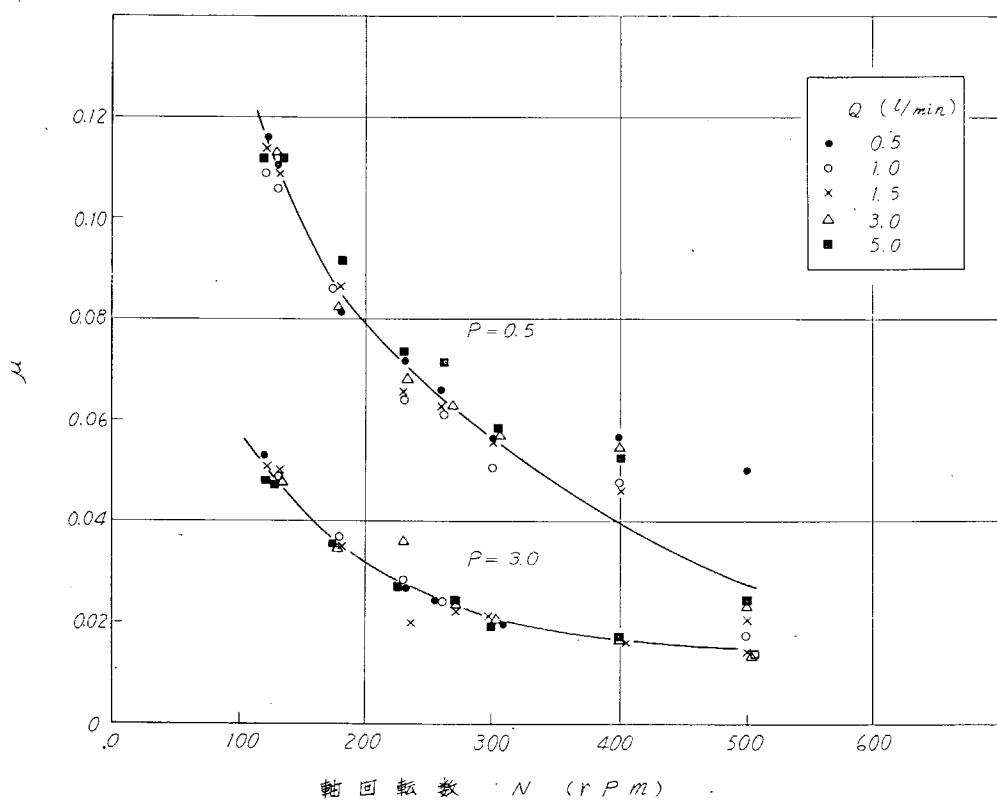


図 4.6 軸受圧力 0.5 kg/cm^2 の時の回転数対摩擦係数の関係

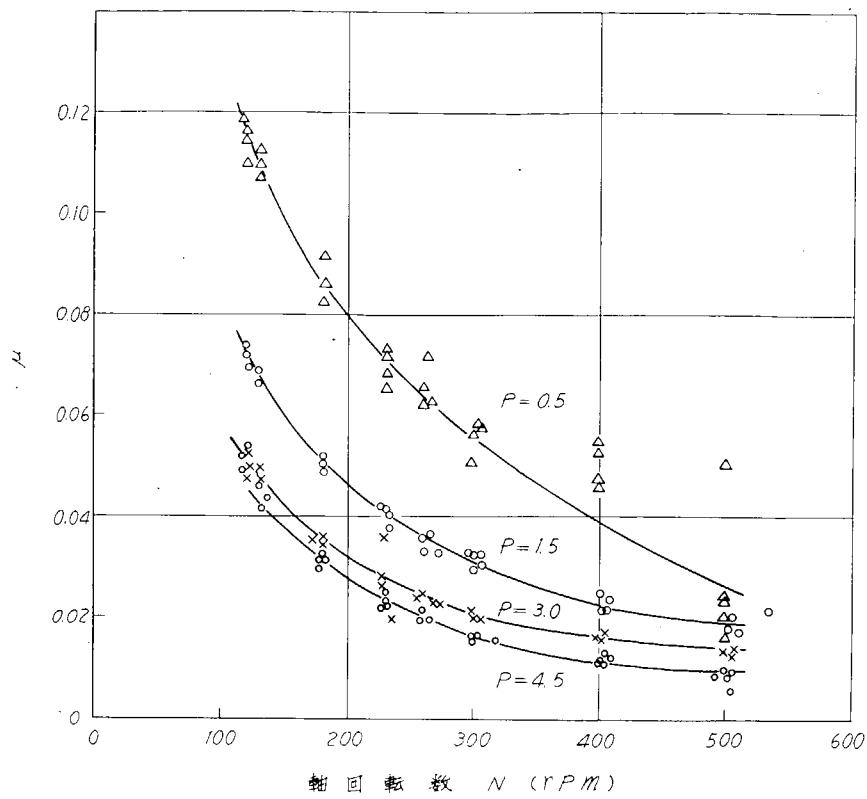


図 4.7 各軸受圧力に対する回転数と摩擦係数の関係

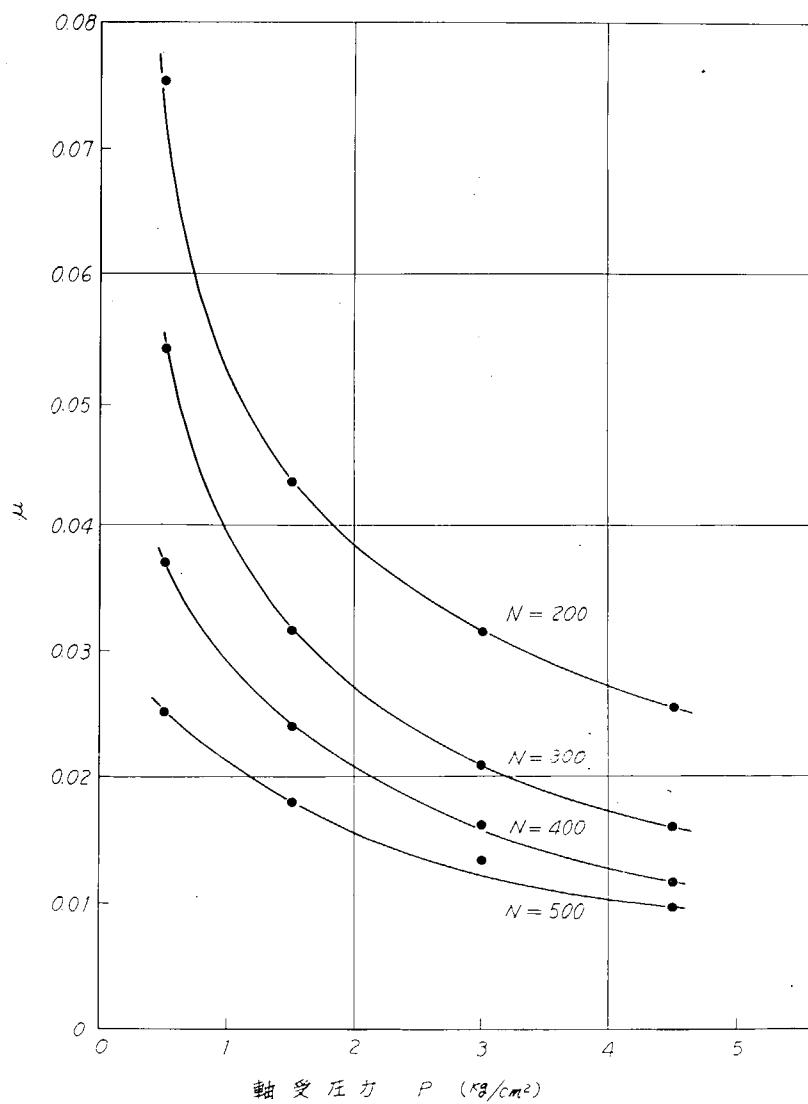


図 4.8 各回転数に対する軸受圧力と摩擦係数の関係

第4章 実験結果についての考察

一般の厚膜流体潤滑平軸受の摩擦係数 μ は無次元量 $\frac{\eta N}{P}$ の関数として処理される。但し η は粘性係数 [kg · sec/cm²] とする。水の η は温度により当然大きく変化するので各軸受温度に対する η 値が取扱の対象となるであろう。しかし図 4.3 及び 4 で明らかなように水量 Q により軸受温度は変化するが図 4.6 にしめすように Q は μ に対する影響要素とはなつてない。すなわち水温が上り η が低下しても μ が変わらないので、 μ の処理に関して水の η は考慮する必要がない。これは水の温度上昇による η の低下と高圧水の η の増加が相殺したか、または軸受理論で考えられるところの流体力学的潤滑作用が存在しないか何れかであろう。しかし前者はミクロ的に多孔質と考えられるリグナムバイタ面に数千気圧の水膜が形成されるとは考えられないで後者の状態にあると判断される。 η 一定として $\frac{N}{P}$ で各 μ をプロットすると図 4.9 となり、これでは統一処理ができぬことをしめしている。

図 4.5 で明らかなように各試験条件で軸受温度は回転数に拘りなく略々一定である。すなわち T_N 又は $\mu P N$ の仕事量が一定であり、各 P に対して $\mu \propto \frac{1}{N}$ の関係が明らかである。一方図 4.8 の曲線の傾向から $\mu \propto \frac{1}{\sqrt{P}}$ が得られるので全試験の μ は、 $\mu \propto \frac{1}{N\sqrt{P}}$

になることが推定される。図 4.10 に全試験の μ と $N\sqrt{P}$ の関係を求めたが、各試験点は一直線上に分布する。

$$\text{これから } \mu = \frac{1.1.0}{N\sqrt{P}}$$

が求められる。この場合の P は前述の平均軸受圧力であるが、軸受内の実際の圧力分布は軸系の諸寸法、使用材質等により変化するので、この式を一般化するためには多数の要素の関数として再検討する必要がある。

リグナムバイタ材はその含有油脂分と木質自体が、金属との接触面で減摩作用を行なうものと考えられる。

さきのフェノール樹脂帆布積層材は回転数が低く軸受圧力が高い条件で μ が増大して発熱するが、この時潤滑水による冷却作用が不十分になると明らかな焼付現象が認められた。しかしリグナムバイタは同一条件において μ は相対的に増加するが焼付現象にいたらない。しかも μ が給水量に無関係すなわち実用範囲内の軸受温度に無関係という特質が認められ、軸受材として極めて取扱容易な材料であることが再確認された。

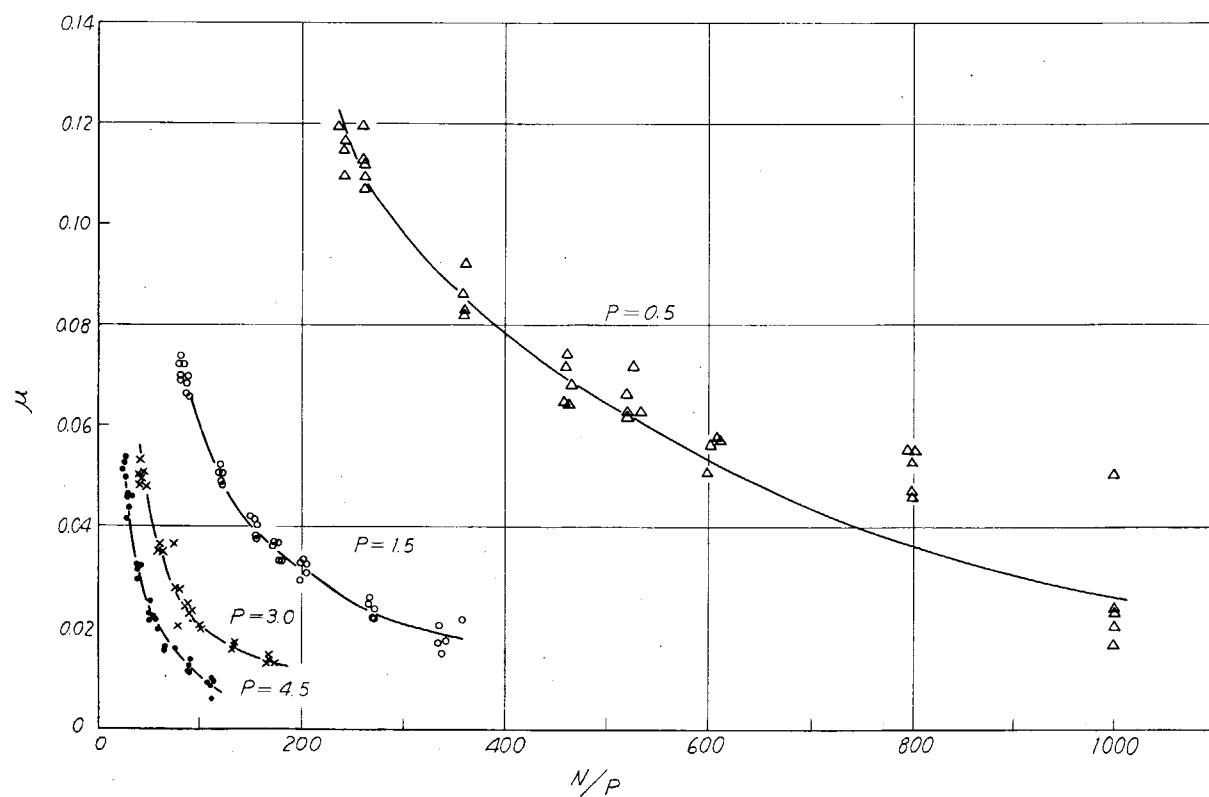


図 4.9 N/P と μ の関係

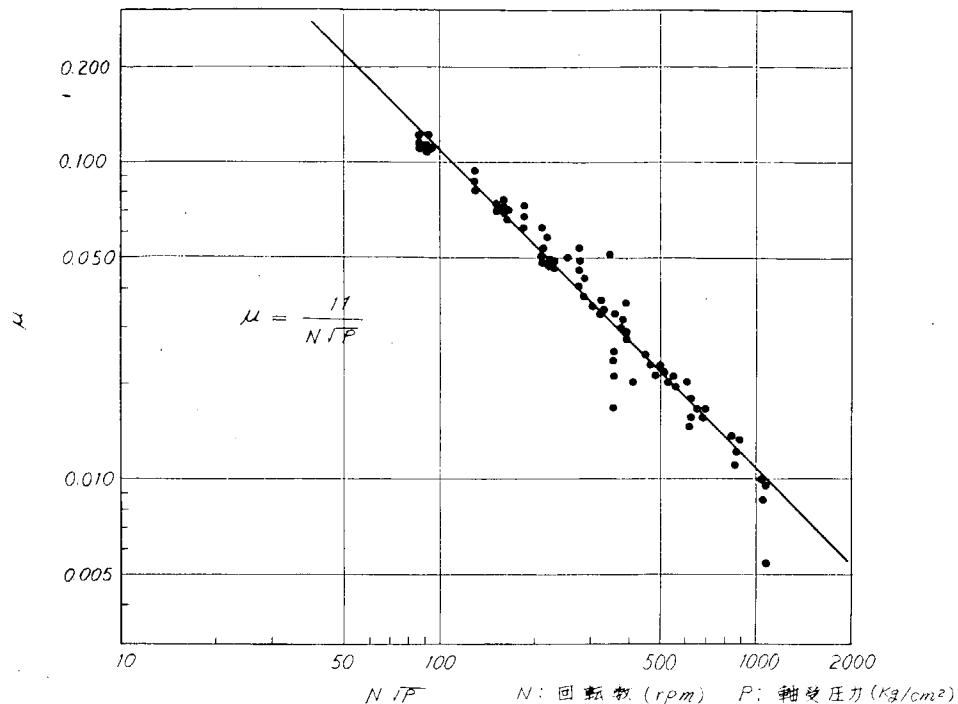


図 4.1.0 $N\sqrt{P}$ と μ の関係

しかし給水を全く断つた条件の試験では当然軸受温度が上昇するが、

表 4.2

表 4.1 Test C では 80°C に達しリグナムバイタの含有油脂分が析出した。次の Test D に移るため一旦冷却したところが、この油脂分が単独で凝固または水と混合したゲル質となり、軸受間隙及び水溝に充填されて軸は完全に固縛状態となり、回転不可能となつた。リグナムバイタ材を単独に加热観察した結果も表 4.2 のようになり約 80°C で流動体油脂分の溶出が認められる。

溶出した油脂分が単独で凝固したものは脆質な固体となるが、これが軸受材と軸との間に入つて減摩作用を行なうことには疑問である。むしろリグナムバイタ及び軸スリーブを摩耗させる研磨剤の作用をするものと思われる。したがつてリグナムバイタの急速摩耗に、軸受温度の急昇による油脂分の析出が多分に影響を与えてるものとも考えられる。

| | |
|-------|------------------|
| 65 °C | 導管の断面に油脂分の光沢を認める |
| 70 | " " 油脂分盛上り |
| 80 | " " 粘質油脂が溶出 |
| 99 | " " 油脂分が流動 |

第5編 船尾管内海水のキャビテーション発生機構に関する模型実験

第1章 実験の目的

船尾管軸受および軸スリーブに発生する損耗の原因の一つとして船尾管内海水のキャビテーションが考えられる。この点を明らかにするために、まず軸受間隙内の流体の圧力分布の様子およびその中の流体の挙動を調べ、また軸受内における軸の位置やその運動と関連づけてキャビテーション発生の事実を解明することが本実験の目的である。

このためアクリル製透明軸受管を使用して、軸受管内にある軸の偏心率を変化させまた軸を振動させさらに回転させた場合、間隙内の流体に及ぼすこれ等種々の因子の影響を調べた。

第2章 実験装置および測定法

2.1 実験装置

軸 ; 外径 119 φ (ステンレスパイプ)

供試軸受 ; 内径 120 φ 外径 150 φ (アクリル製) 長さ 250 mm

流 体 ; 清水

測定器具 ; 倒立マノメータ

ダイアルゲージ

パルスカウンター式回転計

加振装置 ; 日本測器 515 A型加振装置

2.2 測定法

(1) 圧 力 ; 倒立マノメータで直接読む。

基準点は軸受の中心線の位置を 0 としている。(したがつてマノメータの読みそのものは、軸受間隙内の絶対圧力を表わすとは限らない。)

圧力検出位置は図 5.1 に示す。

なお円周方向では図 5.2 において

①②④の位置では

$$\theta = 0^\circ, 30^\circ, 90^\circ, 180^\circ,$$

$$270^\circ$$

③の位置では

$$\begin{aligned} \theta &= 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, \\ &60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, \\ &180^\circ, 210^\circ, 240^\circ \end{aligned}$$

において測定した。

(2) 偏心率 ; ダイアルゲージを使用

偏心は軸の片方のみなので①②③④の位置によ
り偏心率は比例的に大きくなる。

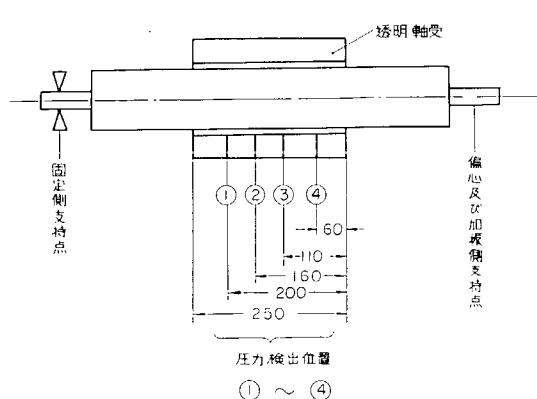
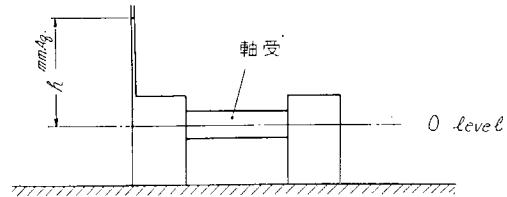


図 5.1 圧力検出位置

| (1) | (2) | (3) | (4) | 表示偏心率 |
|-------|-------|-------|-------|-------|
| 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 0.074 | 0.079 | 0.086 | 0.092 | 0.1 |
| 0.148 | 0.158 | 0.171 | 0.184 | 0.2 |
| 0.222 | 0.237 | 0.257 | 0.276 | 0.3 |
| 0.296 | 0.317 | 0.343 | 0.369 | 0.4 |
| 0.369 | 0.395 | 0.428 | 0.461 | 0.5 |
| 0.443 | 0.474 | 0.513 | 0.553 | 0.6 |
| 0.517 | 0.553 | 0.599 | 0.645 | 0.7 |
| 0.592 | 0.633 | 0.685 | 0.737 | 0.8 |
| 0.665 | 0.712 | 0.771 | 0.828 | 0.9 |
| 0.738 | 0.792 | 0.857 | 0.922 | 1.0 |

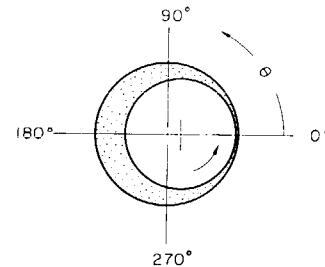


図 5.2 円周方向の呼び方

(3) 流れの観察

フェノールフタレインに苛性ソーダを加え、この液を内径 0.8 φ の管を通して軸受間隙内的一点に入れる。

第 3 章 実験結果およびその考察

3.1 軸受両端において圧力差がない時の圧力分布

図 5.3 ; 軸回転数 $N = 400 \text{ r.p.m.}$ の場合の実験結果

図 5.4 ; 無限巾軸受を仮定した時のゾンマーフエルトの式を利用して計算した理論値を示す。

図 5.5 ; 軸方向の圧力分布、軸回転数 $N = 400 \text{ r.p.m.}$ 、
 $\chi = 0.4$

図 5.3 と図 5.4 を比較した場合、形、値ともに近い値を示し、単純な計算でも合うことがわかる。

3.2 軸の偏心側が空気で固定側より圧力を加えて水を流した時の圧力分布

3.2.1 軸が回転していない場合の h による流れによる軸受内の圧力分布

図 5.6 ; $N = 0$ 、 $\chi = 0.0$ の場合、いろいろな h の値によ

る軸受内の円周方向圧力降下

図 5.7 ; $N = 0$ 、 $\chi = 0.0$ 、 $h = 650 \text{ mm Aq}$ の場合の軸方向の圧力降下

図 5.6 を見ると、 h が大きくなるに従い流速が増し軸間隙内の流れによる影響が大きくなる。そして軸の上部のほうが流速が遅いことがわかる。

図 5.7 を見ると、軸方向圧力降下の様子はほぼ直線的でその圧力勾配は、 $\chi = 0.0$ の場合には、軸受内の円周方向位置による差はありません。また、軸が偏心してもその勾配にはあまり差が見られない。ただし図 5.8 で見るよう円周方向には圧力の差が存在する。

さらに軸を回転させても偏心のない限り大差ない。

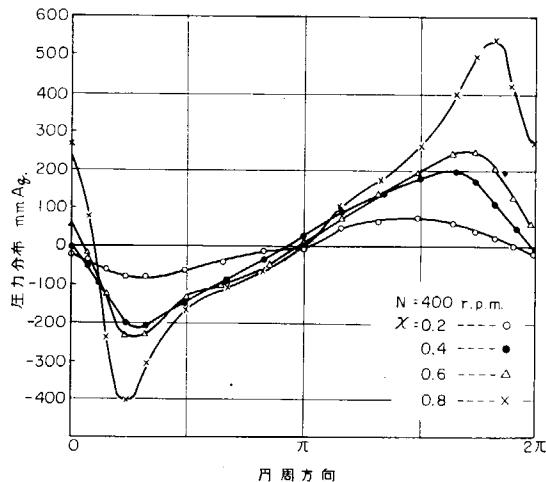


図 5.3 回転と偏心による円周方向の圧力分布
(軸両端の圧力差 0)

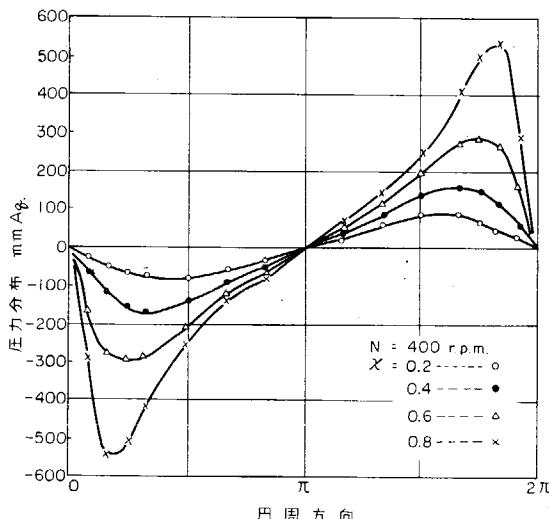


図 5.4 ゾンマーフエルトの式による円周方向の圧力分布

図 5.8 ; $N = 0$ $\chi = 0.4$ $h = 650$

の場合の円周方向圧力分布

3.2.2 軸が回転し偏心している場合、流れによる軸受内圧力分布

図 5.9 ; $h = 650 \text{ mmAq}$. $N = 400 \text{ rpm}$ $\chi = 0.4$

の場合の軸方向圧力降下

図 5.9 と図 5.7 を比較した場合 $\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$ のものは勾配がゆるくなっている。

反面 $\theta = 180^\circ \sim 360^\circ$ のものは勾配が急くなっている。

結果として $\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$ は水が流れにくくなっていることを示す。したがつて気泡も溜りやすくなる。

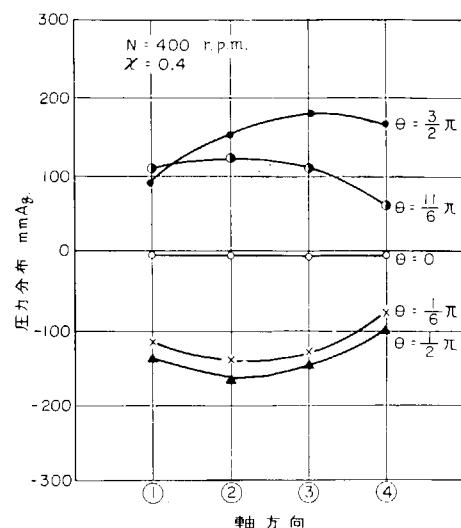


図 5.5 軸の回転と偏心により生ずる軸方向の圧力分布

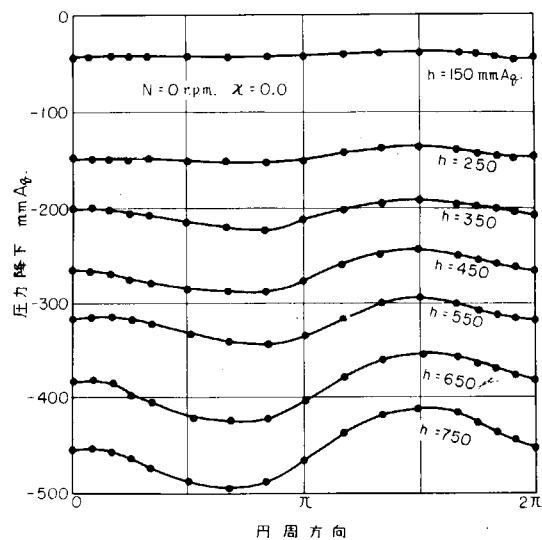


図 5.6 軸が非回転、非偏心の場合の流れによる圧力降下

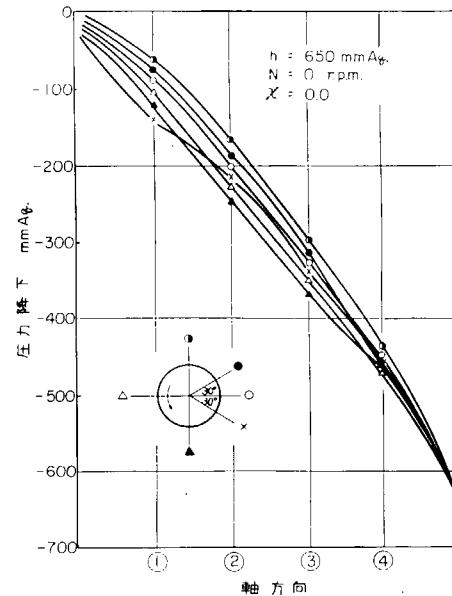


図 5.7 軸が非回転、非偏心の場合の軸方向の流れによる軸方向の圧力降下

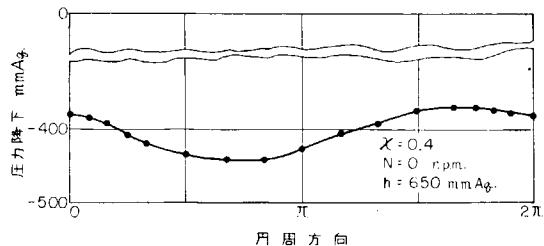


図 5.8 軸が非回転、偏心の場合の軸方向の流れによる円周方向の圧力降下

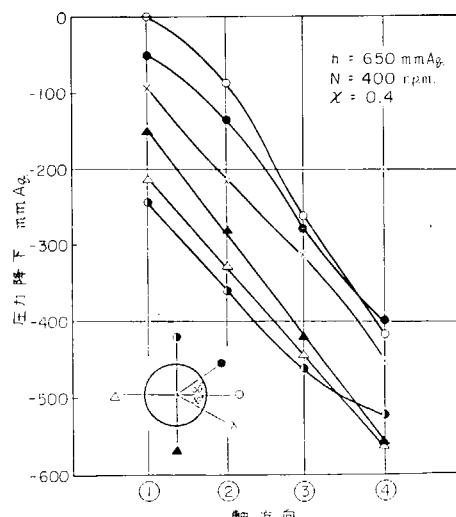


図 5.9 軸が回転し偏心した場合の圧力降下

図 5.10 ; $h = 650 \text{ mm Aq.}$, $N = 0$, $\chi = 0$
の時の圧力を基準として、 $\chi = 0.2$,
 0.4 , 0.6 , 0.8 の時の圧力を差し引いた図。

偏心による流れへの影響を示す。

図 5.11 ; $h = 650 \text{ mm Aq.}$, $N = 400 \text{ r.p.m.}$,
 $\chi = 0$
の時の圧力を基準として、 $N = 400 \text{ r.p.m.}$,
 $\chi = 0.2$, 0.4 , 0.6 の時の圧力を差し引いた図。

回転している時の偏心による流れへの影響を示す。

図 5.10 によると軸が非回転の場合、偏心させると $\theta = 90^\circ$, 270° 付近では流れやすくなり、偏心側では流れにくくなる。

図 5.11 によると軸が回転している場合、偏心側 ($\theta = 0$) 付近では、流れは非常に悪くなり $\theta = \pi \sim 2\pi$ で流れやすくなる。

3.3 水膜の破断について

偏心側を空気に開放し、固定側より水圧 $h \text{ mm Aq.}$ をかけて圧入する。

軸を回転させ次第に偏心させるとある偏心率 χ_0 になると軸受の中に空気が開放端より入り込み水膜の破断を示す。

図 5.12 は空気の入り込み方を示す。

空気の入り込む位置は $N = 100 \sim 200 \text{ r.p.m.}$ では $\theta = 90^\circ$ 付近であり、回転数がさらに上昇するにつれて入り込む位置は次第に 180° の方向に近づく。空気が入り込んでからさらに偏心させると次第にその大きさが大きくなり、最後には $0^\circ \sim 45^\circ$ の付近で松葉状の水膜破断となる。

しかし軸受が短い場合において ($L = 250 \text{ mm}$) $h = 650 \text{ mm Aq.}$ 以上、回転数 $N = 200 \text{ r.p.m.}$ 以下では、空気の入り込みは見られない。

図 5.13 ; $h = 560 \text{ mm Aq.}$ の χ_0

図 5.14 ; $h = 760 \text{ mm Aq.}$, $L = 250 \text{ mm}$ の χ_0

図 5.13 および図 5.14 の形は $L = 650 \text{ mm}$ のものでは、 $h = 450 \text{ mm Aq.}$ 以上。 $L = 250 \text{ mm}$ では $h = 150 \text{ mm Aq.}$ 以上。

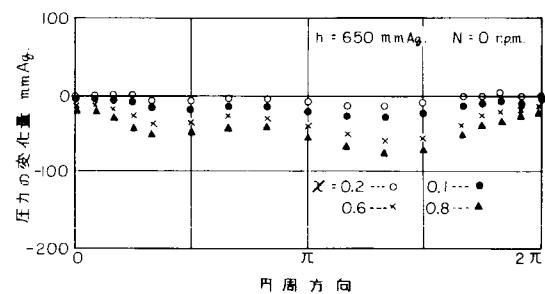


図 5.10 軸が回転していない場合の軸方向の流れによる円周方向の圧力分布

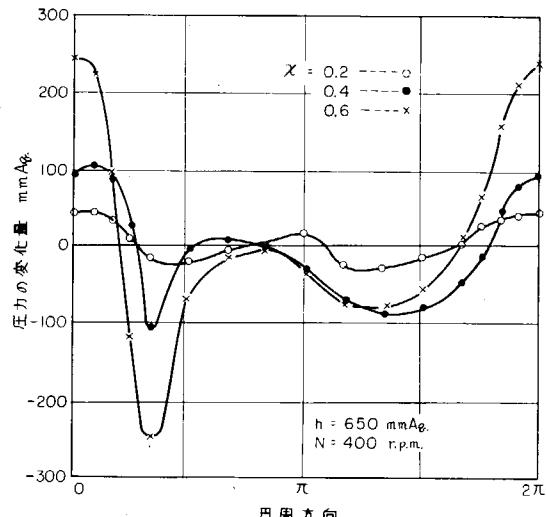


図 5.11 軸が回転、偏心している場合の軸方向の流れによる円周方向の圧力分布の変化量



図 5.12

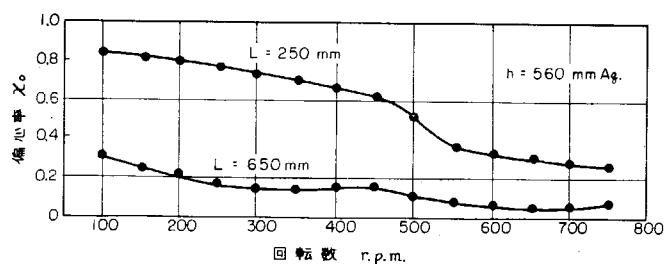


図 5.13 水膜破断限界偏心率の回転数による影響

以上は軸が振動していない場合であるが、軸が振動した場合の正確な χ_0 の値は測定できなかつた。予想では χ_0 の値が小さくなる。

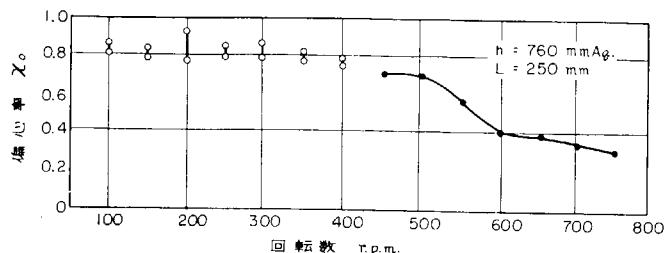
図 5.1.5 ; $h = 650 \text{ mm Aq.}$

$N = 400 \text{ r.p.m.}$

における $\chi_0 \approx 0.6$ の時の軸受圧力分布。

その 1 — 円周方向

その 2 — 軸方向



注 ○ はキャビテーションの発生(上側)および消滅(下側)を示す。

図 5.1.4 水膜破断、逆流限界偏心率の回転数による影響

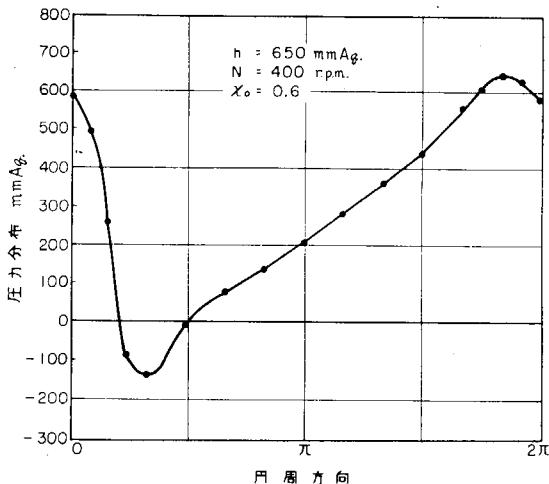


図 5.1.5 (その 1) 水膜破断開始直後の円周方向の圧力分布

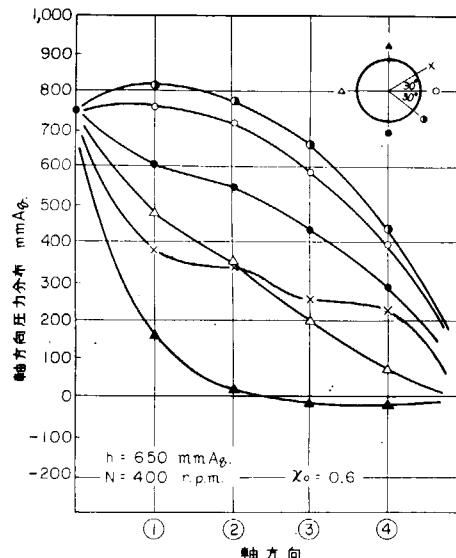


図 5.1.5 (その 2) 水膜破断開始直後の軸方向圧力分布

3.4 軸の中の流れについて

3.4.1 軸受間隙内の流線

(1) 偏心なしの場合

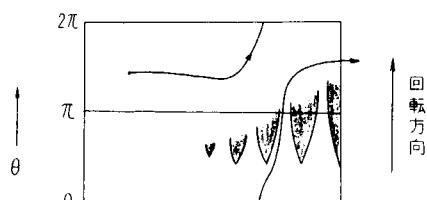
規則正しいらせん状となる。



(2) 偏心率が大きい場合(水膜破断なし)



(3) 水膜破断の状態

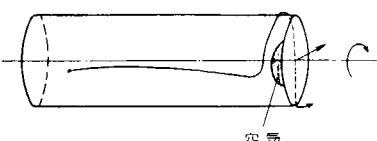


(4) 偏心率が小さい場合

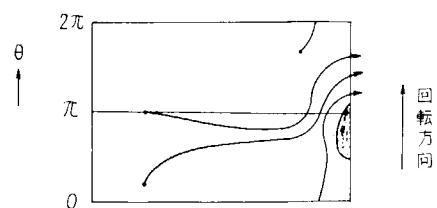
偏心側の軸方向流速が小となる。



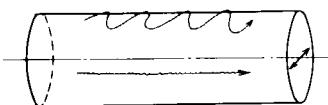
(4) 水膜破断初期の状態



展開して示すと下図のようになる。



(a) 軸が非回転で振動している場合



上下部軸受隙間内では sine 状に流れる。

3.4.2 軸が振動している時の流速

3.4.1の流線の測定により軸が振動している場合、軸受間隙内上部の流速は測定可能である。

図 5.1.6 ; 加振両振巾率 $\chi_{mov.}$

振動数 $f \text{ c/s}$

軸受のセンターを中心として加振

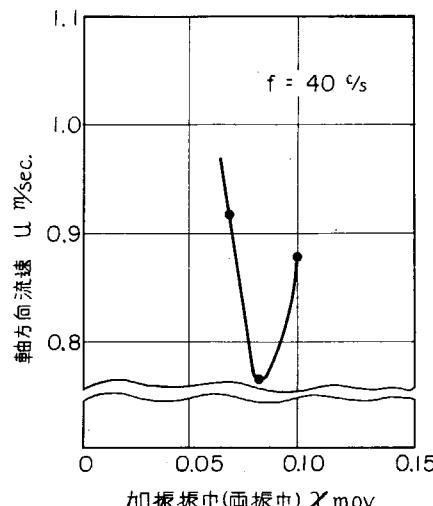
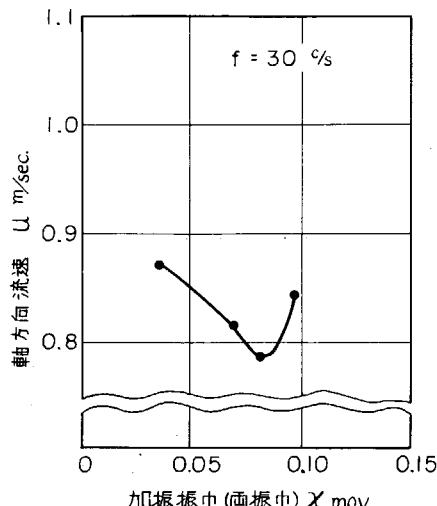
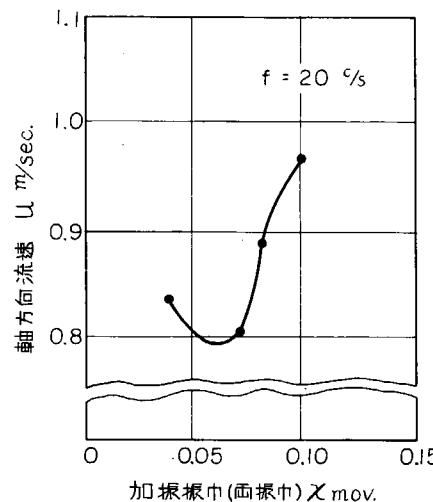
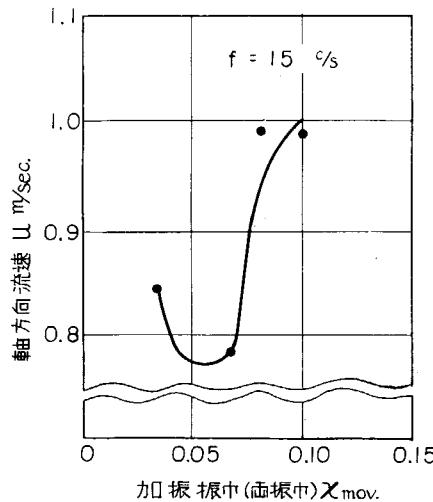


図 5.1.6 軸受上部すき間内の軸方向の流速変化
(軸受のセンターを中心としての加振、 $h = 6.50 \text{ mm Aq. } \chi_{center} = 0.0$)

3.5 流量について

図 5.1.7 ; $b = 3.50 \text{ mm Aq.}$ と 5.50 mm Aq. の場合

$N = 0 \text{ rpm}$ の時の流量を 1 として回転数による影響を見る。

図 5.1.8 ; $N = 400 \text{ rpm}$ の場合

$h = 1.50 \text{ mm Aq.}$ の流量を 1.0 として h の増加による影響を見る。

図 5.19 ; $N = 200 \text{ r.p.m.}$ $h = 650 \text{ mm Aq.}$ の場合

$f = 0\%$ の時の流量を 1 として、振動数の流量への影響を見る。

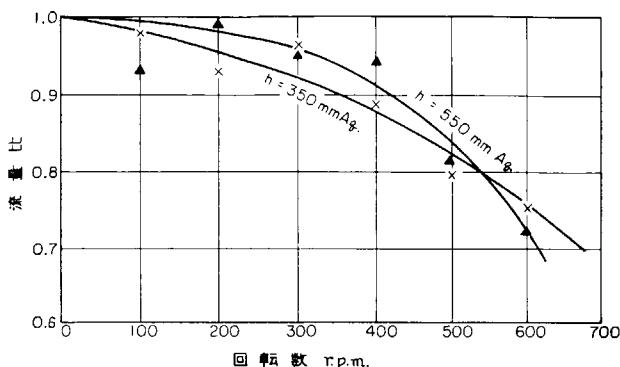


図 5.17 回転数による流量の変化

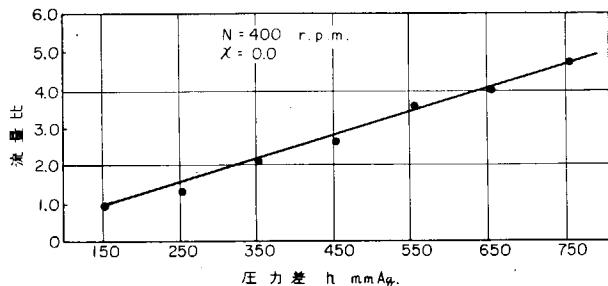


図 5.18 圧力差 h による流量の変化

3.6 結 論

(1) 船尾管内での流体の挙動を把握するために、透明管軸受によりいろいろな条件のもとで実験を行ない、軸受隙間内の流体の挙動を観察し測定した。

その結果、軸受の片側端が大気開放の場合、軸が回転しある偏心以上では軸受隙間内水膜に空気がはいり水膜の破断が起ることが認められた。

さらにそれ以上に偏心を増すと、空気混入量は増加し、ついには $\theta = \frac{1}{4}\pi \sim \frac{1}{2}\pi$ の範囲に空気は松葉状に固定した。これはキャビテーションにより、できた気泡がそのまま消滅せずに残った場合に起る現象と同じものである。この空気の固定化は、軸受両端が水につかっていても偏心量が大きい時には、何等かによつてはいつた空気が同じ状態となることを予想させる。

(2) 次に少し話を戻して、空気が混入する偏心率とその位置についてみると、空気がはいる限界偏心率と回転数の関係は図 5.13 と図 5.14 に示されている。回転数により X_0 が減少するのは、軸受隙間内圧力分布の負圧が回転数に比例して大きくなることにより明らかである。また $N = 600 \text{ r.p.m.}$ 付近で一段落がある。これは Reichardt の実験による Couette Flow の層流から乱流への遷移が

$$Re_s = 1500 \frac{u_0 s}{\nu}$$

(u_0 は周速、 s は隙間)

で与えられるレイノズル数で起るためと思われる。このレイノズル数に相当する回転数は、 $N = 625 \text{ r.p.m.}$ と計算される。

この一段落のある回転数は h が大きくなるほど小さくなりまた全体としては 625 r.p.m. より小さい。これは層流か

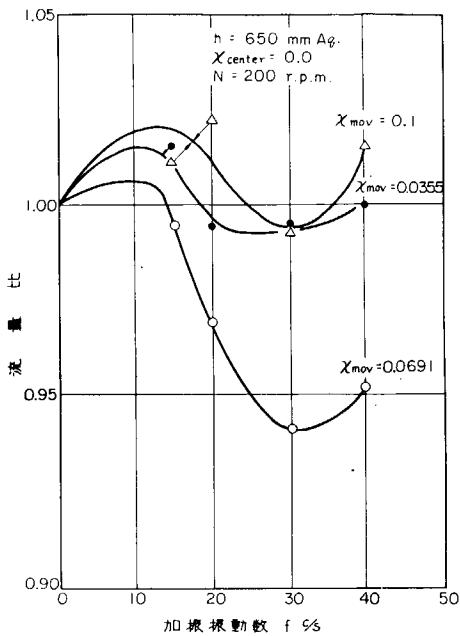


図 5.19 軸の加振振動数と流量との関係

ら乱流への遷移は、偏心により早められまた軸流が大きくなるほど早く起ることがわかる。

次に空気混入が起る位置について、回転数が大きくなるにつれて $\theta = \frac{1}{2}\pi$ 付近より次第に π に移動するのは、最大負圧となる位置が回転数の上昇につれて $\theta = \pi$ に近づくためと思われる。

- (3) 水膜破断が起つている場合、軸受間隙内の流体はそれを避けて流れる。図 5.1.1 よりわかるように、正圧、負圧が発生している $\theta = \frac{7}{4}\pi \sim 2\pi$ 、 $0 \sim \frac{1}{2}\pi$ では、ほとんど軸方向流ではなく、また破断が起つている $\frac{1}{4}\pi \sim \pi$ では軸方向流は存在しない。したがつて偏心率が増加し流量が増加しても潤滑には役立たないことになる。

第6編 機関室隔壁パッキンの設計および 使用条件に関する模型実験

第1章 実験の目的

船尾管隔壁部のプロペラ軸シールとしてのグランドパッキンは、かなり歴史も古いためこのパッキンに関する研究・実験がなされた文献はあまり見当らない。そこで、船尾管スタフインボックスなどの設計は経験に依存し、パッキンの取扱いについても経験に頼らざるを得ない実情であるといえよう。

最近、急速に油潤滑軸受方式とゴムリップ型シールの組合せによるものなどの新らしい方式が利用されつつあるが、外航船の半数はリグナムバイタとグランドパッキンを使用している。

そこで、本研究部会では、グランドパッキンを利用するときの設計条件と使用条件に関する資料を得ることを目的として、外径200mmのB.C.3スリーブを0.5mm偏心させて取付け、表面の振れ量が1mmとなる試験装置を作成して、動的、静的実験を実施した。

第2章 装置および試験方法

2.1 試験装置

試験装置は図6.1の写真に示すごときもので、その略図および要目を図6.2に示した。

この試験装置のスタフインボックスは、異つたパッキン寸法で実験ができるように2重構造とし、スタフインボックスの内側ブッシュやグランド(パッキン押え)の1部を取換式とした。グランド締付面圧は2ヶのナット⑭で締付けて、⑪と⑫の油圧式計測装置で計測した。また、ネックブッシュ⑦の端面に加わるグランドパッキンのネックブッシュ到達面圧は⑥の油圧シリンダーと③の圧力計より成る油圧式計測装置で計測した。

グランド温度はグランドのグランドパッキンに接する端面から5mmのところまで埋込まれたアロメル・クロメル熱電対⑬を介して自動温度記録計⑮(横河、E-100、12点式)に記録した。水の漏洩量はメスシリンダーを用い、軸トルクは右端⑮点のトルクレンチ⑯で計測した。

なお、軸スリーブ表面の手でターニングしたときの振れ量は、ダイアルゲージで計ったところ、1.17mmであった。流体は工業用水(大阪市)を用いた。

2.2 静的実験の方法

この実験は、軸トルク測定のためにトルクレンチを用いるとき以外は軸を静止させた状態で、グランド締付面圧、流体圧の変化に伴う漏洩量、軸トルク、変形率、ネックブッシュ到達面圧などを測定するものである。

<手順>

- (1) 試料グランドパッキンを軸スリーブの内周よりも1.0mmだけ長い(スリーブ外径の5%に相当)に切り取り、その切口は図6.3の如く約50°の傾斜を付けたスケヤーカットとした。
- (2) 試料寸法は図6.4に示す幅(l)と高さ(t)を1本当たり3点計測して平均した。重量は1本ごとに測定した。
- (3) 試料は切口を180°づゝ交互にずらし、1本づゝ奥まで詰込んだ。
- (4) グランド締付面圧は0、1、3、6、9、12、15kg/cm²の順で与え、

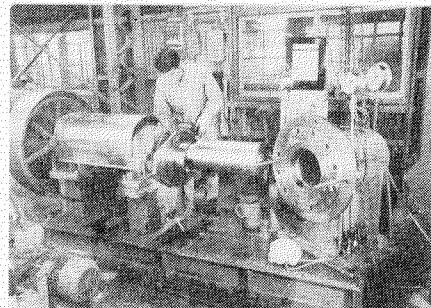


図6.1 スタフインボックス部を取り外した状態の試験装置

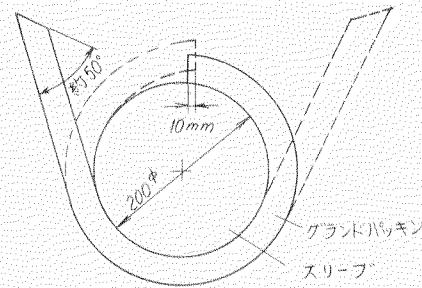
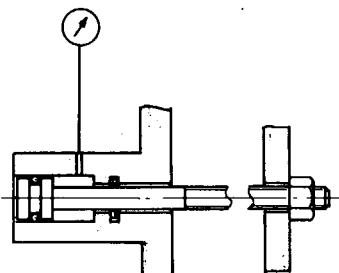


図6.3 試料の切り方

| No. | | No. | |
|-----|----------------|-----|--------------|
| 1 | ポンプ | 16 | 軸受 |
| 2 | スタッフインボックス内水圧計 | 17 | モーター |
| 3 | Back圧測定用圧力計 | 18 | 軸受 |
| 4 | 水温測定用熱電対 | 19 | 試験機側ブーリー |
| 5 | バルブ | 20 | Vベルト |
| 6 | Back圧測定装置 | 21 | トルクレンチ |
| 7 | ネットクリング | 22 | グランド締圧測定用圧力計 |
| 8 | スタッフインボックス | 23 | バルブ |
| 9 | 試料 | 24 | バルブ |
| 10 | スリーブ | 25 | モーター側ブーリー |
| 11 | グランド締圧測定装置 | 26 | 樋 |
| 12 | グランド温度測定用熱電対 | 27 | 樋 |
| 13 | 自動記録計 | | |
| 14 | グランド締付用ナット | | |
| 15 | グランド | | |

| | | |
|------------|-----------------|----|
| 電動機 | 30 HP | 4極 |
| 試験機軸回転数 | 1,740 rpm | |
| ブーリーによる減速比 | $\frac{1}{3.6}$ | |
| スリーブ径 | 200 mm | |
| 軸回転数 | 480 rpm | |
| スリーブ材質 | B C 3 | |
| スリーブ偏心 | 0.5 mm | |
| 同上表面振れ量 | 1 mm | |
| 同上表面仕上げ | ▽▽▽ | |
| グランド締付ボルト | M20 × 2本 | |



⑪の断面図

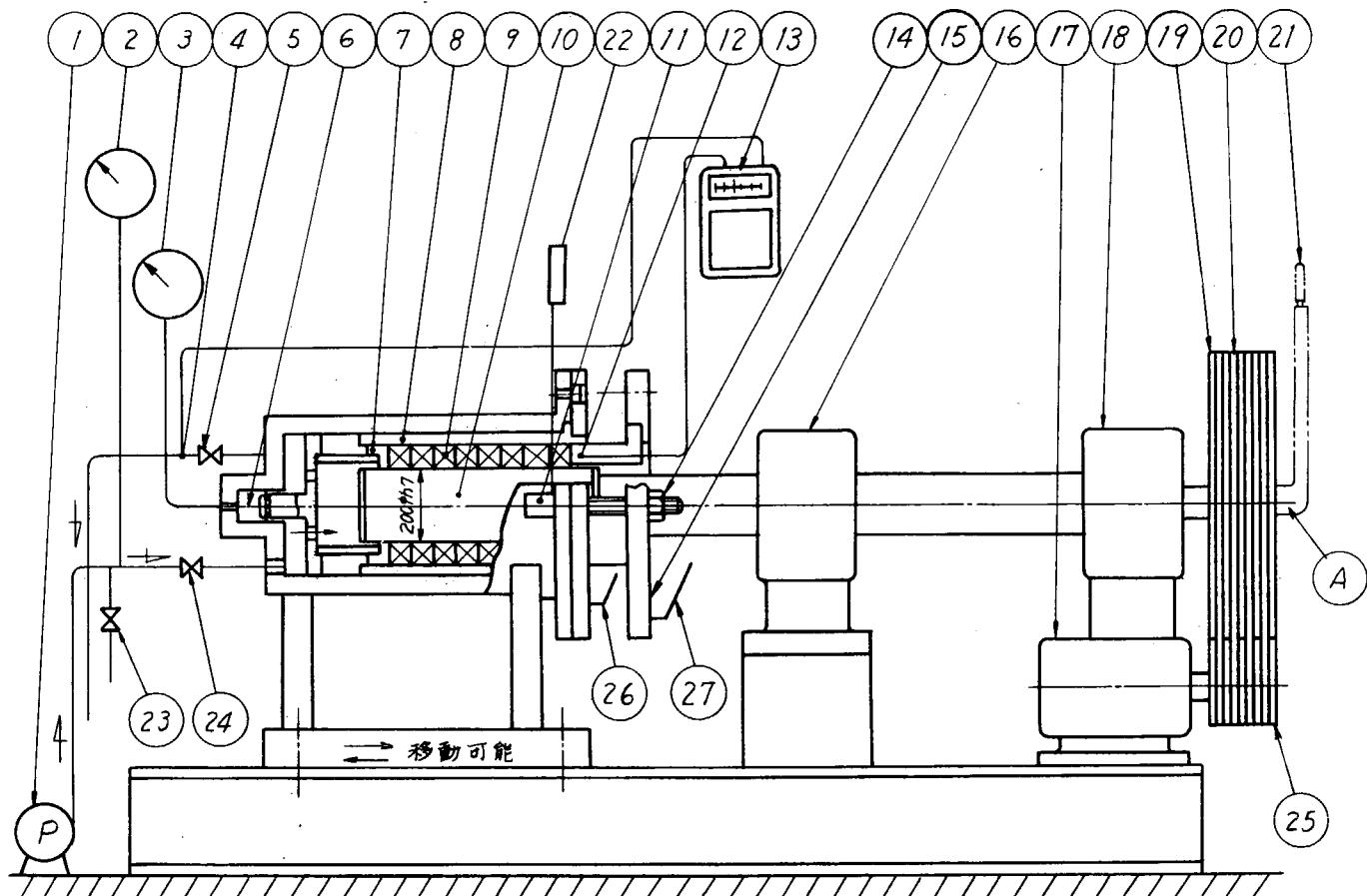


図 6.2 船尾管軸封試験装置

流体圧はそれについて0、1、2、3、5 kg/cm²の5種類を標準とし、漏洩量、軸トルク、グランド締代、ネックブッシュ到達面圧を計測した。

以上とは別に、同じ静的実験であるが、偏心したスリーブのターニングによつて漏洩量が変化する状況を各パッキン本数ごとに観察する実験も実施した。

<手順>

- (4) 前回の手順(1)～(3)で試料を詰込んで、流体圧1 kg/cm²を与えて、所定のグランド締付面圧まで締付けておいて0、5、10、15、20、30分ごとに漏洩量を計測する。この後、軸を1.5回転させて0～30分後の漏洩量を計測する。
- (5) さらに、軸を1.5回転させて同様に漏洩量を測定する。

2.3 動的実験の方法

軸スリーブの周速5 m/s (20.0 φ × 4.80 R.P.M.)、軸振れ量1.15 mm、流体圧1 kg/cm²の条件で模型的に再現し、運転性能を観察するものである。

<手順>

- (4) 前回の手順(1)～(3)で試料を詰込んで、グランドの締付ナット④を手締め(FINGER TIGHT)でセットし、これをスタートの点として静止漏洩量を計測する。
- (5) 始動直後と5分後の漏洩量、グランド温度、グランド締代、ネックブッシュ到達面圧、モーター電流を計測する。
- (6) 1.0分を経てから6.0分になるまでの間に、漏洩量1.00 ℥/hを目標に増締めする。
- (7) ついて、6.0分を経てから漏洩量3.0～5.0 ℥/hを目標とし手早く増締め調整して、そのうち5時間目までそのまま調節せずに計測する。
- (8) 5時間経過後極度に漏れを減らし、グリースが大量に流出して焼付き状態に近くまで締付け、7時間になるまで計測を続ける。
- (9) 7時間目に運転を止め、静止の漏洩量を計測してから、試料を取出して其廻り、摺動部の状況などを観察する。

2.4 試 料

試料は、日本ピラー工業㈱製スタンチュープパッキン#42.6を用いた。このグランドパッキンはラミー系と白色のグリースを使用した八打編組品で、本研究部会の41年度報告書(造船研究協会・研究資料No.59)の第3編、第1章、1.2使用パッキンの材質(12頁)のうちの(1)ラミー系製ノンメタリック白色パッキンに相当するものである。試料の写真を図6.6～7に示す。

この試料の各寸法、各本数別の組合せについて計測した実測寸法と重量を表6.1に示す。

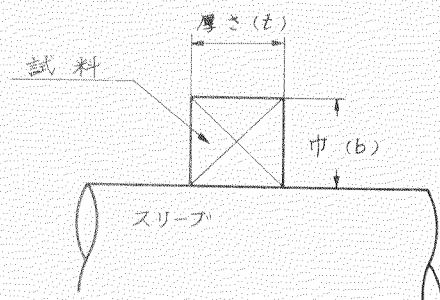


図6.4 試料の高さと幅

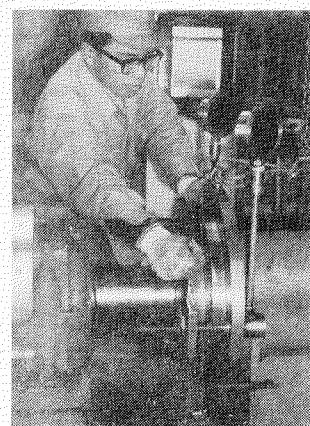


図6.5 グランド締付状況

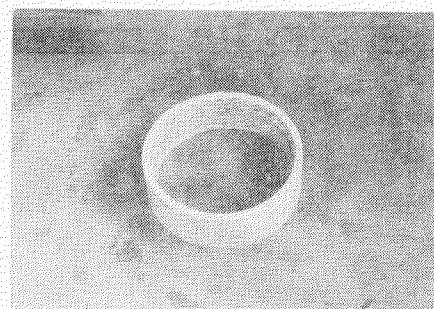


図6.6 10番8本の試料(静的実験後)

図6.7 動的実験後の10、20、40mmの試料(8本)

表 6.1 各資料の寸法と重量

| 実験の種類 | 呼び寸法 (mm) | 寸法実測値 t × b (mm) | 本数 | 重量 (g/1本) |
|-------|-----------|-------------------|----|-----------|
| 静的実験 | 10 | 1 1.0 3 × 1 0.0 9 | 4 | 7 2.2 |
| | | 1 1.6 3 × 1 0.0 1 | 6 | 7 2.0 |
| | | 1 1.0 1 × 1 0.0 8 | 8 | 7 2.1 |
| | 20 | 2 1.6 2 × 2 0.2 1 | 4 | 3 3 7.0 |
| | | 2 1.3 7 × 2 0.1 2 | 6 | 3 5 2.0 |
| | | 2 1.3 4 × 2 0.6 2 | 8 | 3 3 4.0 |
| | 40 | 4 5.2 1 × 3 7.6 2 | 4 | 1,4 4 6.0 |
| | | 4 7.3 2 × 3 8.1 2 | 6 | 1,4 5 1.0 |
| | | 4 7.6 0 × 3 8.0 1 | 8 | 1,4 7.1.0 |
| 動的実験 | 10 | 1 1.0 2 × 1 0.0 9 | 4 | 7 3.1 |
| | | 1 1.0 7 × 1 0.0 8 | 6 | 7 2.2 |
| | | 1 1.0 5 × 1 0.0 8 | 8 | 7 2.2 |
| | 20 | 2 2.3 8 × 2 0.3 1 | 4 | 3 4 1.0 |
| | | 2 2.3 7 × 2 1.0 7 | 6 | 3 3 9.0 |
| | | 2 2.1 6 × 2 0.9 6 | 8 | 3 4 2.0 |
| | 40 | 4 6.4 4 × 3 8.6 1 | 4 | 1,4 5 6.0 |
| | | 4 6.2 8 × 3 8.6 8 | 6 | 1,4 6 1.0 |
| | | 4 5.9 6 × 3 9.7 1 | 8 | 1,4 5 9.0 |
| 偏心実験 | 10 | 1 1.0 4 × 1 0.1 1 | 6 | 7 2.2 |
| | 20 | 2 1.4 2 × 2 6.6 3 | 6 | 3 4 1.0 |
| | 40 | 4 8.0 1 × 3 6.1 1 | 6 | 1,4 6 2.0 |

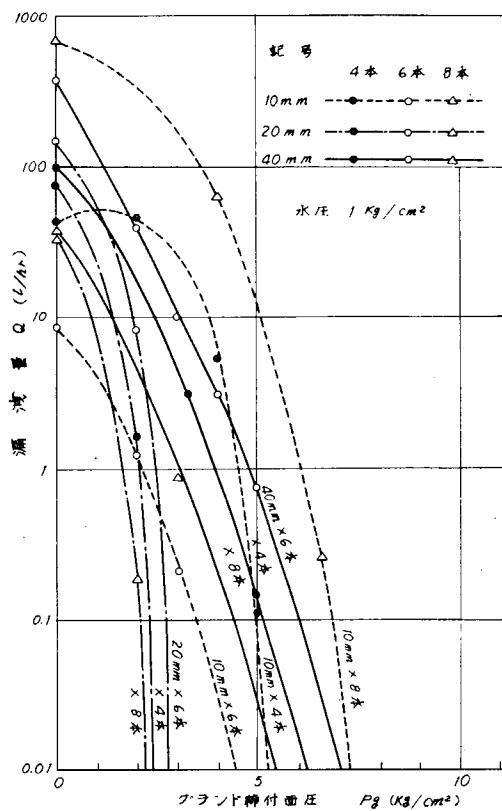


図 6.8 漏洩曲線

第3章 実験の結果

3.1 静的実験の結果

(1) 漏洩量について

計測した漏洩量 Q をグランド締付面圧 P_g に対してプロットし、図 6.8 に示した。パッキン寸法 10 mm のものは漏れが多く、20 mm のものは小さいグランド締付面圧で少ない漏れにすることができる、しかも本数による差も小さかつた。40 mm のものはその中間で、カーブが可成り直線的であつた。パッキン寸法による差が明らかに認められるのにくらべて、パッキン本数による差は認め難い結果となつた。

この試験装置の軸スリープは 0.5 mm 偏心して取付けられているので、スタフインポツクスとグランドパッキンに対してみそり運動をすることになる。そこで軸を回転するとパッキン内径は押し広げられて最大 1 mm のスキマが生じ、漏れは増すはずであるが、実際はパッキンの復元現象が存在すると思われる。そこで 2.2 項および図 6.9 の要領で偏心軸のターニングによる漏洩量の変化を計測したのが図 6.9 である。

図 6.9 によれば明らかに 40 mm のものはターニングに伴う変動が小さく、他のものは大きい変動を示している。しかも 10 mm ではグランド締付面圧 P_g が大きいほど変動も大きく、図中の(a)点より(e)点の方が常に多い漏れとなつていて、復元性の乏しいことを示している。さらに、全体として図 6.9 と図 6.8 はパッキン寸法別に同じような傾向を示している。これは、当然 10 mm では復元量 (mm) が小さいので漏れが多いことを意味する。しかし、パッキン寸法が大きいほど同じ漏洩量を得るために大きな締付面圧を要するので、パッキン寸法の大きい 40 mm のものが最少漏れを示さず、20 mm のものが最良の結果を示したものと考えられる。

図 6.10 は同じ計測データを、ヨコ軸に作業順序をとつてプロットしたもので漏洩量 Q の変動幅がよく分る。

これらの漏洩量計測値 Q を用いて、円筒スキマを流れる流体の式を用い、スキマ h を求める。

$$Q = \frac{\pi d h^3}{12 \eta \ell} \Delta P$$

d : 軸直径

η : 流体粘度

ℓ : 円筒スキマの長さ

ΔP : 圧力差

いま、図6.1.1のごとく軸が偏心しているとき、偏心量を e とすれば、

$$Q' = \left\{ 1 + \frac{3}{2} \left(\frac{e}{h} \right) \right\} Q$$

で流量が与えられる。

軸がみそすり運動をするとき、 $e = h$ でなければならぬから Q' は次式となる。

$$Q' = 2.5 Q \text{ したがつて } h = \sqrt{\frac{12\eta\ell}{\pi d} \cdot \frac{Q'}{25 A_p}}$$

上式に実験計測値を入れて計算した平均スキマ h の変化を図6.1.2に示す。図から、パッキン寸法20mmのときの最小スキマは約0.03mmであつて、復元力は40mmが最高で、いずれもグランド締付面圧 p_g が大きいほど平均スキマは小さく、復元率は大きいことをよく示している。

(2) 軸トルクについて

軸トルクは図6.1.3のごとく、寸法、本数について明確な傾向を示し、摺動面積に比例的な結果となつた。

しかし、完全に正比例する訳ではなく、40mm×4本と20mm×8本は、共に同じ摺動面積であるが、同じトルクを示していない。

図6.1.3は流体圧1kg/cm²の例であるが、図6.1.4

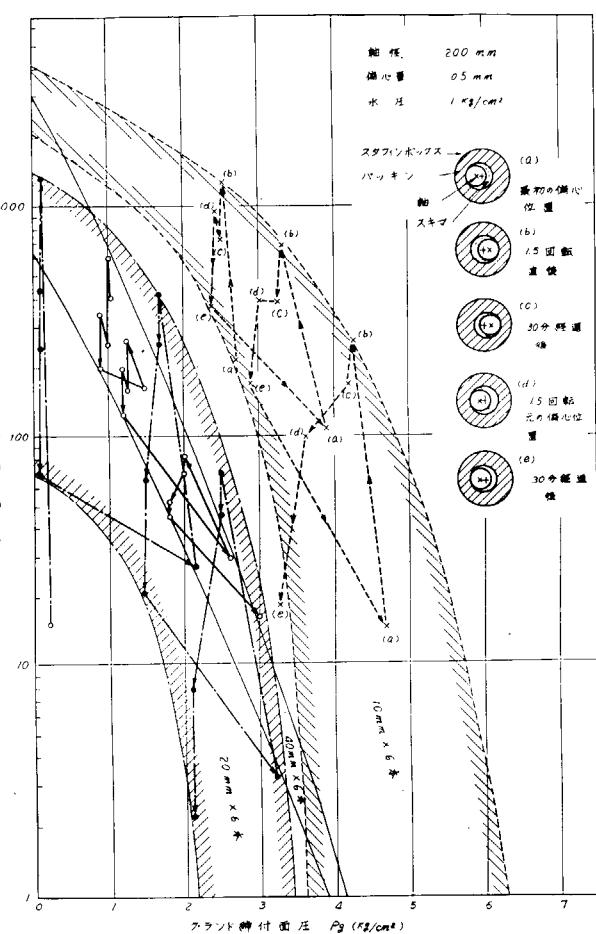


図6.9 偏心軸の回転に伴う漏洩、締付面圧の変動

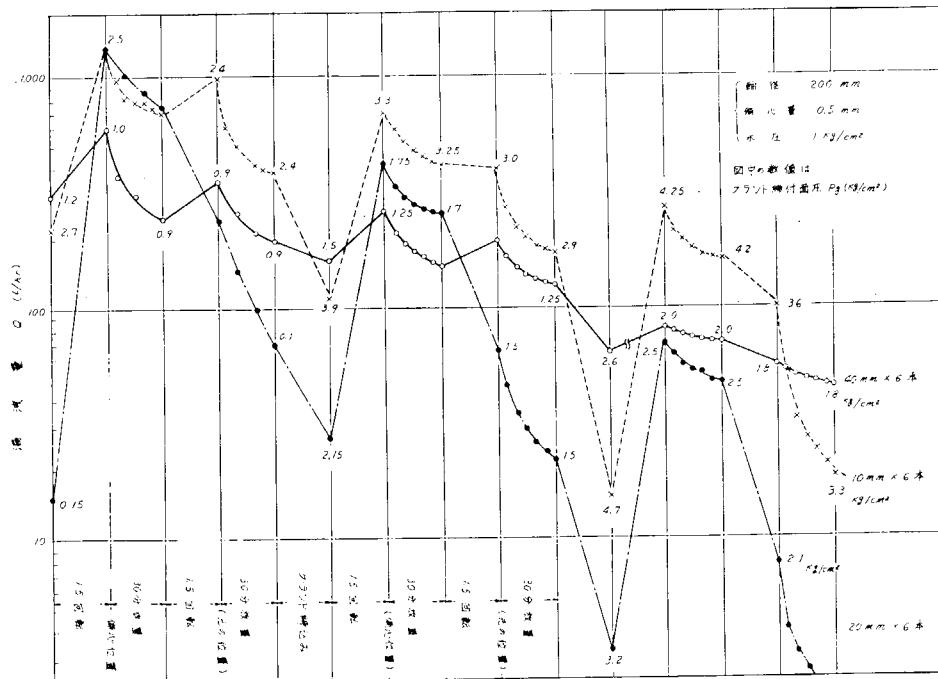


図6.10 偏心軸の回転に伴う漏洩量の変動

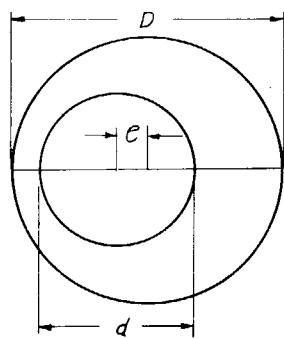


図 6.1.1 軸の偏心

に $20\text{ mm} \times 8$ 本の試料について各流体圧別に得られた軸トルクと漏洩量にグランド締付面圧 p_g についてプロットしたるものである。

この図によるとグランド締付面圧 p_g が $6 \sim 7 \text{ Kg/cm}^2$ 付近で軸トルク T の変曲点があり、この変曲点付近または、それ以前で漏洩量 Q はほぼ零となる。

この現象は明確、不明確の差はあるが、全般に認められ、別の品種パッキンを軸径 45 mm の試験装置によって計測された図 6.1.5 についても同様の傾向がみられる。この現象は、パッキンに一種の降伏点が存在し、その点にいたれば漏れはほぼ完全になる。しかも、その点で軸トルク、すなわち摩擦係数が低下することを意味するもので、英國の D.F.DENNY^(注) らも計測結果からこの変曲点を認めている。

(3) パッキン変形率およびネックブッシュ到達面圧について

グランド締付面圧 p_g に対するパッキン変形率 ϵ (%) は図 6.1.6 のとくで、パッキン本数が少ないほど大きい。ただし、 $20\text{ mm} \times 4$ 本は極端に小さい値を示しているが、これはパッキン詰込みの条件に問題があつたものと思われる。また、 20 mm のものは変形率が小さく、 10 mm のものは相当大きな変形率を示した。

つぎに、図 6.1.7 にグランド締付面圧 p_g とネックブッシュ到達面圧 p_n を示した。当然のことながら、 $p_n \neq p_g = p_n$ である A 直線よりも下に位置し、A 直線との差がパッキンの内外周での摩擦ロスやパッキン変形のためのエネルギーとして消失したことになる。図ではあるグランド締付面圧 p_g までは (10 mm のときは 4 Kg/cm^2) ネックブッシュ到達面圧 $p_n = 0$ の現象が見られ、この点を越すと A 直線に平行に到達面圧 p_n は増加する。この到達面圧 p_n が発生し始めるのに必要なグランド締付面圧 p_g は、図 6.1.4 のトルク変曲点における締付面圧と一致している。したがつて、共廻りを防ぐには、いつたん変曲点にいたるグランド締付面圧まで締付けて

(注) Proc. Inst. Mech. Eng. Vol. 174, No. 6 (1960)

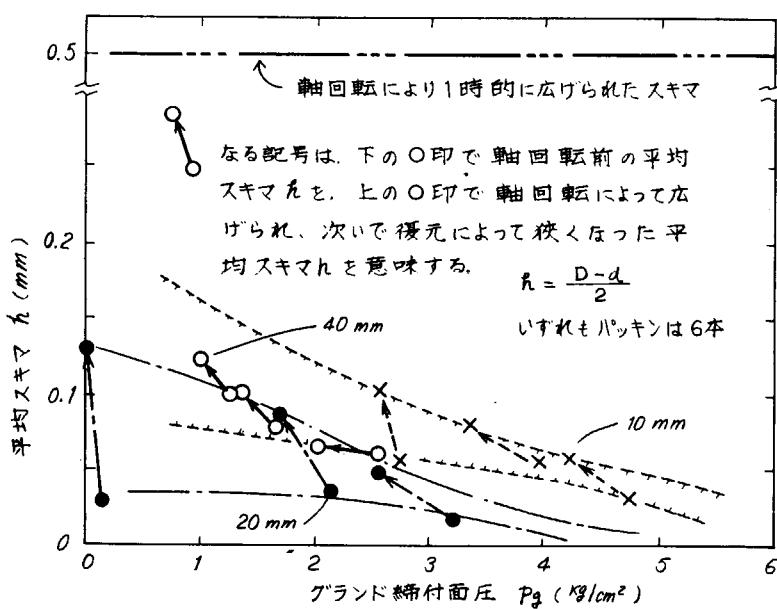


図 6.1.2 偏心軸 1.5 回転による
スキマの変化

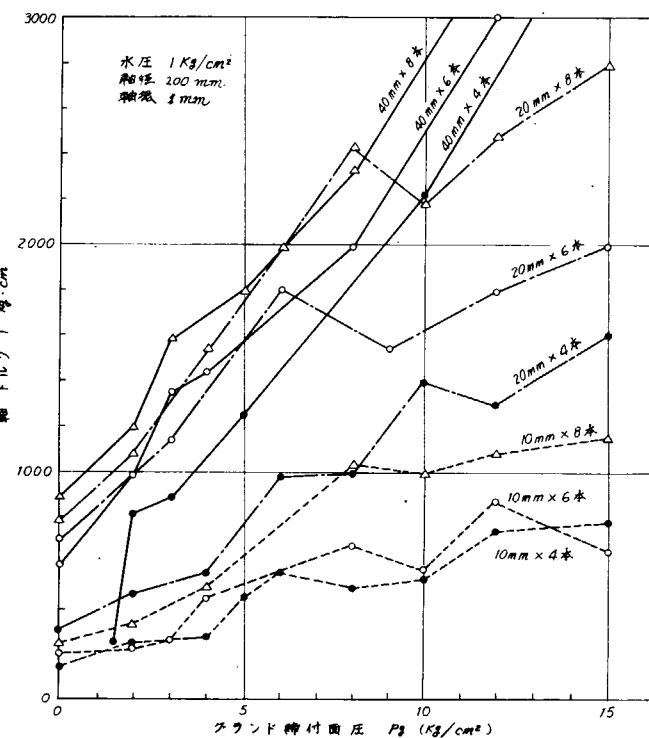


図 6.1.3 軸トルク曲線

おく必要があることを示している。また、図6.17ではパッキン寸法が大きいほど、本数が少ないと p_n/p_g が大きい傾向を示している。パッキン寸法・本数による傾向を明らかにするため、グランド締付面圧 $p_g = 5 \text{ Kg/cm}^2$ のときの p_n/p_g をパッキンの全長 ℓ （漏洩距離）に対してプロットしたものが図6.18である。

この図で、パッキン寸法が大きいほど、本数が少ないとグランド締付面圧がネックブツシユまでよくとどき、硬く剛体的なパッキンとなり、反対の場合には軟らかく塑性的な性質を持つことがよく現わされている。

3.2 動的実験の結果

図6.19～21にこの実験で9種類のパッキン寸法・本数の組合せについての計測値を示す。

実験中の運転状況について簡単に記述すると次のとくである。

(10mm) 図6.19 漏れはパッキン本数が少いほど多く、全般に2.5～3.00ℓ/hの範囲で大きく変動した。そして試料は全数完全な共廻りを起こし、図6.26～29の写真のような驚くべき形状でスタフィンボツクスに存在していた。よつて、この実験条件では使用に耐えぬパッキン寸法であることが明白である。

(20mm) 図6.20 漏れ、その他の特性は本数による差が小さく、最も安定して良好な運転ができた。

(40mm) 図6.21 漏れは最も小さくすることができるが、発熱は大きかつた。安定性は20mmに次いで良好と思われるが、取扱いにくいことはない。たゞ、パッキンの詰込みに当たつては、軸径200mmに対して太すぎるので他のものよりは2～3倍の取付け時間を要

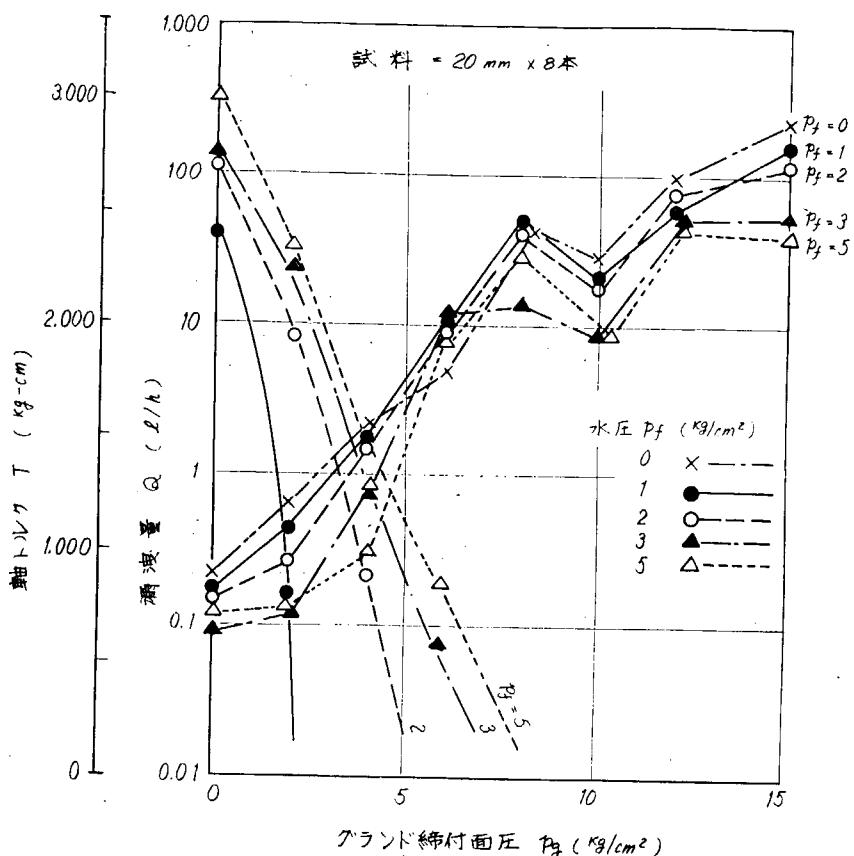


図6.14 軸トルクの変曲点と漏洩量

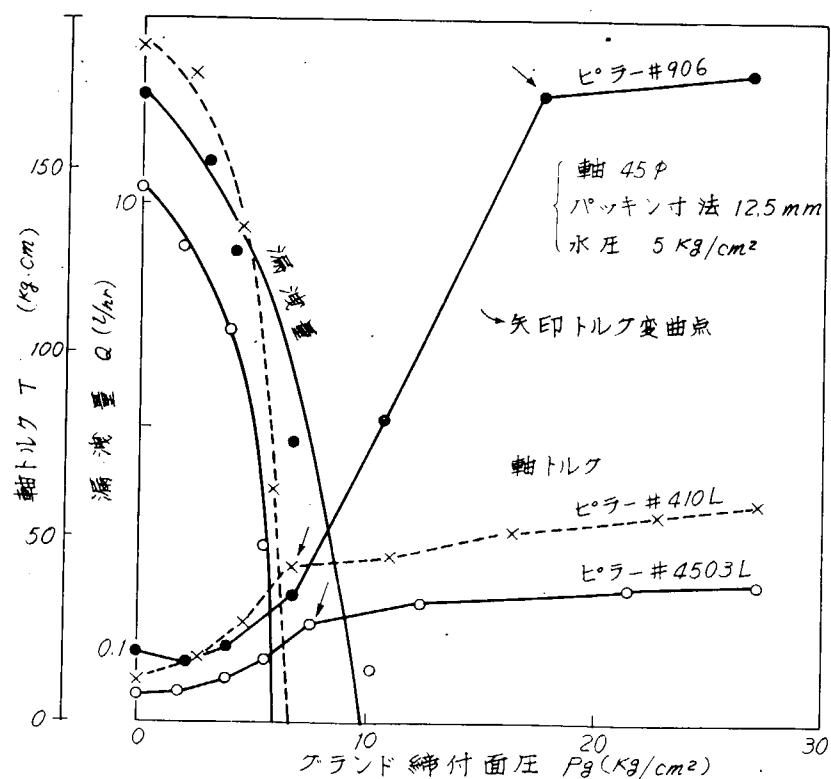


図6.15 各種グランドパッキンの軸トルクと漏洩量

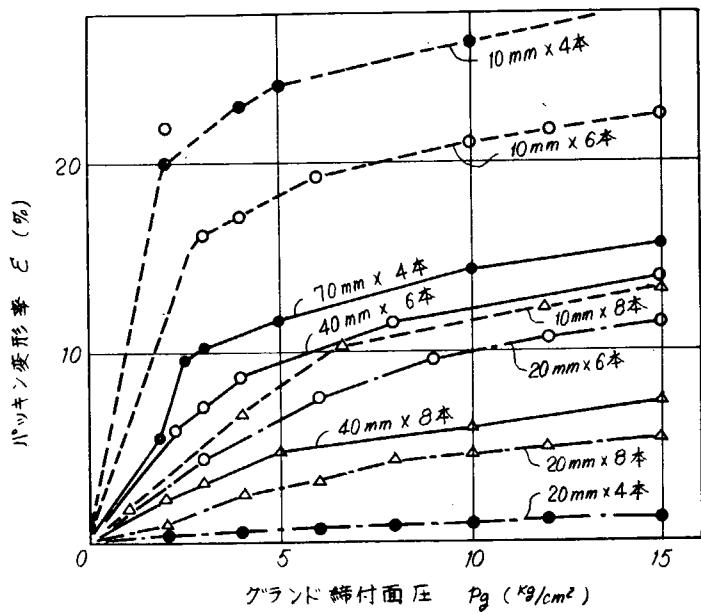


図 6.1.6 パッキン変形率曲線

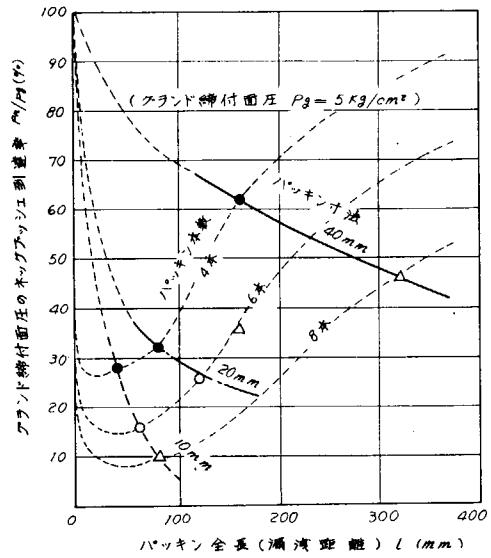


図 6.1.8 ネックプッシュ到達
面圧の傾向

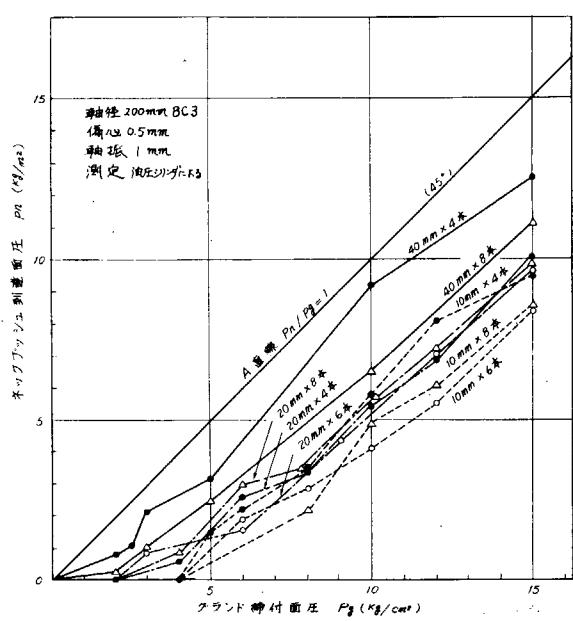


図 6.1.7 ネックプッシュ到達面圧

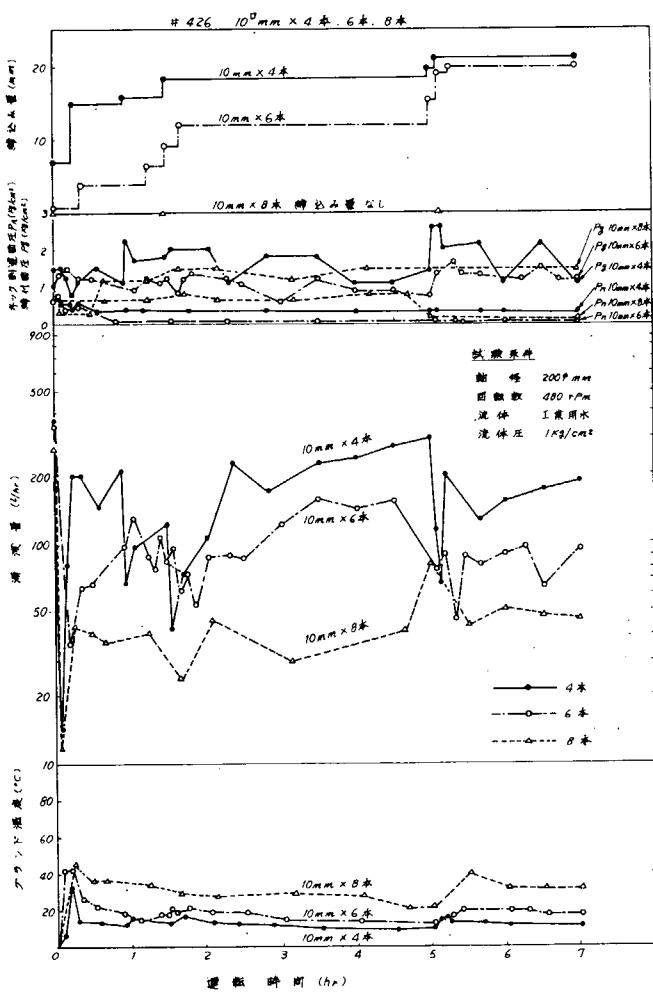


図 6.1.9 10 mm × 4, 6, 8 本の動的実験結果

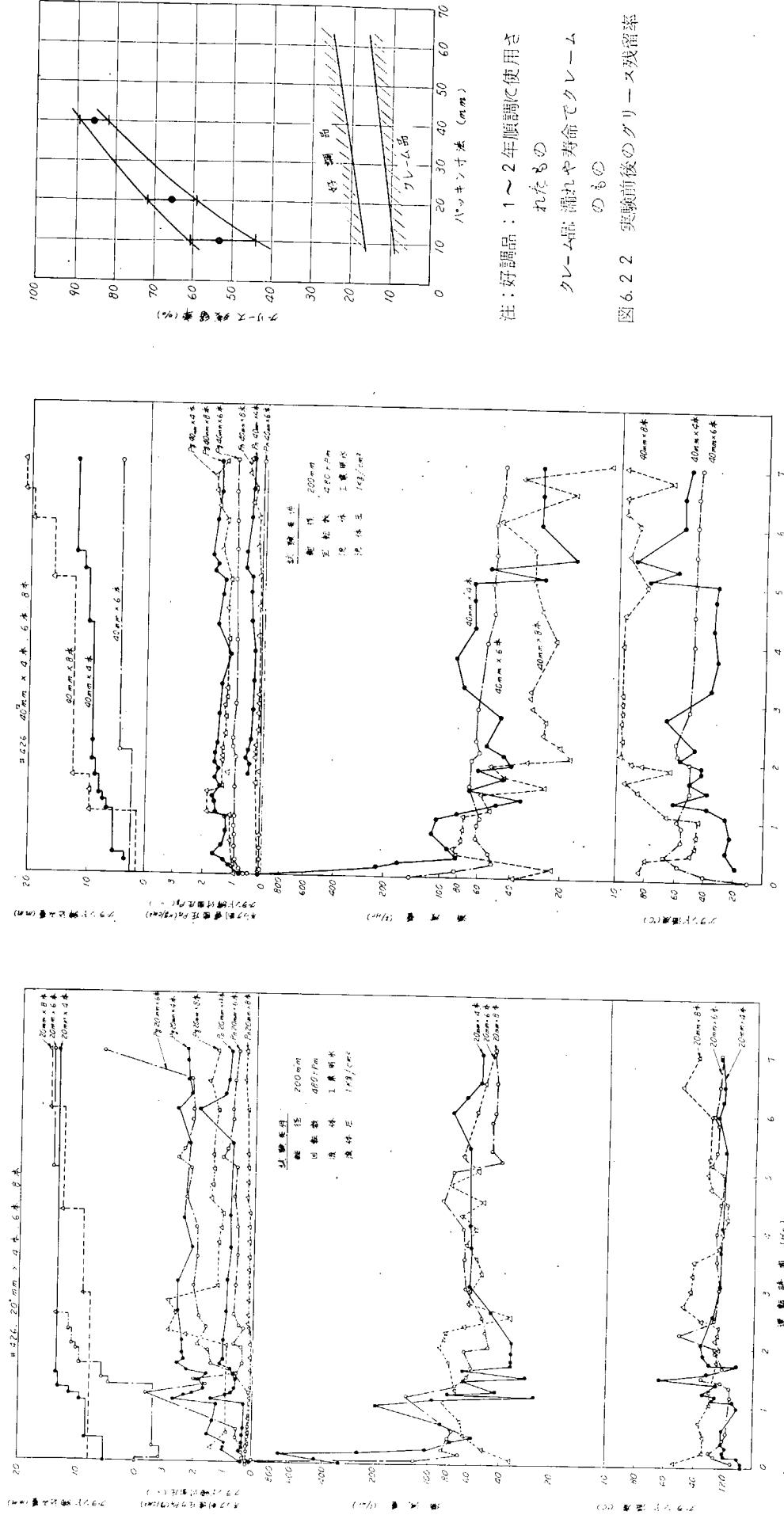


図6.21 40mm×4、6、8本の動的実験結果

図6.22 対照前後のクリース残留率のもの

注：好調品 1～2年順調に使用されたもの
クリープ品：漏れや寿命でクリーム

し、取扱いにくいものであつた。

次にいくつかの項目について実験結果をまとめる。

(1) グリースの流失について

スタンチューブパッキンには大量のグリースが含有されており、その流動点も低いので運転開始とともにグリースは徐々に流出して来る。各試料についてあらかじめ含有量を Soxlet 油分抽出装置でエチルエーテルを用いて計測しておき、試験後の試料についても同様に計測したものをグリース残留率(%)として図 6.2.2 に示した。

これによると、大きい寸法のパッキンの方が残留率が大きいが、残留率の小さい 10 mm の場合でも、通常 1~2 年間好調で外航船に使用されたとの同じメーカーの同じ品種のグランドパッキンよりもグリースの残留率は大きかつた。

これはもちろん、実験時間が短かいことが原因である。

(2) 漏洩量について

図 6.1.9~2.1 のうち 5~7 時間の漏洩量 Q を平均し、パッキン寸法、および本数についての関係を図示すれば図 6.2.3~2.4 となる。図で標準漏洩量とは、軸径 50.0 mm のときに通常目安とされ、またパッキンメーカーも推奨する 100 l/h (鉛筆 1 本分ぐらい) を基準に、軸径比例して減らした。しかし、比例値 40 l/h では軸振れ量 1 mm に対して無理があると思われる所以、40~70 l/h を一応の標準とした。

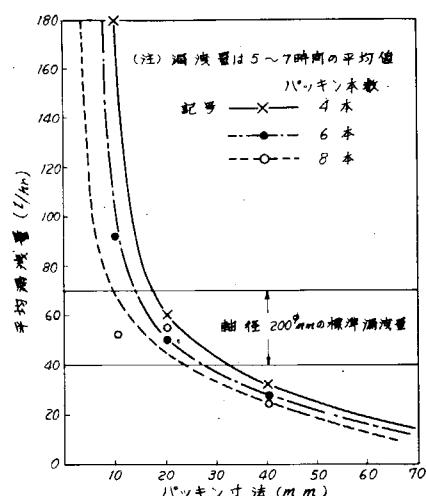


図 6.2.3 パッキン寸法と漏洩量

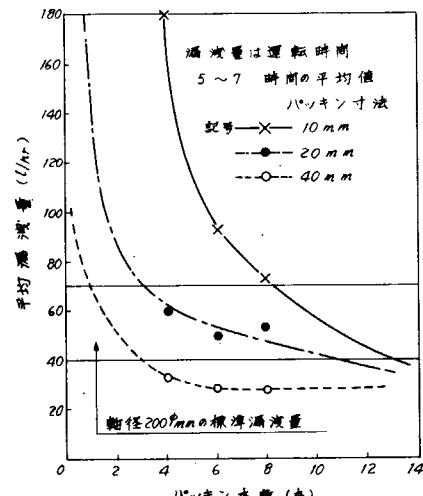


図 6.2.4 パッキン本数と漏洩量

図 6.2.3~2.4 で 10 mm のとき以外はパッキン本数による漏れの差は小さく、パッキン寸法の影響は大きい。さらに、20 mm は標準漏洩量と合致するが 40 mm はさらに少ない漏れとなり、後述の様に発熱が大きくなる。曲線はパッキンの寸法・本数とも大きすぎたり、多すぎると漏れが少くなりすぎてトラブルを招きやすいことを暗示する。

(3) 発熱について

発熱量とパッキン寸法・本数の関係を推測するために、図 6.2.2~2.4 のうち 5~7 時間の平均漏洩量とグランド温度を算出し、表 6.2 に掲げた。この積 q を摺動による発熱量に相関する値と見て図 6.2.5 にパッキン長さ ℓ に対してプロットした。

10 mm を除いて、積 q はパッキン長さ ℓ (漏洩距離)、すなわちパッキンの摺動面積に比例的であり、静的実験における軸トルクと明らかに関連している。

図のうち 40 mm × 8 本は蒸気を発生していたから、蒸発潜熱を考慮すると矢印で示すように実際は大きい発熱量であったと思われ、他の各点についても漏洩流体による冷却以外の放熱は、積 q が大きいほど大きいはずである。よって、太い線で示すごとく摺動面積にほど比例する発熱量があるものと推測される。

しかし、軸振れ量が 1 mm あること、および、40 mm では復元率の大きいことを考え合わせると、同じ摺動面積でもパ

表 6.2 寸法・本数別の(漏洩量×グラント温度)

| バッキン寸法 | | バッキン本数 | 4本 | 6本 | 8本 |
|--------|----------------|--------|------|------|----|
| 10mm | 平均漏洩量 ℓ/h | 200 | 120 | 50 | |
| | 平均グラント温度 °C | 11 | 16 | 28 | |
| | その 積 | 2200 | 1920 | 1400 | |
| 20mm | 平均漏洩量 ℓ/h | 55 | 65 | 60 | |
| | 平均グラント温度 °C | 17 | 20 | 27 | |
| | その 積 | 935 | 1300 | 1620 | |
| 40mm | 平均漏洩量 ℓ/h | 63 | 59 | 28 | |
| | 平均グラント温度 °C | 34 | 46 | 90 | |
| | その 積 | 2142 | 2714 | 2520 | |

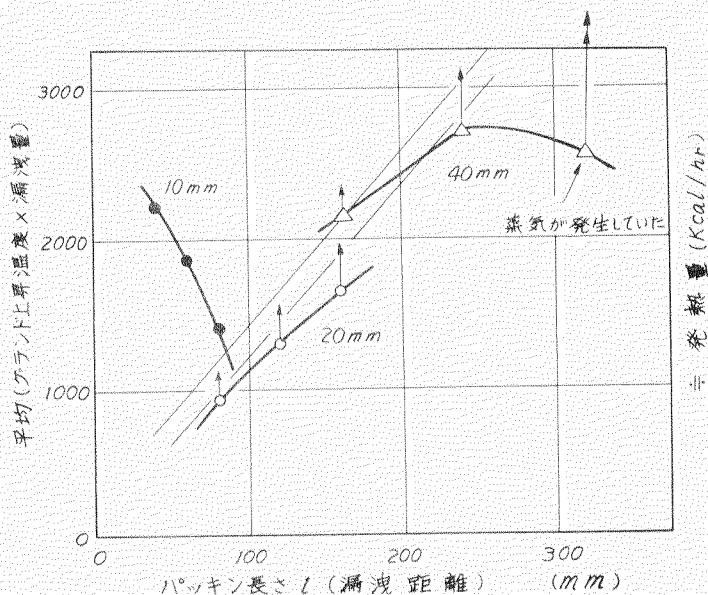


図 6.2.5 パッキン長さと発熱程度の関係

ツキン寸法が大きすぎると発熱量も大きくなるといえる。

(4) パッキンの共廻りについて

軸の回転に伴うパッキンの共廻り現象はパッキンの内外周の摩擦力差と端面の摩擦力によって抑止されている。この一連の実験で軸振れ量が大きいためもあって、特筆すべき共廻りが発生した。パッキン寸法 10mm のものは共廻りを起こしてパッキンの配列まで変り、曲がりくねつて図 6.2.6～2.9のごときありさまとなつた。

ここで、パッキンが共廻りを起こす限界について次記の仮定のもとに、理論上の検討を加えた。(図 6.3.0 参照)

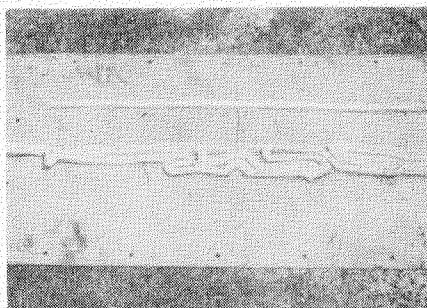


図 6.2.6 10mm×4本の実験後の状態

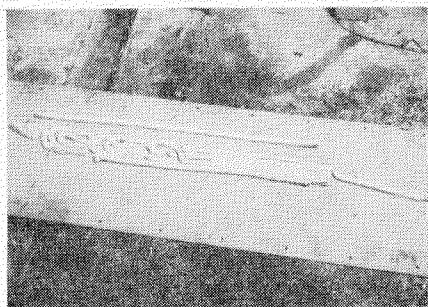


図 6.2.7 10mm×6本の実験後の状態

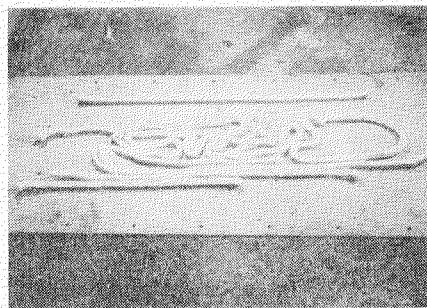


図 6.2.8 10mm×8本の実験後の状態

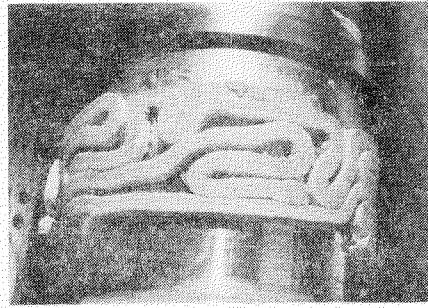


図 6.2.9 10mm×6本の実験後、スタフィンボックスを後方へずらしたときの試料の状態

(仮定-1) グラント端面から任意の点xにおけるパッキンの内周側(軸接側)の摩擦力 P_i の方が、外周側の摩擦力 P_o よりも大きいときに共廻りが生じるとする。(この場合、パッキンの端面部摩擦力は除外して考える) $P_o \geq P_i$

(仮定-2) 任意の点xにおける内周側摩擦力 P_i は、グラント締付面圧 p_g により発生する軸接面力 P_{gi} と流体圧 p_f がパッキン外周に作用して生じる軸接面力 P_{fi} の和とする。

$$P_i = P_{gi} + P_{fi} = (K \cdot p_g + p_f) \pi D \Delta \ell$$

$$\text{ただし, } P_{gi} = K \cdot p_g \cdot \pi D \Delta \ell \quad P_{fi} = p_f \cdot \pi D \Delta \ell$$

同様に、パッキンの外周側摩擦力 P_o は、グラント締付面圧 p_g と流体圧 p_f により生じるスタフインボックス接面力 P_{go} と P_{fo} の和とする。

$$P_o = P_{go} + P_{fo} = (K \cdot p_g + p_f) \pi d \Delta \ell$$

$$\text{ただし, } P_{go} = K \cdot p_g \cdot \pi d \Delta \ell \quad P_{fo} = p_f \cdot \pi d \Delta \ell$$

(仮定-3) グラント締付面圧 p_g により発生する P_{gi} と P_{go} 、および、流体圧 p_f が作用して生じる P_{fi} と P_{fo} は、それぞれ方向が逆の力で、図6.3.0のごとく直線的かつ、逆の傾向で変化するものとする。

(仮定-4) パッキンに軸方向の力が作用したとき、その力と軸半径方向に生じる力との比Kは、 $K = 0.9$ と仮定する。この値はパッキンの材質・種類などによつてほど一定値をとることは、D.F.DENNYらの報告にある通りである。

(仮定-5) パッキン内外周の摩擦係数の比、 $\mu_i/\mu_o = 0.8$ と仮定する。これは軸振れ、および、装置の振動が大きいことを考慮に入れた。したがつて、(仮定-1)は $P_o \cdot \mu_o \geq P_i \cdot \mu_i$ なる条件となる。

図6.3.0に示した要領で実験中に計測した p_g , p_f , p_n の値を用いて共廻りを生じる限界のE点 ($P_o \cdot \mu_o \geq P_i \cdot \mu_i$) を求めた。

その結果、共廻りを起こすパッキンのネックブッシュからの長さ ℓ_r とパッキン長さ ℓ (漏洩距離) の比、 ℓ_r/ℓ (%) として図6.3.1に示した。

理論上では明らかに共廻りに対して、ある適当なパッキン寸法・本数があることを示している。

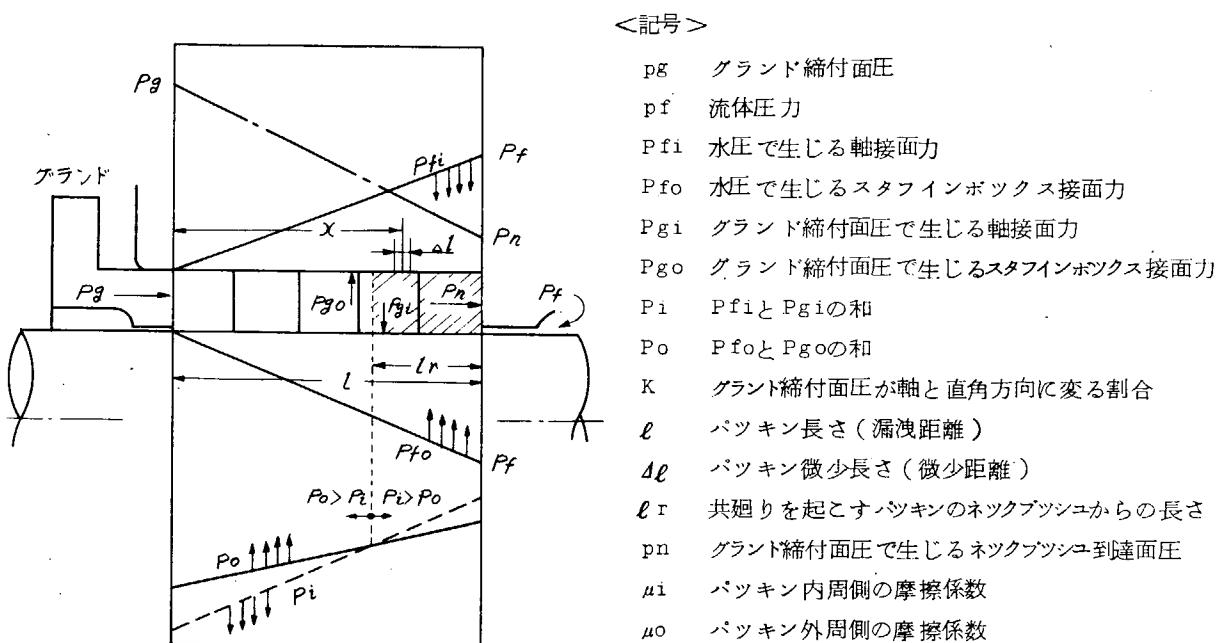


図6.3.0 軸半径方向の力

この計算によるパッキンの共廻り割合と、実際の実験で何らかの共廻りを起こした割合を図 6.3.2 に対比図示した。その結果、両者の傾向はよく一致しているので、共廻しないためには適当なパッキン寸法があり、これよりも大きくてても小さくてもよくないことが判明した。ただし、この実験では非常に小さな締付面圧で運転を始めしており、かつ、軸振れも大きいので、実際はこれよりも安全側にある。

パッキン寸法が大きいとき、共廻りしやすくなるのは流体圧 p_f の作用するパッキンの外周面積が増すためであり、パッキン寸法が小さいときに共廻りしやすいのはネットクプツシユ到達面圧 p_n が小さいためで、表 6.3、図 6.3.3 がこれを示す。すなわち、図 6.1.9～2.1 の実験のうち 5～7 時間のグランド締付面圧 p_g 、ネットクプツシユ到達面圧 p_n を平均したものが、表 6.3 で、これを図 6.1.7 と同じ要領で描くと図 6.3.3 となる。20 mm、40 mm における p_n/p_g は p_g と共に漸増して A 直線に近づくとみられるが、10 mm のときは $p_n = \text{Const}$ となつており、スタフインボツクスの奥の方はいくら増縮しても締付力がどうか、共廻りする結果となる。

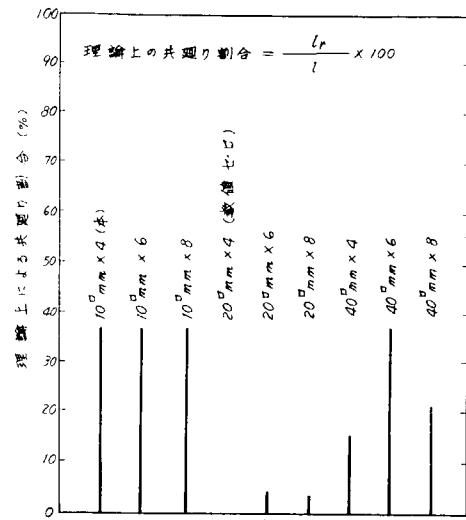


図 6.3.1 共廻りの割合

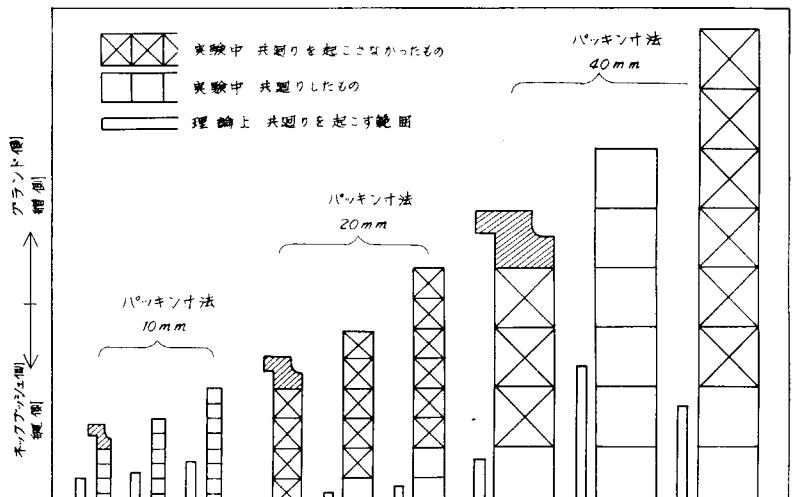


表 6.3 グランド締付面圧とネットクプツシユ到達面圧
(動的実験 5～7 h の平均値)

| 試 料 | グランド締付面圧 p_g (kg/cm^2) | ネットクプツシユ到達面圧 p_n (kg/cm^2) |
|----------|---|---|
| 10 × 4 本 | 1.66 | 0.312 |
| × 6 | 1.27 | 0.052 |
| × 8 | 1.50 | 0.160 |
| 20 × 4 | 2.14 | 0.940 |
| × 6 | 1.73 | 0.668 |
| × 8 | 1.45 | 0.620 |
| 40 × 4 | 1.57 | 0.510 |
| × 6 | 0.96 | 0.080 |
| × 8 | 1.42 | 0.340 |

図 6.3.2 計算上の共廻り範囲と実験事実の比較

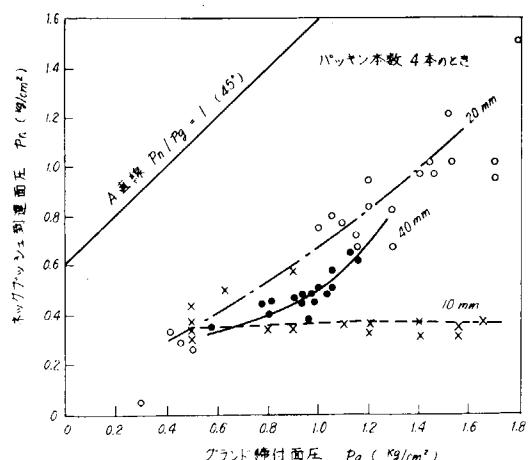


図 6.3.3 ネットクプツシユ到達面圧

(5) パッキンの締代について

パッキン寸法 2.0 mm のときの実験結果(図 6.20)から表 6.4 を得た。

表 6.4 2.0 mm における締代と締付面圧

| パッキン 本数(本) | 始動時または 運転初期の締 代(%) | ほぼ安定した 時の締代(%) | ほぼ安定した時 のグランド締付 面圧 pg(Kg/cm²) |
|---------------|--------------------------|-------------------|-------------------------------------|
| 4 | 約 1.2 | 約 1.6 | |
| 6 | " 8 | " 1.1 | |
| 8 | " 3 | " 8 | |
| (mm) | 5 ~ 8 | (" 1.3) | ↑ 大 ↓ 小 1 ~ 2.5 |

- パッキン寸法 = 2.0 mm、流体圧 = 1 Kg/cm²。
- ほぼ安定した時とは 2 ~ 7 時間のデータをいう。
- 漏水量は 5.0 ~ 7.0 ℥/h であった。
- 偏心 1 mm、周速 5 m/s
- $p_g = 1 \sim 2.5$ 故に $p_g/p_f = 1 \sim 2.5$
- 締代の基準点は、パッキンを詰め、グランドを押し込んで後ナットを手で強く締めた点とした。

この実験における運転状況を一応良しとすれば、表 6.4 の締付要領で取扱えばよいことになる。

パッキン寸法・本数別に締付操作の難易を図 6.20 ~ 2.1 で見ると、寸法・本数とも大となるにつれ、なじむのに時間を要するらしく、安定運転になるのが遅いが、それだけ長寿命にもつながるとも思われる。また、同じ要領で締付けたときの漏れなどの変化が鈍感で、取扱い操作はやさしいようである。

第 4 章 実験結果についての考察

4.1 実験結果について

機関室隔壁部プロペラ軸シール用グランドパッキンについての模型実験から、多くの有用な資料を得ることができた。

先述のパッキン寸法 1.0 ~ 4.0 mm (0.02 ~ 0.2 d)、および本数 4 ~ 8 本 (0.02 ~ 1.6 d) についての実験結果を、表 6.5 の一覧表に記号で示した。

この表で○印や×印の数をもつて、うんぬんすることは早計であるが、パッキン寸法・本数についておよそ次の結論を導くことができる。

表 6.5 パッキン寸法・本数と各種特性のまとめ

| パッキン寸法・本数 (判定区分条件) | | 1.0 mm (0.05 d) | | | 2.0 mm (0.1 d) | | | 4.0 mm (0.2 d) | | |
|-----------------------|-----------------------|---|---------------|---------------|----------------|---------------|---------------|----------------|---------------|---------------|
| パッキンの特性 | | 4 本 (0.2d) | 6 本 (0.3d) | 8 本 (0.4d) | 4 本 (0.4d) | 6 本 (0.6d) | 8 本 (0.8d) | 4 本 (0.8d) | 6 本 (1.2d) | 8 本 (1.6d) |
| 静的実験 | 漏洩 | 図 6.8 で 1 ℥/h となる Kg が 3 K 以下 ○、 3 ~ 5 K ○、5 K 以上 × | ○ | ○ | △ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ |
| | 軸トルク | 図 6.13 で $p_g = 5 \text{ K}$ のとき T が 500 Kg-cm 以下 ○、500 ~ 1000 ○、1000 以上 △ | ○ | ○ | ○ | ○ | △ | △ | △ | △ |
| | ネックブッシュ 到達面圧 | 図 6.17 で $p_g = 5 \text{ K}$ のとき p_n が 2 K 以上 ○、 2 ~ 1 K ○、1 K 以下 △ | ○ | △ | △ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ |
| | 軸振追従性(復元性) | 図 6.9 ~ 6.12 より総合 | × | × | × | △ | △ | △ | ○ | ○ |
| | 漏れを 0.1 ℥/h とした時の軸トルク | 300 以下 ○、 300 ~ 1000 ○、1000 ~ 1500 △、1500 以上 × | ○ | ○ | ○ | ○ | △ | △ | △ | × |
| 動的実験 | 漏洩 | 図 6.23、6.24 で 100 ℥/h 以上 ×××、 70 ~ 40 ℥/h ○、40 ℥/h 以下 ○ | xxx | xxx | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ |
| | 発熱 | 図 6.25 で 1500 以下 ○、2000 まで ○、 2500 まで △、2500 以上 × | △ | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | △ | × |
| | グリース 残留率 | 図 6.22 で 80% 以上 ○、80 ~ 60% △、 60% 以下 × | × | × | × | △ | △ | ○ | ○ | ○ |
| | 共廻り | 計算上の危険性および実験結果から | xxx | xxx | xxx | ○ | ○ | ○ | xxx | ○ |
| | 安定性 | 図 6.20、6.21 で ほぼ安定にいたる早さ とその後の安定性 | xxx | xxx | xxx | ○ | ○ | ○ | △ | × |
| | ネックブッシュ 到達面圧 | 図 6.33 による寸法別区分 | xxx | xxx | xxx | ○ | ○ | ○ | △ | △ |
| | 詰込み易さ | 経験的区分 | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | △ | △ | △ |

(記号) ○最良、○良、△普通、×悪い、xxx 使用に耐えない。

- (1) パッキン寸法10mmのものは、漏れが大量で安定性がなく、ネックプレッシュに締付力がとどかないので完全な共廻りを起こす。したがつて使用すべきではない。
- (2) パッキン寸法40mmのものは、摺動面積が大きいのでトルクが過大となり、発熱も大きい欠点がある。さらに、内外周面積差による流体圧の影響で共廻りを起こし易く、詰込作業が困難である欠点もあるので不適当なパッキン寸法である。しかし、グリースの残存、復元性および漏れについては良い性質を持つている。
- (3) これらの結果20mmのパッキン寸法が最適で、目立つた欠点はない。本実験では、共廻りや安定性の点から4～6本使用するのが最良であつた。
- (4) パッキンの寿命はグリースの残存に影響されるので、この点を考慮すればパッキン寸法は20mmで、パッキン本数は5～7本が実用的な数値ではないかと思われる。
- (5) なお、取扱いに当つては共廻り防止の配慮が必要で、グランド締付面圧は1～2.5Kg/cm²のときに、この実験では良い状態で運転された。相対的に動きのあるシール装置では、漏洩と発熱が相反する傾向を持つているので、常に最適点を見い出す必要がある。本実験の結果は、これと同じ傾向が明白に存在し、パッキン寸法、本数の設計には充分な配慮が必要であることを示している。

4.2 パッキン寸法・本数の設計および取扱い方法について

この実験結果から、機関室隔壁パッキンの設計および取扱いに関してつきのことがらが考えられる。

(1) パッキンの寸法と本数

パッキンの寸法・本数については従来から一応の標準があり、例えば日本造船研究協会、昭和41年度報告書(研究資料No.59)の31頁、表3.5.4には大型船で軸径×(0.09～0.1)、小型船で軸径0.15と示されている。本実験結果は、この実験範囲内でその妥当性を裏付けた形になつた。

また、同報告書の同じ頁には、小さいパッキン寸法のものを数多く使用すると不調を招く件数が多いという調査例も示されている。

これらの状況も併せて考えると、軸径が非常に大きく、しかも軸振れが割合に小さい場合はパッキン寸法を比例的に大きくする必要はないかも知れないが、一応次式によつてパッキン寸法・本数を求めるのが良いと考えられる。

$$\text{パッキン寸法} = 0.09 \sim 0.1 d \quad (d = \text{軸径})$$

$$\text{パッキン本数} = 5 \sim 7 \text{ 本} \quad (0.5 \sim 0.7 d)$$

(2) パッキンの取扱い

実船において致命的といえるパッキンの共廻りは、本実験においても明らかに発生しているから、取扱い面からもこれを防止する配慮が必要である。このためには、パッキンをやや長い目に切つて正しく切口を合わせ、なるべく外周側の摩擦を大きくすること、および端面部の摩擦を増すための考慮も必要である。

パッキンは1本づつ確実に奥まで押し込み、パッキンの切口位置は斜め上で、90°交互にずらし、パッキンの密度の均一化をはかる。

パッキン全数を詰込んだ後、グランドを取付けて強く押し、ナットをかけて手で一杯に締める。この点を基準点とすれば、ここから(そのパッキンの呼び寸法)×(本数)の5%以下で締込んだ状態で運転を始める。

その後の状態を観察しつつ、安定して運転され、かつ、適当な漏洩量で運転されるときの締代は基準点からほぼ10%の位置と目される。そして、このときの締付面圧は1～2.5Kg/cm²程度である。

判断の目安となる状態は、軸径200mmで40～70ℓ/h、軸径500mmで100～150ℓ/hの漏洩量であり、グランド温度は水温プラス30℃までが適当と考えられる。

(船尾管部軸系の基礎事項に関する実船実験)

第7編 海水潤滑式船尾管軸受を装備する実船についての、船尾
管内海水の温度および圧力分布ならびに軸振動の実船計測

第1章 計測の目的

リグナムバイタ軸受を装備した船で発生している事故のうち、船尾管内部軸系について従来から次の三つの事故が最も多く報告され、重要な問題としてとりあげられるようになつてきた。

- (1) リグナムバイタの異常急速摩耗
- (2) 軸スリープのキャビテーションエロージョン
- (3) 軸スリープのパッキン部の摩耗

今までにも上記のような損傷を防ぐため種々検討されて來てはいるが、影響する因子も多く、又、船尾管内部の計測が困難であるため十分解明されておらず、十分な損傷対策が確立されていないのが現状のようである。また、船尾管内の状態などについては、理論的研究あるいは模型を使つての実験室的研究がなされて來ており、かなり明らかにされて來てはいるが、実船計測データの方は殆んど皆無といつてさしつかえない状態である。従つて本研究では船尾管内の軸受温度、冷却水温度、海水圧力、冷却水量およびプロペラ軸の挙動をその船首、船尾部においてとらえるなど、いわゆる上記損傷に關係の深いと思われる諸量を実船において計測することによつて、損傷対策解明の一助にしようとするものである。

第2章 計測装置および計測方法

2.1 計測対象船の要目

| | |
|---------|--|
| 船名 | A丸 (高速貨物船、川崎汽船所属、川崎重工建造) |
| 主要目 | L P P - 1 5 6 M, B - 2 2 . 6 M, D - 1 3 . 3 M, d (mid) 9 . 6 M |
| D. W. T | 1 4 , 1 5 5 |
| 主機 | 川崎MAN K 8 Z 7 8 / 1 4 0 E 1基 |
| 出力 | 1 3 , 2 0 0 B H P × 1 2 1 R P M (A T M C R) |
| プロペラ | 4翼1体型 |
| 直 径 | 5 M 5 0 0 |
| ピッチ | 5 M 8 4 0 (A T 0 . 7 R) |
| 重 量 | 1 6 T 4 |
| 計測日 | 昭和42年10月30日 本船海上公式運転時 |
| 計測場所 | 大阪湾内 |
| 波浪状況 | 穏 |
| 積荷状況 | 空荷 (吃水、船首 - 3 M 8 4 2, 船尾 - 5 M 9 5 8, 中央 - 4 M 9 0 0) |
| 気温 | 1 4 . 7 °C |
| 軸系要目 | 図7.1参照 |
| 船尾構造 | 図7.2参照 |

2.2 計測項目

- リグナムバイタ軸受温度 6点
- 船尾管内冷却用海水温度 3点

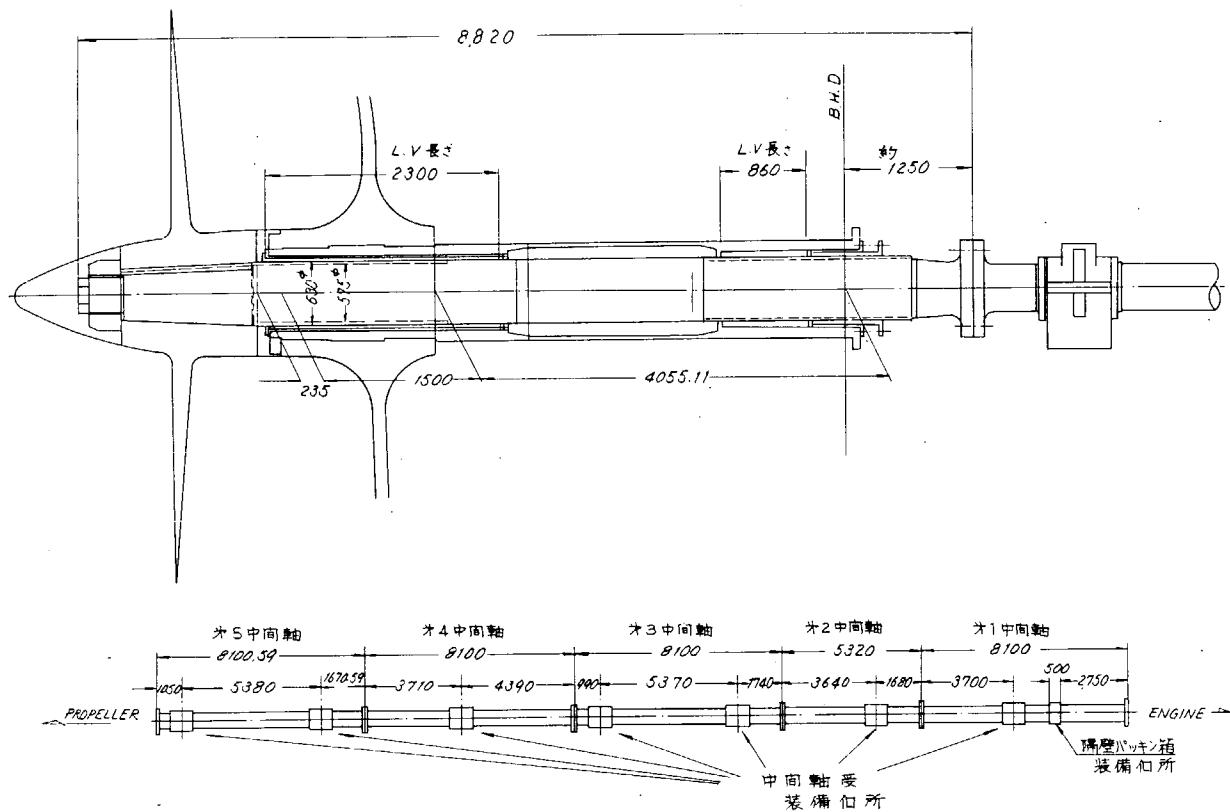


図 7.1 軸 系 要 目

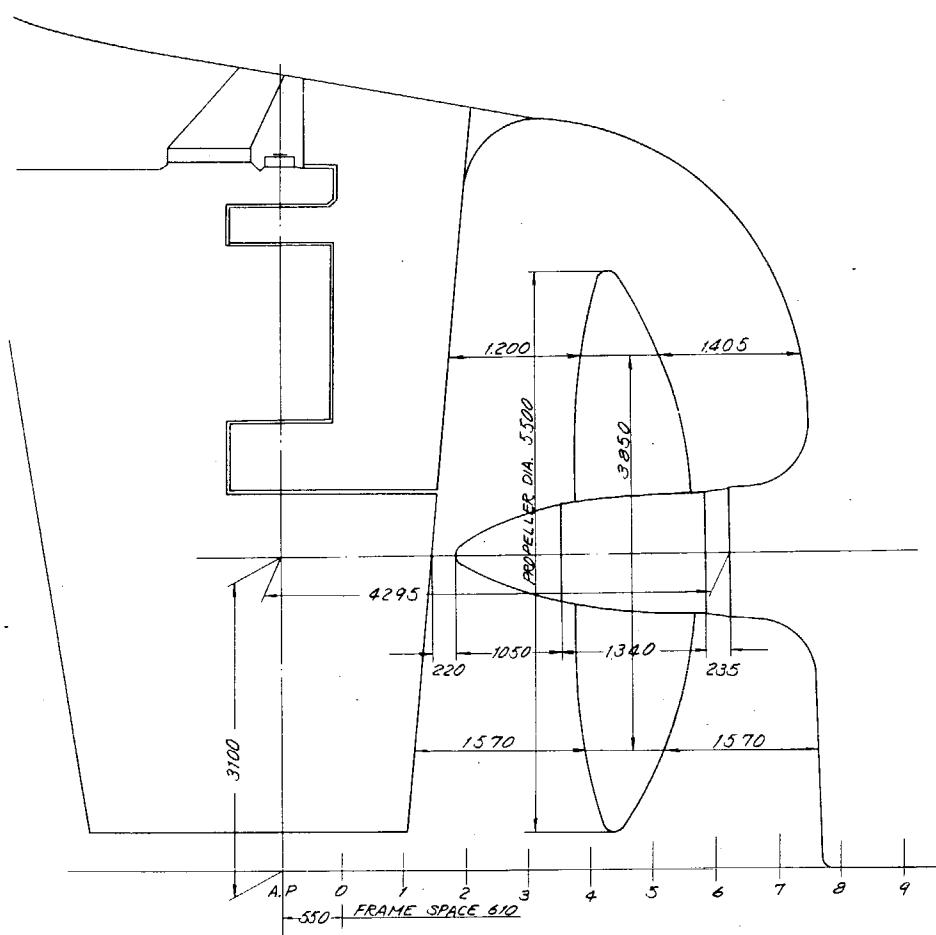


図 7.2 本船の船尾構造

| | |
|-----------|----|
| ブッシュ温度 | 2点 |
| 軸受表面海水圧力 | 3点 |
| プロペラ軸の振動 | 3点 |
| 船尾管入口海水温度 | 1点 |
| 船尾管入口海水流量 | 1点 |

ブッシュ温度2点のうち船尾側の1点はブッシュとリグナムバイタ間の温度を計測した。船首側の1点はブッシュそのものの温度を計測した。その他付随的な諸量として、主機回転数（プロペラ翼位置の検出を兼る）と舵角を記録した。

2.3 計測位置

図7.3に各計測位置を示す。

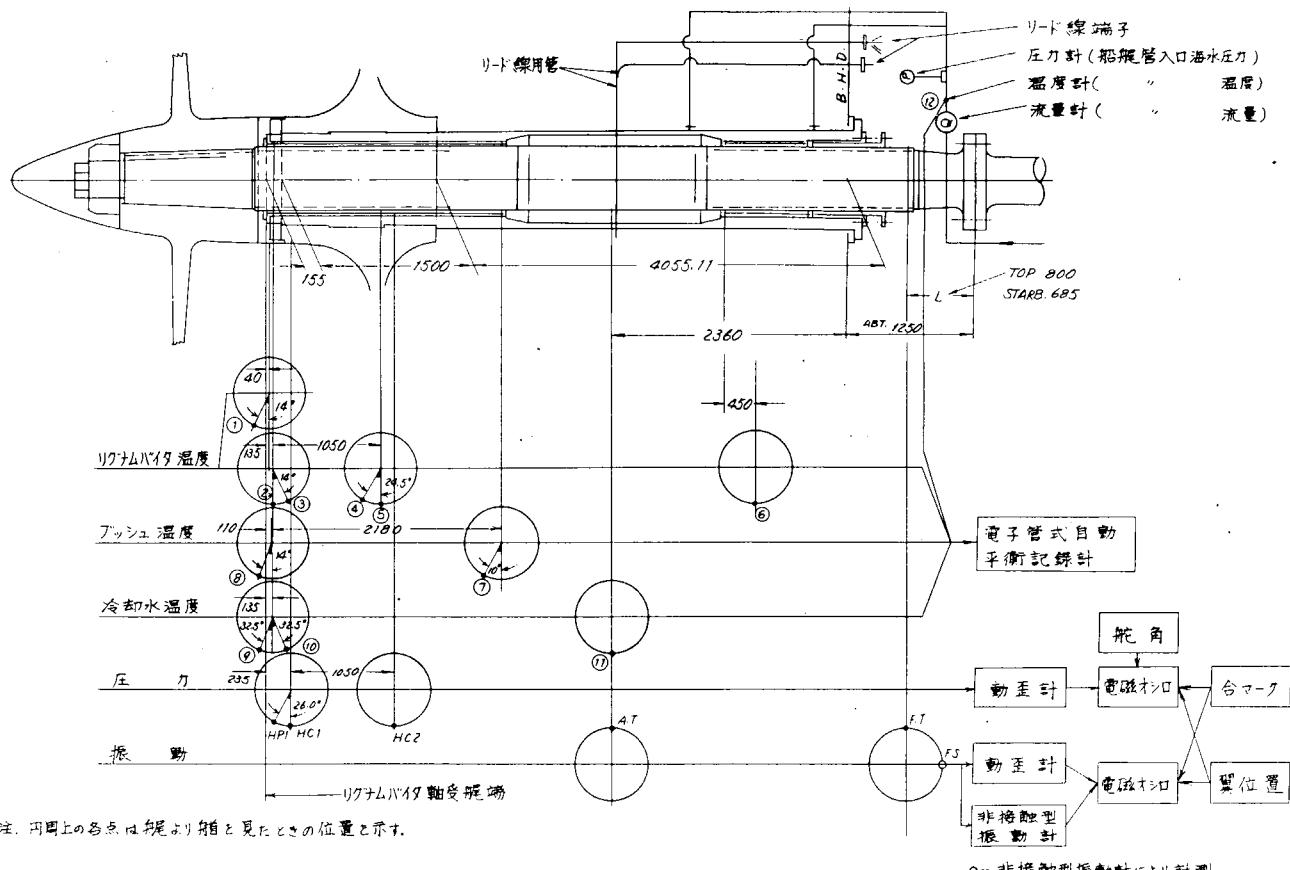
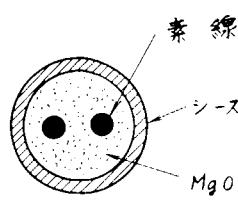


図7.3 総合計測位置

2.4 計測装置および計測方法

(1) 温 度

温度の検出には熱電対を使用したがその要目を図7.4に示す。



岡崎製作所製 T-35-L BJ8F-5300E × D

素線: 1 C (径: 0.25 mm) 規格 1SACAL, J

シース外径: 1.6 mm

熱接点: 非接地型

図7.4

検出端をリグナムバイタの軸側表面からどの程度の深さのところに挿入するべきかということは極めて重要な問題である。

挿入位置はなるべく表面に近い方がより正確な表面付近の温度を検出できるが、あまり表面に近いと、リグナムバイタが摩耗した場合に熱電対のシース表面が、軸スリーブを傷つける恐れがある。従つて検出端の挿入位置を推定摩耗量に更に余裕をとつて表面から6mm入った位置とした。

表面温度と挿入位置における温度との関係は後述する予備実験の結果により推定した。又、同じく予備実験の結果から検出端の挿入方向を水平方向（軸長手方向）とした。（図7.5、7.6、7.7、7.8参照）

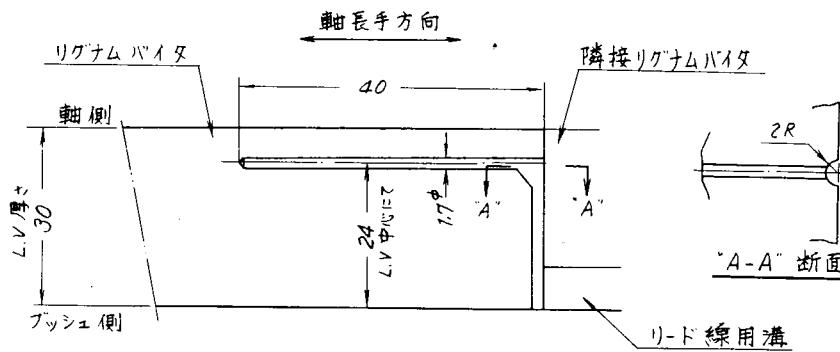


図7.5 リグナムバイタ温度計挿入孔詳細

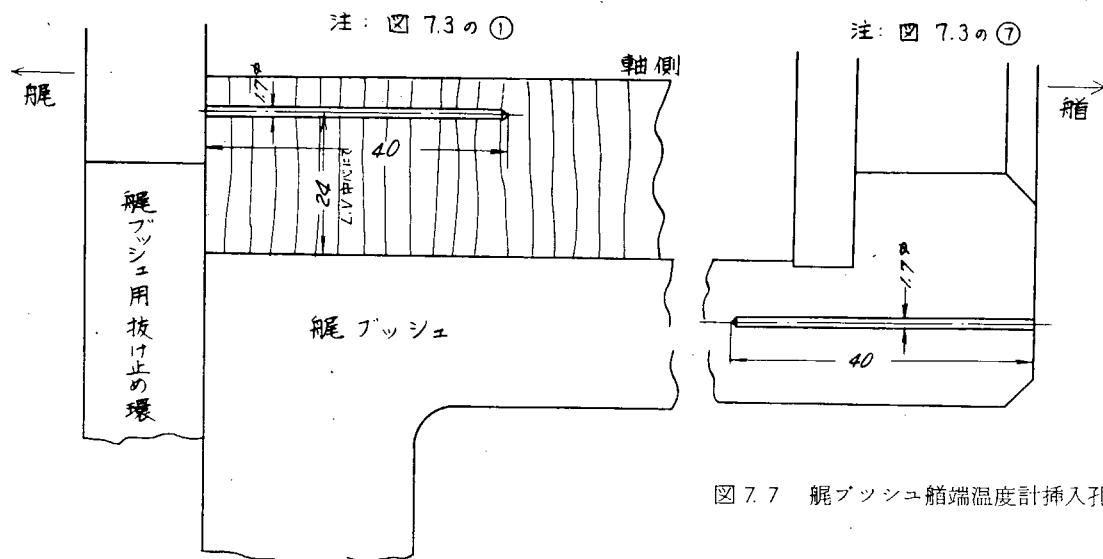


図7.6 リグナムバイタ船端温度計挿入孔

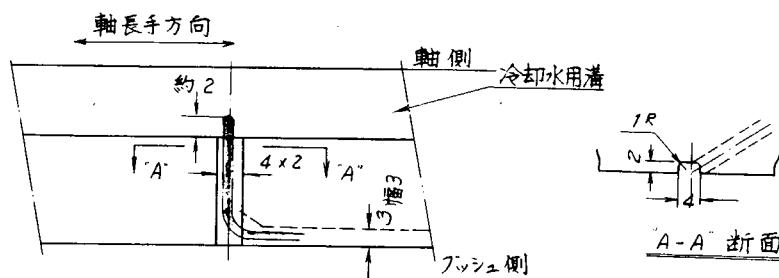


図7.8 流水温度計挿入孔

検出端はリグナムバイタをブッシュに組込むときに取付け、補償導線は進水直前に図7.3に示すような方法により船尾管出口から軸室まで導いた。

船尾管出口部の封水の方法を図7.9に示す。

温度の記録は電子式自動平衡型熱電記録計により、連続かつ自動的に打点記録させた。

記録計要目

型式：電子管式自動平衡型熱電記録計
(村山電気MK-124)

目盛：0～15.0°C

(目盛幅18.0mm)

"写真7.1"に船尾管ブッシュにリグナムバイタを取り込む工事と平行して圧力および温度検出端を取付けている様子を示す。また、"写真7.2"にリグナムバイタの冷却水用溝の中に取付けられた冷却水温度検出端を示す。

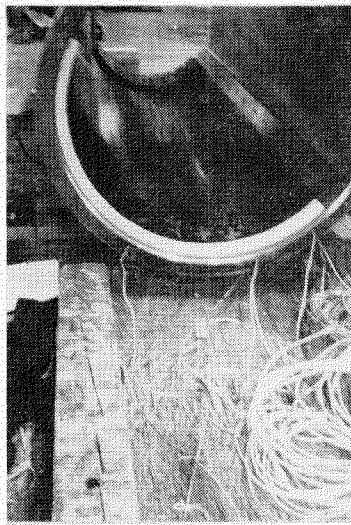


写真7.1 圧力および温度検出用配線工事

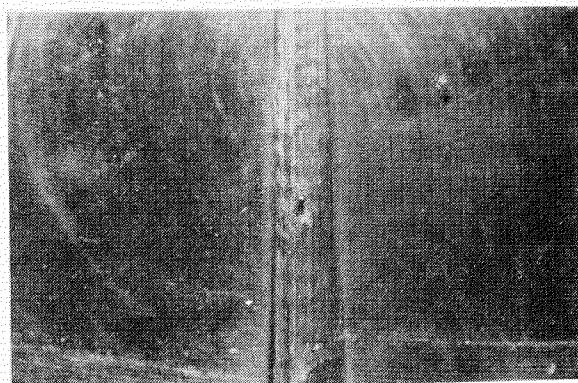


写真7.2 軸受冷却水溝内の冷却水温度検出端

(2) 圧力

圧力の検出には図7.10に示すようなものを使用した。

図7.3に取付位置、図7.11に取付方法を示す。

海水に対するシール材としてエポキシン系樹脂を使用した。

リード線はリグナムバイタの厚みによりリード線用の溝の大きさが制限されるため図7.12に示すものを使用した。

計測は各主機負荷において行なつた。

検出端 → 動歪計 → 電磁オシログラフ

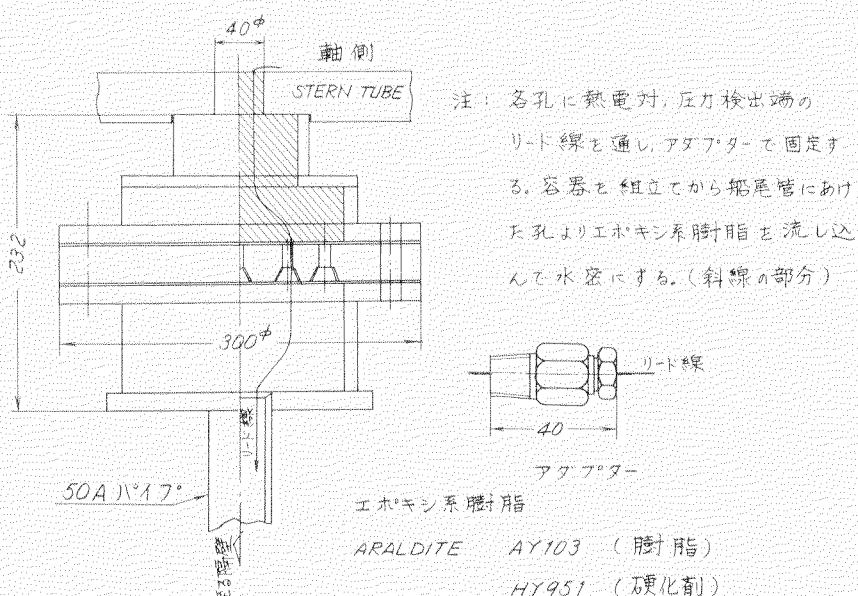


図7.9 船尾管出口のシールの方法

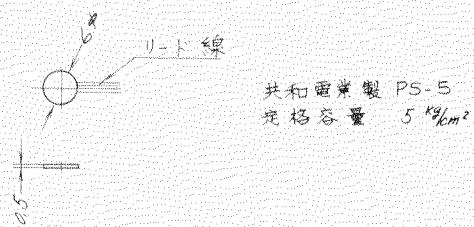


図7.10 圧力検出用端子
(超小型圧力変換器)

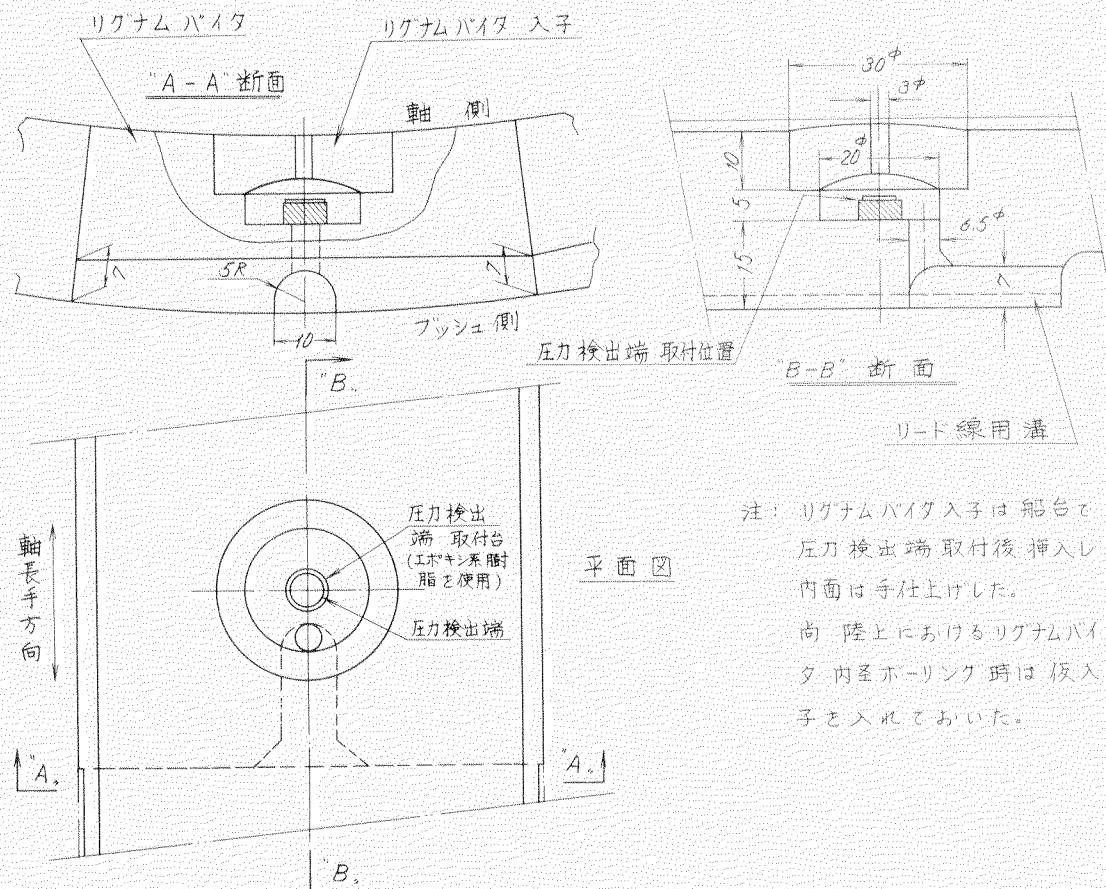


図 7.1.1 圧力検出端子挿入部詳細

電磁オシログラフ要目

型式：直記式電磁オシログラフ
(横河電機 E M O - 121)

動歪計要目

型式：D S 6 / M T H 型ひずみ測定器
(新興通信工業)

“写真 7.3”に軸受部の海水圧力検出部の外観を示す。

(3) 振動計

振動計測については船体とプロペラ軸との相対的な変位を図 7.3 に示す位置において、非接触型振動計およびストレインゲージを使用した振動計を用いて計測した。ストレインゲージ使用の振動計測装置を図 7.13 に示す。

計測は各主機負荷にて行なつた。

振動計要目

型式：非接触型振動計
(国際機械振動研究所 VM-3700)

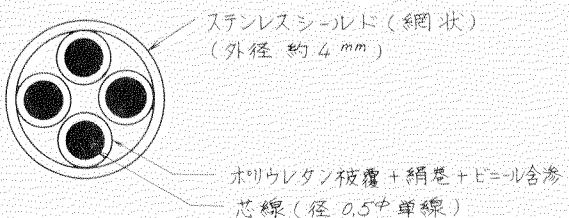


図 7.1.2



写真 7.3 軸受に設けられた海水圧力検出部

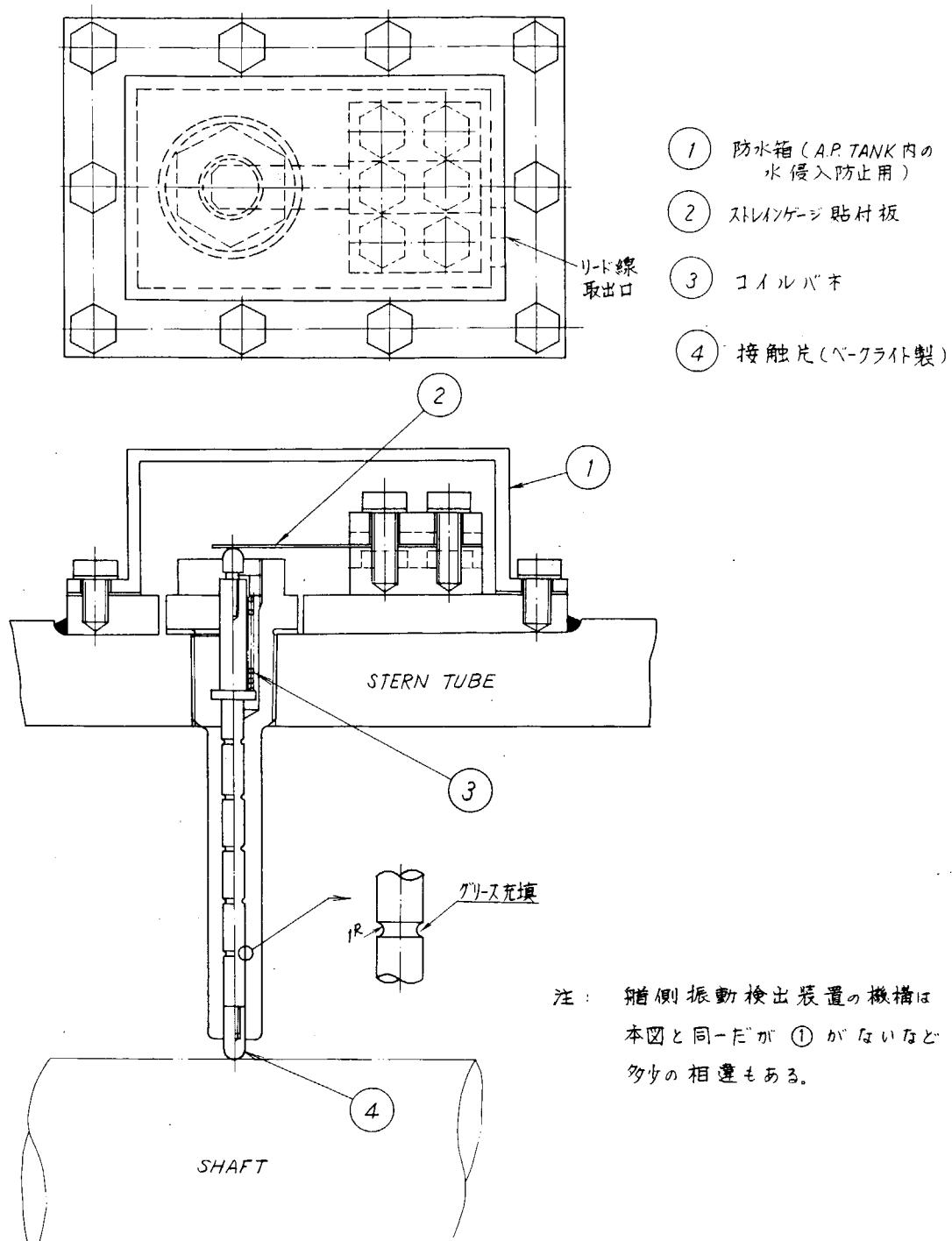


図 7.1.3 艦側振動検出装置

(4) 流量

船尾軸受冷却用海水の船尾管入口流量は図 7.3 に示す位置において、積算型流量計を用いて、瞬間（1分間の流量より算定）および平均流量を計測する。この冷却水は SANITARY C.W. PUMP, FIRE BILGE & BALLAST PUMP, COOL S.W. PUMP などにより供給されている。この管系統に実験用として、バイパスを設けて、ストレーナー、流量計、圧力計、冷却水温度計測用熱電対などを取付けた。船尾管入口圧力は流量変化、船外水面変化などの変動が明確にわかるように、ビニール管のマノメーターを併用し、流量計測と同時に圧力を計測した。

又、流量を零にしたときの軸受温度の変化の様相、軸受部圧力変動の変化の様相を記録した。

流量計要目

型式： 積算型流量計 (トキコ RA 53 B - 12 - A 1)

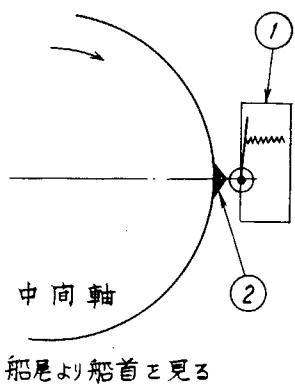
(5) その他

(1) プロペラ翼位置の検出

マイクロスイッチを使用したもので図 7.14 にその装置の概略を示す。

図 7.14 の②はプロペラ軸のキー溝の中心と一致する線上に取付けた。

翼とマークの位置関係は図 7.15 に示す。



① --- レバー型マイクロスイッチ
② --- ON-OFF 動作金物

図 7.14

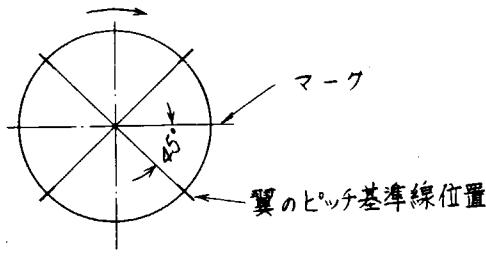


図 7.15

(口) 舵角の検出

本船用舵角指示計の検出装置のリンク機構の一部に図 7.16 に示す装置を取り付け電磁オシログラフに記録させた。

2.5 予備実験

リグナムバイタの温度勾配の実測

(1) 実験装置 図 7.17 参照

(2) リグナムバイタ試験片の加工

リグナムバイタ試験片は図 7.18 に示すよう

に、それぞれ深さの異なる 11 個の孔を設けた。また水平方向に 1 個孔を設けた。試験片には熱の局部的逃げを防ぐため釘をうたないで全て接着剤（エポキシ樹脂系）で接着した。

(3) 測定方法

リグナムバイタ試験片の各孔に熱電対を挿入し、冷接点（氷が入つており 0°C に保つてある）と電位差計を結んだ。

容器の中へ 40°C の水を入れ常に 40°C を保つよう、かくはん器（プロペラ）と熱湯とで調節した。

以上の準備が終了した後、熱電対と冷接点を次々に接続し電位差を測定した。各点について 60°C、80°C の場合も同様に測定した。

尚、各ケース共温度が整定するまでくり返した。（同時に整定時間も計測した。）

(4) 測定結果と考察

測定結果の一例を図 7.19、図 7.20 に示す。

図 7.19 は温度が整定した後の、各温度における温度勾配を示す。•印は熱電対を水平に挿入した位置の温度を示しているが、図より明らかに、垂直に挿入した場合よりも実際に近い温度を示している。

図 7.20 は各点の温度が整定するまでの時間と温度の関係を示す。リグナムバイタの湯側表面付近では約 40 分で温度が整定していることがわかる。

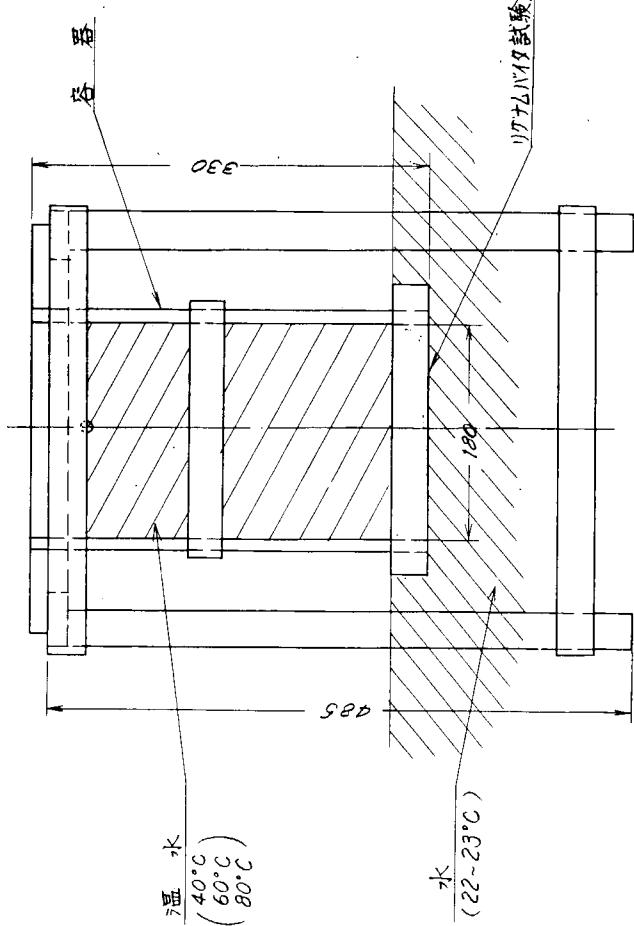
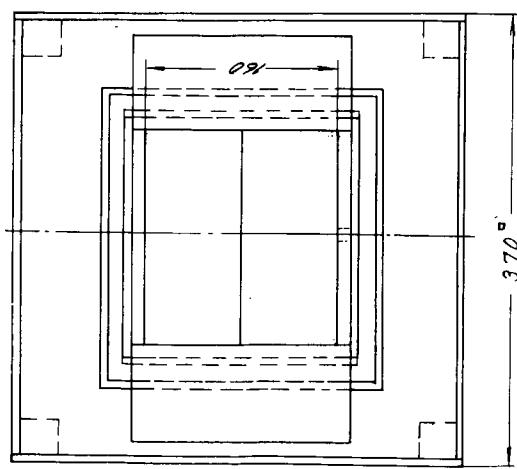


図 7.17 試験装置

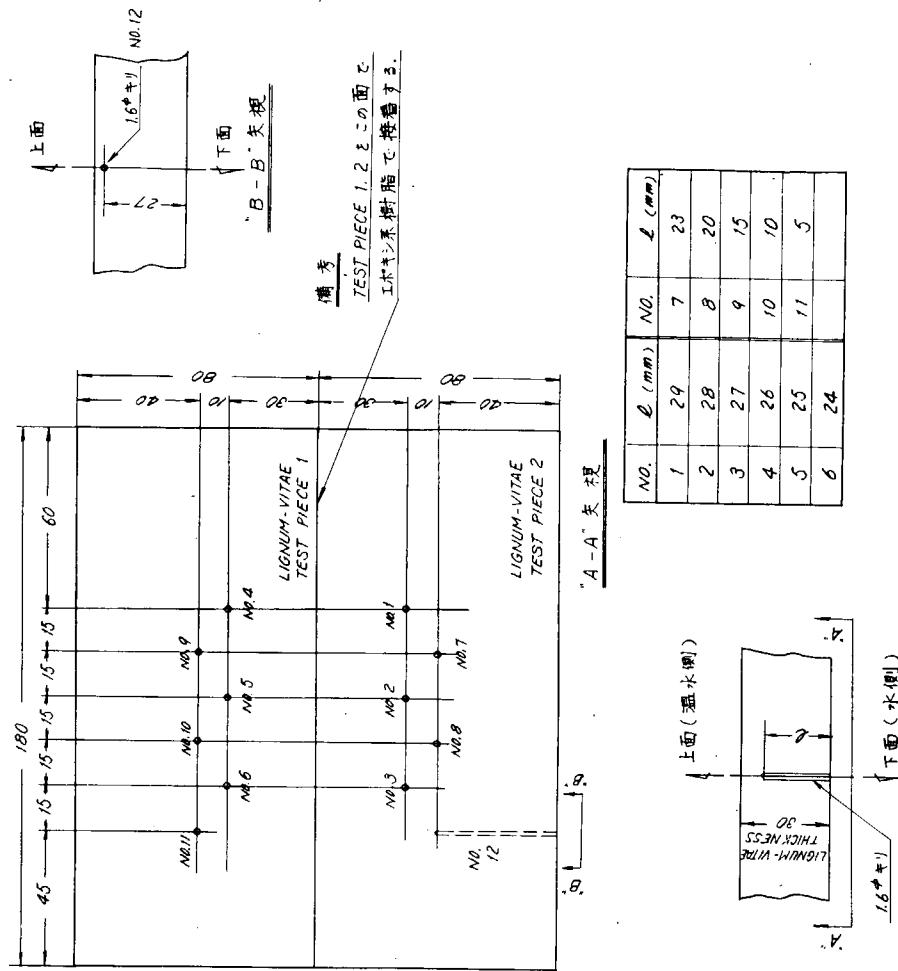
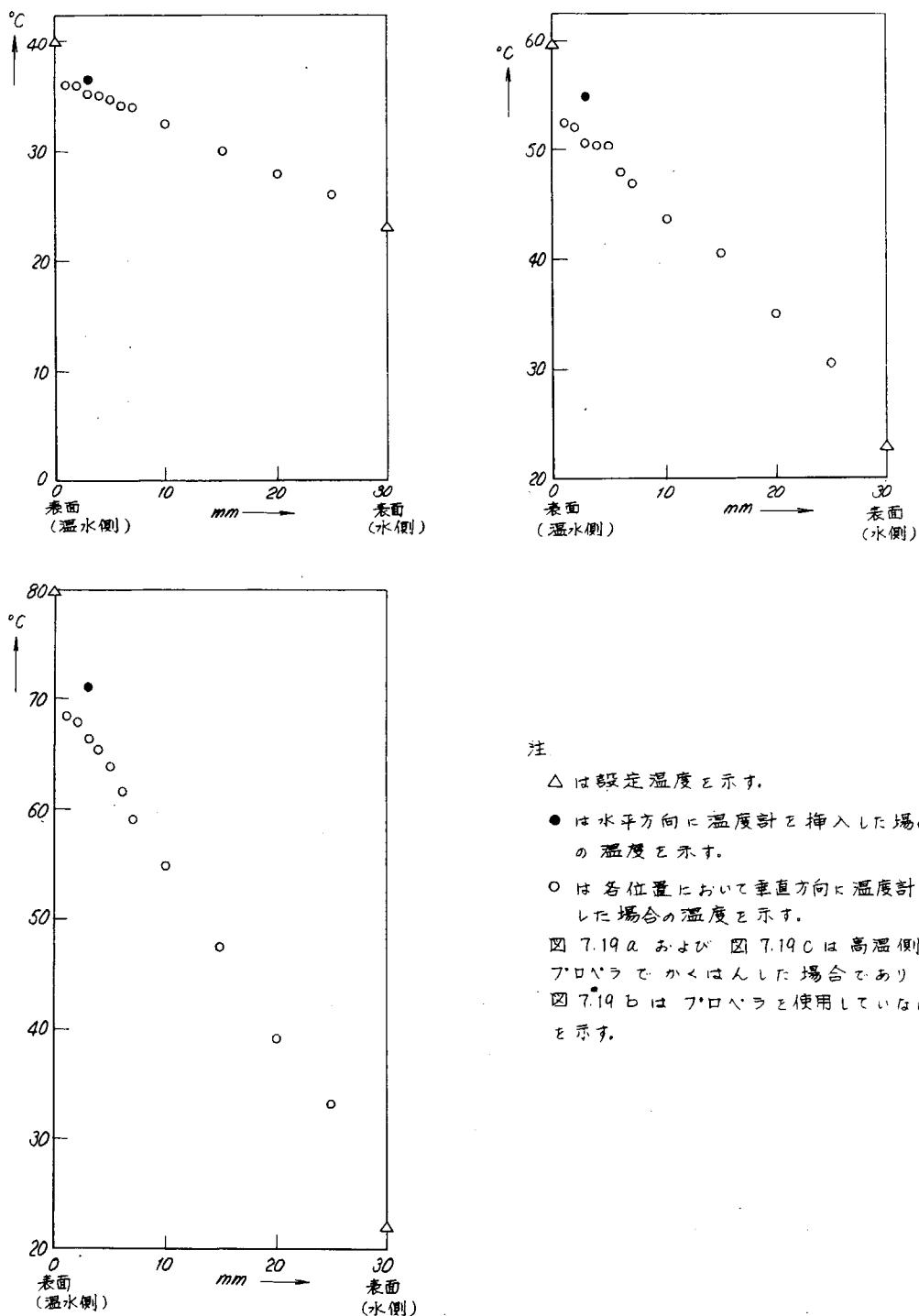


図 7.18 リグナムバイタ試験片加工方法



注

△は設定温度を示す。

●は水平方向に温度計を挿入した場合の温度を示す。

○は各位置において垂直方向に温度計を挿入した場合の温度を示す。

図 7.19 a および 図 7.19 c は高温側の水とプロペラでかくはんした場合であり

図 7.19 b はプロペラを使用していない場合を示す。

図 7.19 リグナムバイタの温度勾配実測結果

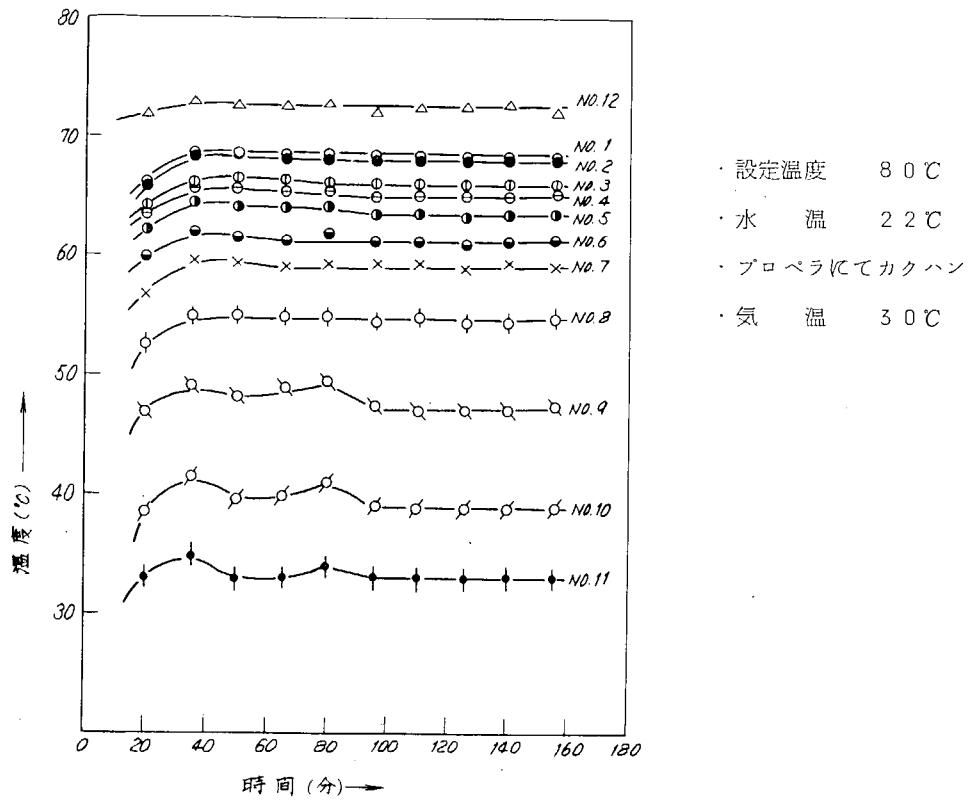


図 7.20 時間と温度の関係(一例)

第3章 計測の結果

各計測番号、時刻、主機負荷、回転数、旋回方向を表7.1に示す。

3.1 温度計測結果

記録計で記録した結果を図7.21、図7.22、図7.23に、また、各計測位置における温度を記録紙より読み取り表にまとめた結果を表7.2に示す。(注:以後、記載されているリグナムバイタの温度は特に指示のないかぎり、予備実験の結果による修正をしてない記録された生のままの温度を示す。)

上記結果により次のことがわかつた。

(1) リグナムバイタ温度について

(1) 回転数、舵角等の変化による温度変化

リグナムバイタの温度は次のような場合に変化が認められた。

- i 低回転数のときで回転数が変化するとき
- ii A stern - stop - Ahead のように回転方向が変化するとき
- iii 船が旋回しているとき

上記三項は軸受全般について言えることであるが、特に船尾端付近において、それらの傾向は大である。図7.24、

図7.25、図7.26に上記三項の代表的な例として船尾端付近(計測位置符号①)の温度変化の様相を示す。

(2) 軸受の軸長手方向の温度変化の様相について

軸受の軸長手方向の温度分布は、温度の高い方から船尾軸受、船尾端付近(計測位置符号①、②、③)、船尾軸受中央付近(計測位置符号④、⑤)、船首側軸受中央付近(計測位置符号⑥)の順になつてゐる。

図7.27にその変化の様相を示す。以上の傾向は65% LOADのときまでであり、N.O.R.に入ると、②、③、④、⑤は、ほぼ同一の温度(約19.5°C)を示している。

また、一つの興味ある結果は①、②、③が温度上昇を示しているとき④、⑤、⑥は温度降下を示し、一方①、②、

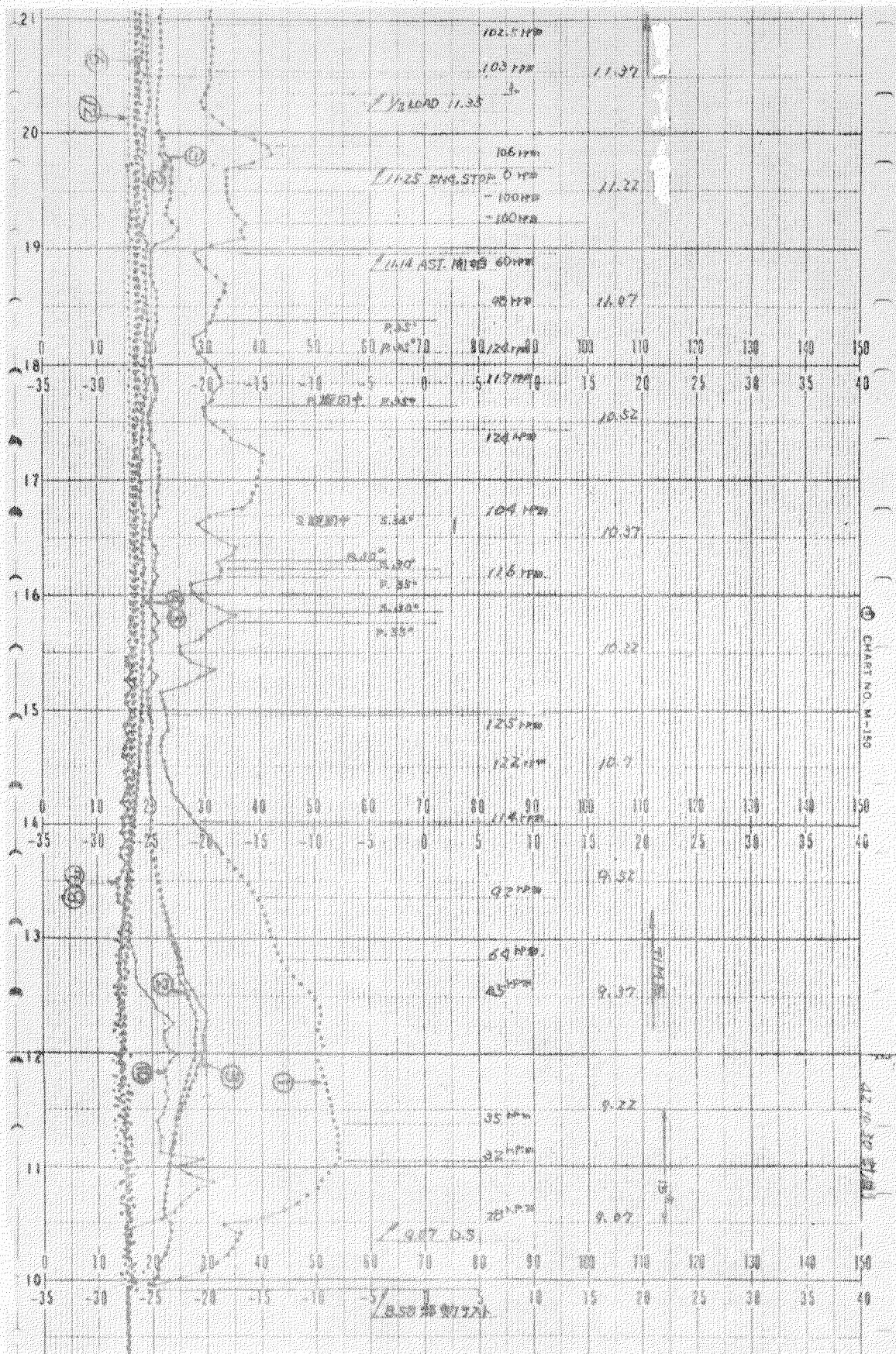


図 7.2.1 温度計測結果(一例) 4.2.1.0.3.0 計測

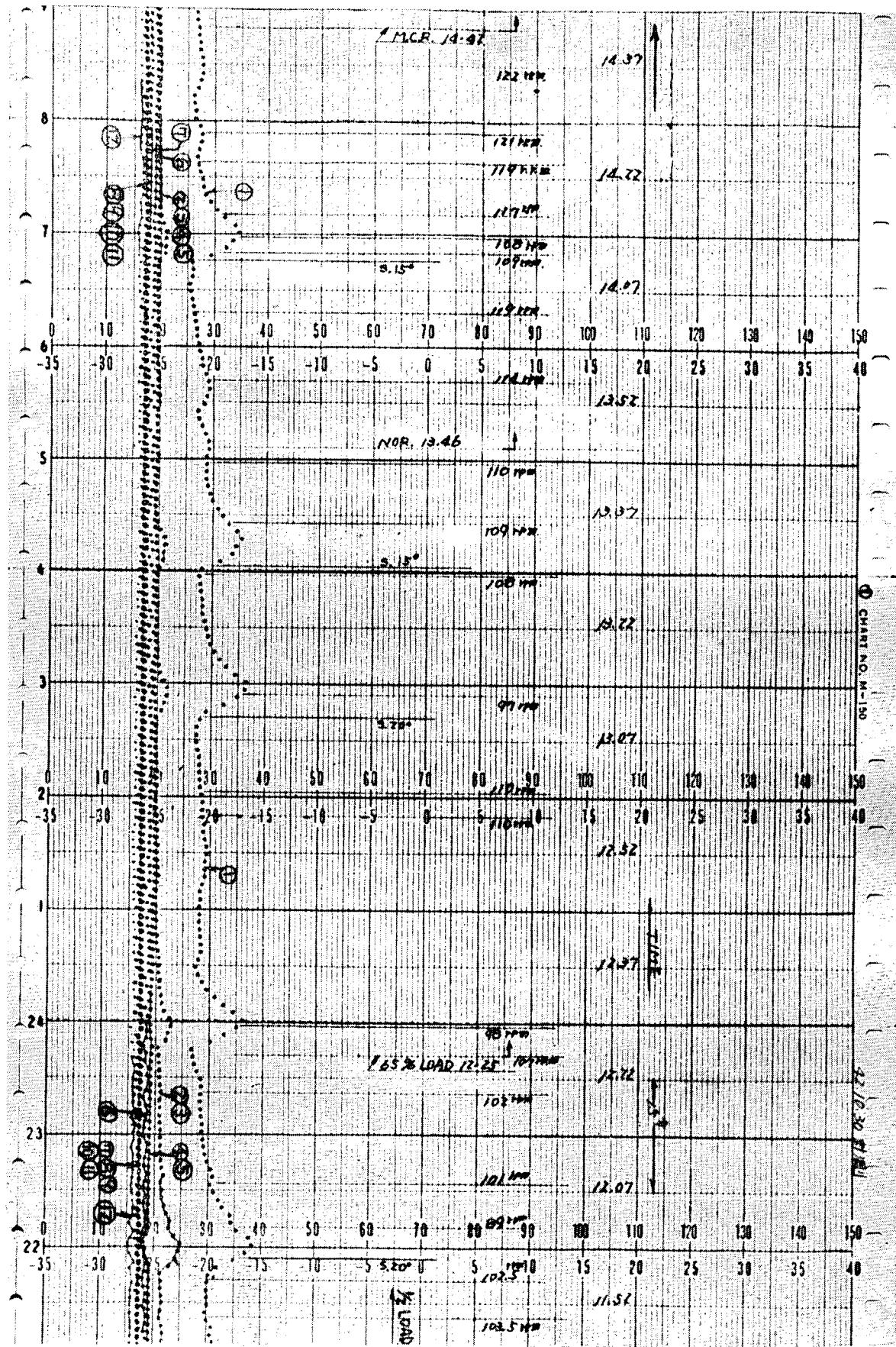


図 7.2.2 溫度計測結果(一例) 42.10.30 計測(図 7.2.1 の続き)

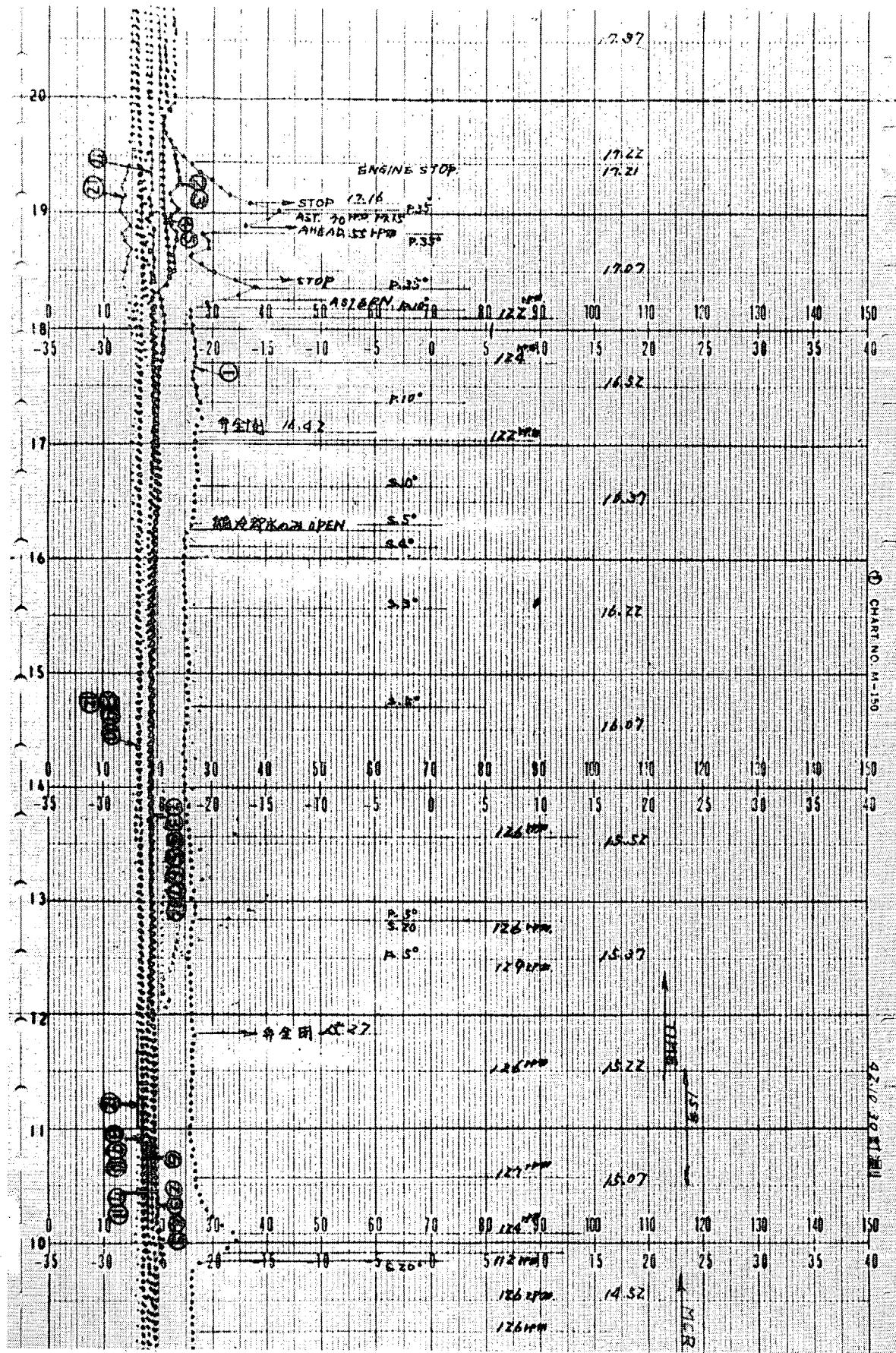


図 7.2.3 溫度計測結果(一例) 4.2.1.0.3.0 計測(図7.2.2の続き)

表 7.1 計測番号および計測時主要記録

昭和42年10月30日計測

| No. | 計測時刻 | 主機負荷 | (abt) 主機 RPM | 旋回方向 | 一般計測 | 備考 |
|-----|--------|--------|-----------------|------------------|--------|---------------|
| 1 | 9時 22分 | D.S. | 32.6 | | 最低速力試験 | |
| 2 | 9.34 | " | 31.6 | | " | |
| 3 | 9.46 | | 78.2 | | 主機振動試験 | |
| 4 | 9.51 | | 95.0 | | " | |
| 5 | 10.42 | MCR | 98.5 | Starboard 旋回中 | 旋回試験 | |
| 6 | 10.55 | " | 103.0 | Port 旋回中 | " | |
| 7 | 11.02 | " | 112.2 | " | " | |
| 8 | 11.04 | " | 103.0 | " | " | |
| 9 | 11.18 | | -100 | | 後進試験 | |
| 10 | 11.43 | 1/2 | 103.4 | 直進中 | 送力試験 | |
| 11 | 11.58 | " | 101.7 | Starboard 旋回中 | " | |
| 12 | 12.15 | " | 102.8 | 直進中 | " | |
| 13 | 13.03 | 65% | 112.9 | " | " | |
| 14 | 13.12 | " | 104.0 | Starboard 旋回中 | " | |
| 15 | 13.21 | " | 113.1 | 直進中 | " | |
| 16 | 13.30 | " | 107.1 | Starboard 旋回中 | " | |
| 17 | 13.40 | " | 112.1 | 直進中 | " | |
| 18 | 14.01 | N.O.R. | 118.8 | " | " | |
| 19 | 14.12 | " | 113.2 | Starboard 旋回中 | " | |
| 20 | 14.22 | " | 121.9 | 直進中 | " | |
| 21 | 14.43 | MCR | 128.1 | " | " | |
| 22 | 14.58 | " | 117.6 | Starboard 旋回中 | " | |
| 23 | 15.10 | " | 128.2 | 直進中 | " | |
| 24 | 15.39 | " | 129.2 | " | " | 船尾管入口冷却水をとめる。 |
| 25 | 16.00 | " | 127.9 | " | " | " |
| 26 | 16.20 | " | 127.8 | " | " | " |
| 27 | 16.45 | " | 125.8 | Starboard 旋回中 | " | 船尾管舷側のみより送水 |
| 28 | 16.50 | " | 126.4 | " | " | 全入口より送水 |

表7.2-(1) 溫度計測結果 昭和42年10月30日計測

単位 ℃

| 計測時刻 | 回転数 | 舵角 | 計測位置 | | | | | | | | | | | | 備考 |
|-------|-------|----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------------------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | |
| 8.57 | 0 rpm | | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | |
| 5.8 | | | 15.5 | 17.0 | 17.0 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | (主機起動) (テスト開始) |
| 5.9 | | | 20.0 | 19.5 | 19.5 | 17.0 | 17.0 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 15.5 | 19.0 | 15.5 | 15.5 | |
| 9.00 | | | 27.0 | 21.0 | 21.0 | 16.0 | 16.0 | 15.0 | 15.0 | 14.0 | 14.0 | 18.0 | 15.0 | 16.5 | |
| 0.1 | | | 30.0 | 21.0 | 21.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 15.5 | 17.0 | 17.0 | 15.0 | 16.5 | |
| 0.7 | 2.8 | | 35.0 | 22.0 | 22.0 | 15.0 | 15.0 | 16.0 | 14.0 | 14.0 | 16.0 | 19.0 | 14.0 | 15.0 | (D.S.開始) |
| 1.0 | 3.2 | | 47.0 | 22.0 | 22.0 | 15.5 | 15.5 | 16.0 | 14.0 | 14.0 | 16.0 | 25.5 | 14.5 | 13.0 | |
| 1.1 | 3.3 | | 49.0 | 22.0 | 22.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 14.0 | 14.0 | 16.0 | 27.0 | 15.0 | 13.0 | |
| 1.3 | 3.2 | | 51.0 | 23.0 | 23.0 | 15.0 | 15.0 | 16.0 | 14.0 | 14.0 | 16.0 | 30.0 | 14.0 | 13.0 | |
| 1.5 | 3.2 | | 53.5 | 23.0 | 23.0 | 15.0 | 15.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 16.5 | 24.0 | 14.0 | 17.0 | |
| 1.6 | | | 54.0 | 23.0 | 23.0 | 15.0 | 15.0 | 16.0 | 15.0 | 15.0 | 16.0 | 25.0 | 15.5 | 13.0 | |
| 1.9 | 3.4 | | 54.0 | 24.0 | 24.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 14.0 | 15.0 | 21.0 | 14.0 | 13.0 | |
| 2.0 | 3.5 | | 54.0 | 24.0 | 24.5 | 15.0 | 15.0 | 16.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 21.0 | 15.0 | 13.0 | |
| 2.2 | | | 53.0 | 25.0 | 25.0 | 14.5 | 14.5 | 15.5 | 14.0 | 14.0 | 15.0 | 22.0 | 14.5 | 13.0 | (計測No.1) |
| 2.4 | 3.4 | | 52.0 | 25.5 | 26.5 | 14.5 | 14.5 | 16.0 | 15.5 | 15.5 | 15.0 | 22.5 | 14.0 | 13.0 | |
| 2.7 | 3.3 | | 51.0 | 27.0 | 28.0 | 14.0 | 14.0 | 14.5 | 13.5 | 13.5 | 14.5 | 22.5 | 15.0 | 13.0 | |
| 2.9 | 3.2 | | 50.5 | 28.0 | 29.0 | 14.0 | 14.0 | 16.0 | 13.5 | 13.5 | 14.5 | 24.0 | 13.0 | 13.0 | |
| 3.3 | | | 50.5 | 28.0 | 30.0 | 14.0 | 14.0 | 15.0 | 13.5 | 13.5 | 15.0 | 24.0 | 13.0 | 13.5 | (計測No.2) |
| 3.5 | 3.6 | | 51.0 | 27.5 | 29.5 | 14.0 | 14.0 | 15.0 | 14.0 | 14.0 | 15.0 | 22.0 | 14.0 | 14.0 | |
| 3.7 | 4.5 | | 49.5 | 26.5 | 28.0 | 14.0 | 14.0 | 15.0 | 13.5 | 13.5 | 15.0 | 19.5 | 14.0 | 14.0 | |
| 4.0 | 5.7 | | 45.0 | 25.0 | 25.5 | 14.0 | 14.0 | 16.0 | 14.0 | 14.0 | 14.0 | 17.0 | 15.0 | 14.0 | |
| 4.2 | 6.4 | | 43.5 | 25.0 | 25.0 | 14.0 | 14.0 | 15.5 | 13.5 | 13.5 | 14.0 | 17.0 | 15.0 | 14.0 | |
| 4.3 | 7.2 | | 43.0 | 24.0 | 25.0 | 14.0 | 14.0 | 16.0 | 13.5 | 13.5 | 14.0 | 16.5 | 15.0 | 14.0 | |
| 4.5 | 7.7 | | 42.0 | 23.0 | 23.5 | 14.5 | 14.5 | 16.0 | 14.0 | 14.0 | 14.5 | 16.0 | 15.5 | 14.5 | |
| 4.6 | 7.9 | | 41.5 | 23.0 | 23.0 | 14.5 | 14.5 | 16.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 16.0 | 15.5 | 14.5 | (計測No.3) |
| 4.8 | 8.6 | | 40.5 | 22.0 | 22.5 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | 15.0 | |
| 5.0 | 9.2 | | 39.0 | 22.0 | 22.0 | 15.0 | 15.0 | 15.5 | 14.0 | 14.0 | 15.0 | 16.0 | 15.0 | 15.0 | |
| 5.1 | 9.4 | | 38.0 | 21.0 | 21.5 | 15.5 | 15.5 | 16.0 | 14.0 | 14.0 | 15.0 | 15.5 | 16.0 | 15.5 | (計測No.4) |
| 5.3 | 9.9 | | 36.5 | 21.0 | 21.0 | 16.0 | 16.0 | 16.5 | 14.5 | 14.5 | 15.0 | 16.0 | 16.0 | 15.0 | |
| 5.5 | 10.4 | | 33.5 | 20.5 | 20.5 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 14.5 | 14.5 | 15.5 | 16.0 | 16.0 | 15.5 | |
| 5.8 | 11.2 | | 30.0 | 20.0 | 20.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | 14.5 | 14.5 | 15.5 | 15.5 | 16.5 | 15.5 | |
| 10.00 | 11.4 | | 27.5 | 20.0 | 20.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | 15.0 | 15.0 | 16.0 | 16.0 | 16.5 | 15.0 | |
| 0.1 | 11.7 | | 26.5 | 20.0 | 20.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 17.0 | 15.0 | |
| 0.2 | 11.8 | | 25.5 | 20.0 | 20.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | 14.5 | 14.5 | 16.0 | 16.0 | 17.0 | 15.0 | |
| 0.4 | 12.0 | | 24.0 | 20.0 | 20.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 17.0 | 15.0 | |
| 0.7 | 12.2 | | 23.0 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 18.0 | 16.5 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 17.0 | 15.5 | |

表 7.2 - (2)

| 計測時刻 | 回転数 | 舵角 | 計測位置図 | | | | | | | | | | | | 備考 |
|-------|------|-----------------|-------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|-------------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | |
| 10.09 | 124 | | 22.0 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 18.0 | 16.0 | 15.0 | 15.0 | 16.0 | 16.0 | 17.0 | 15.5 | |
| 12 | 120 | | 23.0 | 20.0 | 20.0 | 18.0 | 18.0 | 16.5 | 15.0 | 15.0 | 16.0 | 16.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 14 | 125 | | 23.0 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 18.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 16 | | | 22.0 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 18.0 | 16.5 | 15.5 | 15.5 | 16.5 | 16.5 | 17.0 | 16.0 | |
| 20 | | | 31.5 | 20.0 | 20.0 | 18.5 | 18.5 | 16.5 | 15.5 | 15.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 22 | | | 25.0 | 20.0 | 20.0 | 18.5 | 18.5 | 16.5 | 16.0 | 16.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 24 | | | 29.0 | 21.0 | 21.0 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | 16.5 | 16.5 | 17.0 | 16.0 | |
| 26 | | p30° | 34.0 | 21.0 | 21.0 | 18.5 | 18.5 | 16.5 | 16.0 | 16.0 | 16.5 | 16.5 | 17.0 | 16.0 | |
| 28 | | S.35° → 0° | 31.0 | 20.0 | 20.0 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 30 | | | 27.0 | 20.0 | 20.0 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 32 | 116 | 0° → p35° | 32.5 | 21.0 | 21.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 34 | | S.35° → p30° | 33.0 | 20.5 | 20.5 | 18.5 | 18.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 36 | | | 33.0 | 20.0 | 20.0 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 37 | | | 32.0 | 20.0 | 20.0 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 38 | | S.34° S.旋回中 | 29.5 | 19.5 | 19.5 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 40 | 104 | | 33.0 | 21.0 | 21.0 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 42 | 104 | | 38.5 | 21.0 | 21.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 18.0 | 18.0 | 18.0 | 18.0 | 18.0 | 16.0 | (計測 No. 5) |
| 48 | | | 40.5 | 21.0 | 21.5 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 51 | 124 | | 32.5 | 20.0 | 20.0 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 52 | | | 30.5 | 20.0 | 19.5 | 18.5 | 18.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | (計測 No. 6) |
| 56 | 112 | P.旋回中 | 31.0 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 57 | 117 | | 32.0 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 16.0 | |
| 11.00 | 124 | | 29.5 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 02 | 124 | | 28.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 16.0 | (計測 No. 7) |
| 03 | 106 | | 27.5 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 04 | 101 | | 30.0 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 18.5 | 18.5 | 18.0 | 16.0 | (計測 No. 8) |
| 07 | 98 | | 32.0 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 18.0 | 18.0 | 16.0 | |
| 09 | 118 | | 33.5 | 20.5 | 20.5 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | |
| 13 | 124 | | 28.5 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 14 | 60 | | 29.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 16.0 | (ast. 開始) |
| 15 | 0 | | 31.0 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 16 | -100 | | 37.0 | 24.0 | 24.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 18 | -100 | | 38.0 | 24.0 | 24.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | 18.5 | 18.5 | 18.0 | 16.0 | (計測 No. 9) |
| 24 | -100 | | 33.5 | 23.5 | 23.5 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 25 | 0 | | 33.5 | 24.0 | 24.0 | 18.5 | 18.5 | 18.5 | 15.5 | 15.5 | 18.0 | 18.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 26 | 100 | | 38.5 | 22.0 | 23.0 | 18.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 28 | 106 | | 41.0 | 22.0 | 22.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 16.0 | |

表 7.2 — (3)

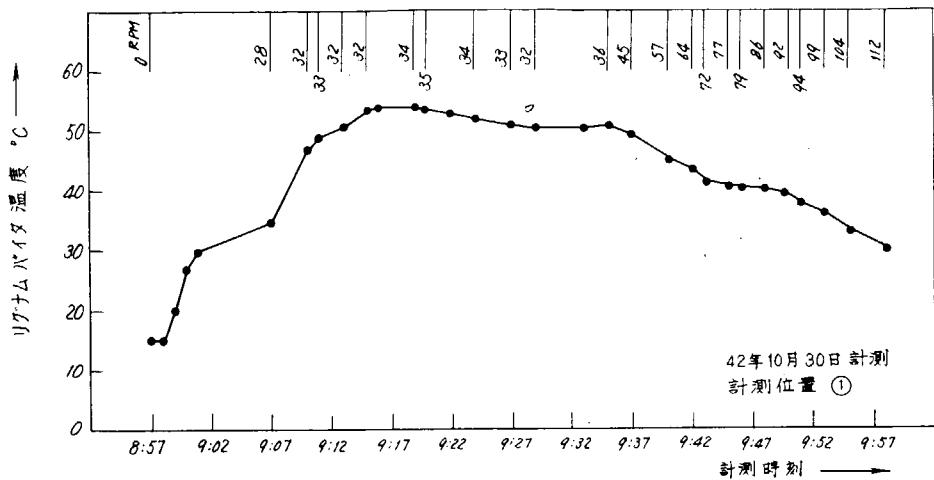
| 計測時刻 | 回転数 | 舵角 | 計測位置 | | | | | | | | | | | | 備考 |
|-------|-------|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|--------------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | |
| 11.30 | 120 | | 35.5 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 32 | 125 | | 30.5 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 33 | 110 | | 29.5 | 21.0 | 21.0 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 35 | 103 | | 30.0 | 21.0 | 21.0 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | (1/2 LOAD開始) |
| 38 | 103 | | 31.0 | 22.0 | 22.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | |
| 43 | 103 | | 31.0 | 22.0 | 22.0 | 19.0 | 19.0 | 18.5 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | (計測No.10) |
| 45 | 102.5 | | 31.0 | 22.0 | 22.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 48 | 102.5 | | 31.0 | 22.0 | 22.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 50 | 103.5 | | 30.0 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 55 | 102.5 | S.旋回中 | 30.0 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | (計測No.11) |
| 59 | 89 | | 38.0 | 25.0 | 25.0 | 18.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 15.5 | |
| 12.01 | | | 37.5 | 24.0 | 23.5 | 18.5 | 18.5 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | 16.5 | |
| 05 | 101 | | 32.0 | 21.5 | 21.5 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 08 | 101 | | 30.5 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 14 | 102 | | 29.0 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | (計測No.12) |
| 20 | 102 | | 28.5 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 22 | | | 28.5 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | 16.0 | |
| 25 | 107 | | 27.0 | 20.5 | 20.5 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | (65% LOAD開始) |
| 12.27 | | | 33.0 | 22.0 | 22.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | 15.5 | |
| 29 | 98 | | 36.0 | 23.0 | 23.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 34 | | | 29.0 | 20.5 | 20.5 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | |
| 37 | | | 27.5 | 20.5 | 20.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | 16.5 | |
| 52 | | | 29.0 | 20.0 | 20.0 | 19.5 | 19.5 | 18.5 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 57 | 110 | | 28.5 | 20.0 | 20.0 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 13.00 | 110 | | 28.0 | 20.0 | 20.0 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | (計測No.13) |
| 07 | | | 27.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 10 | | S.20°旋回中 | 28.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.5 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 12 | | | 33.5 | 21.5 | 21.5 | 19.5 | 19.5 | 18.5 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 16.0 | (計測No.14) |
| 13 | 97 | | 35.5 | 22.0 | 22.0 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 16.0 | 16.0 | |
| 16 | | | 33.0 | 20.0 | 20.0 | 19.5 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | 16.0 | |
| 19 | | | 30.0 | 20.0 | 20.0 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | |
| 22 | | | 29.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | 16.0 | (計測No.15) |
| 29 | 108 | | 28.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 15.5 | |
| 30 | | S.旋回中 | 28.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 15.5 | (計測No.16) |
| 34 | | | 35.5 | 21.0 | 21.0 | 19.5 | 19.5 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 36 | 109 | | 32.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | |
| 40 | 110.5 | | 29.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 17.0 | (計測No.17) |

表 7.2 - (4)

| 計測時刻 | 回転数 | 舵角 | 計測位置 | | | | | | | | | | | | 備考 |
|-------|-----|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|----------------------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | |
| 13.44 | 110 | | 29.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.5 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | |
| 45 | 110 | | 29.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.5 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 17.0 | |
| 46 | | | 29.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | (65% LOAD 終(NOR. 開始) |
| 50 | | | 27.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 52 | | | 28.5 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 18.0 | 17.5 | 17.5 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 55 | 114 | | 29.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 56 | 116 | | 28.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | |
| 57 | 117 | | 28.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.5 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | |
| 14.00 | 118 | | 27.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.5 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | |
| 01 | 119 | | 27.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | 16.5 | (計測 No. 18) |
| 04 | 119 | | 26.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | |
| 07 | | | 25.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 09 | | | 26.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 20.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 12 | 109 | S. 旗回中 | 32.0 | 21.0 | 21.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | (計測 No. 19) |
| 14 | 108 | | 34.5 | 21.0 | 21.0 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 18.0 | 17.5 | 17.5 | 17.5 | 16.0 | |
| 15 | | | 34.0 | 21.0 | 21.0 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 17 | 117 | | 31.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 18 | 118 | | 30.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 20 | 119 | | 28.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | |
| 23 | 119 | | 27.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | (計測 No. 20 (22)) |
| 24 | 119 | | 27.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | |
| 26 | 119 | | 27.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | (NOR. 終了) |
| 28 | 121 | | 27.5 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | |
| 29 | 124 | | 27.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.5 | |
| 31 | 125 | | 26.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | |
| 34 | 124 | | 27.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 18.0 | 16.5 | |
| 37 | 122 | | 28.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 42 | | | 27.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 17.0 | (MCR. 開始) |
| 43 | 126 | | 27.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | (計測 No. 21) |
| 48 | 126 | | 26.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | |
| 50 | 126 | | 26.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | |
| 51 | 129 | | 26.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 19.0 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 19.0 | 16.0 | |
| 52 | 126 | | 26.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 19.0 | 17.5 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | |
| 56 | 126 | | 26.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.5 | |
| 58 | 112 | S. 旗回中 | 31.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | (計測 No. 22) |
| 15.00 | | | 34.0 | 20.5 | 20.5 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | |
| 01 | 124 | | 33.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | |

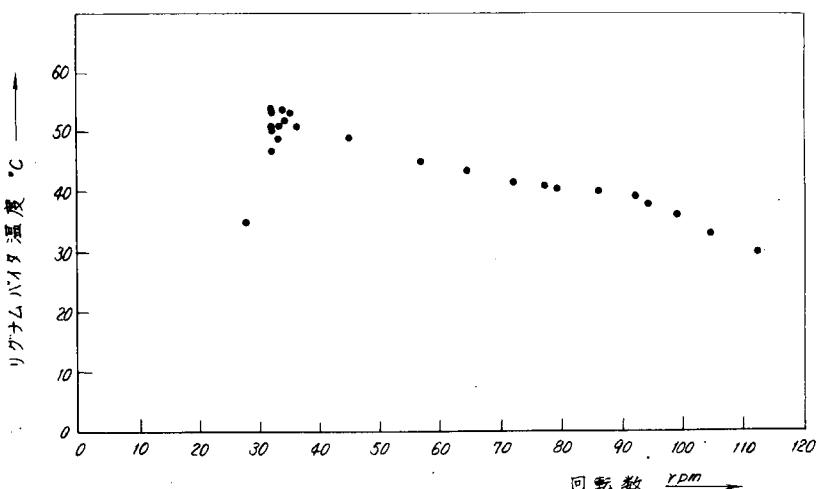
表 7.2 - (5)

| 計測時刻 | 回転数 | 舵角 | 計測位置 | | | | | | | | | | | | 備考 |
|-------|------|-------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------------------------|
| | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | |
| 15.02 | 125 | | 31.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | |
| 04 | | | 28.5 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | |
| 08 | 127 | | 27.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 16.0 | (15.10 計測No.23) |
| 22 | 126 | | 26.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | |
| 27 | 126 | | 26.5 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | (船尾冷却水 の送水を止める) |
| 30 | 126 | | 26.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | |
| 32 | | 0° +P.5° | 26.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.5 | 17.0 | |
| 37 | 129 | P.5° | 25.5 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 19.0 | 17.0 | |
| 39 | | | 26.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 19.0 | 17.0 | (計測No.24) |
| 42 | 126 | | 26.5 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 19.0 | 17.0 | |
| 53 | 126 | | 26.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | 19.0 | 17.0 | (16.16 計測No.25) |
| 16.07 | | | 25.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 18.5 | 17.0 | 16.5 | 16.5 | 19.0 | 17.0 | (16.20 計測No.26) |
| 22 | | | 25.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 19.0 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 16.5 | 16.5 | 19.0 | 18.0 | |
| 28 | | | 25.0 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.0 | 18.5 | 17.0 | 16.5 | 16.5 | 19.5 | 17.5 | |
| 33 | | | 26.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 19.5 | 18.5 | 19.5 | 17.0 | 16.5 | 16.5 | 19.5 | 15.0 | (船尾冷却水の み送水を開始) |
| 37 | | | 27.0 | 19.0 | 19.0 | 20.5 | 20.5 | 17.5 | 17.5 | 17.0 | 16.5 | 16.5 | 19.0 | 15.5 | |
| 45 | 122 | | 27.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 20.0 | 19.5 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | 19.0 | 15.5 | (計測No.27) |
| 46 | | | 27.0 | 19.0 | 19.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 19.0 | 15.5 | (船首尾冷却水 の送水を開始) |
| 50 | | | 27.5 | 19.0 | 19.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 19.0 | 16.0 | (計測No.28) |
| 52 | | | 27.0 | 19.0 | 19.0 | 20.0 | 20.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 19.0 | 16.0 | |
| 55 | 124 | | 27.0 | 19.0 | 19.0 | 20.5 | 20.5 | 20.0 | 19.0 | 17.0 | 16.5 | 18.0 | 19.0 | 16.0 | |
| 17.01 | 122 | | 26.0 | 19.0 | 19.0 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | 19.0 | 14.5 | |
| 03 | | | 29.0 | 19.0 | 19.0 | 20.5 | 20.5 | 19.0 | 19.0 | 17.0 | 16.0 | 16.0 | 18.0 | 14.5 | |
| 05 | | P.35° | 38.0 | 21.0 | 21.0 | 21.5 | 21.5 | 18.5 | 19.5 | 17.0 | 17.0 | 17.5 | 19.0 | 13.5 | |
| 07 | | | 30.0 | 23.0 | 23.0 | 22.0 | 22.0 | 17.0 | 19.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 18.5 | 14.0 | |
| 09 | | P.35° | 26.0 | 22.5 | 22.5 | 22.0 | 22.0 | 18.0 | 19.0 | 17.0 | 16.0 | 17.0 | 18.0 | 14.5 | |
| 11 | | | 28.5 | 23.0 | 23.0 | 21.5 | 21.5 | 17.0 | 19.0 | 17.0 | 16.5 | 16.0 | 18.0 | 13.5 | |
| 13 | | | 38.0 | 22.0 | 22.0 | 21.0 | 21.0 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 18.0 | 16.0 | 14.5 | |
| 15 | -7.0 | | 42.0 | 23.5 | 23.5 | 20.5 | 20.5 | 18.5 | 18.5 | 17.0 | 16.5 | 19.5 | 16.0 | 13.0 | |
| 16 | 0 | | 37.0 | 22.0 | 22.0 | 20.5 | 20.5 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 13.5 | |
| 17 | | P.35° | 33.0 | 22.0 | 22.0 | 20.5 | 20.5 | 18.0 | 18.0 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.0 | 14.0 | |
| 20 | | | 27.0 | 23.0 | 23.0 | 20.5 | 20.5 | 17.0 | 18.5 | 17.0 | 17.0 | 17.0 | 16.5 | 14.0 | |
| 22 | | | 24.5 | 23.0 | 23.0 | 20.5 | 20.5 | 17.5 | 18.5 | 16.5 | 16.5 | 16.5 | 15.5 | 15.5 | (17.21 ENGINE STOP) |
| 25 | | | 21.0 | 21.0 | 21.0 | 21.0 | 21.0 | 19.0 | 18.5 | 16.5 | 16.0 | 16.0 | 15.0 | 15.0 | |
| 28 | | | 22.0 | 22.0 | 22.0 | 20.5 | 20.5 | 18.5 | 18.0 | 16.0 | 16.0 | 16.0 | 15.0 | 15.5 | |
| 37 | | | 22.5 | 21.0 | 21.0 | 20.0 | 20.0 | 18.0 | 18.5 | 17.5 | 16.0 | 16.0 | 15.0 | 15.0 | |



時間と温度の関係

図 7.24(a) 回転数の変化とリグナムバイタの温度変化の一例



回転数と温度の関係 (図 7.24(a)で横軸を回転数にした場合)

図 7.24(b) 回転数の変化とリグナムバイタの温度変化の一例

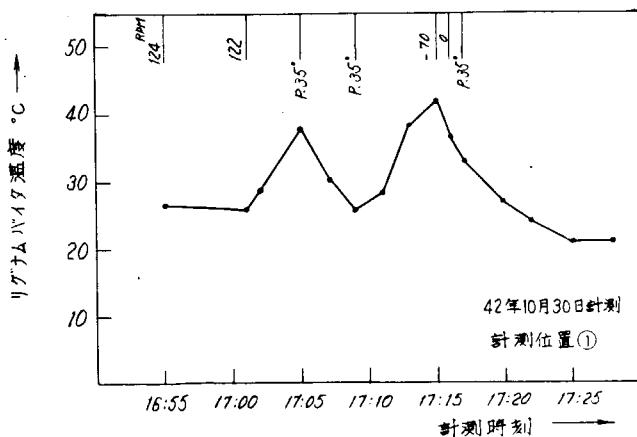


図 7.25 Ahead-Stop-Astern 時の
リグナムバイタの温度変化の一例

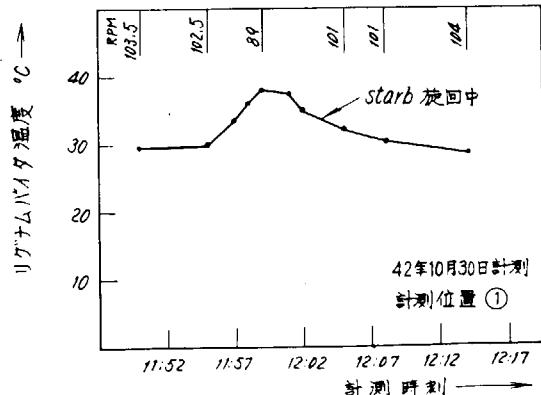


図 7.26 旋回中のリグナムバイタの
温度変化の一例

③が降下を示しているときに④、⑤、⑥は上昇を示していることである。図7.2.8にその一例を示す。

(イ) 軸受半径方向の温度変化の様相について

図7.2.1～図7.2.3によれば①、②、③において、②、③がほぼ同一の温度を示し、①が②、③より高い温度を示している。④、⑤においてはほぼ同一の温度を示している。①が高い理由は、①が②、③とは同一円周上になく、②、③よりも船尾側に挿入されているためであろう。従つて正確な比較はできないが、一応半径方向には温度の相違はないものと思われる。（但し計測した位置の範囲内で）

(二) 船尾管入口の冷却水を止めたときのリグナムバイタの温度変化

①については、冷却水を止めたためによる温度上昇は認められない。

②、③、④、⑤、⑥については、約1°Cの温度上昇が認められる。なお冷却水を止めておいた時間は、約1時間である。

(ホ) 運転時間と軸受温度

表7.3は、係留運転、摺合運転、公式試運転、および本船引渡後の航海における軸受の最高温度を①についてまとめたものである。運転時間が増加するに従い、最高温度は低下してゆくことがわかる。

(2) 冷却水の温度について

(イ) 回転数および舵角の変化による温度変化

リグナムバイタとほぼ同様の変化が見られる。図7.2.9、図7.3.0、図7.3.1に計測位置符号⑨、⑩、⑪、⑫における温度変化の様相を示す。

(ロ) 軸長手方向の温度変化

M C R中を除き、船尾側の方が温度が高い。

(ハ) 半径方向の温度変化

⑨、⑩において、主機起動時を除き

ほぼ同じ温度を示している。従つて計測位置付近においては、半径方向の温度差はないものと思われる。

(二) 船尾管入口冷却水を止めたときの船尾管内冷却水の温度変化

⑪では、約1°Cの温度上昇が認められるが、⑨、⑩では温度変化は認められない。⑪の温度は⑨、⑩の温度（16.5°C～17°C）より約2.5～3°C高い温度を示している。これは⑨、⑩の方が⑪より船尾にあり、船外の海水による冷却効果があるためであろう。なお冷却水を止めておいた時間は約1時間である。

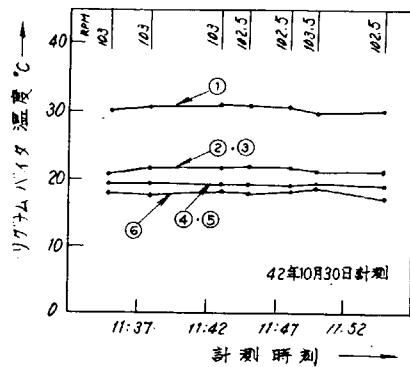


図7.2.7 リグナムバイタ軸受の軸長手方向の温度変化の一例

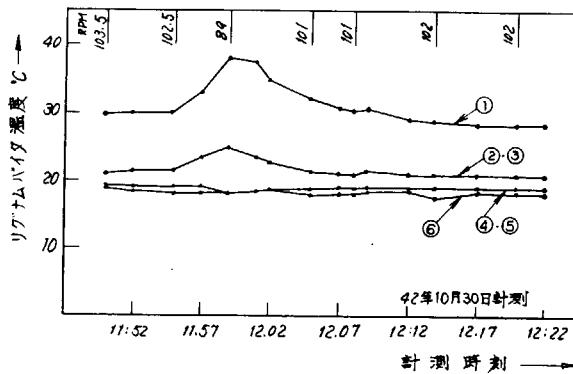


図7.2.8 リグナムバイタの温度変化の一例

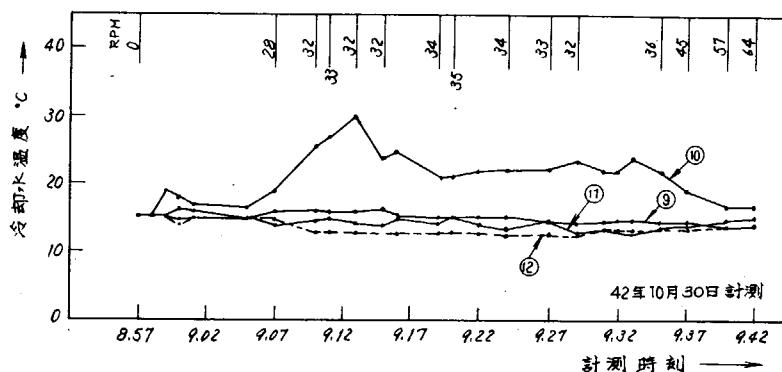


図7.2.9 回転数の変化による冷却水の温度変化の一例

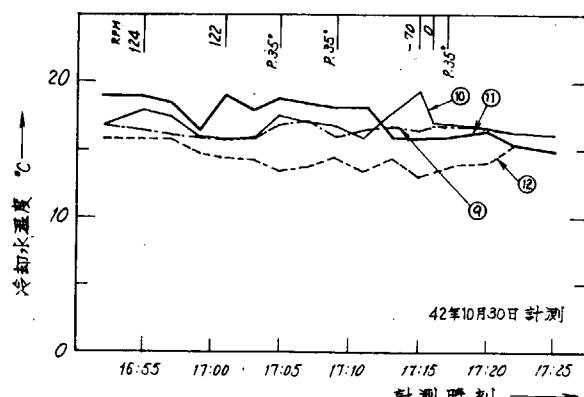


図7.3.0 Astern - Stop - Ahead 時の冷却水の温度変化の一例

表7.3 各種運転時および航海時のリグナムバイタ温度

注 最高温度は①における温度を示す。

| | 計測年月日 | 最高温度 | 海面の状況 | 天 气 | 海水温度 | 主機運転状態 その他 |
|---------------------------|------------|----------|-------|-----|------------------|-----------------------------|
| 係 留 運 転 | 4 2.1 0.27 | 5 6.0 °C | | | 船尾管入口 14.0 °C | 回転数は最高 約 50 rpm |
| 摺 合 運 転 | 4 2.1 0.28 | 5 1.5 °C | Calm | 晴 | 船尾管入口 19.0 °C | 3 6～6 4 rpm |
| 公 式 試 運 転 | 4 2.1 0.30 | 5 4.0 °C | Calm | 晴 | 16.5 °C | 3 2 rpm (D.S.) |
| 航 海 記 録 神 戸 → PUSAN | 4 2.1 1. 7 | 4 7.0 °C | | | 船尾管入口 19.0 °C | 主機停止前後 |
| 航 海 記 録 PUSAN → 門 司 | 4 2.1 1. 8 | 2 7.0 °C | | | 船尾管入口 13.0 °C | 主機起動直後 |
| 航 海 記 録 門 司 → 神 戸 | 4 2.1 1. 9 | 1 8.0 °C | Calm | | 船尾管入口 18.0 °C | 航 海 中 ③が最高温度 27.5 °C を記録 |
| 航 海 記 録 NEW YORK → 神 戸 | 4 3. 1. 25 | 3 2.0 °C | Calm | 曇 | 18.0 °C | 航 海 中 極端な温度変化はない。 |

(3) ブツシユの温度について

⑦はブツシユそのものの温度を計測し、⑧はブツシユ表面とリグナムバイタ裏面との間の温度を計測したため正確な比較はできない。記録結果によれば、冷却水やリグナムバイタにみられたような温度変化はなく、14~15°Cから徐々に温度が上昇し、以後一定(17~19°C)の温度を示している。このとき⑦の温度は約18~19°C、⑧の温度は約17~18°Cであつて、⑦の方が温度が高い。これは⑧の方が⑦より船尾にあり船外の海水による冷却効果があるためであろう。一定状態における海水の温度は⑪で約15~17°C、⑫で約13~16°Cである。船尾管入口冷却水を止めたときのブツシユの温度変化は⑦で約1°Cの上昇が認められたが⑧では変化は認められなかつた。

これも船外の海水による冷却効果のためと思われる。

[温度についての推察]

以上の温度計測の結果から次のことが推定出来る。

- (1) 本船の計測で明らかになつたことは、リグナムバイタ軸受がかなりの高温(50~60°C)にさらされる時期は新造期であり、航海を重ねるに従つて極端に温度が上昇することなくなる。(引渡後3ヶ月後現在)
このことは、初期において軸受面は十分滑らかではなく、突起部が軸にあたり、その部分で発熱するものと思われる。その後突起部が摩滅して軸受面が十分滑らかになるに従い、軸とのなじみが出て、温度上昇は少なくなるようである。
- (2) 低速回転で軸回転数が変化するとき、特に主機起動時、主機停止時に著しい温度上昇がみられる。
- (3) 本船の軸系の静的たわみ曲線(以後、単にたわみ曲線と称す)と、船尾リグナムバイタの軸受面圧分布を図7.3.2に示す。図7.3.2中の各軸受温度計測位置とたわみ曲線および軸受面圧分布の関係から次のことが言えるであろう。すなわち軸が軸受に当つている部分、特に面圧が大きい部分は温度上昇が他の部分より大きい。

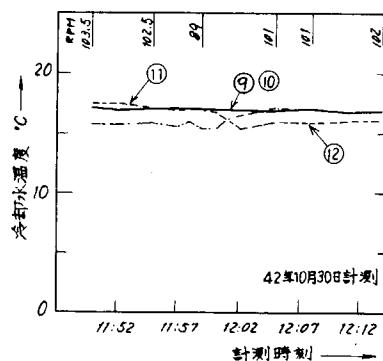


図 7.3.1 旋回中の冷却水の温度変化の一例

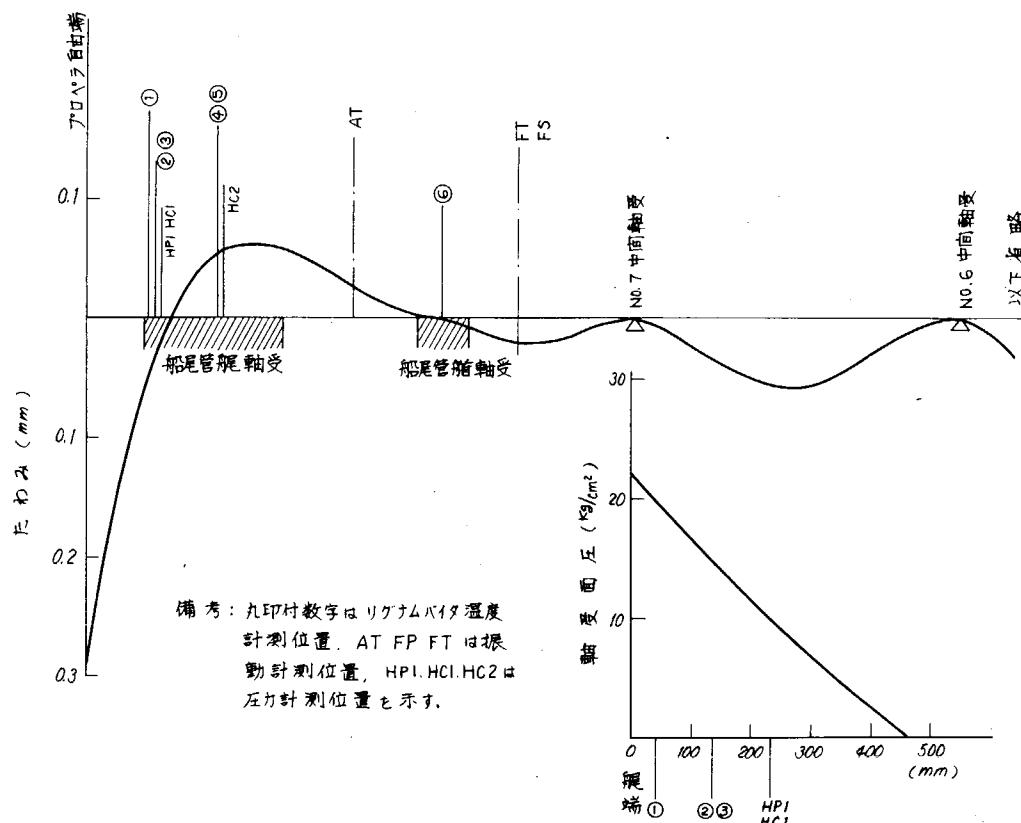


図 7.3.2 計測対象船のたわみ曲線と軸受面圧

また④、⑥では軸が軸受に当つていないのに、軸が、軸受に当つている⑥より温度が高い。これは④、⑤がより温度の高い①、②、③の部分の影響および海水温度上昇による影響によるものであろう。

以上の点から最大軸受面圧は適当な面圧以下に抑える必要がある。ちなみに実測対象船の最大軸受面圧は 2.2 Kg/cm^2 である。(図 7.3.2 参照)

注：図 7.3.2 の静的たわみ曲線と軸受面圧分布は第 3 編の電子計算機による解析で行なつたものである。

- (4) 旋回中に軸受の温度が急激に変化している。旋回中には最大約 8.2 % の軸回転数の減少があり、この軸回転数の減少により軸受表面と軸表面との間の当り部が移動したり、摩擦係数が変化したりしてその結果、温度変化が起るものと思われる。
- (5) 軸受表面温度は図 7.1.9 に示す予備実験の結果から、概略次のように推定できる。低温側をブッシュの温度として、
⑧(約 18 °C) で代表させると、係留運転時に記録した①の最高温度(56 °C) は表面では 65 °C ~ 67 °C 以上になつているものと思われる。
- (6) 普通船尾管内冷却水は船首軸受船首側から送水されているようであるが、計測結果によれば船首軸受船首側から送水しても、船首軸受船首側と船尾側の両方から送水しても温度に与える影響の差異は明確ではない。(ただし約 1.5 分間の計測時間内において)
- (7) ブッシュの温度は軸受温度と比べるとかなり低い温度を示している。これはブッシュに対して、船尾管や船外海水が、かなりの冷却効果を与えていていることを示しているものと思われる。ちなみに船尾ブッシュ船首部(⑦)の温度が約 18 ~ 19 °C、船尾ブッシュ船尾部(⑧)の温度が約 17 ~ 18 °C、海水温度(⑪)が約 15 ~ 17 °C、船尾管入口海水温度(⑫)が 13 ~ 16 °C であることから船外海水による冷却効果がかなりあるものと思われる。
- (8) 3.1 の(2)に述べられているように①、②、③が温度上昇を示しているとき④、⑤、⑥は温度降下を示し、一方①、②、③が降下を示しているときに④、⑤、⑥は上昇している。このことは特に旋回中ににおいて多く認められる現象である。これは旋回中の軸回転数の低下とあいまつて、軸の軸受に対する当り部分が変つて来るためであろう。

3.2 圧力計測結果

図 7.3.3 ~ 図 7.4.2 に計測 No. 1, 9, 10, 11, 16, 17, 18, 19, 21, 22 の電磁オシロによる記録例を示す。記録紙から圧力の最大値、最小値を読みとり、回転数、旋回方向などと、ともにまとめたものが、表 7.4 である。

図 7.4.3 は各回転数における圧力の最大値を示し、図 7.4.4 は各計測位置における翼位置と圧力の関係を示したものである。

圧力はすべてゲージ圧で示し、負圧は(−)で表わされている。

0 Kg/cm² は大気圧を表わし、また正圧と負圧とでゲージの特性が異つてゐるため、正圧側と負圧側とでは同じ振れ幅に対する圧力の大きさが異つてゐる。それらの図により次のことがわかる。

(1) 回転数の変化による圧力の変動

回転数の増加に伴い、圧力の最大値は増加していく。圧力の最大値は、Astern 時を除き約 118.8 R.P.M のとき計測位置 H.C.2 にて 2.38 Kg/cm^2 である。又、圧力の最小値は回転数の増加に伴い減少してゆく。そのとき最小値は約 101.7 R.P.M のとき H.C.2 にて -0.0188 Kg/cm^2 である。Astern のときに圧力は異常に上昇し、最大値は、 -100 R.P.M のとき H.C.2 にて 7.54 Kg/cm^2 を示している。

各計測位置における圧力の大きさの順序は次のようになつてゐる。

| | |
|----------------|-----------------------|
| 最大値の順 | H.C.2 > H.P.1 > H.C.1 |
| 最小値の順 | H.C.2 > H.P.1 > H.C.1 |
| 軸長手方向の圧力の大きさの順 | H.C.2 > H.C.1 |
| 半径方向の圧力の大きさの順 | H.P.1 > H.C.1 |

上記により特に注目されることは、H.C.2 で圧力が大きく変動していることである。

図 7.3.3 壓力計測結果（一例）

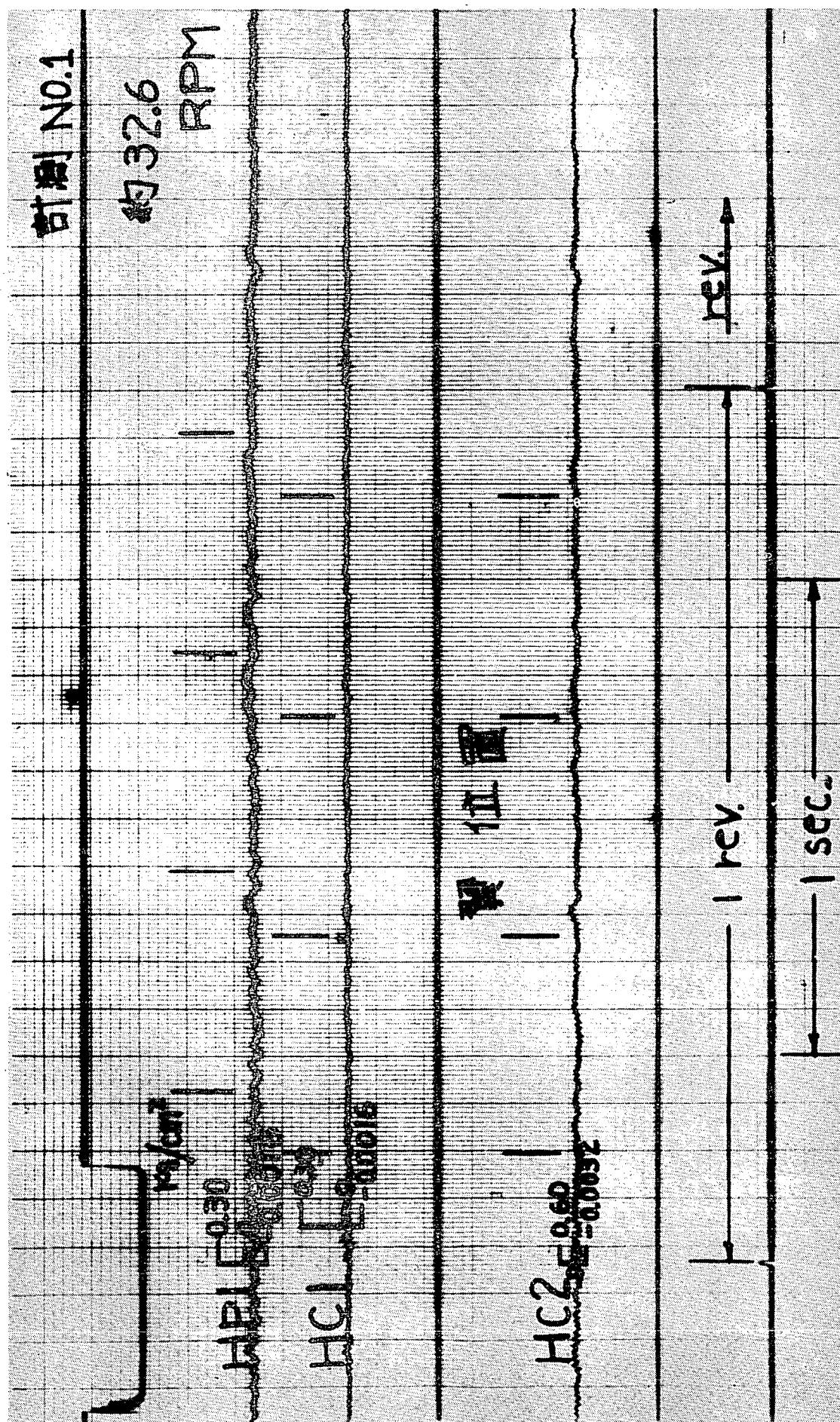
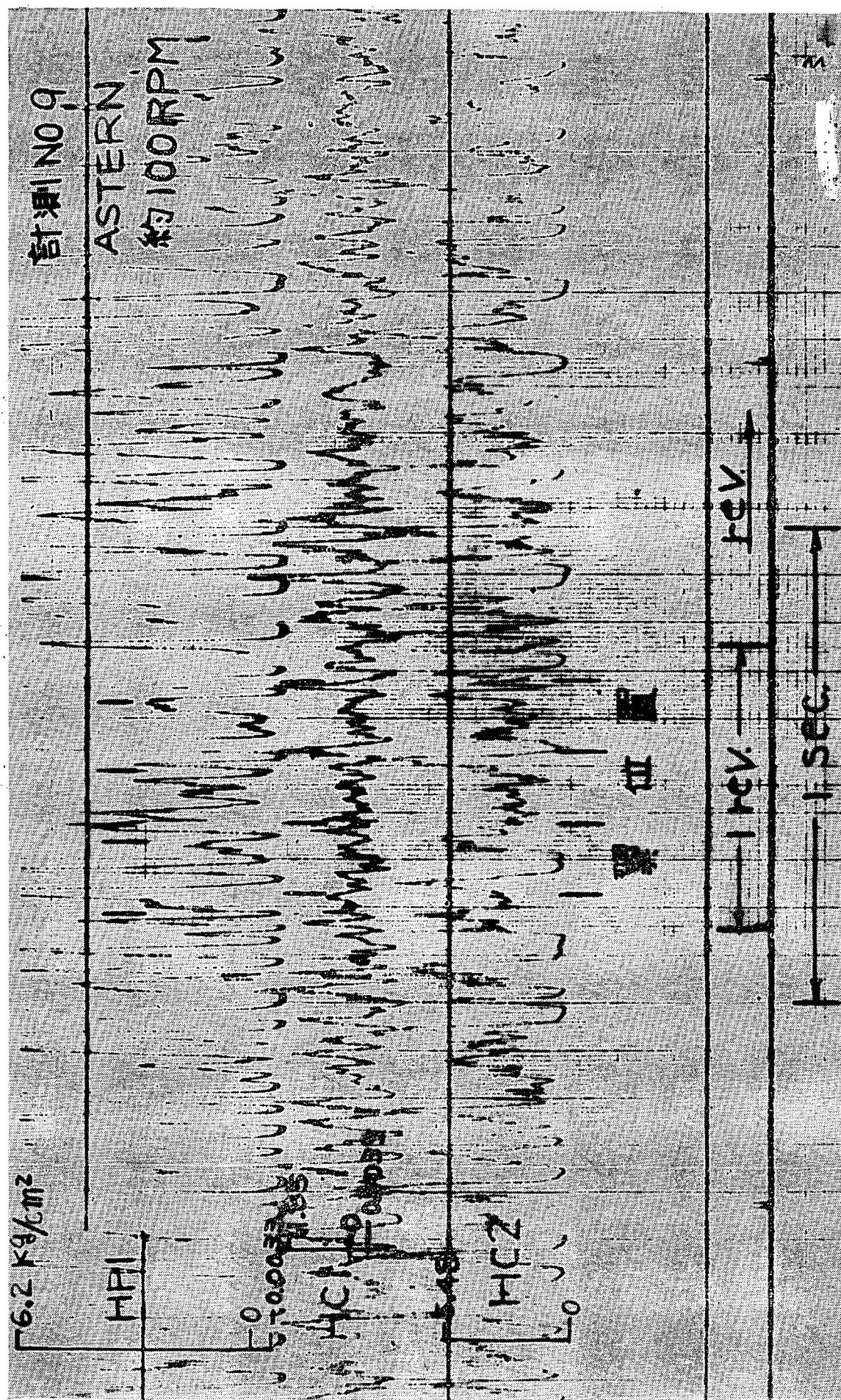


図 7.3.4 圧力計測結果(一例)



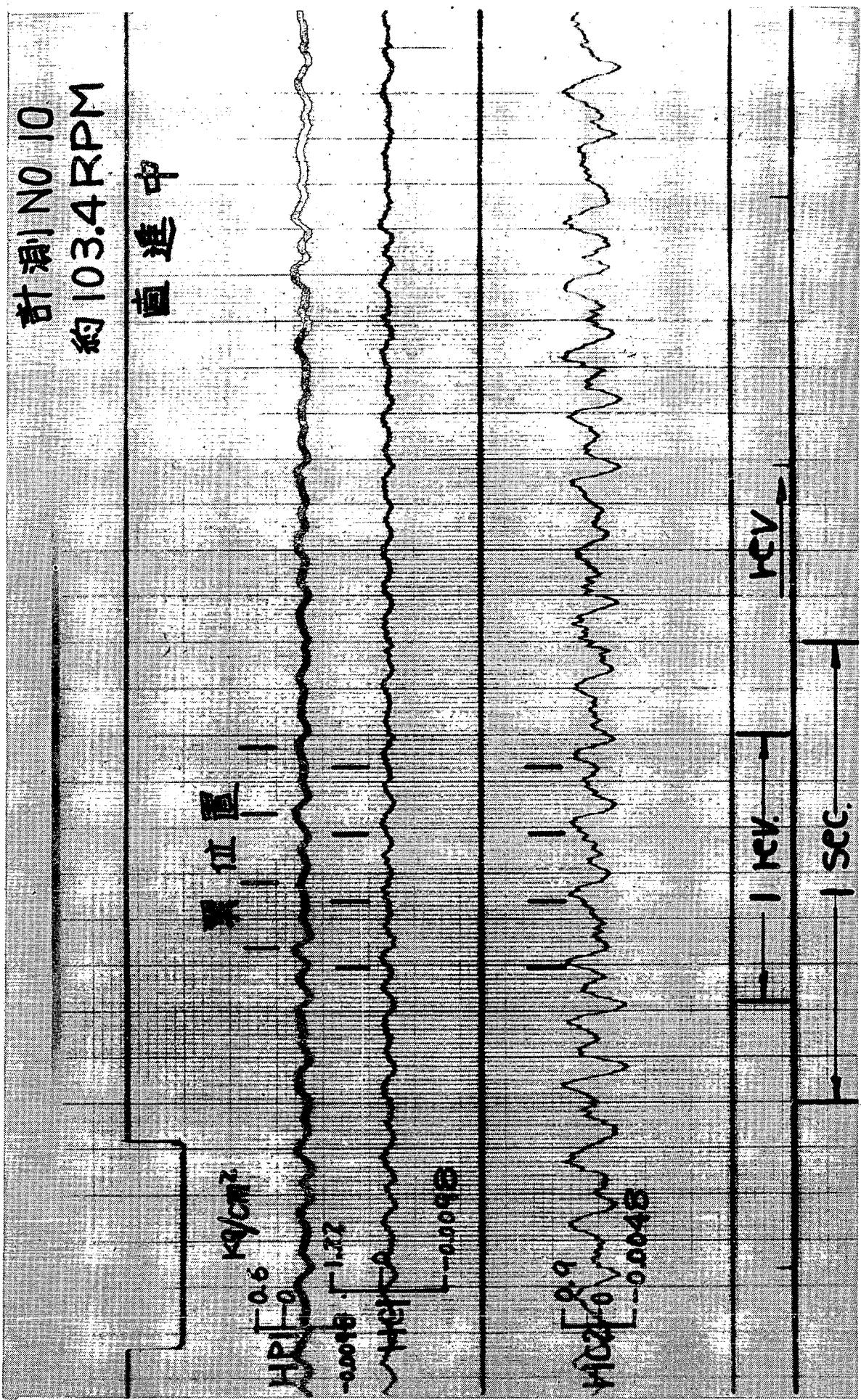


図 7.3.5 圧力計測結果（一例）

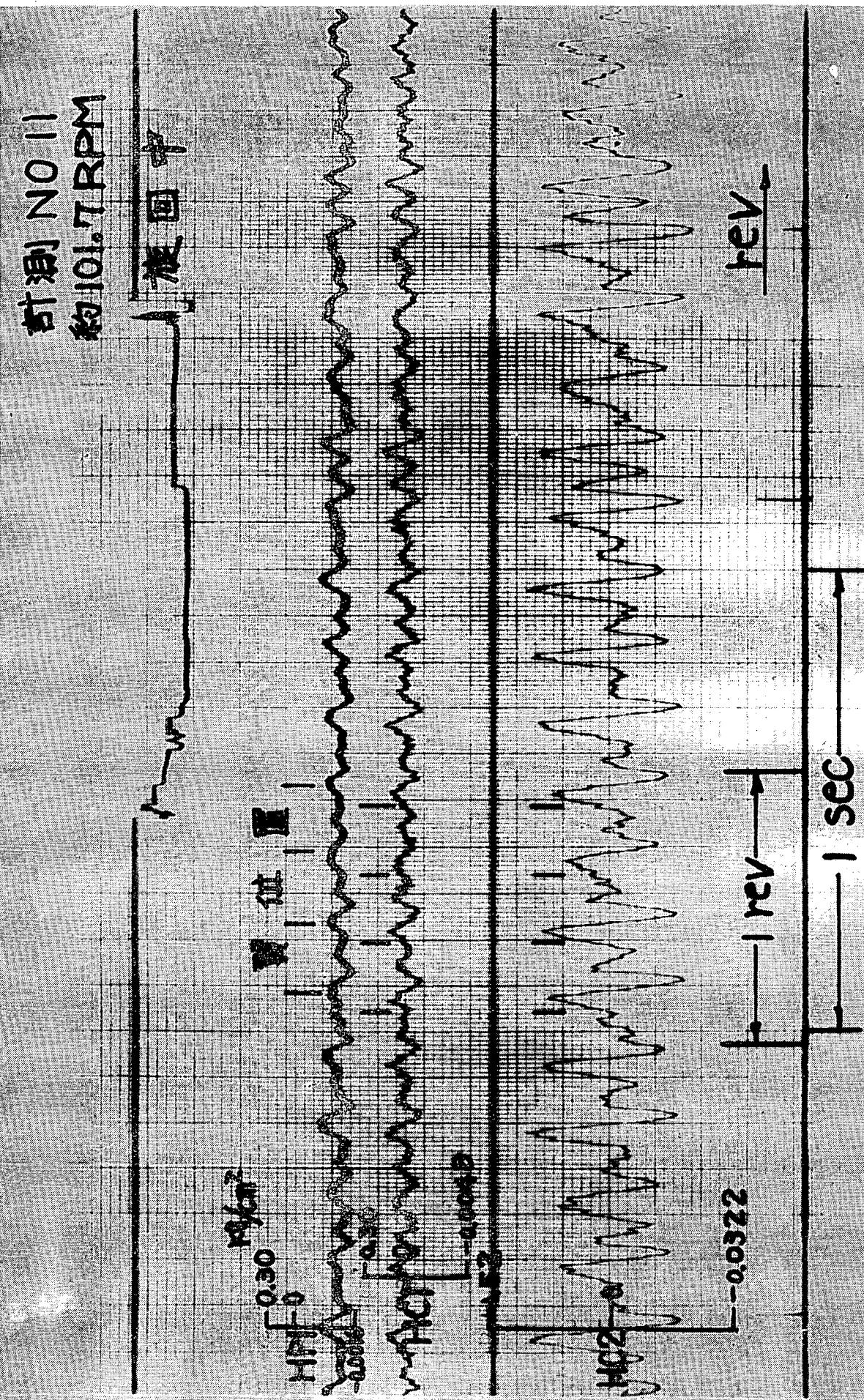


図 7.3.6 壓力計測結果(一例)

図 7.3.7 圧力計測結果 (一例)

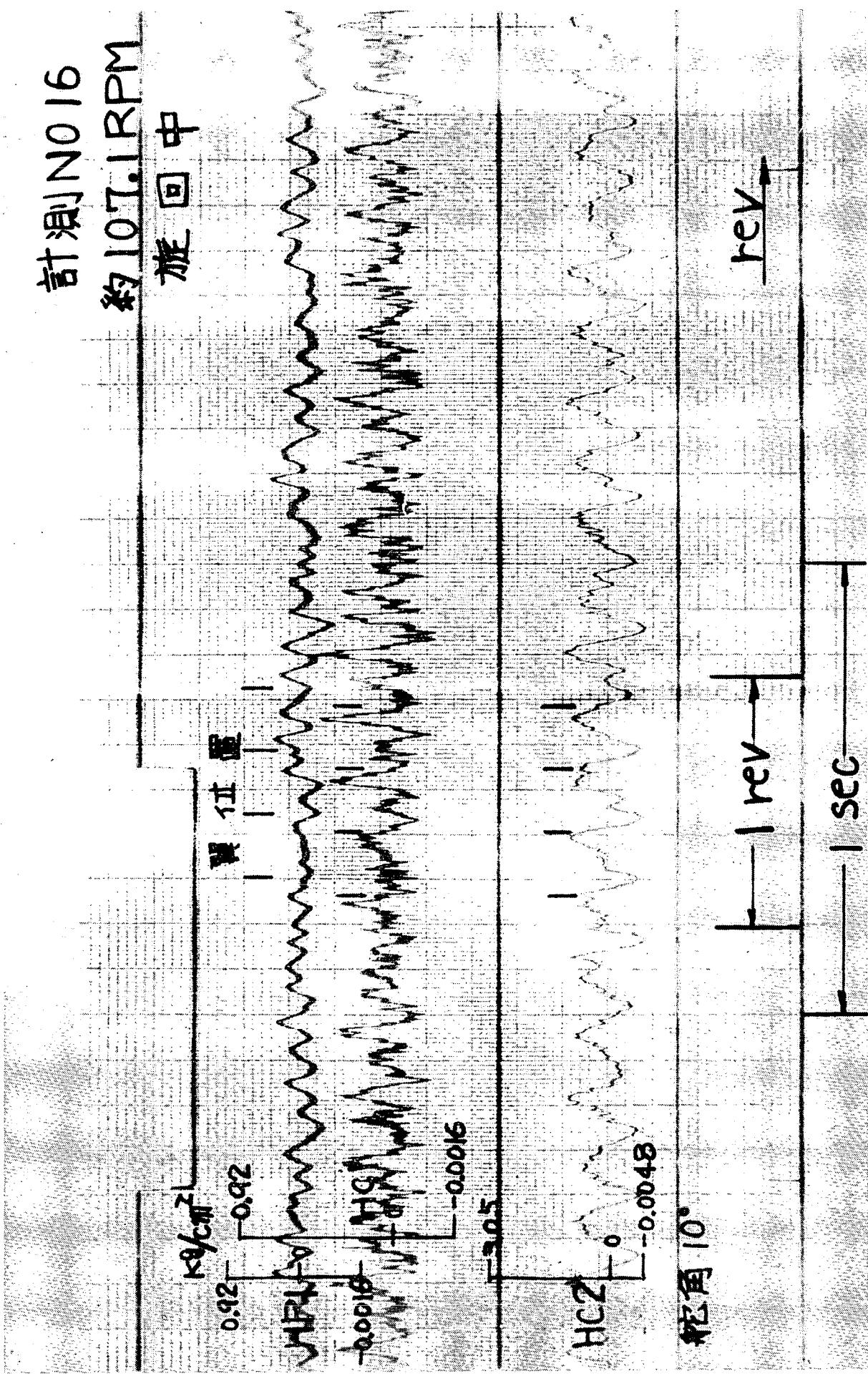
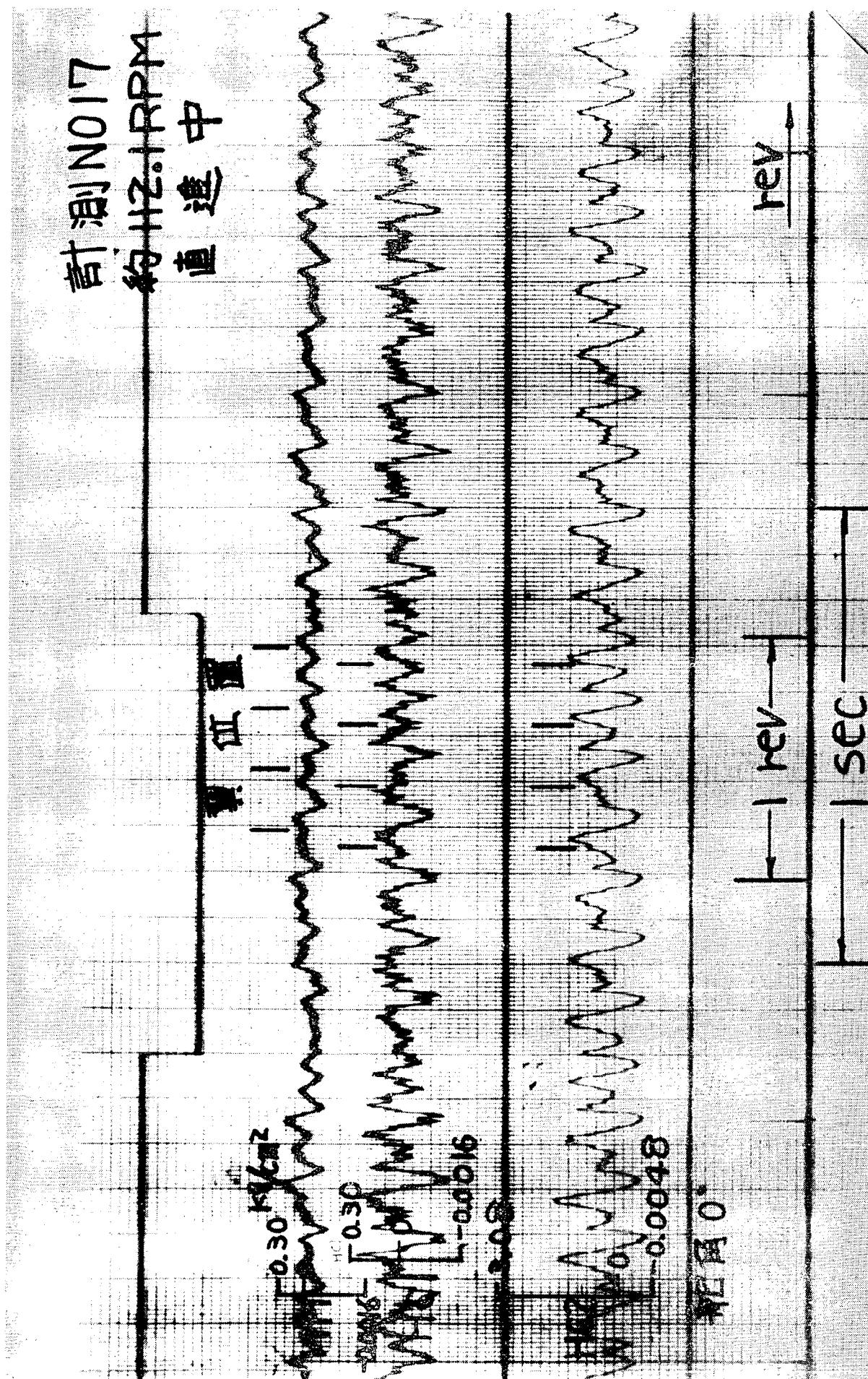


図7.38 圧力計測結果(一例)



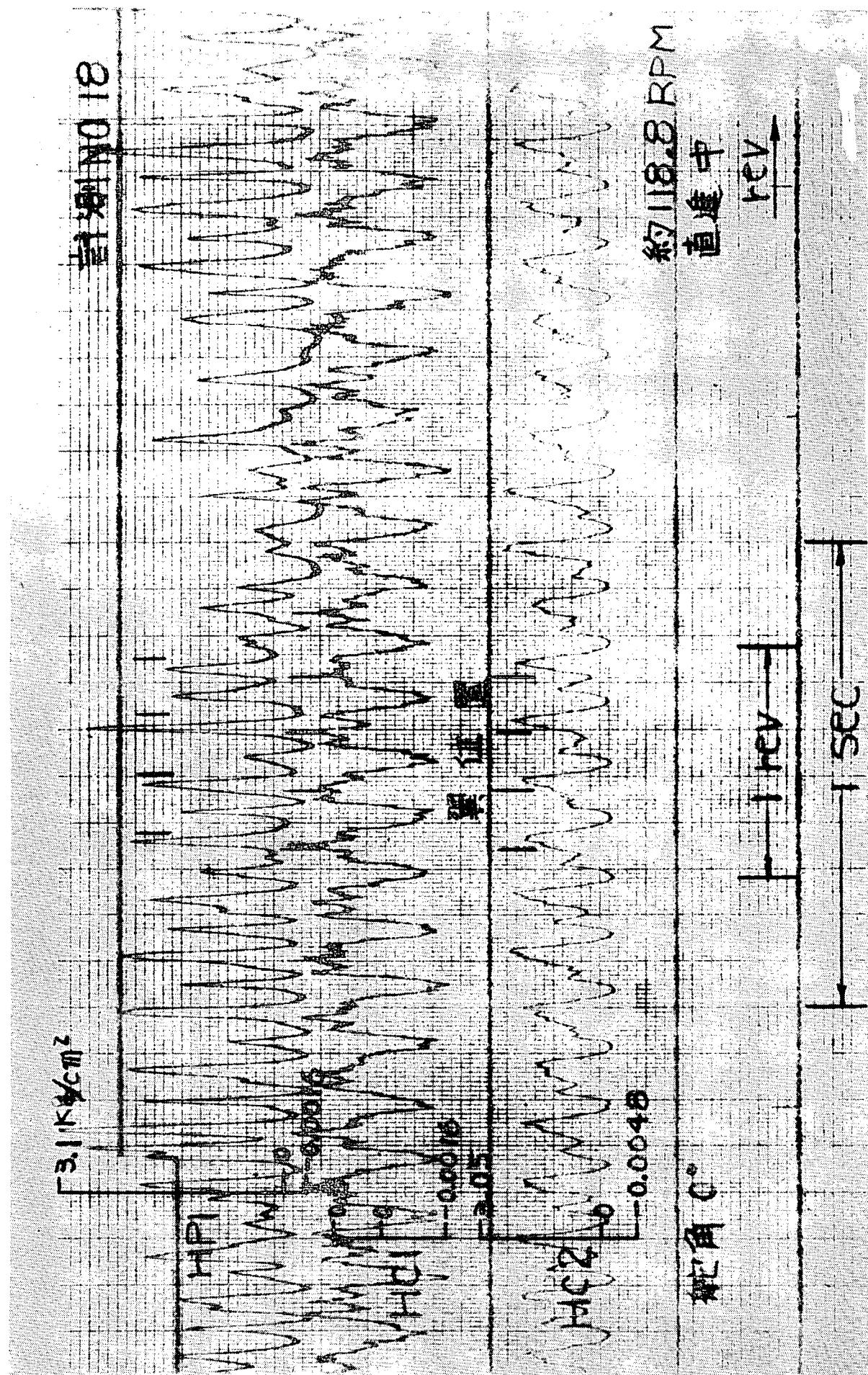


図 7.3.9 壓力計測結果（一例）

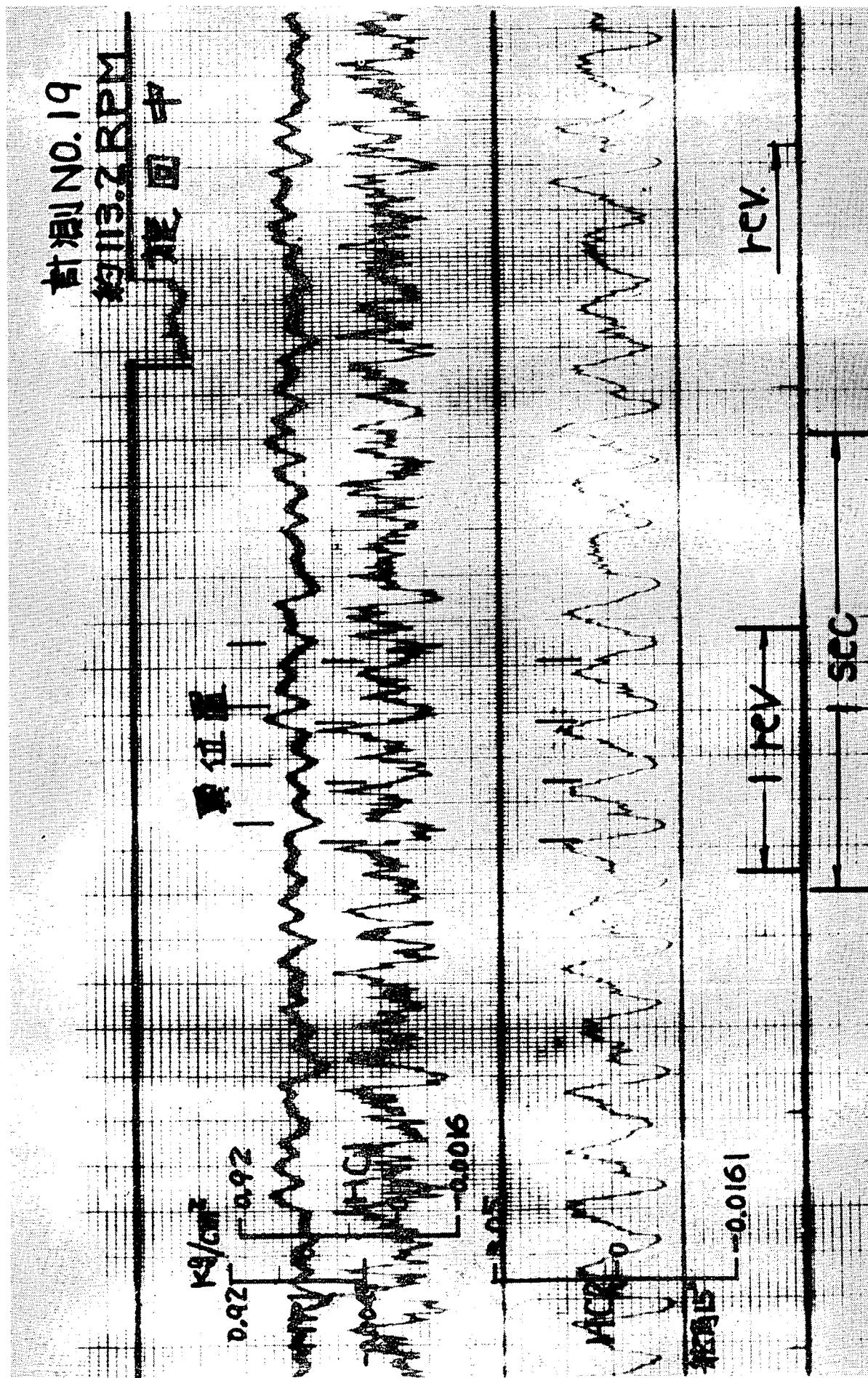


圖 7.4.0 圧力計測結果(一例)

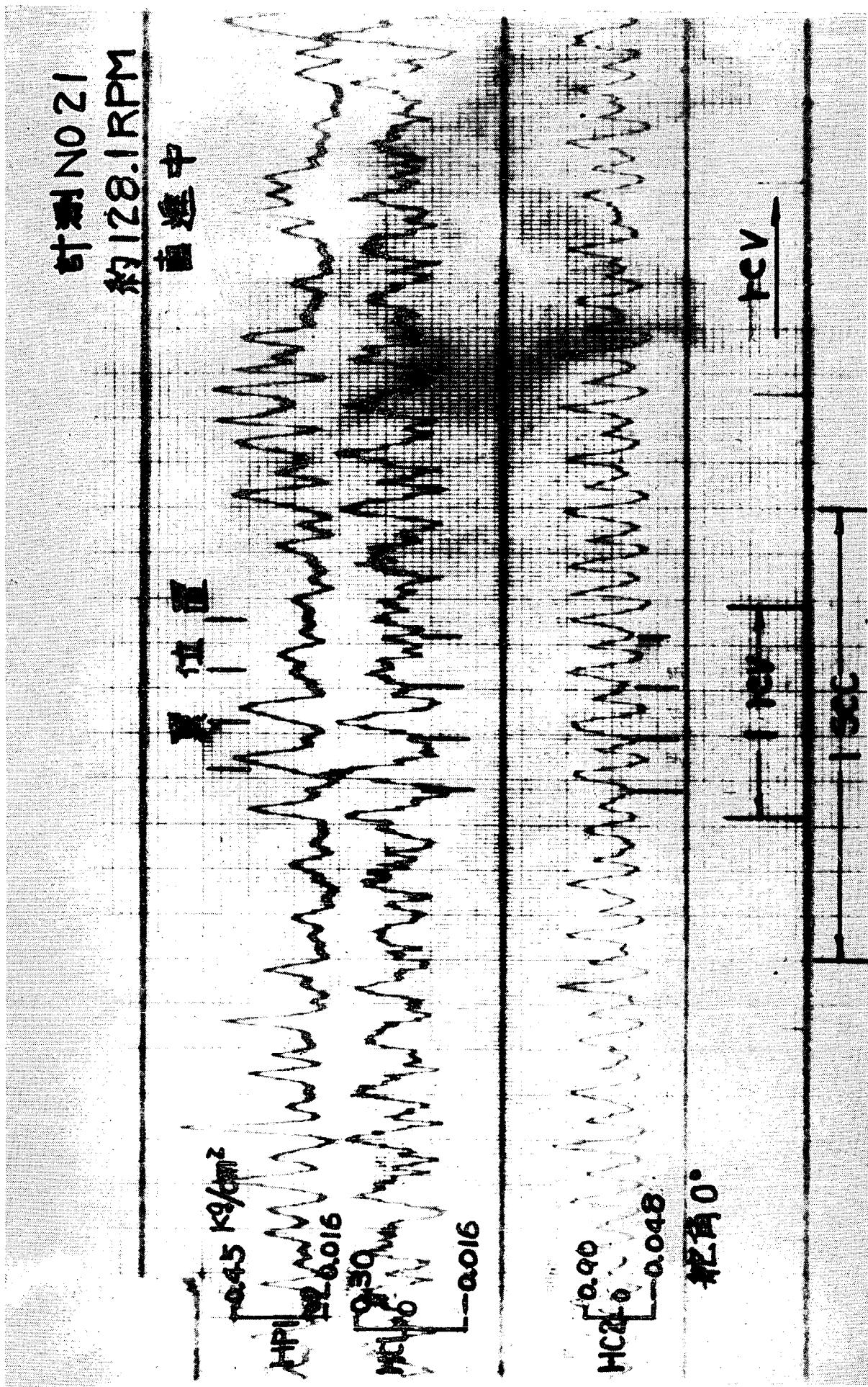


圖 7-4-1 壓力計測結果(一例)

計測 NO 22
約 117.6 RPM

旋回

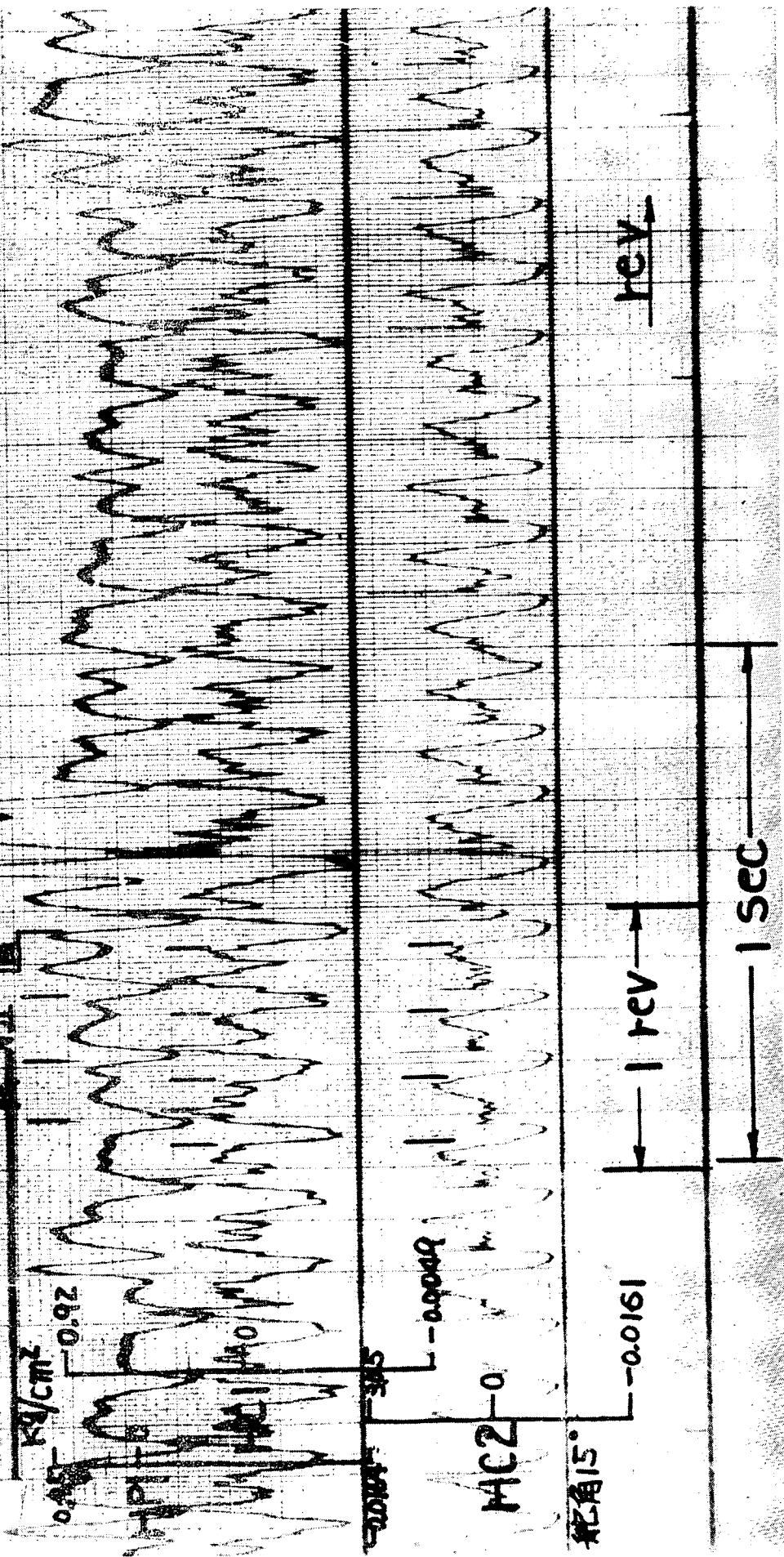


図7.4.2 压力計測結果（一例）

表 7.4 リグナムバイタ軸受表面の圧力

昭和42年10月30日計測

| 計測番号 | 計測点 | 最大値 | 最小値 | 主機 LOAD | 回転数 | 旋回方向 | 備考 |
|--------|-------|-------------------------------|-------------------------------|---------|---------------|-----------|------------------------|
| No. 1 | H P 1 | Kg/cm ² -0.0008 | Kg/cm ² -0.0016 | D.S. | RPM 約 32.6 | Starb. 2° | |
| | H C 1 | -0.0002 | -0.0008 | | | | |
| | H C 2 | 0.0 | -0.0026 | | | | |
| No. 9 | H P 1 | >6.2 | -0.0051 | A stern | 約 -100 | 直進 | H P 1 の最大値は記録紙外にあるため不明 |
| | H C 1 | 2.46 | -0.0091 | | | | |
| | H C 2 | 7.54 | 0.21 | | | | |
| No. 10 | H P 1 | -0.0018 | -0.0040 | ½ | 約 103.4 | 直進 | |
| | H C 1 | -0.0003 | -0.0027 | | | | |
| | H C 2 | 0.84 | -0.0026 | | | | |
| No. 11 | H P 1 | -0.0008 | -0.0014 | ½ | 約 101.7 | Starb. 旋回 | |
| | H C 1 | 0.10 | -0.0014 | | | | |
| | H C 2 | 1.0 | -0.0188 | | | | |
| No. 16 | H P 1 | 0.30 | -0.0005 | 65% | 約 107.1 | Starb. 旋回 | |
| | H C 1 | 0.30 | -0.0008 | | | | |
| | H C 2 | 0.93 | -0.0045 | | | | |
| No. 17 | H P 1 | 0.20 | -0.0006 | 65% | 約 112.1 | 直進 | |
| | H C 1 | 0.19 | -0.0011 | | | | |
| | H C 2 | 1.28 | -0.0032 | | | | |
| No. 18 | H P 1 | 2.66 | -0.0018 | N O R. | 約 118.8 | 直進 | |
| | H C 1 | 0.57 | -0.0018 | | | | |
| | H C 2 | 2.38 | -0.0013 | | | | |
| No. 19 | H P 1 | 0.37 | -0.0018 | N O R. | 約 113.2 | Starb. 旋回 | |
| | H C 1 | 0.34 | -0.0012 | | | | |
| | H C 2 | 1.27 | -0.0067 | | | | |
| No. 21 | H P 1 | 0.59 | -0.0016 | M C R. | 約 128.1 | 直進 | |
| | H C 1 | 0.42 | -0.0009 | | | | |
| | H C 2 | 1.35 | -0.0038 | | | | |
| No. 22 | H P 1 | 0.56 | -0.0063 | M C R. | 約 117.6 | Starb. 旋回 | |
| | H C 1 | 0.54 | -0.0023 | | | | |
| | H C 2 | 1.29 | -0.0073 | | | | |

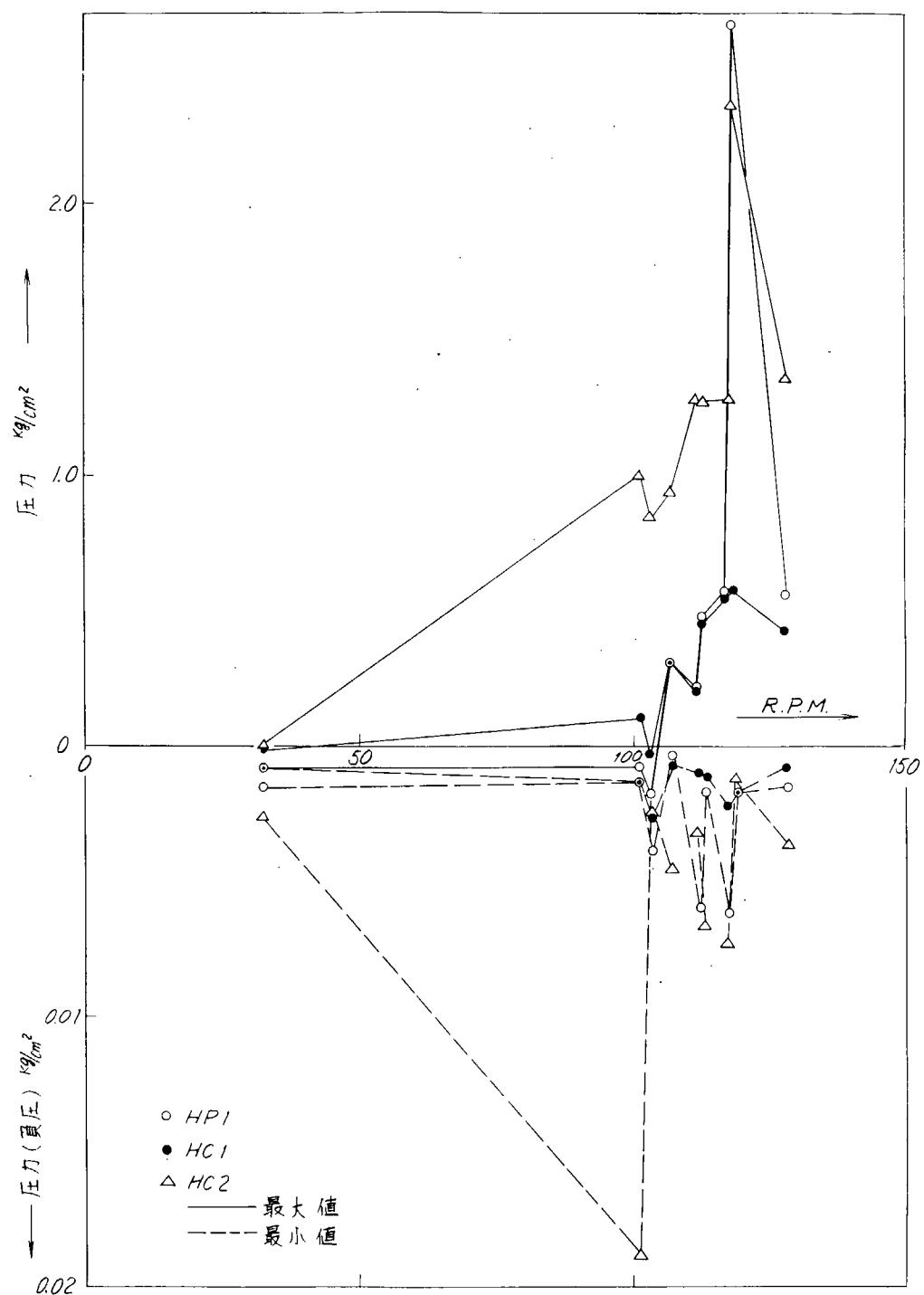


図 7.4.3 各回転数における圧力の最大値と最小値

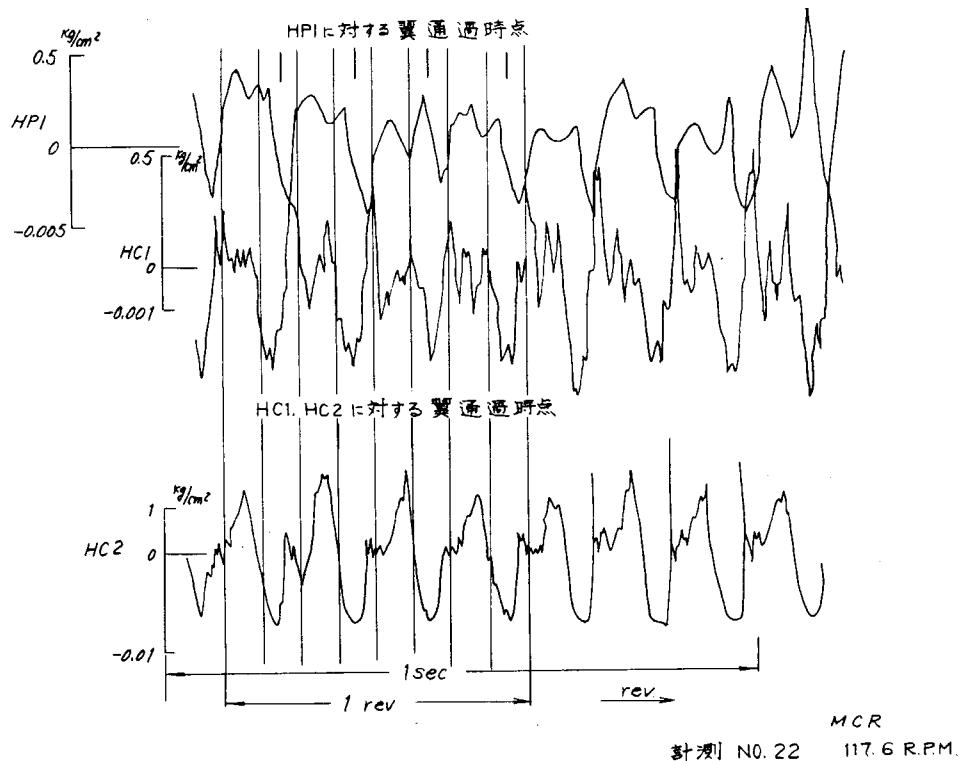


図 7.4.4 各計測位置における翼位置と圧力変動の一例

(2) 各計測位置の翼位置と圧力の変動

各計測点において、プロペラ翼がスタンフレームの垂直中心線を横切るとき、すなわち、伴流が大きく変化している部分を通過する前後で圧力が大きく変動し、しかも一回転につき翼数（4翼）に等しい圧力変動を示している。直進中では H P 1、H C 1、H C 2 とも翼がスタンフレームの垂直中心線を通過した直後で正圧のピークを示し、また、旋回中では H P 1、H C 1、H C 2 とも翼がスタンフレームの垂直中心線を通過した直後で負圧のピークを示している。

（ただし、一二の例外もある。）

各波形の型の回転数の変化に伴う変化は見られない。

〔圧力についての推察〕

以上の圧力計測結果から、次のことが推定出来る。

- (1) 図 7.3.2 に示したように、H C 2 はたわみ曲線上で軸が軸受からもつとも浮きあがつた部分の近くである。このたわみ曲線の状態で軸が回転するとすれば、当然 H C 2 付近での圧力変動が他の位置よりも大きいことが予想される。計測結果も H C 2 の圧力変動が、H P 1、H C 1 よりも大きいことを示している。従つてたわみ曲線から判断して、たわみが大きいところでは圧力変動も大きく、場合によつては、キャビテーション発生の可能性もでてくるものと思われる。
- (2) 計測結果の圧力の最小値からキャビテーション発生の可能性を検討する。表 7.5 に水の蒸気圧を示す。

表 7.5 水の蒸気圧（絶対圧力）

| 温 度 | 蒸 气 圧 | 温 度 | 蒸 气 圧 |
|-----|----------------|------|---------------|
| 5 ℃ | 0.00889 kg/cm² | 50 ℃ | 0.1258 kg/cm² |
| 15 | 0.01738 | 60 | 0.2032 |
| 20 | 0.02383 | 70 | 0.3178 |
| 25 | 0.03229 | 80 | 0.4830 |
| 30 | 0.04326 | 90 | 0.7149 |
| 35 | 0.05734 | 100 | 1.0332 |
| 40 | 0.07522 | | |

（機械工学便覧より転載）

海水と清水の蒸気圧に大差がないものとすれば表 7.5 を海水に適用できる。冷却水の温度は計測結果によれば最高約30°C、平均で約17~18°Cであるので、最大蒸気圧は約0.0436 kg/cm²と推定出来る。

圧力計測結果による最小圧力と蒸気圧を比較してみると、最小圧力が蒸気圧以下になることはない。従つて、一応本計測期間中にはキャビテーションの発生はなかつたものと思われる。本船でキャビテーションが発生するには少なくとも冷却水の温度は90°C以上にならねばならないと思われる。

- (3) 冷却水の送水を停止したときの各計測位置における圧力変動は、送水中の変動より小さくなつている。これは送水中有船首から船尾への水の流れがあり、それと軸回転による影響とが重つて停止中より変動が大きくなるものと思われる。

3.3 振動計測結果

図 7.4.5 ~ 図 7.5.4 に電磁オシロで記録したプロペラ軸の振動の様相を計測 A.1, 9, 10, 11, 16, 17, 18, 19, 21, 22, について示す。図により各計測位置における振幅の最大値を読みとり、回転数、旋回方向等と共にまとめたものを表 7.6 に示す。

図 7.5.5 は表 7.6 を基にして各回転数における各計測位置の最大振幅を表わしている。図 7.5.6 は各計測位置における翼位置とプロペラ軸の振動様相の一例である。なお振幅はすべて両振幅で示してある。

図 7.5.5、図 7.5.6 により次のことがわかる。

(1) 回転数の変化による振動の変動

回転数の増加に伴い振幅の最大値は増加してゆく。振幅の最大値は A stern 時を除き約 117.6 R.P.M のときに計測位置符号 F S において 0.15 mm である。A stern のときは振幅は異常に大きくなり、最大値は 0.207 mm を示している。振幅の最大値の順序は各計測位置において F T > F S > A T となつていて。

(2) 各計測位置の翼位置と振動の変動

各計測位置においてプロペラ翼がスタンフレームの垂直中心線を横切るとき、すなわち伴流が大きく変化している部分を通過するときに振幅が大きく変動し、しかも一回転につき翼数(4 翼)に等しい数の変動がある。(ただし、MCR 中だけで、その他の回転数のときは明確な変動様相を示していない。)

(3) 軸の挙動

F S, F T, A T の読みから各計測位置における振動の方向の一例を図 7.5.7 に示す。

〔振動についての推察〕

以上の振動計測の結果から次のことが推定できる。

図 7.3.2 のたわみ曲線と振動計測位置 A T, F T, F S の関係から、A T, F T, F S とも軸が振動することが予想される。計測結果から F T における振動(振幅)が、他の位置より大きくなつていている。F T, F S は船尾管船首バッキン部に近い。従つてこの部分における軸の動きが大きいときにはスリーブとバッキンの当りが一様にならずシール不良による海水の漏れというような事態が発生する可能性も考えられる。

3.4 流量計測結果

表 7.7 に軸回転数、船尾管入口冷却海水圧力、船尾管入口海水流量の計測結果を示す。図 7.5.8 は表 7.7 により軸回転数、船尾管入口海水圧力、船尾管入口海水流量の関係をまとめたものである。図から船尾管内の冷却水の流量は軸回転数、船尾管入口の海水圧力等により影響をうけることがわかる。即ち船尾管入口圧力が一定のとき軸回転数が増加すれば流量は減少し、流量を一定にしようとするには、軸回転数が増加すれば入口圧力を高くする必要がある。

船尾管内の圧力損失を船尾管入口圧力と出口圧力(船外)との差と考え、又、出口圧力は流量が 0 のときの入口圧力と同じとすれば、各流量における圧力損失は図 7.5.8 の流量が 0 のときの curve とそれぞれの流量の curve との間の部分で示される。

圧力損失は回転数が大きい程、また当然ながら流量が多い程増加することがわかる。なお流量はすべて計測した時刻から次に計測した時刻までの時間平均(l/min)で表わされている。

計測 NO. 1

約 32.6 RPM

REV

REV

1 SEC

III

IV

V

VI

VII

VIII

VIX

VII

VIII

VIX

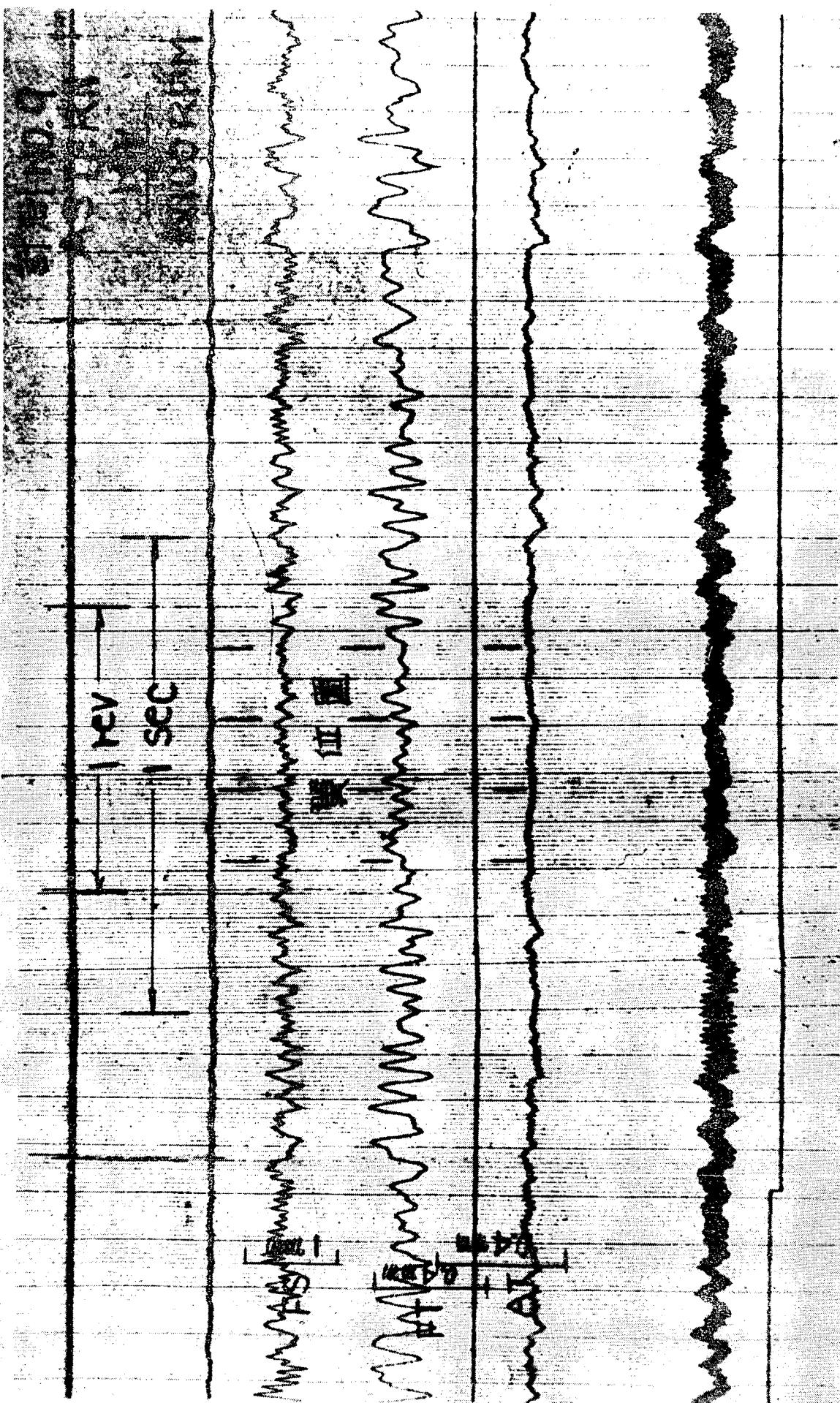
VII

FT

ATT

図 7.4.5 振動計測結果(一例)

圖 7.4.6 振動計測結果（一例）



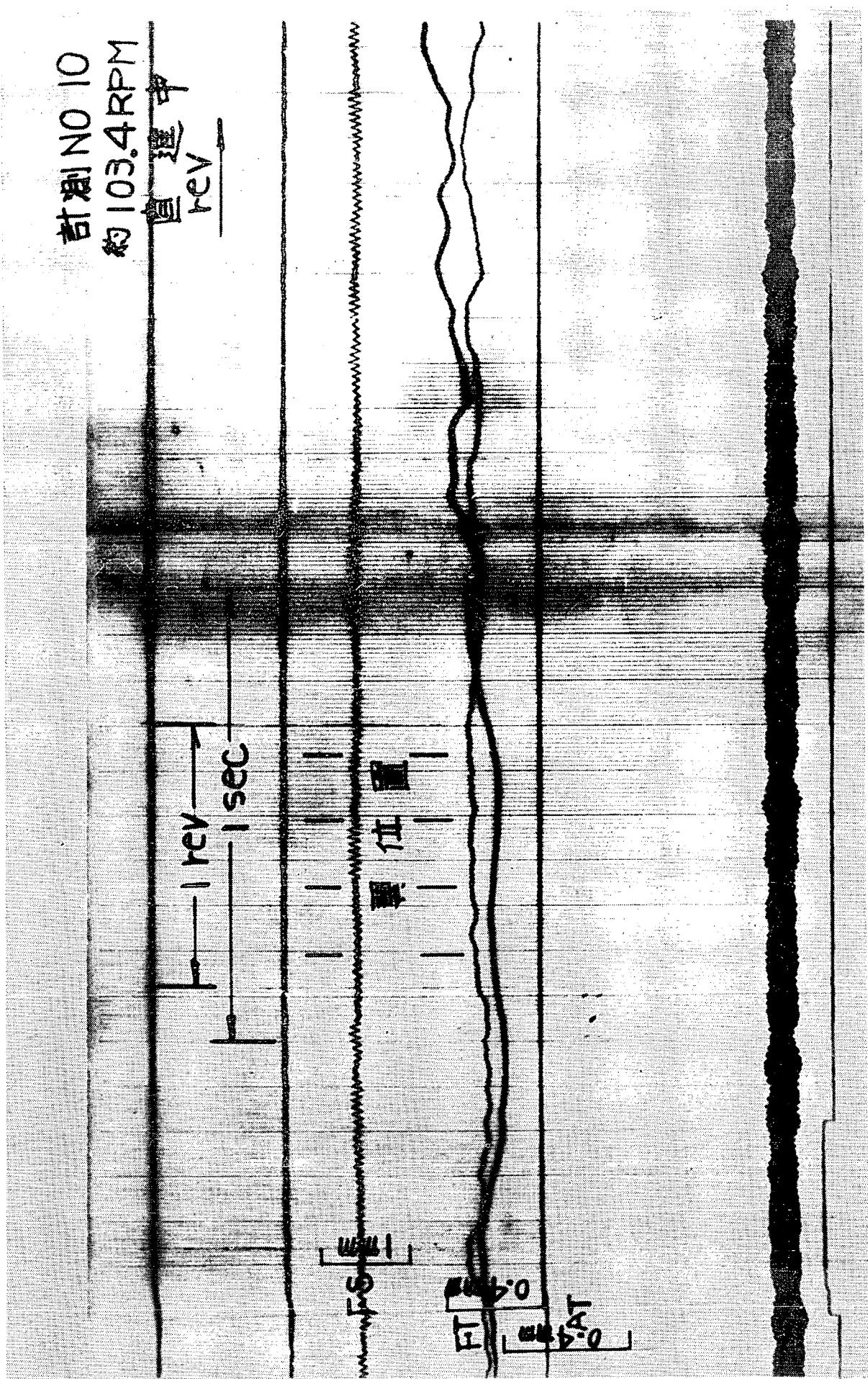


図 7.4.7 振動計測結果（一例）

計測 NO 11

約 101.7 RPM

加速度

rev

rev
sec

位

FT
E
0.4
0.3
0.2
0.1

AT

図 7.4.8 振動計測結果(一例)

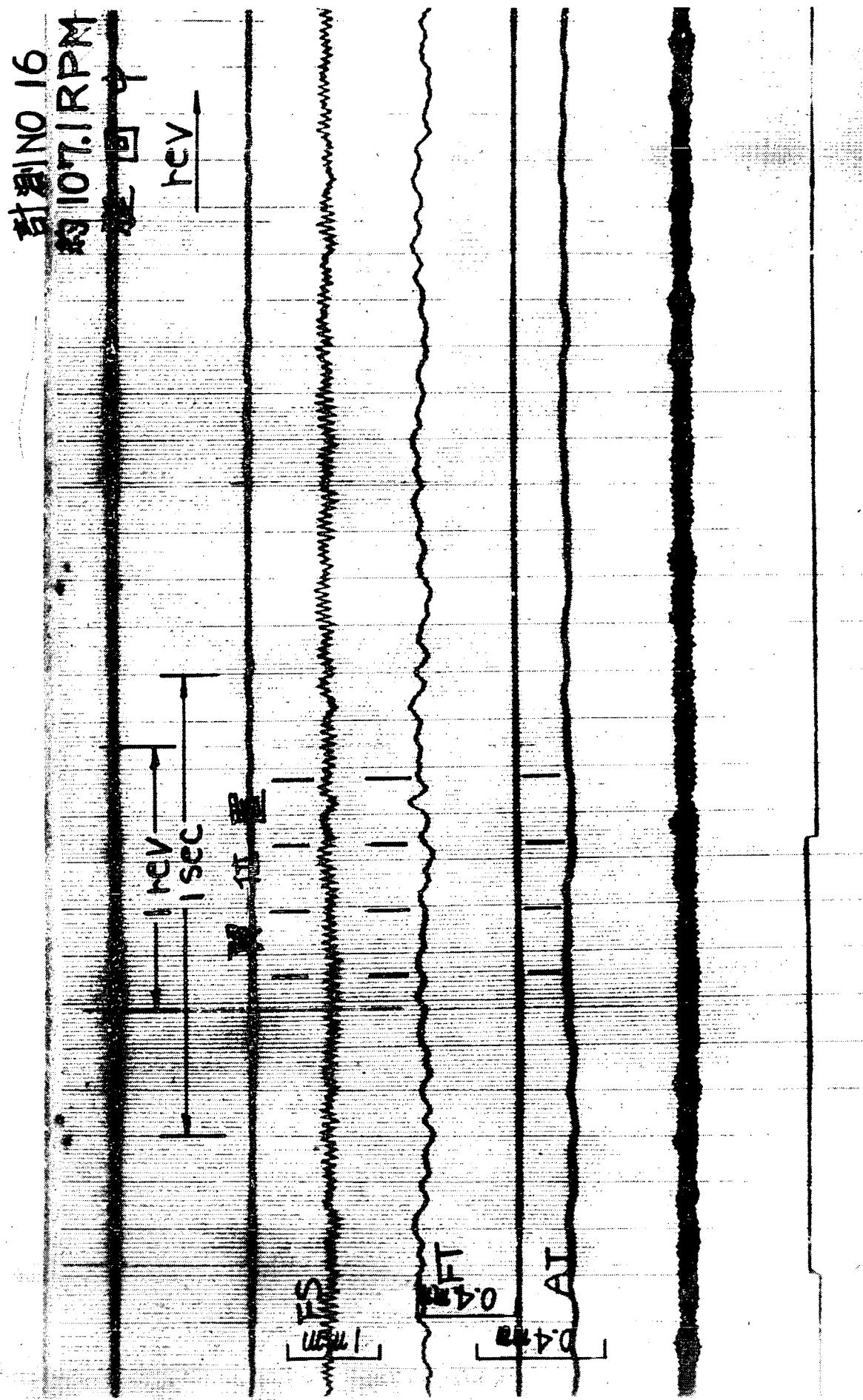


図 7.4.9 振動計測結果(一例)

計測 NO 17

約 112.1 RPM

中進位置

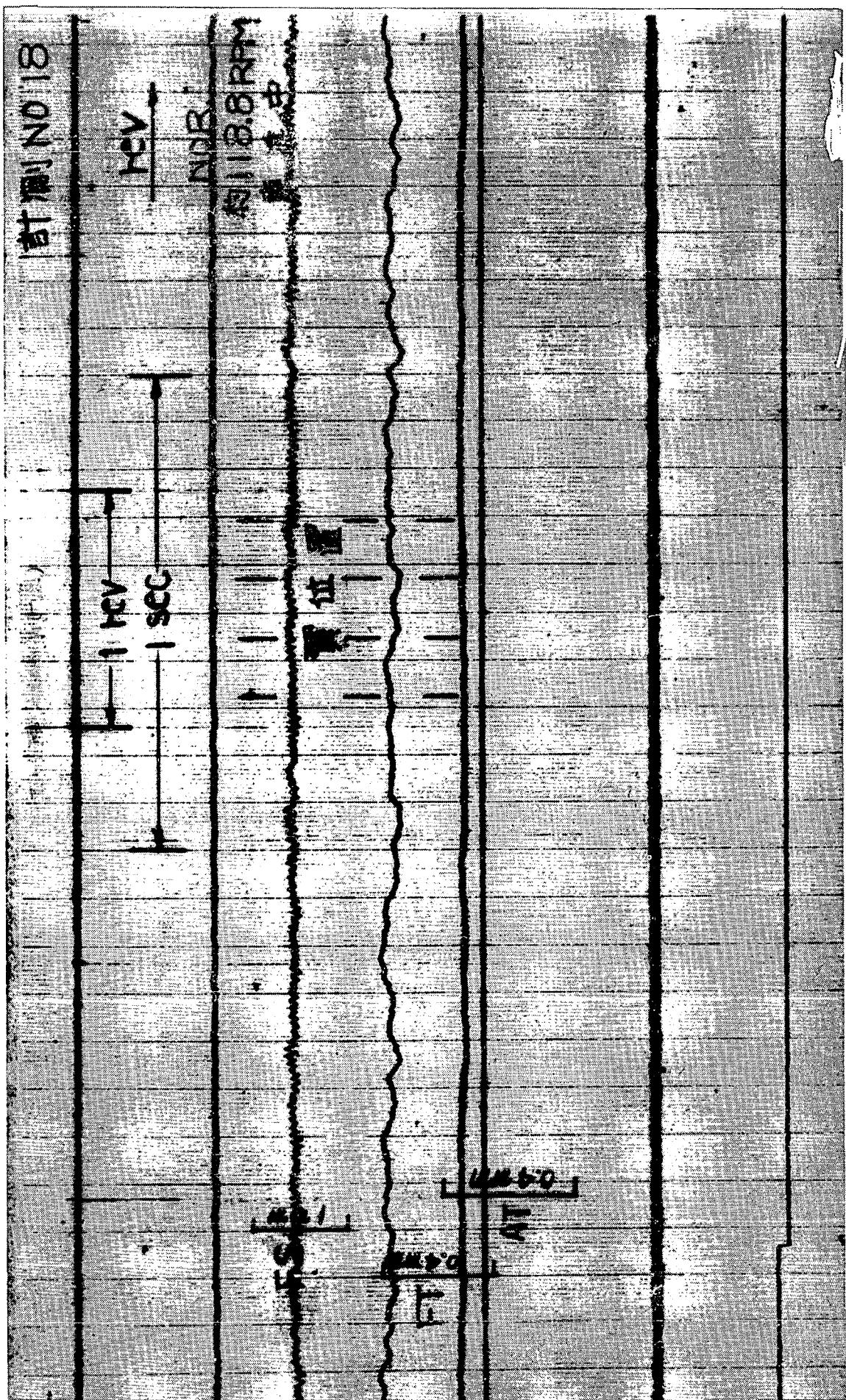
REV
sec

負荷

FT
50
20
10

図 7.5.0 振動計測結果(一例)

図7.5.1 振動計測結果（一例）



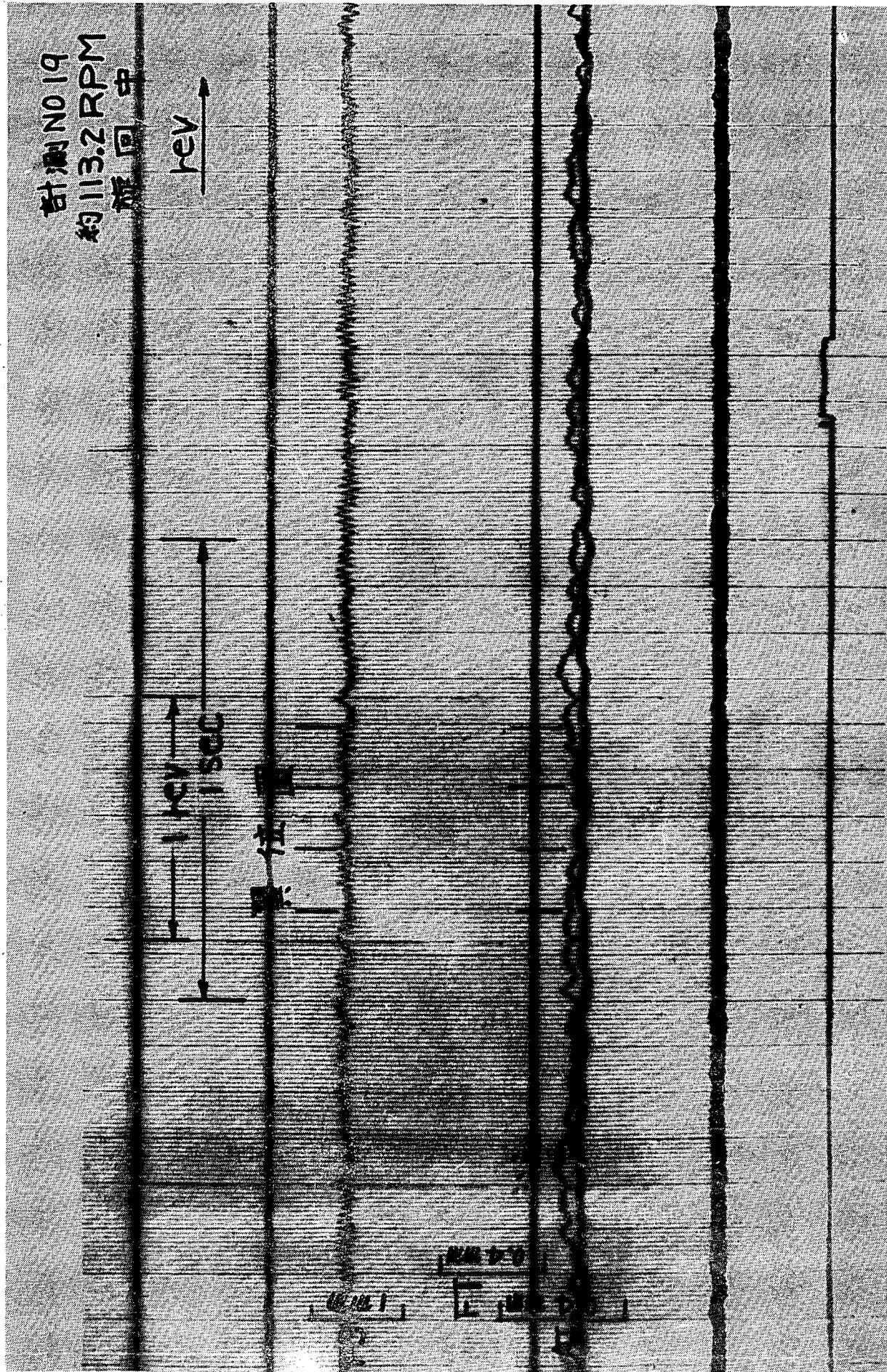


図 7.5.2 振動計測結果(一例)

図 7.5.3 振動計測結果(一例)

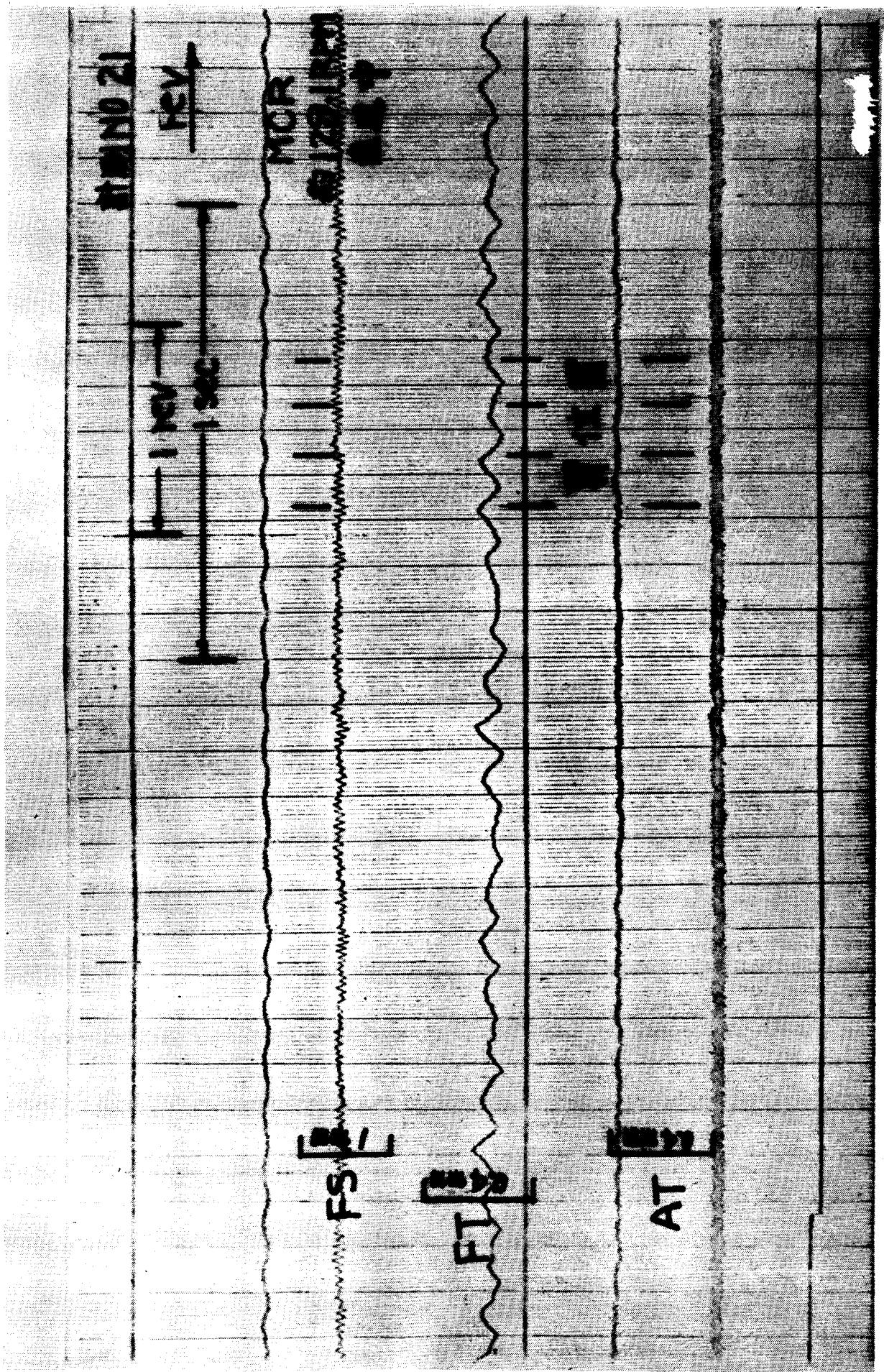


図 7.5.4 振動計測結果(一例)

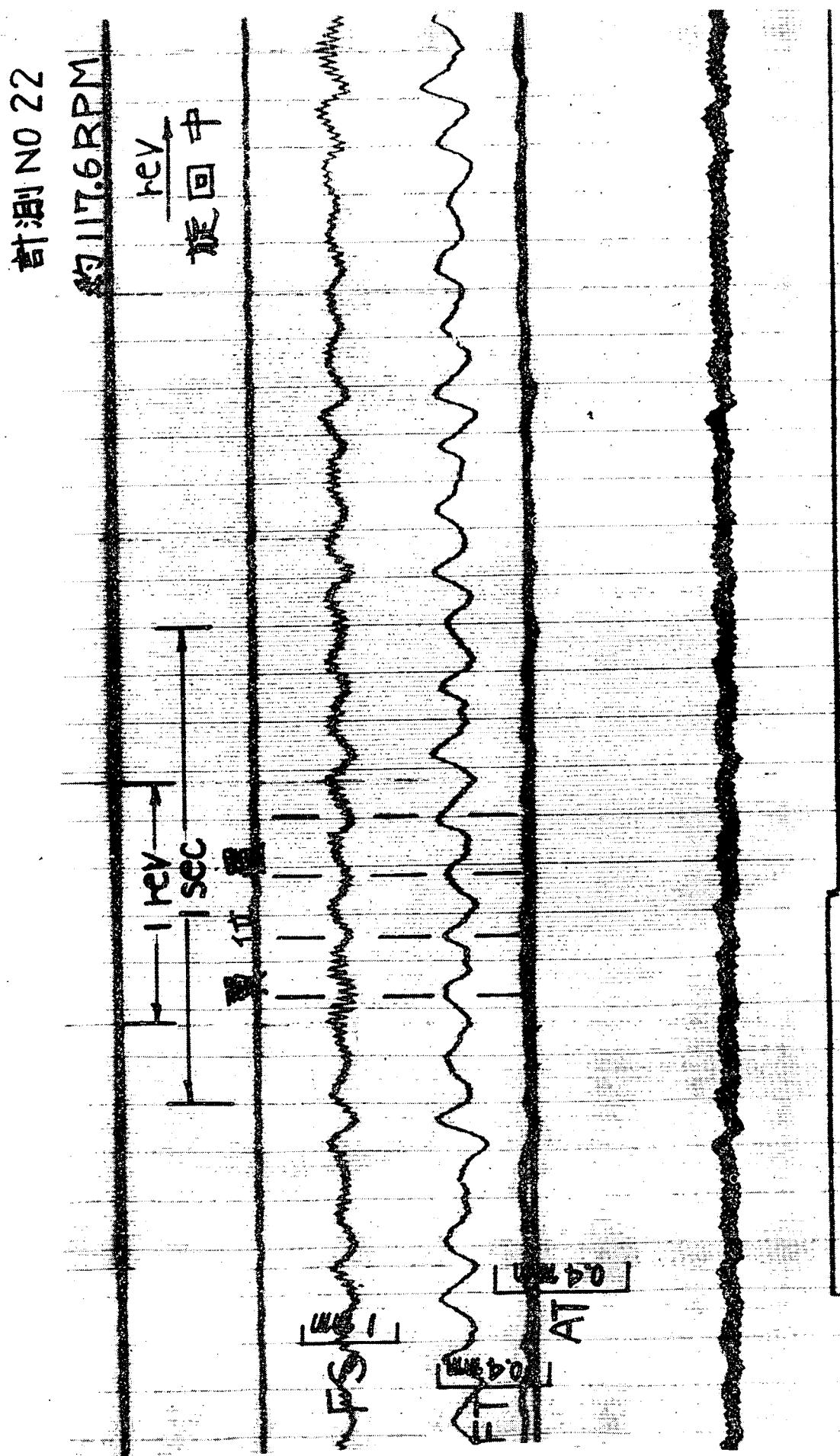


表 7.6 プロペラ軸の振動

昭和42年10月30日計測

| 計測番号 | 計測点 | 振幅最大値 | 主機 LOAD | 回転数 | 旋回方向 | 備考 |
|--------|------|-------|---------|--------------|-----------|---------------------------|
| No. 1 | F.S. | 0 | D.S. | 約 32.6 R.P.M | Starb. 2° | 振幅は記録紙上で読み取ることが困難な程微小である。 |
| | F.T. | 0 | | | | |
| | A.T. | 0 | | | | |
| No. 9 | F.S. | 0.15 | Astern | 約 -100 | 直進 | |
| | F.T. | 0.207 | | | | |
| | A.T. | 0.050 | | | | |
| No. 10 | F.S. | 0.05 | 1/2 | 約 103.4 | 直進 | |
| | F.T. | 0.111 | | | | |
| | A.T. | 0.051 | | | | |
| No. 11 | F.S. | 0.025 | 1/2 | 約 101.7 | Starb. 旋回 | |
| | F.T. | 0.050 | | | | |
| | A.T. | 0.029 | | | | |
| No. 16 | F.S. | 0.10 | 6.5% | 約 107.1 | Starb. 旋回 | |
| | F.T. | 0.021 | | | | |
| | A.T. | 0.022 | | | | |
| No. 17 | F.S. | 0.06 | 6.5% | 約 112.1 | 直進 | |
| | F.T. | 0.025 | | | | |
| | A.T. | 0.029 | | | | |
| No. 18 | F.S. | 0.05 | N.O.R. | 約 118.8 | 直進 | |
| | F.T. | 0.08 | | | | |
| | A.S. | 0.022 | | | | |
| No. 19 | F.S. | 0.04 | N.O.R. | 約 113.2 | Starb. 旋回 | |
| | F.T. | 0.058 | | | | |
| | A.S. | 0.029 | | | | |
| No. 21 | F.S. | 0.05 | M.C.R. | 約 128.1 | 直進 | |
| | F.T. | 0.09 | | | | |
| | A.S. | 0.014 | | | | |
| No. 22 | F.S. | 0.15 | M.C.R. | 約 117.6 | Starb. 旋回 | |
| | F.T. | 0.124 | | | | |
| | A.S. | 0.036 | | | | |

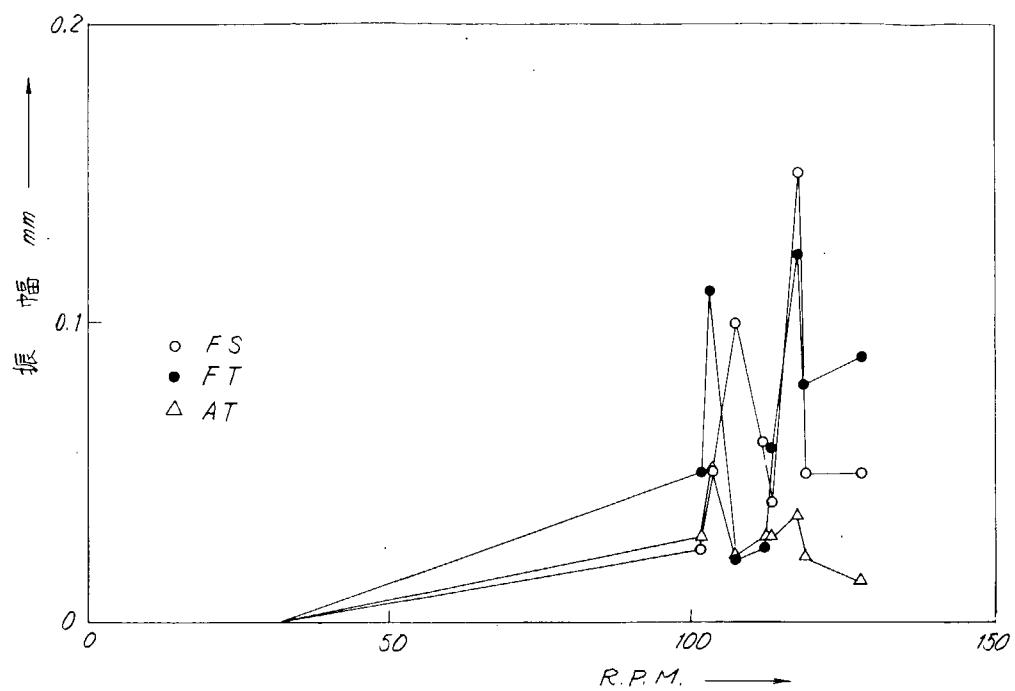


図 7.5.5 各回転数における最大振幅

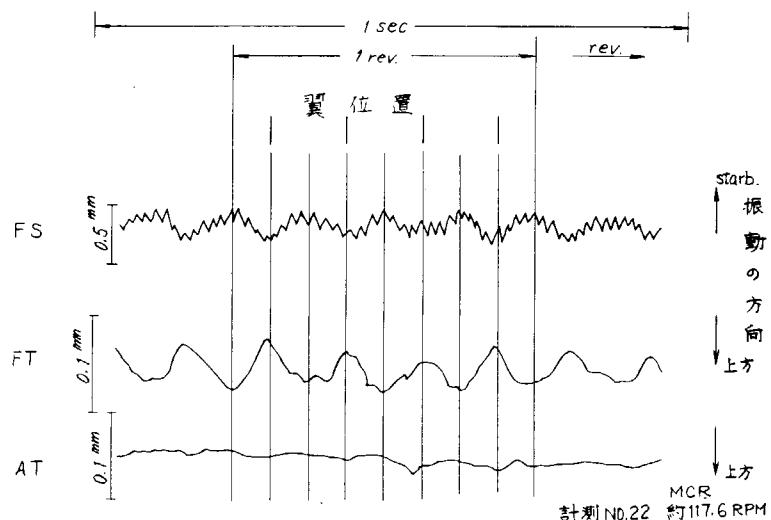


図 7.5.6 翼位置とプロペラ軸の振動

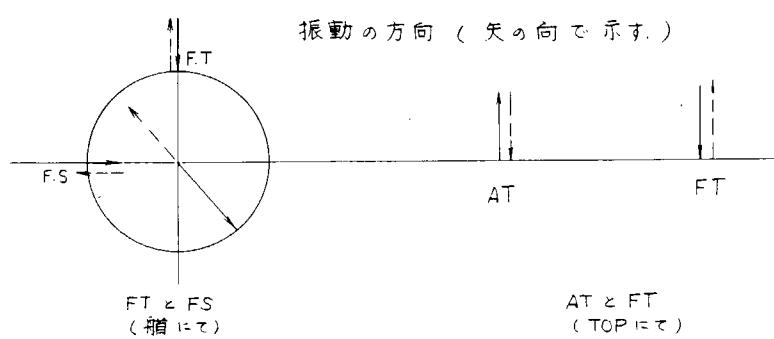


図 7.5.7 各計測位置における振動の方向

表 7.7-(1) 軸回転数、船尾管入口海水圧力と船尾管入口流量

4.2.1.0.3.0 計測

| 計測時刻 | 回転数 | 船尾管入口圧力 Kg/cm ² | 流 量 ℓ/min | 備 考 | 計測時刻 | 回 転 数 | 船尾管入口圧力 Kg/cm ² | 流 量 ℓ/min | 備 考 |
|-------|--------|-------------------------------|--------------|---------|-------|-------|-------------------------------|--------------|--------------|
| 9時13分 | 32 RPM | | 78.2 | | 10.39 | RPM | 0.34 | 85.5 | |
| 9.15 | 32 | | " | | 10.40 | 104 | 0.30 | " | Starboard 旋回 |
| 9.19 | 34 | | " | | 10.42 | 104 | | 88.9 | |
| 9.20 | 35 | | 78.2 | | 10.51 | 124 | | " | |
| 9.21 | | 0.32 | " | | 10.55 | | 0.42 | 86.5 | |
| 9.24 | 34 | 0.32 | 89.1 | | 10.56 | 112 | | 86.5 | |
| 9.27 | 33 | | " | | 10.57 | 117 | | " | |
| 9.29 | 32 | | " | | 11.00 | 124 | | " | |
| 9.34 | | 0.32 | 71.9 | | 11.02 | 124 | | " | Port 旋回 |
| 9.35 | 36 | 0.32 | 71.9 | | 11.03 | 106 | | 83.5 | |
| 9.37 | 45 | | " | | 11.04 | 101 | | " | |
| 9.40 | 57 | | 81.7 | | 11.07 | 98 | | " | |
| 9.42 | 64 | | " | | 11.09 | 118 | | " | |
| 9.43 | 72 | | " | | 11.13 | 124 | | " | |
| 9.45 | 77 | 0.36 | " | | 11.14 | 60 | | " | |
| 9.46 | 79 | | " | | 11.15 | 0 | | " | |
| 9.48 | 86 | | 86.8 | | 11.16 | -100 | | " | astern |
| 9.50 | 92 | | " | | 11.18 | -100 | 0.30 | 84 | |
| 9.51 | 94 | 0.38 | " | | 11.20 | | 0.25 | " | |
| 9.53 | 99 | | " | | 11.24 | -100 | | 84 | |
| 9.55 | 104 | | " | | 11.25 | 0 | | " | |
| 9.58 | 112 | | " | | 11.26 | 100 | | 84 | |
| 10.00 | 114 | | " | | 11.28 | 106 | | " | |
| | 115 | | " | | 11.30 | 120 | | " | |
| | 116 | | " | | 11.32 | 125 | | " | |
| 10.01 | 117 | | " | | 11.33 | 110 | | 115 | |
| 10.02 | 118 | 0.41 | " | | 11.35 | 103 | 0.39 | " | |
| 10.04 | 120 | | " | | 11.38 | 103 | | 78.2 | |
| 10.07 | 122 | | 63.5 | | 11.42 | | 0.39 | 77.4 | |
| 10.09 | 124 | | " | | 11.43 | 103 | | 77.4 | |
| 10.12 | 120 | | 63.5 | | 11.45 | 102.5 | | " | |
| 10.14 | 125 | | " | | 11.48 | 102.5 | | 75.7 | |
| 10.20 | | 0.39 | 86.4 | | 11.50 | 103.5 | | " | |
| 10.27 | | 0.37 | " | | 11.54 | | 0.38 | " | |
| 10.32 | 116 | 0.34 | 85.5 | Port 旋回 | 11.55 | 102.5 | | 75.7 | Starboard 旋回 |
| 10.37 | | 0.43 | " | | 11.59 | 89 | | 115 | |

表 7.7-(2) (続)

| 計測時刻 | 回転数 | 船尾管入口圧力 | 流量 | 備考 | 計測時刻 | 回転数 | 船尾管入口圧力 | 流量 | 備考 |
|-------|-------|---------|-------|-----------------|-------|-----|---------|------|-------------------|
| 12.00 | | 0.32 | 115 | Starboard 旋回 | 14.11 | | 0.37 | 80.6 | Starboard 旋回 |
| 12.05 | 101 | | 59 | | 14.12 | 109 | | " | |
| 12.07 | | 0.38 | " | | 14.14 | 108 | | " | |
| 12.08 | 101 | | " | | 14.15 | | | 57 | |
| 12.14 | 102 | | 74 | | 14.17 | 117 | | 57 | |
| 12.15 | | 0.38 | " | | 14.18 | 118 | | " | |
| 12.19 | | 0.37 | " | | 14.20 | 119 | | 48 | |
| 12.20 | 102 | | 72.5 | | 14.21 | | 0.39 | " | |
| 12.25 | 107 | | 67.5 | | 14.23 | 119 | | 40.5 | |
| 12.26 | | 0.32 | " | | 14.24 | 119 | | " | |
| 12.29 | 98 | | 67.5 | Port 旋回 | 14.26 | 119 | 0.39 | " | Port 旋回 |
| 12.51 | | 0.37 | " | | 14.28 | 121 | | 33 | |
| 12.57 | 110 | | 63.5 | | 14.29 | 124 | | " | |
| 13.00 | 110 | | " | | 14.31 | 125 | | " | |
| 13.01 | | 0.39 | " | | 14.34 | 124 | | 35.3 | |
| 13.04 | | 0.39 | " | | 14.36 | | 0.33 | " | |
| 13.10 | | 0.33 | " | | 14.37 | 122 | | " | |
| 13.12 | | | 39 | | 14.38 | | 0.39 | " | |
| 13.13 | 97 | | 39 | | 14.42 | | | | |
| 13.18 | | 0.37 | " | | 14.43 | 126 | 0.39 | 35.3 | |
| 13.29 | 108 | | | Starboard 旋回 | 14.48 | 126 | | 30.2 | Starboard 旋回 |
| 13.30 | | 0.32 | 0 | | 14.50 | 126 | | " | |
| 13.36 | 109 | | 逆流 | | 14.51 | 129 | | " | |
| 13.39 | | 0.35 | 0 | | | 128 | | " | |
| 13.40 | 110.5 | 0.63 | 219.7 | | 14.52 | 126 | | " | |
| 13.44 | 110 | | " | | 14.56 | 126 | 0.34 | 30.2 | |
| 13.45 | 110 | | " | | 14.58 | 112 | | 74 | |
| 13.46 | | | " | | 15.00 | | 0.35 | " | |
| 13.50 | | | 205.5 | | 15.01 | 124 | | 74 | |
| 13.55 | 114 | | 205.5 | | 15.02 | 125 | | " | |
| 13.56 | 116 | | " | Starboard 旋回 | 15.05 | | 0.43 | 70 | Starboard 旋回 |
| 13.57 | 117 | | " | | 15.08 | 127 | | 70 | |
| 13.58 | | | " | | 15.12 | | 0.42 | 64.3 | |
| 13.59 | | 0.44 | " | | 15.20 | | 0.43 | 60 | |
| 14.00 | 118 | | 80.6 | | 15.22 | 126 | | 54.3 | |
| 14.01 | 119 | | " | | 15.27 | 126 | 0.39 | 46 | |
| 14.04 | 119 | | " | Starboard 旋回 | 15.30 | 126 | | 0 | Cooling Water Cut |

表 7.7-(3) (続)

| 計測時刻 | 回転数 | 船尾管入口圧力 | 流 量 | 備 考 | 計測時刻 | 回 転 数 | 船尾管入口圧力 | 流 量 | 備 考 |
|--------|-----|---------|-----|---------------------|--------|-------|---------|------|-----------------|
| 15.3.2 | | | 0 | Port 旋回中 | 16.4.3 | | 0.42 | 25 | |
| 15.3.7 | 129 | | 0 | | 16.4.5 | 122 | | 17 | |
| | 128 | | 0 | | 16.4.6 | | | 17 | 全 Valve open |
| 15.3.9 | | | 0 | | 16.5.0 | | — | 42.2 | Port 旋回 |
| 15.4.2 | 126 | | 0 | | 16.5.5 | 124 | | " | |
| 15.5.3 | 126 | | 0 | | 17.0.0 | | 0.48 | 34 | |
| 16.0.0 | | 0.42 | 0 | | 17.0.1 | 122 | | | |
| 16.2.0 | | 0.42 | 0 | | 17.1.0 | 0 | 0.29 | | |
| 16.3.3 | | | 0 | 船側 Valve open | | | | | |

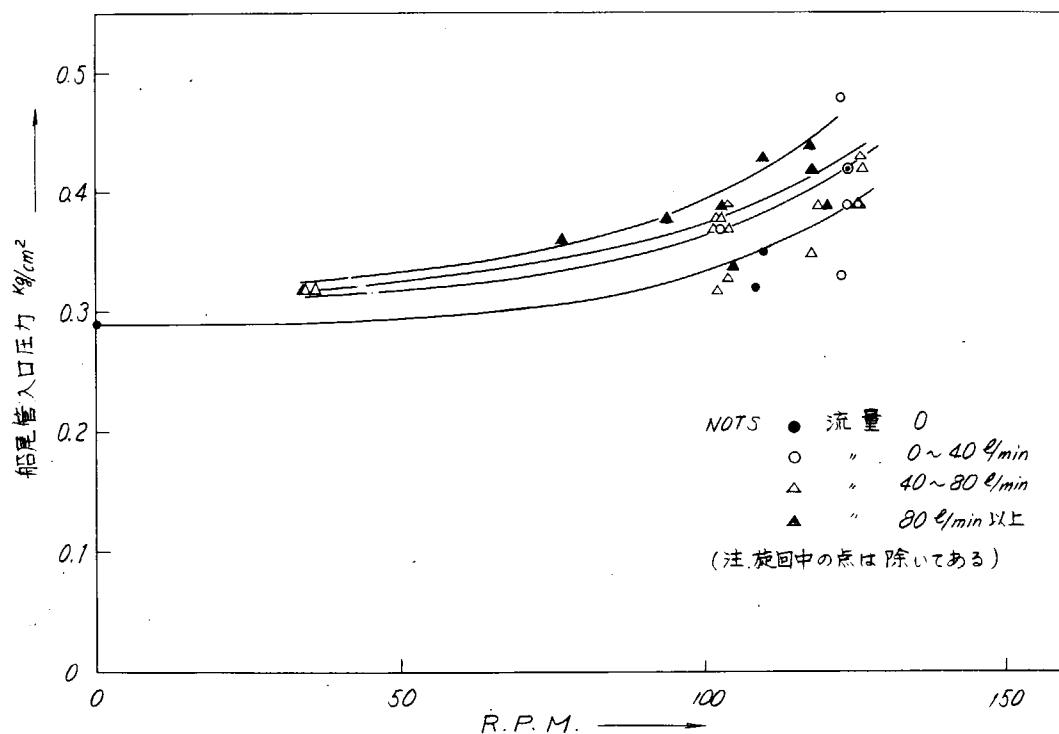


図 7.5.8 軸回転数、船尾管入口圧力と流量の関係

流量の計測は、流量の多少がどの程度船尾管内温度や軸受表面海水圧力に影響を与えるかということを調べるために計測であつたため、流量そのものに影響を与える因子については十分実測されず軸回転数、流量、船尾管入口圧力などの関係について計測するにとどまつた。

〔流量についての推察〕

以上の計測結果によると軸回転数の増加に伴い、圧力損失も増加してゆく傾向にある。これは軸回転数の増加に伴い船尾管内の海水が軸とつれまわるために流路道程が長くなり、かつ、流路が狭くなり、摩擦抵抗が大きくなつて圧力損失が増加してゆくものと思われる。

従つて、最適流量または送水圧力を決定するときには当然これらの船尾管内部の圧力損失を十分考慮しなければならない。流量については今後更に追求すべきであろう。

第4章 考 察

3.1～3.4に温度、圧力、振動、流量について個々にそれらの計測結果およびその個々の考察を記した。次に温度、圧力、振動、流量について、それらの間の関連性、たわみ曲線との関連性、および計測の目的で示した三つの問題点との関連性などを総合的考察として示す。

(1) 温度、圧力、振動、流量の間の関連性について

- (1) 軸が振動する部分では圧力の変動が大きい。
- (2) 軸がFTで下方に変位し、またATで上方に変位しているとき、HC1、HC2は最小圧力の近辺の圧力を示し、HP1は最大圧力の近辺の圧力を示す。また逆に軸がFTで上方に変位し、ATで下方に変位しているとき、HC1、HC2は最大圧力の近辺の圧力を示し、HP1は最小圧力の近辺の圧力を示す。
- (3) 温度と振動、圧力との関係は明確ではない。(もちろん位相的に比較することはむづかしい)
- (4) 流量の多少と温度、振動、圧力の関係は明確ではない。

特に関係の深いと思われた温度と流量の関係については流量を0にしたときと、流量を可能な限り増したときともそれらの間に明確な相違を見出すことは出来なかつた。(約一時間の計測時間内で)

(2) 温度、圧力、振動とたわみ曲線との関連性について

- (1) たわみ曲線で、たわみが大きいところでは振動も大きくまた圧力変動も大きい。
(これは、たわみが大きいところは支点から遠いので振動上の腹になるものと思われる。)
- (2) 計算上の軸受面圧が高いところでは軸受温度も高い。

(3) 計測の目的の項で示した三つの損傷との関連性について

リグナムバイタの異常急速摩耗の要因の一つとして、リグナムバイタの温度上昇、プロペラ軸スリーブのキャビテーションエロージョンの要因の一つとして、冷却用海水の圧力変動がそれぞれ考えられる。これらの要因の計測の結果は以下のとおりである。

- (1) どのようなときにリグナムバイタの温度が上昇するかがおよそ明らかになり、また面圧と温度の関係も大体明らかになつた。
- (2) 圧力変動についてはプロペラの回転とともにたわみの大きいところほど圧力変動が大きいことが明らかになつた。しかし、今回はキャビテーションの可能性については確認するに至らなかつた。
- (3) 振動についてはたわみの大きいところほど、軸の変位が大きいことなどが明らかになつた。

以上のこととが、どのように損傷と結びつくかは推定の域を出ないが、一応次のように推定できる。

(4) リグナムバイタの異常急速摩耗について

軸受面の粗による温度上昇によりリグナムバイタの軸受としての性質が失われ、その部分の摩耗が急速に進展する。発生する時点は新造直後の比較的早い時期が主である。

(iv) 軸スリープのキャビテーションエロージョン

軸の振動の大きいところでは圧力変動が大きく、最低圧力がキャビテーション発生限界圧力以下になつたときキャビテーションの発生が考えられる。本船の計測結果によればキャビテーションの発生は考えられないが、はたして、実際に本船が良好であつたために、キャビテーションが発生しなかつたのか、あるいは、計測位置以外のところでキャビテーションが発生していたためにキャビテーションの発生条件を捕えることが出来なかつたのかは判断出来ない。

いずれにしても今回の計測結果から軸スリープのキャビテーションエロージョンについて論ずることはむずかしいものと思われる。

以上に示したようにリグナムバイタを装備した船において、発生している事故の要因と思われる温度、振動、圧力、流量について、実船においてはどのような様相を示すのかということが十分とは言えないが、かなり明らかになつたように思われる。

たまたま計測対象船の計測結果から判断して、本船の軸系は比較的良好であつて、現在のところ損傷の発生は考えられず、直接損傷に関係するような計測結果は得られなかつた。

今後ともこの種の計測を行ない、多くのデータを集め更に究明して行く必要があろう。特に今回の計測で十分な結果が得られなかつた圧力変動と軸の振動の相互関係についてはキャビテーション発生の問題にもつながる重要な関係があるものと思われるので、今後の計測によつて明らかにして行くべきであろう。

第8編 油潤滑式船尾管軸受を装備する実船についての、軸および船体振動、ならびに船尾管内軸受メタルの温度分布の実船計測

第1章 計測の目的

推力変動により誘起される船尾部におけるプロペラ軸あるいは船体の振動については、従来、十分な実態把握がなされていないので、本研究は特に推力変動が誘起する船尾部の軸および船体振動の状況を明確にするとともに、船尾管内軸受メタルの温度分布によつて、船尾管軸受内での軸と軸受メタルの接触状態を明らかにするために実船計測およびその解析を行なつた。

第2章 計測要領および計測方法

計測はB丸の海上公試運転時に、主機回転数を2 rpmずつ上げ、30～116 rpmの範囲および各種試験運転の際に実施した。

2.1 計測に関する各種データ

(1) 船体要目

| | |
|-----------|-------------------------------|
| 船名 | B丸(ばら積貨物船、大阪商船三井船舶所属、三井造船建造) |
| L × B × D | 220.0 m × 31.8 m × 18.45 m |
| 満載きつ水 | 1230 m |
| 満載排水量 | 77,044 kT |
| 載貨重量 | 64,131 kT |
| 総トン数 | 36,850.24 T |
| 純トン数 | 21,840.74 T |
| 機関の位置 | 船尾機関 |
| 船尾形状 | 図8.1参照のこと |

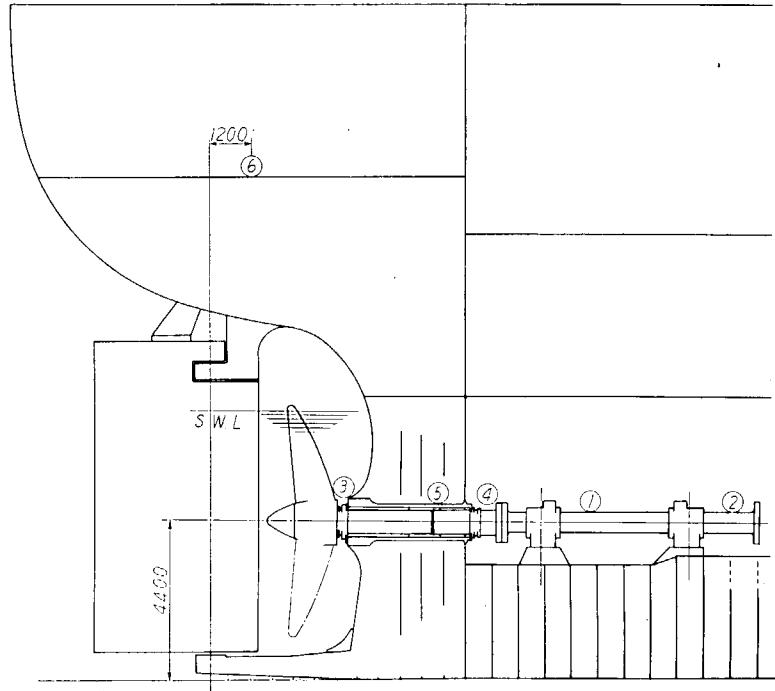


図8.1 船尾形状

(2) 主機関

単動2サイクル高過給式ディーゼル機関

| | |
|---------------------|---------------------|
| 三井B&W 884-VT2BF-180 | 1基 |
| 連続最大出力 | 18,400 PS × 114 rpm |
| 常用出力 | 17,200 PS × 108 rpm |
| 点火順序 | 1-8-3-4-7-2-5-6 |

(3) プロペラ要目

| | |
|-------|---------|
| 型 | 一體型 |
| 翼数 | 5 |
| 直 径 | 6.500 m |
| ビーチ | 4.629 m |
| 展開面積比 | 0.625 |

ボス比 0.185
 材質 Ni-Al-Br
 重量 22,200 Kg

(4) 海上公試運転条件:

日時 昭和42年11月7、8日
 天候 曇
 海上模様 白波少々
 船首きつ水 5.40 m
 船尾きつ水 7.51 m
 排水量 36,700 KT

2.2 計測内容および計測方法

船尾形状の略図を図8.1に、また軸系配置を図8.2に示す。

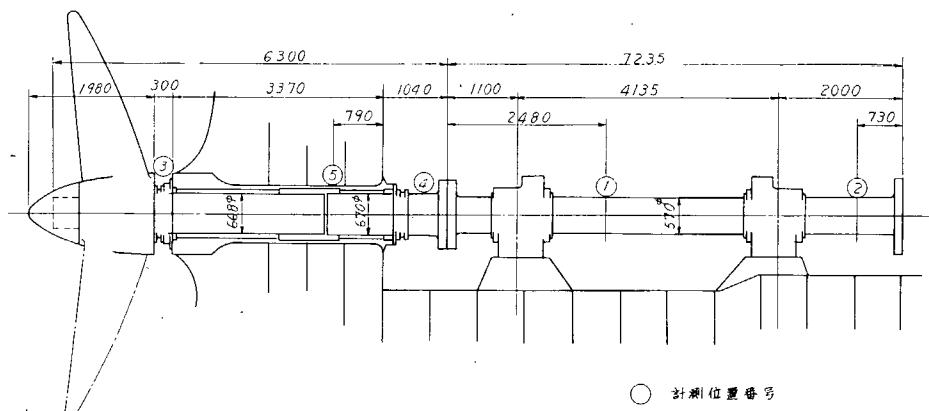


図 8.2 軸系配置

(1) 軸振動の計測

推力変動およびクランク軸継振動による軸系に及ぼす影響を調べるために、中間軸（計測位置番号①、②）に、歪ゲージをはり、FMテレメータ方法によつて、曲げ（計測位置番号①）および伸縮（計測位置番号②）を計測した。図8.3にその計測回路を示す。

(2) 船尾部船体振動の計測

加速度計ピックアップを用いて、船尾部における船体各点（計測位置番号③、④、⑤、⑥）の上下および左右2方向の船体振動の状況を計測した。図8.4にその計測回路を示す。

(3) 船体と軸との相対変位の計測

船尾管舵側（計測位置番号③）および船尾管艤側（計測位置番号④）に差動変圧器式変位ピックアップを取り付け、プロペラ軸の舵側および艤側と船体との相対変位を計測した。

差動変圧器式変位ピックアップの略図を図8.5に、

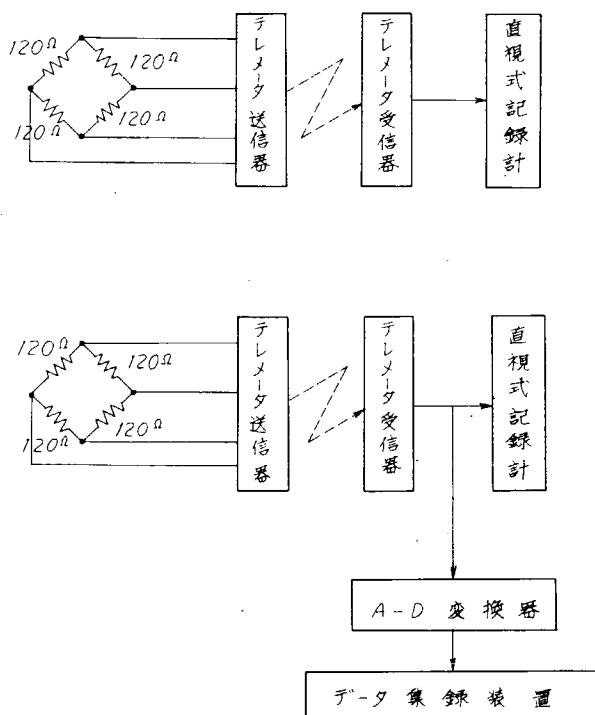


図 8.3 軸振動の計測回路

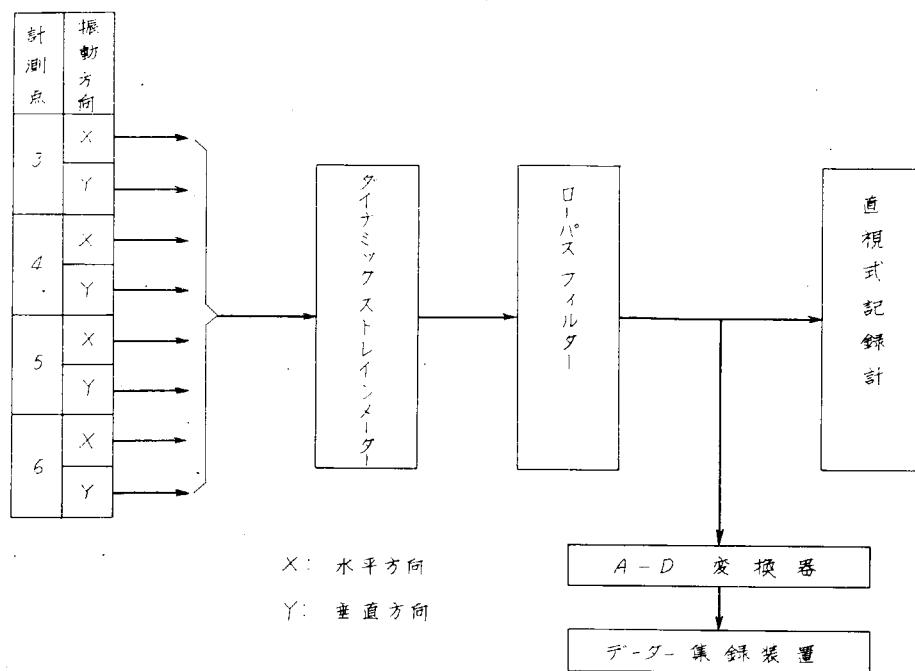


図 8.4 船尾部船体振動計測回路

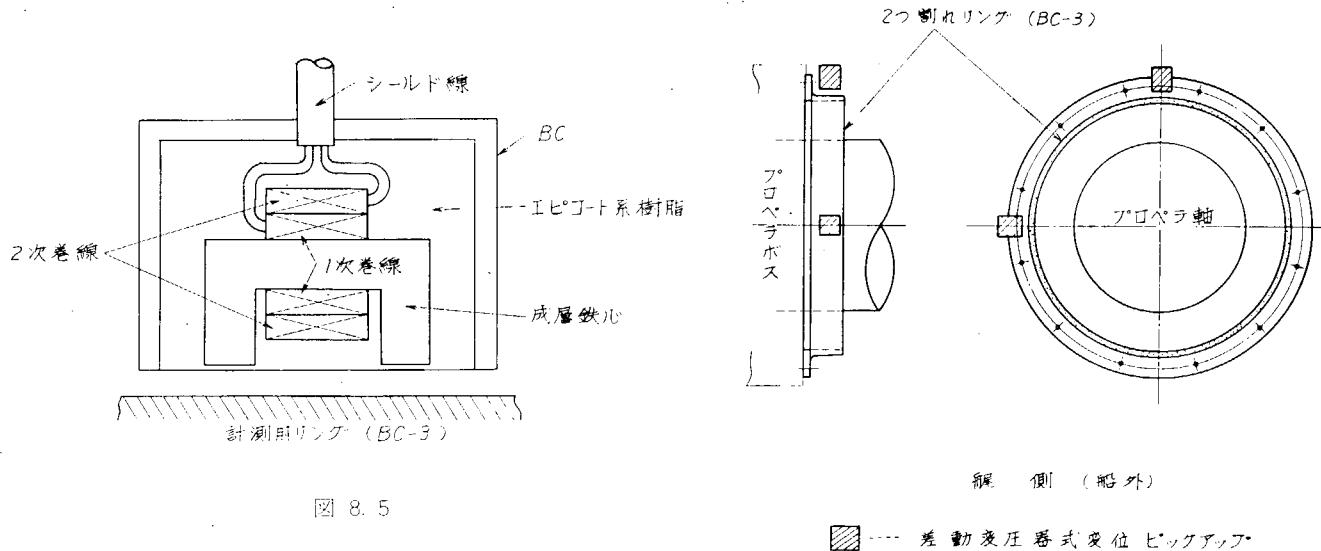


図 8.5

ピックアップ取付位置および方向の詳細を図 8.6 に示す。

その計測回路を図 8.7 に示す。

(4) 船尾管内軸受メタルの温度分布計測

温度計測点は 8 点（上下 4 点ずつ）で、図 8.8 に計測位置を、図 8.9 に熱電対取付詳細を示す。図 8.10 にその計測回路を示す。

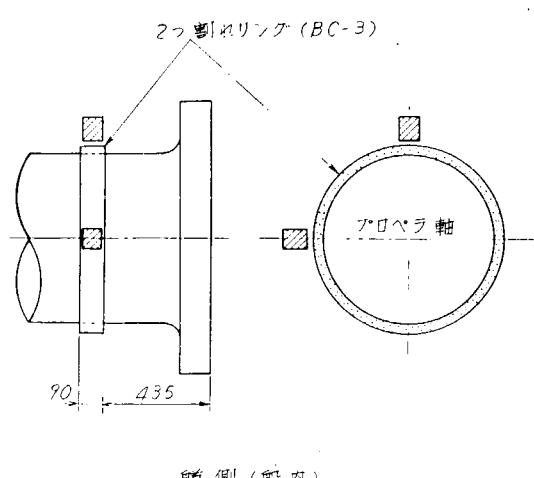


図 8.6 差動変圧器式変位ピックアップの取付詳細

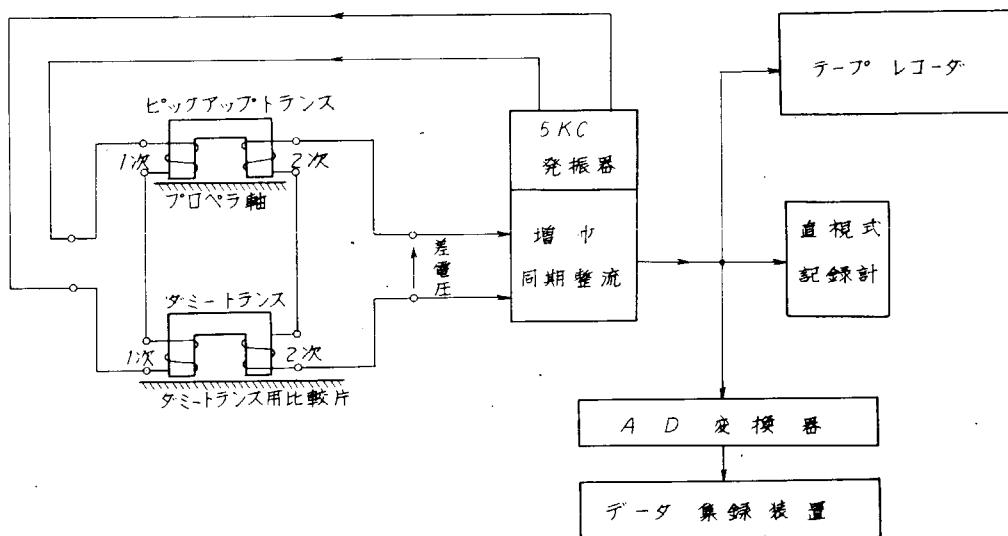


図 8. 7

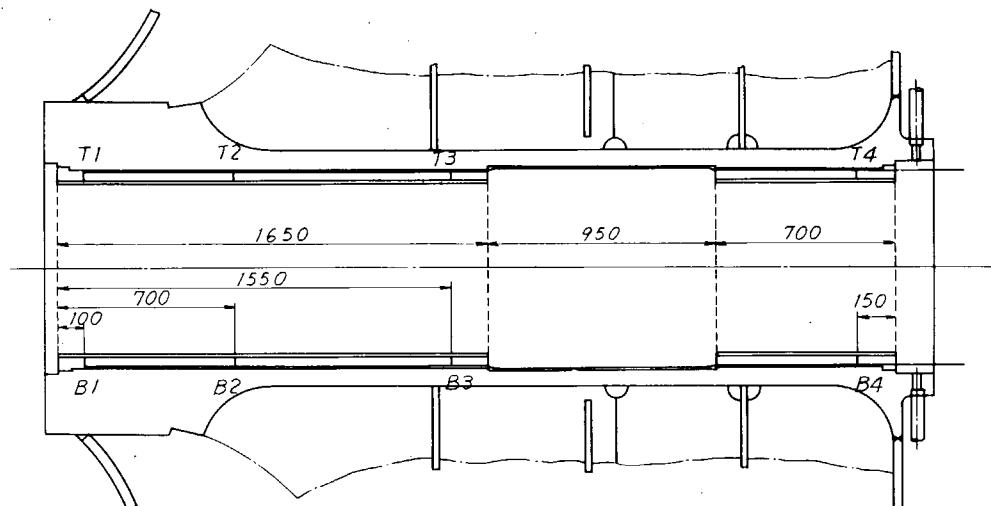


図 8. 8

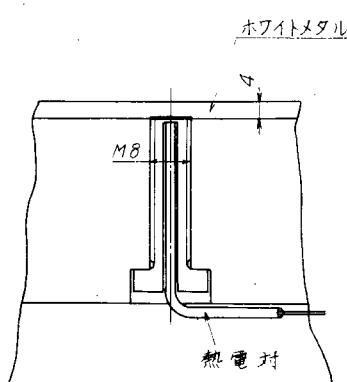


図 8. 9 热電対取付詳細

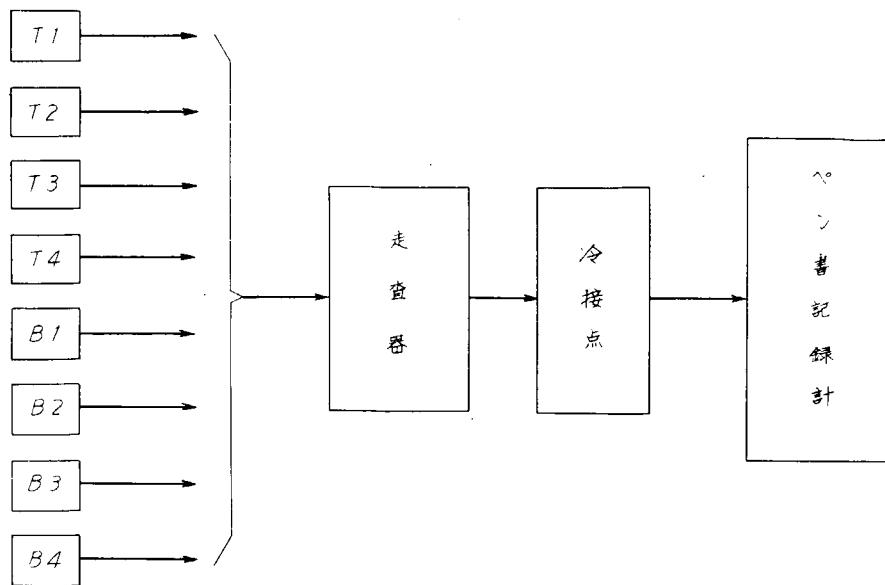


図 8.10

第3章 計測の結果

3.1 記号

| | |
|----------------------|--------------------------|
| T - 1 (T - 2, T - 3) | 船尾管内後部軸受軸端（中央、船端）上部表面温度 |
| T - 4 | 船尾管内前部軸受中央上部表面温度 |
| B - 1 (B - 2, B - 3) | 船尾管内後部軸受軸端（中央、船端）下部表面温度 |
| B - 4 | 船尾管内前部軸受中央下部表面温度 |
| R D - 1 X (1 Y) | 海水中 軸、船体間水平（垂直）方向相対変位 |
| R D - 4 X (4 Y) | 機関室最後部 軸、船体間水平（垂直）方向相対変位 |
| H A - 1 X (1 Y) | 船尾管船端水平（垂直）方向加速度 |
| H A - 2 X (2 Y) | 船尾管中央部振動水平（垂直）方向加速度 |
| H A - 3 X (3 Y) | カジラ機室床面最後部振動水平（垂直）方向加速度 |
| H A - 4 X (4 Y) | 機関室最後部振動水平（垂直）方向加速度 |
| B | 中間軸中央部 軸曲げ歪 |

3.2 船尾管内軸受表面温度

速度試験時の船尾管内軸受表面温度の計測結果を図8.1.1および図8.1.2に示す。また回航時の計測結果を図8.1.3および図8.1.4に、さらに主機停止後の船尾管内軸受表面温度の時間的変化の計測結果を図8.1.5および図8.1.6に示した。図8.1.1～図8.1.4より明らかであるが、軸受表面温度は速度試験時、回航時を通じてB-1、すなわち、後部軸受軸端下部において最も高く最高約5.0°C（温度上昇約2.5°C）に達する。一方軸受表面温度の最低値は常に後部軸受の船端下部において見られる。すなわち、軸受下部の温度分布に着目すると後部軸受の船端の温度が最も高く、中央から船端にかけて低い温度値を示し、この最高最低の温度差は約6～10°C程度である。また前部軸受中央部では後部軸受船端より約2～3°C高い値を示すが最高値約3.5°Cで、後部軸受船側よりかなり低い値を保つ。次に軸受上部の温度分布を見るとき航時速度試験時を通じて後部軸受中央部において最も高い温度を示し（最高4.5°C）、船端および前部軸受中央部の温度がこれにつき、船端において最も低い温度を示すので軸受下部における温度分布とかなり様相を異にしている。その温度範囲は、軸受上部での最高値T-2がB-2と同じ程度、最低値T-1がB-4よりやや高い程度であつて軸受下部が占める温度範囲より若干せまい。各点の温度レベルが主として、主軸回転速度に依存していることは図8.1.1～図8.1.4から明らかであるが、同航時における温度曲線の立ち上がり、あるいは図8.1.5～図8.1.6における主機停止後の冷却曲線によつて容易に示される如く、軸受表面温度の時間的変化はかなり緩慢である。

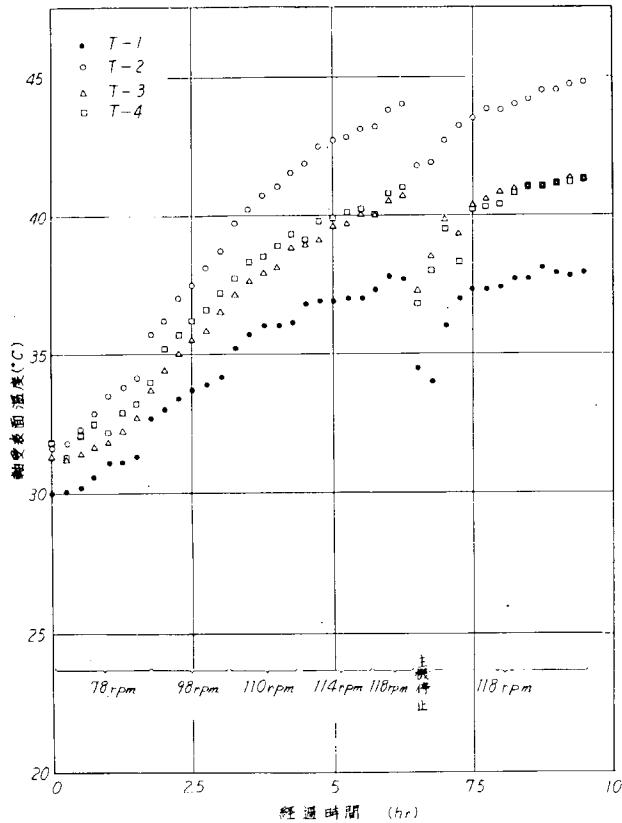


図 8.1.1 船尾管内軸受表面温度(上部)
(速度試験時)

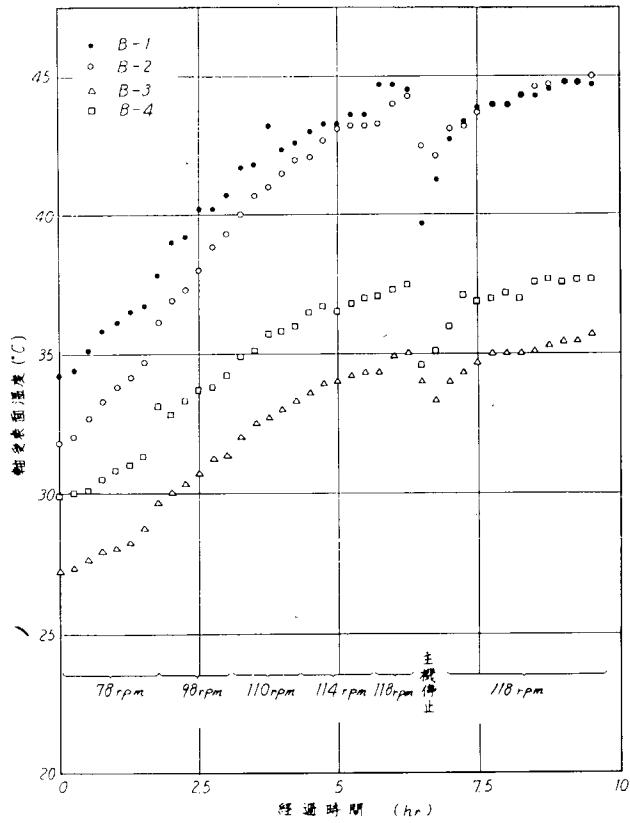


図 8.1.2 船尾管内軸受表面温度(下部)
(速度試験時)

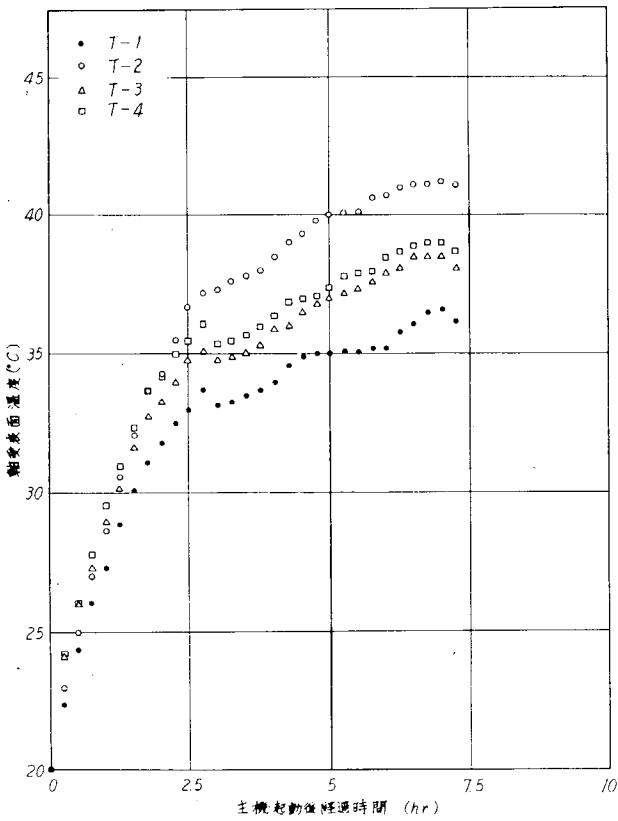


図 8.1.3 船尾管内軸受表面温度(上部)
(回航時、主機起動後)

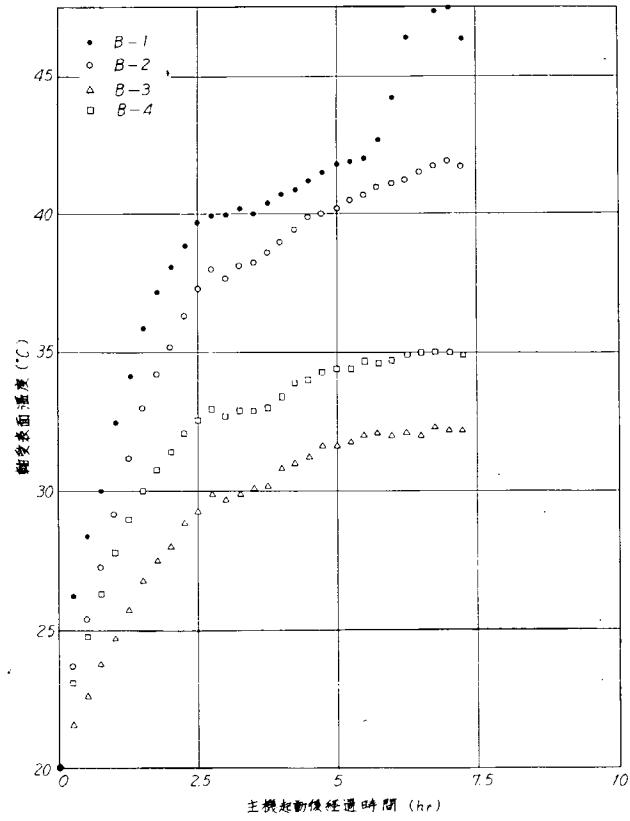


図 8.1.4 船尾管内軸受表面温度(下部)
(回航時、主機起動後)

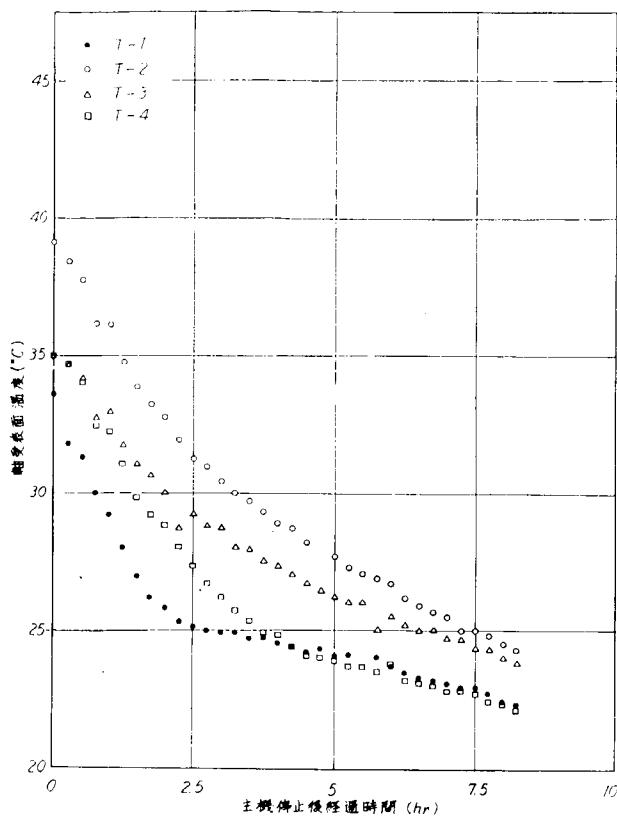


図 8.15 船尾管内軸受表面温度（上部）
(回航時、主機停止後)

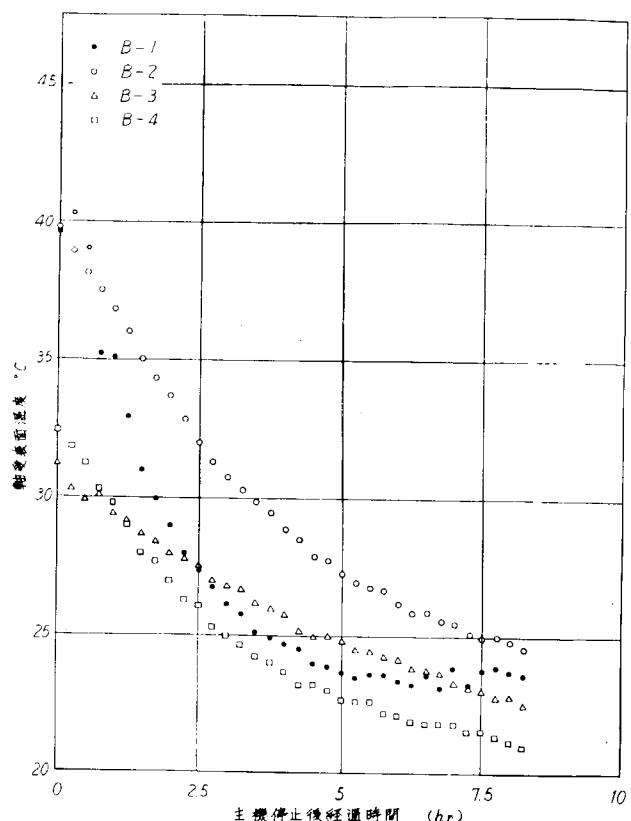


図 8.16 船尾管内軸受表面温度（下部）
(回航時、主機停止後)

3.3 軸船体間相対変位

振動特性試験時における軸船体間相対変位の記録結果の例を図 8.17～19に示す。この図から判るように船尾管内軸受前後において、振動の振幅は著しく異り船内での振幅は小さい。一方主機を停止した状態で軸をターニングしながら差動トランクスの出力を軸の回転角度に対してプロットすると図 8.20 のようになり軸の偏心および表面のうねりが検出され、この量は約 0.2 mm 程度ある。船内機関室船端での相対変位はこの表面うねりの補正を行なうと殆んど無視できるかあるいは、表面うねり大きさより小さい程度であるので明確な分析が困難でありデータを割愛した。海水中（船尾管内軸受船端）での相対変位の振幅を、主機回転速度に対してプロットすると図 8.21 の如くである。但しこれは前述、軸表面でのうねりをも含んだ値である。図から主機回転数の低い領域（30～40 rpm）では軸船体間の相対変位振幅はごく僅かで検出できない程度であるが、回転速度の上昇に伴つて徐々に増大し、約 100 rpm 以上の主機回転数領域において急激に増大することが判る。そして図 8.17～19 より明らかであるが、変位振幅の大きい領域において変動の主体は軸の一回転について 5 周期をもつ変動成分すなわち 5 次の調和成分である。

それ故図 8.21 の各データにうねり成分の補正を施し、これの 5 次の調和成分を求め図 8.22 に示した。一方振動特性試験において 70, 100, 114 rpm において得られた相対変位の量からそれぞれリサージュ图形を描き、軸の一回転の間の船尾管を基準とした軸心の移動の状況を表わしたもののが図 8.23～25 である。これらのリサージュ图形を比較すると何れの場合についても 5 次成分の変動が顕著であるが 700 rpm においては水平方向と垂直方向との位相差が明確でないのに對し、100 rpm, 114 rpm の場合との位相差は 180° に近い。すなわち船尾管基準の軸移動は左上 ⇔ 右下の方向に行なわれる。さらに 100 rpm と 114 rpm の場合について比較すると前者では軸心軌跡上に凹なる弓なり状であるが、後者についてはそれ程顕著でない。さらに前者に比して後者の方が垂直方向の変動量は大きい。以上を総括すると船尾管基準の軸心の移動は一般に主機回転時の高い程大きく（最大 400 μ）この主な因子は 5 次変動成分であつてかつ移動方向に顕著な方向性があると言える。

70 RPM

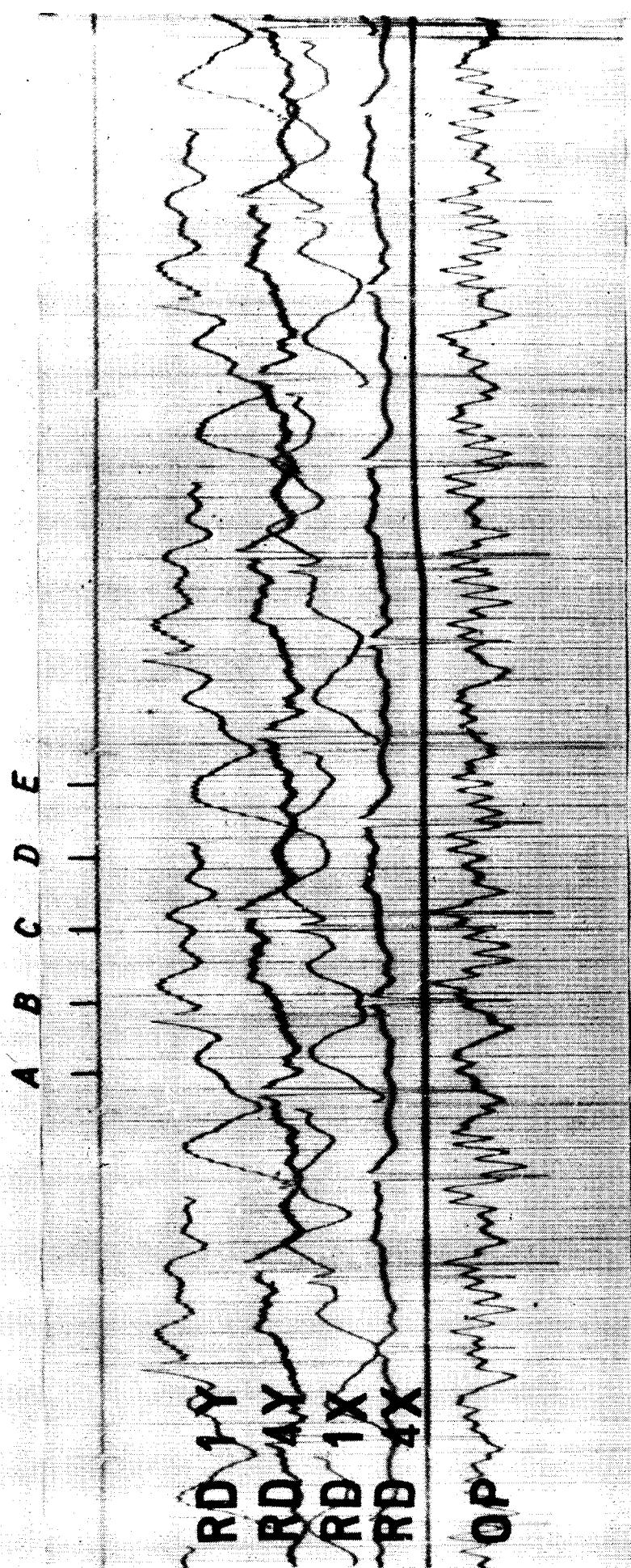


図 8.17 軸・船体間相対変位の記録例

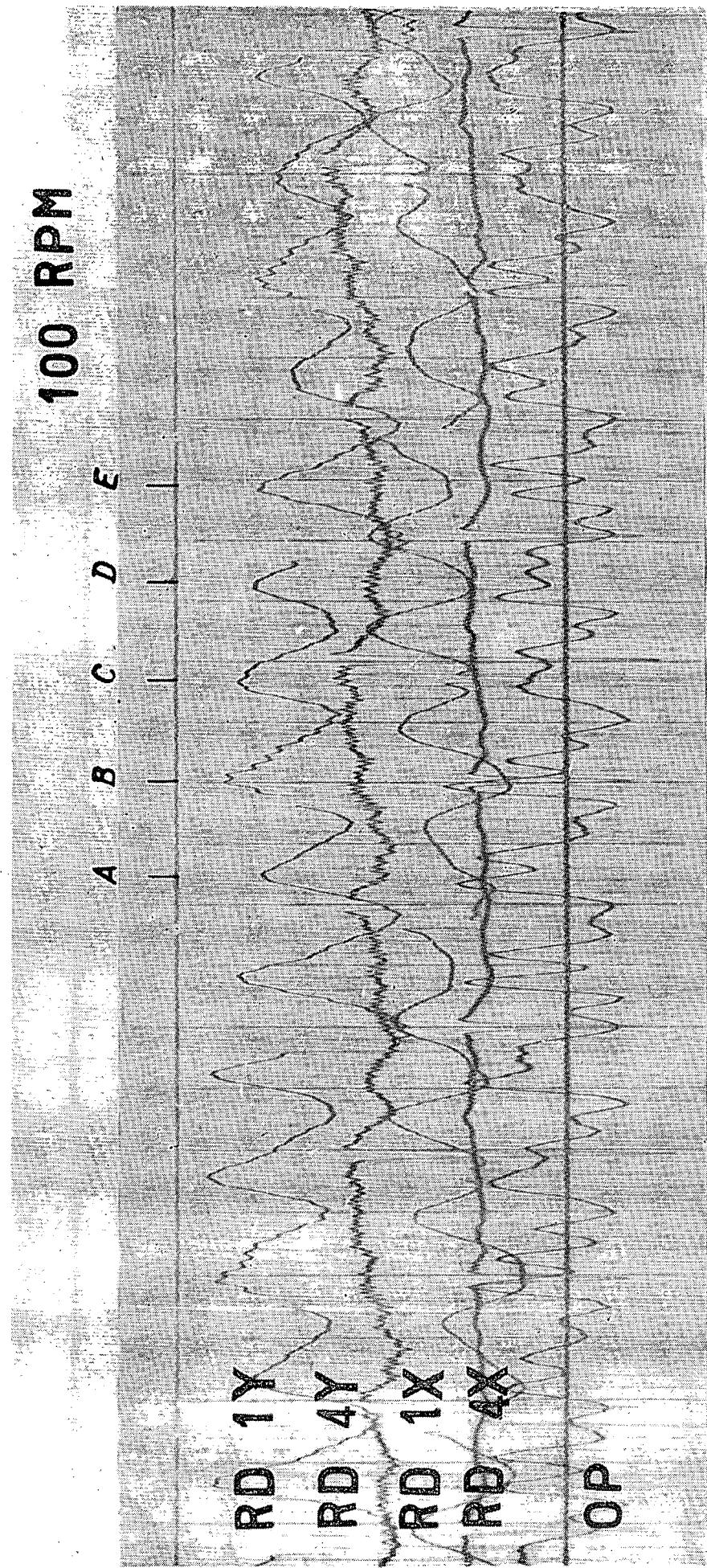


図 8.18 軸船体間相対変位の記録例

114 RPM

A B C D E

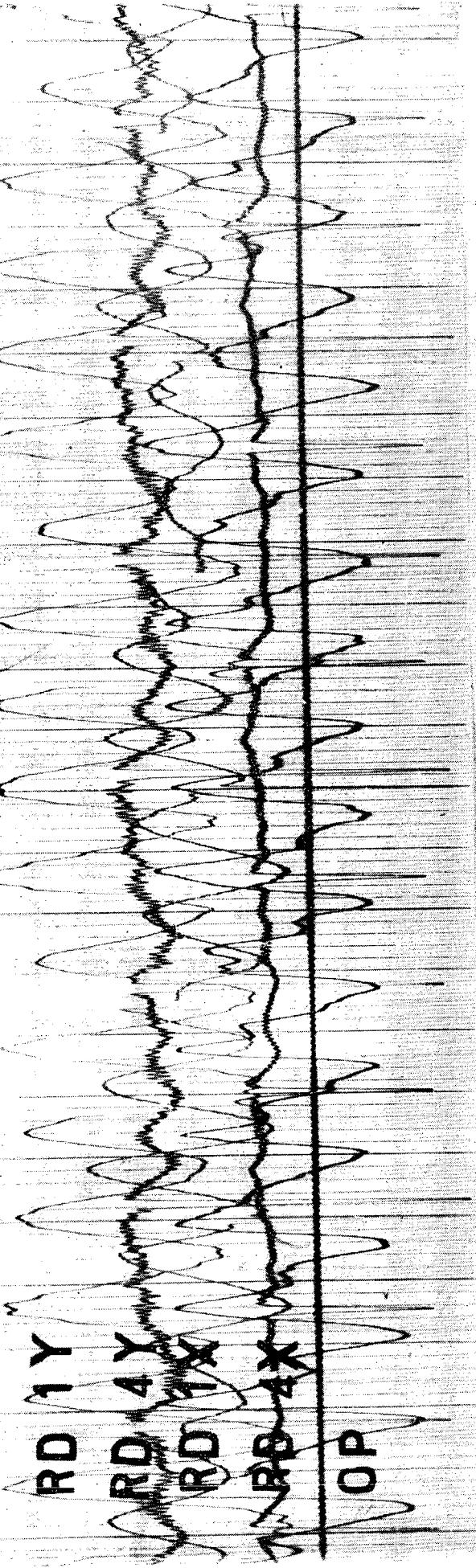


図 8.1.9 軸-船体間相対変位の記録例

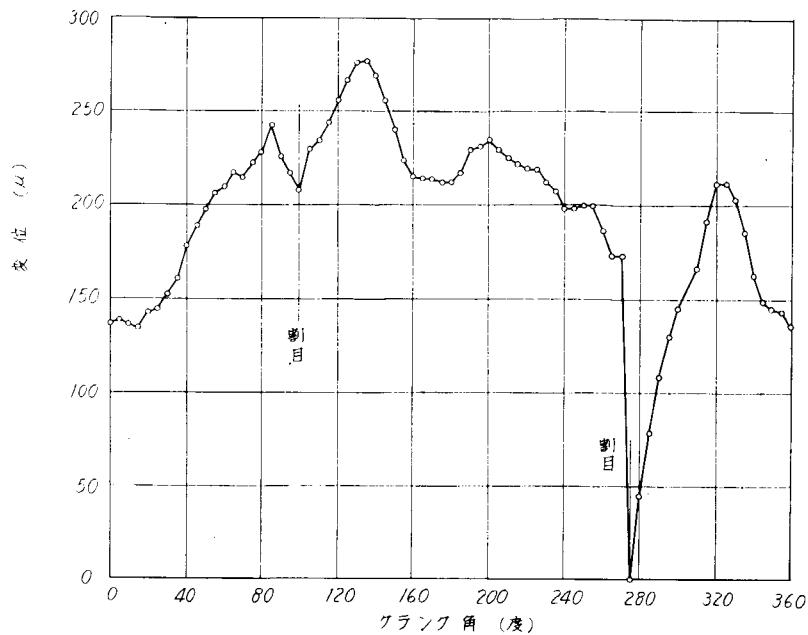


図 8.20 軸表面のうねり

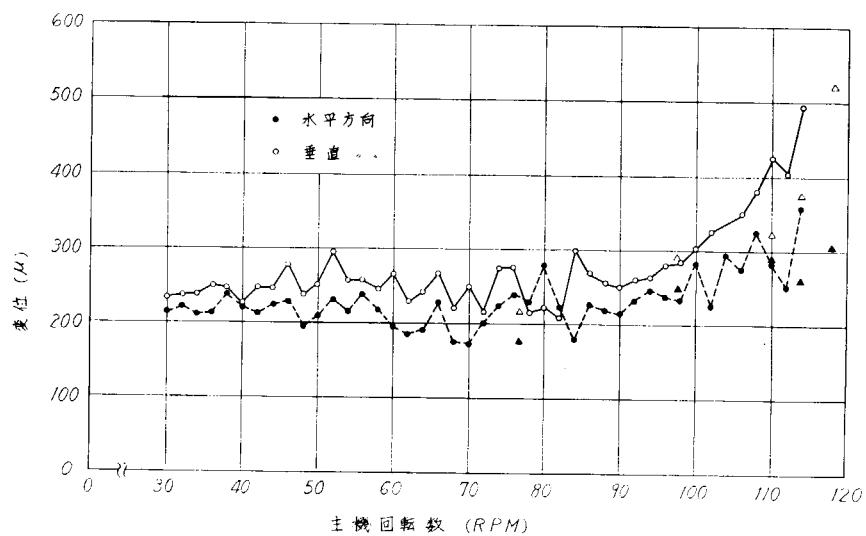


図 8.21 海水中での相対変位の振巾

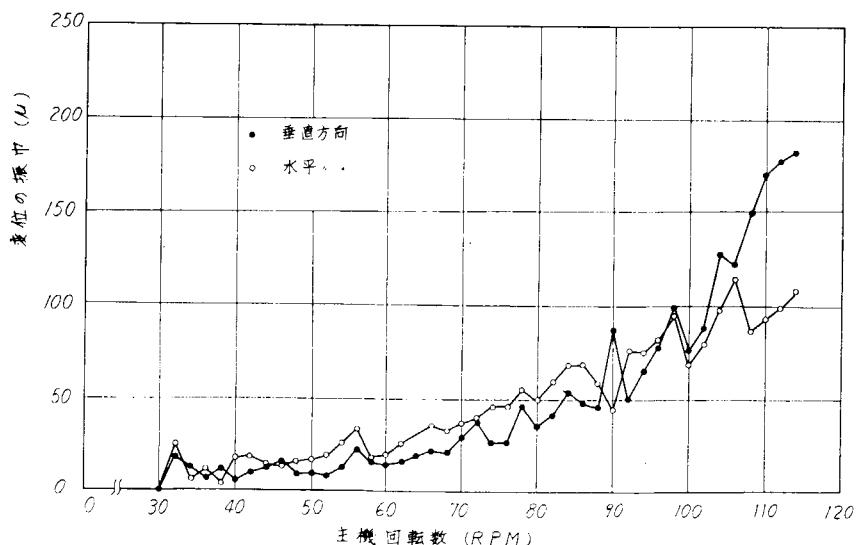


図 8.22 軸船体間相対変位の 5 次成分

図 8.24 リサー・ジユ图形 (100 r.p.m.)

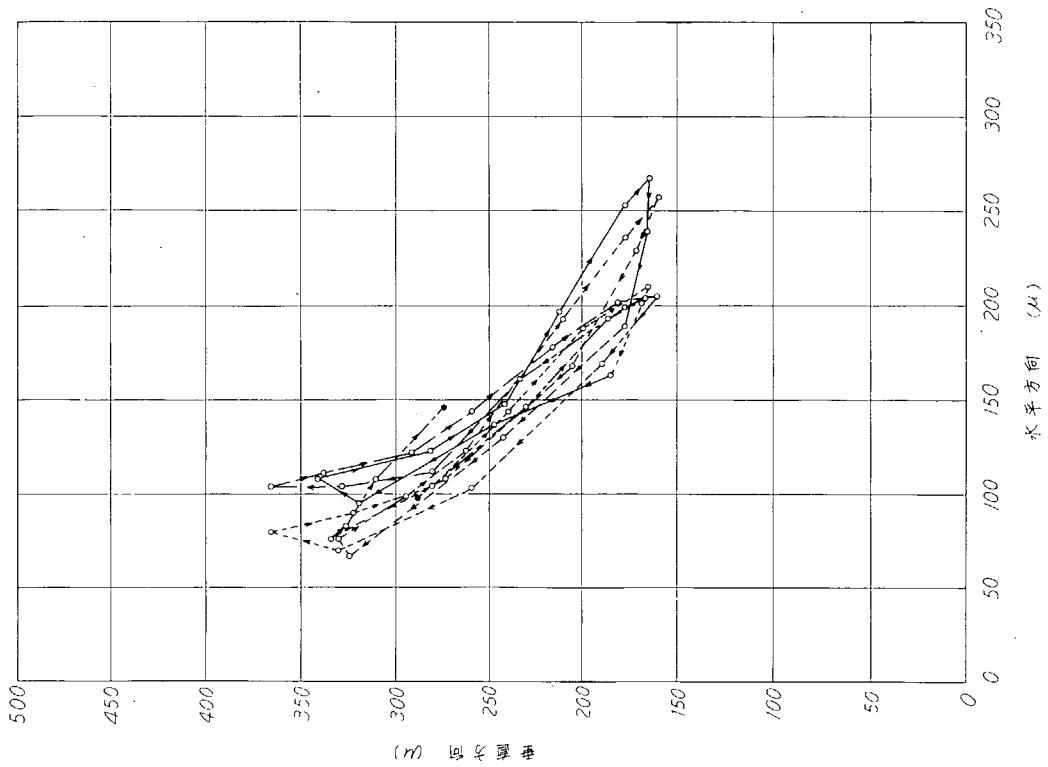
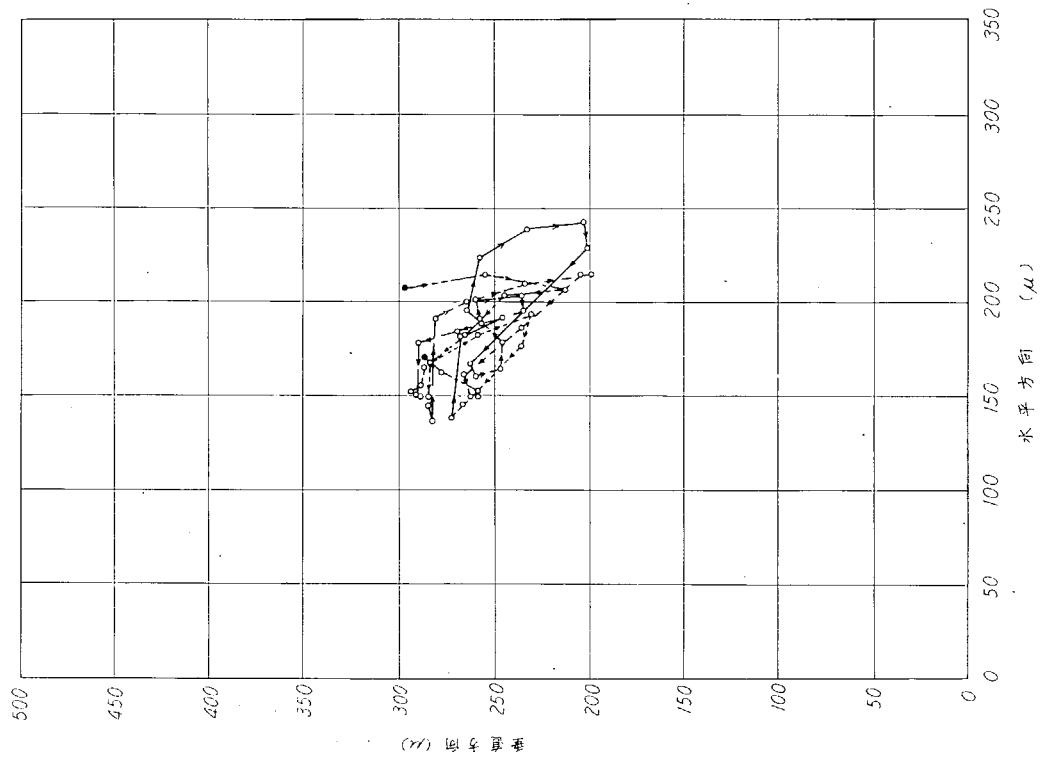


図 8.23 リサー・ジユ图形 (70 r.p.m.)



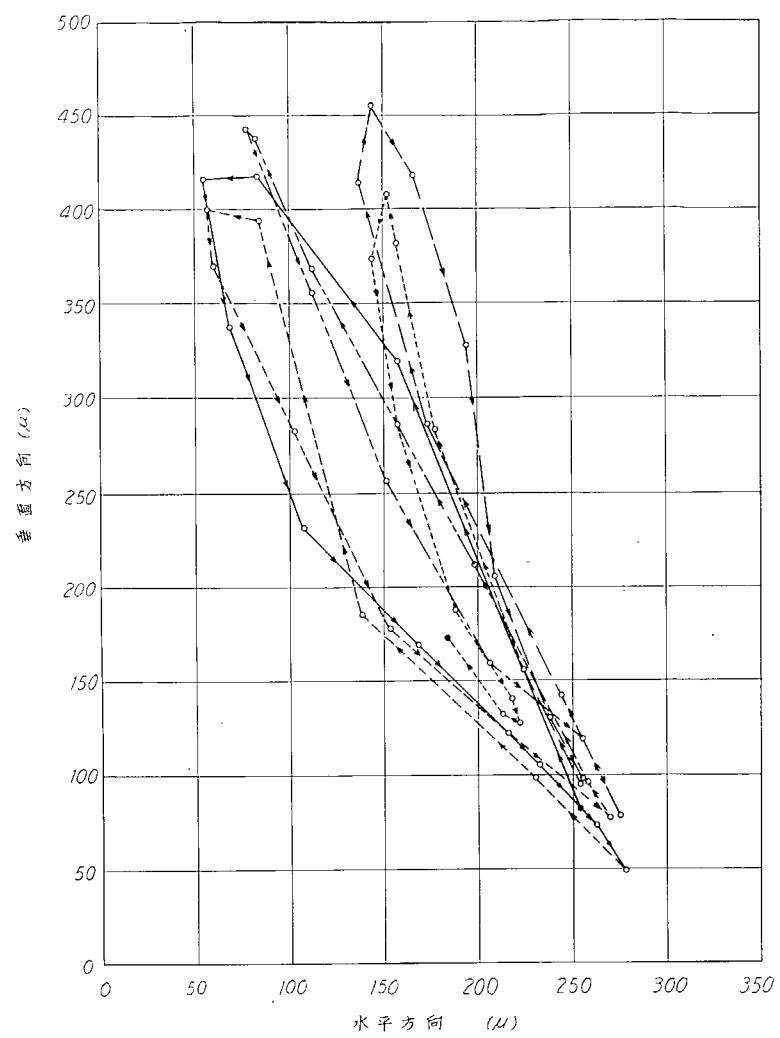


図 8.2.5 リサージュ图形 (114 r.p.m.)

3.4 船体加速度

船体各部での振動を加速度ビックアップを用いて、電磁オッショで記録した一例を図 8.2.6 に示す。

(1) 船尾管内軸受端加速度 (H A - 1 X, 1 Y)

海水中、差動トランスと同じ位置で測定した水平および垂直方向振動加速度（全振幅）の結果を図 8.2.7 に示す。機関回転数毎分約 60 回転より低い回転数領域では水平および垂直両方向の加速度値はほぼ、同じ程度で、約 20 gal 以下であるが、これより高い回転数領域では水平方向の加速度が顕著に大きくなり、110 rpm 以上の領域で最大値 100 gal (全振幅) に達する。

一方垂直方向加速度は 100 rpm 以上でもたいして大きい値にならず最大値は約 40 gal である。

振動の主成分はこの場合も差動トランス出力（相対変位）のときと同じく 5 次成分である。

(2) 船尾管中央部加速度 (H A - 2 X, 2 Y)

アフトピークタンク内、船尾管に近接した位置で測定した船体加速度の水平、垂直方向の値（全振幅）を図 8.2.8 に示す。

(3) 舶取機室床面最後部加速度 (H A - 3 X, 3 Y) 図 8.2.9 参照

(4) 船尾管内軸受端加速度 (H A - 4 X, 4 Y)

機関室最後部、差動トランスによる変位計測位置で測定した船体振動加速度（全振幅）を図 8.3.0 に示した。

(5) 船体変位 5 次成分

船尾管まわりの船体各位置の変位、変形を明確にするため加速度の 5 次調和成分をとり出し、これを時間に関して積分し変位振幅を算出した結果の一例を表 8.1 に示す。

3.5 軸の振動 他

(1) 中間軸中央部に歪ゲージを貼り、測定した軸の曲げ歪の記録例を図 8.3.1 に示す。

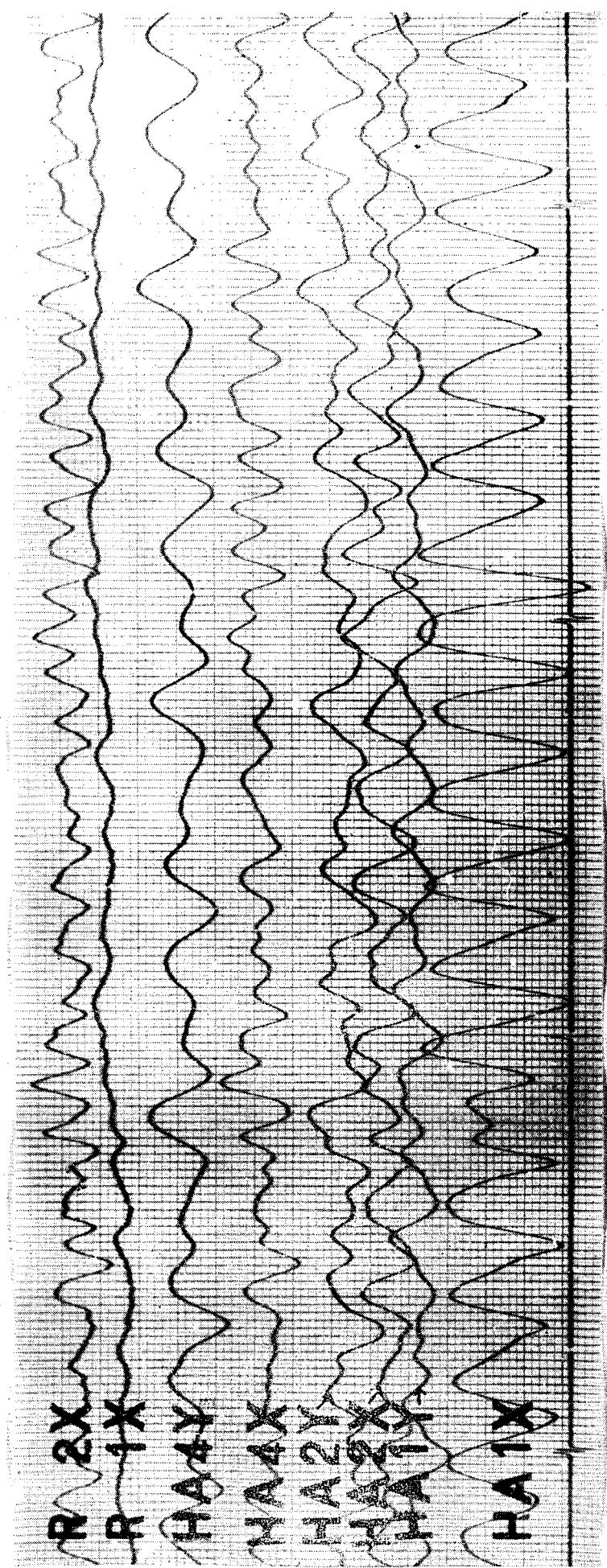
この計測結果（全振幅）を主機回転数に対してプロットすると図 8.3.2 のようになる。図から直ちに明らかに如く、振動の振幅の主機回転数に対する依存性は船体の場合と全く異つており、46 rpm および 80 rpm においてかなり明瞭なピークを有する。

これらのピークはそれぞれ、8 次および 5 次の調和成分の振動であることが図 8.3.3 および図 8.3.4 から明らかである。なお軸の曲げ振動は全回転数領域にわたつて基本調和成分が支配的な値をもつことが一つの特徴である。

(2) 船尾管内油圧

船尾管内油圧は図 8.1.7 ～ 1.9 に一例を示す（図中曲線 O P）如く複雑な時間的変動をなすが、この振幅は機関回転数の増加につれて増大し、最大約 0.9 kg/cm² (全振幅) に達する。

図 8.2.6 船体各部での振動（加速度）



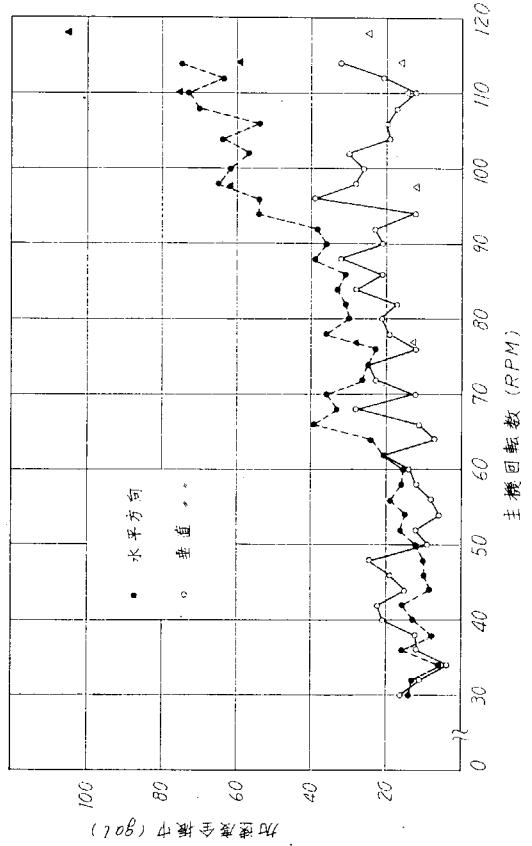


図 8.27 海水中、差動トランクスと同じ位置に
おける振動加速度

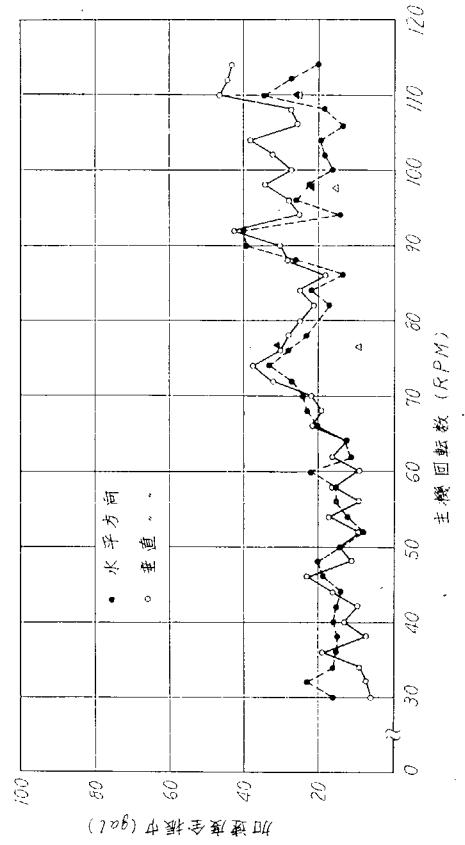


図 8.29 舵取機室床面最後部加速度

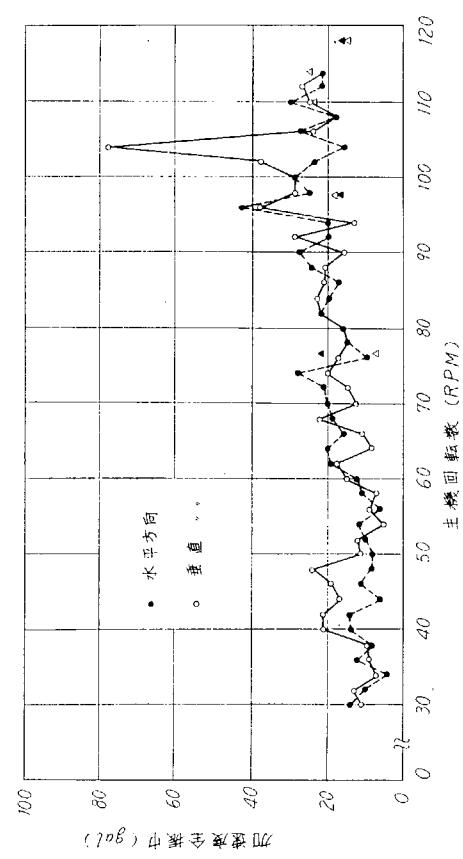


図 8.30 機関室最後部加速度

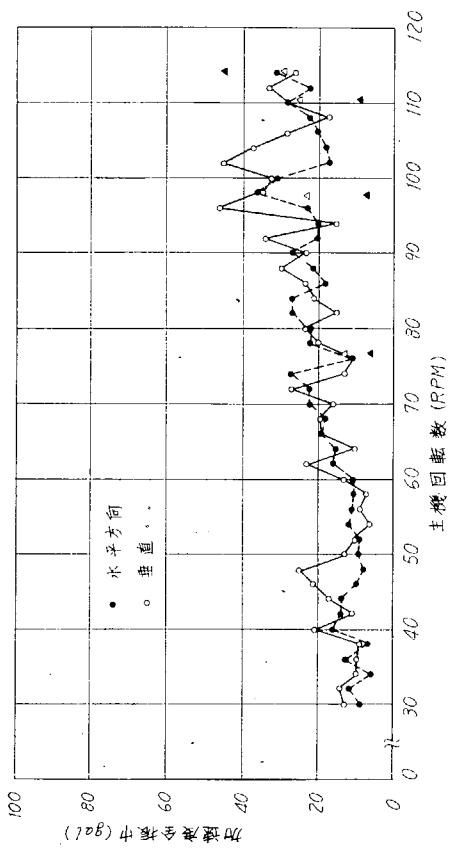


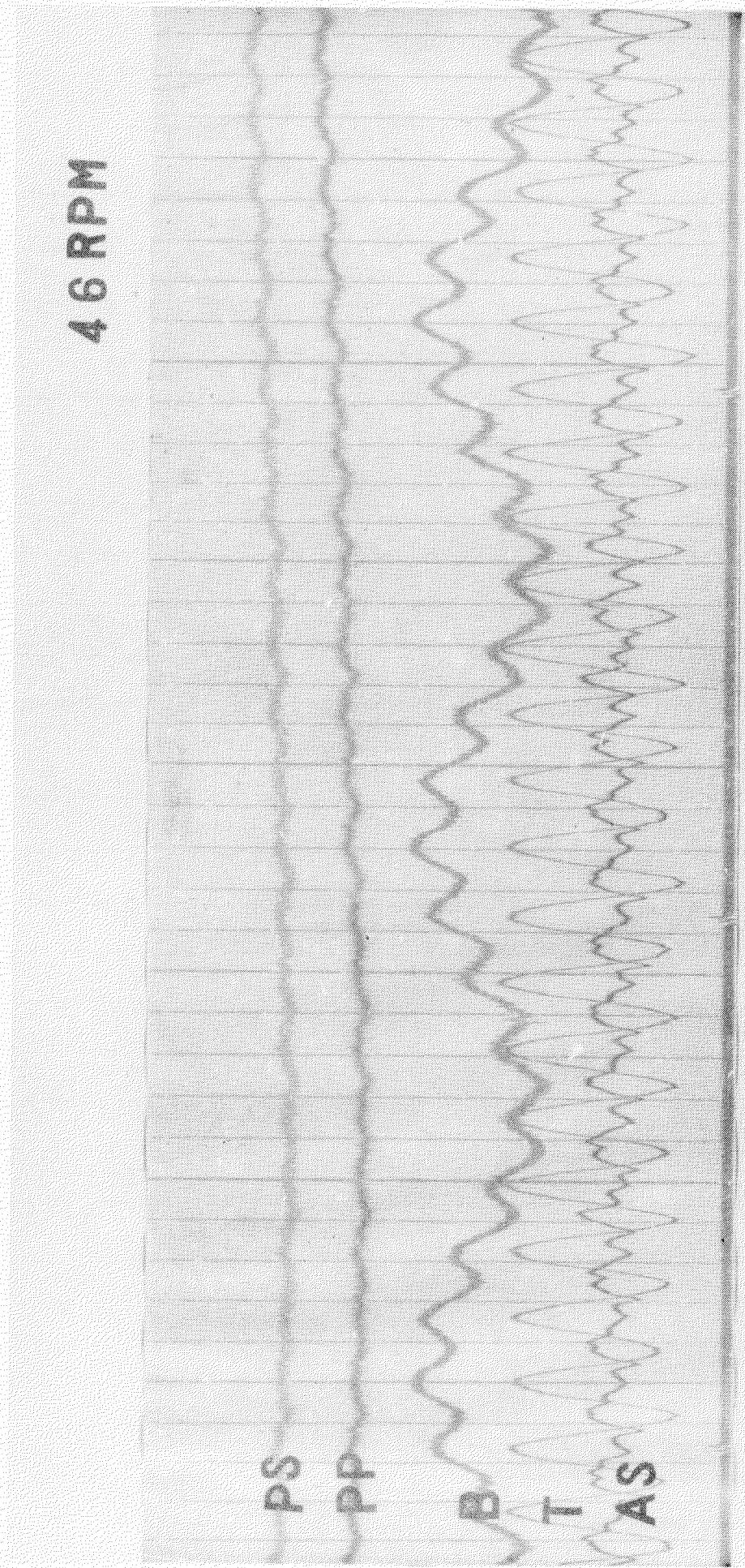
図 8.28 アフトピーフタング内で船尾管に近接
した位置における加速度

表 8.1 船体変位の 5 次成分

| 主機回転数 (R P M) | 計測点 | 加速度より 求めた変位 の全振巾(μ) | *変位波形とブ ロペラ(A)翼ト ツブ位置の相 差(度) | 5次成分振 動数(%) | 備 考 |
|------------------|---------|---------------------------|---------------------------------------|----------------|--------|
| 70 | R D 4 Y | 30 | — | 5.8 | |
| " | " 4 X | 50 | +28 | " | |
| " | " 2 Y | 40 | — | " | |
| " | " 2 X | 60 | +30 | " | |
| " | " 1 Y | 30 | — | " | |
| " | " 1 X | 100 | +35 | " | |
| | | | | | |
| 100 | R D 4 Y | 80 | +48 | 8.3 | |
| " | " 4 X | 80 | +87 | " | |
| " | " 2 Y | 90 | +63 | " | |
| " | " 2 X | 80 | +31 | " | |
| " | " 1 Y | 70 | +63 | " | |
| " | " 1 X | 170 | +35 | " | |
| | | | | | |
| 114 | R D 4 Y | 60 | +35 | 9.5 | |
| " | " 4 X | 60 | +45 | " | |
| " | " 2 Y | 70 | +42 | " | |
| " | " 2 X | 90 | +41 | " | |
| " | " 1 Y | 90 | +11 | " | |
| " | " 1 X | 210 | +32 | " | |

* ブロペラの A 翼がトップとなる時を基準として変位波形の正のビーグとの相差を示す。+は進みである。

図 8.3.1 軸の曲げ振動



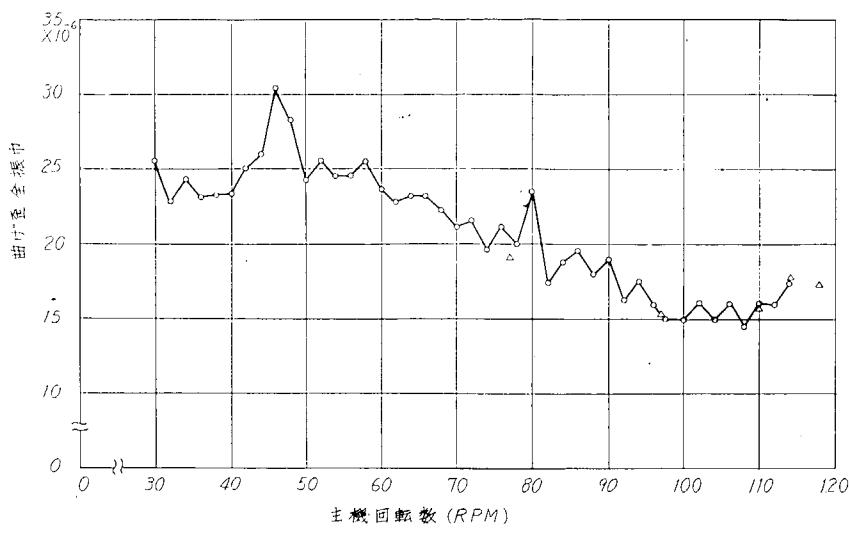


図 8.3.2 軸の曲げ歪

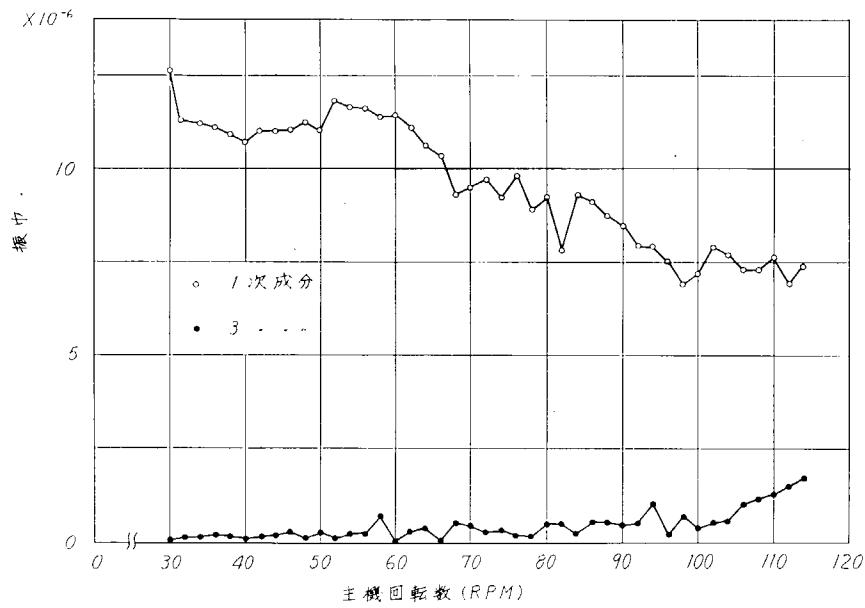


図 8.3.3 軸の曲げ歪の1及び3次成分

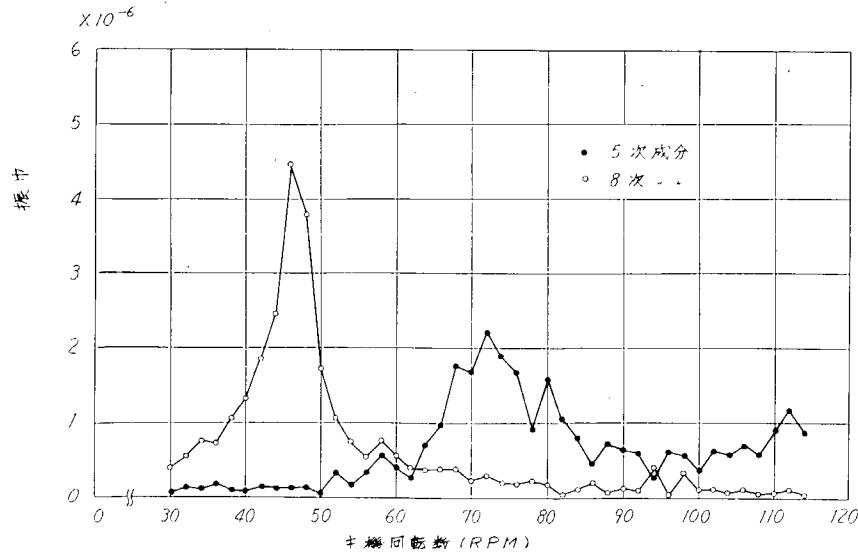


図 8.3.4 軸の曲げ歪の5及び8次成分

第4章 計測結果についての考察

実船における船尾管内軸受の状態を把握するための油潤滑軸受設備船B丸に関する計測によつて以下の事項が明確になつた。

- (1) 船尾管内軸受表面温度の分布は軸受下部では艉端に近い程温度が高く、最高約50°Cに達した。一方、軸受上部については後部軸受中央部で最も温度が高いが、常に下部の最高値より低い値である。
- (2) 船尾管内軸受表面温度の時間的変化はかなりゆるやかであつて、例えば、主機停止後、平静状態レベルに復するまでに数時間を要する。
- (3) 船尾管と軸の相対変位は船尾管艏端においては著しく小さいが艉端では主機回転数100 rpm以上回転数領域で大略回転数の増加につれて増大し、最大値約400 μに達する。
- (4) 相対変位はその振幅の大なる回転数領域では5次成分（プロペラ起振力成分）が支配的であり、船尾管を基準にした軸心の運動は左上↔右下の方向性を有する。
- (5) 船尾管まわりの船体各部の振動は一般に主機回転数の増加とともに増大するもので、平穏な海面状態下この値は艉端において最大約100 gal程度になり得る。
- (6) なお、この振動は主機回転数の高い領域（100 rpm以上）では5次成分が主体になり、変位振幅で約0.1 mmが観測される。
- (7) 機関軸の曲げ振動の振幅に対する寄与は全回転数領域にわたつて基本調和成分が支配的であり、主機回転数46 rpmおよび約80 rpmにおいてそれぞれ、8次および5次の起振力に対する共振ピークを有する。

[船尾管部軸系の改良構造による適応性模型実験]

第9編 船尾管軸受の改良構造についての軸受性能に関する模型実験

第1章 実験の目的

水潤滑式船尾管軸受材としては在来からリグナムバイタが多く使用されてきたが、リグナムバイタは優れた船用軸受材であることが立証されている。一方、これに代るものとして合成樹脂材の利用が考案されるが、すでに合成ゴムまたはフェノール樹脂系材が実用に供された。しかし後者は実用段階で焼付性の強いことが経験され、また昭和41年度の模型実験（以下第1報と呼ぶ）においてもその性向が裏付けられている。そこで新たに合成樹脂材を主体にしたより信頼性の高い水潤滑式船尾管軸受を開発するため、新規設計の123φ模型軸受を試作して、この性能試験を行なうこととした。

第2章 実験装置および実験方法

2.1 供試模型軸受

供試模型軸受は潤滑水による十分な冷却効果を期待した多孔型と、軸受の変形による軸当りの均等化を期待したフェノール樹脂、ゴム裏当型である。

(1) フェノール樹脂多孔型試作軸受

図9.1にその形状をしめす。材質は第1報で実験したのと同じフェノール樹脂帆布積層材である。但し今回は積層帆布は木口目としてある。この機械的性質は表9.1にしめされる。

表 9.1 フエノール樹脂帆布積層材

| 名 称 | 比重 | 硬度 HB | 抗圧力 Kg/mm ² | 抗張力 Kg/mm ² | 衝撃値 Kg/cm | 耐熱度 °C | 備 考 |
|------------------------|------|-------|------------------------|------------------------|-----------|--------|------------|
| リグナイト社製 M N 2 0 S E | 1.38 | 37~40 | 24~31 | 7~10 | 40~45 | 150 | 二硫化モリブデン含有 |

すでに第1報で報告したようにこの種軸受材の在来型軸受は給水量が少ない条件で顕著な焼付性をしめしたので、本試作軸受は軸受面への通水性を増して冷却効果を高めることを目的としたものである。このため軸受の下半分は各縦通材の裏面に大きな導水溝を設け、これに通じた皿状開口の穴を軸受面に多数並べた。下半周の各縦通材の縫目内側には半円形の通常水溝を設けた。

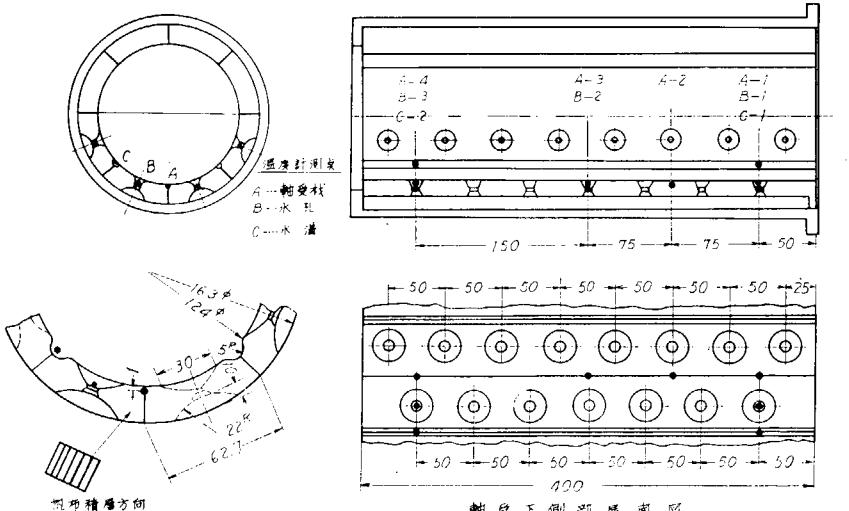


図9.1 多孔型軸受の形状寸法

(2) フエノール樹脂・ゴム裏当型試作軸受

図9.2にその形状をしめす。水潤滑式船尾管軸受の軸受長さは直径の4倍であり、実船では軸の片当りによる軸受反力の不均一分布が当然予想される。しかし軸受自体の剛性を低くして荷重による変形を許すことにより、軸受反力分布を均等化して軸受性能を改善することが可能であろう。本軸受はこの目的で試作されたものであり、フェノール樹脂帆布積層材を軸受材とし、可撓性を持たせるためウレタンゴムの裏打を行なつてある。軸受内面の形状は在来形と同様である。

使用したフェノール樹脂材およびウレタンゴムの物理的性質を表9.2、3にしめす。

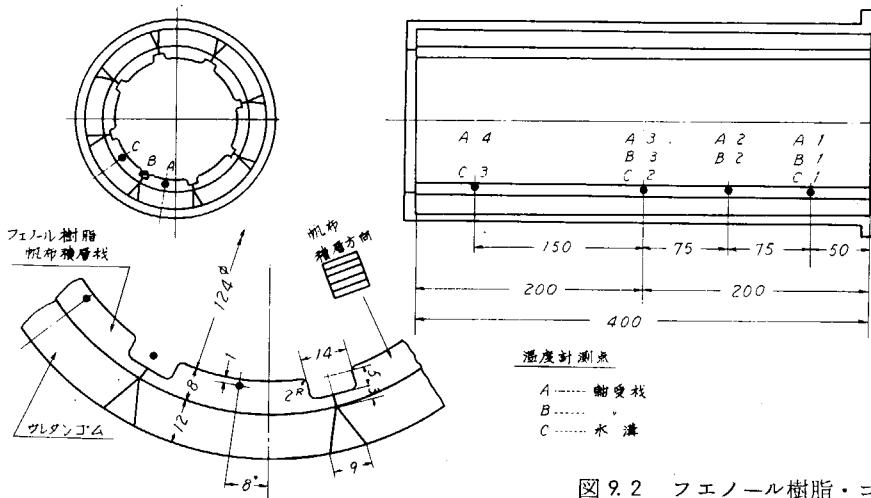


図9.2 フェノール樹脂・ゴム裏当型軸受の寸法形状

表9.2 フェノール樹脂帆布積層材

| 名 称 | 比 重 | 硬 度 H B | 抗压力 Kg/mm ² | 抗張力 Kg/mm ² | 衝撃値 アイゾット | 耐熱度 °C | 備 考 |
|-----------|-----|------------|---------------------------|---------------------------|--------------|-----------|------------|
| スターライト社 製 | 1.4 | 35~40 | 18~27 | 8~9 | 15~35 | 130°C | 二硫化モリブデン含有 |

表9.3 ウレタンゴム

| 名 称 | 比 重 | 硬 度 J I S | 抗張力 Kg/mm ² | 圧縮変形 Kg/mm ² % | " | 耐熱度 °C | 水中膨潤率 % |
|-----------|---------------|--------------|---------------------------|------------------------------|-------------|------------|---------|
| バンコーラン188 | 1.08 ~1.13 | 88 | 3 | 30/10 | 120/ 300 | 90 ~100 | 2~4 |

2.2 実験の要領

実験は第1報で述べた123φ船尾管軸受装置を使用した。実験の要領は在来形フェノール樹脂軸受、リグナムバイタ軸受と同様であり、軸受圧力、軸回抗数、潤滑水量の組合せ条件に対して摩擦トルクおよび各部温度の計測を行なつた。また今回の実験は第1報のフェノール樹脂軸受の性能との比較検討に重点を置いた。本実験で使用する軸受圧力および摩擦係数は第4編で述べたのと同じ定義によつた。

第3章 実験の結果

3.1 フェノール樹脂多孔型試作軸受

軸の回転数、潤滑水量、軸受圧力を組合せた条件で摩擦係数および温度の傾向を求めた。

軸受材の温度(軸受表面下1mmの点、A-1)は図9.3から当然ながら潤滑水量の少ない程、また軸受圧力の高い程上昇する。一方図9.4から回転数の上昇に従つて仕事量が増すので温度は上昇する傾向にあるが、300RPM以下では荷重条件により摩擦係数が急増するので再び温度が上昇することがわ

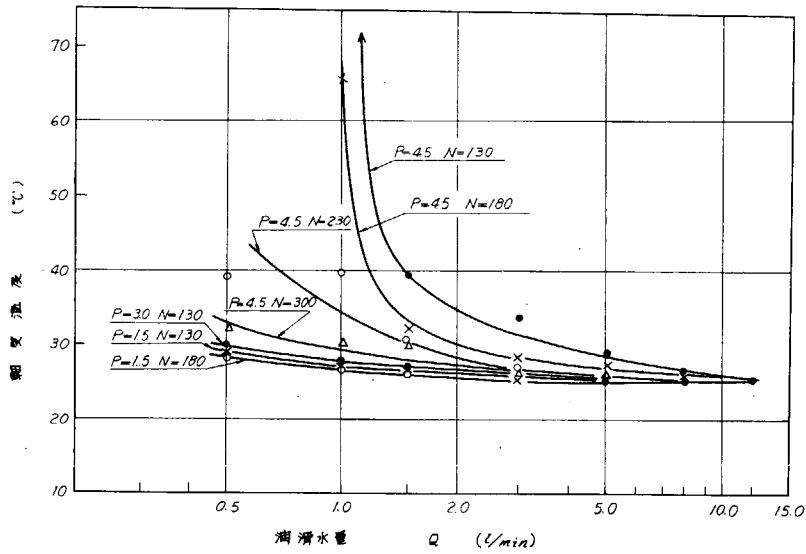


図9.3 潤滑水量と軸受温度の関係(多孔型)

かる。軸受材温度の長手方向分布の例を図9.5にしめす。また軸受内の温度は一般に軸受材が最も高く、水溝、水孔部の順で若干低くなる。

軸受の摩擦係数 μ は図9.6で明らかなように、他が同一条件であれば回転数の低い方で増加するが一方図9.7から潤滑水量の少ない程、 μ は増加する傾向にある。また軸受圧力に対してプロットすると図9.8のようになり、軸受圧力3Kg/cm²を境にしてその前後の μ は上昇している。

以上のような各測定値の傾向は第1報の在来形フエノール樹脂軸受とその傾向は全く同様であるが、全般的に摩擦係数が低目で、耐焼付性が改善されたことは明らかである。

3.2 フエノール樹脂・ゴム裏当型試作軸受

本軸受のフエノール樹脂軸受材はこれまでの2例とは製造所が違ひ物理的性質も若干異なるが、軸受性能面からは殆んど同一材であると考えて取扱つた。

実験の結果、温度、摩擦係数はこれまでの2例のフエノール樹脂軸受と同様な傾向をしめすことが明らかになつた。そこで試験は他との性能比較に主眼を置いたので、個々の傾向は第4章の諸図にしめす。各計測値は表9.4にしめす。全般に摩擦係数は増加しているが耐焼付性はこれまでのうち最も良好である。

本軸受は剛性の低いウレタンゴムをフエノール樹脂の裏当としてあるため軸荷重による変形は大きく、静止時の軸受後端部の軸たわみ量は公称軸受圧力に対して図9.9のような関係になる。このため軸受内の有効当り面は当然広くなつており、軸受圧力の絶対値のピークは低下して均等化の傾向にあるものと思われる。

実験に先立ち他の例と同様ならし運転を行なつた。

軸受圧力4.5Kg/cm²で 6.5×10^5 回までを第1回ならし運転としたが未だ不十分であつた。すなわち有効当り面積の増加と軸受圧力絶対値の低下は十分な当りを得るために予備運転時間を増加せることになる。そこでさらに第2回のならし運転を 10.4×10^5 回まで実施した。図9.10に第1回ならし運転の後と第2回ならし運転の後の軸受圧力に対する摩擦係数の関係を比較したが、両者の間には明らかな差が認められる。

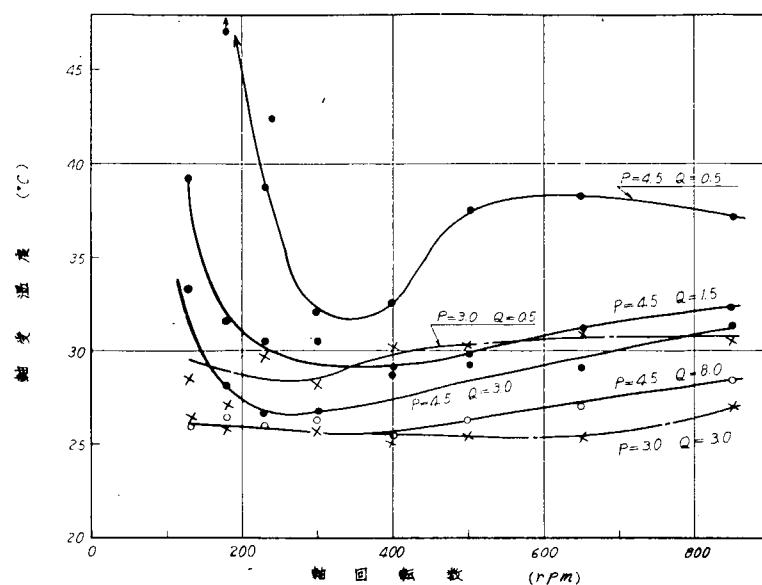


図9.4 軸回転数と軸受温度の関係(多孔型)

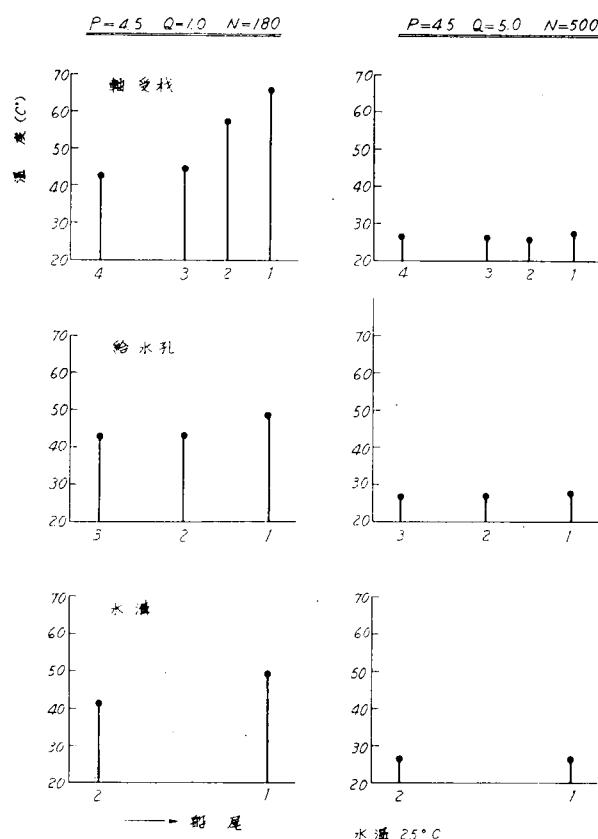


図9.5 軸受の温度分布(多孔型)

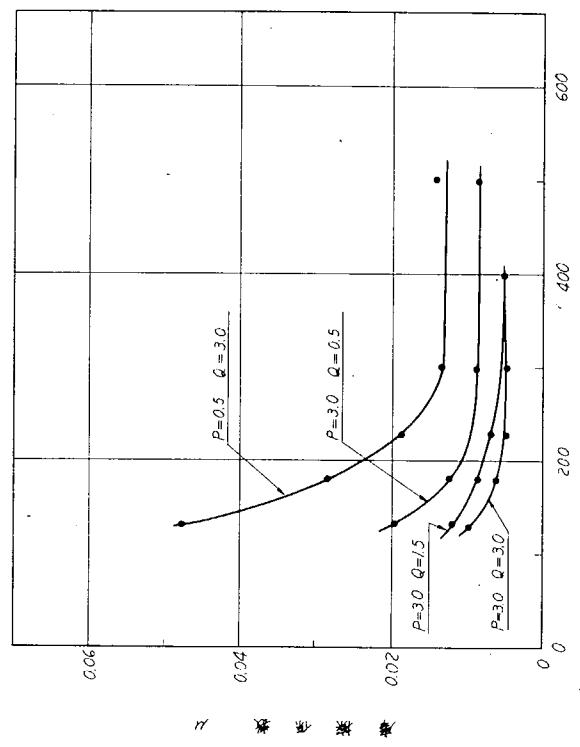


図 9.6 軸回転数と摩擦係数の関係(多孔型)

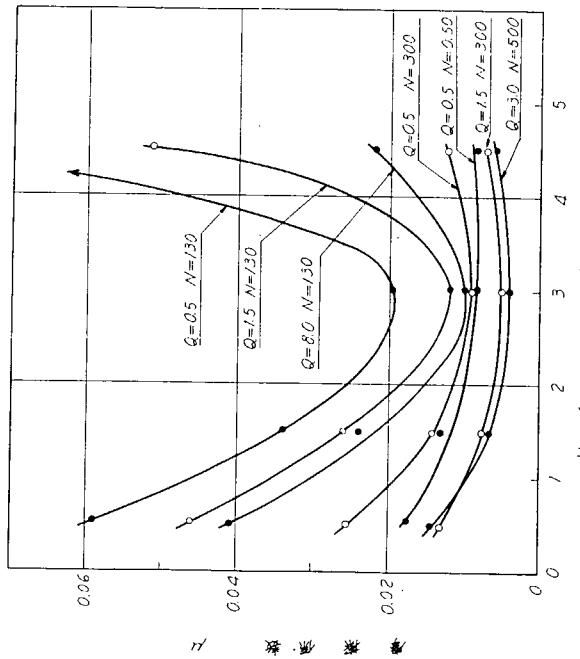


図 9.8 軸受圧力と摩擦係数の関係(多孔型)

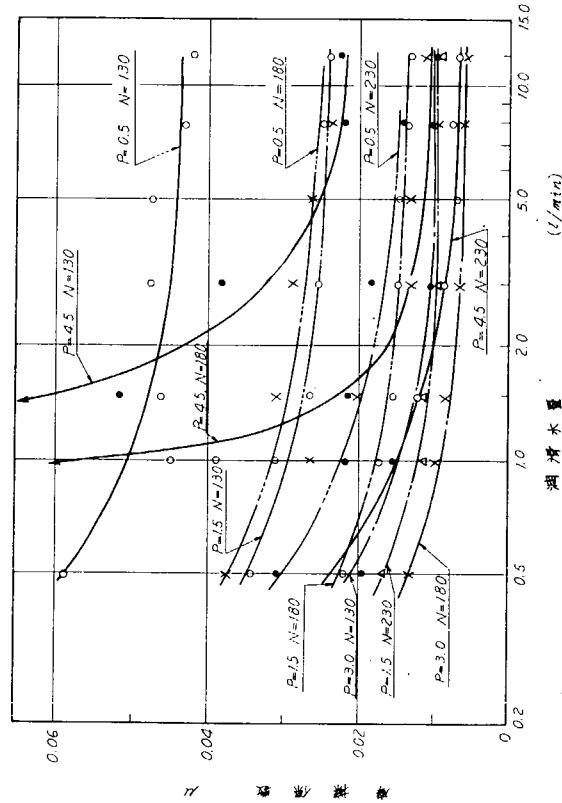


図 9.7 潤滑水量と摩擦係数の関係(多孔型)

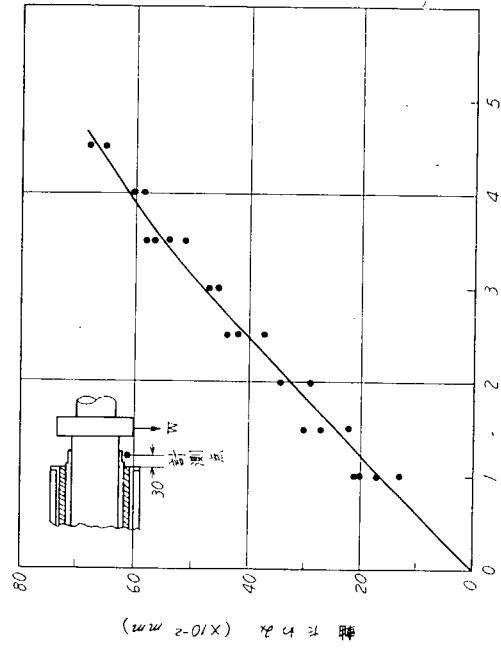


図 9.9 軸荷重に対する軸受後端部軸たわみの関係(ゴム裏当型)

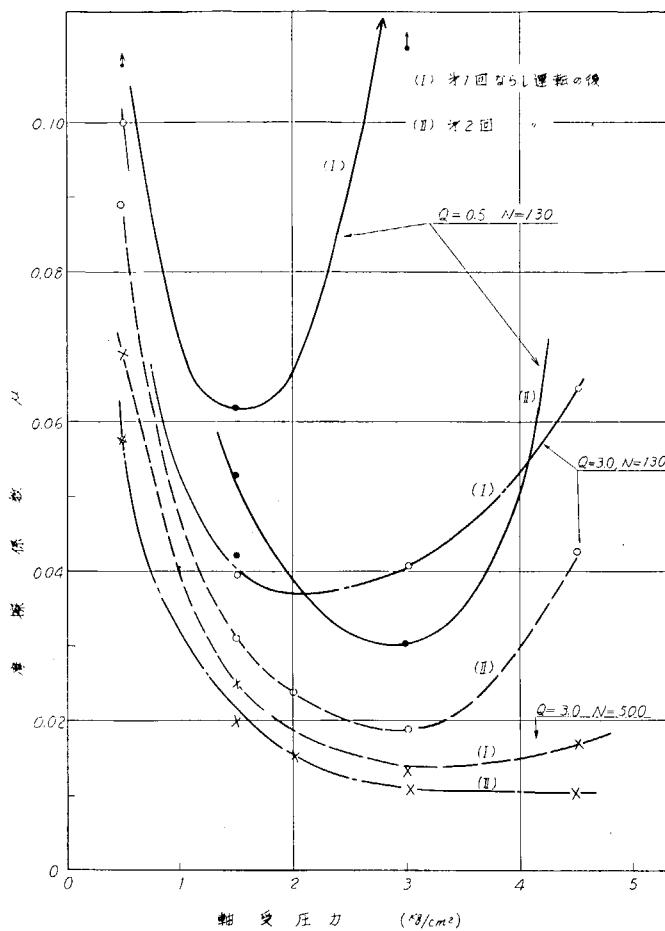


図 9.10 ならし運転による摩擦係数の比較
(ゴム裏当型)

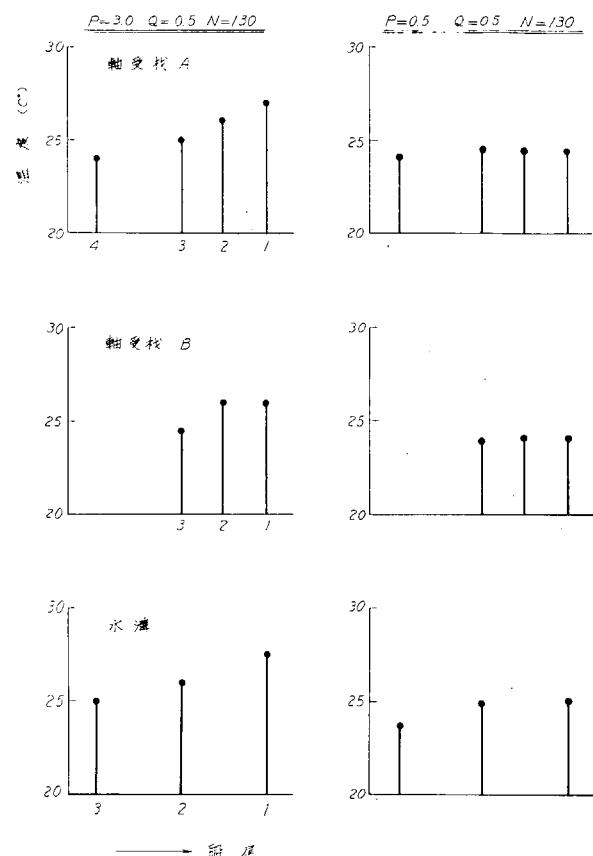


図 9.11 軸受内の温度分布(ゴム裏当型)

軸受材の温度分布の例を図 9.11 にしめす。長手方法の温度差が比較的少なく軸荷重の均等化を裏付けている。

第 4 章 実験結果についての考察

これまでにフェノール樹脂帆布積層材軸受の設計を異にした 3 例について同系列実験を行ない、それぞれの特色を把握することができた。一般に軸受の性能は軸受圧力の絶対値に関連するものであるが、本実験では便宜的に既述の公称軸受圧力を使用したため、各軸受性能の比較解析に当つてはある程度の物理的あるいはいまいさをまぬかれることができない。しかし同系列軸受の実用的比較の意味で敢て公称軸受圧力に依存した諸数値で比較検討を行なつた。

各軸受の摩擦係数の潤滑水量、軸回転数、軸受圧力の各量に対する傾向を比較すると図 9.12 ~ 14 のようになる。焼付の生じる直前の状態では摩擦係数が急増するので直接の比較にはならないが、その他の状態においては概して多孔型の摩擦係数

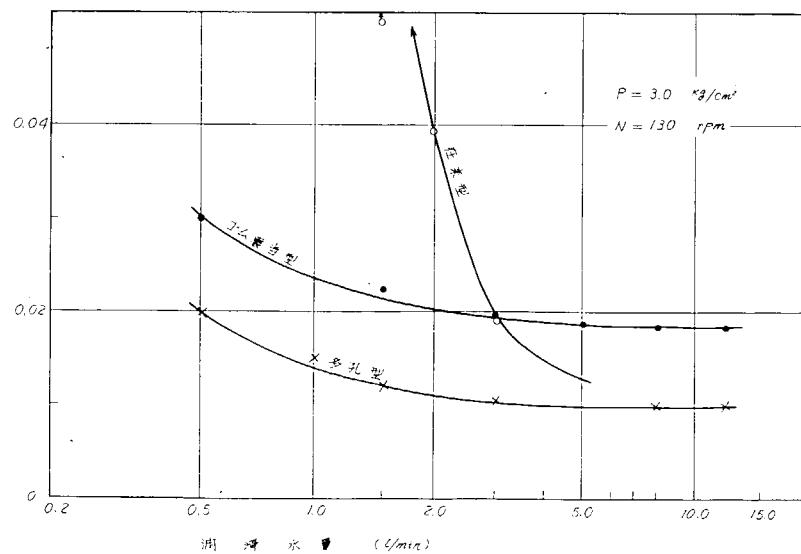


図 9.12 潤滑水量と摩擦係数の関係の比較

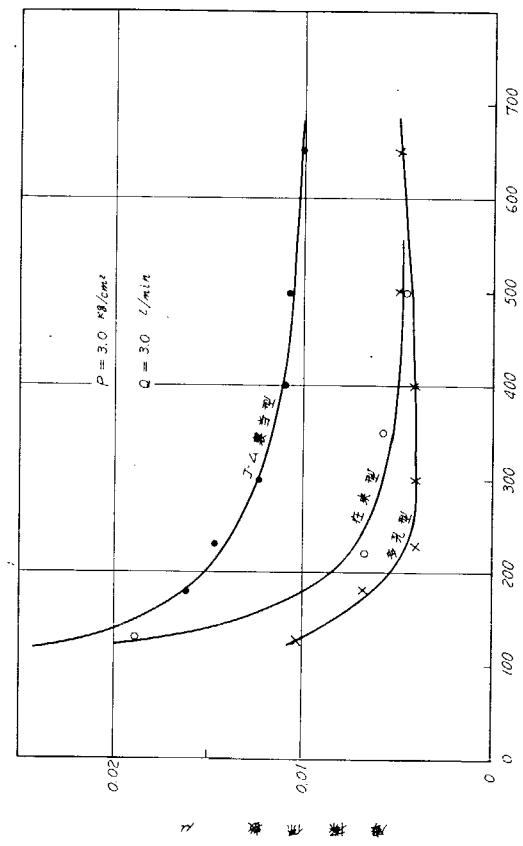


図 9.13 軸回転数と摩擦係数の関係の比較

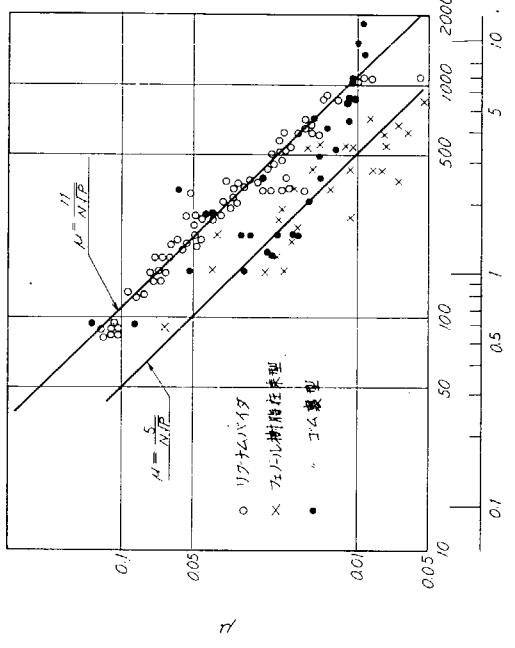


図 9.14 軸受圧力と摩擦係数の関係の比較

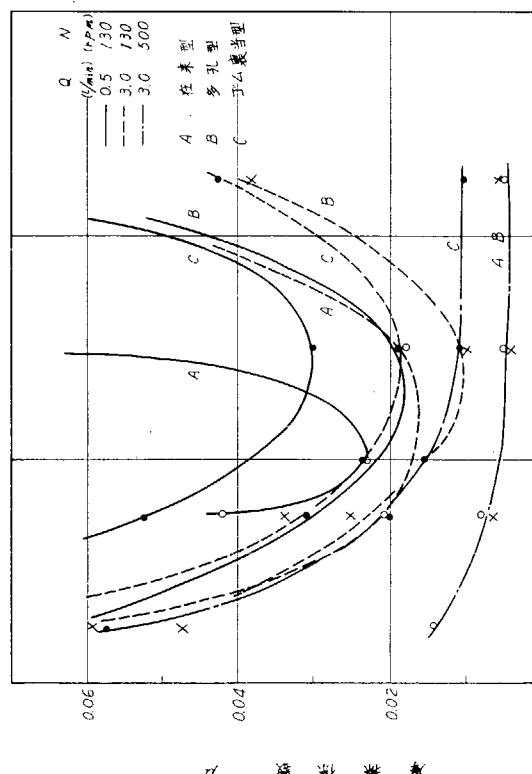


図 9.15 軸回転数と摩擦係数の関係の比較

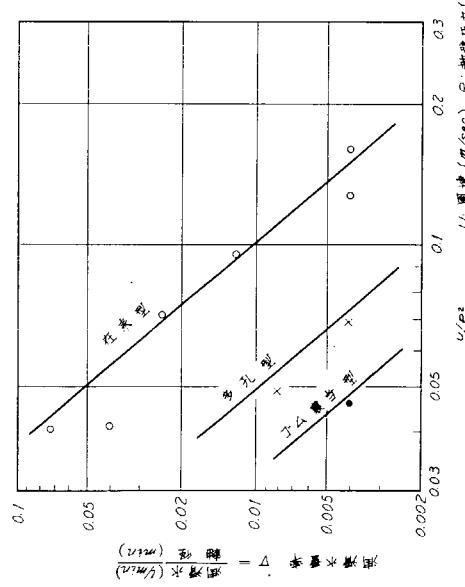


図 9.16 フエノール樹脂軸受の焼付限界

が最も低く、在来型、ゴム裏当形の順で高くなる傾向をしめした。一方リグナムバイタ軸受は潤滑水条件に影響されず、その摩擦係数は N/\sqrt{P} で整理されてきたが、これとの比較のためフェノール樹脂軸受の結果をプロットすると図9.15が得られる。潤滑水条件を無視したため当然バラツキがあるが在来形フェノール樹脂の摩擦係数は相対的に低く、多孔型も殆んど同様な分布をしめす。これに対してゴム裏当型はリグナムバイタと在来型の中間に分布する傾向にある。

焼付現象については本実験範囲内では3例ともその発生が経験された。在来型の焼付限界に関しては潤滑水量 V と U/P^2 または N/P^2 の関係で規制されることをしめしたが、今回の2例についても同様な処理を行なうと図9.16が得られる。図中の各線の左下側が焼付条件の範囲をしめす。この結果から在来型に比べて多孔型、さらにゴム裏当型と、より苛酷な条件においても焼付が生じないことをしめしている。すなわち多孔型、ゴム裏当型の順で耐焼付性が改善されたことが確認された。

表9.4 フェノール樹脂・ゴム裏当型軸受の実験結果

| 軸受圧力 (Kg/cm²) | 給水量 (ℓ/min) | 回転数 (r pm) | トルク (cm-Kg) | 摩擦係数 (μ) | 軸受温度A (℃) | 軸受温度B (℃) | 水溝温度 (℃) | 備考 |
|------------------|----------------|---------------|----------------|-------------|--------------|--------------|-------------|----|
| 4.5 | 0.5 | 130 | — | — | — | — | — | 焼付 |
| " | 3.0 | " | 677 | 0.0423 | 24.8 | 23.5 | 23.3 | |
| " | " | 180 | 404 | 0.0252 | 24.1 | 23.2 | 24.0 | |
| " | " | 230 | 237 | 0.0148 | 23.1 | 22.5 | 22.0 | |
| " | " | 300 | 213 | 0.0133 | 23.8 | 23.2 | 23.7 | |
| " | " | 400 | 180 | 0.0112 | 23.1 | 23.7 | 25.0 | |
| " | " | 500 | 167 | 0.0104 | 25.0 | 24.5 | 25.2 | |
| " | " | 650 | 148 | 0.0093 | 24.9 | 24.3 | 25.5 | |
| " | " | 850 | 144 | 0.0090 | 26.5 | 26.1 | 27.6 | |
| 3.0 | 0.5 | 130 | 321 | 0.0300 | 27.0 | 26.0 | 27.5 | |
| " | 1.5 | " | 234 | 0.0221 | 25.0 | 24.3 | 25.9 | |
| " | 3.0 | 110 | 261 | 0.0244 | 22.8 | 22.1 | 22.5 | |
| " | " | 130 | 200 | 0.0187 | 22.0 | 21.1 | 22.5 | |
| " | " | 180 | 172 | 0.0161 | 22.3 | 21.8 | 22.2 | |
| " | " | 230 | 157 | 0.0147 | 21.9 | 21.7 | 21.9 | |
| " | " | 300 | 132 | 0.0123 | 22.2 | 22.0 | 21.2 | |
| " | " | 400 | 117 | 0.0109 | 23.5 | 22.9 | 23.6 | |
| " | " | 500 | 114 | 0.0107 | 24.5 | 24.2 | 24.8 | |
| " | " | 650 | 108 | 0.0101 | 24.5 | 23.8 | 25.0 | |
| " | " | 850 | " | " | 21.8 | 20.9 | 22.5 | |
| " | 5.0 | 130 | 198 | 0.0185 | 22.1 | 21.6 | 22.0 | |
| " | 8.0 | " | " | " | 21.1 | 20.7 | 21.0 | |
| " | 12.0 | " | " | " | 20.0 | 20.0 | 20.0 | |
| 2.0 | 3.0 | " | 168 | 0.0236 | 22.2 | 21.6 | 22.3 | |
| " | " | 500 | 111 | 0.0156 | 24.5 | 24.0 | 24.8 | |
| 1.5 | 0.5 | 130 | 279 | 0.0523 | 25.0 | 24.2 | 25.2 | |
| " | 3.0 | " | 164 | 0.0308 | 22.5 | 21.9 | 23.0 | |
| " | " | 500 | 106 | 0.0199 | 24.5 | 24.0 | 24.9 | |
| 0.5 | 0.5 | 130 | 239 | 0.1343 | 24.5 | 24.0 | 25.0 | |
| " | 3.0 | " | 159 | 0.0893 | 21.6 | 20.5 | 22.5 | |
| " | " | 500 | 102 | 0.0573 | 24.5 | 23.9 | 24.9 | |

第10編 機関室隔壁パッキン部の改良構造についての模型実験

第1章 実験の目的

水潤滑式船尾管のプロペラ軸が機関室後部隔壁を通過する箇所には、これまで一般にグランドパッキン方式による封水装置を設けることが踏襲されてきた。これは構造取扱が容易であり、機能的にも満足してきたことに他ならない。しかしこの方式は必然的に若干の漏水が伴ない、又その構造機能からパッキン締過ぎによるスリープ摩耗、電食によるスリープ損傷等の不具合が指摘される。これらの諸問題を改善するには他の分野で広く使用されているメカニカルシール、又はリップシールを有効に利用することが得策であろう。メカニカルシール型（端面シール）封水装置は潜水艦等に使用実績があり、一般商船用としても既に海外で開発されたものがある。一方リップシール型も油潤滑式船尾軸受の封油装置として盛に使用されている。そこで本委員会として端面シール型およびリップシール型改良構造封水装置を独自に開発してこれの実用化の目途を付けることにした。この種封水装置は原理的には何等新味はないが、船用としての特殊性に十分耐えられるものでなければならない。プロペラ軸用封水装置としては次のような機能が要求されるであろう。

- イ、形状寸法が相当大きくなるが、十分満足される封水機能を備えること。
- ロ、船尾管内の水圧変動、封水装置取付部とプロペラ軸の相対振動変位等に耐えられること。
- ハ、長期間安定した作動が保証されること、すなわち摺動部分の摩耗、材質的変質等が少ないとこと。
- ニ、機構が簡易で且つ取扱が容易であり、プロペラ軸を動かすことなしに部材交換等が可能なこと。
- ホ、封水装置が破壊した時の応急封水機能を備えること。

以上のような諸点を一挙に満足するような封水装置を直ちに試設計により求めることは困難である。そこでこれらの諸点を念頭に置いて 200mm 径軸用端面シール型及びリップシール型封水装置を設計試作し、これの実験室的な機能試験を行うことにより問題点を抽出して今後の実用化に対する参考資料を求めるに至った。

第2章 実験装置および実験方法

2.1 試作封水装置

試作封水装置は端面シール型及びリップシール型の2例であり、いずれも試験装置の 200φ（プロペラ軸スリーブ外径）軸に適合するよう設計されたものである。以下それぞれの特徴と機能について述べる。

(1) 試作端面シール型封水装置

組立図を図10.1に、またシールリングの詳細を図10.2にしめす。SUS27製の摺動リング③は、軸に二つ割り固定されたセットリング④によつて保持され軸とともに回転する。これに対してカーボンのシールリング⑤が6個の調整ボルト⑦と調整バネ⑥により摺動リングに圧着され、相対摺動部で封水効果を持たせる。シールリングの背面は調整バネ共々水で満たされるが、この部分の水圧は摺動面を加圧する背圧として利用される。またこの部分の水圧はシールリングの内周面のOリング⑯により外部と遮断される。軸に前後方向の相対移動がある時はこのOリングの部分は当然摺動することになる。

摺動リング及びシールリングは軸を抜出すことなしに換装ができるように二つ割りになつてゐる。摺動リングは図10.2にしめすように摺合せたテーパーピンにより締付けて一体とする。またシールリングはダウエルピン⑪で位置決めされ、接着剤により軸上で組立てられる。シールリングが摺動の摩擦力で回転することを防ぐため、外周の一部に切欠を作り、ケーシング①の内側に設けたガイド部分で保持される。

端面シール装置が損傷した場合の非常用封水機構として非常用シールポックス⑮を設けてある。これは當時は軸と接触していない合成ゴム製パイプのシールリング⑯が主体である。緊急時にこのシールリングに圧縮空気を送り込み膨張させ、軸を締付けて水圧を遮断する。

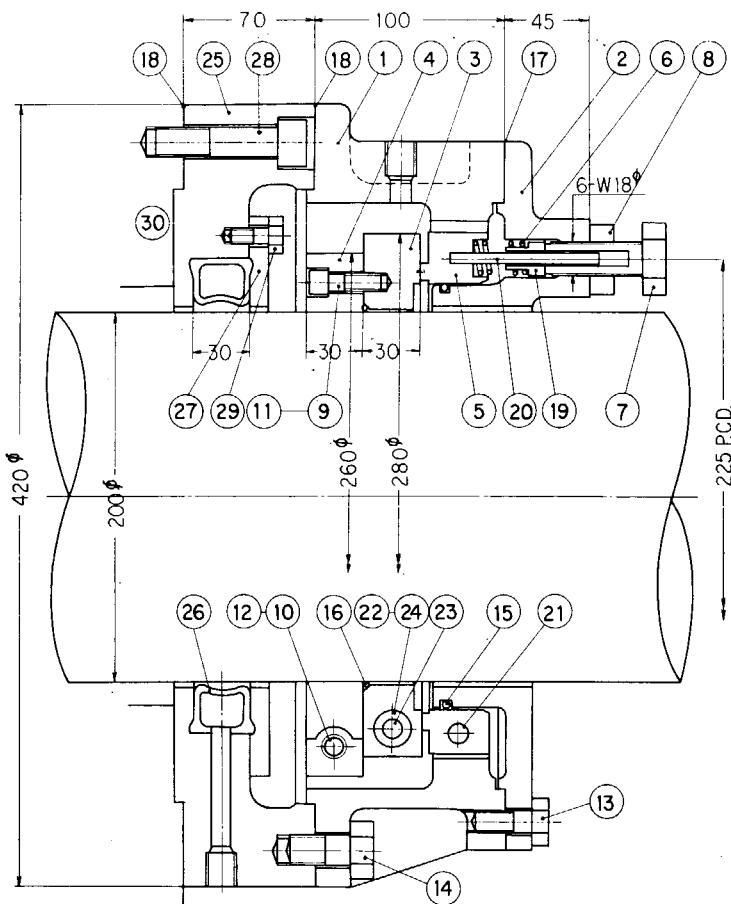


図 10.1 端面シール型封水装置組立図

| 部品名 | 数量 | 材質 | 備考 |
|---------------|----|--------|-----|
| 1 後部ケーシング | 1 | FC-15 | |
| 2 前部ケーシング | 1 | BC-2 | |
| 3 摺動リング | 1 | SUS-27 | 二ツ割 |
| 4 セットリング | 1 | BC-2 | " |
| 5 シールリング | 1 | カーボン | " |
| 6 調整バネ | 6 | PBW2 | |
| 7 バネ調整ボルト | 6 | NBSB-1 | |
| 8 " ナット | 6 | " | |
| 9 六角穴付ボルト | 8 | SUS27 | |
| 10 " | 2 | " | |
| 11 バネ座金 | 8 | PBS | |
| 12 " | 2 | " | |
| 13 ボルト | 8 | SUS27 | |
| 14 " | 8 | " | |
| 15 Oリング | 1 | | |
| 16 " | 1 | | |
| 17 パッキン | 1 | | |
| 18 " | 2 | | |
| 19 バネ受 | 6 | NBSB-1 | |
| 20 支柱 | 6 | SUS-27 | |
| 21 ピン | 2 | " | |
| 22 テーパーピン | 2 | SUS-53 | 焼入れ |
| 23 六角穴付ボルト | 2 | SUS27 | |
| 24 バネ座金 | 2 | PBS | |
| 25 非常用シールボックス | 1 | HBC-1 | |
| 26 " シールリング | 1 | 合成ゴム | |
| 27 " 止め金 | 1 | HBC-1 | |
| 28 六角穴付ボルト | 8 | SUS27 | |
| 29 ボルト | 8 | SUS27 | |
| 30 機関室側隔壁 | | | |

(2) 試作リップシール型封水装置

図 10.3 に組立断面図をしめす。封水用のスリープライナー⑨が二つ割りのセッティング⑪で軸上に同心に固定され、この上にセットされた 2 組のリップシールリング⑤がスリープライナー一面で摺動して封水作用を行なう。シールリングはホワイトメタル軸受を持つたガイドベアリング④に固定されるが、ガイドベアリングはシールリング外周部で可撓性を持たせてケーシングに保持される。このためシール装置取付の芯の狂、又は振動等による軸の変位がある場合も、シールリングとスリープライナーの相対位置はガイドベアリングの作用により常に一定範囲内に保持される筈である。

したがつて 2 つのシールリングの間には潤滑油が入れられることになり、実質的な封水作用は後部シールリングが受持ち、前部シールリングは潤滑油のシール作用を行なう。組立図で明らかのように各シールリングは背面にその傾斜に沿つたガイドを持つている。これは船尾管内の水圧変動等によるシールリングの撓み変形を制限してシール材の疲労による損傷の防止、または摺動部の発生熱の逃げとして過熱によるシール材の劣化の防止を意図したものである。

非常用シールは端面シール型の場合と共通である。

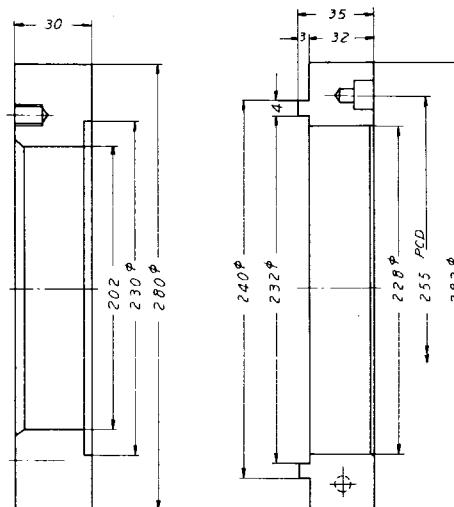
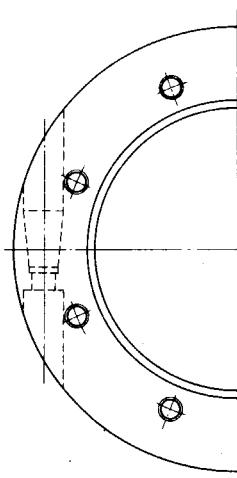
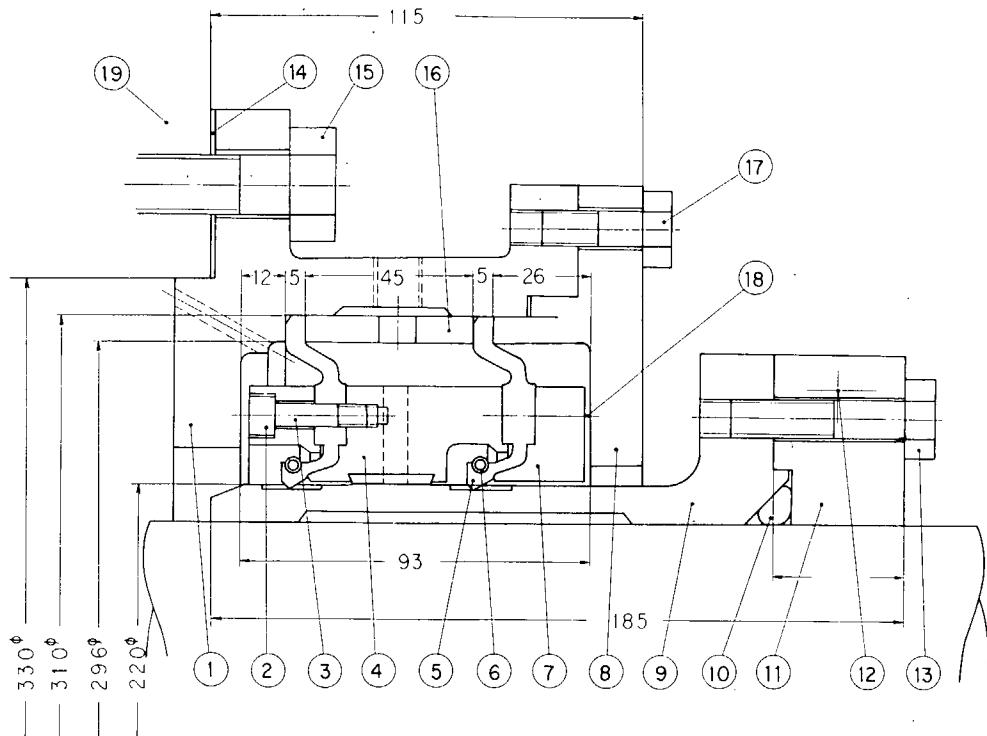


図 10.2 シールリング詳細図



| 部品名 | 個数 | 材質 | 備考 | 部品名 | 個数 | 材質 | 備考 |
|-------------|----|-------------|------|---------------|----|-------|----|
| 1 ケーシング | 1 | FC-15 | | 11 セットリング | 1 | BC-2 | |
| 2 六角穴付ボルト | 12 | SUS-27 | | 12 ボルト | 2 | | |
| 3 サポートリング | 1 | BC-2 | | 13 六角穴付ボルト | 4 | | |
| 4 ガイドベアリング | 1 | BC-2 (WJ-2) | | 14 ガスケット | 1 | | |
| 5 シールリング | 2 | 合成ゴム | | 15 六角ボルト | 8 | | |
| 6 ガータースプリング | 2 | SUS32 | | 16 スペーサー | 1 | BC-2 | |
| 7 サポートリング | 1 | BC-2 | | 17 六角ボルト | 6 | | |
| 8 フランジ | 1 | FC-15 | | 18 六角穴付ボルト | 12 | SUS27 | |
| 9 スリーブライナー | 1 | SUS27 | | 19 非常用シールボックス | 1 | FC-15 | |
| 10 Oリング | 1 | | 二つ割り | | | | |

図1.0.3 リップシール型封水装置組立図

2.2 実験装置

供試封水装置の有効な実験を行なうため専用の実験装置を製作した。その概要を図1.0.4にしめす。プロペラ軸を想定したスリーブ付主軸①の後端は水潤滑用合成樹脂軸受③で保持され、他端は軸受⑦で支持されてルーズカッブリングを介して駆動部に結合される。軸受③に供給される水圧により推力が生ずるが、これを推力受板⑤で受けける。供試封水装置は④のフランジ面に取付け、軸受内の中をシールする。苛酷な条件の試験を行なうため、軸を回転させながら軸と封水装置取付面との間に相対変位を与える機能を持たせた。すなわち軸受⑦の内側のスリーブ⑧を偏心させることにより軸にホーリング運動を与える、また推力受板の肉厚を不同にすることにより軸の前後方向運動を与えることができる。このため⑨の軸受台は可撓性を持つ。この軸振動の周期は一回転に一回である。

2.3 実験の要領

この種の試験に際しては供試封水装置の機能が予期されたように効果的に作動するか否かの機能試験と、長期安定性を判定する耐久試験が必要であろう。耐久試験では主として駆動部の耐摩耗性及び材質劣化を調べることになるが、これは材料組合せによる単能試験で定量的に試験する方が得策と考えられる。そこで今回は主として機能面の試験に主眼を置き、耐久性に関しては若干の続行試験を行なうに止めた。

試験の要領としては船尾管内の水圧と軸周速(シール面周速)とを組合せた条件のもとで、また一部で軸に振動変位を

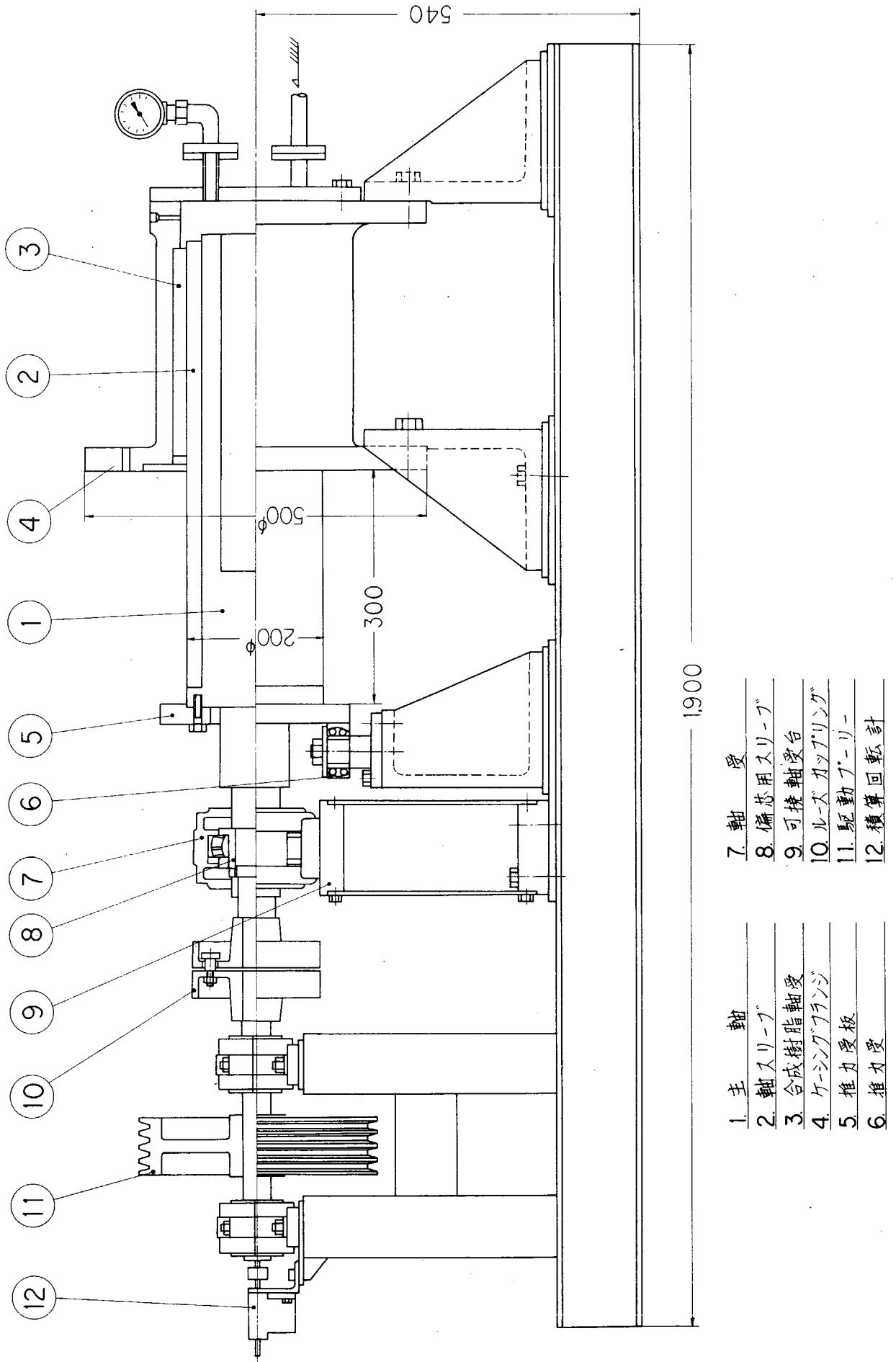


図1.0.4 封水装置試験機

変えた状態で供試装置の作動状況を調査した。封水装置自体の可変要素として端面シール型では調整バネによる摺動部面圧、またリップシール型ではガータースプリングのセット長さによるゴムシール締付力等があるが、これらの影響についても調査した。

試験は各条件のもとで1~3時間の連続運転を行ない、その間の漏水状況を定量的又は定性的に検討する方法によつた。

第3章 実験の結果

3.1 端面シール型封水装置

装置の組立に先立つて二つ割りの摺動およびシールリングの接合を行なつた。摺動リングは毎回の組立て接合部段差は約5μ以下であることを確認した。またシールリングはエボキシ系接着剤（ボンドE2、A硬化剤）で接着した。接着強度は十分なものと思われる。

第一回組立運転を行なつた所、大量の洩水があり、封水機能は全く認められなかつた。これは摺動リングの軸装着に際して軸心に対する直角度が十分でなかつたこと。およびシールリング接着組立の際に完全な平面が得られていなかつたことに原因したものと思われる。且つ摺動面に異物介入がありシールリング摺動面に条痕が認められた。そこでシールリングを接着組上りのまゝ再研磨ラッピングを行なつた。爾後の組立てにおいては一二の例を除き毎回良好な封水機能をしめした。

船尾管内の水圧により図10.1の調整ボルト⑦のねじ部から洩水が生じこれを止めることができ困難であつた。そこで図10.5のように改装しOリングを利用して解決した。

作動試験の各条件と1時間当たり洩水量を表10.1にしめす。

表10.1 端面シール装置の試験成績一覧

| 番号 | 軸回転 R.P.M | シール周速 Vm/s | 水圧 % | シール面圧 % | | シール P.V値 | 洩水量 cc/h | 備考 |
|----|--------------|---------------|---------|------------|------|-------------|-------------|------------------|
| | | | | ばね | 絶対P | | | |
| 1 | 9.2 | 1.14 | 0.5 | 2 | 3.27 | 3.73 | 164 | 30hならし運転 |
| 2 | 9.2 | 1.14 | 0 | 1.5 | 1.5 | 1.69 | 24900 | 水圧変化に対する影響試験(I) |
| 3 | " | " | 0.1 | " | 1.72 | 1.98 | 425 | |
| 4 | " | " | 0.2 | " | 1.97 | 2.26 | 200 | |
| 5 | " | " | 0.3 | " | 2.22 | 2.54 | 175 | |
| 6 | " | " | 0.5 | " | 2.70 | 3.08 | 150 | |
| 7 | " | " | 0.8 | " | 3.43 | 3.92 | 125 | |
| 8 | " | " | 1.2 | " | 4.41 | 5.05 | 100 | |
| 9 | " | " | 1.5 | " | 5.14 | 5.88 | 80 | |
| 10 | " | " | 1.8 | " | 5.88 | 6.71 | 60 | |
| 11 | 9.2 | 1.14 | 0.1 | 1.0 | 1.24 | 1.41 | 131 | |
| 12 | " | " | 0.2 | " | 1.48 | 1.68 | 136 | 水圧変化に対する影響試験(II) |
| 13 | " | " | 0.3 | " | 1.73 | 1.96 | 149 | |
| 14 | " | " | 0.5 | " | 2.21 | 2.52 | 150 | |
| 15 | " | " | 0.8 | " | 2.85 | 3.25 | 123 | |
| 16 | " | " | 1.2 | " | 3.83 | 4.36 | 93 | |
| 17 | " | " | 1.5 | " | 4.58 | 5.23 | 64 | |
| 18 | " | " | 1.8 | " | 5.29 | 6.03 | 62 | |
| 19 | 8.12 | 1.0 | 0.5 | 1.0 | 2.21 | 2.21 | 156 | 周速変化に対する影響試験(I) |
| 20 | 1.62 | 2.0 | " | " | " | 4.42 | 164 | |
| 21 | 2.43 | 3.0 | " | " | " | 6.63 | 176 | |
| 22 | 3.23 | 4.0 | " | " | " | 8.84 | 186 | |
| 23 | 4.05 | 5.0 | " | " | " | 11.05 | 188 | |

| 番号 | 軸回転 R.P.M. | シール周速 m/s | 水圧 kg/cm² | シール面圧 kg/cm² | | シール P.V. 値 | 洩水量 cc/h | 備考 |
|----|---------------|--------------|--------------|-----------------|------|---------------|-------------|-------------------|
| | | | | ばね | 絶対 P | | | |
| 24 | 812 | 1.0 | 0.2 | 1.0 | 1.48 | 1.48 | 130 | 周速変化に対する影響試験(II) |
| 25 | 162 | 2.0 | " | " | " | 2.96 | 128 | |
| 26 | 243 | 3.0 | " | " | " | 4.44 | 146 | |
| 27 | 323 | 4.0 | " | " | " | 5.93 | 184 | |
| 28 | 405 | 5.0 | " | " | " | 7.40 | 162 | |
| 29 | 812 | 1.0 | 1.2 | 1.0 | 2.92 | 2.92 | 42 | 周速変化に対する影響試験(III) |
| 30 | 162 | 2.0 | " | " | " | 5.84 | 82 | |
| 31 | 243 | 3.0 | " | " | " | 8.76 | 110 | |
| 32 | 323 | 4.0 | " | " | " | 11.68 | 100 | |
| 33 | 405 | 5.0 | " | " | " | 14.6 | 96 | |
| 34 | 92 | 1.14 | 0.1 | 2.05 | 2.29 | 2.62 | 20 | 水圧変化に対する影響試験(III) |
| 35 | " | " | 0.2 | " | 2.54 | 2.90 | 28 | |
| 36 | " | " | 0.3 | " | 2.78 | 3.17 | 30 | |
| 37 | " | " | 0.5 | " | 3.27 | 3.73 | 82 | |
| 38 | 323 | 4.0 | 1.2 | 2.05 | 4.98 | 19.9 | 225 | 100h連続 |
| 39 | 323 | 4.0 | 1.2 | 2.05 | 4.98 | 19.9 | 104 | 軸横振れ |
| 40 | " | " | 0.4 | " | 3.03 | 12.1 | 320 | |
| 41 | 162 | 2.0 | 0.4 | 2.05 | 3.03 | 6.06 | 98 | 軸横振れと縦振れの組合せ |
| 42 | 323 | 4.0 | " | " | " | 12.1 | 85 | |
| 43 | 162 | 2.0 | 1.2 | " | 4.98 | 10.0 | 60 | |
| 44 | 323 | 4.0 | " | " | " | 19.9 | 55 | |

試験1で30時間のならし運転を実施し、その後実験に移つた。各試験条件に対する封水効果の目途として洩水量を計測したが、水圧の変化またはシール面周速の変化に対する洩水量の傾向は図1.0.6、図1.0.7のようになる。これから周速が高くなるに従つて洩水量が若干増加することが判る。また水圧0.5kg/cm²以上では水圧の高い程洩水量が減少する傾向が認められるが、これは増加した水圧がシールを突破する力よりも、シールリングの背圧によりシール面圧が増加して封水する効果の方が勝つていることをしめしている。

試験No.38で周速4m/sec、水圧1.2kg/cm²の条件下100時間連続運転を実施し、その前後の摺動面摩損状況を調べた。カーボンシールリングはマイクロメーターによりその厚さ変化を測定したが摩耗量は計測誤差範囲内にあり定量的に求めることができなかつた。またSUS20摺動リング表面は肉眼検査で若干の条痕が認められるが、触針式粗さ計による計測結果は図1.0.8のようになり明瞭な摩耗段付部を求めることができなかつた。すなわちこの程度の連続運転では摩耗量は無視できる程少ないといえる。

試験No.39以降は回転軸に一回転中一回±0.4mmの横方向変位を与えた場合と、これに±0.5mmの横方向

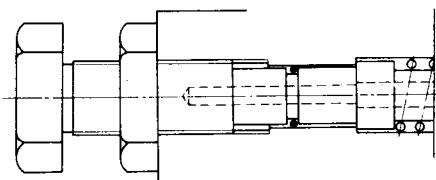


図1.0.5 改装した調整ボルト

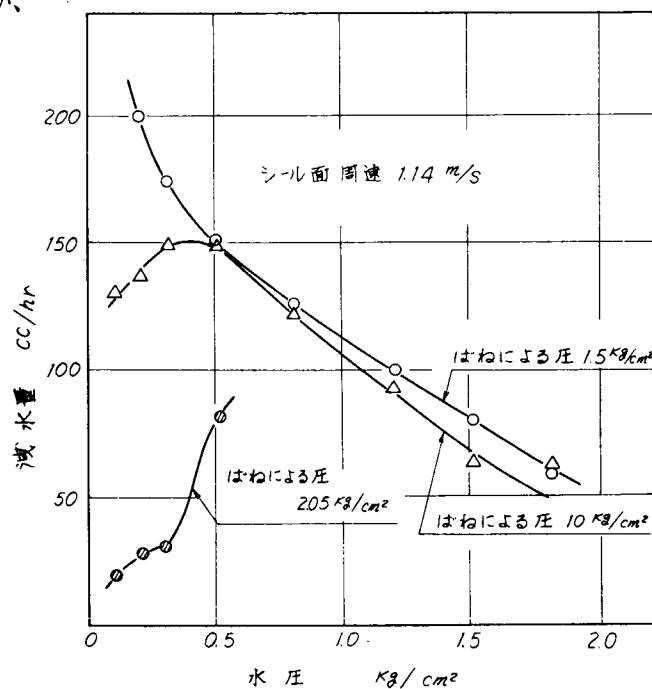


図1.0.6 水圧対洩水量

変位を加えた場合の結果である。洩水量は軸に振動変位を与えても特に顕著な変化はない。すなわちこの程度の相対変位が存在しても概ね良好に作用することが明らかである。

本封水装置を分解組立した時、封水機能が全く得られない場合の一、二経験された。これはシールリングが調整バネ圧によりOリングを介して前方へ押出される時の作動が不具合で摺動リングとの圧着が不十分であつたためと思われる。

3.2 リツブシール形封水装置

実験に先立ちゴムシールリングの締め代に関連した諸寸法を実測した結果、次のようななつた。

軸スリーブライナ外径、……… 220mm±0.07 mm

ガイドメタル内径、..... 220mm+0.376mm

シールリング内径、シール自体…220mm±1.8mm

スプリング材... 220mm-55mm

組上り時 $320mm = 15mm$

下口のシーリングの軸下側縫合は図 9-3-8 の

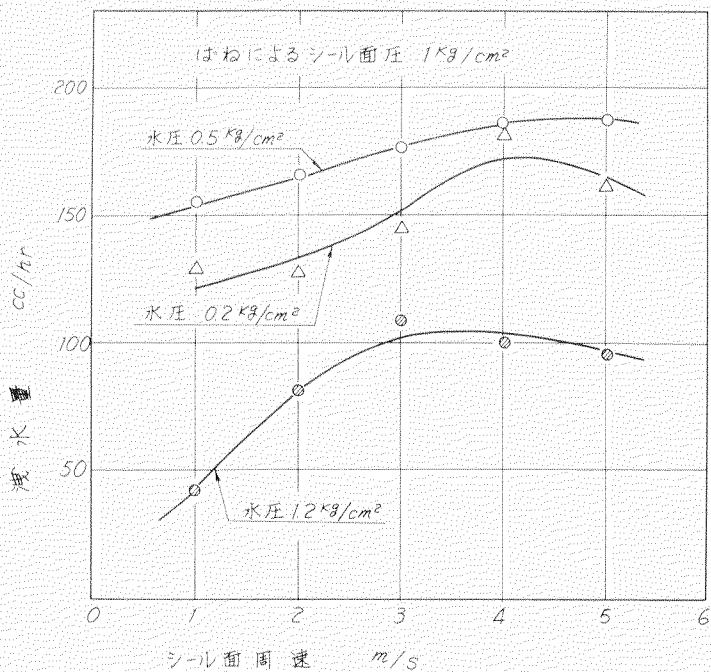


図107 シール面周速対湧水量

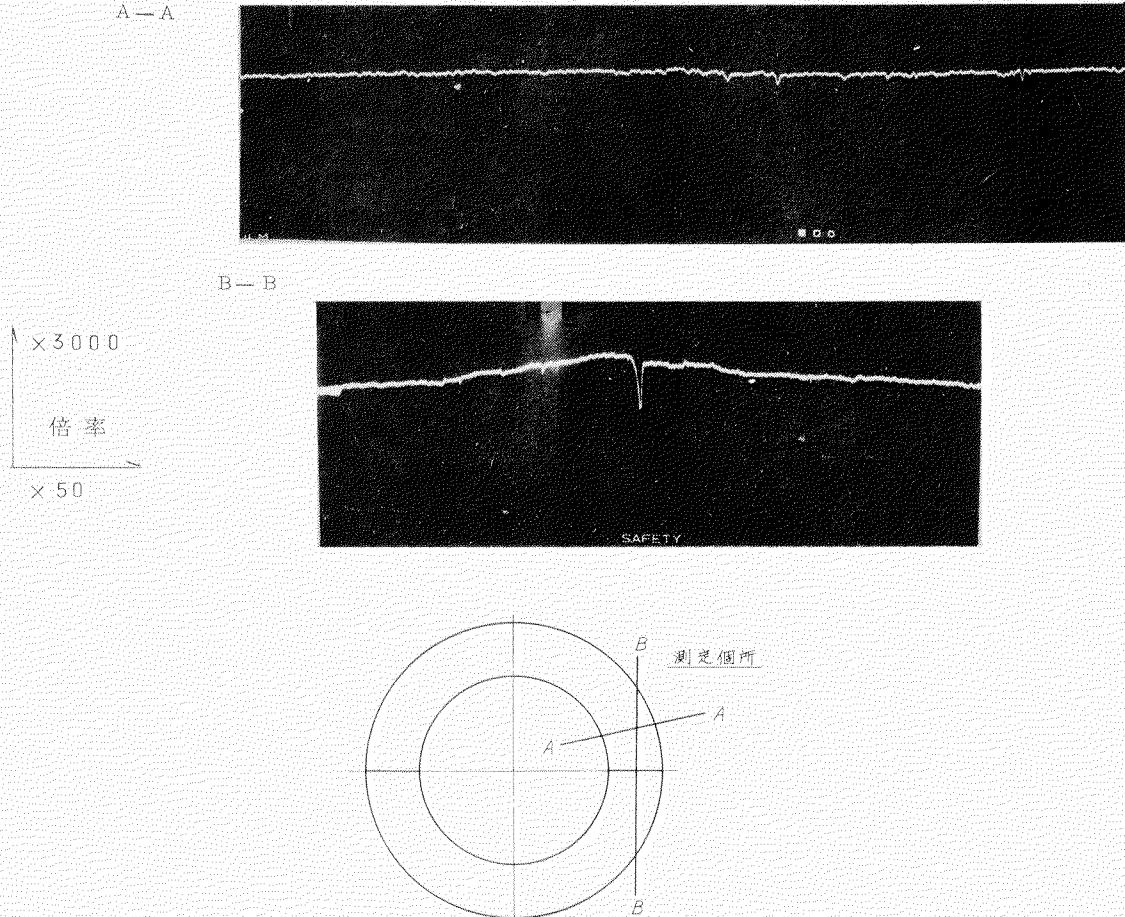


図10.8 摺動リング表面アラサ

使用潤滑油はS A E 10Wを使用し、主軸の中心線上約40cmのヘッドをかけた。またケーシング下側からは潤滑油中の水混入を調べるため透明ビニール管によるU字管を設けた。

水圧0.5%、シール部周速1m/secの条件で3時間運転の後停止したところ、ガイドベアリング部潤滑油が水軸受の側に流出し、油レベルは主軸上面付近まで低下した。すなわち水圧をかけた作動中は異常なかつたが、水圧と軸回転が停止した時に軸上面で軸とシールの間に隙間の生じたことをしめしている。軸を引抜き、シールリング内径を検査したところ $220\phi + 1 / 100 \sim 7 / 100$ であり明らかにスリーブ外径よりも大である。この原因はシールリング背面とこれを支持するガイドとの間に潤滑油のくさびができてシールリング内径を拡げるためである。このためガータースプリングを切りつめて締付力を若干増加させたが尚十分な効果は得られなかつた。

この状態で水圧を0.5~2%に、またシール部周速を1~4m/secに変えて、これらを組合せた条件のもとで試験を実施した。しかし本実験では各試験条件毎にその封水機能を定量的に判定することは困難であつたので、試験結果の定性的説明に止める。

全試験を通じて水圧がかゝつた状態でシールリングの封水機能が完全に破壊して、水が潤滑油中または外部に大量に流出するような例は全く無かつた。この意味では封水機能は十分満足する状態にあると断定できる。しかしガイドベアリング潤滑油中に少量の水が混入して潤滑油が乳化白濁することがしばしば経験された。このような白濁が生じ、これが進行する時はガイドメタルの過熱焼損にも到るものと考えられるので、本機構としては好ましくない現象である。

各試験条件を通じて潤滑油の水混入による白濁の発生は特に一定していないが、傾向としては封水圧の低く周速の高い場合に顕著である。これはシールの形状から明らかのように水圧によりリップが軸に押付けられるので、水圧の低い程リップの軸締付力が低下して封水機能が低下するためと思われる。

端面シール型の場合と同様に軸の縦方向に±0.4mm、横方向に±0.5mmの軸振動を与えて各種条件の試験を行なつた。この結果軸の横振動に対しては0.5%の低水圧時以外は特に油の白濁も発生せずガイドベアリングの効能が発揮されていだものと思われるが、縦振動がある場合は殆んど白濁の発生又は水滴の混入が認められた。しかしいずれの場合も運転停止後水圧を開放すると主軸受方向への潤滑油流出がしばしば経験された。

3.3 非常用封水機構

表10.2 非常用封水装置試験結果

試作した非常用シールは図10.1の断面形状を持つ真直ぐな合成ゴムパイプを曲げて一端を接着し、リング状に成形したものであるが、ゴムパイプの断面形状に対して軸径が小さ過ぎたため、十分満足な形状に仕上げることが困難であつた。しかし一応の形状に成形されたものについて実験を行なつた。

| 軸 静 止 中 | | | 軸回転中(軸周速3.5m/s) | |
|------------|----------|-----------------|-----------------|------------|
| 空 気 圧 % | 水 圧 % | 洩 水 量 cc/min | 空 気 圧 % | 耐水圧限度 % |
| 5 | 1 | 450 | 3 | 0.5 |
| | | | 4 | 1.2 |
| 5 | 2 | 800 | 5 | 2.0 |

軸の静止中または回転中にゴムパイピングに圧縮空気を送入して、これの封水効果を調べたが、結果は表10.2のようになつた。

第4章 試験結果についての考察

供試封水装置を実際に運転することにより、端面型、リップ型のいずれも封水機能の面では有効に作動することが明らかにされた。しかし個々の機構についてはその機能に関連して今後改良を要する問題点を指摘することができる。

4.1 端面シール型封水装置

本装置の試験においてシール外への洩水を皆無にすることはできなかつたが、少量の洩水を伴ないながら封水機構とし概ね良好な性能をしめたものと判定できる。軸の縦横振動のある場合も特に支障なく作動することが明らかにされた。隔壁部封水装置としては作動中に若干の洩水を伴なうことは特に問題視されないので、本実験で経験された程度の洩水はシール摺動部の潤滑を促進して摩損防止に効果があるとも考えられる。たゞ装置の組立に際して全く封水機能をしめさぬ

場合が二三経験された。これはカーボンシールリングの前後方向摺動に難点があつたものと考えられるが、関係部位の寸法修正で解決される問題であろう。其の他の問題点としては以下の諸項が指摘される。

- (1) シールリング摺動Oリングの位置——シールリング背後の水圧を利用してシール面圧を封水圧に追随させることは機能的に得策である。しかし重要機構部である調整ばね部および同ねじ部等が海水に満たされることは発錆、異物沈澱または電食等のため装置の機能に重大な支障を及ぼす可能性がある。これを防ぐためには図1.0.9 (a)にしめすような段付シールリングにするか、又は荒天時の船尾管内水圧変動に対して若干の洩水を許すとして図1.0.9 (b)のようにシール面圧を調整ばねのみで保持する機構にする方が得策であろう。
- (2) 二つ割りシールリング——摺動リングおよびシールリングの摺動面は極めて高精度の平面が要求されるので、これの二つ割り機構をプロペラ軸上で組立てる時は相応の治具が必要になるであろう。また二つ割りリングはその形状から、部材の内部残留応力分布の変化による変形が予想されるので、熱処理、シーズニング等の考慮が必要と思われる。
- (3) 摺動リングの軸上固定——二つ割り摺動リングを軸に固定するに際しては、予め軸に装着されたセットリングにボルト止めされるのであるが、これはプロペラ軸を移動させることなしに取付けられるよう考慮されなければならない。供試装置はこの点不具合である。

4.2 リップシール型封水装置

2重シールリングの本装置は比較的短時間の運転ではあつたが全試験を通じて外部への洩水は全く無かつたので、この意味では完全な封水効果を持つといえる。しかしガイドベアリング潤滑油の水の混入による白濁化現象が頻発しており、ガイドベアリング方式としては機能的に不具合である。

この原因はシールリングの背面とこれを保持するガイド部の間にクサビ状油膜が形成されて、シールリングの締付力を減殺することにある。したがつてシールリングの保護を目的としたこのガイド部がゴムシールの機能上障害になることが明らかである。これを防ぐためにはシールリングのガーダースプリングの張力を増すよりも、潤滑油膜が容易に押出されるようガイド面に適当な逃げ溝または穴を設ける必要があろう。

4.3 非常用封水機構

今回の試作シール用ゴムバイブルーリングは基本設計において若干不具合があつたが、実験結果はある程度の封水機能をしめた。したがつて最少空気圧で有効なシール作用を果たす機構は、より効果的なバイブルーリングを製作することにより、容易に得られる見通しが得られた。

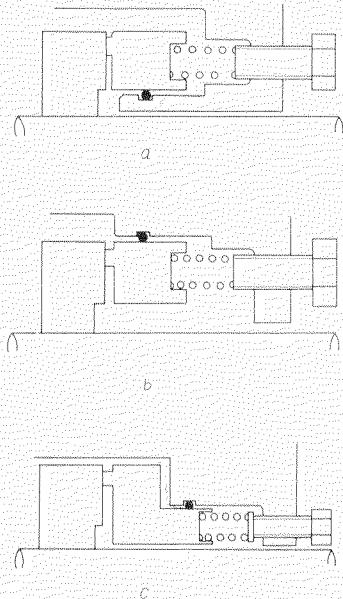


図1.0.9 シールリングのOリング位置

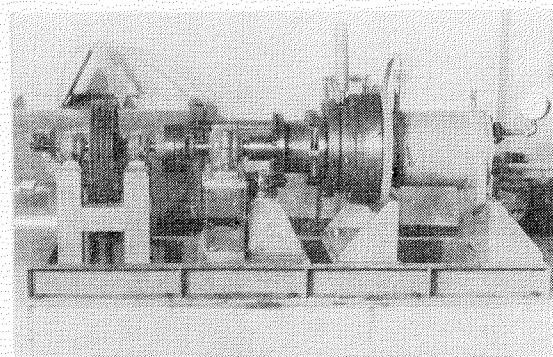


図1.0.10 リップシール型封水装置を取り付けた実験装置

[油潤滑式船尾管部軸系の設計条件の実態調査]

第11編 油潤滑式船尾管部軸系についての設計条件の実態調査

第1章 構造および設計条件

本章は、油潤滑式船尾管構造の今後の研究のための基礎資料として、その実態をとりまとめたものである。

1.1 構造に関する調査船の内訳

1.1.1 船種内訳

| | | |
|----------|-----|------|
| 総隻数 272隻 | 貨物船 | 174隻 |
| | 油槽船 | 73隻 |
| | その他 | 25隻 |

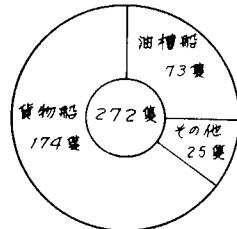


図1.1.1

1.1.2 トン数内訳

| | |
|-----------------------|-----|
| (1) 20,000 DWT未満 | 67隻 |
| (2) 20,000以上 50,000未満 | 87隻 |
| (3) 50,000 70,000 " | 55隻 |
| (4) 70,000 100,000 " | 48隻 |
| (5) 100,000 DWT以上 | 15隻 |

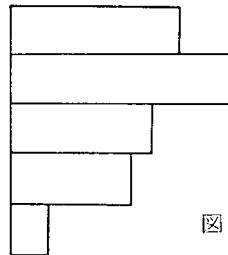


図1.1.2

1.1.3 竣工年

| | |
|------------|-----|
| (1) 昭和37年 | 1隻 |
| (2) " 38 " | 3隻 |
| (3) " 39 " | 19隻 |
| (4) " 40 " | 42隻 |
| (5) " 41 " | 78隻 |
| (6) " 42 " | 65隻 |
| (7) 計画中 | 64隻 |

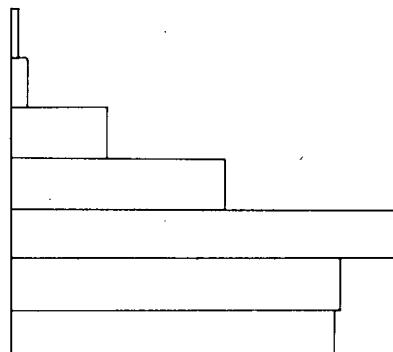


図1.1.3

1.2 船尾管軸系およびシール装置

1.2.1 軸系形式

| | | |
|--------|--|------|
| (1) A型 | | 250隻 |
| (2) B型 | | 3隻 |
| (3) C型 | | 4隻 |
| (4) D型 | | 6隻 |

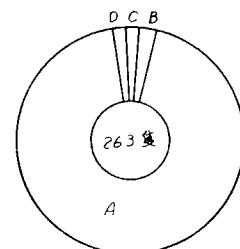


図1.1.4

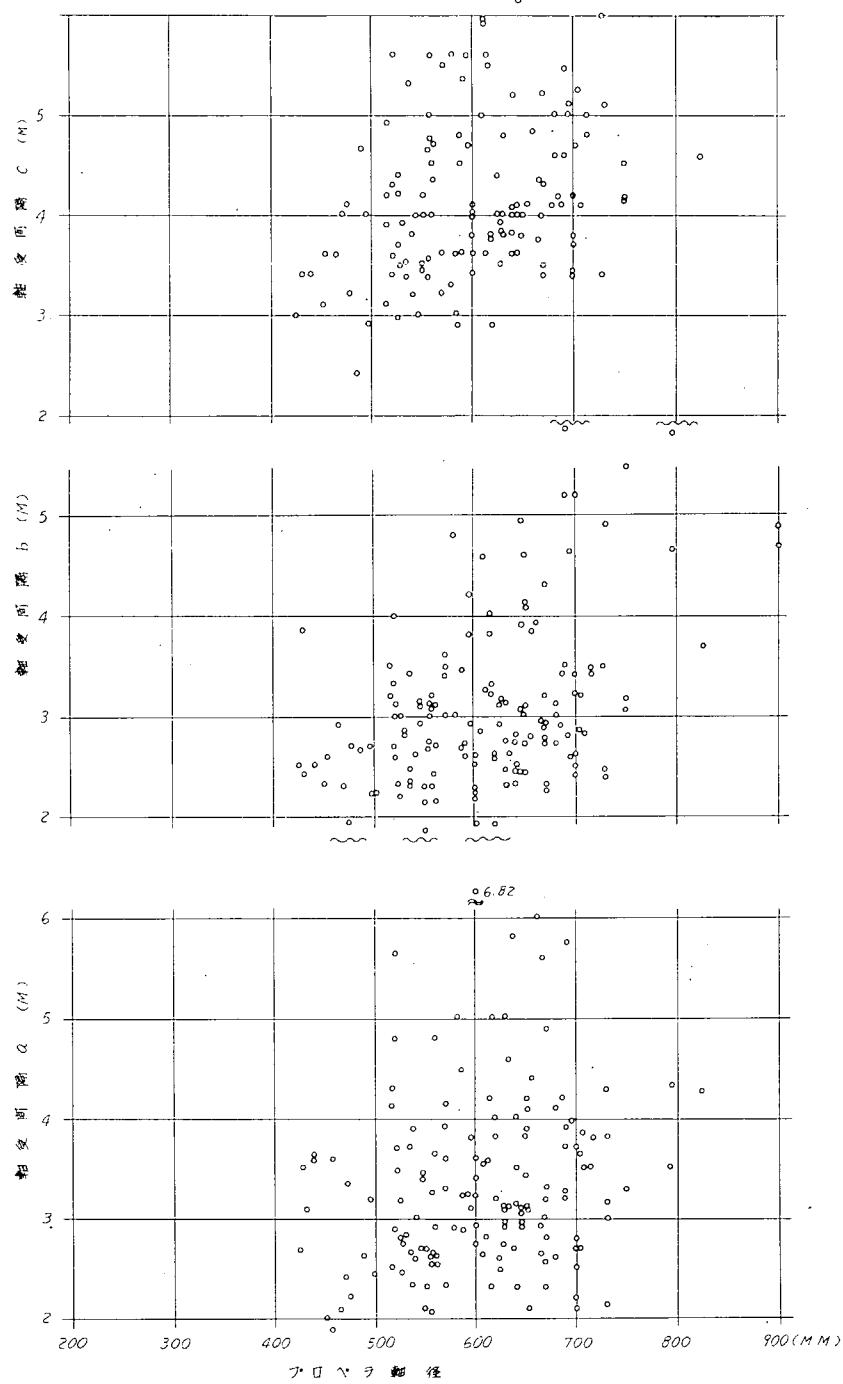


図 1.1.5

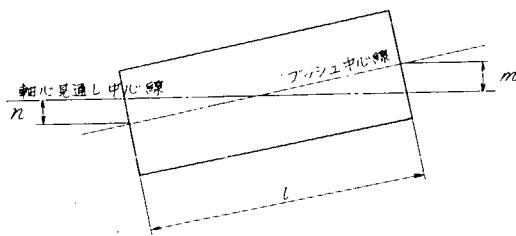
1.2.2 船尾軸受スロープボーリング

スロープボーリングは下記の 9 隻について実施例がある。

表 1.1.1 スロープボーリング施行例

船側ブツシユ

| 軸系形式 | A | D | A | A | A | A | A | A | | |
|---------|-------|------|-------|-------|-------|------|------|------|------|------|
| プロペラ軸直徑 | 570 | 638 | 570 | 520 | 520 | 520 | 600 | 628 | 595 | |
| 軸受間隙 | a | 2690 | 5805 | 4035 | 5648 | 5648 | 4780 | 3165 | 2920 | 5691 |
| | b | 3160 | 2330 | 3595 | 3050 | 3050 | 3970 | 2635 | 3130 | 3827 |
| | c | 4000 | — | 3600 | 4300 | 4300 | 5600 | 3600 | 3900 | 5610 |
| l | 1620 | 1600 | 1450 | 1580 | 1580 | 1500 | 1560 | 1650 | 1500 | |
| m | -0.29 | 0.04 | 0.145 | 0.696 | 0.696 | 0 | 0 | -0.1 | 0 | |
| n | 0.56 | 0.01 | 0.006 | 0.269 | 0.269 | 0.4 | 0.3 | 0.6 | 0.4 | |



1.2.3 船尾管冷却の有無

| | | |
|-------------------|------|-------|
| アフトピークタンク張水のみ | 188隻 | 69% |
| アフトピークタンク張水無し | 34隻 | 12.5% |
| アフトピークタンク張水と冷却器併用 | 41隻 | 15% |
| 冷却器のみ装備 | 27隻 | 10% |
| 不明 | 9隻 | 3.3% |

1.2.4 溫度計測の有無、方法およびエレメントの位置

| | | |
|----------|------|-------|
| メタルを計測する | 79隻 | 29% |
| 油温を計測する | 134隻 | 49.3% |
| 船首側に装備 | 44隻 | 16.3% |
| 船尾側に装備 | 86隻 | 31.6% |

1.2.5 溫度警報設定値および試運転で経験した最高温度

| | |
|------|----|
| 55°C | 5社 |
| 60°C | 5社 |
| 70°C | 5社 |
| 75°C | 2社 |

55°C～70°Cが多数である。又試運転の温度は最低32°C、最高は54°Cとなつてゐる。

1.2.6 シールと軸芯の偏心の方法

| | | |
|-------------|------|-------|
| シーリングでとつてゐる | 43隻 | 15.8% |
| 軸受でとつてゐる | 94隻 | 34.6% |
| 不明 | 135隻 | 49.6% |

1.2.7 形式別使用個数

| | | | |
|-----------|-----------|-----------|-----------|
| #450……7個 | #480……13個 | #500……10個 | #530……3個 |
| #560……18個 | #600……57個 | #630……22個 | #670……42個 |
| #710……43個 | #750……24個 | #800……18個 | #800……1個 |
| #900……2個 | #1000……2個 | 不明……10個 | |

1.2.8 ケーシング材質

| | | |
|-----|-----------|----------|
| 船首側 | F C……235個 | B C……13個 |
|-----|-----------|----------|

船首側ケーシング材質はF C製が約90%を占めておりB C製は特殊な船主要求等で標準を変更したものと考えられる。

| | | |
|-----|-----------|----------|
| 船尾側 | B C……196個 | F C……56個 |
|-----|-----------|----------|

1.3 船尾管構造

1.3.1 船尾管形式

| | | |
|-----|------|-------|
| 鋼板製 | 159隻 | 58.5% |
| 鋳鋼製 | 94隻 | 34.6% |
| 鋳鉄製 | 19隻 | 7.0% |

鋼板製および鋳鋼製は大形船に使用されて鋳鉄製は小形船に採用されている。

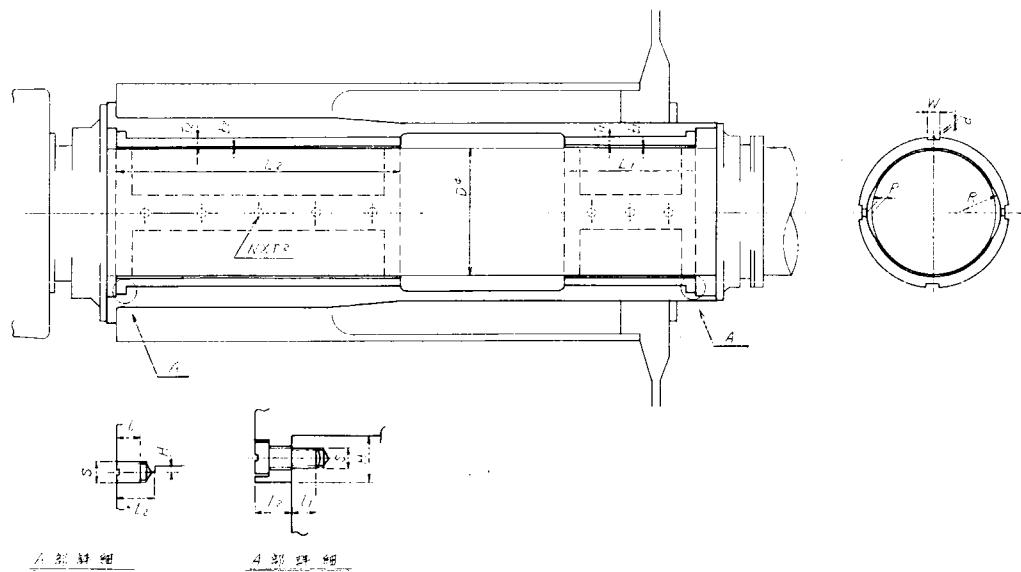


図1.1.6 油潤滑式船尾管

1.3.2 船尾管ブッシュ材質

船尾管ブッシュの材質として使用されるものは表1.1.2に示す通りであるが、この材質を球状黒鉛鋳鉄、ねずみ鋳鉄、銅合金などに分類して表1.1.3に示した。これによると鋳鉄系材質のブッシュがほとんどで銅合金系材質のブッシュは約8.7%にすぎない。また鋳鋼系材質のブッシュの採用はさらに少なく4件でわずかに1.5%にすぎない。

表1.1.2 船尾管ブッシュ材質

| 材質 | 船首側 | 船尾側 |
|---------|------------|------------|
| FCD | 37 (14%) | 44 (16.2%) |
| FCD55 | 10 (3.8%) | 10 (3.6%) |
| FCD45 | 4 (1.5%) | 4 (1.5%) |
| FCD40 | 67 (25.3%) | 66 (24.2%) |
| FC | 40 (15.1%) | 40 (14.7%) |
| FC25 | 29 (1.1%) | 28 (10.3%) |
| FC20 | 18 (6.8%) | 19 (7.2%) |
| FC20相当材 | 26 (9.9%) | 27 (9.9%) |
| ミーハナイト | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) |
| SC | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) |
| SC49 | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) |
| BC | 12 (4.5%) | 12 (4.4%) |
| BC3 | 10 (3.8%) | 10 (3.6%) |
| BC2 | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) |
| 記入なし | 5 (1.9%) | 6 (2.2%) |

表1.1.3 船尾管ブッシュ材質

| 材質 | 船首側 | 船尾側 |
|--------|-------------|-------------|
| 球状黒鉛鋳鉄 | 119 (45.1%) | 125 (45.9%) |
| ねずみ鋳鉄 | 113 (42.8%) | 114 (41.9%) |
| 鋳 鋼 | 4 (1.5%) | 4 (1.5%) |
| 銅 合 金 | 23 (8.7%) | 23 (8.5%) |
| (記入なし) | 5 (1.9%) | 6 (2.2%) |

1.3.3 船尾管ブッシュ長さ

船尾管ブッシュ長さとプロペラ軸径との関係を図1.1.7および図1.1.8に示した。図1.1.7に示した船首側ブッシュ長さ(L_1)はプロペラ軸径と明確な関係はないが、プロペラ軸径が大きくなると共に船首側ブッシュも長くなっている。図1.1.8に示した船尾側ブッシュ長さ(L_2)は各船級協会の規定もあり、プロペラ軸径の2.5倍より短かいものは少ない。

参考として船尾側ブッシュ長さがプロペラ軸径の2.5倍となる線を示したが、これより下まわるものもある。これはプロペラ軸径を図では実際の採用直徑で示しており、これに対し船級協会の要求する船尾側ブッシュ長さは、船級協会規則に定められた最小プロペラ軸系の2.5倍とされているためである。

この他にブッシュ長さが軸系の約2倍のものが2件あるが2件とも船主と造船所の話合によるものであり、船級協会から特別のコメントはなかつた。

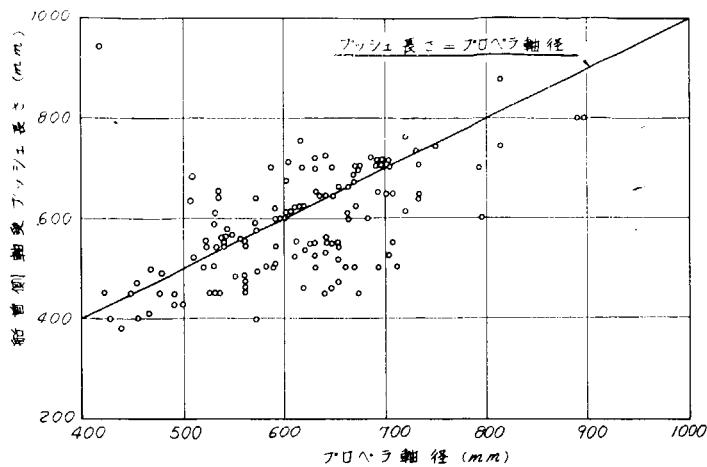


図 1.1.7 プロペラ軸径と船首側船尾管軸受ブッシュ長さ(L_1)の関係

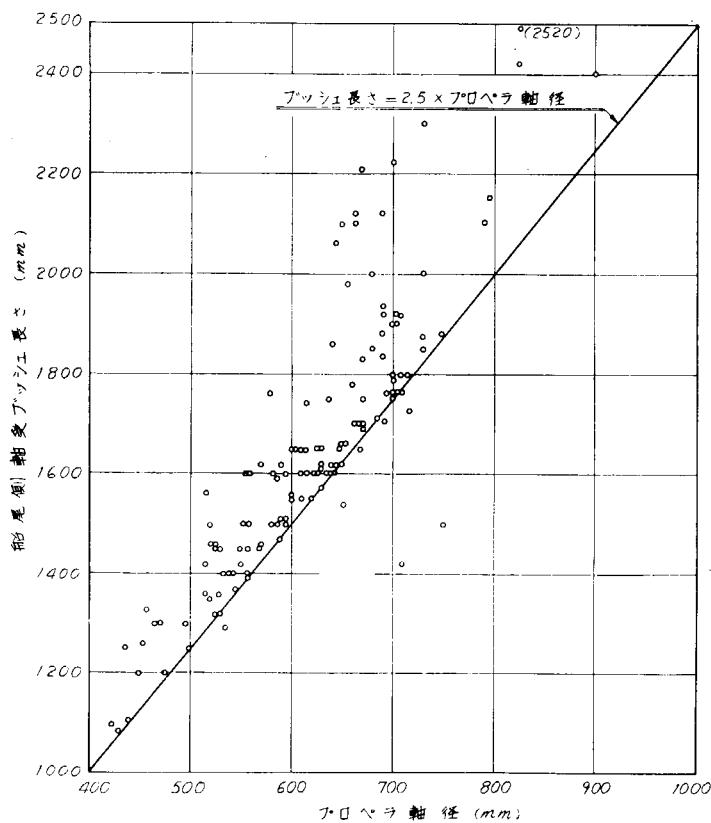


図 1.1.8 プロペラ軸径と船尾側船尾管軸受ブッシュ長さ(L_2)の関係

1.3.4 船尾管ブッシュ厚さ

船尾管ブッシュ厚さとプロペラ軸径との関係を図1.1.9および図1.1.10に示した。図1.1.9に示した船首側ブッシュの厚さ(T_1)はプロペラ軸径が大きくなるにつれて少しづつ厚くなっている。いっぽう図1.1.10に示した船尾側ブッシュ厚さ(T_2)も同じような傾向を示している。

両方とも同一のプロペラ軸径に対しブッシュ厚さのはらつきが大きい。

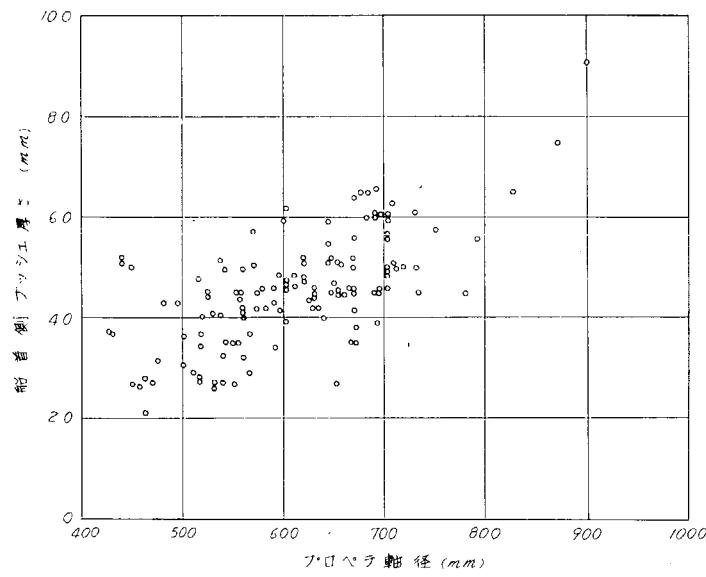


図 1.1.9 プロペラ軸径と船首側船尾管軸受ブッシュ厚さ(T_1)の関係

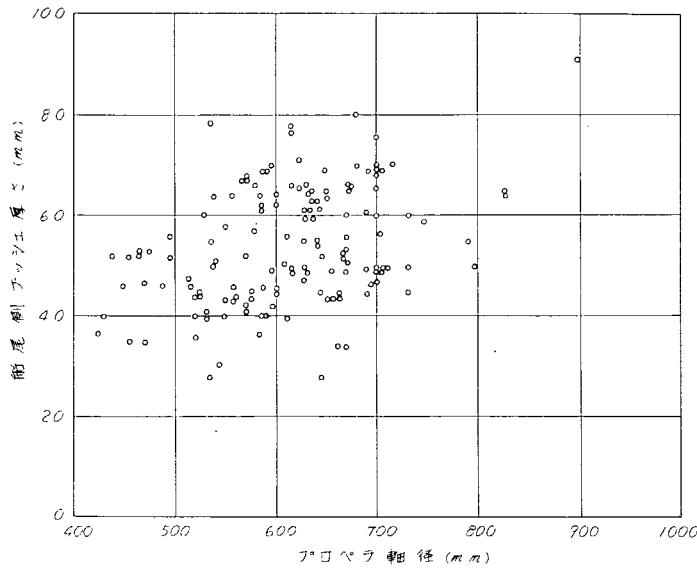


図 1.1.10 プロペラ軸径と船尾側船尾管ブッシュ厚さ(T_2)の関係

1.3.5 船尾管ブッシュフランジ

船尾管ブッシュのフランジ部縁高さ(H)を表1.1.4に、フランジ部縁厚さ(ℓ_2)を表1.1.5に示した。縁高さは回答された寸法がまちまちで約50種類におよび非常にまとまりにくいものとなつたので表1.1.4には寸法を5mmごとに分けて表わした。回答された個々の寸法のうち一番多いのは5mmで船首側ブッシュでは64件、船尾側ブッシュでは62件で、それぞれ全体の24.2%及び22.8%である。

フランジ部縁厚さも回答された寸法は20種もあつたので10mmごとに分けて表わした。回答された個々の寸法のうち一番多かつたのは30mmで船首側ブッシュでは63件、船尾側ブッシュでは71件でそれ各自体の23.9%及び26.1%である。

表1.1.4 船尾管ブツシユフランジ部縁高さ(H)

| フランジ部縁高さ(mm) | 船首側ブツシユ | 船尾側ブツシユ |
|--------------|------------|------------|
| H ≤ 5 | 91 (34.4%) | 84 (30.9%) |
| 5 < H ≤ 10 | 33 (12.5%) | 46 (16.9%) |
| 10 < H ≤ 15 | 20 (7.5%) | 24 (8.9%) |
| 15 < H ≤ 20 | 2 (0.8%) | 3 (1.1%) |
| 20 < H ≤ 25 | 4 (1.5%) | 0 |
| 25 < H ≤ 30 | 6 (2.3%) | 6 (2.2%) |
| 30 < H ≤ 35 | 1 (0.4%) | 4 (1.5%) |
| 35 < H ≤ 40 | 6 (2.3%) | 3 (1.1%) |
| 40 < H ≤ 45 | 13 (5.0%) | 13 (4.8%) |
| 45 < H ≤ 50 | 3 (1.1%) | 8 (2.9%) |
| 55 < H ≤ 90 | 7 (2.7%) | 0 |
| なし | 13 (4.9%) | 14 (5.1%) |
| 記入なし | 65 (24.6%) | 67 (24.6%) |

表1.1.5 船尾管ブツシユフランジ部厚さ(ℓ₂)

| フランジ部厚さ(mm) | 船首側ブツシユ | 船尾側ブツシユ |
|---------------------------|------------|------------|
| ℓ ₂ ≤ 10 | 3 (1.1%) | 2 (0.7%) |
| 10 < ℓ ₂ ≤ 20 | 16 (6.1%) | 11 (4%) |
| 20 < ℓ ₂ ≤ 30 | 72 (27.3%) | 84 (30.9%) |
| 30 < ℓ ₂ ≤ 40 | 30 (11.4%) | 27 (9.9%) |
| 40 < ℓ ₂ ≤ 50 | 12 (4.5%) | 13 (4.8%) |
| 50 < ℓ ₂ ≤ 60 | 18 (6.8%) | 18 (6.7%) |
| 60 < ℓ ₂ ≤ 70 | 0 | 0 |
| 70 < ℓ ₂ ≤ 80 | 14 (5.3%) | 14 (5.1%) |
| 80 < ℓ ₂ ≤ 90 | 0 | 0 |
| 90 < ℓ ₂ ≤ 100 | 22 (8.3%) | 22 (8.1%) |
| なし | 12 (4.6%) | 14 (5.1%) |
| 記入なし | 65 (24.6%) | 67 (24.7%) |

1.3.6 船尾管ブツシユの外周油溝

船尾管ブツシユの外周油溝数について表1.1.6に示した。表1.1.6に示される通り溝数はほとんどが4本であり船首側ブツシユに油溝のないものが5件あつた。

船尾管ブツシユの外周油溝巾(W)を表1.1.7に示した。

外周油溝巾の寸法はほとんど10mmごとのラウンド数となつてゐるが、多少端数の寸法があるので表1.1.7のように分類した。

回答された個々の寸法のうち一番多いのは60mmで、船首側ブツシユでは146件、船尾側ブツシユでは151件で全体の55.3%及び55.5%である。

外周の油溝深さ(d)を表1.1.8に示した。この油溝深さは回答された寸法がまちまちで約25種類あつたので5mm毎にまとめた。回答された油溝深さのうち最も多のが15mmで、船首側ブツシユで127件、船尾側ブツシユで125件で全体の約48.1%及び46%である。

表1.1.7 ブツシユ外周油溝巾(W)

| 外周の油溝巾(mm) | 船首側ブツシユ | 船尾側ブツシユ |
|---------------|-------------|-------------|
| W ≤ 10 | 9 (3.4%) | 9 (3.3%) |
| 40 < W ≤ 50 | 53 (20.0%) | 58 (21.3%) |
| 50 < W ≤ 60 | 150 (56.8%) | 157 (57.7%) |
| 60 < W ≤ 70 | 20 (7.6%) | 20 (7.4%) |
| 70 < W ≤ 80 | 5 (1.9%) | 5 (1.8%) |
| 80 < W ≤ 90 | 0 | 0 |
| 90 < W ≤ 100 | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) |
| 100 < W ≤ 110 | 7 (2.7%) | 7 (2.6%) |
| 110 < W ≤ 120 | 4 (1.5%) | 4 (1.5%) |
| 油溝なし | 5 (1.9%) | 0 |
| 記入なし | 9 (3.4%) | 10 (3.7%) |

1.3.7 船尾管ブツシユ油穴

船尾管ブツシユ油穴は「片側の油穴数×穴半径の自乗」で表わし表1.1.9に示した。

プロペラ軸径に関係なくブツシユ片側油穴の合計面積は船首側ブツシユで30cm²以下船尾側では30～90

表1.1.6 ブツシユ外周の油溝数

| ブツシユ外周の油溝数 | 船首側ブツシユ | 船尾側ブツシユ |
|------------|-------------|-------------|
| 0 | 5 (1.9%) | 0 |
| 2本 | 10 (3.8%) | 9 (3.3%) |
| 3本 | 2 (0.7%) | 2 (0.7%) |
| 4本 | 233 (88.2%) | 247 (90.8%) |
| 8本 | 8 (3.1%) | 8 (3.0%) |
| 記入なし | 6 (2.3%) | 6 (2.2%) |

表1.1.8 ブツシユ外周油溝深さ(d)

| 外周油溝深さ(mm) | 船首側ブツシユ | 船尾側ブツシユ |
|-------------|-------------|-------------|
| d ≤ 5 | 0 | 0 |
| 5 < d ≤ 10 | 31 (11.7%) | 30 (11.0%) |
| 10 < d ≤ 15 | 177 (67.0%) | 189 (69.5%) |
| 15 < d ≤ 20 | 39 (14.8%) | 44 (16.2%) |
| 20 < d ≤ 25 | 1 (0.4%) | 0 (0%) |
| 油溝なし | 5 (1.9%) | 0 (0%) |
| 記入なし | 11 (4.2%) | 9 (3.3%) |

表1.1.9 船尾管ブツシユ油穴

| 油穴数×穴半径の自乗(M ²) | 船首側 | 船尾側 |
|-----------------------------|-------------|-------------|
| Nr ² ≤ 10 | 148 (56.4%) | 10 (3.7%) |
| 10 < Nr ² ≤ 20 | 78 (29.6%) | 123 (45.2%) |
| 20 < Nr ² ≤ 30 | 0 (0%) | 111 (40.8%) |
| 30 < Nr ² ≤ 40 | 0 (0%) | 3 (1.1%) |
| 記入なし | 38 (14%) | 25 (9.2%) |

CMの範囲に多く集まっている。

1.3.8 船尾管ブッシュ軸受金材質

船尾管ブッシュ軸受金材質を表1.1.10に示した。回答されたものゝ中には外国製品の標準記号で示されたものもあるが、WJ7同等材であるのでWJ7に含めた。その他鉛ベース材、錫ベース材、バビットメタルなどの回答があつたが各々「WJ1又はWJ2」又は「WJ7またはWJ8」と表わした。

表1.1.10に示したものと鉛ベース材、錫ベース材とに区別すると、表1.1.11のようになり、鉛ベース材がわずか多く使用されている。

表1.1.10 船尾管ブッシュ軸受金材質

| 軸受金材質 | 船首側ブッシュ | 船尾側ブッシュ |
|-----------|------------|------------|
| WJ1 | 43(16.3%) | 45(16.5%) |
| WJ2 | 54(20.5%) | 54(19.9%) |
| WJ1またはWJ2 | 10(3.8%) | 15(5.5%) |
| WJ3 | 5(1.9%) | 5(1.8%) |
| WJ7 | 130(49.2%) | 131(48.2%) |
| WJ8 | 1(0.4%) | 1(0.4%) |
| WJ7またはWJ8 | 5(1.9%) | 5(1.8%) |
| メーカー標準 | 4(1.5%) | 4(1.5%) |
| 記入なし | 12(4.5%) | 12(4.4%) |

表1.1.11 船尾管ブッシュ軸受金材質

| 軸受金材質 | 船首側ブッシュ | 船尾側ブッシュ |
|--------|------------|------------|
| 鉛ベース材 | 136(51.5%) | 137(50.4%) |
| 錫ベース材 | 112(42.4%) | 119(43.7%) |
| メーカー標準 | 4(1.5%) | 4(1.5%) |
| 記入なし | 12(4.6%) | 12(4.4%) |

1.3.9 船尾管ブッシュ軸受金厚さ

船尾管ブッシュ軸受金厚さ(t_1, t_2)を図1.1.11に示した。軸受金厚さは約80%が4mmである。図1.1.11中の厚さ4mmの点は重複しているものが多いが、他の点は単独点である。

1.3.10 船尾管ブッシュ内側の油溝

船尾管ブッシュの内側の油溝の深さ(P)を表1.1.12に表わした。

回答された油溝の深さは約30種になつたので1mm毎に分けて表1.1.12に表わした。油溝の深さは6mmが最も多く船首側ブッシュで154件、船尾側ブッシュで156件でそれぞれ58.3%および57.3%である。これは一般に軸受金厚さ+2mmを油溝深さとしており、軸受金厚さが4mmのものが多いためである。船尾管ブッシュ内側の油溝(R)を図1.1.12および図1.1.13に示した。こゝに表わされた油溝Rは船首側ブッシュ、船尾側ブッシュともプロペラ軸径に比例した値となつている。

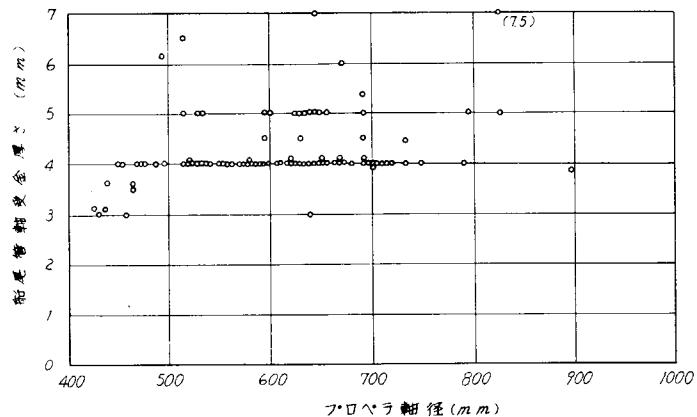


図1.1.11 プロペラ軸径と船尾管ブッシュ軸受金厚さ(t_1, t_2)の関係
(船首側および船尾側)

表1.1.12 船尾管ブッシュ内側の油溝深さ

| ブッシュ内側の油溝深さ(mm) | 船首側ブッシュ | 船尾側ブッシュ |
|-----------------|------------|------------|
| 1 < P ≤ 2 | 11(4.2%) | 13(4.8%) |
| 2 < P ≤ 3 | 7(2.7%) | 7(2.6%) |
| 3 < P ≤ 4 | 9(3.4%) | 9(3.3%) |
| 4 < P ≤ 5 | 17(6.4%) | 18(6.6%) |
| 5 < P ≤ 6 | 168(63.6%) | 171(62.9%) |
| 6 < P ≤ 7 | 19(7.2%) | 17(6.3%) |
| 7 < P ≤ 8 | 5(1.9%) | 5(1.8%) |
| 8 < P ≤ 9 | 1(0.4%) | 2(0.7%) |
| 記入なし | 27(10.2%) | 30(11.1%) |

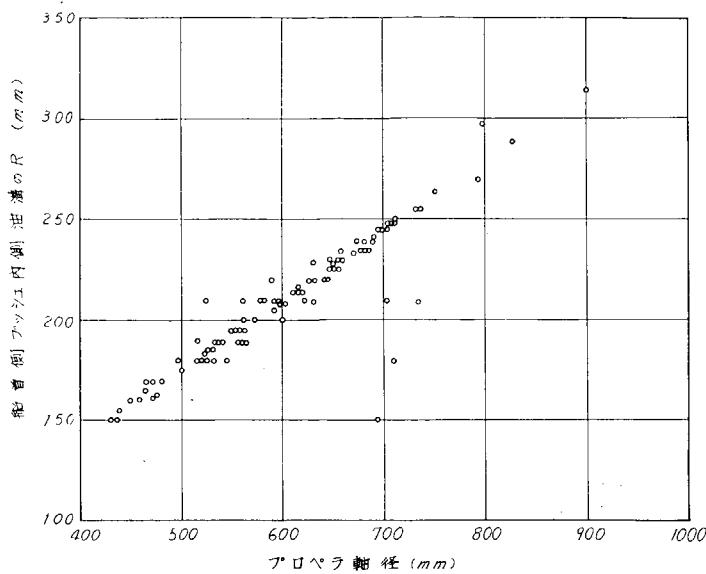


図 1.1.1.2 プロペラ軸径と船尾管ブツシユ内側油溝R(R)の関係
(船首側)

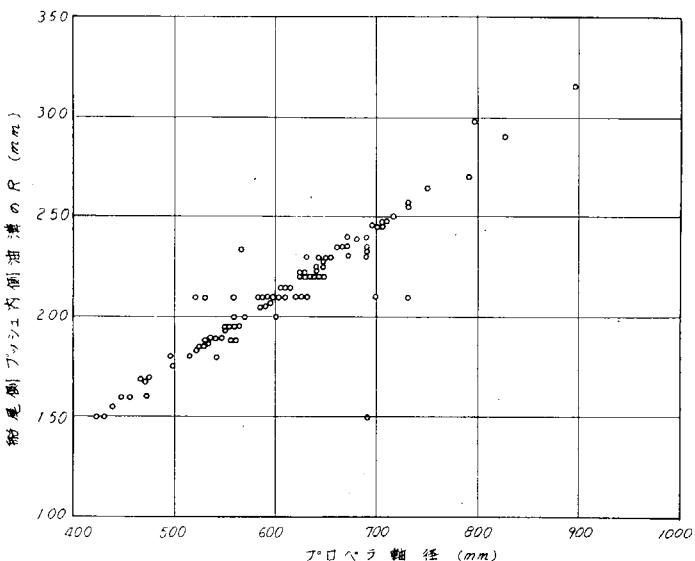


図 1.1.1.3 プロペラ軸径と船尾管ブツシユ内側油溝のR(R)の関係
(船尾側)

1.3.1.1 船尾管ブツシユ回り止めボルト

船尾管ブツシユ回り止めボルトの材質を表1.1.1.3に示した。

この材質を特殊鋼、軟鋼、炭素鋼、銅合金に分類すると表1.1.1.4のようになる。表1.1.1.4によると軟鋼が最も多く使用されており船首側ブツシユにおいては4.8.5%船尾側ブツシユにおいては4.6.4%である。

表1.1.1.3 船尾管ブツシユ回り止めボルト材質

| 船尾管ブツシユ回り止めボルト材質 | 船首側ブツシユ | 船尾側ブツシユ | 船尾管ブツシユ回り止めボルト材質 | 船首側ブツシユ | 船尾側ブツシユ |
|------------------|------------|--------------|------------------|-------------|-------------|
| SUS | 19 (7.2%) | 19 (7%) | SS50 | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) |
| SCN1 | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) | S30C | 12 (4.5%) | 13 (4.8%) |
| SUS52B | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) | S35C | 12 (4.5%) | 12 (4.4%) |
| SUS27B | 3 (1.1%) | 5 (1.8%) | S45C | 8 (3%) | 8 (2.9%) |
| SUS22B | 18 (6.8%) | 18 (6.6%) | SF55 | 4 (1.6%) | 4 (1.5%) |
| Ni-Cr | 3 (1.1%) | 3 (1.1%) | NBSB | 38 (14.4%) | 43 (15.9%) |
| SS | 15 (5.7%) | 15 (5.5%) | NBSE1 | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) |
| SS41 | 111 (42%) | 109 (40.1%) | 記入なし | 14 (5.3%) | 16 (5.9%) |

表1.1.1.4 船尾管ブッシュ回り止めボルト数、およびボルト径を表1.1.1.5に示した。

表1.1.1.5によると、ボルト数は12本、10本、8本、4本などが採用されている。このボルト数の分類を表1.1.1.6に示した。ネジの種類はウイットウォースねじが多く用いられている。

ネジの種類による分類を表1.1.1.7に示した。なお、リーマボルトを用いたものが2件あつた。

表1.1.1.4 船尾管ブッシュ回り止めボルト材質

| 船尾管ブッシュ回り止めボルト材質 | 船首側ブッシュ | 船尾側ブッシュ |
|------------------|-------------|-------------|
| 特 殊 鋼 | 46 (17.4%) | 48 (17.6%) |
| 軟 鋼 | 128 (48.5%) | 126 (46.4%) |
| 炭 素 鋼 | 36 (13.6%) | 37 (13.6%) |
| 銅 合 金 | 40 (15.2%) | 45 (16.5%) |
| 記 入 な し | 14 (5.3%) | 16 (5.9%) |

表1.1.1.5 船尾管ブッシュ回り止めボルト数およびボルト径

| ボルト数×径 | 船首側ブッシュ | 船尾側ブッシュ |
|------------|------------|------------|
| 12×W 1 1/2 | 1 (0.4%) | 0 |
| 12×W 1 1/4 | 7 (2.6%) | 16 (5.9%) |
| 12×W 1 | 20 (7.4%) | 11 (4%) |
| 12×W 7/8 | 7 (2.6%) | 7 (2.6%) |
| 12×W 3/4 | 20 (7.4%) | 24 (8.8%) |
| 12×W 5/8 | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) |
| 12×M 2 2 | 5 (1.9%) | 5 (1.8%) |
| 10×W 3/4 | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) |
| 8×W 1 1/4 | 16 (6.1%) | 16 (5.9%) |
| 8×W 1 1/8 | 0 | 15 (5.5%) |
| 8×W 1 | 24 (9.1%) | 41 (15.1%) |
| 8×W 7/8 | 21 (8%) | 23 (8.5%) |
| 8×W 3/4 | 29 (11%) | 40 (14.7%) |
| 8×W 5/8 | 24 (9.1%) | 8 (2.9%) |
| 8×M 2 5 | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) |
| 7×W 7/8 | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) |
| 4×W 1 1/4 | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) |
| 4×W 1 | 5 (1.9%) | 6 (2.2%) |
| 4×W 7/8 | 5 (1.9%) | 4 (1.5%) |
| 4×W 3/4 | 50 (18.9%) | 21 (7.7%) |
| 4×W 5/8 | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) |
| 4×M 2 5 | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) |
| 4×M 1 5 | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) |
| 4×M 2 2 | 2 (0.8%) | 5 (1.8%) |
| 4×M 2 0 | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) |
| 記 入 な し | 15 (5.7%) | 17 (6.3%) |

船尾管ブッシュの回り止めボルトの長さ(ℓ_1)を表1.1.1.8に示した。

アンケートに回答されたボルト長さは9mmから210mmまでまちまちの寸法であつたので10mm毎に分類した。ボルト長さの分布は特定の寸法に集中している傾向はなかつた。

1.3.1.2 船尾管ブッシュとプロペラ軸のスキマ

船尾管ブッシュとプロペラ軸のスキマを図1.1.1.4に示した。しかしこの図には重複する点も多いので、その点の示す割合は明確でない。これを明確にするため各件数を表

表1.1.1.6 船尾管ブッシュ回り止めボルト数

| 回り止めボルト数 | 船首側ブッシュ | 船尾側ブッシュ |
|----------|-------------|-------------|
| 12 本 | 62 (23.5%) | 65 (23.9%) |
| 10 本 | 2 (0.8%) | 2 (0.7%) |
| 8 本 | 116 (43.9%) | 145 (53.3%) |
| 7 本 | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) |
| 4 本 | 68 (25.7%) | 42 (15.4%) |
| 記 入 な し | 15 (5.7%) | 17 (6.3%) |

表1.1.1.7 船尾管ブッシュ回り止めボルト径

| 回り止めボルト径 | 船首側ブッシュ | 船尾側ブッシュ |
|----------|-------------|------------|
| W 1 1/2 | 1 (0.4%) | 0 |
| W 1 1/4 | 25 (9.5%) | 34 (12.5%) |
| W 1 1/8 | 0 | 15 (5.5%) |
| W 1 | 49 (18.5%) | 58 (21.3%) |
| W 7/8 | 34 (12.9%) | 35 (12.9%) |
| W 3/4 | 101 (38.3%) | 87 (32%) |
| W 5/8 | 27 (10.2%) | 11 (4%) |
| M 2 5 | 3 (1.1%) | 3 (1.1%) |
| M 2 2 | 7 (2.6%) | 10 (3.7%) |
| M 2 0 | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) |
| M 1 5 | 1 (0.4%) | 1 (0.4%) |
| 記 入 な し | 15 (5.7%) | 17 (6.2%) |

表1.1.1.8 船尾管ブッシュ回り止めボルト長さ(ℓ_1)

| 回り止めボルト長さ | 船首側ブッシュ | 船尾側ブッシュ |
|-------------------------|------------|------------|
| ≤ 10 | 0 | 0 |
| $10 < \ell_1 \leq 20$ | 28 (10.6%) | 26 (9.5%) |
| $20 < \ell_1 \leq 30$ | 51 (19.3%) | 52 (19.1%) |
| $30 < \ell_1 \leq 40$ | 63 (23.9%) | 46 (16.9%) |
| $40 < \ell_1 \leq 50$ | 39 (14.8%) | 38 (14%) |
| $50 < \ell_1 \leq 60$ | 22 (8.3%) | 30 (11%) |
| $60 < \ell_1 \leq 70$ | 29 (11.0%) | 31 (11.4%) |
| $70 < \ell_1 \leq 80$ | 4 (1.5%) | 10 (3.7%) |
| $80 < \ell_1 \leq 90$ | 9 (3.4%) | 13 (4.8%) |
| $90 < \ell_1 \leq 100$ | 4 (1.5%) | 4 (1.5%) |
| $100 < \ell_1 \leq 110$ | 0 | 2 (0.7%) |
| $110 < \ell_1 \leq 120$ | 0 | 0 |
| $200 < \ell_1 \leq 210$ | 0 | 3 (1.1%) |
| 記 入 な し | 15 (5.7%) | 17 (6.3%) |

1.1.1.9に示した。図1.1.1.4によればスキマはプロペラ軸径が大きくなるとともにわずかに大きくなっているが、ほとんど0.8 mm～1.2 mmの間で平行な帶状の分布を示している。

表1.1.1.9で見るとスキマは0.8 mm～1.1 mmの間に、ほぼ200件、約7.6%が含まれている。

表1.1.1.9 船尾管ブッシュとプロペラ軸のスキマ(記入なし 17)

| プロペラ 軸径 (mm) | スキマ (mm) | 0.6 | 0.7 | 0.8 | 0.9 | 1.0 | 1.1 | 1.2 | 1.3 | 1.4 | 1.5 |
|-----------------|-------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 420 < D ≤ 440 | | 9 | 2 | | | | | | | | |
| 440 < D ≤ 460 | | | | 3 | | 1 | | | | | |
| 460 < D ≤ 480 | | | | 4 | | 5 | 1 | | | | |
| 480 < D ≤ 500 | | | 1 | 1 | | | | | | | |
| 500 < D ≤ 520 | | | | | 9 | | | | | | |
| 520 < D ≤ 540 | | | | | 2 | 17 | 1 | 1 | 4 | | |
| 540 < D ≤ 560 | | | | | 12 | 19 | 1 | 9 | | | |
| 560 < D ≤ 580 | | | | | 4 | 2 | 4 | 1 | | | |
| 580 < D ≤ 600 | | | | | 8 | 3 | 12 | 2 | | | |
| 600 < D ≤ 620 | | | | | 1 | 3 | 2 | 3 | 4 | | |
| 620 < D ≤ 640 | | | 2 | 2 | 6 | 3 | 3 | 5 | | | |
| 640 < D ≤ 660 | 4 | | | 1 | 6 | 5 | | 3 | | | |
| 660 < D ≤ 680 | | | | | 6 | 5 | 2 | 3 | | | 1 |
| 680 < D ≤ 700 | | | | | | 1 | 3 | 3 | 5 | 4 | |
| 700 < D ≤ 720 | | | | | 6 | 2 | 3 | 2 | | | |
| 720 < D ≤ 740 | | | | 2 | | 2 | 2 | | | | |
| 740 < D ≤ 760 | | | | | | 1 | | | | 6 | |
| 760 < D ≤ 780 | | | | | | | | | | | |
| 780 < D ≤ 800 | | | | | | | | 2 | | | |
| 800 < D ≤ 820 | | | | | | | | | | | |
| 820 < D ≤ 840 | | | | | | | | | | 2 | |
| 840 < D ≤ 860 | | | | | | | | | | | |
| 860 < D ≤ 880 | | | | | | | | | | | |
| 880 < D ≤ 900 | | | | | | | | 2 | | | |

1.3.1.3 船尾管ブッシュ押込みシロ

船尾管ブッシュ押込みシロについては図1.1.1.5に示した。この図によると押込みシロはほとんどがある範囲を持つており、押込みシロを一点だけで指示しているものは数件であった。押込みシロの大きさ及び押込みシロの指示範囲は非常にさまざまである。しかし約半数がプロペラ軸径が大きくなるにつれて押込みシロも大きくなる傾向にある。

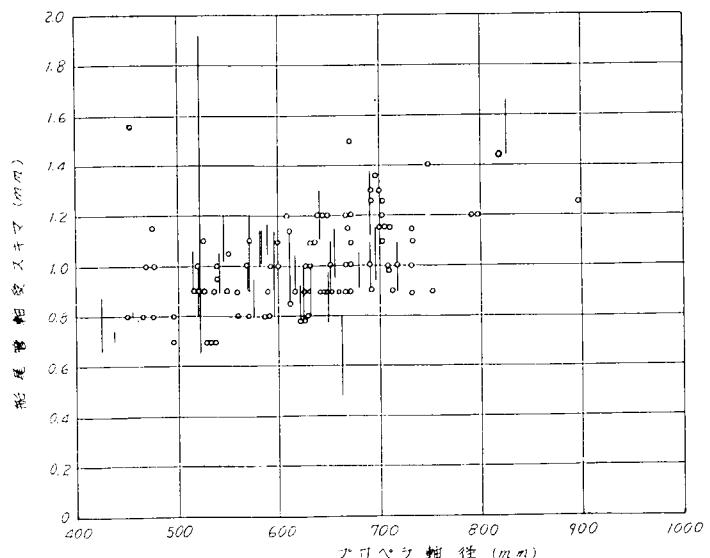


図1.1.1.4 プロペラ軸径と船首側および船尾側軸受スキマの関係

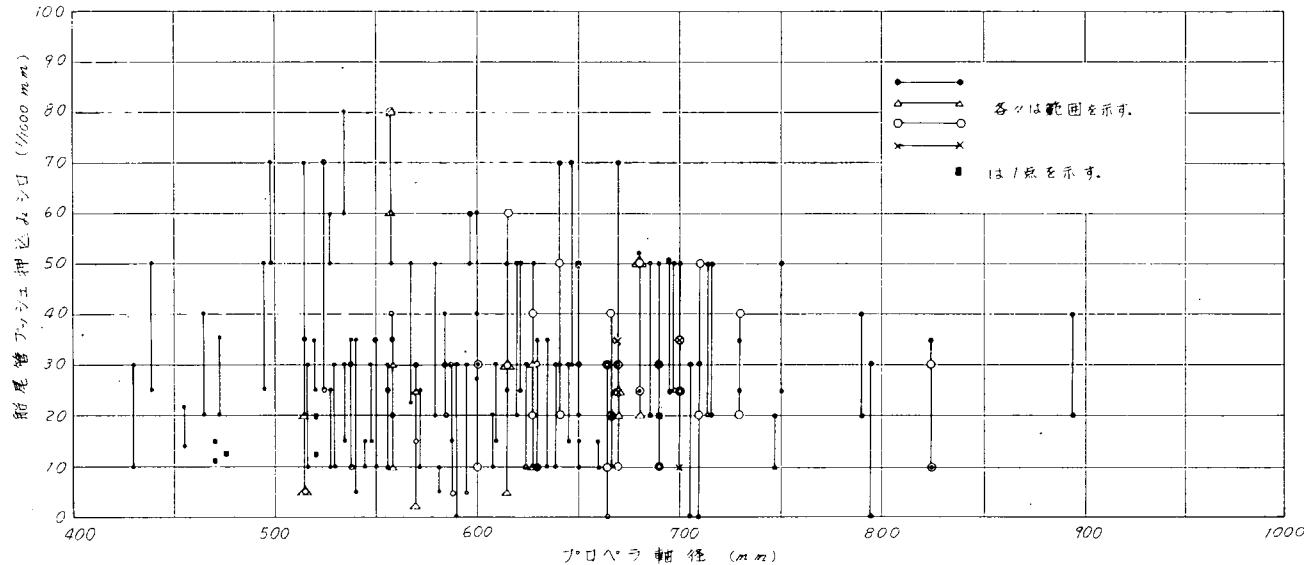


図 1.1.1.5 プロペラ軸径と船首側および船尾側ブツシユ押込みシロの関係

1.3.1.4 船尾管ブツシユ押込み力の実際値

船尾管ブツシユ押込み力の実際値について図

1.1.1.6、図 1.1.1.7 に示した。これによると
プロペラ軸径に関係なくかなり広い範囲に広が
つているが船首側では 10 ~ 50 TON 船尾側
では 20 ~ 80 TON の範囲に大部分が納まつ
ている。

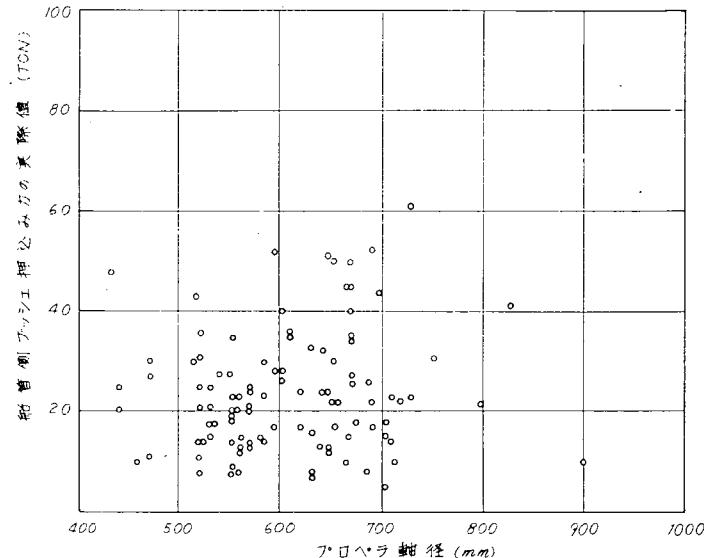


図 1.1.1.6 プロペラ軸径と船首側船尾管ブツシユ
押込み力実際値の関係

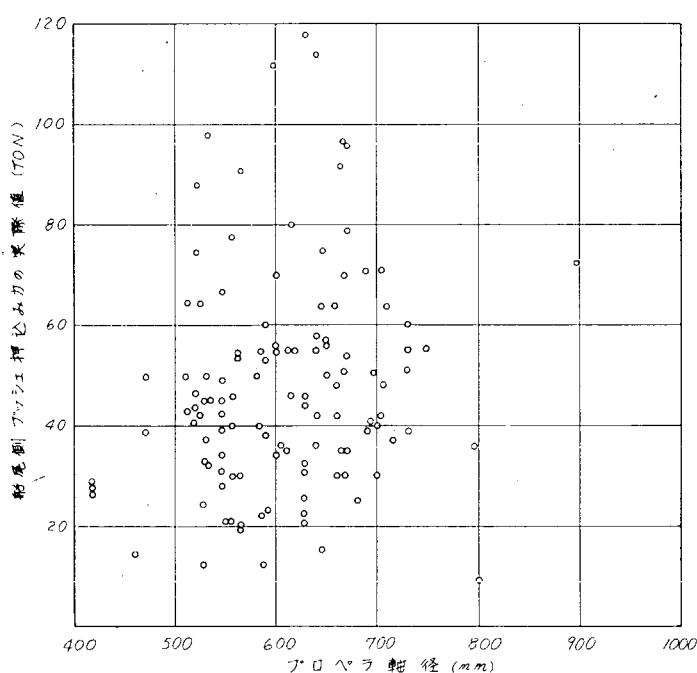


図 1.1.1.7 プロペラ軸径と船尾側船尾管ブツシユ押込み力実際値の関係

1.3.1.5 船尾管ブツシユ押込み力の計画値と実際値の比較

船尾管ブツシユ押込み力の計画値と実際値の比較を船首側については図1.1.1.8 船尾側については図1.1.1.9に示した。

これによると船首側ブツシユについて実際値は計画値の70%～250%の範囲にほとんどが納まり、一般に計画値より実際値の方が大きい傾向にある。

船尾側については同じく70%～200%の範囲に納まり、押込み力が大きくなるにつれて計画値に比べて実際値の方が大きくなる傾向にある。

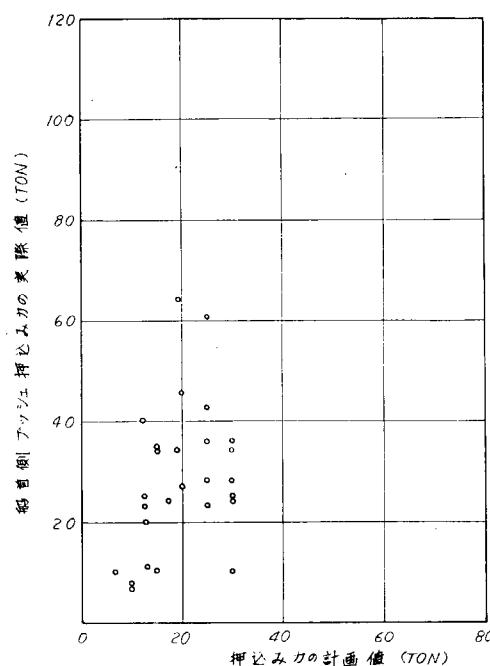


図1.1.1.8 船首側船尾管ブツシユ押込み力の計画値と実際値の比較

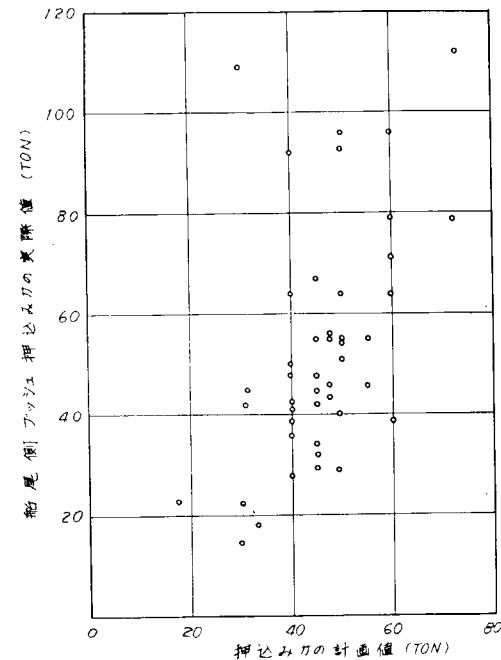


図1.1.1.9 船尾側船尾管ブツシユ押込み力の計画値と実際値の比較

1.3.1.6 船尾管ブツシユ軸受金鉄込アリ溝

船尾管ブツシユ軸受金鉄込アリ溝の有無について表1.1.2.0に示した。

これによると、船首、船尾側ともアリ溝の無いものが70%を越え、これに比べてアリ溝のあるものは船首、船尾側ともに約20%である。この内ブツシユの前後部に円周方向にのみアリ溝のあるもの約7.5%が含まれている。

1.3.1.7 船尾管ブツシユ脱炭処理適用の有無

脱炭処理について表1.1.2.1に示した。船尾管ブツシユの材質が鉄系統のものは船首側約235件、船尾側約240件であり、この内脱炭処理を行なつているもの船首側136件船尾側141件である。したがつて鉄系統ブツシユの約58%が脱炭処理を行なつてゐる。

1.3.1.8 船尾管ブツシユ軸受金の密着強度試験結果

船尾管ブツシユ軸受金の密着強度試験について表1.1.2.2に示した。

これによると試験の記録のあるものがわずか5件で全

表1.1.2.0 船尾管ブツシユ軸受金鉄込アリ溝

| アリ溝の有無 | 船首側 | | 船尾側 | |
|--------|------------|---|-----------|---|
| | 有 | 無 | 有 | 無 |
| 有 | 52 (19.7%) | | 52 (20%) | |
| 無 | 187 (71%) | | 184 (71%) | |
| 不明 | 25 (9.3%) | | 24 (9%) | |

表1.1.2.1 船尾管ブツシユ脱炭処理の適用の有無

| ブツシユ材質 | 船首側 | | | 船尾側 | | |
|-----------|-----|---|----|-----|---|----|
| | 有 | 無 | 不明 | 有 | 無 | 不明 |
| F C 2 0 | 13 | 0 | 4 | 14 | 0 | 4 |
| F C 2 5 | 19 | 0 | 10 | 19 | 0 | 9 |
| F C | 26 | 7 | 7 | 33 | 0 | 7 |
| G G 1 8 | 6 | 0 | 19 | 7 | 0 | 19 |
| G G G 4 2 | 1 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 |
| ミーハナイト | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 |
| F C D 2 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| F C D 4 0 | 48 | 0 | 19 | 49 | 0 | 17 |
| F C D 4 5 | 2 | 0 | 2 | 2 | 0 | 2 |
| F C D 5 5 | 1 | 9 | 0 | 1 | 9 | 0 |
| F C D | 18 | 0 | 19 | 22 | 0 | 22 |
| S C 4 9 | 0 | 0 | 2 | 0 | 0 | 2 |
| S C | 1 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 |

図1.1.2.2 船尾管ブッシュ軸受金密着強度試験結果

体の約2%である。

1.3.1.9 船尾管ブッシュメーカー

船尾管ブッシュの裏金製造および軸受金ライニング施工メーカー

について表1.1.2.3に示した。

1.3.2.0 船尾管船尾側ブッシュ軸受面圧

船尾管船尾側ブッシュ軸受面圧はプロペラとプロペラ軸の重量の和を、プロペラ軸直径と軸受金全長を乗じたもので除した値で表わした。プロペラ軸直径と軸受面圧の関係を表1.1.2.4および図1.1.2.0に示した。

これによると軸受面圧はプロペラ軸直径に関係なくほど3%～5%の間に納まつている。

| 密着テスト | 船首側 | 船尾側 |
|-------|-----|-----|
| 記録あり | 5 | 5 |
| 記録なし | 9 | 9 |
| 不明 | 250 | 258 |

図1.1.2.3 船尾管ブッシュ裏金製造および軸受金ライニング施工メーカー

| メーカー名 | 裏金製造 | | 軸受金ライニング | |
|-------|------|-----|----------|-----|
| | 船首側 | 船尾側 | 船首側 | 船尾側 |
| A | 71 | 67 | 71 | 67 |
| B | 48 | 52 | 48 | 52 |
| C | — | — | 75 | 75 |
| D | 75 | 75 | — | — |
| E | 23 | 26 | 23 | 26 |
| F | 18 | 22 | 18 | 22 |
| G | 7 | 7 | 7 | 7 |
| H | 6 | 6 | 6 | 6 |
| I | 2 | 2 | — | — |
| 不明 | 14 | 15 | 16 | 17 |

表1.1.2.4 船尾管船尾側ブッシュ軸受面圧（記入なし 31）

| プロペラ軸径(mm) | 面圧 kg/cm ² | 2.751 ~ 3.00 | 3.001 ~ 3.25 | 3.251 ~ 3.5 | 3.501 ~ 3.75 | 3.751 ~ 4.0 | 4.001 ~ 4.25 | 4.251 ~ 4.5 | 4.501 ~ 4.75 | 4.751 ~ 5.0 | 5.001 ~ 5.25 | 5.251 ~ 5.5 | 5.501 ~ 5.75 | 5.751 ~ 6.0 |
|------------|--------------------------|--------------------|--------------------|-------------------|--------------------|-------------------|--------------------|-------------------|--------------------|-------------------|--------------------|-------------------|--------------------|-------------------|
| 421～440 | | | | 6 | 1 | | | | | | | | | |
| 441～460 | | | 1 | 1 | 1 | | | | | | | | | |
| 461～480 | | | 1 | 5 | 2 | 1 | | | | | | | | |
| 481～500 | | | 1 | | | | 1 | | | | | | | |
| 501～520 | | | 1 | | 2 | 4 | 2 | | | | | | | |
| 521～540 | | 5 | 2 | 2 | 8 | 7 | | | | | | | | |
| 541～560 | | | 1 | 18 | 13 | 6 | | | | | | | | |
| 561～580 | | | 5 | 1 | 2 | | 2 | | | | | | | |
| 581～600 | | | 1 | 2 | 9 | 4 | 5 | 4 | | | | | | |
| 601～620 | | | | 3 | 4 | 1 | | 4 | 1 | | | | | |
| 621～640 | | | | 3 | 10 | 2 | | 1 | 3 | 2 | | | | |
| 641～660 | | 1 | 1 | 5 | 2 | 2 | 1 | | 3 | | | 1 | | |
| 661～680 | 2 | 3 | 2 | 2 | 5 | 1 | 1 | 1 | | | | 1 | | |
| 681～700 | | 2 | | 4 | 6 | 2 | 1 | | | | | | | |
| 701～720 | | 1 | | | 2 | 1 | 2 | 3 | 1 | 3 | | | | |
| 721～740 | | 1 | 1 | | | | 1 | 2 | | | | | | |
| 741～760 | | | | 6 | | | | | | | | 1 | | |
| 761～780 | | | | | | | | | | | | | | |
| 781～800 | | | | 1 | | 1 | | | | | | | | |
| 801～820 | | | | | | | | | | | | | | |
| 821～840 | | | | | | 1 | 1 | | | | | | | |
| 841～860 | | | | | | | | | | | | | | |
| 861～880 | | | | | | | | | | | | | | |
| 881～900 | 1 | 1 | | | | | | | | | | | | |

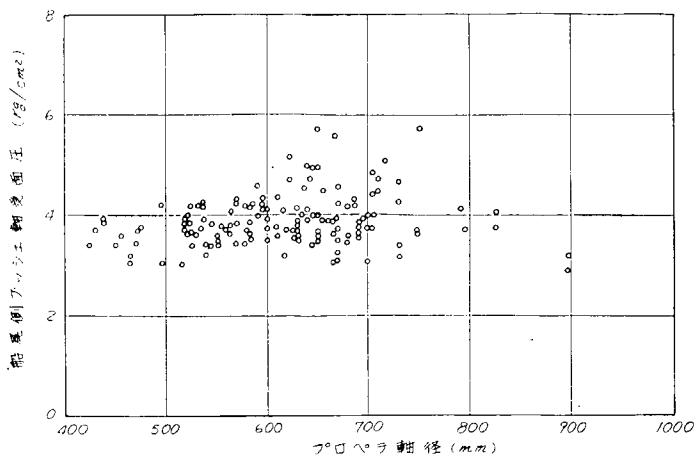


図1.1.2.0 プロペラ軸径と船尾側船尾管ブツシユ軸受面圧の関係

1.4 船尾管潤滑油配管系統の構造

1.4.1 船尾管内への潤滑油供給口の位置

- (イ) 船首側 124隻
- (ロ) 中央 47 "
- (ハ) 船尾側 85 "
- (二) 船首側および中央 2 "

注) 2軸船3隻は6隻分としてある。

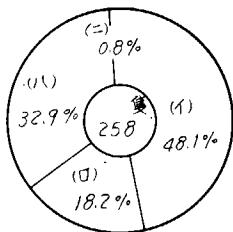


図1.1.2.1

1.4.2 船尾管内からの潤滑油戻り出口の位置

- (イ) 船首側 231隻
- (ロ) 中、央 21 "
- (ハ) 船尾側 0 "
- (二) 船首側および中央 6 "

注) 2軸船3隻は6隻分としてある。

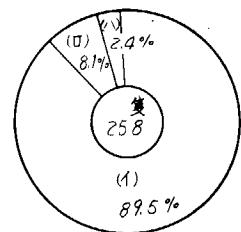


図1.1.2.2

1.4.3 船尾管潤滑油の循環方式

- (イ) 無循環方式 116隻
- (ロ) 循環方式 148 "

注) 2軸船3隻は6隻分としてある。

1.4.4 船尾管潤滑油重力タンクの容量

- (イ) 無循環方式

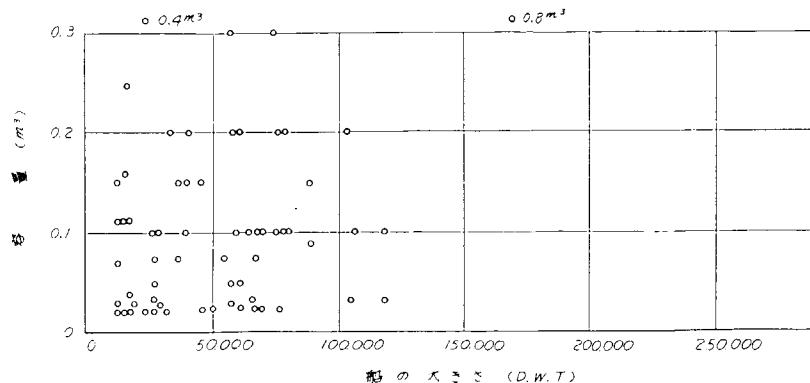


図1.1.2.3 重力タンクの容量

(a) 循環方式

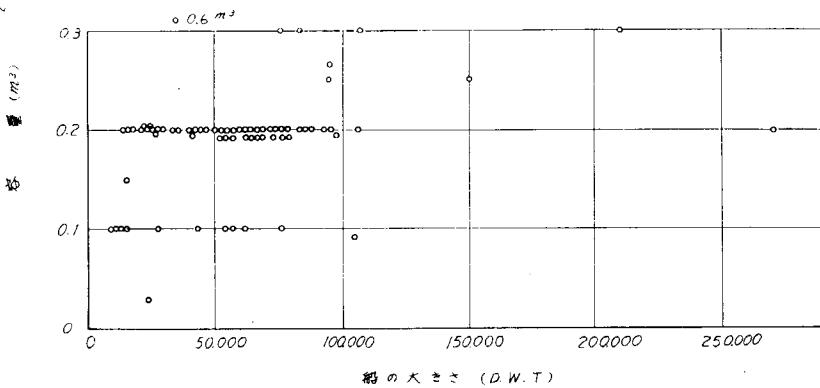


図 1.1.2.4 重力タンクの容量

1.4.5 船尾管潤滑油ドレンタンクの容量

(1) 無循環方式

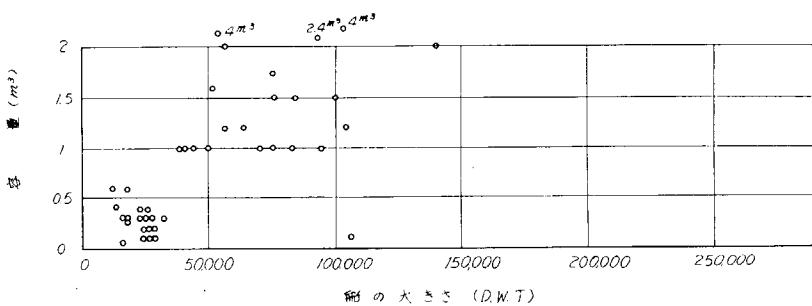


図 1.1.2.5 ドレンタンクの容量

(a) 循環方式

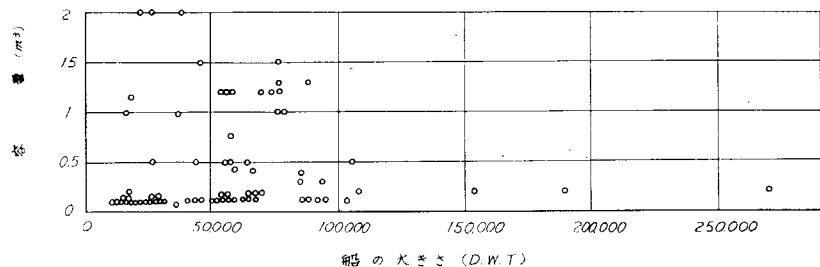


図 1.1.2.6 ドレンタンクの容量

1.4.6 船尾管潤滑油重力タンク据付高さ (・印はタンク 2 個装備の場合の下位タンクと軽荷の吃水からの高さ)

(1) 無循環方式

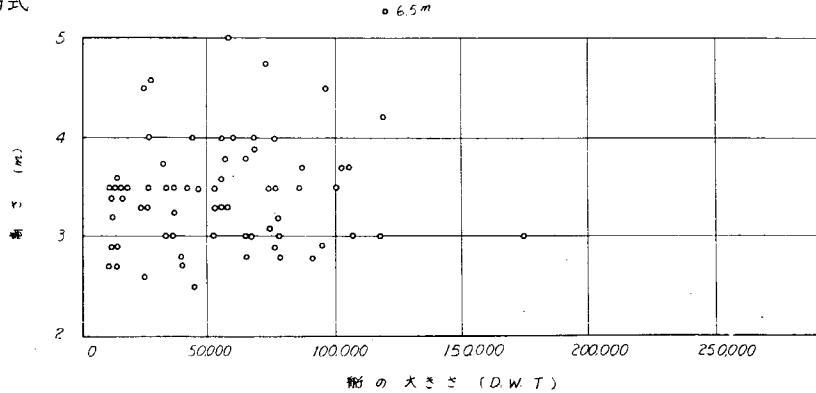


図 1.1.2.7 重力タンク据付高さ

(口) 循環方式

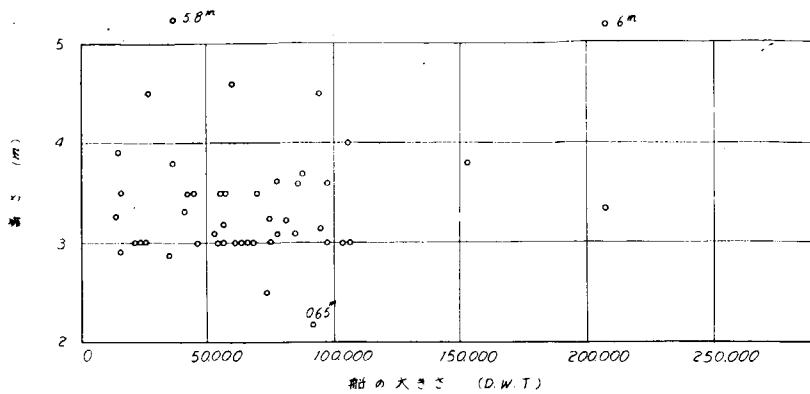


図1.1.28 重力タンク据付高さ

1.4.7 軸心から吃水までの高さ（満載・印、軽荷・印）

(イ) 無循環方式

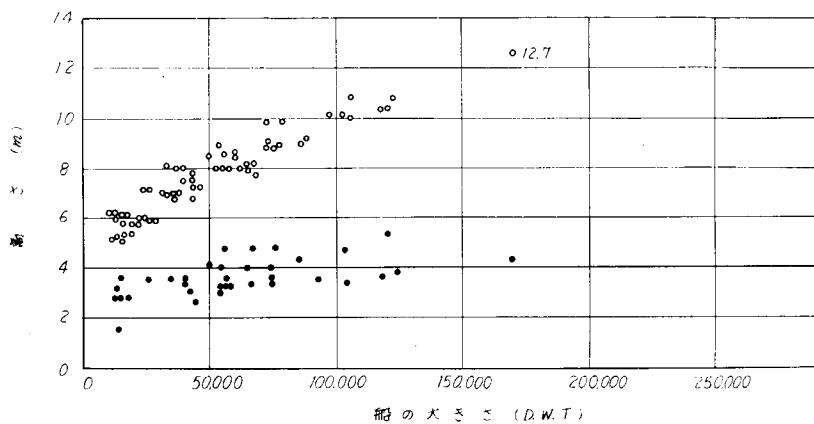


図1.1.29 吃水の高さ

(ロ) 循環方式

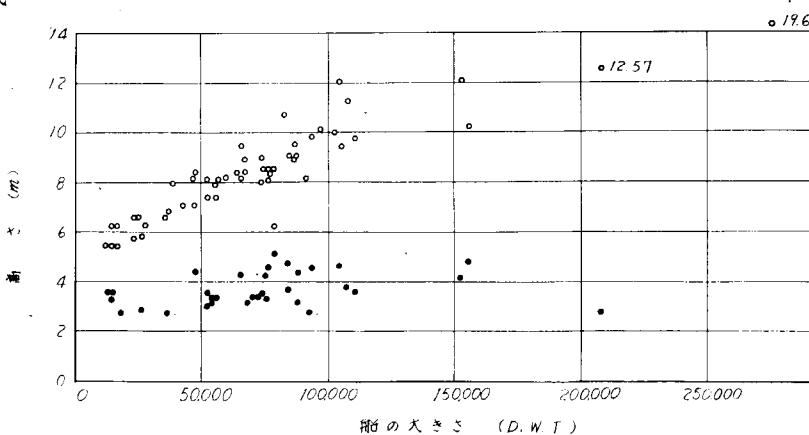


図1.1.30 吃水の高さ

1.4.8 船尾管潤滑油銘柄

- | | |
|-------------------------|------|
| (イ) シーリングメーカーの推奨銘柄にあるもの | 99 隻 |
| (ロ) シーリングメーカーの推奨銘柄にないもの | 25 隻 |

1.4.9 船尾管空気抜き位置

- | | |
|---------|-------|
| (イ) 船首側 | 139 隻 |
| (ロ) 中央 | 61 隻 |
| (ハ) 船尾側 | 0 隻 |

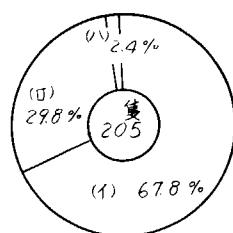


図1.1.31

(=) 船首および中央 5 隻

注) 2 軸船 3 隻は 6 隻分としてある。

1.4.1.0 船尾管潤滑油濾器挿入位置

- (イ) ポンプ入口側 107 隻
- (ロ) ポンプ出口側 9 "
- (ハ) 船尾管入口 17 "
- (ニ) コアレッサーに装備 6 "
- (ホ) ポンプ出入口 2 "

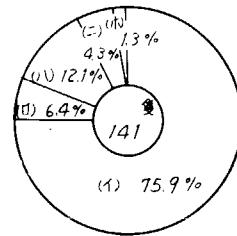


図 1.1.3.2

注) 2 軸船 3 隻は 6 隻分としてある。141 隻中 6 隻は無循環方式であるがハンドポンプを装備している。

1.4.1.1 船尾管潤滑油冷却器台数

- (イ) 1 台 56 隻
- (ロ) 2 台 6 "

注) 2 軸船 3 隻は 6 隻分としてある。

1.4.1.2 船尾管潤滑油ポンプ台数

- (イ) 1 台 94 隻
- (ロ) 2 台 32 "

注) 2 軸船 3 隻は 6 隻分としてある。

1.4.1.3 船尾管潤滑油ポンプ能力

- (イ) $0.3 \text{ m}^3/\text{h}$ 1 隻
- (ロ) $0.38 \text{ m}^3/\text{h}$ 1 "
- (ハ) $0.39 \text{ m}^3/\text{h}$ 1 "
- (ニ) $0.4 \text{ m}^3/\text{h}$ 2 "
- (ホ) $0.45 \text{ m}^3/\text{h}$ 3 "
- (ヘ) $0.46 \text{ m}^3/\text{h}$ 4 "
- (ト) $0.5 \text{ m}^3/\text{h}$ 110 "
- (ホ) $1.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 13 "
- (リ) $1.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 1 "
- (ヌ) $2.1 \text{ m}^3/\text{h}$ 1 "
- (ハ) $3.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 1 "

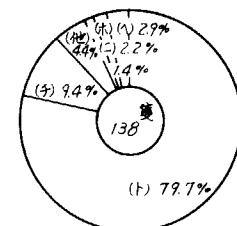


図 1.1.3.3

注) 2 軸船 3 隻は 6 隻分としてある。

1.4.1.4 船尾管潤滑油冷却器容量

- (イ) 1.33 m^2 9 隻
- (ロ) 1 m^2 10 "
- (ハ) 1.5 m^2 1 "
- (ニ) 2 m^2 35 "
- (ホ) 4 m^2 2 "
- (ヘ) 5 m^2 5 "
- (ト) 10 m^2 1 "

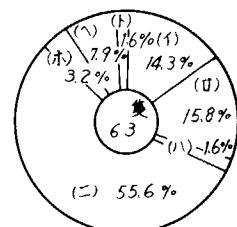


図 1.1.3.4

1.4.1.5 船尾管潤滑油濾器濾網メッシュ

- (イ) 16 メッシュ 8 隻

- (a) 24 メッシュ 1 個
 (b) 32 メッシュ 66 " "
 (c) 60 メッシュ 42 "
 (d) 80 メッシュ 2 "
 (e) 100 メッシュ 3 "
 (f) 200 メッシュ 9 "

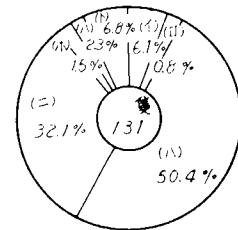


図 1.1.3.5

1.4.1.6 油潤滑配管系統図

配管系統図は各会社によりいろいろ異なるので、参考例として、日本造船工業会、船尾管オイルシール研究会、および船尾管オイルシール損傷対策委員会推奨（昭和42年9月5日技委第242号）のもの、およびドイツチエペルフト社推奨（SIMPLEX Stern tube Sealings October, 31st. 1967）のものを、それぞれ図1.1.3.6～図1.1.4.0に示す。

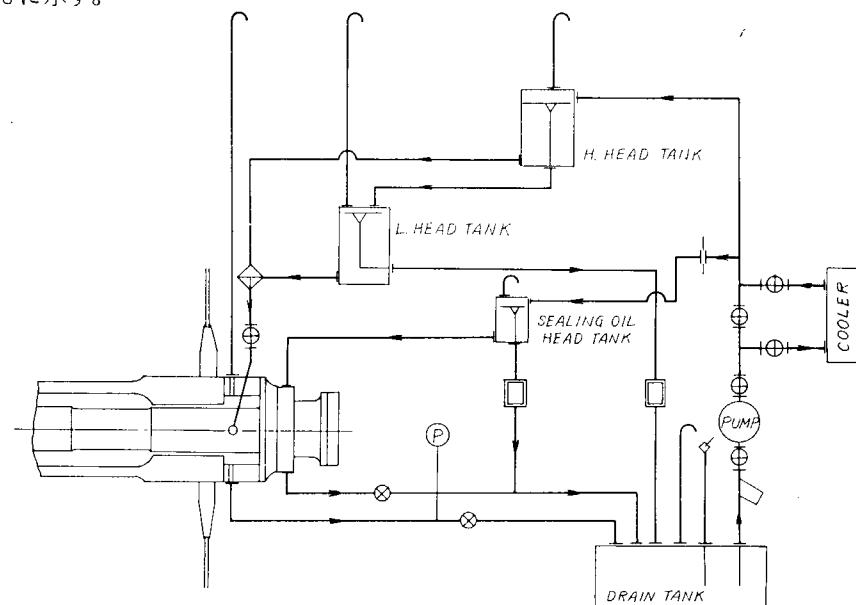


図 1.1.3.6 「船尾管オイルシール損傷対策委員会」推奨 その 1

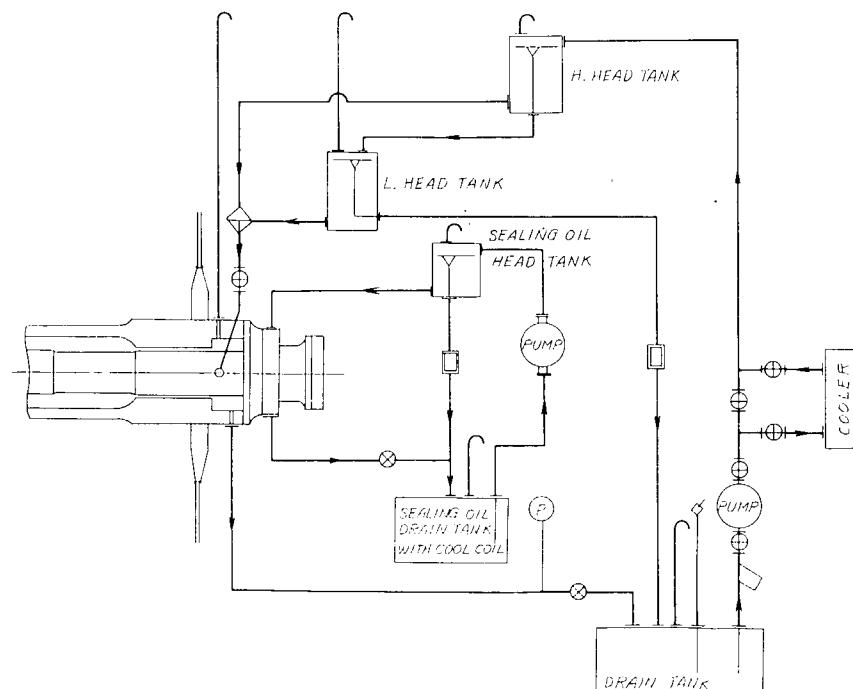


図 1.1.3.7 「船尾管オイルシール損傷対策委員会」推奨 その 2

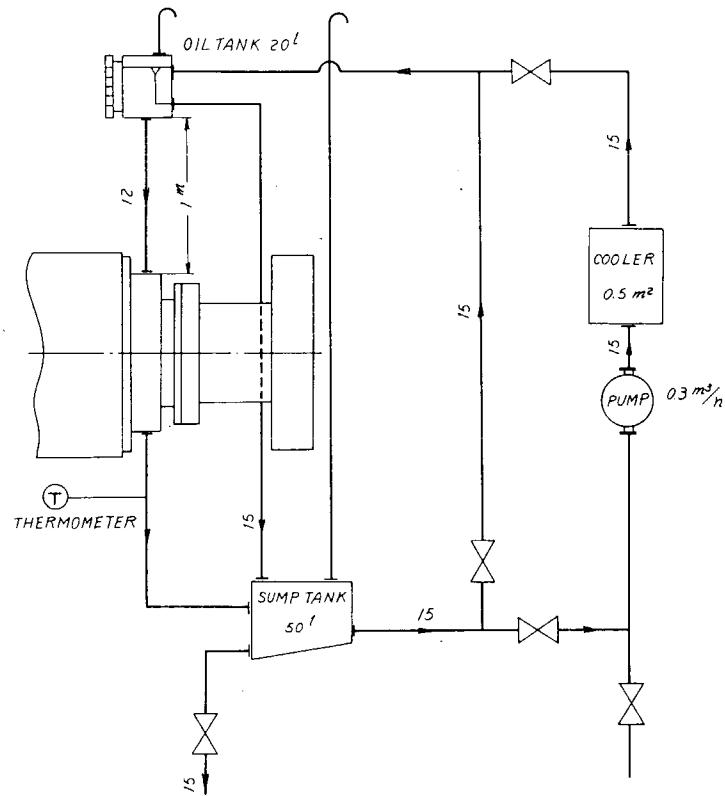


図1.1.3.8 ドイツエベルフト社(D.W.)推奨 前部シーリングL.O.系統図

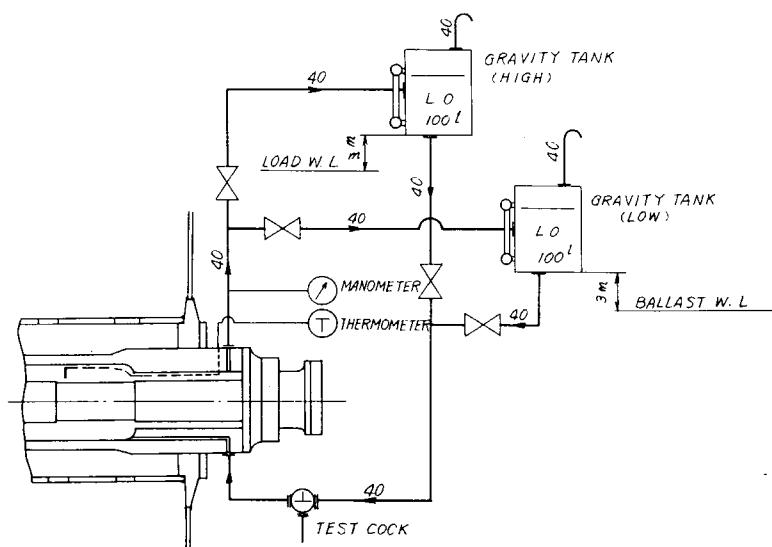


図1.1.3.9 ドイツエベルフト社(D.W.)推奨 船尾管L.O.系統図 その1

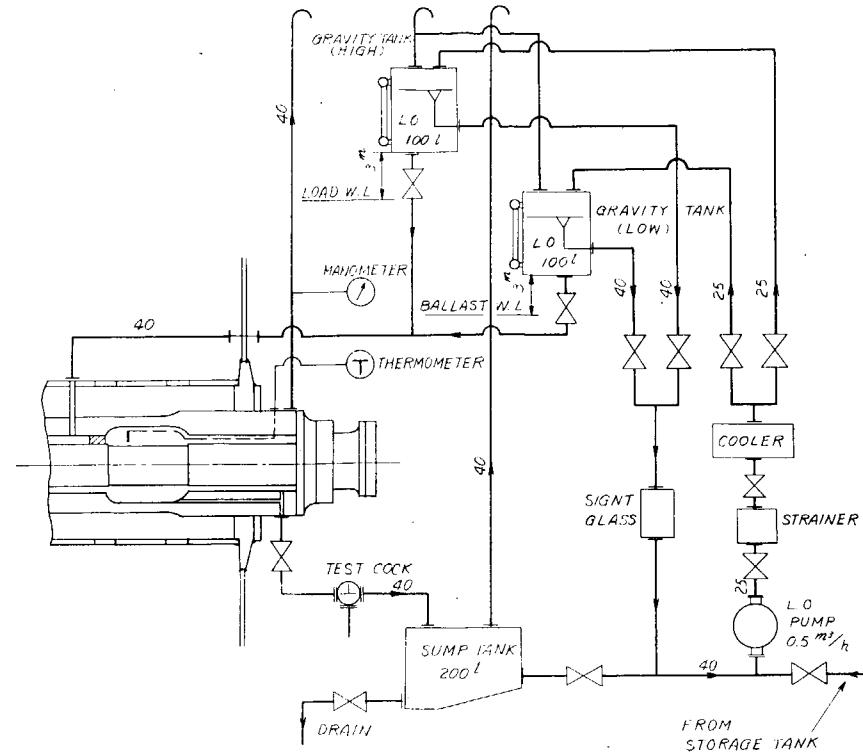


図1.1.4.0 ドイツヂエベルフト社(D.W.)推奨 船尾管オイル系統図 その2

「船尾管オイルシール損傷対策委員会」推奨系統図説明

- (1) 別紙系統図は船尾管潤滑油系統、およびシール装置船首側シールオイル系統を強制循環させる場合を示す。
- (2) この系統図には大概必要と思われる弁、計器等を示した。
- (3) この油管系統に使用される管のサイズはおのおの場合に応じて決定される。
- (4) ポンプ、クーラーの容量はおのおの場合に応じて決定される。
- (5) 船尾管への給油管、および排油管の取付位置はおのおの場合に応じて決定される。
- (6) 温度計の装備、およびその要領はおのおの場合に応じて決定される。
- (7) この系統の油の移送についてはおのおの場合に応じて決定される。
- (8) この油系統の方式は次の様な場合に推奨される。(給油、および油抜きの場合)
 - (a) シーリング装置 型番 600以上のもの。
 - (b) 吃水深さ約10m、またはそれ以上のもの。
 - (c) 満載吃水線、および軽荷吃水線の差が約5m、またはそれ以上のもの。(これに満たないものは1個の重力タンクでよい。)
- (9) この油系統をオープン式とするか、クローズ式で使用するかにより系統が若干異なる。

〔記号説明〕

- ⊗ ニードル弁
- ⊕ 止め弁
- △ こし器
- 視油器
- ◎ 圧力計
- ◆ 切換コック
- オリフィス(またはロック付ニードル弁)

1.4.1.7 油潤滑配管の清浄方法

表 1.1.2.5

右記に示すように

(1) 個々の潤滑油管については酸洗い施工。

(2) ヘッドタンクは入念に清浄する。

(3) 船尾管内面は入念に清浄する。

(4) 潤滑油管を結合してからフラッシング施工。

の方法で施工している例が多く最も一般的である。

| 清浄方法 | 化学処理 | 酸洗い | 油流し | フラッシング | 清掃 | バフ仕上げ |
|--------|------|-----|-----|--------|----|-------|
| 潤滑油管 | 2 | 10 | 3 | 0 | 2 | 0 |
| ヘッドタンク | 1 | 1 | 1 | 0 | 4 | 0 |
| 船尾管 | 1 | 1 | 1 | 0 | 13 | 2 |
| 油管系統 | 0 | 2 | 2 | 15 | 1 | 0 |

第2章 油潤滑式船尾管部軸系の事故例

2.1 事故報告例

使用者側からは次のような事故例が報告されている。

報告例1

シンプレツクスシーリング装備船22隻のうち9隻が約1年でシールリングにき裂が発生し、このうちライナーとの摺動面に縦方向のき裂発生5隻、シール円周方向のき裂発生4隻である。

シールはいずれも硬化し弾性を失なっている。

そのほか、ライナーが1年間で1mm摩耗したもの、舵側シールケーシングにシール止めボルト頭があたり1年間で3mm摩耗したものがある。

報告例2

(1) 就航後9ヶ月目に漏油最大55ℓ/dayを記録したので入渠し、シール装置をとりつけたままプロペラをターンングして油漏れを調べたが異常なく、その後順調に就航中である。

(2) 就航後3ヶ月目に舵側シール装置のクランプリングが軸方向へ約30mmずれて油が漏洩した。船内にて復旧した。

報告例3

就航後1ヶ月目に最大漏油量が100ℓ/Hに達したので調べたところ、最舵部のシールを除いてすべてのシールに縦方向のき裂が発生したほか、舵側シールの最前部のものに円周方向のき裂が発生していた。

報告例4

新造時公試運転前に、舵側ケーシングの鋳巣による漏油2件、シールリングの締付力不適による漏油が1件あつた。

報告例5

就航後1年目に舵側シーリングの後側シールに軸方向のき裂発生したもの、および就航後1年目に潤滑油消費量が14ℓ/dayとなり、調査の結果シールに軸方向クラックが発生していた。

報告例6

(1) 出港3日目に舵側シーリングより突然多量の漏油発生した。

往航時 漏油発生第1日目 461ℓ/day

" 2 " 40ℓ/day

" 3 日目以降 20ℓ/day

尙3日目以降はポンプによりL.Oを循環し、スタンチューブ内の圧力を多少下げた。

復航時 出港第1日目 3ℓ/day

" 2 " 2ℓ/day

" 3 日目以降 1ℓ/dayで安定

開放の結果舵側シーリングの前部シールに殆んど全周にクラック発生し、1ヶ所(約55mm)は貫通していた。

(2) 3次航往航時に油量が24ℓ増加しLOの乳化が発見された。積荷港にてLO 900ℓを全換したが復港時にも乳化現象が発生した。

調査の結果船、舵側共にライナーに軽度の摩耗があり、かつ舵側中央シールに円周方向のヘヤークラック(貫通せず)が発生していた。

報告例7

3次航時にLOが白濁したので分析した結果、水分が体積比で5.5%検出されたのでLOを新換した。その後の2航海は水分0.5%検出され換油すると共にヘッドタンク位置を満載吃水線上3130mmから5680mmに移設し、その後は0.1%の混入にとどまつた。

就航後11ヶ月目に点検したところ舵側中央シールの外側一面に藻の付着が認められ(締付ボルトの締付不充分と考えられる)かつ、前側シールは摩耗、老化が甚だしく、舵側シールと共に軸方向ヘヤークラックが認められた。

また、ライナ下面のプロペラ軸表面は一面に発錆し2/100mm程度腐食していた。

報告例8

数隻の事故がある。

(1) 就航3ヶ月後に19ℓ/Hの漏油が発生し高粘度のLOに切換えた。1年後入渠点検の結果ライナーが0.5~2.5mm摩耗、シールリップも丸く摩耗していた。

(2) 就航後4日目に舵側シーリングの温度が上昇し、シーリングタンク空気抜き取付部64℃、戻り油温80~85℃に上昇主機回転数を下げ、ケーシングに注水して冷却した。

なお試運転時には温度上昇が認められなかつた。

報告例9

(1) 船尾管内に海水が侵入舵側ブッシュ舵端部に、わずかに焼付さが発生、かつ舵側シールの調心リングホワイトが焼損した。

(2) 就航後3ヶ月目に調査したところ船、舵シーリングのシールに円周方向のき裂が発生していた。LOの漏洩、海水の侵入は特に認められなかつた。

報告例10

(1) 軸受メタルの損傷事故が3件あり、そのうち2件はリメタルし、残り1件は表面スクレーブして就航した。

(2) シールリップの軸方向クラックが多く、円周方向のクラックもある。そのほか舵側シール用油タンクの油面の変動が多い。

報告例11

就航後1年2ヶ月し、舵側シール部から約160ℓ/dayの漏油があり調査したところ、舵側シールには軸方向のヘヤークラックと特に中央シールには円周方向のクラックが発生していた。舵側シールは後側のものにヘヤークラックがあり、前側のものには円周8ヶ所にわたり軸心方向のクラックが大きく開いていた。

舵側シールプラグより400ccの海水が流出、ライナ下面のプロペラ軸に発錆、ライナー摩耗大きく交換した。

報告例12

就航11ヶ月目に舵側ブッシュのホワイトメタルが剥離シール装置を損傷、LOの流出事故が発生した。原因是ホワイトメタル接着不良と考えられる。

報告例13

就航後3日目で漏油著しいためシーリング点検の結果舵側前部のシールに57mmの円周方向クラック2ヶ所が発見された。

報告例14

海上運転時に舵側前部シールにほとんど全局にわたり円周方向のクラックが裏側まで貫通し多量の漏油を発生した。

2.2 日本商船の事故集計

日本海事協会船級船に使用した油潤滑式船尾管密封装置の損傷状況を一覧表にして表1.1.2.6にまとめた。

表1.1.2.6 オイルバス式船尾管の密封装置の損傷状況(昭和42年12月末)

| 船 (建造順位を示す記号) | 船 の 種 類 | 総 ト ン | シ ヘ リ ル 装 置 の 外 径 (ミ リ メ ト ル) | 船 の 建 造 年 月 (昭和 年 月) | シ ま ー ル の 使 用 期 間 (年 月) | シールリング部 の軸方向のき 裂の発生の有無 | シールリング支 持部の円周方向 のき裂の発生の 有無 | シ ル リ ン グ 処 置 | ライナーの 最大摩耗量 (mm) | | ラ イ ナ ー の 処 置 | 航 行 中 の 油 の 大 き さ と 消 費 量 | 備 考 | | |
|------------------|------------------|-------------|--|--|---|------------------------------|-------------------------------------|---------------------------------|------------------------|------|---------------------------------|---|-------------------------------|---------------------|--|
| | | | | | | | | | リング番号 | | | | | | |
| | | | | | | | | | ① | ② | ③ | ④ | ⑤ | | |
| 1 | 油 | 54.083 | 750 | 39.7 | 1.11 | ○ ○ ○ | | 換 | 1.1 | 0.2 | 旋削 | 200ℓ/航 | ①スプリング切断、2ℓ海水侵入 | | |
| 2 | 油 | 62.195 | 750 | 39.9 | 1.1 | ○ ○ ○ ○ ○ | ○ ○ ● | 換 | 0.3 | 0.1 | そのまま | 20ℓ/時 | | | |
| 同上 | — | — | — | 0.8 | ○ ○ ○ | ○ | | 換 | 0.4 | 0.4 | 旋削 | | | | |
| 同上 | — | — | — | 0.11 | ○ ○ ○ ○ ○ | | | 換 | 1.0 | 1.2 | 旋削 | 注 | バラスト時6ℓ/日減、満載時10ℓ/日増 | | |
| 3 | 油 | 57.706 | 800 | 39.11 | 3.1 | ○ ○ ○ ○ ○ | | 換 | 4.4 | 5.3 | そのまま | 25ℓ/日 | ライナーないためそのまま使用、Fは15mmPへ移行 | | |
| 4 | 油 | 39.364 | 670 | 39.11 | 2.1 | ○ ○ ○ | ● | 換 | 大 | 大 | 換 | 24ℓ/日 | この船のみSEALOL型を採用 | | |
| 5 | 油 | 48.81.0 | 710 | 40.3 | 2.1 | ○ ○ ○ | ● ● | 換 | 0.9 | 0.7 | 旋削 | 注 | 海水侵入白濁 | | |
| 6 | 油 | 45.462 | 670 | 40.5 | 2.1 | ○ ○ ○ ○ ● ● | | 換 | 0.5 | 0.3 | そのまま | 注 | ④⑥間タンクから600ℓ/日、⑤リングから150ℓ/日漏油 | | |
| 7 | 油 | 45.577 | 750 | 40.7 | | | | | | | | | | | |
| 8 | 油 | 46.941 | 670 | 40.7 | 0.11 | | | 換 | 0.5 | | 旋削 | 注 | 海水侵入、20ℓ/日油増 | | |
| 同上 | — | — | — | 1.2 | ○ ○ ○ ○ ○ | | | | 1.0 | 1.4 | F-削 A-換 | 注 | 海水侵入白濁、④⑤間から蜜油、首栓、油増減有 | | |
| 9 | 石炭 | 24.654 | 600 | 40.7 | 0.10 | (良) | | | | | | | | ライナーダウ軸身著しく発錆 | |
| 10 | 貨 | 21.2 | 155 | 40.7 | | | | | | | | | | 中共向輸出船 | |
| 11 | 貨 | 21.2 | 155 | 40.7 | | | | | | | | | | " | |
| 12 | 貨 | 21.2 | 155 | 40.7 | | | | | | | | | | " | |
| 13 | 鉱 | 34.001 | 630 | 40.9 | 0.11 | | | | | | | | | バラスト時50ℓ/日、満載時20ℓ/日 | |
| 14 | 油 | 59.534 | 800 | 40.9 | 1.0 | ○ | | 換 | 小 | 小 | 旋削 | | | | |
| 15 | 油 | 61.621 | 710 | 40.9 | 0.10 | | ⊗ ○ | 換 | | | | | | | |
| 16 | 油 | 37.025 | 710 | 40.9 | 1.0 | ○ ○ ○ ○ ○ | ● | 換 | 大 | 0.2 | F-削 A-換 | 15ℓ/日 | | | |
| 17 | 油 | 71.071 | 750 | 40.10 | 1.9 | ○ ○ | | 換 | 0.9 | 2 | 0.85 | 旋削 | 良 | | |
| 18 | 油 | 41.596 | 670 | 40.10 | 1.0 | ○ ○ ○ ○ ○ | | 換 | 小 | 小 | 旋削 | | 船尾管軸受ホワイト焼損剥離 (WJ7をWJ2に変更) | | |
| 19 | 鉱 | 34.815 | 600 | 40.11 | | | | | | | | | | | |
| 20 | 油 | 42.835 | 670 | 40.11 | 0.11 | ● ● | | 換 | 小 | 小 | 旋削 | 20ℓ/日 | | | |
| 21 | 撤 | 33.815 | 670 | 40.11 | 2.1 | (き裂あり) | | 換 | 段付 | 摩耗 | 旋削 | 1.5ℓ/日 | | | |
| 22 | 貨 | 38.904 | 670 | 40.11 | 1.10 | ○ ○ ○ ○ ○ | | 換 | 0.03 | 0.07 | 旋削 | 50ℓ/日 | 船首側へ漏油 | | |
| 23 | 鉱 | 35.289 | 630 | 40.12 | 1.7 | ○ ○ ○ ○ ● ● | | 換 | | 3.0 | 旋削 | | 船尾管軸受ホワイト焼損剥離(WJ7) | | |
| 24 | 油 | 58.550 | 800 | 40.12 | | | | | | | | | | | |
| 25 | 鉱 | 34.509 | 630 | 40.12 | 1.3 | ○ ○ ○ ○ ○ | ⊗ | 換 | 小 | 小 | | 20ℓ/日 | ④⑤間タンク油消費150ℓ/日 | | |
| 26 | 撤 | 33.894 | 630 | 40.12 | | | | | | | | | | | |
| 27 | 油 | 94.630 | 1000 | 41.1 | 0.9 | ○ ○ ○ ○ ○ | | 換 | 小 | 小 | 研磨 | 注 | 海水侵入、船尾ライナーダウ軸発錆 | | |
| 同上 | — | — | — | 0.11 | | ○ ○ ○ | | 換 | 0.65 | 0.04 | A-削 F-そのままで | 3.5ℓ/日 | 船尾ライナーダウ軸発錆 | | |
| 28 | 油 | 43.565 | 670 | 41.1 | 1.1 | ○ ○ ○ ○ ○ | | 換 | 小 | 小 | 旋削 | 10ℓ/日 | | | |
| 29 | 鉱 | 35.219 | 630 | 41.2 | | | | | | | | | | | |
| 30 | 油 | 42.839 | 670 | 41.2 | 1.1 | ○ ○ ○ ○ ○ | | 換 | 0.3 | 0.5 | 旋削 | 5ℓ/日 | | | |
| 31 | 油 | 46.269 | 670 | 41.2 | 1.1 | ○ ○ ○ ○ ○ | | 換 | 0.1 | 0.2 | 換 | | | | |
| 32 | 貨 | 11.930 | 670 | 41.3 | 1.2 | ○ ○ ○ ○ | | 換 | | | 換 | 20ℓ/日 | | | |
| 33 | 油 | 67.653 | 750 | 41.4 | 1.1 | (き裂あり) | ○ ○ ○ ○ ○ | 換 | | | | | 円周方向き裂はリップ根元R部 | | |
| 34 | 油 | 70.990 | 750 | 41.5 | 1.0 | ○ ○ ○ ○ ○ | ⊗ | 換 | 0.35 | 0.35 | | | | | |
| 35 | 鉱 | 34.497 | 630 | 41.6 | 0.7 | | ⊗ | 換 | 0.3 | 0.5 | 換 | 注 | 海水侵入白濁 | | |
| 同上 | — | — | — | 0.7 | (き裂あり) | | | 換 | 0.3 | 0.3 | そのまま | 良 | | | |
| 36 | 鉱 | 41.722 | 630 | 41.6 | 1.0 | ○ ○ ○ ○ ○ | | 換 | 小 | 小 | 旋削 | | | | |
| 37 | 油 | 73.200 | 800 | 41.6 | 1.1 | ○ ○ ○ ○ ○ | ⊗ | 換 | 小 | 小 | 旋削 | 良 | 船尾管軸受ホワイト焼損剥離(WJ1) | | |
| 38 | LPG | 43.723 | 670 | 41.7 | | | | | | | | | | | |
| 39 | 貨 | 10.498 | 560 | 41.7 | 1.3 | ○ ○ ○ ○ ○ | ⊗ | 換 | 段付 | 摩耗 | 旋削 | | | | |

| 船 の 種 類 | 船 の 総 ト ン | シ ー ル ライ ナ ー の 装 置 設 備 数 | 船 の 建 造 年 月 | シ ー ル 装 置 使 用 開 放 期 間 (年月) | シールリング装置 部の軸方向ひき 裂の発生の有無 | | シールリング装置 部の円周方向 ひき裂の発生の 有無 | | シ ー ル リ ン グ の 姓 置 | ライナーの 最大摩耗量 (mm/年) | | ラ イ ナ ー の 処 置 | 航 行 中 の 油 の 最 大 消 費 量 | 備 考 | | | | | |
|------------------|-----------------------|---|----------------------------|---|--------------------------------------|-------------------|-------------------------------------|--|---|---------------------------------|------|---------------------------------|---|--------|-----------------------------|--|--|--|--|
| | | | | | シ ー ル リ ン グ 番 号 | | リ ン グ 番 号 | | | (①) (②) (③) (④) (⑤) | | | | | | | | | |
| | | | | | 船 尾 ライ ナ | 船 首 ライ ナ | | | | | | | | | | | | | |
| 40 貨 | 1,1930 | 670 | 41.7 | 1.0 | ○ ○ | | | | | 換 | 0.32 | 0.17 | 換 | | | | | | |
| 41 純・油 | 3,5229 | 710 | 41.7 | 0.11 | ○ ○ ○ | ○ ○ | | | | 換 | 0.08 | 0.15 | 換 | 0.5ℓ/日 | ① リング膨出 | | | | |
| 42 油 | 3,8879 | 670 | 41.7 | 1.2 | ○ ○ ○ | | | | | 換 | 0.50 | 0.71 | 旋削 | | | | | | |
| 43 鉛 | 4,3190 | 630 | 41.7 | 1.0 | ○ ○ ○ ● | ○ ○ | | | | 換 | | | そのまま | 3ℓ/日 | | | | | |
| 44 油 | 6,7484 | 750 | 41.8 | 1.0 | ● ○ ○ ○ | ○ ○ | | | | 換 | | | そのまま | 3ℓ/日 | | | | | |
| 45 貨 | 1,1,605 | 670 | 41.8 | 0.8 | ○ ○ | | | | | 換 | 0.2 | | そのまま | 良 | | | | | |
| 46 貨 | 1,0,460 | 560 | 41.8 | 1.1 | ○ ○ ○ ○ ○ | ○ ○ | | | | 換 | 1.0 | | 旋削 | 3ℓ/日 | | | | | |
| 同上 | — | — | — | 0.11 | ○ ○ ○ ○ ○ | | | | | 換 | 1.0 | 1.2 | 旋削 | 注 | パラスト時6ℓ/日減、満載時10ℓ/日時 | | | | |
| 47 油 | 4,5,009 | 710 | 41.8 | 1.0 | ○ ○ ○ ○ ○ | ○ ○ | | | | 換 | 段付摩耗 | | 換 | 4.2ℓ/日 | | | | | |
| 48 油 | 2,9,049 | 710 | 41.9 | 1.1 | ○ ○ ○ ○ | ● | | | | 換 | 1.4 | 1.4 | 換 | 34ℓ/日 | | | | | |
| 49 油 | 4,4,406 | 670 | 41.9 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 50 貨 | 1,1,598 | 670 | 41.9 | 0.8 | ○ ○ ○ | | | | | 換 | 0.2 | 0.2 | そのまま | 良 | | | | | |
| 51 貨 | 1,0,497 | 560 | 41.9 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 52 鉛 | 4,1,812 | 630 | 41.9 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 53 撤・油 | 4,1,320 | 670 | 41.9 | 1.4 | ○ ○ ○ | | | | | 換 | 1.6 | 1.14 | 旋削 | 船首側漏油大 | | | | | |
| 54 鉛 | 3,7,222 | 630 | 41.9 | 1.1 | ○ ○ ○ ○ ○ | | | | | 換 | 1.0 | 1.2 | 旋削 | 良 | | | | | |
| 55 鉛・油 | 3,9,526 | 670 | 41.9 | 1.2 | ○ ○ ○ ○ ○ ● | | | | | 換 | 0.60 | | 旋削 | 良 | ランニングリングホワイト上半焼損 | | | | |
| 56 鉛 | 2,3,842 | 560 | 41.9 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 57 油 | 6,7,544 | 750 | 41.10 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 58 貨 | 1,1,931 | 670 | 41.10 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 59 貨 | 1,0,460 | 560 | 41.10 | 1.1 | | | | | | | | | 詳細不明 | | | | | | |
| 60 貨 | 1,1,616 | 670 | 41.10 | 0.8 | ○ ○ ○ ○ ○ | | | | | 換 | | | そのまま | 良 | | | | | |
| 61 鉛 | 3,2,068 | 710 | 41.11 | 0.8 | ○ ○ ○ ○ | ● | | | | 換 | 0.1 | 0.6 | | 45ℓ/日 | | | | | |
| 62 撤 | 3,3,852 | 630 | 41.11 | 0.11 | ○ ○ ○ ○ ○ | | | | | 換 | 0.9 | 1.0 | 旋削 | | | | | | |
| 63 撤 | 5,6,822 | 670 | 41.11 | 1.1 | ○ ○ ○ ○ ○ | | | | | 換 | 0.6 | 1.0 | 旋削 | | | | | | |
| 64 鉛 | 3,6,977 | 630 | 41.11 | 0.10 | ○ ○ ○ ○ ○ | | | | | 換 | 小 | 小 | そのまま | 注 | 満載時16ℓ/日減、船尾管軸受ホワイト船尾下平周き剥離 | | | | |
| 65 油 | 6,7,614 | 750 | 41.11 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 66 貨 | 3,8,221 | 630 | 41.11 | | ○ ○ ○ ○ ○ | ○ ○ ○ | | | | | | | | | | | | | |
| 67 油 | 1,0,7957 | 1,000 | 41.12 | 0.5 | ○ ○ ○ ○ ○ | | | | | 換 | 0.2 | 0.1 | そのまま | 良 | | | | | |
| 68 油 | 6,1,657 | 710 | 41.12 | 0.11 | 良好 | | | | | 換 | 0.8 | | 換 | 良 | ランニングリングホワイト上半焼損 | | | | |
| 69 油 | 5,0,657 | 750 | 41.12 | 0.9 | | | | | | 換 | | | そのまま | 良 | | | | | |
| 70 貨 | 1,1,938 | 670 | 41.12 | | | | | | | | | | | | | | | | |
| 71 貨 | 1,0,351 | 480 | 41.12 | | ○ ○ ○ ○ | | | | | | | | | | | | | | |
| 72 鉛 | 4,4,372 | 670 | 41.12 | 1.0 | | | | | | 換 | (良) | | そのまま | 良 | ライナード下軸身点食 | | | | |
| 73 貨 | 2,9,79 | 330 | 41.12 | | | | | | | | | | | | | | | | |

注 1) ○は小き裂 ○はやや大きき裂 ●は普通き裂 ◇は疲労き裂

2) 「開放までの使用期間」が空欄であつても、昭和42年末現在において、未開放のまま使用中であるとはかぎらない。

3) 昭和42年1月以降に建造された船(昭和74以降)については、昭和42年末現在、シール装置が開放されていない。

4) シーリング・リング番①～⑤は、5本のリングについて船尾側から番号をついたものである。

第3章 とりまとめ

本編は近年大巾に採用されて来たオイルバス式船尾管の使用実態についてアンケートにより回答を得た結果をとりまとめたものであり設計の実態を明確にした貴重な資料と考えられる。

現在、実際に採用されているシール装置の大多数はゴムのシールリングの組合せによりシールする方式のものであるが、最近ではかなり多くの事故を経験し、その事故発生の個所も主にゴム、シールリップに入る軸方向き裂が大部分を占めている。またわずかではあるがブッシュのホワイトメタルの焼損事故もある。

シールリップのき裂事故に対してはシールゴムが熱硬化し老化した形跡が多く見られることからシール装置内部に一部改良を加えてシールゴムの冷却効果をあげたり、大型船においては満載と軽荷の吃水差が大きくシールにかかる圧力が大きく変りシールに異状を力が加わるのを防ぐため油ヘッドタンクを高低2個所に設けたりする船も多くなつて来た。

ただし現時点ではまだまだ解決された問題とは云えず、各方面で研究が行なわれているが、早急に根本的解決策を見出しが深く望まれる。

結 言

船の軸系は、最近の巨大化、近代化の早急な流れに、信頼性をもつて進歩しがたい多くの要素を含んでいる。これは長年にわたつて、慣例に従つた設計が行なわれ、基礎事項の究明が極めて遅れているためであつて、本質的な設計の改良とか、構造の開発を行なうには、その基礎資料に欠き、これを無視して改良、開発に進むことは危険性が高い。たとえば軸系に作用する外力の実態およびこれに関連して、軸系の運動の様相の実態とか、船尾管内の海水や油の流体力学的および熱的性状の実態などが明らかでないことは、根本的基礎事項が欠けていることを示している。このような基礎事項については、これまで、組織的な研究が行なわれたことがほとんどなく、したがつて、このような現象に起因する損傷も後を絶たない現状である。

本研究部会は、このような状況の下に、基礎事項の究明を主眼として、調査実験研究を実施してきた。しかし、その対象は広範囲であり、短期間にすべての事項を究明することは困難であつて、今後とも、さらに研究を進めて行かなければならぬ。

一方、軸系には、構造および材料に、改良すべき余地が多分に残されており、少なくともこれまでに究明した基礎事項が、その骨子として役立つことを確信する。

本研究部会は、昭和43年以降も、調査実験研究を継続するが、少しでも早く、信頼性ある合理的な軸系を確立するため、関係各位の今後の御協力をお願いする次第である。

以上