

日本船舶振興会昭和43年度補助事業
“巨大船に関する調査研究”

研究資料 No. 90

第93研究部会

船尾管部軸系に関する調査研究

昭和44年3月

社団法人
日本造船研究協会

は　し　が　き

本報告書は日本船舶振興会の昭和43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)	植 田 靖 夫	(船舶技術研究所)
(〃)	鷲 見 倫 一	(三菱重工業)
	板 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 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)
	清 水 精 二	(石川島播磨重工業)
	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 克 彦	(石川島播磨重工業)
	高 橋 通 雄	(神戸製鋼所)
	堤 丈 夫	(日本鋼管)
	土 井 文 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	(中越ワケシヤ)
	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)
	廣 本 豊	(日立造船)

百	武	次	郎	(三菱重工業)	
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)	
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)	
吉	田	媛		(リグナイト)	
鷺	津	国	四	郎	(明星ゴム)

討議參加者

赤	根	晴	雄	(日立造船)	新	邦	夫	(スター ライト)		
井	岡	完	三	(神戸製鋼所)	池	田	勲	(キーパー)		
池	谷	輝	雄	(浦賀重工業)	市	川	恵	三	(大倉船舶工業)	
岩	波	薰		(日本ピラー工業)	浦	久	保	嘉	久	(日本ピラー工業)
越	智	正	敏	(来島どつく)	大	越	佳	人		(日本ピラー工業)
大	場	徹	男	(大倉船舶工業)	岡	田	利	昭		(名村造船所)
岡	安	博		(日本ピラー工業)	金	子	進			(神戸製鋼所)
嘉	納	隆	三	(日本ピラー工業)	片	岡	正	輝		(来島どつく)
喜	多	邦	也	(神戸製鋼所)	絹	川	隆	一		(阪神内燃機工業)
木	村	茂	人	(日立製作所)	幸	後	秀	二	良	(阪神内燃機工業)
後	藤	紀	彦	(神戸製鋼所)	河	野	通	一		(三菱重工業)
坂	根	富	士	夫	(日本钢管)	坂	本	隆	男	(三井造船)
沢		紀	雄	(リグナイト)	沢	幡	弘	道		(日立製作所)
鈴	木		孝	(日本シールオイル)	角	田	吉	章		(神戸製鋼所)
田	村	紅	陽	(舞鶴重工業)	鷺	津	正	義		(ミカドプロペラ)
高	崎		伸	(ワウケシヤ)	高	瀬	健	三		(舞鶴重工業)
高	富		宏	(日本シールオイル)	滝	野	宗	作		(日本ピラー工業)
出	来		宏	(日本ピラー工業)	永	田	勝	之		(石川島播磨重工業)
中	磨	宣	行	(日本シールオイル)	日	高	利	雄		(神戸製鋼所)
藤	原	昇		(スター ライト工業)	本	庄	隆			(阪東調帶ゴム)
松	木	靖	暢	(日立造船)	松	本	克	夫		(日立製作所)
道	添	良	男	(リグナイト)	水	内	進			(日立造船)
武	藤	安	男	(阪東調帶ゴム)	村	上	辰	男		(大倉船舶工業)
森		健	俊	(三井造船)	矢	野	一			(来島どつく)
山	本	定	明	(浦賀重工業)	吉	沢	新	市		(日本钢管)
吉	田	正	憲	(三菱重工業)	和	田	健	治		(神戸製鋼所)

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軸受性能の実態調査	3
第1章 調査の目的	3
第2章 調査の結果	3
第3章 調査結果についての考察	10
第2編 リグナムバイタ船尾管軸受材の摩耗分布曲線の実態調査	13
第1章 調査の目的	13
第2章 調査の結果	13
第3章 調査結果についての考察	14

〔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究明するための理論解析	21
第1章 解析の目的	21
第2章 解析の結果	21
第3章 解析結果についての考察	25

〔船尾管部軸系の基礎事項に関する模型実験〕

第4編 リグナムバイタの諸性質に関する調査	27
第1章 調査の目的	27
第2章 調査の方法	27
第3章 調査の結果	33
第4章 調査結果についての考察	45
第5編 プロペラ軸スリーブ材と船尾管軸受材との適合性に関する模型実験	49
第1章 BC2 + 0.5% Ni のスリーブ材とリグナムバイタの組合せによる耐摩耗性に関する模型実験	49
1.1 実験の目的	49
1.2 実験装置および実験方法	49
1.3 実験の結果	51
1.4 実験結果についての考察	51
第2章 合成樹脂軸受材およびゴム軸受材と各種軸スリーブ材の適合性に関する模型実験	53
2.1 実験の目的	53
2.2 実験装置および実験方法	54
2.3 実験の結果	57
2.4 実験結果についての考察	68
第6編 プロペラ軸スリーブ材と機関室隔壁パッキン材との適合性に関する模型実験	71
第1章 実験の目的	71
第2章 実験装置および実験方法	71

第3章 実験の結果と考察	7 4
第7編 プロペラ軸スリーブ材と機関室隔壁部パッキングランド材との相対電気化学的特性に関する実験	8 2
第1章 実験の目的	8 2
第2章 実験の要領	8 2
第3章 実験の結果	8 3
第4章 実験結果についての考察	8 5
第8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	8 6
第1章 実験の目的	8 6
第2章 実験装置および実験方法	8 6
第3章 実験の結果	8 7
第4章 実験結果についての考察	9 2
第9編 油潤滑式船尾管軸受の荷重特性に関する模型実験	9 3
第1章 実験の目的	9 3
第2章 実験装置および実験方法	9 3
第3章 実験の結果	9 5
第4章 実験結果についての考察	1 0 2

[船尾管部軸系の改良構造による適応性模型実験]

第10編 船尾管軸受の改良構造についての性能確認模型実験	1 0 4
第1章 実験の目的	1 0 4
第2章 実験装置および実験方法	1 0 4
第3章 実験の結果	1 0 7
第4章 実験結果についての考察	1 1 2
第11編 機関室隔壁パッキン部の改良構造についての適応性模型実験	1 1 4
第1章 実験の目的	1 1 4
第2章 実験装置および実験方法	1 1 4
第3章 実験の結果	1 1 8
第4章 実験結果についての考察	1 2 5
第12編 プロペラ軸スリーブ材と船尾管軸受材の材質改良による軸受特性実験	1 2 7
第1章 実験の目的	1 2 7
第2章 実験装置および実験方法	1 2 7
第3章 実験の結果	1 3 4
第4章 実験結果についての考察	1 4 0
結　　言	1 4 5

緒 言

最近の船の巨大化、近代化の急速な流れに乗つて、軸系分野においてもその重要性が注目され、各方面で改良開発の気運がみえはじめた。日本においても、耐侵食性および強度改善による重量軽減をはかつた新材料のプロペラの開発が盛んに行なわれていることを筆頭に、船尾管軸受部および船尾管封水機構などの改良開発が着手されるようになつた。さらに外国においては、特に英國を筆頭にして、船の船尾管部周囲の構造を、これまでの慣習をやぶつて、根本的に改良しようとする考案が盛んに行なわれ、一部のものは既に採用段階に入つている。

船の軸系の現在は、これまでのおよそ百年にわたる慣通的構造から本質的に脱皮する転換期にあり、まもなく新しい軸系構造が支配することと予想されるが、それも最終的絶対構造に落着く以前に、多くの優れた考案例が過渡的に盛衰を繰返し、軸系設計者もその技術的判定と選択に悩まされ、混沌とした時期を経ることと想像される。

このような軸系構造の変遷に対し、軸系分野には、あまりにも未知の基礎事項が多く、これらを究明しなければ、真の改良開発は行ない得ないはずである。すなわち上述の改良開発の現状は、これら基礎事項の究明という課題を飛躍した感があり、結果として、改良開発の目的の誤り、設計的基礎仮定条件の選定の誤りなどを犯す可能性があり、ひいては危険性を含むことをまぬがれない。

以上のような現状にかんがみ、本研究部会は、昭和41年度から3年間にわたりて、究明すべき基礎事項としての課題を把握し、その具体的究明のために実験研究調査を行なつてきた。しかし、わずか3年間で基礎事項のすべてを究明することは不可能であり、将来ともさらに充実した研究が必要であるが、ここに求められた成果は、軸系構造全般についての技術的検討ならびに改良開発の骨子として、少なからず貢献するであろうことを確信する。

以下は、本研究部会が昭和43年度に行なつた諸実験研究調査結果をとりまとめたものである。

研究方針

本研究部会がとりあげた究明すべき基礎事項としての課題は昭和41年度報告書にとりまとめてあるが、こころ3年間にわたりつて実際に着手した諸調査研究の具体的項目を以下に一覧表にして示めます。

No.	調査および実験研究課題	着手年度(昭和)		
		41	42	43

I 船尾管部軸系についてのアンケート方式による実態調査

1	海水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	<input type="radio"/>		
2	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		<input type="radio"/>	
3	船尾管部軸系全般についての取扱い者の意見聴取	<input type="radio"/>		

II 船尾管部軸系の使用実績についての実態調査

1	大型船のリグナムバイタ船尾管軸受性能についての実態調査		<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
2	リグナムバイタ船尾管軸受の摩耗分布曲線についての実態調査			<input type="radio"/>
3	プロペラ軸スリーブおよび船尾管隔壁パッキン部の損傷の実態調査		<input type="radio"/>	
4	油潤滑式船尾管封油装置の損傷の実態調査		<input type="radio"/>	

III 船尾管軸受の設計条件を究明するための理論解析

1	船尾管軸受の荷重条件を解析するための理論計算式の設定、同式による具体的電子計算ならびに解析	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
---	---	-----------------------	-----------------------	-----------------------

IV 船尾管部軸系の基礎事項に関する模型実験

1	リグナムバイタおよびエノール樹脂材を使用した在来構造の船尾管軸受の軸受性能に関する模型実験	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	
2	船尾管内海水のキャビテーション発生機構を調査するための模型実験	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
3	船尾管隔壁パッキンの設計条件および使用条件を求めるための模型実験		<input type="radio"/>	
4	リグナムバイタ材の機械的物理的特性の把握			<input type="radio"/>
5	プロペラ軸スリーブ材と船尾管軸受材の適合性に関する模型実験			<input type="radio"/>
6	プロペラ軸スリーブ材と船尾管隔壁パッキン材の適合性に関する模型実験			<input type="radio"/>
7	プロペラ軸スリーブ材とパッキングランド材の電気化学的相対特性に関する模型実験			<input type="radio"/>
8	油潤滑式船尾管軸受の荷重特性に関する模型実験			<input type="radio"/>

V 船尾管部軸系の基礎事項に関する実船実験

1	海水潤滑式船尾管軸受を装備する実船についての、船尾管内軸受および海水の温度圧力分布ならびに軸振動に関する実船実験		<input type="radio"/>	
2	油潤滑式船尾管軸受を装備する実船についての、船尾管軸受の温度分布、軸の曲げおよび綫振動、ならびに軸と船体間の相対振動に関する実船実験			<input type="radio"/>

VI 船尾管部軸系の改良構造による適応性模型実験

1	改良船尾管軸受の軸受性能に関する模型実験		<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
2	船尾管隔壁部の改良封水機構の適応性確認模型実験		<input type="radio"/>	<input type="radio"/>
3	プロペラ軸スリーブと船尾管軸受の両改良材についての適応性模型実験			<input type="radio"/>

第1編 大型船のリグナムバイタ船尾管軸受材 の軸受性能の実態調査

第1章 調査の目的

昭和42年度においては、リグナムバイタ船尾管軸受を使用している28,000 GTを越える大型の日本海事協会船級船の80隻を対象として、その軸受性能の実態を、特にプロペラ軸スリーブ材質別に調査した。その調査により、リグナムバイタ軸受の性能は、スリーブ材質のいかんに多分に影響を受けることが求められた。その詳細は昭和42年度報告書に記載されているので、ここでは、その結果のみを要約する。

- (1) BC系 (BC1, BC2, BC3) のスリーブ材を使用した場合のリグナムバイタ軸受の性能は、90%が信頼性を有し、BC系のうちでもBC2に0.5% Niを添加したもののが特に優れた成績を示している。一方、BC3を使用したものの中3隻が急速異常摩耗を生じているが、これらのうち2隻は鉱石運搬船であること、および残る1隻の軸受は図1.1に示すような特殊な構造を有する特徴がある。
- (2) ABC系 (ABC1, ABC2, ABC3) のスリーブ材を使用した場合のリグナムバイタ軸受の性能は、全般的に悪くて、信頼性は約30%に過ぎない。また信頼性があるとしても、BC2に0.5% Niを添加したものにみるような優れた成績を示すものではなく、一方急速摩耗を生じるものが多い。
- (3) 急速異常摩耗の発生は、船の大きさ、主機の出力、軸の要目回転数などに関係がない。すなわち、70,000 GTを越えるような大型船でも優れた実績を収めている。

この調査により、スリーブの材質がリグナムバイタ軸受の性能に影響を及ぼす要因の一つであることが裏付けられたが、BC系のスリーブを使用しても急速摩耗を生じる場合のあること、また安定性ある摩耗性能を続けていたものが、あるとき偶発的に急速摩耗を生じる場合のあることなどを勘案すると、スリーブ材質とは異なる因子について調査する必要がある。このため、本年度は、前述の80隻の調査対象船について、軸受性能に影響を及ぼすであろうと考えられる設計要素の比較調査を行なつた。

以下はその調査の結果をとりまとめたものであるが、これに関連して、軸受性能の定義を要約しておく。

- 〔良〕 軸受の摩耗速度(V)が2mm/年を下回るもの。
- 〔普通〕 V = 2mm/年前後のもの。
- 〔悪〕 V = 3mm/年を越えるもの。
- 〔極悪〕 V = 10mm/年を越えるもの。



図1.1 BC3スリーブ材を使用して軸受に急速摩耗を生じたある油送船の軸受構造

第2章 調査の結果

2.1 プロペラの翼数

表1.1はプロペラの翼数と軸受性能との関係を示したものである。80隻のうち、6翼を使用したものは4隻に過ぎず、残りはすべて5翼である。プロペラの変動スラストに起因する船尾管軸受の反力の変動は6翼より5翼の方が大きいことが想定されるが、BC2 + 0.5% Ni欄にみると、5翼であれ6翼であれ、優れた軸受性能を示している。さらに、5翼のみについても、軸受性能のはらつきは、スリーブ材質の影響を受けて、プロペラ翼数とは特に関係のないことを示している。すなわち、プロペラの翼数は、軸受性能に特に関係がないと想定される。ひいては、軸受反力の大きさ、およびその変動は軸受性能にはほとんど影響を及ぼさないことが想定される。

表1.1 プロペラ翼数とリグナムバイタ軸受性能との関係

プロペラ翼数	B C 系スリーブ材					A & B C 系スリーブ材			
	B C 1, B C 2, B C 3				B C 2 + 0.5% Ni	A & BC 1, A & BC 2, A & BC 3			
	良	普通	悪	極悪	良	良	普通	悪	極悪
5	29	5	1	3	4	5	6	13	10
6	1				3				

注 B C 系の〔良〕5翼欄に HBsC1 スリーブ材 1 件を含む。

2.2 プロペラおよびプロペラ軸の重量

図 1.2 は、プロペラ重量と軸受性能との関係を、また図 1.3 はプロペラ軸重量と軸受性能との関係を示したものであり、それぞれプロペラ軸径とスリーブ材質の相違を考慮してある。これらの図が示すように、軸受性能の良否は、プロペラやプロペラ軸の重量のみならず、プロペラ軸径にも無関係であることがわかる。参考として、図 1.3 における同一軸径に対する軸重量の相違は、スリーブの厚さおよび軸の長さの相違に起因するものであり、これらの要素もまた軸受性能に影響を及ぼさないことが想定される。

プロペラやプロペラ軸の重量は、船尾管軸受の見掛けの静的反力を直接影響を及ぼすが、これらの図が示すように、反力の大きさは軸受性能に直接的には無関係である。これは、軸受の急速摩耗に対処して、単に重量軽減をはかつても効果がなく、別に摩耗の因子が存在することを示唆している。また図 1.3 にみるよう、件数は少ないが、単なる軸の中空化も軸受の摩耗に対しては効果のないことがわかる。ともあれ、船の運航中に船尾管軸受に作用する反力は、静的荷重にも増して、プロペラのスラスト変動に基づく変動成分が大きく、かつその作用方向は複雑であるから、単に静的重量のみを対象として反力の軽減をはかつても効果はないと思われる。さらに、プロペラのスラスト変動に基づく軸受の反力の変動成分は大きく、かつこの外力は軸系の強制横振動外力に相当するが、これはすべての船の運航中に存在するものであることから、軸系の横振動もまた軸受の急速摩耗に関係がないと想定される。このほか、軸受のかなりの摩耗とともにその反力が減少することを考慮すれば、急速摩耗と荷重とは直接的に関係のないことが裏付けられる。

2.3 軸受の冷却水溝

図 1.1 に示した 1 件の特殊例を除いて、残るすべては、軸受下半周にリグナムバイタの木口材片を側面合わせて並べ、かつ適当な間隔で冷却水溝を設けた構造である。

まず、冷却水溝の断面形状については、各社まちまちの形状を採用している。ただし、総括的にみて図 1.4 に示した 5 種の形状のうちのどれかに属しているといえるが、その寸法関係は全く統一性がない。表 1.2 は、冷却水溝形状と軸受性能の関係を示したものであるが、もつとも多く採用されている C 型の形状についてみても、軸受性能はスリーブ材質の方の影響を受け、冷却水溝形状には関係のないことが認められる。

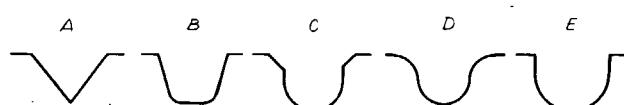


図 1.4 調査船に採用されている冷却水溝形状図

表 1.2 冷却水溝形状と軸受性能との関係
(溝形状の記号は図 1.4 に対応)

スリーブ材 溝形状	B C 系					A & B C 系				
	A	B	C	D	E	A	B	C	D	E
良	7		14	8	8			3	2	
普通		1	3	1				6		
悪			1				1	10	2	
極悪			2	1				10		
計	7	1	20	10	8	0	1	29	4	0

図 中 の 記 号	スリーブ材質 軸受性能	BC 系			Al BC 系
		BC1, BC2, BC3, (HB, C1)	BC2+0.5%Ni	◎	
良	○	○	○	□	□
普通	△	△	△	▽	▽
悪	▲	▲	▲	▼	▼
極悪	●	●	●	■	■

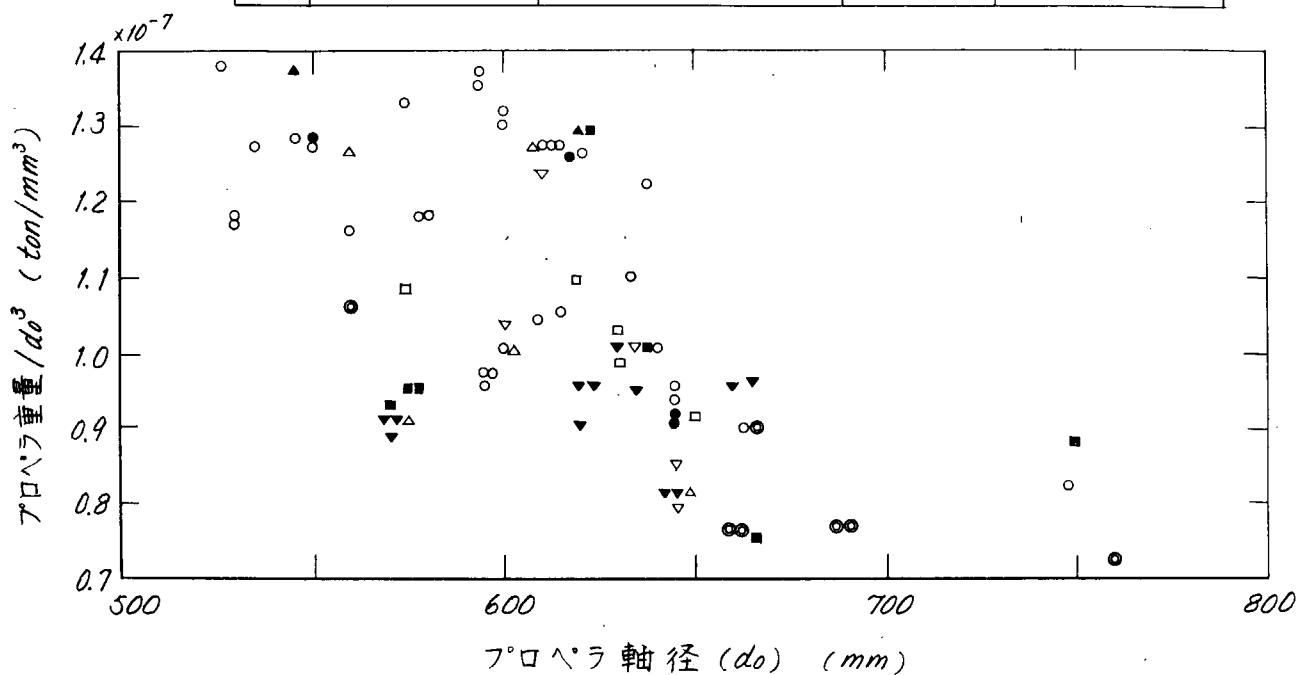


図 1.2 プロペラ重量と軸受性能との関係

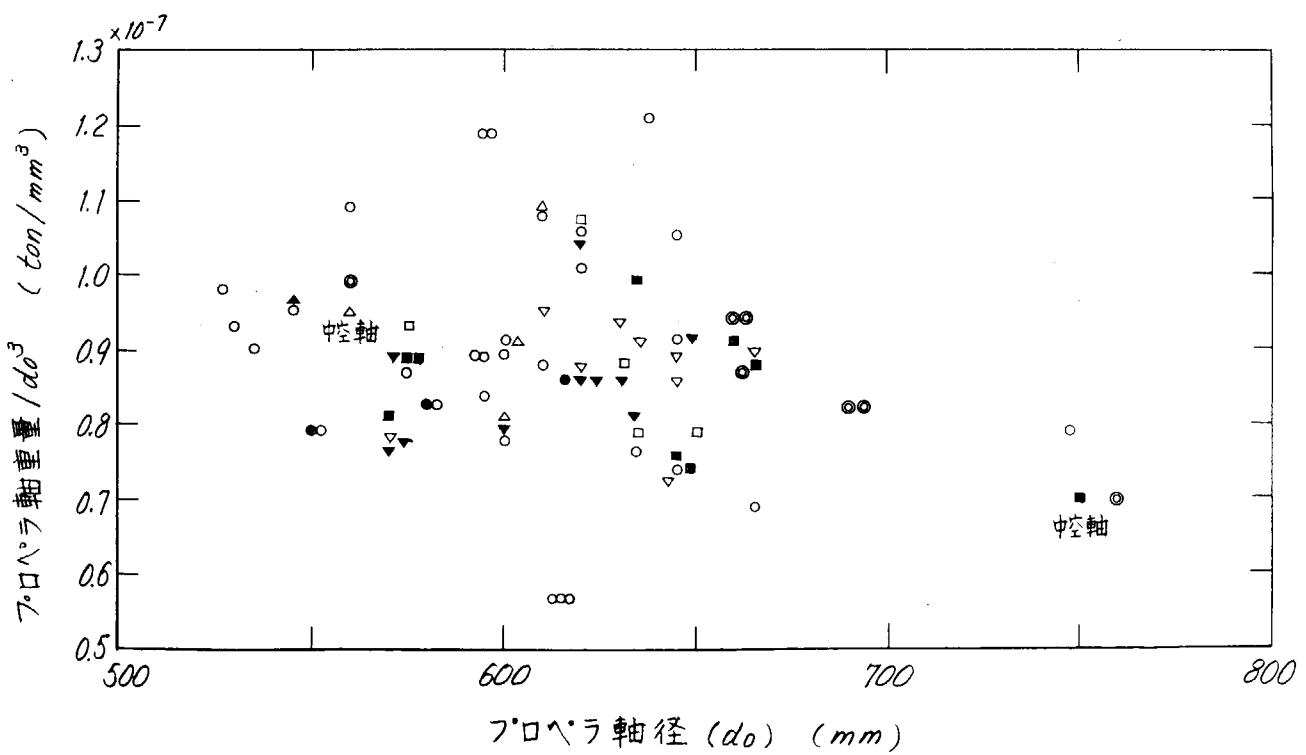


図 1.3 プロペラ軸重量と軸受性能との関係

図1.5は冷却水溝断面積と軸受性能との関係を調査したものである。なお、軸受性能は冷却水溝を持たない平滑軸受面の方が優れているであろうことから、特に軸受真下付近に溝を設けない設計のものを区別してある。ちなみに、溝は軸受片の合せ目に設けるのが普通であるが、溝を設けないものは、軸受真下に対称に周方向合せ目の4または5個の溝を設けないことにおいて、共通している。

図1.5の(a)は、この軸受真下付近の溝(4または5個)を設けないもの、(b)は、軸受片の合せ目のすべてに溝を設けた一般的なものについての調査結果である。さらにこれらの図で、(1)は冷却水溝1個の断面積を、(2)は、(1)に下半周の溝の個数を乗じて冷却水溝の下半周総断面積を示してある。

これらの図から、プロペラ軸径のいかんに対する1個の冷却水溝の断面積、周方向の個数ならびに下半周真下付近の溝の有無なども、軸受性能に関係のないことがわかる。

2.4 軸受の厚さと初期設計軸受間隙

調査対象船80隻のリグナムバイタ軸受材の下半周真下の厚さは、2.4ないし3.6mmの間で設計されているが、調査の結果、軸受厚さと軸受性能とは無関係であることが求められた。初期軸受設計間隙は、1.2ないし2.2mmの範囲であり、ほとんどのものが2.0mmに集中していることから、これも、軸受性能に関係がないとみなされる。

2.5 軸系アライメント(軸受の位置)

調査船80隻について、中間軸受を上下するようなスロープアライメントを施したものではなく、すべて直線設計である。ただし、船尾側リグナムバイタ軸受をスロープボーリングしたものが3隻あり、3隻とも軸受性能は[良]であつて、スリーブ材質は、BC2+0.5%Niが2件、ABC3が1件である。

スロープボーリングのための偏心量は1mm前後とされるのが一般であるが、図面上はともあれ、木材について、0.5mmを下回るオーダの精度を現場におけるボーリング工事に求めることは困難なこと、木材は膨潤すること、さらに、ほとんどの船について、数ヶ月も運航すれば、自からこの程度のズロープボーリングを行なうことを勘案すれば、船尾側リグナムバイタ軸受について、この程度の寸法のスロープボーリングを施しておくことは得策とは考えられない。この種の対策は、摩耗しない軸受、すなわち油潤滑式ホワイトメタル軸受などに、反力分布の目的から施行する場合に有効であろう。なお、BC2+0.5%Niスリーブ材を使用した場合のように、リグナムバイタ軸受がほとんど摩耗しない優れた軸受性能を示すものについては、初期建造段階にスロープボーリングを施しておくことは有効であるかもしれない。ただし、BC2+0.5%Niを使用したものは、スロープボーリングを施さなくても優れた軸受性能を示している。

図1.6は、軸受間隔と軸受性能との関係を示したものである。なお図中には ℓ_1 と ℓ_3 の調査結果を省略してあるが、 ℓ_1 は4d₀前後に、また ℓ_3 は1:2d₀前後に集中しており、また ℓ_3 は ℓ_2 と ℓ_4 と ℓ_6 の関係に含まれている。また図中、 ℓ_3 に相当するB軸受を持たない設計のものも区別してある。

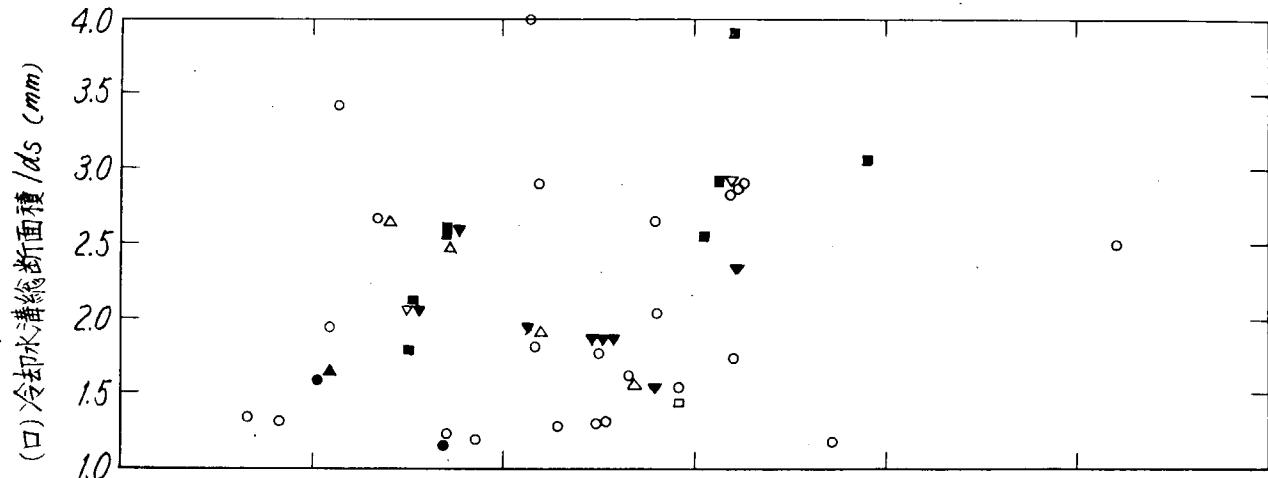
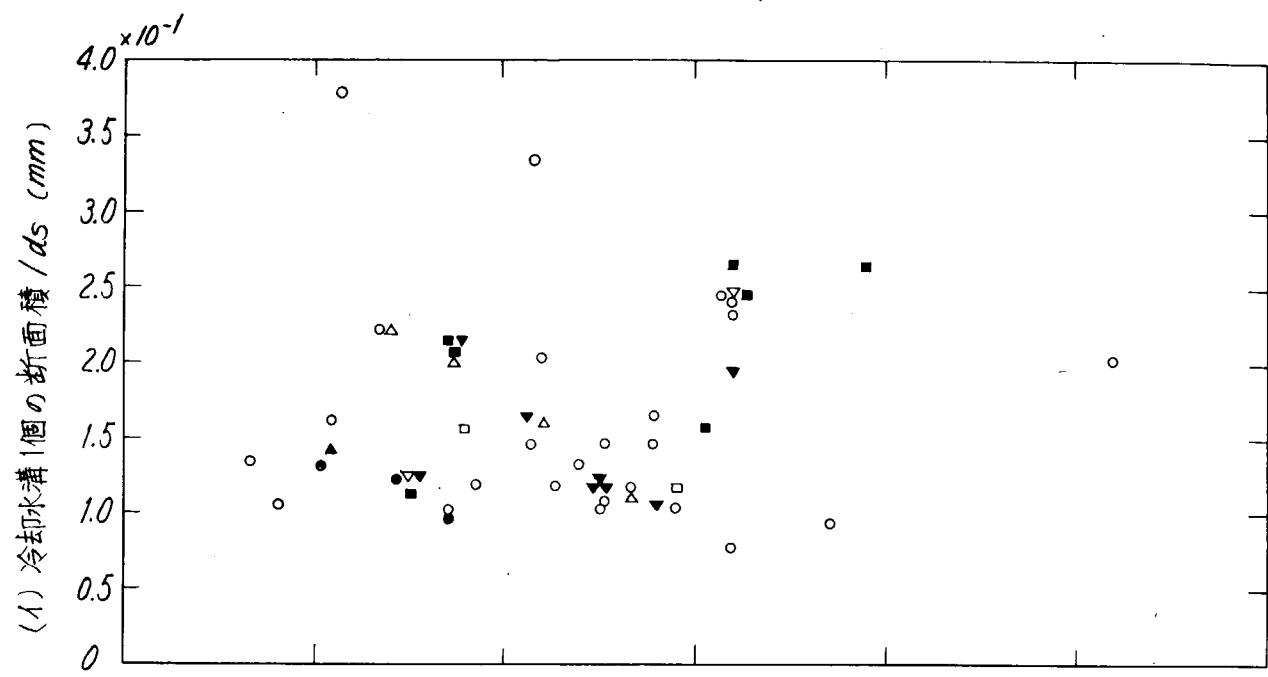
これらの図から、プロペラ軸径に対する軸受間隔のいかんは、軸受性能に何ら影響を持たないことが想定される。

2.6 軸スリーブ材の肌荒れ(軸系のアース装置)

プロペラ軸スリーブの電気化学的腐食によつて生じた肌荒れが、リグナムバイタ軸受の機械的摩耗を促進させると考えられるならば、軸系のアース装置の有無は軸受性能に関係があるかもしれない。そこで、アース装置の有無と軸受性能との関係を調査したものを表1.3に示したが、特に関係のないことが認められる。ちなみに、BC2+0.5%Niスリーブ材を使用した船のうちの3隻は、就航後、ある期間を経てからアース装置が設けられたが、その前後を通じて、軸受性能の変化は認められない。

表1.3 軸系アース装置とりグナムバイタ軸受性能との関係

スリーブ材 アース 装置	B C 系				A & B C 系			
	良	普通	不良	極不良	良	普通	不良	極不良
有	12			2			4	4
無	22	3	1	1	2	1	3	3



(b) 冷却水溝が周方向等間隔に設けられている場合

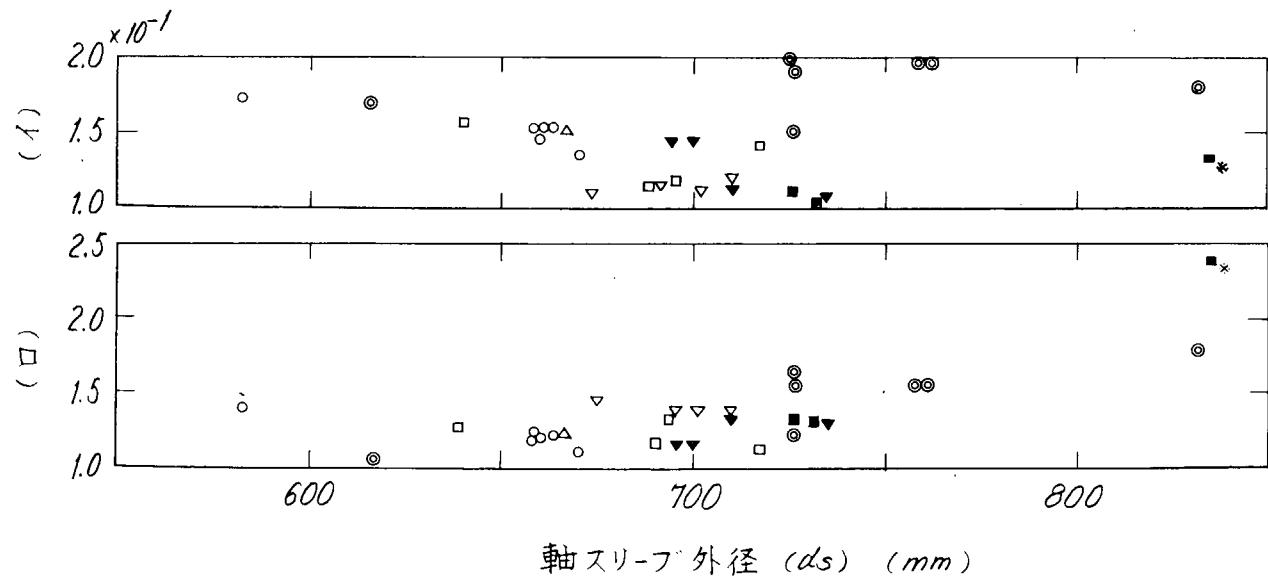


図 1.5 下半周軸受の冷却水溝の周方向断面積と軸受性能との関係

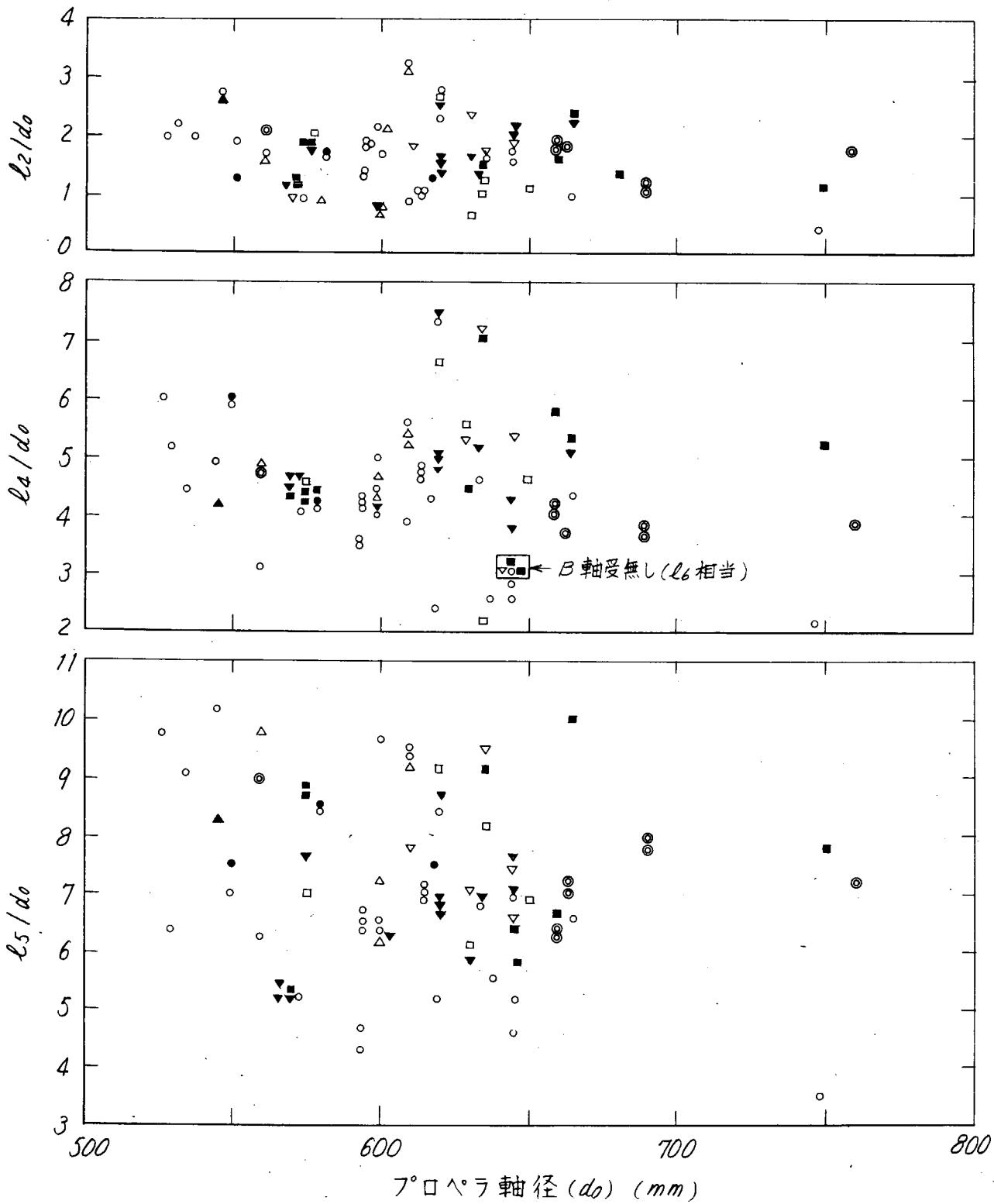
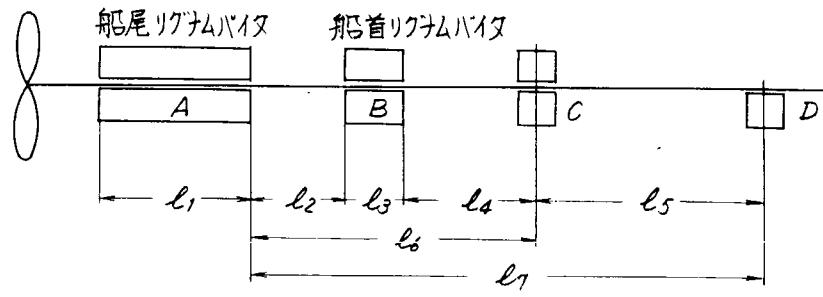


図 1.6 軸受間隔と軸受性能との関係 (その 1)

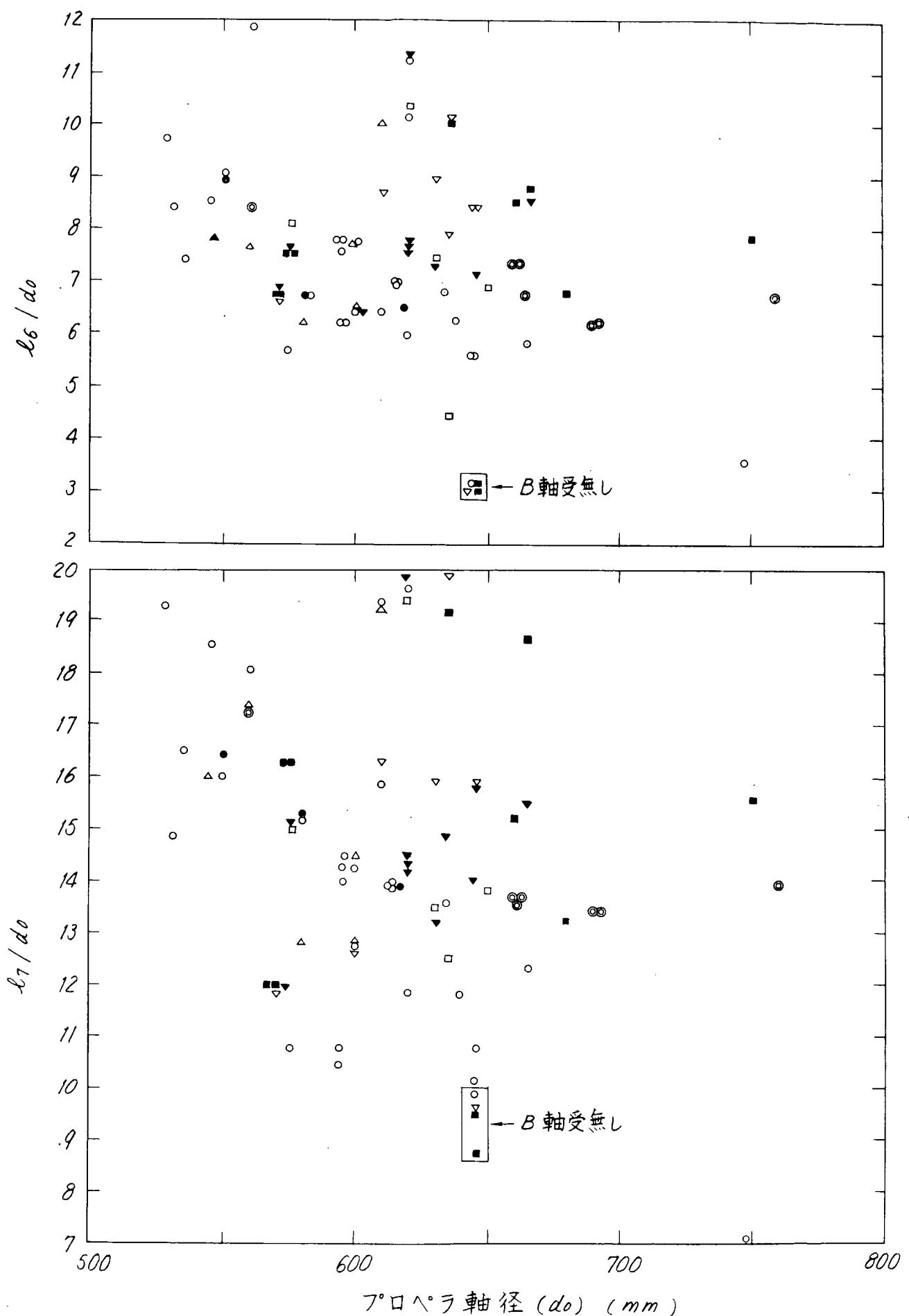


図 1.6 軸受間隔と軸受性能との関係(その 2)

軸スリーブ材の肌荒れの発生条件としては、この電気・化学的腐食のほかに、船尾管内海水のキャビテーションによる漬食ならびに泥砂などの異物侵入がある。これらの項目は、軸受摺動面の良好な摺動状態の維持に関連する重要な課題であり、第4章において検討する。

2.7 冷却送水配管

船尾管への送水は、主冷却海水ポンプ、海水サービスポンプ、雑用水ポンプなど種々のポンプからの支管を通じてなされるのが一般であり、調査船のうち専用ポンプを有するものは3隻に過ぎない。また配管は中間軸受冷却管と並列のもの、およびこれとは独立のものと2系統がある。

表1.4は、これら送水系統と軸受性能との関係をまとめたものであるが、送水口管径とか配管の直列並列の差など、ならびに件数は少ないが専用ポンプの有無も特に軸受性能に関係のないことがうかがえる。ただし、送水管系統のバルブの開閉の有無、実際の送水量、送水圧力などは明らかでないので、軸受性能との直接的関係は掴み難い。

表1.4 冷却送水系統と軸受性能との関係

軸受性能		B C 系スリーブ材				A & B C 系スリーブ材			
項目		良	普通	悪	極悪	良	普通	悪	極悪
送水口管径 (mm)	21~30	7							
	31~40	20	4	1	1	3	2	7	3
	41~50	6	1		1	1	3	5	5
	61~70	4					1	1	2
	71~80								1
併用ポンプから の送水	直接支管	21	1		1	3	6	8	7
	中間 軸受通	15	4	1	2	2		5	3
専用ポンプから送水 (m ³ /h × m)		1	1						1
		(20×40)	(20×40)						(20×30)

2.8 船の種類

設計的因素とは異なるが、軸受面への鉱石粉の侵入による急速摩耗の発生など、船の種類別の相違も考慮されるので、船の種類と軸受性能との関係を表1.5にまとめた。この結果、船の種類もまた軸受性能と特に関係のないことがみられる。

表1.5 船の種類と軸受性能との関係

軸受性能		B C 系スリーブ材				A & B C 系スリーブ材			
船の種類		良	普通	悪	極悪	良	普通	悪	極悪
油送船	30	3			1	5	3	9	7
鉱石運搬船	7	2	1		2		2	3	
撒積貨物船							1	1	3

第3章 調査結果についての考察

リグナムバイタ軸受の性能に影響を及ぼすと考えられる要素につき調査した結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 船の大きさ、船の種類、主機定格出力、軸定格回転数のいかんは軸受性能に関係がない。
- (2) プロペラ翼数のいかんは軸受性能に関係がない。(すなわち、軸受反力の変動のいかんは軸受性能に関係がない。)
- (3) プロペラおよびプロペラ軸の重量のいかんは軸受性能に関係がない。(すなわち、軸受反力の静的成分のいかんは軸受

性能に関係がない。)

- (4) 軸受の冷却水溝の断面形状、断面積、個数、下半周真下付近の溝の有無などは軸受性能に関係がない。
- (5) 軸受の厚さおよび初期設計軸受間隙は軸受性能に関係がない。
- (6) 軸系の各軸受の間隔およびスロープボーリングの施行の有無など軸系アライメントのいかんは軸受性能に関係がない。
- (7) 軸系アース装置の有無は軸受性能に関係がない。
- (8) 冷却送水管径および配管のいかんは、軸受性能に関係がない。ただし、送水量、送水圧力のいかんと軸受性能との関係については明らかでない。

以上を総合すると、リグナムバイタ軸受の性能は設計的要素にはほとんど無関係であるといえる。このことは、優れた軸受性能の維持が、軸受摺動面の条件いかんに大きく影響されることを示唆しており、残る課題は次の事項であると考察される。

- (1) 軸受摺動面の両材料（軸受材と軸スリーブ材）の適合性
- (2) 軸受摺動面の両材料の適合性が良い場合にあつても、個々の材料の材質の良否
- (3) 軸受摺動面の良好な潤滑条件の維持

(1)については、リグナムバイタ軸受材に対して、現在使用されている軸スリーブ材の中で、A & B C 系より B C 系の方が、また B C 系のうちでも、B C 2 % Ni を添加したものが特に適合性のよいことが実験および使用実績から求められた。軸受材と軸材との適合性に関するこの種の実験結果については第5編を参照されたい。

(2)については、軸スリーブ材の方は、最近遠心鋳造によつて製造され鑄巣などの鋳造欠陥が少なくなつたこと、またJIS規格に従い化学成分および機械的性質が確認されている限りにおいて、材質上の問題はほとんど存在しないと考えられる。一方リグナムバイタについては、自然木であり、材質の調査を行なわずに使用するのが一般であるが、少なくとも何らかの確認が必要である。とはいき、リグナムバイタの材質規格はないが、良質のリグナムバイタ材を使用して求めた機械的、物理的特性が第4編にとりまとめられているので、これを参考にすることができる。

(3)は、軸受の急速摩耗などを惹起する重要な課題であると考えられる。すなわち、軸受摺動面の良好な摺動条件が維持できなければ、(1)と(2)の項目が満足されても、耐摩耗性能に支障をきたすであろう。その対象として考えられる事項は次のとおりである。

- (a) 軸受摺動面への異物侵入あるいは粗面摺動
- (b) 境界潤滑領域内での運転による非潤滑摺動あるいは、摩擦係数の上昇と発熱によるリグナムバイタ樹脂の分解

船尾管内への泥砂の進入による機械的摩耗の促進あるいは、極低回転の繰返しによる境界潤滑領域での摺動摩耗などが問題となるのは、実船については、港湾内とか河川航行中であろう。すなわち、港湾、河川航行中にあつては、泥砂などの侵入の防止に加えて、清浄かつ十分な潤滑兼冷却用水の供給のために、少なくともフィルタを通した清浄な海水の強制送水が必要であろう。さらに、リグナムバイタの優れた軸受性能を維持する要素とみなされる含有樹脂は、約65°Cで分解することから、これを越える摺動熱の発生を防止するためにも、特に港湾内航行中など低回転時には、十分な冷却水の送水が望まれる。この観点において、建造当初の軸受部のならし運転もまた重要であり、十分な注意を払う必要があろう。

このほか、軸受摺動面の粗面摺動摩耗の発生条件としては、軸スリーブ材の電気・化学的腐食、あるいは、船尾管内海水のキャビテーションに起因する軸スリーブ材の潰食などによる肌荒れが考えられる。B C 系スリーブ材とリグナムバイタ木口面の硬度 (H B) を比較すると、前者は80前後、後者は13前後であり、もしスリーブ材に肌荒れが生じると、ヤスリ面との摺動が考えられ、機械的摩耗が促進されると思われる。ただし、この硬度の比較は、圧縮に対するものであり、すべりに対しては、この種の硬度の比較でリグナムバイタの方が軟かいとは定め難い。というのは、実船にあつては、リグナムバイタと摺動するスリーブ材表面は滑らかな光沢面を呈しているものが多く、スリーブ材表面の方がならされている傾向にあるからである。いずれにしても、摺動面における軸受材とスリーブ材とのマクロ的観点における調査は今後に残された課題である。ちなみに、リグナムバイタ軸受の表面、あるいは軸スリーブ材表面に円周方向に発生する条痕なども、すべり摩

擦に対する各材料の硬さのばらつきなどに起因すると想定され、特にスリーブ材の組織的偏析などが影響しているのではないかと想像される。

以上を総合すればリグナムバイタ船尾管軸受の設計条件として、次の事項を満足すれば、極めて高い信頼性を示すものと想定される。

- (1) プロペラ軸スリーブ材として BC 2 + 0.5% Ni を採用する。
- (2) 汚海域航行中は、少なくともフィルタを通した清浄な海水の強制送水を行なう。
- (3) 低速回転使用中は、多量の潤滑兼冷却用海水の送水を行なう。

このほか、軸受下半周真下付近の冷却水溝を設けないで、良好な軸受性能の維持と、空気吸込み防止をはかることによつて、さらに専用送水ポンプを設置することなどによつて、より高い信頼性が得られるものと思われる。

リグナムバイタ軸受の異常摩耗については、入渠して軸受船尾間隙を計測するまでわからないのが普通である。この軸受の異常摩耗そのものは、船の運航に直接的に何ら害を及ぼさず、この軸受より船首側の軸系の曲げモーメントの増大による軸の損傷を惹起することに重要性がある。このため規則では、軸受の許容間隙を定めている。この軸系の曲げモーメントの増大によつて、実際に生じる損傷は、プロペラ軸スリーブ船首端下の軸身に円周方向に発生するき裂である。ここは、スリーブ端であることに起因する応力集中と、一般に海水でかなり腐食されていることに起因する疲労強度の低下により、もつともき裂が生じ易い。しかし、 $200 \phi \text{ mm}$ を越えるような径の軸では、約 10 kg/mm^2 を上回る曲げ応力が作用しないと、き裂を生じることがあつても、折損するには至らない。

図 1.7 は、プロペラ軸スリーブ船首端付近の軸の曲げ応力がリグナムバイタ軸受の摩耗によつて、どのように変化するかを概略的に検討したものであるが、これは傾向を示すものであつて、実際には、各船の軸系諸寸法の相違によつて、数値が異なつてくる。

この図が示すように、小径軸ほど軸受の摩耗による曲げ応力の増加量は大きいこと、一方小径軸ほど腐食曲げ疲労強度が低いこと、加えて、小径軸の小型船ほどスリーブ船首端下の軸身の腐食が著しい実情から、小径軸ほど円周方向のき裂を生じ易く、また実績もこれを示している。すなわち、リグナムバイタ軸受の異常摩耗が及ぼす影響は、大型船ほど有利であり、たとえば、かつて 15ないし 30 mm の異常摩耗を生じた 28,000 GT を越える大型船約 10 隻について、この種のき裂の発生のために軸換装を余儀なくされた船はない。ともあれ、リグナムバイタ軸受の異常摩耗に起因する損傷の回避は、スリーブ船首端の応力集中の生じない加工、海水腐食軸身の手入れにかかっているが、今後は初期設計段階において、この種の対策を講じることが必要であろう。

付言として、この海水潤滑船尾管軸受方式の軸系については、船尾管船首端のパッキン材との摺動による軸スリーブ材の摩耗および同パッキンググランドとの電気化学的反応によると考えられる軸スリーブ材の腐食の問題が残されている。しかし、第 6 編に示されているように、耐パッキン摩耗性能からみても、スリーブ材は A & B C 系より B C 系の方が、また B C 系のうちでも BC 2 + 0.5% Ni が優れていることが実験から求められ、ちなみに、BC 2 + 0.5% Ni スリーブ材に対して、白色グリース含浸ラミー糸編パッキン材が極めて優れた適合性を示すことも求められている。

将来は、このグランドパッキン式封水機構に代つて、メカニカルシール方式が登場すると考えられ、日本国内においても、その開発が進められているが、その主目的は、プロペラ軸スリーブ材の摩耗とスリーブ船首端下の軸身の腐食の防止を同時に解決して、信頼性向上をはかることがある。

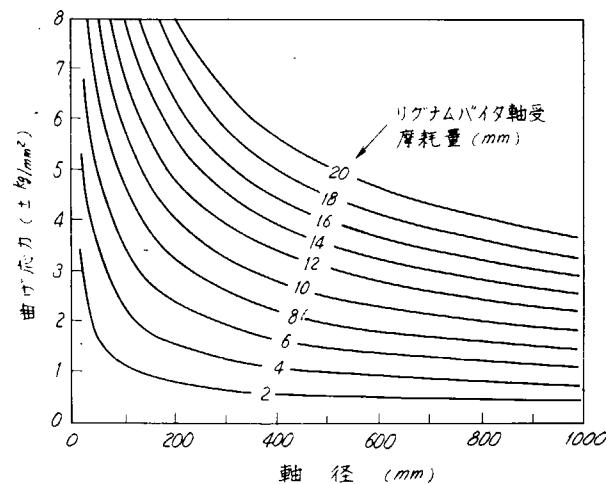


図 1.7 リグナムバイタ船尾管軸受(船尾側)の摩耗によるプロペラ軸(スリーブ船首端付近)の曲げ応力の変化の様相

第2編 リグナムバイタ船尾管軸受材の摩耗分布曲線の実態調査

第1章 調査の目的

リグナムバイタ船尾管軸受は、その構造が簡単でかつ保守が容易であることから、従来ほとんど全ての船に使用されてきたが、原因不明の異常急速摩耗が散発するという欠点を有するので、その原因追求のため現在広範囲にわたつて調査研究が実施されている。普通リグナムバイタ軸受材の摩耗量については、船尾管後部軸受の後端部における軸受間隙を計測して求めているため、局部的な概略値しか得られていないので、軸と軸受との当り長さ、および軸受内軸方向の荷重分布状態などを知るには、不十分であつた。そこで、今回船がリグナムバイタ軸受材を換装する機会を利用してリグナムバイタの厚さを計測することにより軸受材の摩耗分布曲線の実態を調査した。

第2章 調査の結果

1.1 造船所から16件のアンケート回答を得たがその内訳を表2.1に示す。

表 2.1

アンケート回答内訳		
軸受摩耗分布曲線が得られたもの	リグナムバイタの厚さを計測したもの	9隻
	軸受内径を計測したもの	3隻
軸受摩耗分布曲線が得られなかつたもの		4隻
合 計		16隻

軸受摩耗分布曲線が得られたもの12隻の内訳を表2.2に示す。

表 2.2

軸受摩耗分布曲線が得られたものの内訳						
船種		主機		主機位置		スリープ材料
油送船	3隻					
撤積船	2隻	ディーゼル	11隻	船尾	8隻	A+B+C 3隻
連絡船	2隻	タービン	1隻	中央	4隻	B C 9隻
貨物船	2隻					
L.P.G.運搬船	1隻					
木材兼撤積船	1隻					
鉱石運搬船	1隻					

実態調査の結果を表2.3に示す。

軸受材摩耗分布曲線の様相は次のとおりである。

M.1, 5, 9, 10および11は船首から船尾に向つて傾斜した滑らかな曲線になつてゐる。これは概念的に予想される軸のたわみ曲線に沿つた一般的なものと思われる。ただし軸受機の摩耗速度については、2.2 mm/年(M.5)から24.0 mm/0.6年(M.11)まで大きな差がある。

M.2, 7および8の軸受は水平状に摩耗しており、摩耗速度は約0.5, 0.6および0.2 mm/年で、スリープ表面に光沢面が多いことから軸と軸受との当りが良いことが判る。この3隻のスリープ材質B Cである。ただしM.7では軸受にスロープ

ボーリングを施行している。

M.4 および 6 では軸受の後部の摩耗が多く、軸受荷重分布がかたよつていると思われる。

M.1.2 の摩耗曲線は中だるみで特異な様相を示している。

摩耗分布曲線の中には左右舷の摩耗曲線 (M.1, 4, 6, 8 および 11) も示してある。これらの曲線を見ると、左右舷のリグナムバイタは下部に比較して $\frac{1}{2} \sim \frac{1}{3}$ 位摩耗している。ただし M.1 の様に膨潤しているものもある。

第 3 章 調査結果についての考察

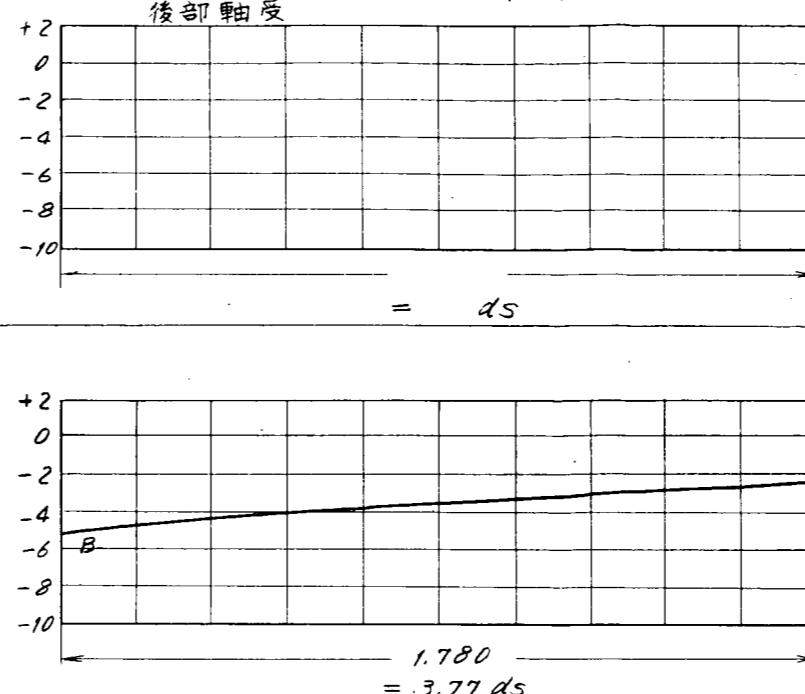
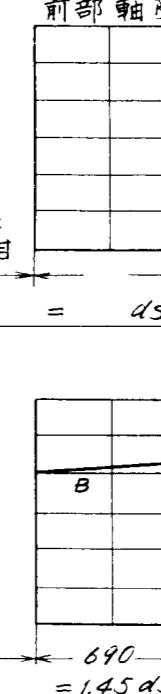
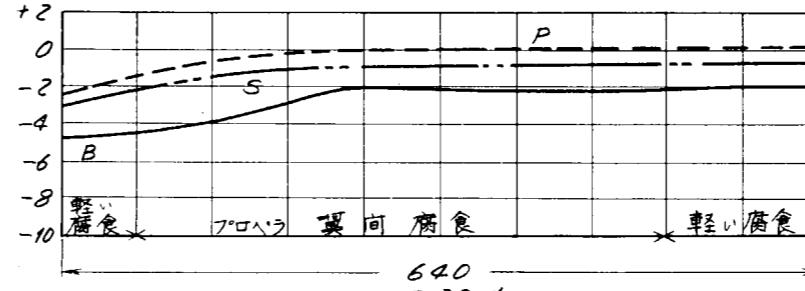
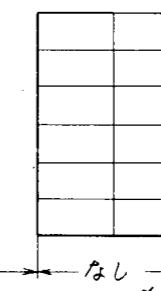
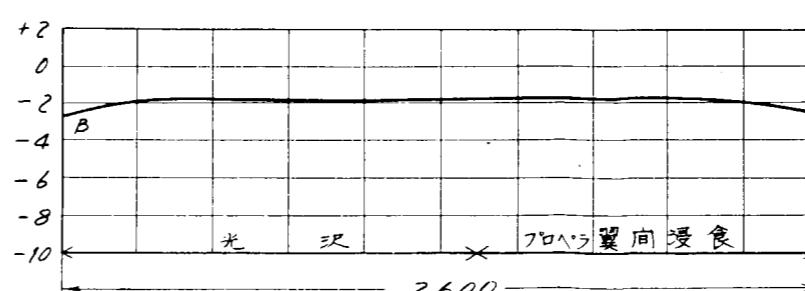
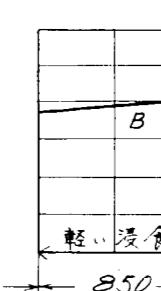
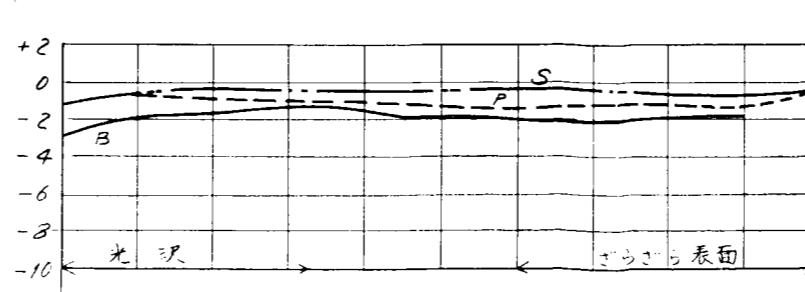
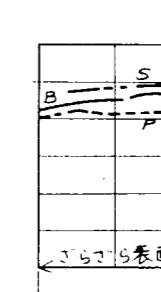
この種の調査は、船がリグナムバイタを換装する機会を利用して、リグナムバイタに必要なマークをつけて、損傷しないように十分注意して取り外し、すぐに厚さを計測する必要があるので、かなりの手間がかかる。その上、対象が修繕船であることから、作業工程上、時間的に厳しい制約を受けることが多いので、この調査はかなり行ないにくいものであつた。

一般に軸受の新しい初期においては、軸受面が軸のたわみ曲線に沿わないため、片当たりを生じ、軸受が曲部的な集中荷重を受けるから、軸受材の種類によつては焼損することがある。

リグナムバイタ軸受の場合は軸受荷重の大きいところから、徐々に摩耗してゆき、比較的短期間に軸が軸受全長にわたつて接触するようと考えられる。又船の就航中にプロペラ軸が軸から浮き上つて、軸受上部に接触することなく、軸受下部に対しては、円周方向にかなりの幅をもつて軸が接触していることが判る。このことは軸受摩耗曲線をみれば明らかである。

このように軸受が摩耗して全長にわたつて軸と接触すれば、軸受が局部的な集中荷重を受けることはなくなると思われる。なお、M.9, 10 および 11 の 3 隻について、初期（設計）状態と軸受摩耗後の理論解析を行ない、軸受内の荷重分布および軸のたわみ曲線を求めたものが、第 3 編の船尾管軸受の設計条件を充明するための理論解析に記してある。

NO.	船体	主機械	プロペラ軸	プロペラ	軸受枠	主航路	軸受枠摩耗分布曲線			備考
	建造年月 (昭和)	種類	軸径 d_0 mm	形式	冷却水溝形状		後部軸受	前部軸受		
1	40. 10	D	645	一体		ペルシヤ湾 ～日本 0.4			スリーブ摩耗量: 軸受部が約0.1mm 軸受中央部に溝食 ○	
	43,500GT	18,000	710	5						
	油	114	1.8	6,650	34 x 33 x 35					
	A	ALBC	0.91	無						
2	33. 2	D	270	一体		コロンボ 8.10			スリーブ摩耗量: 光沢部で約0.9mm 軸受全般に良好 ○	
	3,293GT	3,000	305	4						
	撤積	225	17.5	2.970	8 x 6 x 24					
	M	KBC1	1.32	無						
3	39. 10	D	380	組立 (可変ピッチ)		函館 ～青森 2.1			スリーブ摩耗量: 光沢部で約10.5mm 軸の横振動がある X	
	8,300GT	6,000	420	4						
	連絡船 (2軸船)	217.5	1.6	3,300	9 x 8 x 25					
	M	BC3	2.05	無						
4	39. 7	D	380	組立 (可変ピッチ)	同上	函館 ～青森 1.1			スリーブ摩耗量: 軸受部平均約0.4 ～0.5mm 軸受:張出軸受の 当りは強くはく離 および剥落がある。 X	
	8,300GT	6,000	420	4						
	連絡船 (2軸船)	217.5	1.6	3,250	9 x 8 x 25					
	M	BC3	1.15	無						

NO.	船体	主機械	プロペラ軸	プロペラ	軸受枝	主航路	軸受枝摩耗分布曲線		備考
	建造年月 (昭和)	種類	軸径 d_0 mm	形式	冷却水溝形状		後部軸受	前部軸受	
	トン数	PS	スリーブ外径 ds mm	翼数	下半周の 比数×溝付数×初期厚さ				
	種類	rpm	軸受スキマ mm	直径 mm	軸受枝 使用年月				
	位置	スリーブ 枝料	重量 10^3 ton d_0^3 mm ³	スリーブ 枝料	下半周の 比数×溝付数×初期厚さ 軸受真下付近の 溝の有無				
5	37.11	D	425	一体		フィリピン タイ ～日本			スリーブ摩耗量 後部軸受中央部 で約 0.7 mm 前部軸受部で約 0.3 mm
5	6,570 GT	6,000	472	4					
	貨	123	1.6	4,800	9 × 8 × 26				
	A	AlBC2	1.19	無	2.3				
6	38.12	D	163	一体		埠 ～京浜			スリーブ摩耗量 軸受中央部で約 2.3 mm
6	625.7 GT	650	193	4					
	LPG	360	1.2	1,780	5 × 4 × 15				
	A	BC3	1.34	無	2.11				
7	35.1	T	626	一体		ペルシャ湾			スリーブ摩耗量 後部軸受後部で 約 2.4 mm 前部軸受部で約 0.3 mm 後部軸受にスロープ・ ボーリング施行
7	25,764 GT	18,000	686	5					
	油	105	2	6,800	1.3 × 12 × 32	3.0			
	A	BRONZE	1.23	無					
8	33.6	D	540	一体		ニューヨーク ～日本			スリーブ摩耗量 後部軸受で約 2.2 mm. 前部軸受で 約 0.4 mm
8	13,300 DWT	11,500	596	4					
	貨	118	2	5,600	11 × 8 × 30	8.11			
	M	KBC1	1.01	無					

NO.	船体	主機械	プロペラ軸	プロペラ	軸受栓	主航路	軸受栓摩耗分布曲線		備考
	種類	軸径 do mm	形式	冷却水溝形状	軸受栓 翼数		後部軸受	前部軸受	
9	建造年月 (昭和)	PS	スリーブ外径 ds mm			軸受栓 使用年月			スリーブ表面の様相
	トン数	rpm	軸受スキマ mm	直径 mm	片数×溝枚数×初期厚さ				
	種類	位置	スリーブ 栓料	重量 $10^7 ton$	軸受真下付近の 溝の有無				
				do^3 mm^3					
39.8	D	368	組立	溝無し		バンクーハ"			スリーブ摩耗量 約 0.9 mm
8,200 GT	5,500	416	4						
木枝兼撤荷	165	1.8	4,250	-x-x 24	3.1				
	A	KBC 1	2.16						
41.11	D	575	一体			三国商 最終 アフリカ ～日本			スリーブ摩耗量 後部軸受後部 約 0.9 mm 前部軸受部 約 0.5 mm
33,545.8 GT	15,000	635	5						
撤 積	122	2.0	6,000	13 × 12 × 28.5	0.10				
	A	ALBC 2	0.935	無					
37.5	D	550	一体			サンニコラス ～日本			
47,000 DWT	13,500	602	5						
鉱 石	119	2.2	6,050	13 × 12 × 30	0.6				
	A	BC 3	1.28	無					
36.8	D	655	一体			ペルシヤ湾			
39,949 GT	22,000	723	5						
油	115	2.2	7,000	17 × 16 × 30	4.0				
	A	BRONZE	1.11	無					

[注]・主機械種類

D: ディーゼル, T: タービン

・主機械位置

A: 船尾機関, M: 中央機関

・備考欄 ○: リグナムバイト厚さ計測, ×: リグナムバイト新装時と換装時の内径計測値の差より求めた。

・2軸船については摩耗量の多い方の軸受を示した。

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

船尾管部軸系の設計条件を理論的に究明するため、さきに基盤理論式を設定し、これを電算化した。この計算方法は、軸系およびプロペラの自重のほかに、外力、軸受の支持剛性、軸受据付位置など、アライメントに関係のある各種の条件を考慮することができるものである。42年度にはこの計算方法によつて、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結果を検討して、船尾管軸受内の荷重分布の推定と、設計条件の改善指針を求めることができた。

しかし、この計算にはいくつかの仮定条件が含まれているので、なんらかの方法により実船の実態と比較検討することが必要である。船尾管軸受にリグナムバイタを使用する船では、リグナムバイタの摩耗によつて軸と軸受面は自然になじみがつくと思われる所以、リグナムバイタを換装する時に記録された船尾管軸受の摩耗曲線と、計算による軸のたわみ曲線を比較検討して、実船の船尾管軸受の荷重分布を調査した。

第2章 解析の結果

2.1 調査方法

軸のたわみ曲線、および軸受荷重の計算は、つきの手法により求めた。なお、計算式の詳細は42年度報告書を参照願いたい。

まず船尾管軸受を適当に分割し、各分割片の中央に非線形バネ支持点を考える。これらの点におけるリグナムバイタの摩耗記録と、新造時の軸受据付設計条件とから、計算に使用する各支点の初期位置を定める。リグナムバイタは摩耗しても軸受の内径は同じで、支点の位置だけが変化するものとする。

リグナムバイタのヤング率は、第4編に試験片による実測結果が示されているが、実際の軸受材としての形状効果、ならびに変形に対する拘束条件などに検討を要する点があるため、前回の計算と同じく $5.4 \times 10^4 \text{ Kg/cm}^2$ を見掛けのヤング率の値とした。

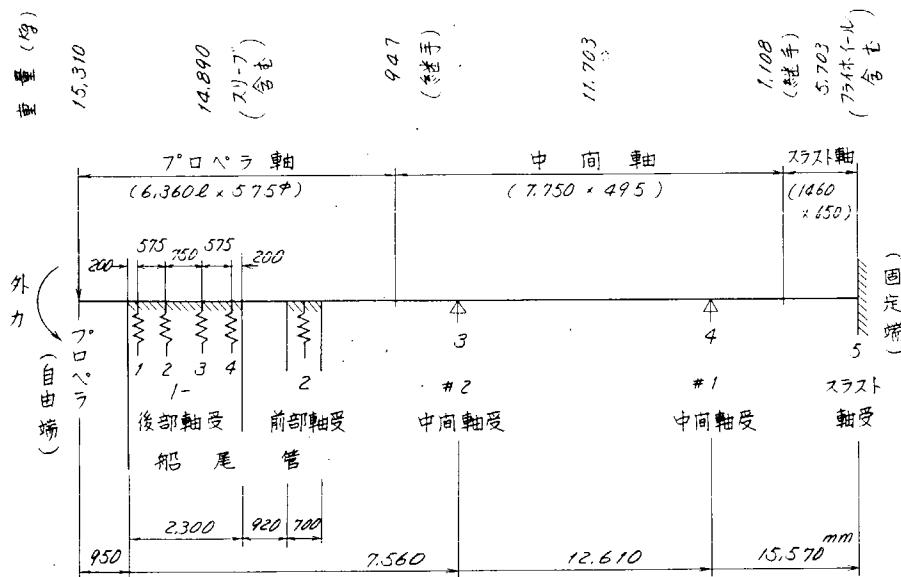
プロペラによる外力は、垂直面内のモーメントとして作用するものと考え、その大きさはプロペラの自重と、プロペラの重心から船尾管軸受後端までの距離によつて構成される曲げモーメント（プロペラ自重モーメント）の整数倍として、系統的に変化させた場合について計算した。

端末条件は、プロペラの位置で自由端、スラスト軸受の中央で固定端とし、また中間軸受は中央で単純支持として扱つた。

2.2 調査対象船および計算結果

調査対象として3種類、計5隻を選定した。その軸系配置を図3.1～図3.3に示す。いずれも第2編の調査結果と関係があり、P3丸は第2編の調査船N10、N丸はN11、M丸はN9に対応するものである。P丸は同型船が3隻あり、P1丸およびP2丸は別途に調査していたもので、リグナムバイタの使用期間はそれぞれ12ヶ月および13ヶ月であり、ほかの条件はすべてP3丸と同じである。

計算結果は、軸受反力分布を表3.1～表3.3に、軸受摩耗曲線と軸のたわみ曲線の関係を図3.4～3.6に示す。軸受反力は下半部で支持する場合を正とし、数値の記載していない場合は軸受スキマの中で軸が浮いた状態、反力が負の場合は上半部の軸受材で支持している状態を示す。またN丸の船尾管前部軸受のリグナムバイタ摩耗記録が不明のため、この軸受は支点としては無効として扱つた。

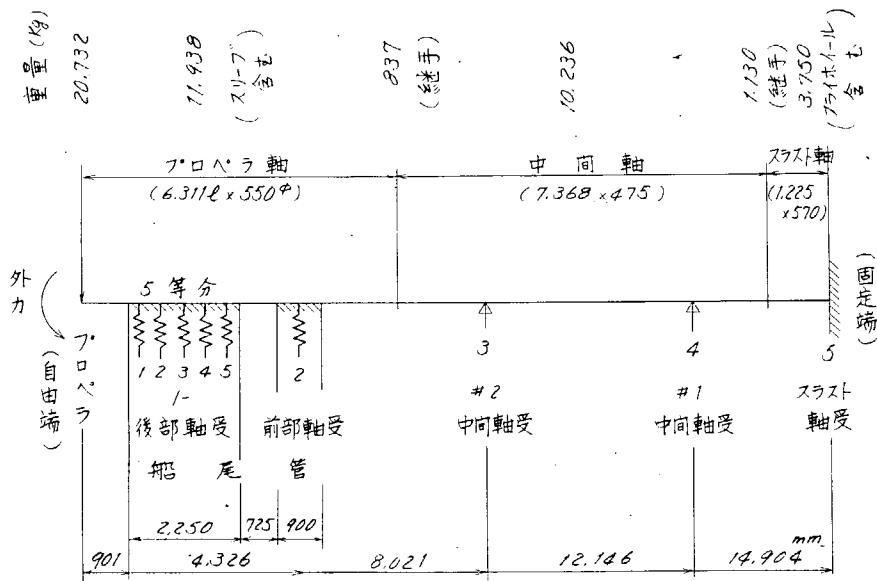


リグナムハイタ 使用期間

P1 丸 P2 丸 P3 丸
12ヶ月 13ヶ月 10ヶ月

船体 ばら積貨物船 51,200 DWT
主要目的機関 ディーゼル 15,000 PS / 122 RPM
プロペラ 5翼一体式 6,000 mmΦ

図3.1 F丸軸系配置図

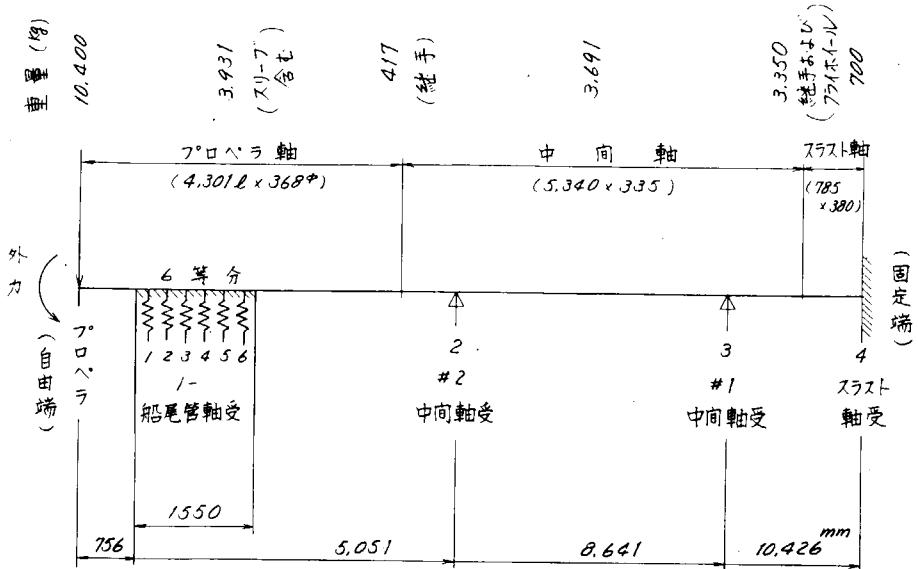


リグナムハイタ 使用期間

6ヶ月

船体 鉱石運搬船 47,000 DWT
主要目的機関 ディーゼル 13,500 PS / 119 RPM
プロペラ 5翼一体式 6,050 mmΦ

図3.2 N丸軸系配置図



リゲナムバイタ 使用期間
3年1ヶ月

船体 木造兼はら積貨物船 820 GT
主要機関 ディーゼル 5,500 PS / 165 rpm
プロペラ 4翼組立式 4,250 mm^φ

図3.3 M丸軸系配置図

表3.1 P丸軸受反力分布

反力単位 (ton)

ケース		支点番号 プロペラ軸受	船尾管					中間		スラスト		
			後部				前部	#2	#1			
		外力 (ton-m)	1-1	1-2	1-3	1-4	合計	2	3	4	5	
新造時	P1 丸	0	0	28.0	—	—	—	28.0	—	8.9	7.3	5.4
		1	15	30.8	—	—	—	30.8	—	5.2	8.9	4.8
		2	30	33.6	—	—	—	33.6	—	1.6	10.4	4.1
		3	45	35.9	—	—	—	35.9	—	—	8.1	5.7
		4	60	38.6	—	—	—	38.6	—	-3.4	9.2	5.2
リグナムバイタ換装時	P1 丸	0	0	—	—	7.4	30.8	38.2	—	—	4.0	7.5
		1	15	—	—	30.1	8.4	38.5	—	-2.1	3.6	7.8
		2	30	—	—	40.9	—	40.9	—	-3.1	4.5	7.4
		3	45	—	13.0	29.1	—	42.1	—	-4.6	5.0	7.1
		4	60	—	32.2	10.0	—	42.3	—	-4.8	5.1	7.1
P2 丸	丸	0	0	—	—	—	33.3	33.3	—	10.5	—	5.8
		1	15	—	9.0	—	25.2	34.1	—	9.6	—	5.9
		2	30	—	20.9	—	13.1	34.0	—	9.8	—	5.9
		3	45	—	32.7	—	1.1	33.8	—	10.0	—	5.9
		4	60	—	36.5	—	—	36.5	—	6.7	—	6.4
P3 丸	丸	0	0	—	15.3	—	12.6	27.9	6.7	5.7	1.1	8.3
		1	15	—	26.9	—	1.3	28.1	6.2	6.0	1.0	8.3
		2	30	12.7	18.1	—	—	30.8	3.0	6.6	0.9	8.3
		3	45	31.9	0.8	—	—	32.7	0.7	7.1	0.8	8.4
		4	60	35.7	—	—	—	35.7	—	4.0	2.2	7.8

表3.2 N丸軸受反力分布

反力単位(ton)

ケース	支点番号 プロペラ番号 外力 (ton-m)	船 尾 管						中間		スラスト		
		後 部					前部	#2	#1			
新造時	0	32.2	—	—	—	—	32.2	—	6.5	5.7	4.2	
リグナム換バ イ装タ 時	0	0	—	—	—	—	37.1	37.1	—	10.5	—	1.1
リグナム換バ イ装タ 時	1	19	—	—	—	5.3	35.6	40.9	—	5.9	—	1.8
	2	38	—	—	—	37.6	4.4	42.0	—	4.6	—	2.0
	3	57	—	—	—	45.6	—	45.6	—	0.2	—	2.8
	4	76	11.5	—	—	34.7	—	46.1	—	—	—	2.5

表3.3 M丸軸受反力分布

反力単位(ton)

ケース	支点番号 プロペラ番号 外力 (ton-m)	船 尾 管						中間		スラスト		
		1-1	1-2	1-3	1-4	1-5	1-6	合計	#2			
新造時	0	15.4	—	—	—	—	—	15.4	0.7	4.1	2.4	
リグナム換バ イ装タ 時	0	0	—	—	—	—	17.9	—	17.9	0.8	—	3.7
	1	8	—	—	—	7.3	12.6	—	19.8	—0.3	—	3.6
	2	16	—	—	0.4	21.0	—	—	21.5	—2.8	—	3.8
	3	24	9.1	0.0	0.5	12.1	—	—	21.8	—3.2	—	3.9
	4	32	20.0	—	—	1.7	—	—	21.7	—3.1	—	3.9

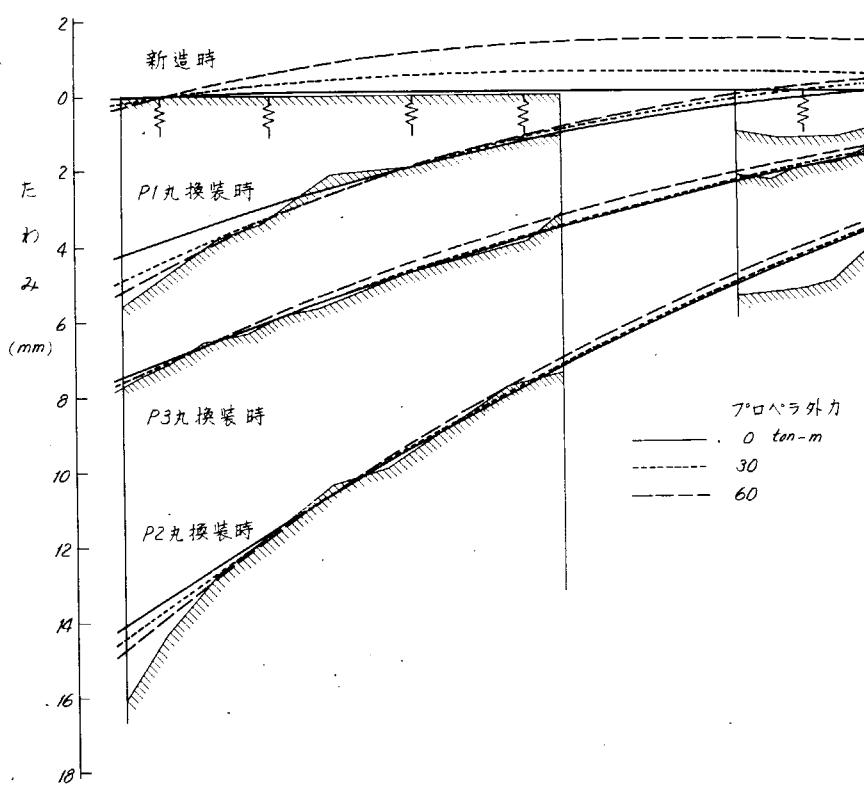


図3.4 P丸船尾管内の軸たわみ曲線

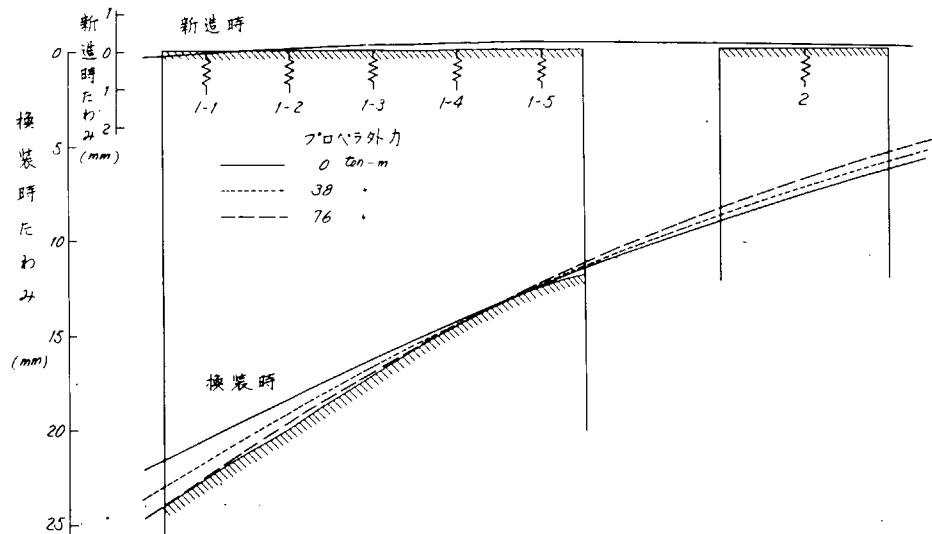


図 3.5 N 丸船尾管内の軸たわみ曲線

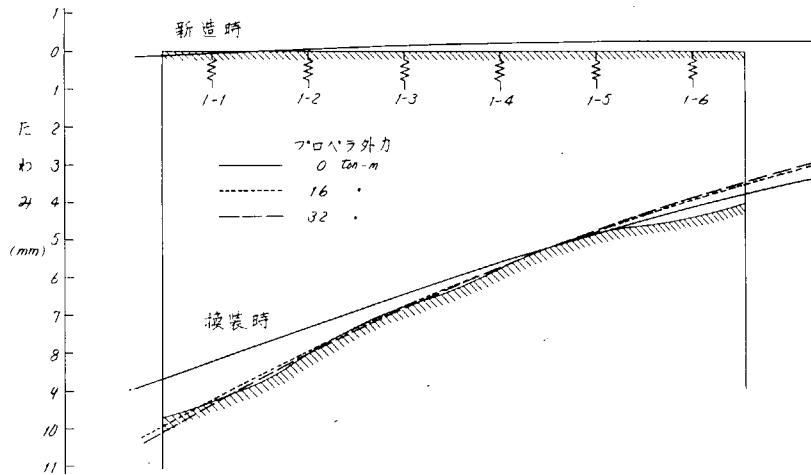


図 3.6 M 丸船尾管内の軸たわみ曲線

第3章 解析結果についての考察

計算結果を検討するとつぎのことが推測される。

(1) プロペラによる外力は大巾に変動している

調査船5隻に共通していえることは、リグナムバイタ換装の時期には、軸系の自重のみを考慮する場合、軸のたわみ曲線は船尾管軸受の中央より前側で支持され、軸受後端では軸が浮上がっていることから、大きな下向きのモーメントが作用していたと考えられることである。一方 P 1丸、P 2丸では船尾管軸受も摩耗しているが、自重のみが作用する場合、軸が浮いているので、上向きのモーメントも作用していたといえる。たわみ曲線から推定すると、この外力変動は非常に大きくて、下向きにはプロペラ自重モーメントの2~4倍以上になるばかりでなく、ときに上向にもなるほど大巾に変化していると考えられる。

(2) プロペラ外力変動の影響は船により差がある

以上のように、リグナムバイタの摩耗曲線はプロペラ外力の変動の影響を示しているが、たとえば船尾管軸受後端があ

たるための下向き外力の大きさは船によつてかなり差があることがわかる。したがつて、プロペラ外力の大きな変動は、船体、主機の種類や、軸系プロペラの設計条件はあまり関係がなく、むしろP丸の同型船3隻の差から考えれば、航路および海象条件などによる荒天時のレーシングの程度の差が影響していると思われる。

(3) リグナムバイタが摩耗しても船尾管軸受の荷重分布は良くならない

これまで一般にリグナムバイタが摩耗すると軸受と軸のなじみがつくばかりでなく、軸受全体の反力も低減されるといわれていたが、今回の計算結果では船尾管後部軸受全体の反力、ならびにこの軸受内で局部的に高い反力を示した部分の計算値は、いずれも新造時とあまり変わぬ高い値を示している。これは、従来の計算では、船尾管軸受の代表支点の位置が軸受の摩耗に関係なく一定であると仮定していたのに対して、実際の軸受では摩耗によつて代表支点の位置が前の方に移動するばかりでなく、プロペラ外力の変化によつて位置がさらに大きく変化するためである。摩耗曲線の計測精度、スリーブの摩耗などを考えると、本計算よりも実際の軸と軸受のなじみは良好であろうと思われるが、局部的に軸の浮上上がり量はかなり大きいので、常に軸受全長が有効に荷重を分担しているとは考えられず、したがつてリグナムバイタが摩耗しても荷重分は必ずしも良くならないといえる。

(4) リグナムバイタの摩耗速度と荷重分布の間に特別な関連性はみられない

3年間使用されて摩耗の少なかつたM丸、半年で急速に摩耗したN丸、同型船でも摩耗の激しいP2丸、P3丸と比較的摩耗の少ないP1丸を比較しても、軸受の摩耗曲線と軸のたわみ曲線の間に共通した傾向（外力変化の影響）はあるが、軸受荷重分布の良否と摩耗速度の間に特別な関連はみられない。

以上を総合すると、リグナムバイタの摩耗曲線は、船尾管後部軸受の中央より後側では下向きのプロペラ外力が作用した時の軸のたわみ曲線に、また中央より前側および船尾管前部軸受ではむしろ上向きのプロペラ外力が作用した時に対応した様相を示している。プロペラ外力の変動は予想以上に大きく、それに対応して船尾管軸受の代表支点、軸のたわみ曲線も常に変化している。最近よく検討されている軸系アライメントの設計条件において、プロペラ外力の影響は複雑なので、自重のみによる軸系たわみ曲線によつて軸受の据付位置を調整することは、一応有効な方法である。しかし、軸系の自重の作用のみにとらわれて、主として軸受の高さの調整を考えるだけでなく、プロペラの外力変化を予測して、軸受の前後方向の配置にも注意することが必要で、従来より一層総合的な軸系アライメントの最適設計条件の考究が今後の課題として重要である。

第4編 リグナムバイタの諸性質に関する調査

第1章 調査の目的

中米の西海岸 Cuba, Jamaica, Haïti, Dominica 等に分布する *Lignum-vitae* (学名 *Guaiacum officinale* L. ハヤビン科) は往々薬用として貴重な存在であつたが今日では、*Lignum-vitae* の有する秀れた自己潤滑性、耐久性、硬度等に依つてその用途はブーリー、ローラー、ブッシュ、ペアリング等の各種回転摺動部品や定期、ろくろ細工、台板等の工作部品など多岐に亘る材料として重宝視されている。しかし現在その最も主なる用途は大小船舶の船尾管軸受材としてである。近年船舶の近代化、大型化に伴い、船尾管軸受構造は油潤滑軸受方式へ移行する傾向にあるが、数多くの在来就航船には *Lignum-vitae* を軸受材とする海水潤滑方式を採用して居り、殊に小型船舶にはこの方式に依存して居るのが現状である。然しながら、従来この *Lignum-vitae* の物性に就いて一貫した研究は乏しく軸受設計に於いては、ただ 100 余年の使用実績に基づいた経験的設計で今日に至つたといつても過言ではなかろう。今回日本造船研究協会 93 部会の調査研究の一環としてこの *Lignum-vitae* の物理的性質、機械的性質、化学的性質等を図 4.1, 4.2 に示す様な Guatemala 産の白味付原材の心材を対象として各種の試験分析を試みた。



図 4.1 リグナムバイタの原材



図 4.2 各種試験体

第2章 調査の方法

2.1 機械的性質を求めるための調査方法

2.1.1 破壊強さ (Breaking strength)

(1) 試験体の木理と荷重方向

Guatemala 産の極力節、割れ、腐蝕、傷等のない繊維のまつすぐに通つた心材を対象として図 4.3 に示す如く荷重方向が年輪走向に対して接線方向 (T)、透心方向 (R)、及び纖維方向 (L) に平行一致する様選定し、各方向 2 ~ 5 個の試験を行なつた。

(2) 試験体の処理条件

20°C 6.5% の恒温恒湿度の室内に一ヶ月以上放置してお

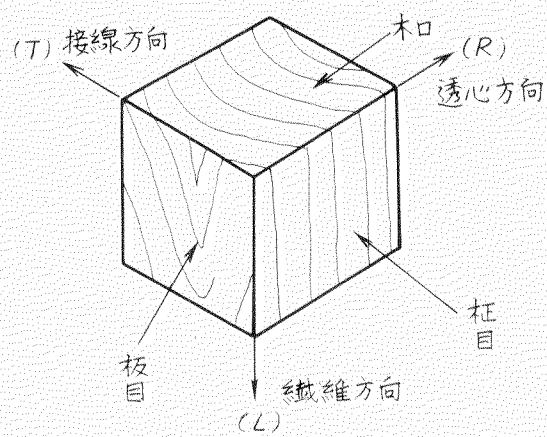


図 4.3 試験体の木理と荷重方向

いた試験体について、それぞれ試験開始時に 20°C、50°C、80°C の 3 つの温度条件の下で空気中、並びに海水中を対象として 50 ~ 75 時間の放置、或いは浸漬を行なつた。尚、海水は高温に於ける濃度変化を抑えるべくビニール覆を施し、極力蒸発防止を行なつた。

(3) 試験項目

各試験項目は表 4.1 の通り。

表 4.1 破壊強さ試験項目

条件 項目	空 気 中			2 海 水 中		
	20°C	50°C	80°C	20°C	50°C	80°C
圧縮強さ	○	○	○	○	○	○
引張 "	○	△	△	△	△	△
曲げ "	○	○	○	○	○	○
剪断 "	○	△	△	△	△	△
衝撃曲げ強さ	○	△	△	△	△	△
硬さ	○	△	△	△	△	△
割裂強さ	○	-	-	-	-	-

○：各処理条件に基づきその状態下で試験施行。

△：各処理条件に基づき処理した試験体を 20°C、65% 湿度の室内に取り出し、すばやく（約 1 分以内）試験施行。

(4) 試験方法

JIS 規格を基準にして試験を行なつたが、一部下記の如く変更したところもある。

(i) 圧縮強さ試験 (Compression Test)

図 4.4 に示す形状、寸法の試験体を供試し、その最大荷重 $P_{c\ max}$ (kg) を測定の上、次式にて圧縮強さ σ_c (kg/cm²) を求めた。

$$\sigma_c = \frac{P_{c\ max}}{S} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

S = 荷重面断面積 (cm²)

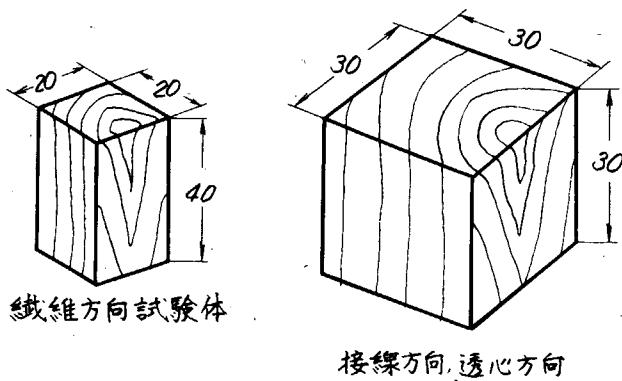


図 4.4 圧縮試験体

(ii) 引張強さ試験 (Tension Test)

荷重方向が接線方向 (T)、透心方向 (R) の試験体は JIS Z 2112-1963 に基づき、繊維方向 (L) 試験体は、巾 $a = 30 \text{ mm}$ とし破壊時の最大荷重 $P_{t\ max}$ (kg) を測定し、次式にて引張強さ σ_t (kg/cm²) を求めた。

$$\sigma_t = \frac{P_{t\ max}}{S} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

S = 中央部断面積 (cm²)

(iii) 曲げ強さ試験 (Bending Test)

$7 \times 7 \times 150 \text{ mm}$ の試験体についてスパン長さ $q = 10 \text{ cm}$ とし 3 点荷重にて破壊荷重 $P_{b\ max}$ (kg) を測定し、次式により曲げ強さ σ_b (kg/cm²) を求めた。

$$\sigma_b = \frac{3 P_{b\ max} \cdot q}{2 b \cdot h} \text{ (kg/cm}^2\text{)}$$

b, h : 試験体の巾及び厚さ (cm)

(IV) 剪断強さ試験 (Shear Test)

JIS Z 2114-1963に基づき試験体の巾、厚さ $a = 20 \text{ mm}$ の試験体について荷重方向を繊維方向 (L) と平行させ、剪断面を柾目面 ($L-R$)、及び板目面 ($L-T$) の2種に選び、それぞれの試験を行なつた。その場合、剪断時最大荷重 $P_{s \ max} (\text{Kg})$ を測定し、次式により剪断強さ $\sigma_s (\text{Kg/cm}^2)$ を導いた。

$$\sigma_s = \frac{P_{s \ max}}{S} (\text{Kg/cm}^2)$$

S = 剪断面積 (cm^2)

(V) 硬さ試験 (Hardness Test)

断面辺長 30 mm の試験体について図4.5に示す如く木口面 ($T-R$)、柾目面 ($L-R$) 及び板目面 ($L-T$) のそれぞれ表面4点を対象にして次の要領で試験をした。

即ち、直径 $D = 10 \text{ mm}$ の鋼球を用い、木口面 ($T-R$) の測定には荷重 $P = 100 \text{ Kg}$ 、柾目面 ($L-R$)、板目面 ($L-T$) では $P = 70 \text{ Kg}$ とし、圧入深さ h (mm) をダイアルゲージにて測定の上、次式によりブリネル硬度 $H_B (\text{Kg/mm}^2)$ を求めた。

$$H_B = \frac{P}{\pi D h} = \frac{P}{10 \pi h} (\text{Kg/mm}^2)$$

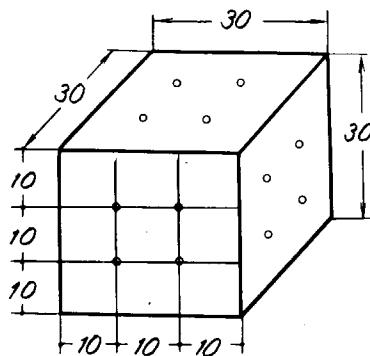


図 4.5 硬さ試験体

(VI) 割裂強さ試験 (Cleavage Test)

JIS Z 2115-1963に基づき割裂面巾 $a = 20 \text{ mm}$ の試験体について荷重が繊維方向 (L) と平行し、割裂面が柾目 ($L-R$)、及び板目 ($L-T$) の2種を対象としてそれぞれその最大荷重 $P_{cl \ max} (\text{Kg})$ を測定し、次式より割裂抵抗 $R_{cl} (\text{Kg/cm})$ を求めた。

$$R_{cl} = \frac{P_{cl \ max}}{a} (\text{Kg/cm})$$

(VII) 衝撃曲げ強さ試験 (Impact Test)

JIS Z 2116-1963に基づき衝撃面が柾目 ($L-R$)、板目 ($L-T$) の2種を対象としてそれぞれ衝撃仕事量 Q ($\text{Kg} \cdot \text{m}$) を求め、次式により衝撃エネルギー E_{ib} ($\text{Kg} \cdot \text{m}/\text{cm}^2$) を導いた。

$$E_{ib} = \frac{Q}{S} (\text{Kg} \cdot \text{m}/\text{cm}^2)$$

S : 試験体断面積 (cm^2)

2.1.2 ヤング係数 (Young's modulus)

(1) 試験体の木理と荷重方向

2.1.1(1)と同様。

(2) 試験体の処理条件

2.1.1(2)と同様。

(3) 試験項目

表4.2に試験項目を示す。

2.1.1(3)に準じてそれぞれの条件下で試験を施行した。

(4) 試験方法

(i) 圧縮ヤング係数 (Compression

表4.2 ヤング係数試験項目

項 目	空 気 中			海 水 中		
	20°C	50°C	80°C	20°C	50°C	80°C
圧強ヤング係数	○	-	-	○	○	○
引張 " "	○	-	-	-	-	-
曲げ " "	○	○	○	○	-	-

Young's modulus)

圧縮強さ試験体について圧縮荷重 P_c (Kg) に依る試験体の変形量 Δh (cm) をダイアルゲージで測定し、荷重、変形量曲線の傾きより $P_c / \Delta h$ を求め、次式により圧縮ヤング係数 E_c (Kg/cm²) を導いた。

$$E_c = \frac{h}{S} \cdot \frac{P_c}{\Delta h} (\text{Kg}/\text{cm}^2)$$

h : 試験体の高さ (cm)

S : 試験体の試験前断面積 (cm²)

(ii) 引張ヤング係数 (Tension Young's modulus)

引張強さ試験体について引張荷重 P_t (Kg) による試験体の歪み量 ϵ をワイヤーストレンジージで測定し、荷重-歪み曲線の傾きより P_t / ϵ を求め、次式にて引張ヤング係数 E_t (Kg/cm²) を算出した。

$$E_t = \frac{1}{S} \cdot \frac{P_t}{\epsilon} (\text{Kg}/\text{cm}^2)$$

S : 試験体断面積 (cm²)

(iii) 曲げヤング係数 (Bending Young's modulus)

曲げ強さ試験体について中央荷重部の撓み量 Δy (cm) をダイアルゲージで測定し、 $P_b / \Delta y$ を(i)(ii)と同様な方法で求め、次式にて曲げヤング係数 E_b (Kg/cm²) を導いた。

$$E_b = \frac{q^3}{4 b h^3} \cdot \frac{P_b}{\Delta y} (\text{Kg}/\text{cm}^2)$$

q : スパン長さ (10 cm)

b, h : 試験体試験前の巾、高さ (cm)

2.1.3 ポアソン比 (Poisson's ratio)

試験体は 2.1.1(2) の 20°C 空気中の処理条件と同じくして図 4.6 に示すよう木口 ($R-T$)、柾目 ($L-R$)、及び板目 ($L-T$) の圧縮試験を行ない、全 6 種の歪みをクロスタイプのワイヤーストレンジージにて測定した。

即ち、縦歪み（荷重方向と平行方向の歪み） ϵ_1 、並びに横歪み（荷重方向と直角方向の歪み） ϵ_2 よりポアソン比 r は、次式により求められる。

$$r = \frac{\epsilon_2}{\epsilon_1}$$

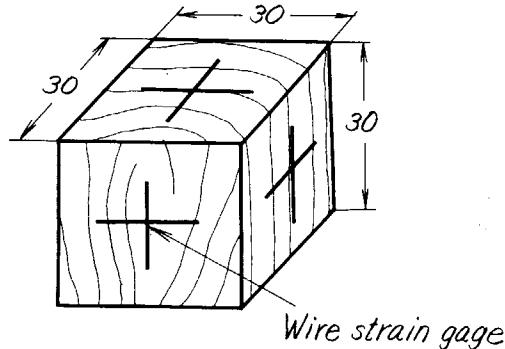


図 4.6 ポアソン比用圧縮試験体

2.2 物理的性質を求めるための調査方法

2.2.1 含水率測定方法 (Moisture Content Test)

2.1.1(4) の圧縮試験体、並びに剪断試験体を対象として測定した。即ち、25°C、65% 湿度の室内に於ける試験体の重量を W_1 (g)、全乾時の重量を W_2 (g) とすると含水率 U_0 (%) は

$$U_0 = \frac{W_1 - W_2}{W_2} \times 100 (\%)$$

2.2.2 比重測定方法 (Specific Gravity Test)

気乾比重に対しては圧縮試験体を、全乾比重に対しては圧縮及び割裂試験体を対象として求めた。

2.2.3 収縮率測定方法 (Shrinkage Test)

試験体の形状、寸法は JIS Z 2103-1963 を基準にし図 4.7 に示す如く纖維方向 (L) の試験体には 2 標点、接

線方向 (T)、並びに透心方向 (R) には 4 標点を設けて、標点間の長さ測定器としてコンパレーターを使用し、次の I ~ IV の 4 つの条件下に於けるそれぞれ 5 個の試験体の重量及び標点間長さを測定し、下記の式により各収縮率を求めた。

(1) 試験体の処理条件

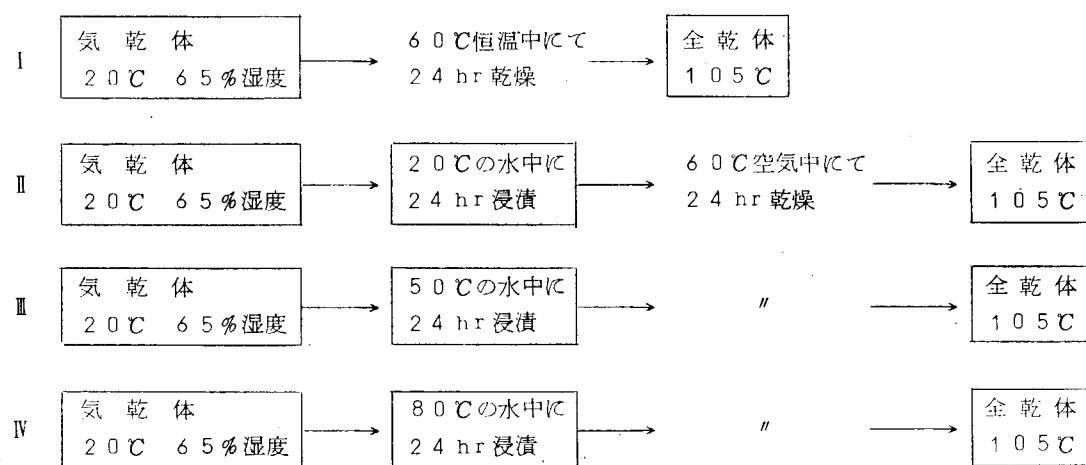
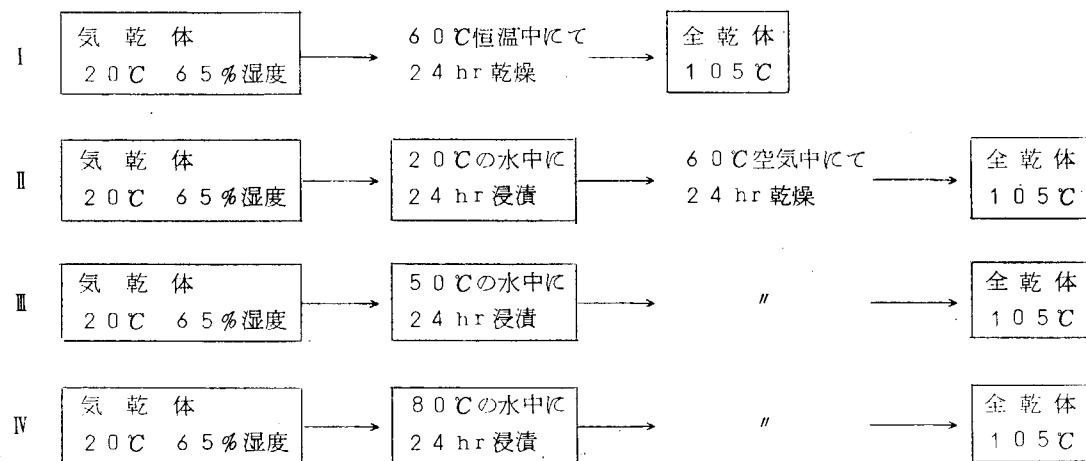


図 4.7 収縮率測定試験体



※ [] の状態にて各試験体の重量、標点間長さを測定。
尚、浸漬は全面吸水法を採用した。

(2) 収縮率算出方法

(i) 気乾から全乾までの収縮率 δ_1 (%)

$$\delta_1 = \frac{\ell_1 - \ell_2}{\ell_1} \times 100 \text{ (%)}$$

ℓ_1 : 気乾体の標点間長さ (mm)

ℓ_2 : 全乾体の " (mm)

(ii) 水中浸漬から全乾までの収縮率 δ_2 (%)

$$\delta_2 = \frac{\ell_3 - \ell_2}{\ell_3} \times 100 \text{ (%)}$$

ℓ_3 : 各温度浸漬後の標点間長さ (mm)

(iii) 含水率 1 %に対する平均収縮率 δ_3 (%)

$$\delta_3 = \frac{\ell_1 - \ell_2}{n \cdot \ell} \times 100 \text{ (%)}$$

n : ℓ_1 を測定した時点の含水率

ℓ : 含水率 1.5 %時の標点間長さ (mm)

$$\{ = \ell_2 + 1.5 \frac{(\ell_1 - \ell_2)}{n} \}$$

2.2.4 比熱測定方法 (Specific Heat Test)

木材は熱伝導率が小さいため、供試時間が長時間に及ぶと、外部との熱の出入りが行なわれる所以、図 4.8 に示す如く試料と蒸溜水の混合法に基づく装置を用いた。

即ち、2 個の同じ試験管の一方に試料 (Lignum-vitae + 蒸溜水) を

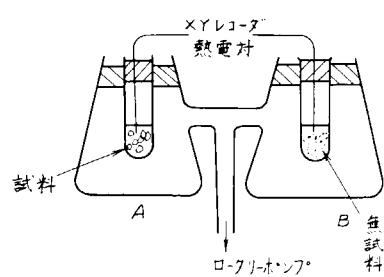


図 4.8 比熱測定方法

入れ、他方には無試料（蒸溜水）で比較した。ロータリポンプで装置内を 3 mm Hg 以下に保ち対流による熱の出入を防いだ。

両方の試験管に 20 g、80 °C 前後の蒸溜水を入れ、双方が同一の温度である事を確認してから一方に試料を加え、銅コンスタンタン熱電対を用いて両試験管の水温変化を X-Y レコーダーで記録した。

尚、試料は気乾状態の材をマッチ軸木程度の大きさにし、ランダムサンプリングで約 4~6 g 採取し、5 試料について試験を行ない、2 つの試験管の水温差が最大になつた時を試料と蒸溜水との温度差が無くなつた時点とした。

2.2.5 電気抵抗測定方法 (Electric Resistance Test)

2.0 × 2.0 × 5 mm の試験体の木口面 (R-T)、柾目面 (L-R) 及び板目面 (L-T) の各相対面間を対象として、それぞれ 2 個ずつ、図 4.9 のように極板厚み 3 mm の銅板を用い、直流電気抵抗を測定した。

木材の電気抵抗は試験体と両極板の接触状態が十分でないと不安定となるので両極板を万力にて抵抗値が一定となるまで締めつけた。

2.2.6 热伝導率測定方法 (Thermal Conductivity Test)

5.0 × 5.0 × 15 mm の試験体について

て繊維方向 (L) 及び透心方向 (R)

各 3 個ずつに対して図 4.10 に示す如く中央部分に銅コンスタンタン熱電対を挿入し、時間毎にその温度を測定し、Gurney and Lurie 線図により各時間の熱拡散率を計算の上、それらの平均値を熱拡散率 α (cm^2/min) とし

て与え、次式より熱伝導率 λ ($\text{Kcal}/\text{m h }^\circ\text{C}$) を求めた。

$$\lambda = c, \rho, \alpha \cdot (K_{cal}/m h {}^\circ C)$$

c : 比熱 ($= 0.32 \text{ cal/g }^\circ\text{C}$)

ρ : 密度 ($= 1.38 \text{ g/cm}^3$)

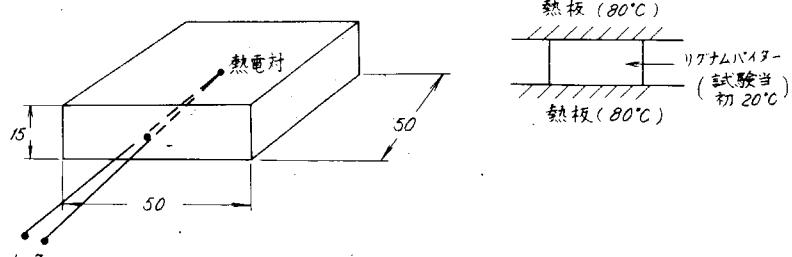
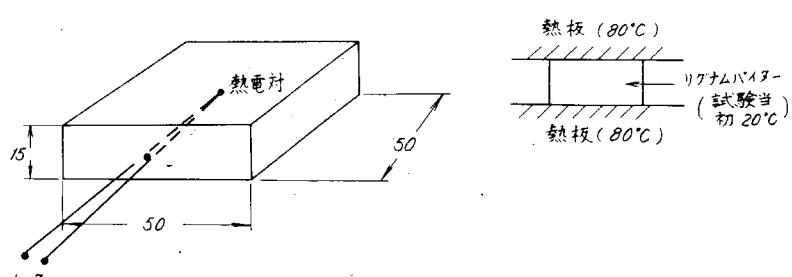


図 4.9 電気抵抗測定方法

図 4.10 热電導率測定方法



2.3 工業分析のための調査方法

2.3.1 試 料

5.0 ~ 8.0 メッシュに粉碎した心材を 20 °C、65% 湿度の室内に 1 ヶ月以上放置した上、1 試験につき 1 ~ 2 g ずつ 2 回供試した。

2.3.2 化学分析方法

下記の方法で水分、灰分、及び各種抽出物を測定した。

(1) 水 分

試料 1 g を 105 °C の恒温槽中で 1.6 時間乾燥させ、デシケーター内で冷却後秤量、これを恒量になるまで反復し、乾燥による減量を以つて水分とした。

(2) 灰 分

試料 1 g を坩堝に取り、灼熱灰化を行ないデシケーター内で冷却後秤量、これを 1 時間毎に反復し恒量を求めた。

(3) 抽出物

(i) 冷水抽出物

試料 1 g を 500 cc ピーカーに取り、300 cc の蒸溜水を加え、攪拌しながら 4.8 時間放置し、ガラスフィルターでろ過した上、冷水で洗浄し、105 °C の槽内で乾燥恒量を行ない秤量した。

無水試料の量から減じて抽出量を求めた。

(ii) 溫水抽出物

試料1gを300ccフラスコに取り、蒸溜水を加え静かに3時間煮沸し、フィルターでろ過の上洗浄を行ない、105°Cで乾燥させた後秤量した。

(iii) アルカリ抽出物

試料1gを300ccビーカーにとり、1%NaOH溶液を100cc加え攪拌しながら湯浴中で1時間煮沸後、熱水、稀醋酸、冷水で洗浄し、105°C乾燥を行ない恒量を求めた。

(iv) 有機溶剤抽出物

A エーテル抽出物

試料2g、円筒ろ紙に採り、ソックスレー抽出器で6時間抽出し、105°Cで1時間乾燥し秤量した。

B アルコール、ベンゾール抽出物

試料1.0gを円筒ろ紙にとり、アルコール、ベンゾール混合液（33%容量アルコール、67%容量ベンゾール）を使用し、6時間抽出しAと同様恒量まで乾燥させ秤量した。

2.4 組織分析を行なうための試験方法

20°C、65%湿度の室内に1ヶ月以上放置した表面の滑らかな $15 \times 15 \times 10$ mmの試料を次の条件下で処理し、木口面（R-T）、柾目面（L-R）、板目面（L-T）を対象として、その表面状態を顕微鏡写真にて撮取した。

(1) 40, 60, 80°Cの水中に5分浸漬。

(2) 海水、アルコール、エーテルの各液、並びにNaCl, MgSO₄の5%溶液に夫々1ヶ月浸漬。

第3章 調査の結果

3.1 機械的性質

3.1.1 破壊強さ

表4.3に空気中、表4.4に海水中の各強度を示す。

又、図4.1.2～図4.1.7は各強度についてその平均値をグラフ化したものであり、図4.1.8は20°C空気中における圧縮試験体の破壊線図、図4.1.1は破壊状態の一例をそれぞれ示したものである。

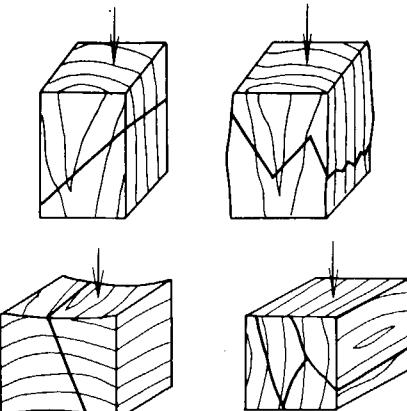


図4.1.1 圧縮試験体の破壊状態

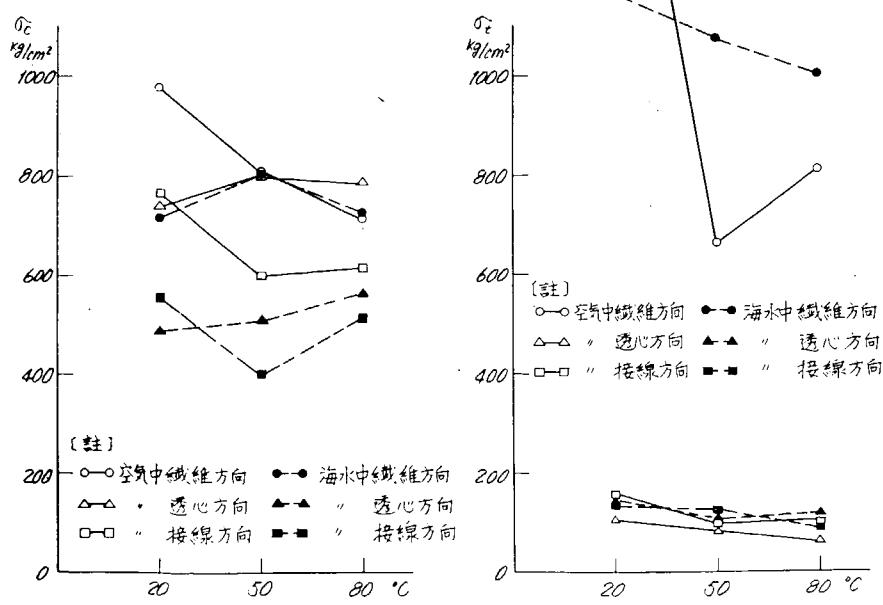


図4.1.2 圧縮強さ

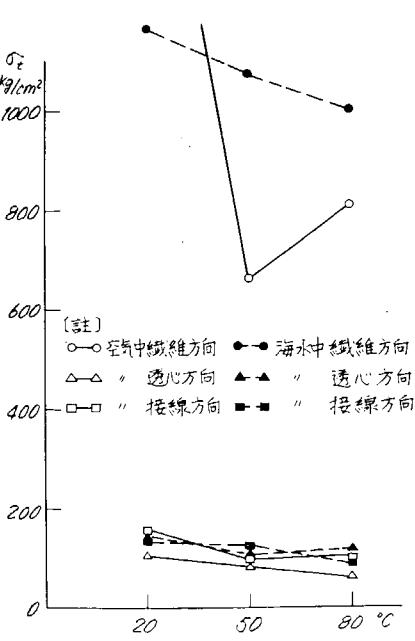


図4.1.3 引張強さ

表4.3 空気中放置後のリグナムバイタの破壊強さ

試験項目	単位	荷重方向	空 気 中											
			20°C				50°C				80°C			
			個数	min	max	mean	個数	min	max	mean	個数	min	max	mean
圧縮強さ	Kg/cm^2	繊維平行(L)	4	940	1040	980	2	693	923	808	3	558	843	717
		" 垂直(R)	3	667	853	742	3	638	1042	800	3	748	855	790
		" " (T)	3	676	883	761	3	461	673	596	3	553	682	616
引張強さ	Kg/cm^2	繊維平行(L)	5	1688	1929	1826	5	487	913	664	5	387	1007	813
		" 垂直(R)	3	97	125	109	5	60	115	88	5	45	75	64
		" " (T)	4	138	177	158	5	75	120	95	5	68	125	101
曲げ強さ	Kg/cm^2	繊維垂直(T)	5	1096	1936	1471	5	1250	1790	1430	5	1240	1840	1460
		" 平行(L)	5	180	217	198	3	267	288	278	3	254	299	280
剪断強さ	Kg/cm^2	※ 繊維平行(LT)	5	175	248	221	3	210	313	271	4	218	280	254
		※ " " (LR)	5	255	328	290	4	298	378	343	4	285	388	321
硬さ	Kg/mm^2	繊維平行(L)	5	11.36	1223	11.61	3	11.65	13.53	12.72	3	1648	1767	1688
		" 垂直(R)	5	8.26	10.14	9.33	3	5.57	7.96	7.09	3	10.98	14.57	12.76
		" " (T)	5	7.69	10.14	8.59	3	6.86	8.48	7.89	3	1367	1506	1428
割裂抵抗	Kg/cm	繊維垂直(T)	5	70.2	89.0	80.7								
		" " (R)	5	37.6	55.5	45.3								
衝撃曲げ エネルギー	$Kg \cdot m/cm^2$	繊維垂直(R)	5	0.51	1.09	0.85	4	0.38	1.46	0.81	5	0.32	1.00	0.59
		" " (T)	7	0.23	0.65	0.45	4	0.44	1.85	0.61	3	0.45	0.51	0.47

※ L Tは破断面が板目を表わし、L Rは柾目を表わす。

表4.4 海水浸漬後のリグナムバイタの破壊強さ

試験項目	単位	荷重方向	海 水 中											
			20°C				50°C				80°C			
			個数	min	max	mean	個数	min	max	mean	個数	min	max	mean
圧縮強さ	Kg/cm^2	繊維平行(L)	4	658	813	717	4	776	856	806	4	706	756	727
		" 垂直(R)	2	485	498	492	3	426	638	513	3	432	662	564
		" " (T)	2	517	593	555	3	366	417	400	3	467	579	511
引張強さ	Kg/cm^2	繊維平行(L)	3	1028	1307	1172	3	673	1459	1081	3	369	1539	1010
		" 垂直(R)	4	137	153	145	3	91	158	116	3	103	146	118
		" " (T)	3	127	165	143	3	118	166	123	3	77.6	95.9	89.1
曲げ強さ	Kg/cm^2	繊維垂直(T)	4	1286	1781	1597	5	1055	1752	1494	4	1075	1577	1399
		" 平行(L)	4	199	231	218	5	175	226	199	5	168	213	183
剪断強さ	Kg/cm^2	※ 繊維平行(LT)	3	172	234	198	5	161	198	181	5	120	160	148
		※ " " (LR)	3	218	288	251	5	242	268	253	5	171	232	208
硬さ	Kg/mm^2	繊維平行(L)	5	1234	1449	1306	5	9.19	1230	11.25	5	6.66	6.94	6.71
		" 垂直(R)	5	8.97	10.76	9.55	5	7.44	8.04	7.80	5	5.31	6.94	6.10
		" " (T)	5	8.97	10.14	9.42	5	5.35	7.40	6.48	5	5.15	6.94	6.17
衝撃曲げ エネルギー	$Kg \cdot m/cm^2$	繊維垂直(R)	4	1.01	1.92	1.42	4	0.94	1.34	1.15	2	1.06	1.13	1.10
		" " (T)	3	0.66	0.81	0.73	3	0.64	1.05	0.84	3	0.39	0.59	0.51

※ L Tは破断面が板目を表わし、L Rは柾目を表わす。

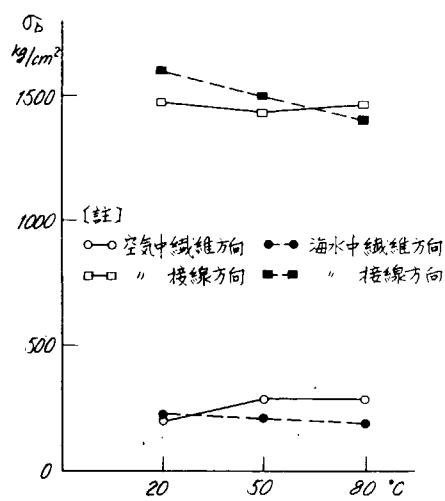


図 4.1.4 曲げ強さ

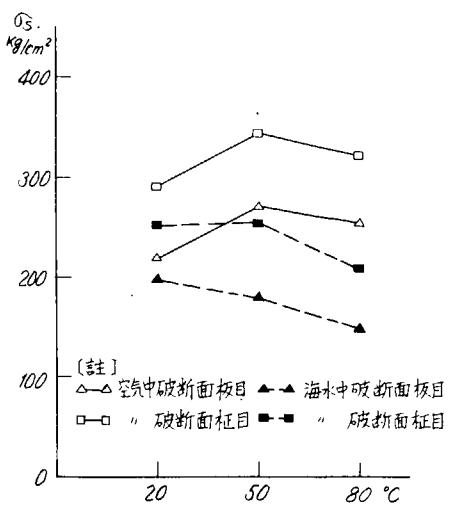


図 4.1.5 剪断強さ

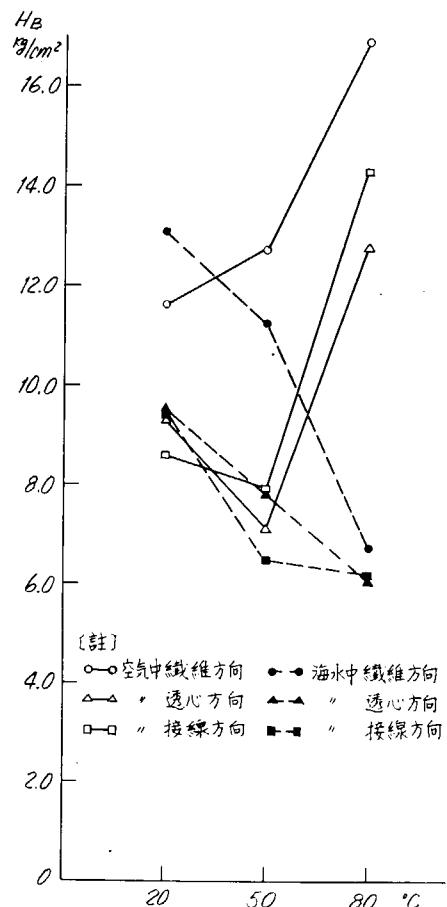


図 4.1.6 硬さ

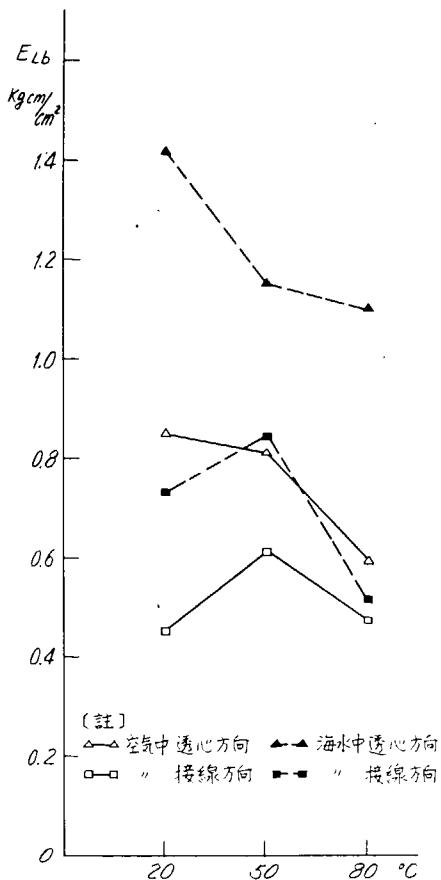


図 4.1.7 衝撃曲げエネルギー

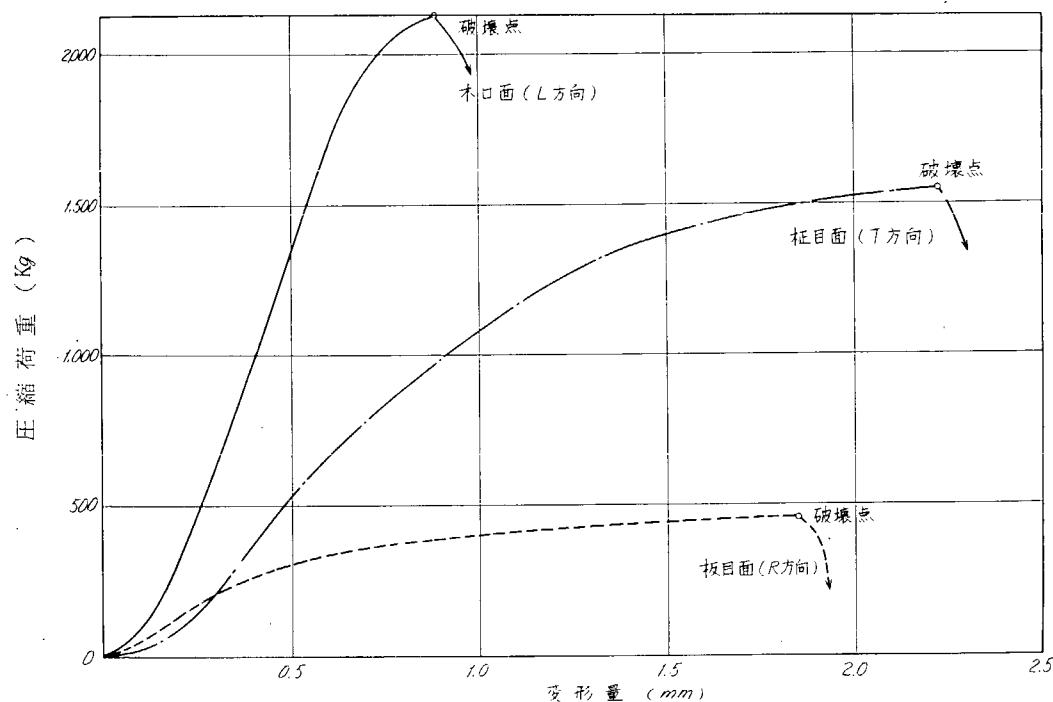


図 4.18 圧縮荷重に依る破壊曲線

3.1.2 ヤング係数

表 4.5、表 4.6 にその結果を示す。

又、圧縮試験体の歪み線図の一例を図 4.19 に、繰り返し圧縮荷重に依る歪み線図を図 4.20～図 4.22 に示す。

表 4.5 空気中放置後のヤング係数 ($\times 10^3$)

試験項目	単位	荷重方向	空 気 中											
			20°C				50°C				80°C			
			個数	min	max	mean	個数	min	max	mean	個数	min	max	mean
圧縮ヤング係数	Kg/cm^2	繊維平行(L)	5※ 3	1235 54.5	137.0 76.9	131.5 67.6								
		" 垂直(R)	5	9.91	13.9	11.8								
		" " (T)	4	8.50	9.42	9.31								
引張ヤング係数	Kg/cm^2	繊維平行(L)	5※	17.5	20.8	1.90								
曲げヤング係数	Kg/cm^2	繊維垂直(T)	5	85.3	144	113	5	46.3	133	86.0	5	44.4	75.2	64.0
		" 平行(L)	5	25.0	39.0	30.7	3	46.4	50.5	49.0	3	46.5	49.4	47.6

※印 Strain gage に依る測定値。他は全て Dial gage に依る測定値。

表 4.6 海水浸漬後のヤング係数 ($\times 10^3$)

試験項目	単位	荷重方向	海 水 中											
			20°C				50°C				80°C			
			個数	min	max	mean	個数	min	max	mean	個数	min	max	mean
圧縮ヤング係数	Kg/cm^2	繊維平行(L)	2	71.6	80.9	76.2								
		" 垂直(R)	2	8.57	9.02	8.80	4	3.80	7.30	6.49	3	3.65	5.15	4.49
		" " (T)	2	7.91	8.49	8.20	4	5.28	6.25	5.74	2	3.78	4.25	4.02
曲げヤング係数	Kg/cm^2	繊維垂直(T)	4	123	142	135								
		" 平行(L)	4	23.7	25.2	24.3								

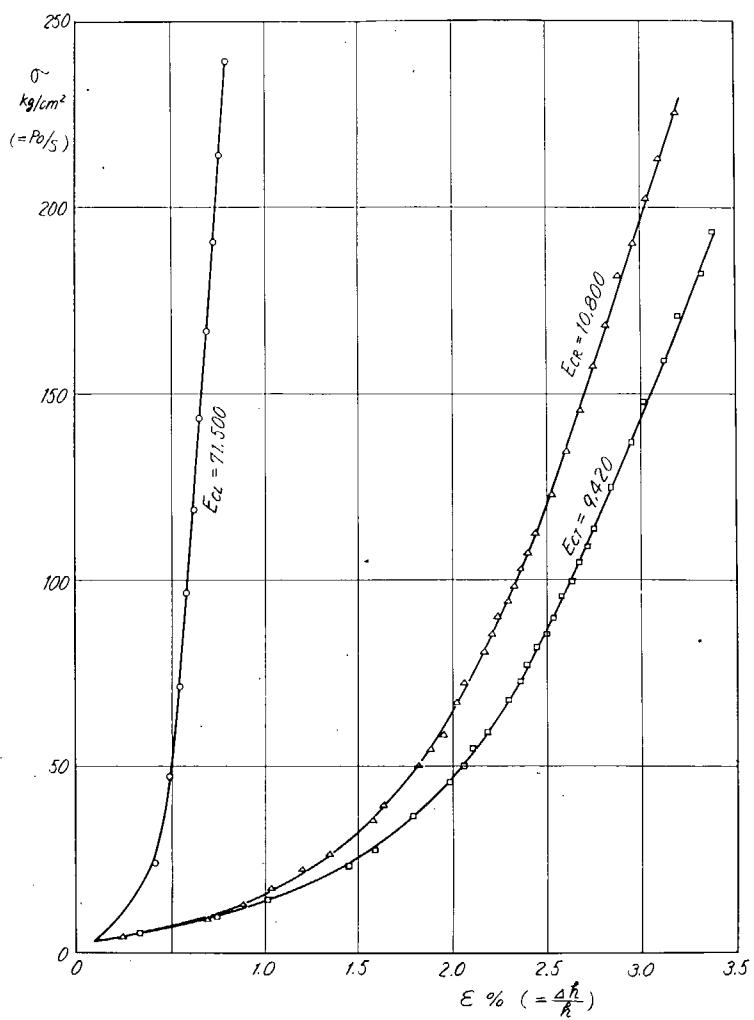


図 4.19 20 °C 空気中に於ける圧縮歪み曲線

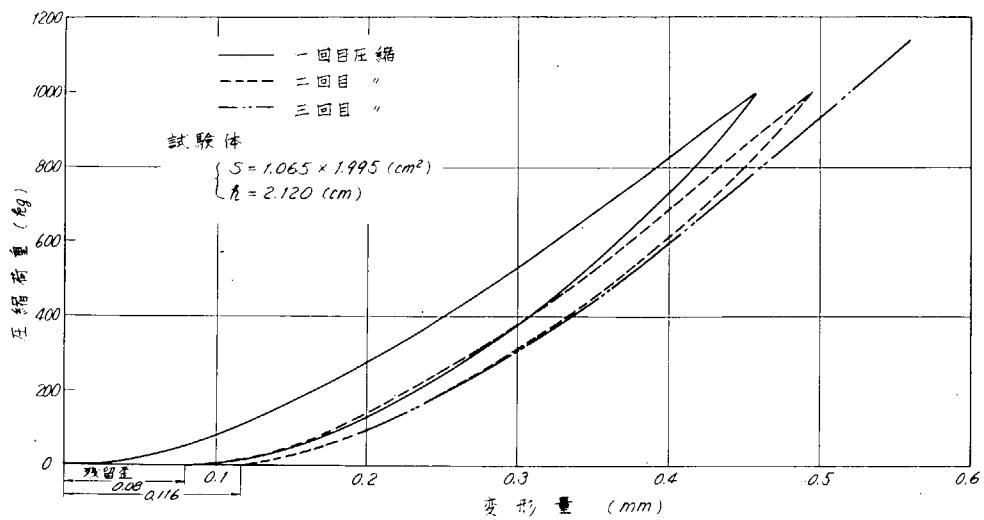


図 4.20 L 方向の繰り返し荷重による歪み線図

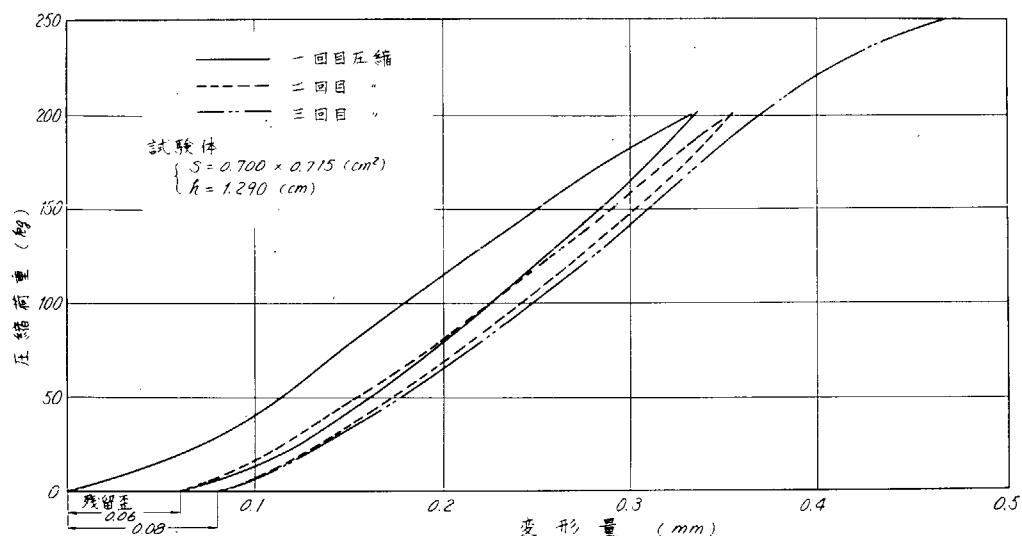


図 4.2.1 R 方向の繰り返し荷重による歪み線図

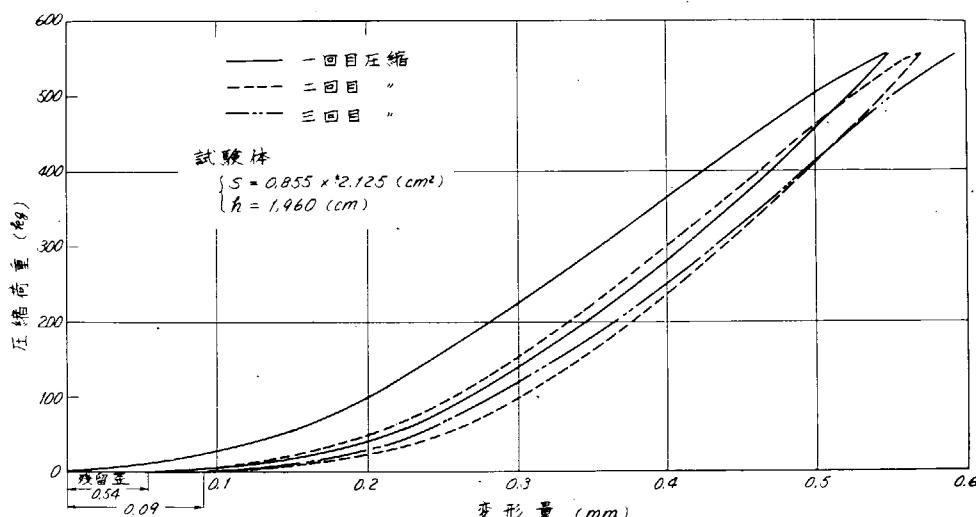


図 4.2.2 T 方向の繰り返し荷重による歪み線図

3.1.3 ポアソン比

表 4.7 及び図 4.2.3 は 20°C 空気中に於ける試験体のポアソン比を示す。

尚、 $r_{(LR)}$ は最初の添字 L 方向から荷重をかけた時の後添字 R 方向の歪みに対するポアソン比である。

3.2 物理的性質

3.2.1 含水率 (%)

表 4.8 に各試験の気乾状態の含水率を示す。

表 4.7 ポアソン比

試験項目	min	max	mean
$r_{(LR)}$	0.340	0.380	0.360
$r_{(LT)}$	0.307	0.380	0.344
$r_{(RL)}$	0.117	0.143	0.130
$r_{(RT)}$	0.738	0.858	0.798
$r_{(TR)}$	0.485	0.575	0.530
$r_{(TL)}$	0.176	0.182	0.179

表 4.8 含水率 (%)

	試験片個数	min	max	mean
圧縮試験体	9	1.3.4	1.4.6	1.4.1
剪断 "	1.0	1.0.2	1.1.5	1.0.9

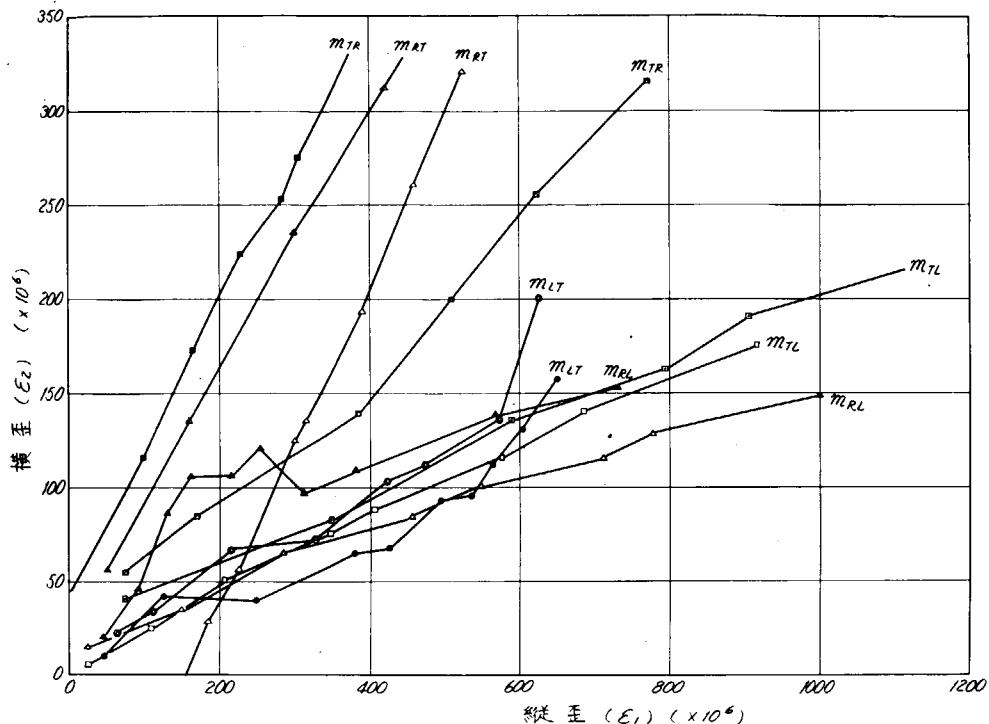


図 4.23 ポアソン比

3.2.2 比重

表 4.9 に圧縮試験体の気乾比重を表 4.10 に圧縮、割裂両試験体の全乾比重を示す。

表 4.9 気乾比重

	試験片個数	min	max	mean
圧縮試験体	9	1.28	1.32	1.30

表 4.10 全乾比重

	試験片個数	min	max	mean
圧縮試験体	9	1.13	1.16	1.14
割裂 //	10	1.18	1.22	1.19

3.2.3 収縮率

(1) 気乾から全乾迄の収縮率

表 4.11 に示す。 () 内の値は接線方向の収縮率を 100 とした時の各方向の比率を示す。

表 4.11 気乾から全乾迄の収縮率 (%)

	I の条件	II の条件	III の条件	IV の条件	平均
繊維方向 (δ _{1L})	(-1.03)	(2.73)	(0.99)	(1.41)	(2.05)
透心方向 (δ _{1R})	-0.06	0.16	0.06	0.08	0.12
接線方向 (δ _{1T})	(93.7)	(79)	(85.7)	(97.3)	(88.8)

尚、この時の含水率は 12.7 ~ 12.8 % である。

(2) 水中浸漬から全乾までの収縮率

表 4.12 及び図 4.24、図 4.25 に示す。

表 4.1.2 各温度の水中浸漬から全乾迄の収縮率 (%)

		II の 条 件 20 °C 24 hr 浸漬	III の 条 件 50 °C 24 hr 浸漬	IV の 条 件 80 °C 24 hr 浸漬
收 縮 率	繊維方向 ($\delta_2 L$)	0.29	0.20	0.14
	透心方向 ($\delta_2 R$)	7.34	8.21	8.32
吸 水 率	接線方向 ($\delta_2 T$)	9.20	10.09	9.33
	繊維方向 (L)	20.0	21.4	23.3
吸 水 率	透心方向 (R) (T)	21.4	23.7	28.7

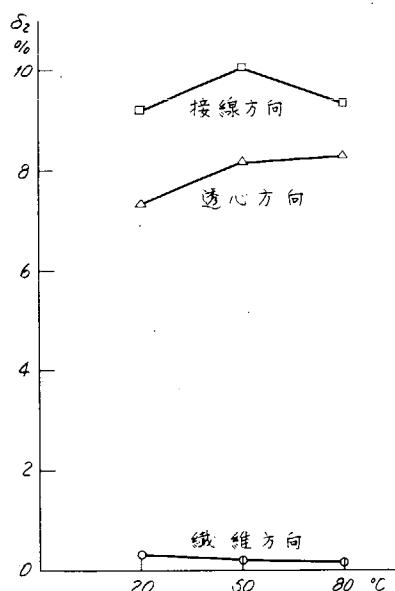


図 4.2.4 温度条件による収縮率

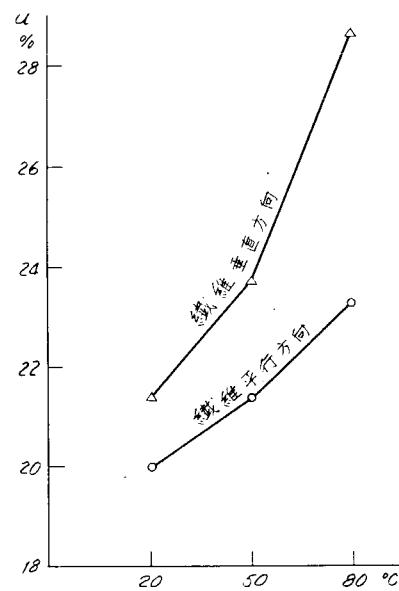


図 4.2.5 温度条件による含水率(吸水率)

(3) 含水率 1 %に対する平均収縮率

表 4.1.3 及び図 4.2.6 に示す。

表 4.1.3 含水率 1 %に対する平均収縮率 (%)

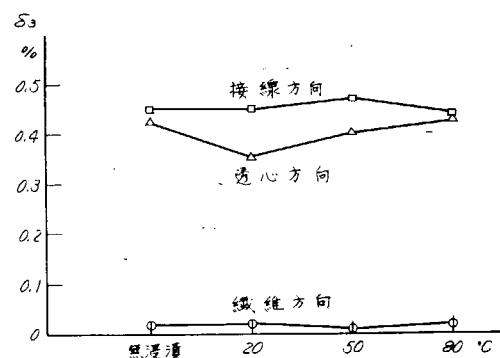
	I の 条 件	II の 条 件	III の 条 件	IV の 条 件	平 均
繊維方向 ($\delta_3 L$)	0.016	0.021	0.008	0.021	0.017
透心方向 ($\delta_3 R$)	0.428	0.359	0.406	0.430	0.406
接線方向 ($\delta_3 T$)	0.455	0.454	0.474	0.441	0.456

3.2.4 比熱

表 4.1.4 に示す。

表 4.1.4 比熱 ($\alpha\ell/\theta^\circ C$)

min	max	mean
0.29	0.35	0.32



3.2.5 電気抵抗

表 4.1.5 各面間の電気抵抗値を示す。

図 4.2.6 温度条件による平均収縮率

表 4.1.5 電気抵抗 (Ω)

	min	max	mean
木口面間 $R(R-T)$	3.2×10^9	4.1×10^9	3.6×10^9
柾目面間 $R(L-R)$	3.3×10^9	4.1×10^9	3.7×10^9
板目面間 $R(L-T)$	2.9×10^9	3.6×10^9	3.2×10^9

表 4.1.6 熱伝導率 ($K_{\text{eff}} / m \cdot h \cdot ^\circ C$)

	min	max	mean
木口面 $\lambda(R-T)$	0.195	0.256	0.225
板目面 $\lambda(L-T)$	0.169	0.191	0.181

3.2.6 熱伝導率

繊維平行面、繊維垂直面の熱伝導率を表 4.1.6 に示す。

3.3 工業分析（化学分析）

3.3.1 水 分

表 4.1.7 に示す。

3.3.2 灰 分

表 4.1.8 に示す。

3.3.3 抽出物

(1) 冷水抽出物

澱粉、ガラクタン、マンナン等の炭水化物及び色素、タニン、アルカリイドの一部が溶出。その量を表 4.1.9 に示す。

(2) 溫水抽出物

冷水抽出物とはほぼ同じ物質が表 4.2.0 に示す如く抽出したがその量が多い。

(3) アルカリ抽出物

冷水、温水に溶出する物質が主成分で、その他油脂、蠟、精油、リグニンの一部が表 4.2.1 に示す如く抽出した。

(4) 有機溶剤抽出物

エーテル、アルコール、ベンゾール抽出共、主として油脂、蠟、樹脂、精油等がそれぞれ表 4.2.2 及び表 4.2.3 に示す如く抽出した。

表 4.1.7 含有水分 (%)

	mean
12.09	12.04
11.99	

表 4.1.8 灰分 (%)

	mean
0.41	0.50
0.59	

表 4.1.9 冷水抽出物 (%)

	mean
1.24	1.4
1.51	

表 4.2.0 溫水抽出物 (%)

	mean
8.09	8.3
8.56	

表 4.2.1 アルカリ抽出物 (%)

	mean
29.61	29.9
30.15	

表 4.2.2 エーテル抽出物 (%)

	mean
18.23	19.9
21.64	

表 4.2.3 アルコール、ベンゾール抽出物 (%)

	mean
25.87	26.0
26.04	

3.4 組織分析

20°C、65%湿度の室内に1ヶ月以上放置して気乾状態になつた試材の木口面、板目面、柾目面の状態を図 4.2.7、4.2.8、4.2.9 に示す。

木口面に於いては導管（白色斑点）の数が多く放射組織（縦方向走向）も非常に多く見られる。

板目面に於いては纖維走行が交錯し、又導管部（白色太線）内に樹脂物質（黒色部分）が見られ、放射組織（横方向）は小さいがその数は極めて多い。

柾目面に於いては木口面、板目面の中間になし、写真右側は纖維走行が上手前と向いている。

導管の左上部の黒い部分は樹脂状物質である。

図 4.3.0～図 4.3.2 に温度 40, 60, 80°C の水中に約 5 分間浸漬した後の木口面の状態を示す。

40°C の水中では樹脂状物質は表面に生じない。

60°C の水中で樹脂状物質が表面に生じ始め、80°C の水中になると多量に生じ一面に広がる。この樹脂状物質は温水中では粘りある油状を呈し、温度上昇に伴い、粘度が下がる。

常温に於いては脆い圓形状の物質である。

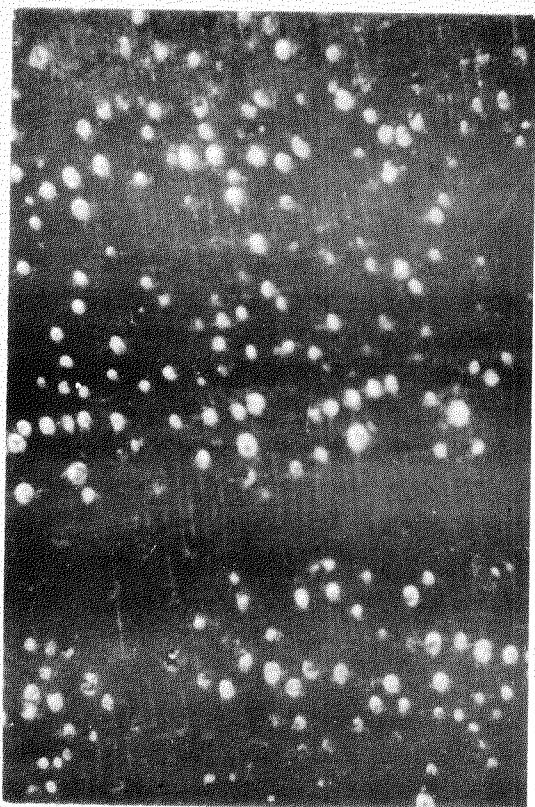


図 4.2.7 気乾材の木口面 ($\times 4.0$)

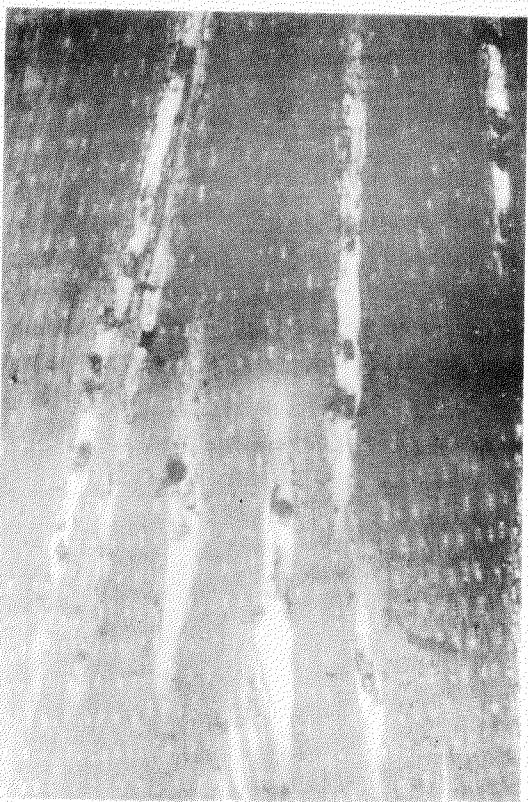


図 4.2.8 気乾材の板目面 ($\times 4.0$)

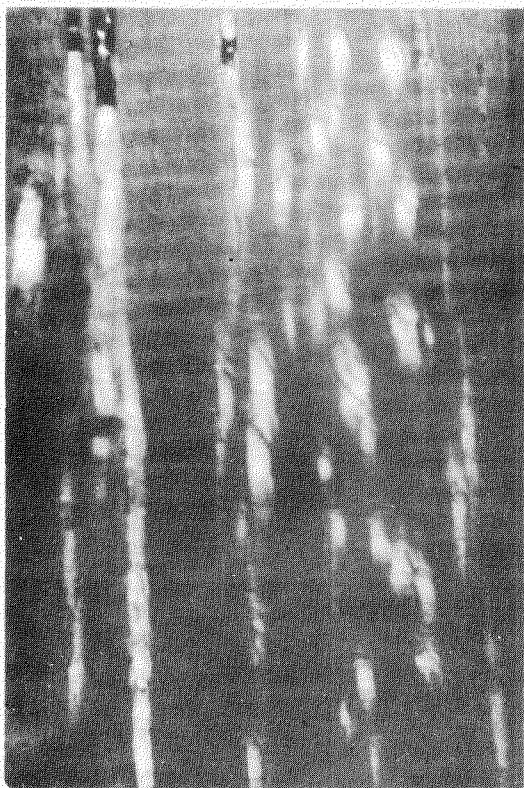


図 4.2.9 気乾材の柾目面 ($\times 4.0$)

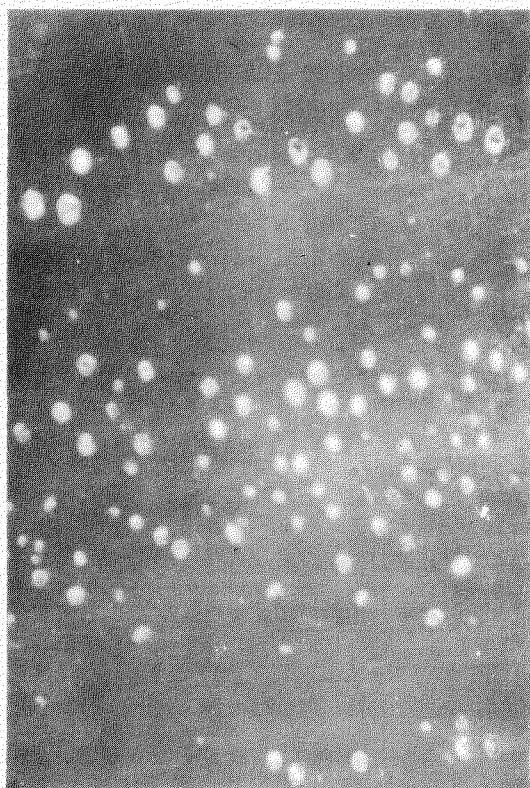


図 4.3.0 4.0°Cの水中に5分浸漬した
木口面 ($\times 4.0$)

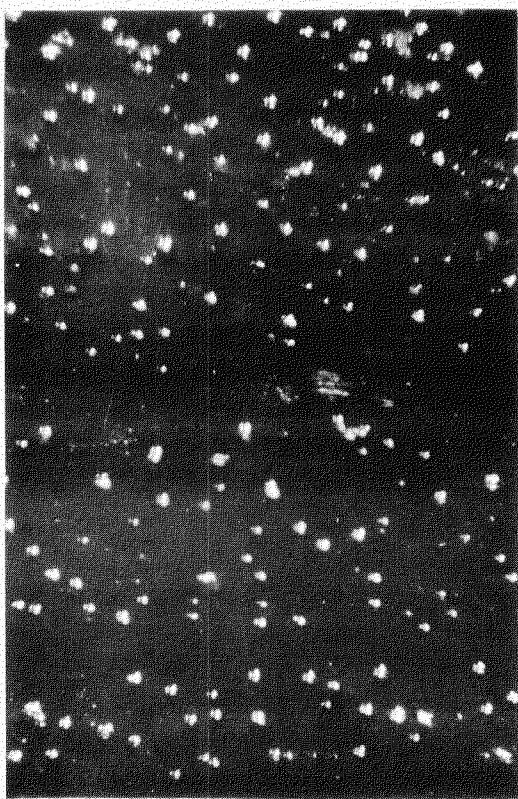


図 4.3.1 6.0°Cの水中に5分浸漬した
木口面(×40)

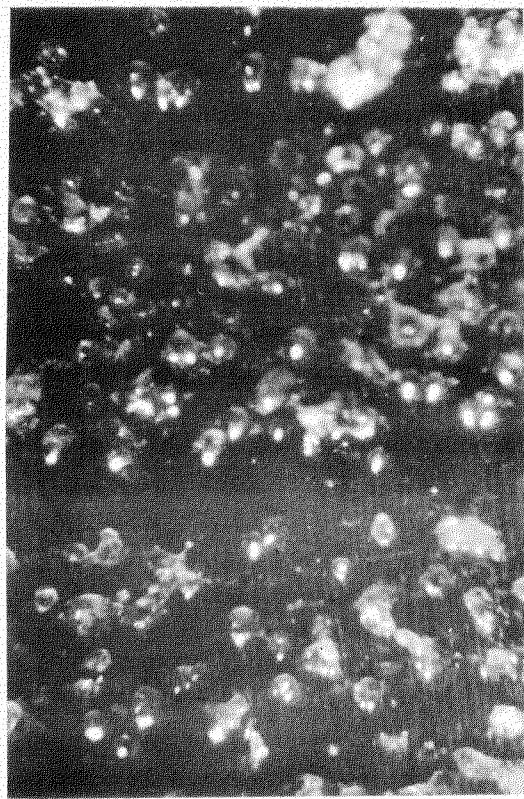


図 4.3.2 8.0°Cの水中に5分浸漬した
木口面(×40)

又、常温海水、 NaCl 5%水溶液及び MgSO_4 5%水溶液に夫々一ヶ月浸漬したリグナムバイタの木口面を図4.3.3～図4.3.5に示す。

この場合、リグナムバイタ自身の変化は見られないが、材表面に白く各液の成分と思われる物質が付着していく。

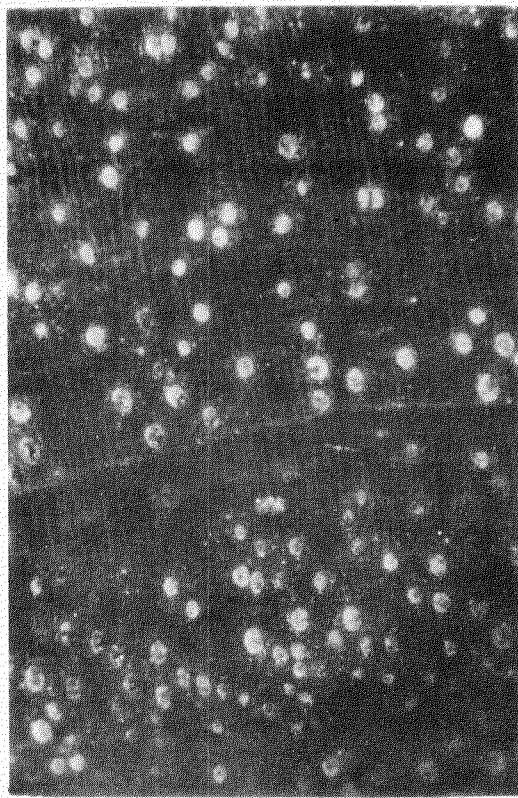


図 4.3.3 海水に1月浸漬した時の木口
面(×40)

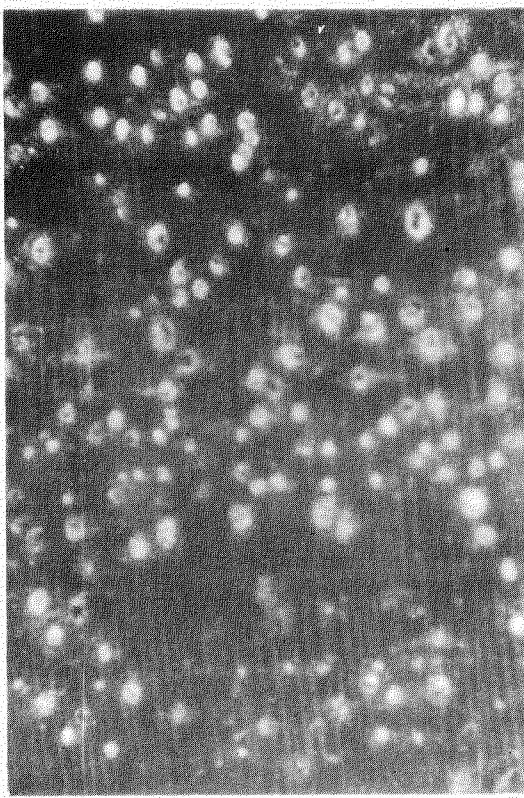


図 4.3.4 NaCl 5%液に1月浸漬
した時の木口面(×40)

アルコールに1ヶ月浸漬した場合の木口面の状態を図4.3-6に示す。

この場合導管周囲の油脂分はアルコールに溶解の上、除去され導管部は鮮明に現われる。

エーテルに1ヶ月浸漬した時の木口面及び柾目面の表面状態を図4.3-7、図4.3-8に示す。

木口面では8.0°Cの水温で現われたと同様、球形の樹脂状物質が生じ、柾目面でも同様であるが、その数は少ない。

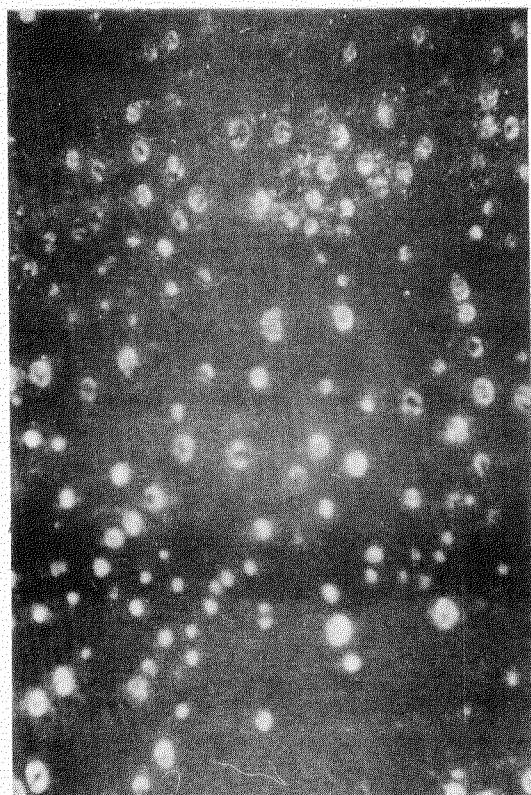


図4.3-5 $MgSO_4$ 5%液に1月浸漬した時の木口面 ($\times 40$)

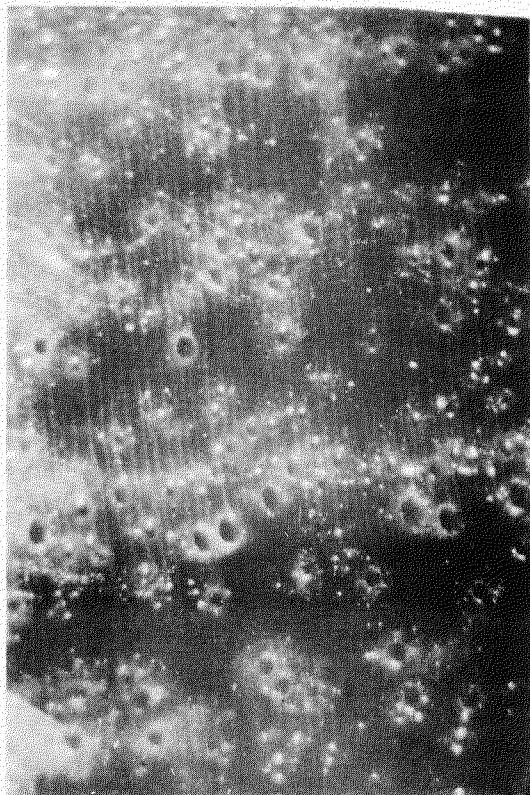


図4.3-6 アルコールに1月浸漬した時の木口面 ($\times 40$)

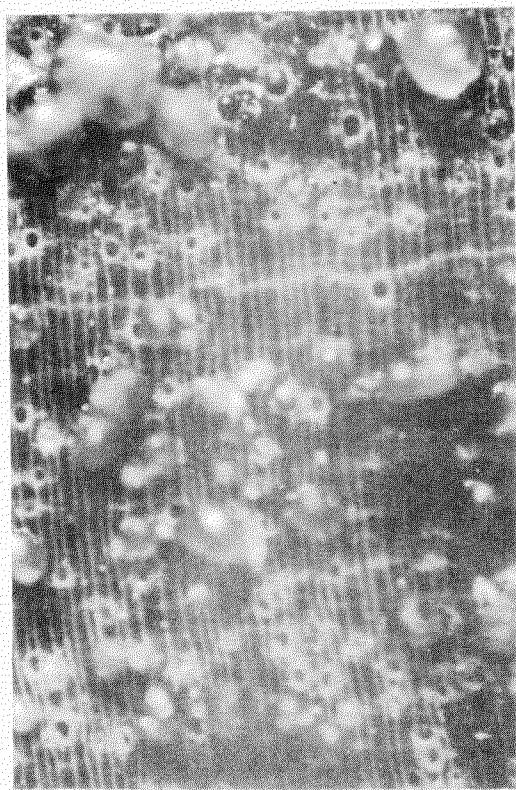


図4.3-7 エーテルに1月浸漬した時の木口面



図4.3-8 エーテルに1月浸漬した時の柾目面 ($\times 40$)

第4章 調査結果についての考察

4.1 機械的性質

4.1.1 破壊強度

木材の機械的強度に影響を及ぼす因子として樹種、生育地、樹木部分、含水率、纖維走向度、年輪巾、温度、その他試験方法等が考えられるが、1) 纖維走向度、2) 比重、3) 含水率、4) 温度、この4つの関係が重要な因子といえよう。

纖維走向性との関係は試験結果からも明白な如く、荷重方向と纖維方向との関係で著しい差があり、比重及び含水率、温度との関係も一般木材に於いて図4.3.9に表される如く、比重の小なる程、含水率、温度の大なる程、強度は一般に低下する傾向にある。

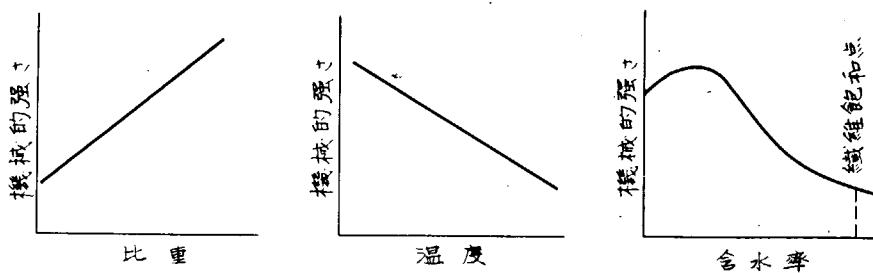


図4.3.9 比重、温度、含水率と機械的強さとの関係

今回、供試した *Lignum-vitae* は *Guatemala* 産の直径約300φの木材で高品質のものであるが、試験体の取り方次第でそれぞれの強度に大きなばらつきを示している。

表4.2.4に国内産の主要木材の機械的性質を示す。

表4.2.4 日本産主要樹種の機械的性質

樹種	圧縮強さ(%)			引張強さ(%)			曲げ強さ(%)	剪断強さ(%)		硬さ(Kg/mm ²)			曲げヤング率(%)	圧縮ヤング率(%)		
	L	R	T	L	R	T		L T	L R	L	R	T		L	R	T
杉	350			650	70	25	900	57	60	3.2	1.0	0.8	75×10 ³			
赤松	450			1400	95	40	900	—	95	4.3	1.3	1.2	112			
モミ	400			1000	26	41	650	73	82	3.5	1.0	0.8	90			
ブナ	450			1555	185	90	737	80	110	4.5	2.0	1.8	935	1250	13.5	6.0
桐	200			600	45	40	350	—	55	1.5	1.1	1.0	50			
赤檜	550			1500	—	—	1200	—	150	5.5	2.5	2.7	140			
アサダ	—			1658	—	—	1170	157	141	9.2	5.0	4.8	150		3.8	3.2
リグナム バイタ	980	742	761	1826	109	158	1471	221	290	11.6	9.3	5.0	113	131.5	11.8	9.3

(1) 圧縮強さ

圧縮破壊後の試材の破壊状況は他の木材に比べ大差はない。空気中に比べ海水中に於ける方が強度は小さい。これは海水浸漬に依り試材の含水率が増加し、圧縮強さの減少をまねくものと思われる。

又、空気中の方が海水中に於けるより温度の影響を受け易い。又、纖維方向と垂直方向との差が他の樹種に比べて比較的小さいが、これはリグナムバイタの密度が極めて大きい事と、木理が一定して通直していない、不規則な事に起因している為とみられる。

(2) 引張強さ

繊維平行方向と繊維垂直方向で大きな差を示す。

又、繊維方向に就いてのみ温度、海水の条件が大きく影響うける。

(3) 曲げ強さ

引張と同様、繊維方向と垂直方向で大差はあるが、温度、海水の影響は余りうけない。

(4) 剪断強さ

破断面が柾目、板目共温度による影響は同一な傾向であり、海水中では含水率の増加に依る影響が比較的大きい。

(5) 硬さ

空気中では高温程硬度が増し、海水中では低下する傾向を示す。即ち含水率の増加と共に硬度は低下する傾向にある。

又、特筆すべき事は20°Cに於いて空気中より海水中の方が硬度が大きい。

(6) 衝撃曲げエネルギー

空気中に比べ海水中に於ける方が抵抗力が大きい。これは海水浸漬により含水率が増加し、その試験片中の水分が衝撃エネルギーを吸収して抵抗力の増大に寄与している為と思われる。

(7) 割裂抵抗

年長輪に垂直に割裂する方が平行に比べ約2倍強い。

4.1.2 ヤング係数

(1) 圧縮ヤング率

ダイアルゲージに依る歪みと、ストレンゲージに依る歪みでは、その値にかなり相違があるが、これはダイアルゲージ測定の歪みは全体歪みで試験体の各端面の影響を受け、ストレンゲージの場合に比べ、大きな歪みとして測定される。従つてヤング率は大きな値を示す。

リグナムバイタの圧縮ヤング率は日本産ブナ材と同程度の値を示すが、他の樹種に比べるとかなり大きな値である。

繊維方向のヤング率は極めて大きく、垂直方向に比べ6~8倍の値である。これに次いで板目、柾目となるが、他の木材に比べ交錯木理の為、板目、柾目の差が非常に小さい。海水に依るヤング率の傾向は圧縮破壊の場合と同様な傾向であり、温度に依る影響は材の熱膨張、結晶格子の間隔変化、或いは水分の含有量の増加に依り、歪みが大きくなり、ヤング率は低下していく。

繰り返し荷重に依るヒステリシス現象は、塑性体より弾性体傾向への移行を示している。

(2) 曲げヤング率

空気中に於いて繊維垂直方向は高温下程曲げ撓みが増加するが、繊維平行方向は殆んど変わらない。

4.1.3 ポアソン比

繊維方向より荷重をかけた時、板目、柾目、双方にほぼ等しく変形するが、柾目面に対する歪みは極めて不規則で、一定の値を示さない。

板目面、柾目面に荷重をかけた時は、それぞれ柾目、板目に大きく変形を期し、木口面への変形は極めて小さい。

4.2 物理的性質

表4.2.5に日本産各樹種の物理的性質を示す。

(1) 含水率

原材より切り出した儘の試験体含水率は試験片の形状体積、木口面の大きさ等により異なるが、約10~15%と思われる。

(2) 比重

全乾、気乾比重共1.0を越す木材は現在まで他に例を見ない。日本産で最も密度の大きいといわれる赤檜、アサダで

表 4.2.5 日本産主要樹種の物理的性質

樹種	比重		平均収縮率(%)			熱伝導度($Kcal/m h^{\circ}C$)		電気抵抗(Ω)			※
	気乾	全乾	透心方向	接線方向	繊維方向	繊維垂直方向	繊維方向	繊維方向	透心方向	接線方向	
杉	0.38	0.35	0.10	0.25	—	0.075		1.0×10^6	2.8×10^6	2.3×10^6	
赤松	0.52	0.48	0.18	0.29	—	0.095	0.280	4.6 "	11.0 "	10.9 "	
モミ	0.44	0.40	0.12	0.26	—	0.082	0.170	—	—	—	
ブナ	0.65	0.62	0.18	0.41	—	0.117	0.300	2.1 "	10.2 "	4.7 "	
赤檜	0.87	0.84	0.23	0.43	—	0.160		—	—	—	
桐	0.30	0.27	0.09	0.23	—	0.063					
アサダ	0.79	—	0.24	0.30	0.022						
リグナムバイタ	1.30	1.16	0.41	0.46	0.02	0.225	0.181	3.6×10^9	3.2×10^9	3.7×10^9	

※印の杉、赤松、ブナは4cm正方体の電気抵抗値を示す。

も0.8程度であり、リグナムバイタの細胞の緻密性と高比重の物質を含有している事を物語つている。

(3) 収縮率

一般に木材の収縮の比は、接線方向(柾目方向)：透心方向(板目方向)：繊維方向(木口方向) = (100) : (50～60) : (4～10)といわれているが、リグナムバイタに於いては、100 : 89 : 2でほぼ柾目、板目方向の収縮は、等しく木口方向が極めて小さい。

これは *Lignum-vitae* の交錯木理に起因していると思われる。

又、表4.1.1の繊維方向の収縮率に関して、含水率の減少と共に負の値(膨潤)を伴うことがあるが、これは接線、透心方向の温度及び含水率の影響による収縮力に依つて繊維方向に伸長すると考えられる。

又、温度条件に依る材の含水率は図4.2.5より明らかに如く、同一時間の浸漬に対して高温程、吸水する傾向にある。

(4) 比熱

木材は金属に比べ比熱は非常に大きい。この *Lignum-vitae* も他の樹種と同程度の値を示し、特に秀れているとはいえない。

(5) 電気抵抗

繊維方向に依る抵抗値の相違はみられない。

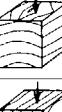
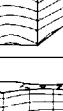
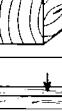
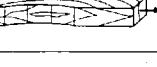
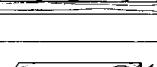
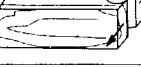
(6) 热伝導率

一般に含水率、比重の増大に伴い熱伝導率は増加し、又、木口面間は繊維垂直方向の約2倍といわれるが、リグナムバイタでは $\lambda / \lambda = 1.25$ とその差異が極めて小さい。

4.3 化学的性質

冷水、温水に於いては樹脂状物質は全然抽出されないが、アルカリ溶液に対しその一部が抽出される。アルコール、エーテル等の有機溶剤に對して樹脂状物質は完全に溶出することが化学分析及び表面状態より認められる。

付図

試験体と荷重方向					
試験	荷重方向	形状及び木理	試験	荷重方向	形状及び木理
圧縮試験体	L		試験体	L	
	T			R	
	R			T	
引張試験体	L		試験体	T	
	T			R	
	R			T	
曲げ試験体	T		試験体	R	
	L				
剪断試験体	LT		(注) マジア率試験体もそれとの試験体と同様		
	LR				

第5編 プロペラ軸スリーブ材と船尾管軸受材との適合性に関する模型実験

第1章 BC2 + 0.5% Ni のスリーブ材とリグナムバイタの組合せによる耐摩耗性に関する模型実験

1.1 実験の目的

水潤滑式船尾管軸受材には従来からリグナムバイタが多く使用されてきたが、摩耗傾向に非常に多くのバラツキがみられ、これがため安定性に欠ける軸受材であるかの如く考えられ、古くから種々検討がなされてきた。本部会においても発足当初からこの摩耗傾向の因子を把握する目的で実船での実績調査が続けられており、そのなかでスリーブ材の材質によつてこの摩耗傾向に大巾な差異のあることを見出し、特に ALBC 材を使用した船舶については非常に信頼性の欠けることを明らかにした。またこの調査のなかで、最近 BC - 2 に 0.5% 程度の Ni を添加したスリーブ材を使用したものに特に安定した摩耗傾向のみられるものも現われ、その経過が注目されている。

BC - 2 に Ni を添加する意図は、BC - 2 に析出する $\alpha + \delta$ 共析晶の微細化によつて耐摩耗性を向上させようとするもので、今回これらの点について実験室的に確認を行なうため、Cu - Sn - Zn をベースとした銅合金スリーブ材を製作し摩耗実験を行なつた。

1.2 実験装置および実験方法

1.2.1 実験装置

実験装置は以前 BC - 3 と ALBC - 3 との耐摩耗性に関する比較実験に使用した装置¹⁾を用いて行なつた。詳細については省略するが、試験片の詳細および装置の外観は図 5.1.1、5.1.2 に示す通りで、スリーブ材を回転片とし、軸受材を固定片とする組合せの方法をとつた。

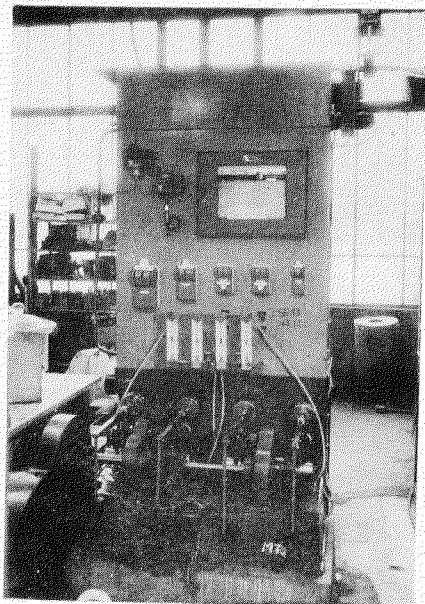


図 5.1.1 試験装置の外観

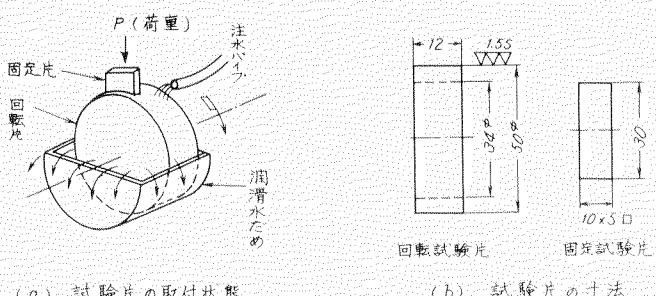


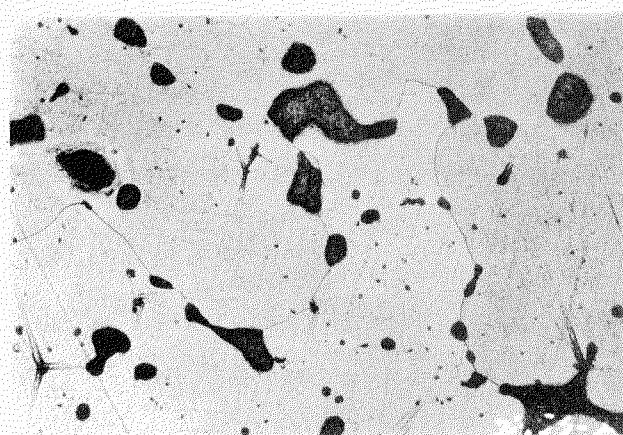
図 5.1.2 試験片の詳細

1.2.2 供試材の詳細

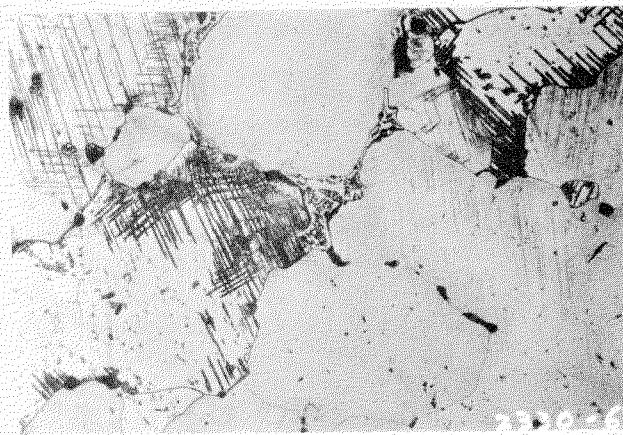
スリーブ供試材は BC - 2 + 0.5% Ni を主体とし、BC - 1, BC - 2, BC - 3, BC - 3 + 0.5% Ni のものを製作した。成分分析結果は表 5.1.1、顕微鏡組織は図 5.1.3 に示す通りである。

表5.1.1 供試材の成分分析結果

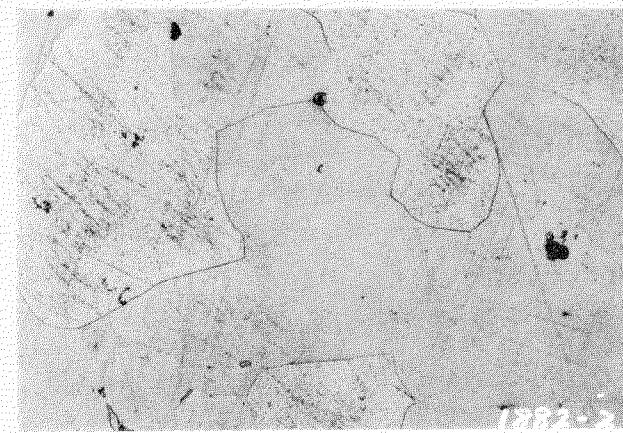
供試材	Cu	Sn	Zn	Pb	Ni
BC-2+0.5Ni	Ba.1	8.9.0	3.0.2	—	0.4.6
BC-2	"	9.4.1	4.4.1	0.1.8	—
BC-3	"	1.0.8.6	1.7.8	0.1.5	—
BC-3+0.5Ni	"	1.1.9.6	1.4.0	0.3.6	0.5.5
BC-1	"	3.3.4	1.1.3.4	4.5.1	—



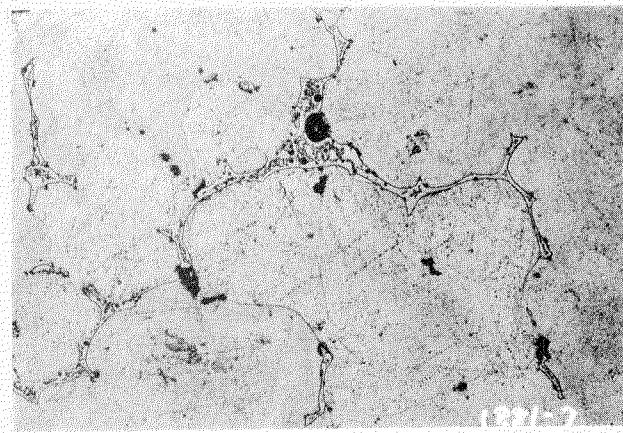
BC-1



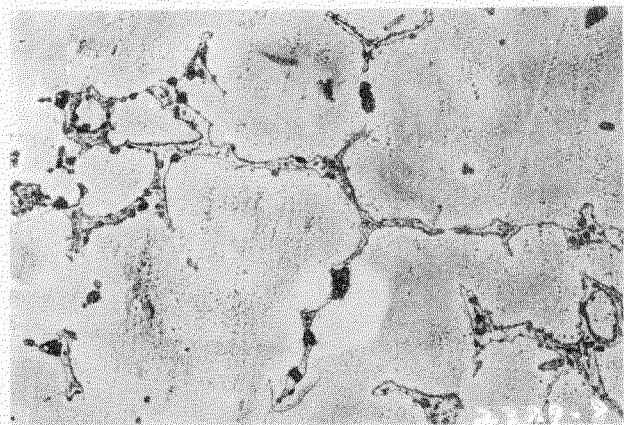
BC-2



BC-2 + 0.5 Ni



BC-3



BC-3 + 0.5 Ni

図5.1.3 スリープ供試材の顕微鏡組織(×200)

軸受供試材にはガテマラ産リグナムバイタを使用した。

1.2.3 試験の方法

試験片の詳細は図 5.1.2 に示す通りで、スリープ材の表面は研削仕上げを施し、表面あらさは $H_{max} 1.5 \mu$ 以下とした。表面のプロファイルは図 5.1.4 に示す通りである。

試験条件は下記の通りである。

摩擦速度	3.62 mm/s
摩擦荷重	30, 60 kg/cm ²
潤滑方法	水道水滴下
潤滑水量	0.5 l/min
摩擦回数	1.0 × 10 ⁷ 回
摩耗量の計測	リグナムバイタ (寸法計測) スリープ (重量計測)

1.3 実験の結果

実験結果は図 5.1.5 にリグナムバイタの摩耗傾向、図 5.1.6 にスリープ材の 10⁷ 回試験後の摩耗量を示す。

図に明らかな通り、リグナムバイタの摩耗量とスリープ材の摩耗量はほぼ比例的な関係にあることが明らかである。スリープ材個々についてみると、BC-1 が最も摩耗量が多く、面圧 60 kg/cm² の場合、試験終了の時点まで 2.0 mm 近くの摩耗量を計測した。この摩耗傾向はある時間に急激に増加するのではなく、ほとんど初期摩耗のない状態で摩耗が進行し、図 5.1.7 に示す通り表面の形状は他の供試材とは異なり非常に荒くなる傾向を示す。

次いで BC-3 + 0.5 Ni, BC-3 の順に摩耗量は少くなり、BC-3 よりも更に BC-2, BC-2 + 0.5 Ni の順で耐摩耗性は向上しているのがわかる。

1.4 実験結果についての考察

今回の実験に使用した 5 種類のスリープ供試材のうち、BC-1 を除く他の 4 種類のものは Cu-Sn 基合金が主体であるのに対し、BC-1 は Cu-Zn 基合金に多量の Pb が添加されている点が他のものと大きく異なる点で、Cu-Zn 基合金に Pb を添加するとその量が多くなる程被削性は良くなるがかえつて耐摩耗性は低下する原因となり、特に荷重が高くなると表面に析出した Pb の化合物が脱落し、これが摩擦面でかえつて研磨剤の役目をなすものと推定される。図 5.1.8 に BC-1 の摩擦面の電子顕微鏡写真を示すが、この辺の事を裏付けているように思われる。

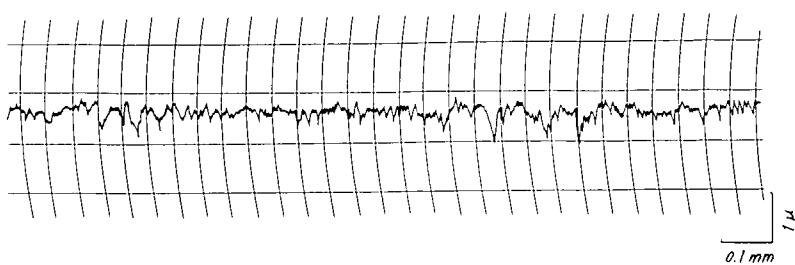


図 5.1.4 スリープ表面のプロファイル

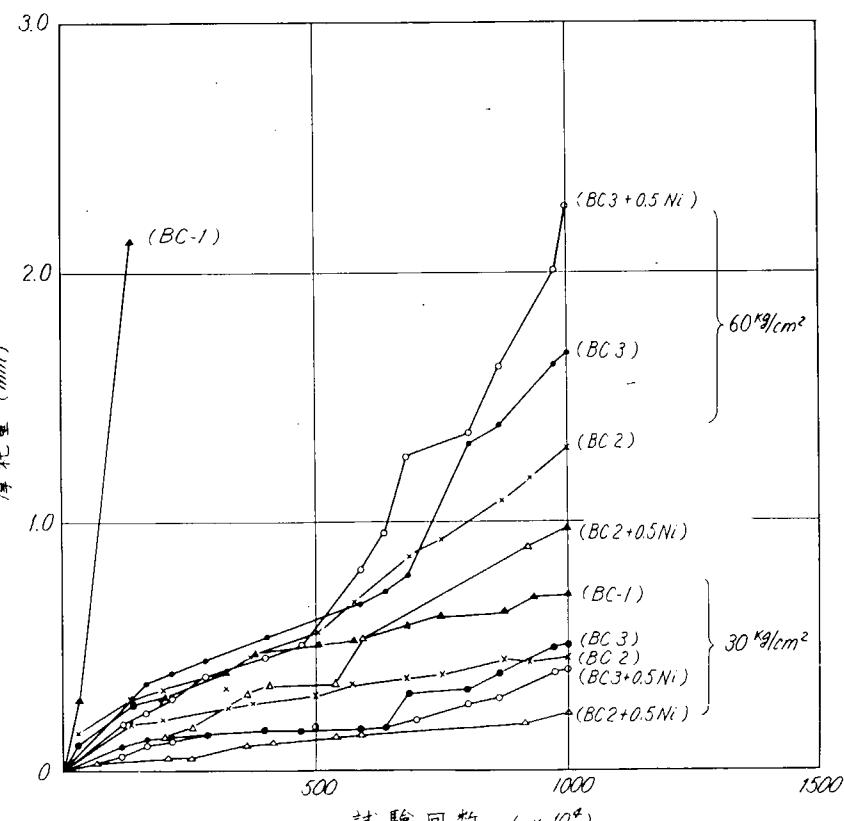


図 5.1.5 リグナムバイタの摩耗傾向

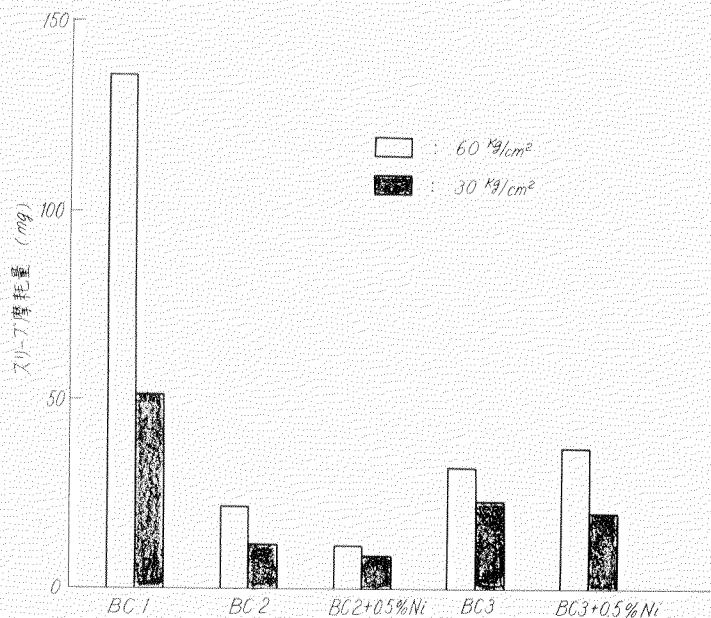


図 5.1.6 スリープ摩耗量

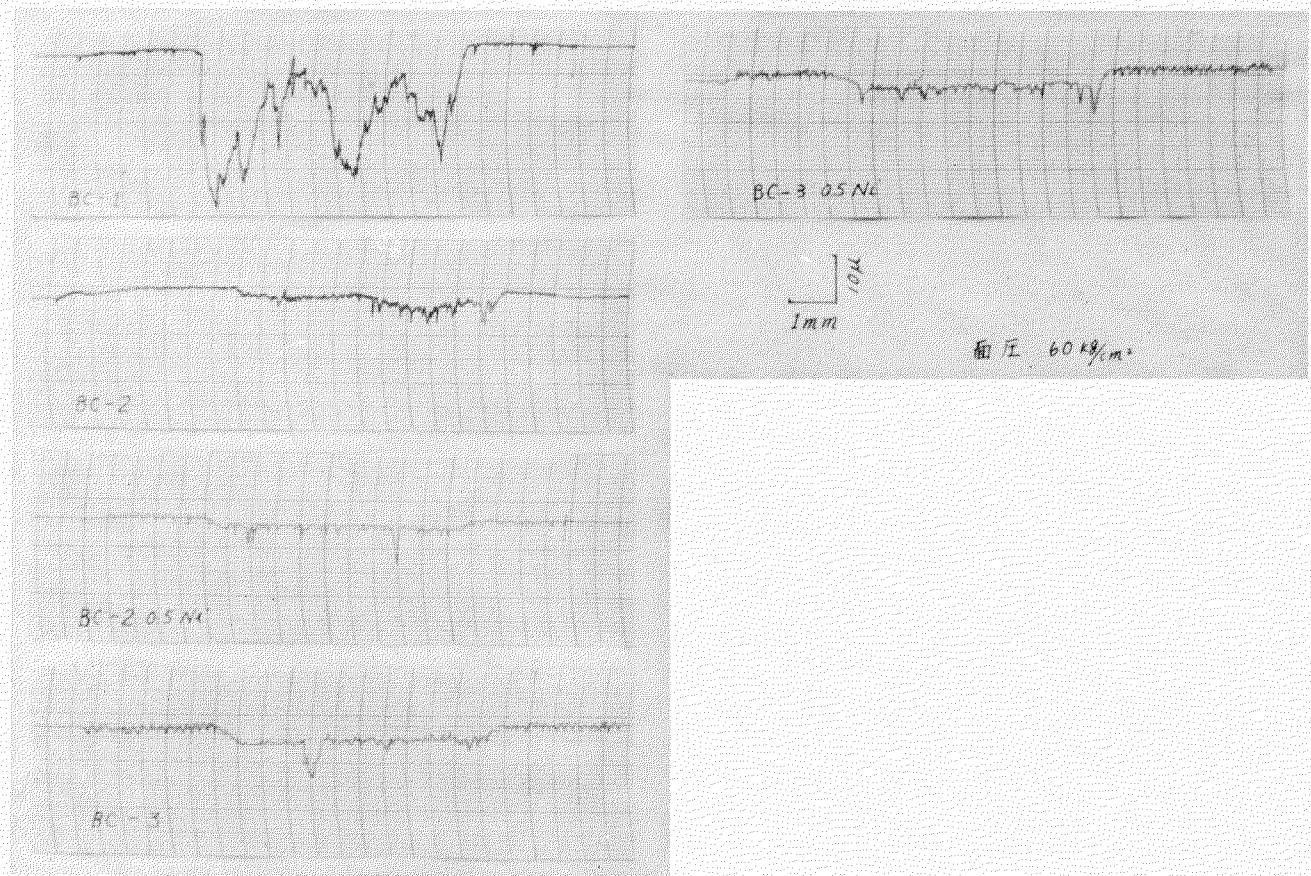


図 5.1.7 試験後のスリープ材の表面プロファイル

B-C材にNi₁を添加することはCu-Snの $\alpha + \delta$ 共析晶の偏析を防止することにあつたが、図5.1.3にも明らかに通り、B-C-2に対しては0.5%程度で目的を達成することは出来たが、B-C-3に対してはあまり効果は期待出来ず、むしろ可成り多く量を添加する必要があるようと思われる。この $\alpha + \delta$ の共析晶偏析の差が耐摩耗性に大きく影響し、B-C-3よりもB-C-2の方が摩耗量も少くなり、更にB-C-2+0.5Ni₁の方が耐摩耗性が向上する結果となつたものと推定される。

リグナムバイタを相手材とした場合、金属組織の面からみると単相の場合の方が酸化膜摩耗の領域が広くなり、耐摩耗性が向上する傾向にあると云われている²⁾が、摩擦実験のスリープの表面を顕微鏡で観察すると、図5.1.9に示す通り、B-C-2+0.5Ni₁の表面には摩擦の途中で形成されたと思われる強固な被膜が認められる。

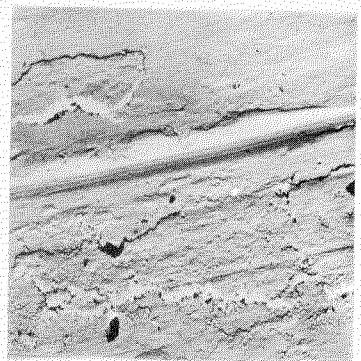
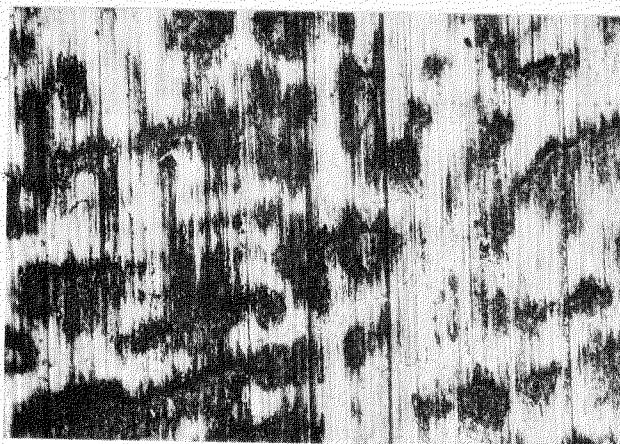
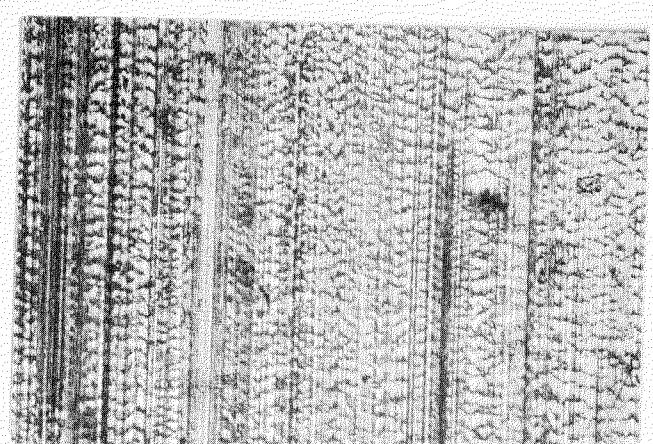


図5.1.8 B-C-1の表面電子顕微写真
(×3000)



B-C-2 + 0.5 Ni₁



B-C-3

図5.1.9 スリープ表面の顕微鏡写真(×100)

又これを更に拡大してみると、図5.1.10に示す通り極めて正常な摩耗表面が認められる。

以上の事項から判断して、B-C-2+0.5%Ni₁の添加は極めて良好な摩耗特性を示し、現在実用されているスリープ材の中では最もリグナムバイタとの適合性の高い材質であるように思われる。

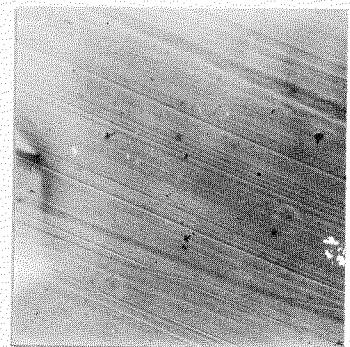


図5.1.10 B-C-2+0.5Ni₁
の表面電子顕微写真
(×3000)

第2章 合成樹脂軸受材およびゴム軸受材と各種軸スリープ材の適合性に関する模型実験

2.1 実験の目的

現在船尾管軸受材には殆んどリグナムバイタが使われ、これに変るべきものとして合成樹脂系軸受材、ゴム軸受材等が数多く開発されているが、非常に特殊な場合に使用されるものを除いて船尾管軸受材として使用されている例は少ない。

将来これらの軸受材の中から一般的な使用の対象となるものが出て来ることは当然考えられるが、現在の実績も乏しく、又同一条件で比較出来る資料がないため、選定に当つては判断に苦慮する場合が非常に多い。

本実験はこれらの材料を同一条件で比較出来る基礎資料を得るため実施したもので、市販の軸受材4種と、現在使用実

績のあるものを含んだ5種のスリーブ材について、それぞれの組合せで摩耗実験を行ない、比較的耐摩耗性が良好で実用化の可能性がある数種の組合せについて摩擦測定を行なつた。

2.2 実験装置および実験方法

2.2.1 軸受供試材

軸受供試材は市販されているものの中から4種のものを選んだ、夫々の物理的性質は表5.2.1に示す。実験に使用した試験片の寸法は図5.1.2と同様である。

表5.2.1 軸受供試材の物理的性質

種類	比重	硬度	抗圧力 Kg/mm ²	抗張力 Kg/mm ²	衝撃値 cm Kg/cm ²	耐熱度 ℃	伸び (%)	備考
フェノール樹脂 帆布積層材	1.41	HB 3.6~4.0	1.7~1.9	8~9	2.5~3.5	130~140		MoS ₂ 含有せず
ナイロン6	1.16	RR 11.7	1.05	8.9	1.0	150		
テフローン (4佛化エチレン樹脂)	2.3	H.D.D. 7.9.3	1.5~2.1	1.26	2.51	260		充填剤入
ゴム		HS 8.0~8.2		1.5~1.6			34.5	

HS : ゴム硬さ

2.2.2 スリーブ供試材

スリーブ供試材は現在リグナムバイタ用として使用されている、BC-3, AL-BC-3, BC-2+0.5Niの3種の他に耐蝕性の良好なステンレス鋼のうちよりSUS-27、フェノール樹脂に対して最も適合性が良好であると云われているCrメタルの合計5種のものを採取した。供試材のうち、BC-3, BC-2+0.5Niは第1章の実験に用いたと同じ素材から加工した。AL-BC-3, SUS-27の成分分析結果は表5.2.2に、機械的性質は表5.2.3、顕微鏡組織は図5.2.1に示す通りである。

表5.2.2 スリーブ供試材の成分分析

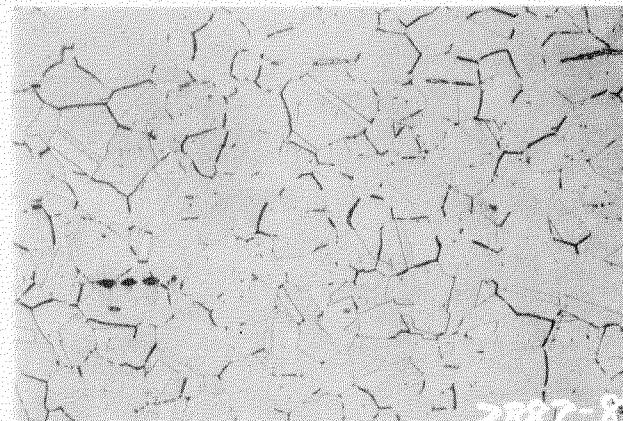
	C	Si	Mn	Ni	Cr	Cu	Al	Fe
AL-BC-3	—	—	0.94	4.92	—	Ba1	9.84	5.40
SUS-27	0.080	0.546	1.43	9.18	18.35	—	—	Ba1

表5.2.3 スリーブ供試材の機械的性質

	引張強さ (Kg/mm ²)	衝撃値 (Kg/cm)	伸び (%)	硬さ HB
BC-2+0.5Ni	28.5	4.2	26.3	73
BC-3	27.0	2.7	25.0	76.8
AL-BC-3	68.5	3.4	18.0	172.0
SUS-27	60		6.0	175



AL-BC-3



SUS-27

図5.2.1 供試材の顕微鏡組織(×200)

2.2.3 実験装置

2.2.3.1 摩耗実験

摩耗実験はまず潤滑水を加熱しないで室温のままで、供試材すべての組合せについて行い、このうち耐摩耗性の良好なもの数種類について潤滑水を加熱し、熱による影響を検討した。

潤滑水を室温の状態で行なう実験は第1章に述べた装置を使用したが、潤滑水を加熱するものについては図5.1.1に示した摩耗試験装置の後方に取付けてある潤滑水制御装置を製作した。装置全体のブロック図は図5.2.2に示す通りで、温度制御、液面制御、潤滑水の圧力制御（流量制御を目的とする）が出来るようにしてある。能力は下記の通りである。

タンク容量 200ℓ

温度調整範囲 40°C ~ 90°C ± 2°C

圧力調整 0 ~ 1.0kg/cm² ± 0.1kg/cm²

潤滑水が室温の場合は使用した潤滑水は排出するようになっていたが、加熱した場合ヒーターの容量から一度使用したものも再度タンクに回収し循環させて使用した。潤滑水の温度は夫々の試験片は付いている潤滑水溜めの中に熱電対を挿入し記録計にて連続的に記録した。

2.2.3.2 摩擦測定実験

当初計画の時点では供試材全部の組合せに対して実験を行なう予定であつたが、実験の主旨から考慮して前述の摩耗実験で良好な結果の出たものについてのみ摩擦測定を行なつた。

図5.2.3に装置断面、図5.2.4、5.2.5に装置全体と試験片の取付状況、図5.2.6に計測器の外観を示した。使用した試験片の形状寸法は図5.1.2と全く同様である。この装置と潤滑水制御装置とを組合せれば加熱時の摩擦測定も行なえるが、今回の実験には割愛した。図に明らかなように、試験片の取付位置は二つのボールベアリングを介した端面にある、このため摩擦測定用のトルクメータはボールベアリングの摩擦も同時に計測するようになつてある。したがつて加圧時にボールベアリングの摩擦と、試験片の摩擦とが加算されて計測されることになる。この影響を確認するため試験片の取付位置にボールベアリングを更に1ヶ挿入し、所要の荷重、回転数でベアリング部分のみのトルクを計測したが、試験片の摩擦に比して問題なく小さな値で、荷重、速度が増加すれば更に影響が少なくなることを確認した。

2.2.4 実験方法

2.2.4.1 摩耗実験

第1章で述べたと同様の軸回転数で次の実験条件で比較実験を行なつた。

摩擦荷重(面圧) 1.5, 4.5, 7.5, 10.5kg/cm²

摩擦回数 2×10^6 , 4×10^6 回

潤滑水の温度 室温

又選ばれた数種の組合せについては潤滑水の温度を60°Cとし、他の条件は全く同様にして実験を行なつた。

2.2.4.2 摩擦測定実験

摩擦測定は摩耗実験の結果を更に裏付けるために実施したので、実験条件を多くとることをはぶき、荷重、速度の影響についてのみ測定し、潤滑水の影響については別の機会に実施することにした。実験条件は下記に示す通りで、それぞれの実験条件

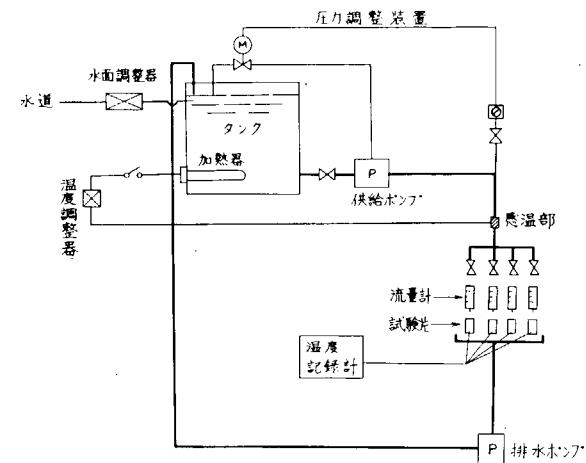
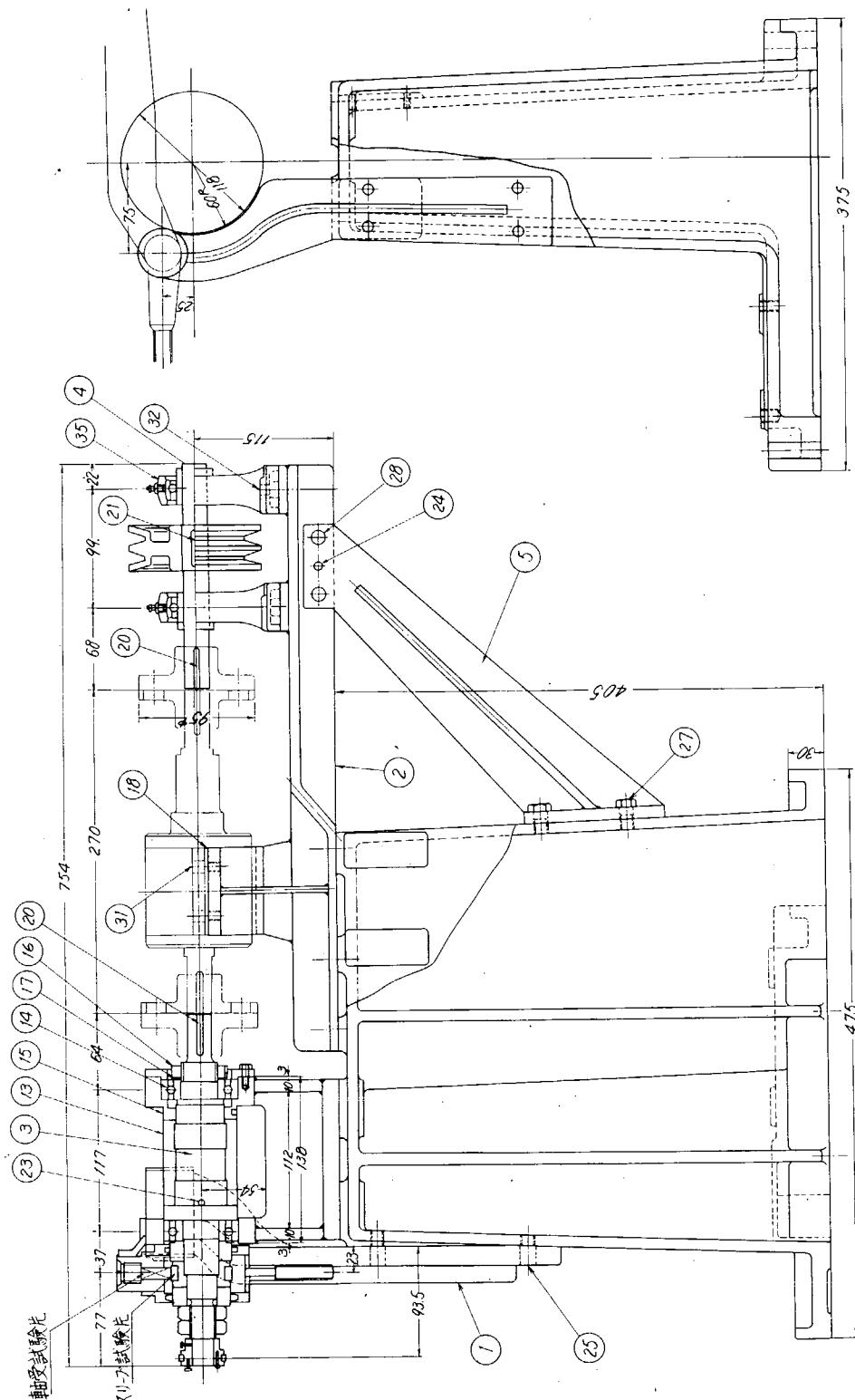


図5.2.2 潤滑制御装置のブロック図

1.34	7エリトリント	15.22×3.5		
1.33	クリスカット	15.16×2.0	市場品	
4.32	"	15.20×2.0	5541	"
4.31	取付ホルト	15.20×2.0	"	
4.31	取付ホルト	15.20×2.0	"	
6.30	"	"	"	"
3.29	丸小アシニ	M3.74	"	
2.28	"	15.25×1.2	"	
4.27	取付ホルト	15.20×2.0	"	
7.26	ナット	15.3	"	
4.25	取付ホルト	15.20×2.0	5541	"
1.24	ツクリビーン	5.0×15.2	5500	市場品
1.23	ノット	6.8×10.2	"	
1.22	キ	"		
1.21	"	4.38×1.2	"	
2.20	"	5.5×5.20	"	
1.19	キ	-	4.4×4.10	5500
2.18	調整リヤー	-	35.91	
1.17	"	7.5×1.2	"	
1.16	ソフト用ナット	"	"	市場品
1.15	スリーフ押	"	5541	
2.14	ボルタジション	14.62×22.22		市場品
1.13	試験機リヤト	"		機外
1.12	カバー	"	"	
1.11	ハッキフケース	"	5541	
1.10	スプリングバネ	10φ 1号	5542	市場品
1.09	アリミン種	"	"	
1.08	アルミスピナ	"	5541	
2.07	ホールドワイヤ	WA.6001X		市場品
1.06	シャフト	"	5545C	
1.05	アラゲット	"	"	
1.04	"	"	"	
1.03	シヤフト	"	5545C	
1.02	架台	"	"	
1.01	いい歯フクシト	"	5541	機外
1.00	名称	"		機外



5. 2. 3

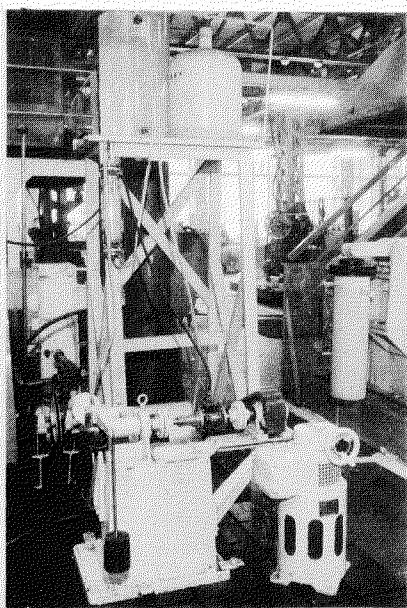


図 5.2.4 装置の外観

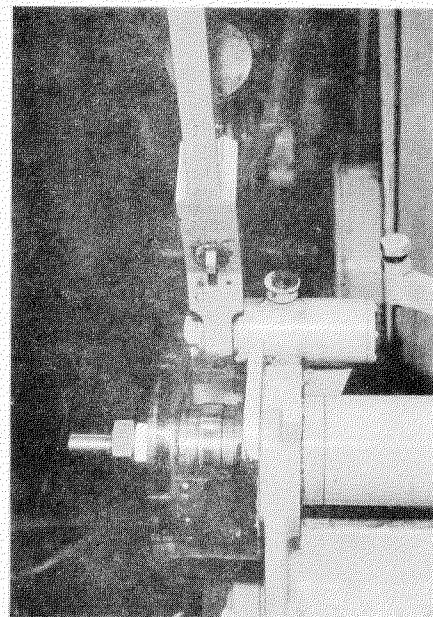


図 5.2.5 試験片の取付状況

摩擦回転数 700, 1,000, 1,350, 1,700

摩擦荷重 2.5~7.0 kg

潤滑水流量 0.5 l/min

で軸トルクを計測し、次式にて摩擦係数を算出した。

$$\mu = \frac{T - T'}{P \cdot r}$$

T : 計測トルク (kg-cm)

T' : ボールベアリングのトルク (kg-cm)

P : 荷重 (kg)

r : 試験片の半径 (2.5 cm)

2.3 実験の結果

2.3.1 摩耗実験（室温における比較）

供試材の組合せにより多少異なるが、比較的摩耗量の少ないものでは、摩擦回数と摩耗量の関係は図 5.2.7 に示す通り、軸受材では殆んどのものが 200 万回迄に初期摩耗の領域から定常摩耗の領域に入っている。このため 0~200 万回迄を初期摩耗、200~400 万回迄を定常摩耗として整理した。このため図示した摩耗量は全て 200~400 万回の 200 万回当たりの摩耗量で、夫々の組合せの結果は図 5.2.8~5.2.17 に示す通りである。

1) SUS-27 スリーブ材との適合性

について

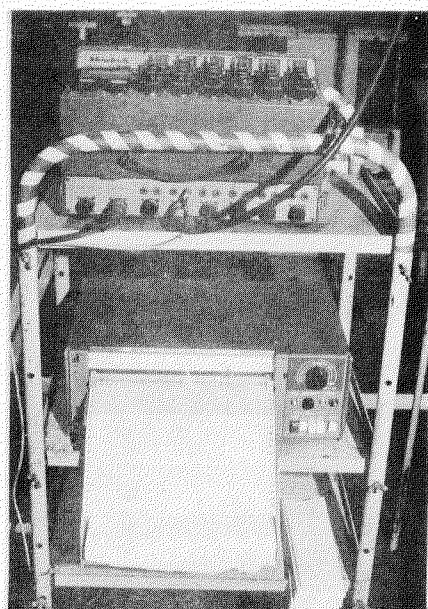


図 5.2.6 計測装置

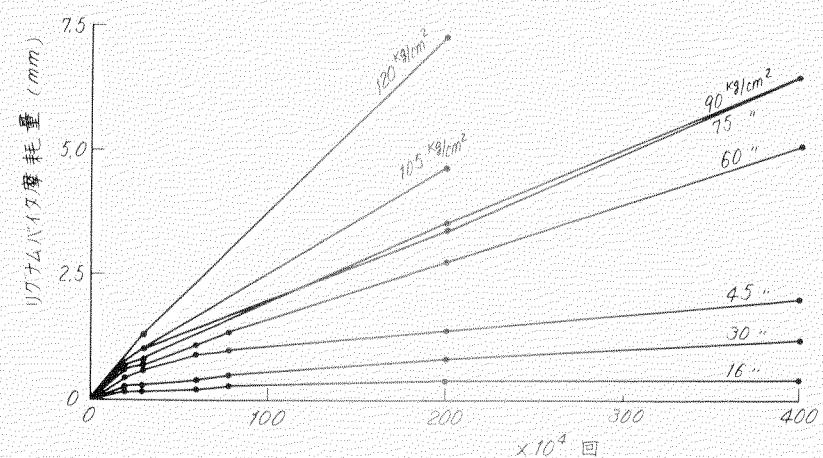


図 5.2.7 摩耗量と摩擦回数の関係
(リグムバイクと SUS-27)

実験結果をSUS-27スリーブ材について整理すると図5.2.8、5.2.9に示す通りである。

このスリーブ材と組合せた場合、軸受材、スリーブ材共に摩耗量の少ないのはゴム軸受で、次いでナイロンとなる。他のもの例えばリグナムバイタではスリーブは摩耗しないが、リグナムバイタの方に座折が生じて実験を継続出来ない部分も生じた。又テフロンでは面圧 60 Kg/cm^2 を越えると軸受材自体が座屈したような形状となり、熱可塑性であるにもかかわらずスリーブの摩耗を増大させる傾向がみられた。比較的一般に水中軸受として使用実績のある帆布入フェノール樹脂が最も悪い結果となつた。これらの結果からSUS-27と最も適合性のある軸受材としてはゴム、ナイロンと云える。

2) Crメツキスリーブ材との適合性について

結果は図5.2.10、5.2.11に示すように、全般面に軸受材、スリーブ材共に摩耗量が多く、今迄一般的に云われている結果とかなり異なつた結果がえられた。帆布入フェノール樹脂の場合、他の水中軸受材に比して最も摩耗量は少ないと云われているが、摩擦面での帆布の方向によつて著しく結果に差が認められる。図中(II)の記号のあるものは一般的に使用されている形式で帆布の積層方向が摩擦面と同一方向のもの、(I)は積層方向と直角面で摩擦した場合である。結果からみると軸受材、スリーブ材共に(II)の方が摩耗量が少なく良好な摩耗特性を示している。しかしいずれの場合もSUS-27の場合とは逆で、スリーブ材の摩耗量が多くなる傾向を示す。

その他の軸受材についてはテフロンが比較的安定な耐摩耗性を示し、ナイロンがこれにつづいている。リグナムバ

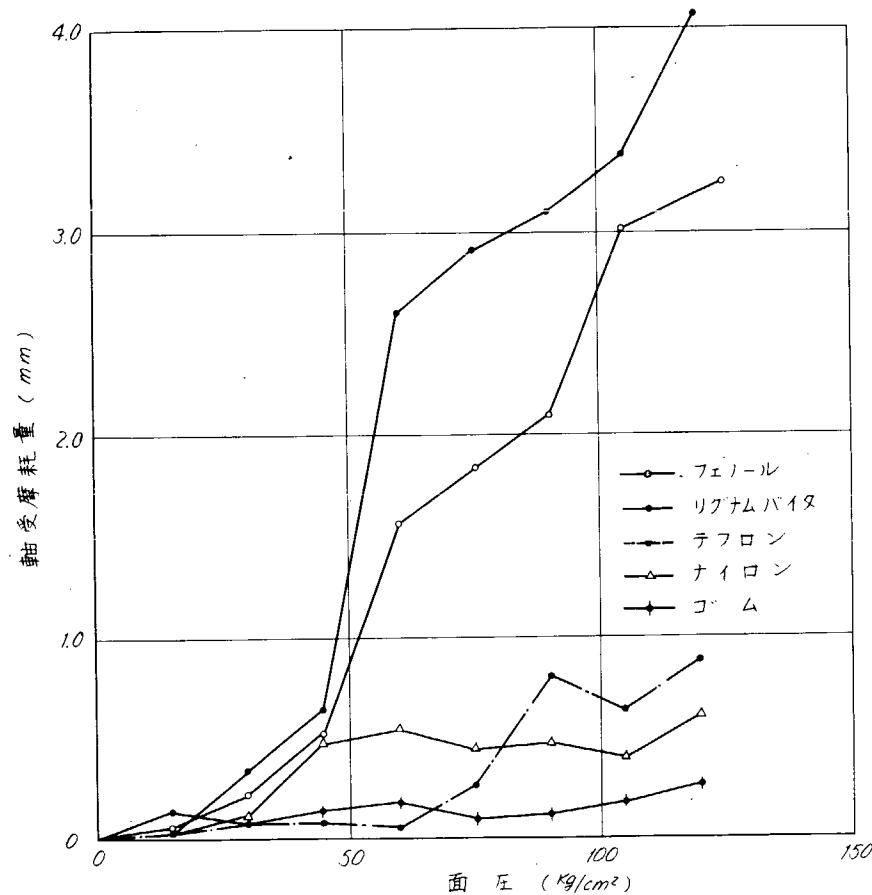


図5.2.8 SUS-27スリーブ材の結果(軸受材の摩耗)

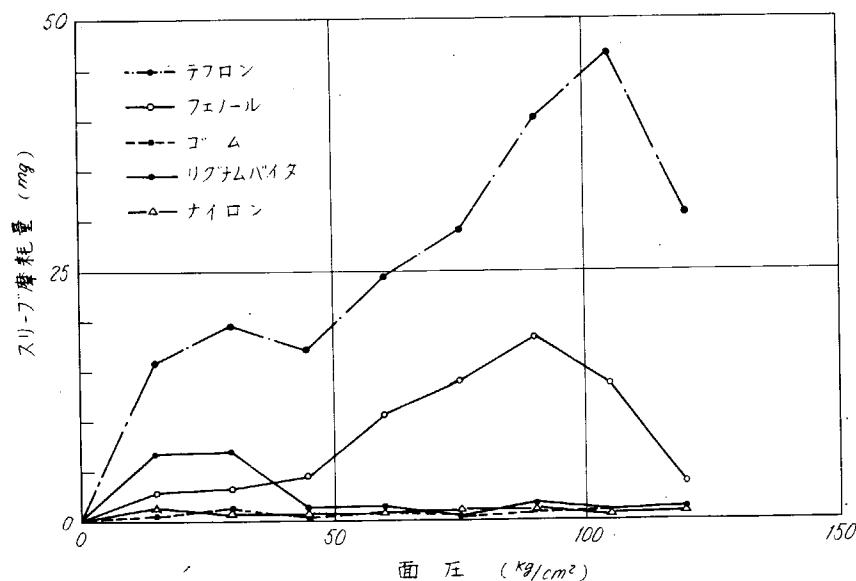


図5.2.9 SUS-27スリーブ材の結果(スリーブ材の摩耗)

イタはこれらと比較して数倍摩耗量が多くなる傾向にある。ゴム軸受の場合、軸受材の摩耗量は前述した、テフロン、ナイロンと同等であるが、面圧 7.5 Kg/cm^2 以上になると極端にスリーブの摩耗量が増加する。

以上いくつかの組合せのなかで得られた結果から検討すると Cr メッキの場合、軸受材よりもスリーブ材の摩耗量が極端に多いように思われる。今回の場合、SS41 材に Cr メッキを施工し、研磨仕上 $H_{max} 1.5 \mu$ 程度の仕上面あらさで実験を行なつたが、単に Cr メッキとして比較するのではなく、表面あらさ、母材の影響等についても検討してみないと、本当の意味の Cr メッキに対する評価は不可能であるように思われる。今後機会をみてこれらの点については再度検討してみたい。

実験を行なつた範囲内で最も適合性のある軸受材は帆布入フェノールを帆布の積層方向と同一に摩擦した場合であると云える。これについてテフロンも比較的安定であつた。しかし今回の実験に使用したテフロンは圧縮強さが低く、加圧時の寸法の安定性に欠けるきらいが見受けられた。

3) BC-3 スリーブ材の適合性について

実験結果は図 5.2.1.2、5.2.1.3 に示す通りで、ナイロン、ゴム軸受が比較的安定した耐摩耗性を示し、スリーブ、軸受材共に少ない摩耗量が計測された。帆布入フェノールについては Cr メッキの場合に類似した傾向で、軸受材の摩耗量は少ないが、スリーブ材の摩耗量が多くなる傾向にある。これについても Cr メッキの場合と同様帆布の方向に摩擦すれば、約 1/2 程度に摩耗量は減少するものと推定出来るが、それでもナイロンよりは多くなる。テフロンはこのスリーブ材に対しては殆んど使用に耐えられない状態で、 4.5 Kg/cm^2 以上の面圧で圧縮変形を生じ、摩擦面にはみだした状態で摩擦しているため極端にスリーブの摩耗量が増大する結果となつた。

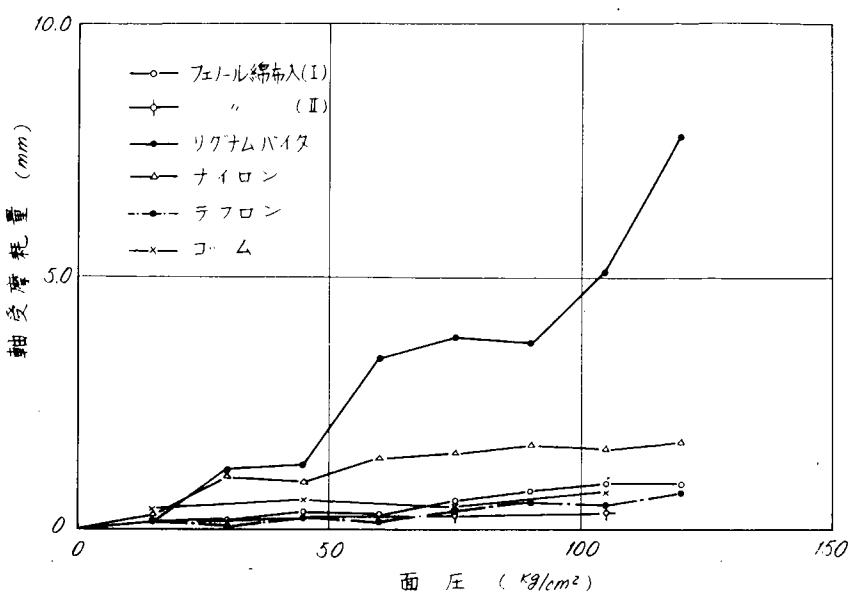


図 5.2.1.0 Cr メッキスリーブ材の結果 (軸受材の摩耗)

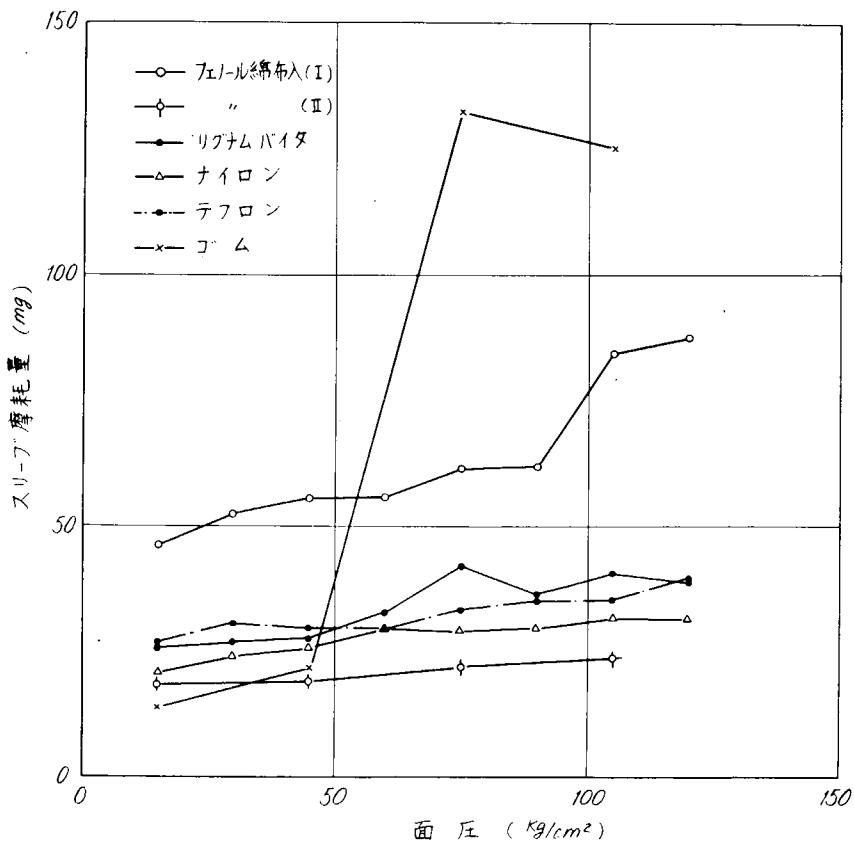


図 5.2.1.1 Cr メッキスリーブ材の結果 (スリーブ摩耗量)

4) BC-2+0.5Niスリーブ材との適合性について

図5.2.1.4、5.2.1.5に実験結果を示す。図に明らかに如く、このスリーブ材に最も適合している軸受材はリグナムバイタであることがわかる。ゴム軸受の場合も軸受材では 10.5 Kg/cm^2 の時僅かに摩耗量は少なくなる程度で、スリーブの摩耗をも加味するとリグナムバイタより劣る結果となる。

その他の軸受材では帆布入フェノールとの組合せの場合が比較的安定で、テフロン、ナイロンには軸受材とスリーブ材の相関性がない。即ち、テフロンの場合、スリーブの摩耗量は比較的少ないが、軸受材は 10.5 Kg/cm^2 の面圧で、SUS-27, BC-3にみられた座屈の現象が認められた。ナイロンはこの逆で軸受材の摩耗は少ないがかえつてスリーブ材の摩耗量が多くなる傾向にある。

結論的に云えることは、このスリーブ材はリグナムバイタの組合せにおいて最大の機能が發揮出来るものと思われる。

5) ALBC-3スリーブ材の適合性について

結果は図5.2.1.6、5.2.1.7にまとめた。図中軸受材が3種しか記入されていないのは帆布入フェノール樹脂との組合せでは全く適合性が悪く、数時間の試験で軸受材、スリーブ材の摩耗が多く、実験を継続することが不可能となつたので途中で中止したためである。この状況はどちらかと云えばリグナムバイタと組合せた場合に非常に良く似ており、フェノール樹脂の中にALBC-3の摩耗粉が附着し、スリーブの表面が極端に損耗する結果となつた。

ナイロンの場合も程度はやや軽微ではあるが、ほぼこれと同じようにナイロンの表面にスリーブの摩耗粉が附着している。このような状態の全くみられないのは、テフロン、ゴム軸受材である。ALBC-3をスリーブ材とするとテフロン軸受材に著しい座屈の現象は認められなく、ナイロンに匹敵する程軸受材の摩耗量は少くなり、スリーブの摩耗量はナイロンのときの約 $\frac{1}{4}$ 以下となる。あえてこの材料をスリーブ材として使用するならば、摩擦係数の低い軸受材つまりテフロン、ゴム等が適当であろう。

6) 実験結果のまとめ

以上いくつかの組合せで実施した実験の結果を軸受材別に整理すると図5.2.1.8、5.2.1.9、5.2.2.0に示す通りである。これらの結果を総括すると次のことが云える。即ち、ゴム軸受にはSUS-27、ナイロンにはBC-3、帆布入フェノール樹脂にはCrメツキ又はBC-3、テフロンはCrメツキ、リグナムバイタはBC-2+0.2Niが最も適

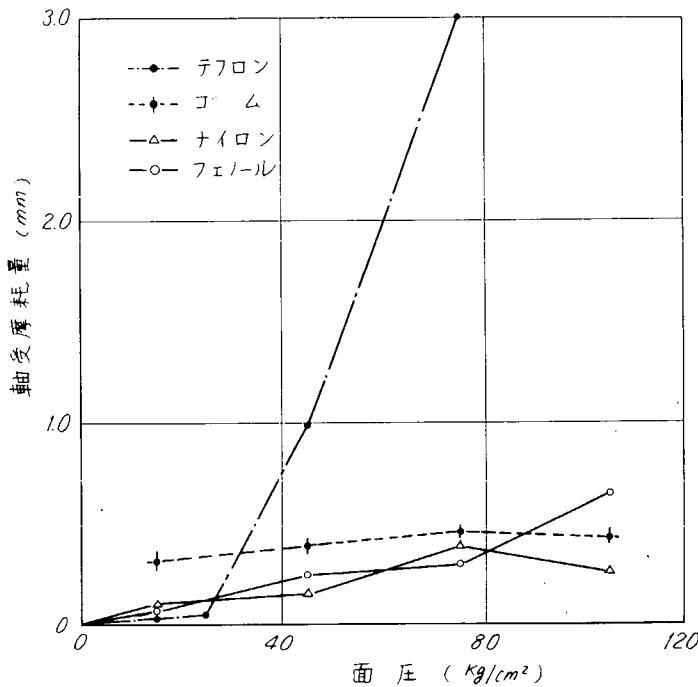


図5.2.1.2 BC-3スリーブ材の結果(軸受材の摩耗)

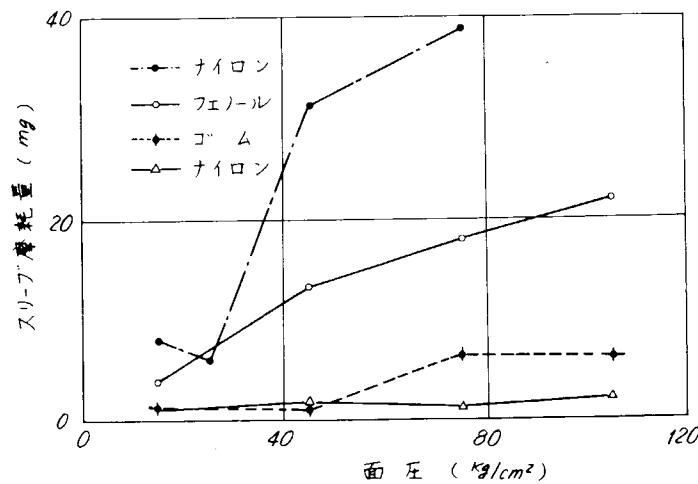


図5.2.1.3 BC-3スリーブ材の結果(スリーブ材の摩耗)

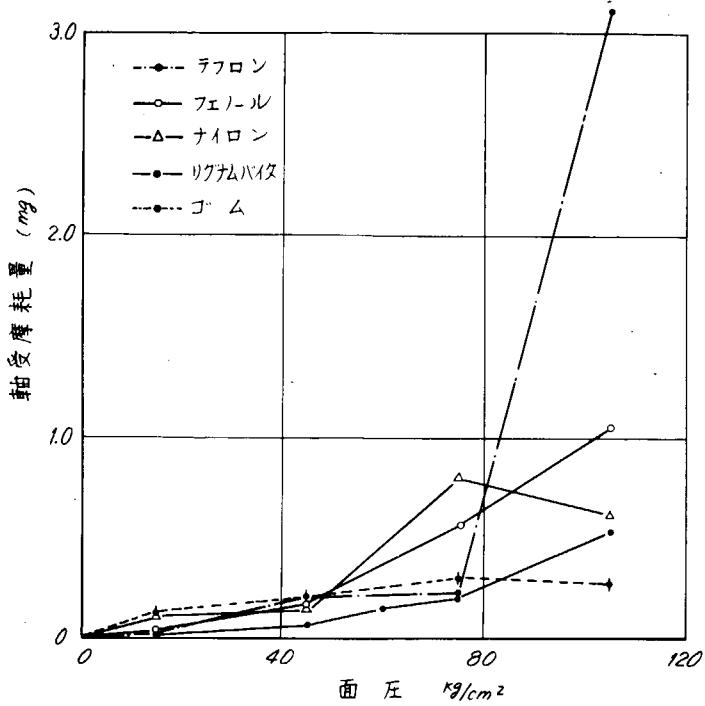


図 5.2.1.4 BC-2+0.5Ni スリーブ材の結果(軸受材の摩耗)

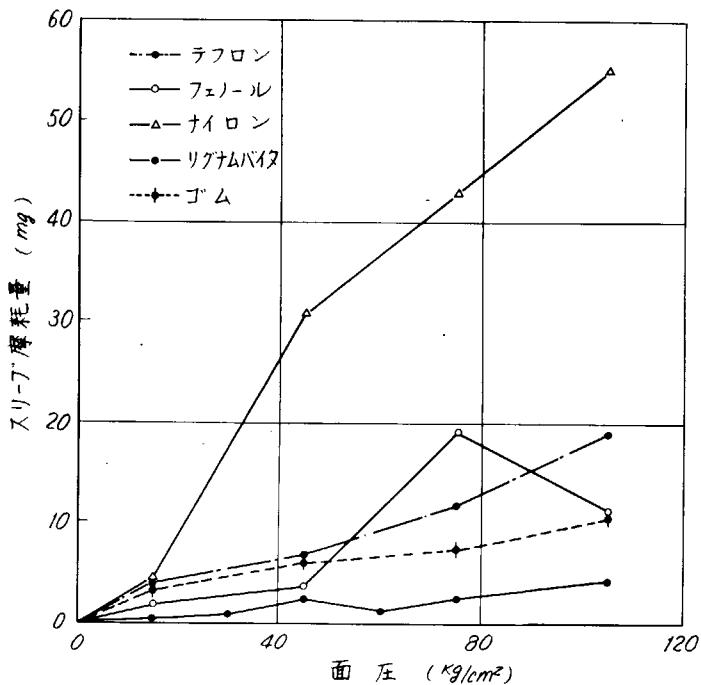


図 5.2.1.5 BC-2+0.5Ni スリーブ材の結果(スリーブ材の摩耗)

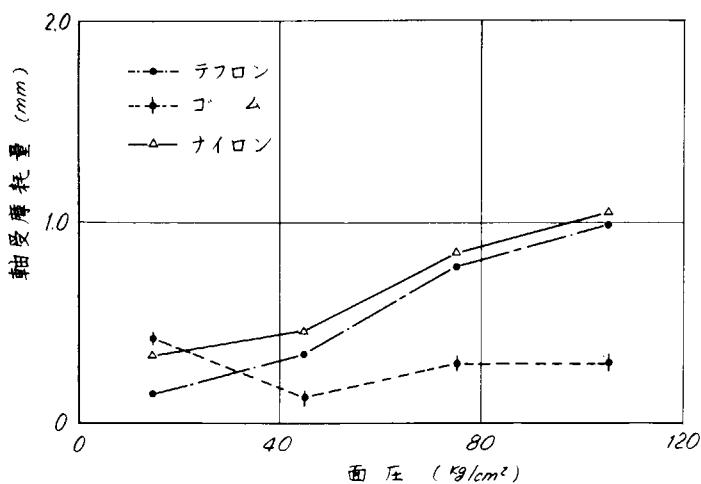


図 5.2.1.6 ALBC-3 スリーブ材の結果(軸受材の摩耗)

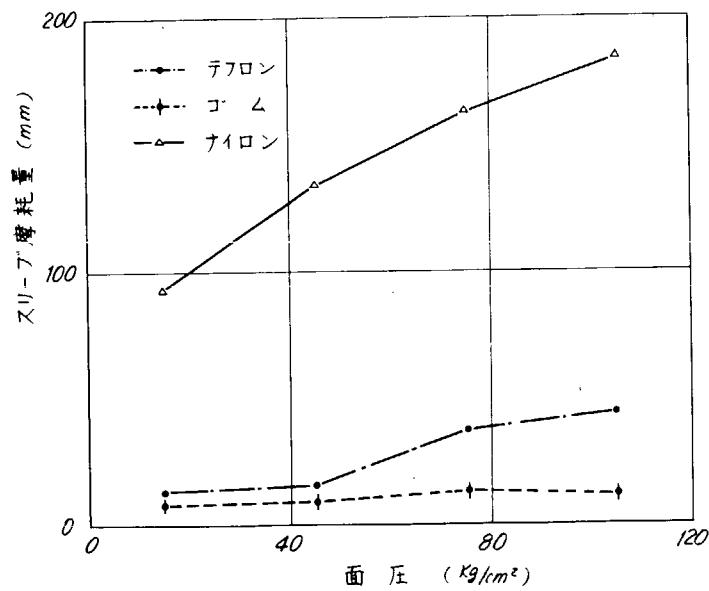


図 5.2.17 ALBC-3 スリープ材の結果(スリープ材の摩耗)

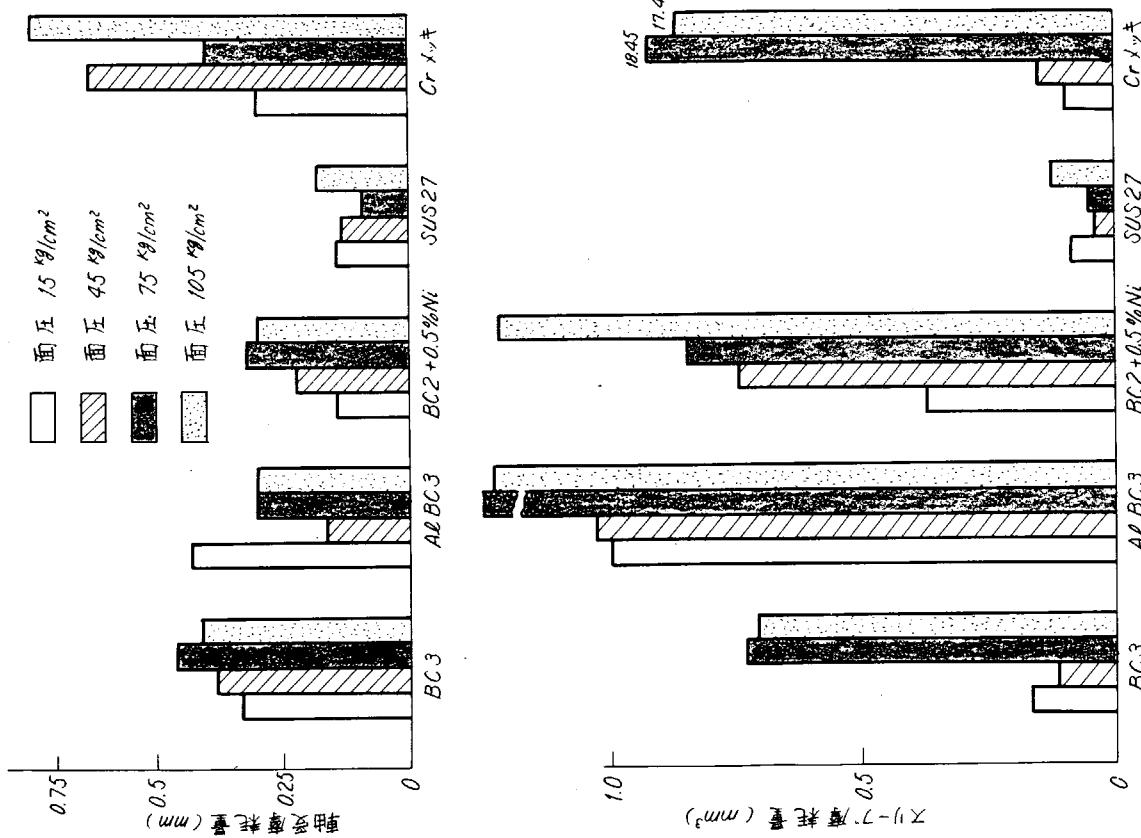
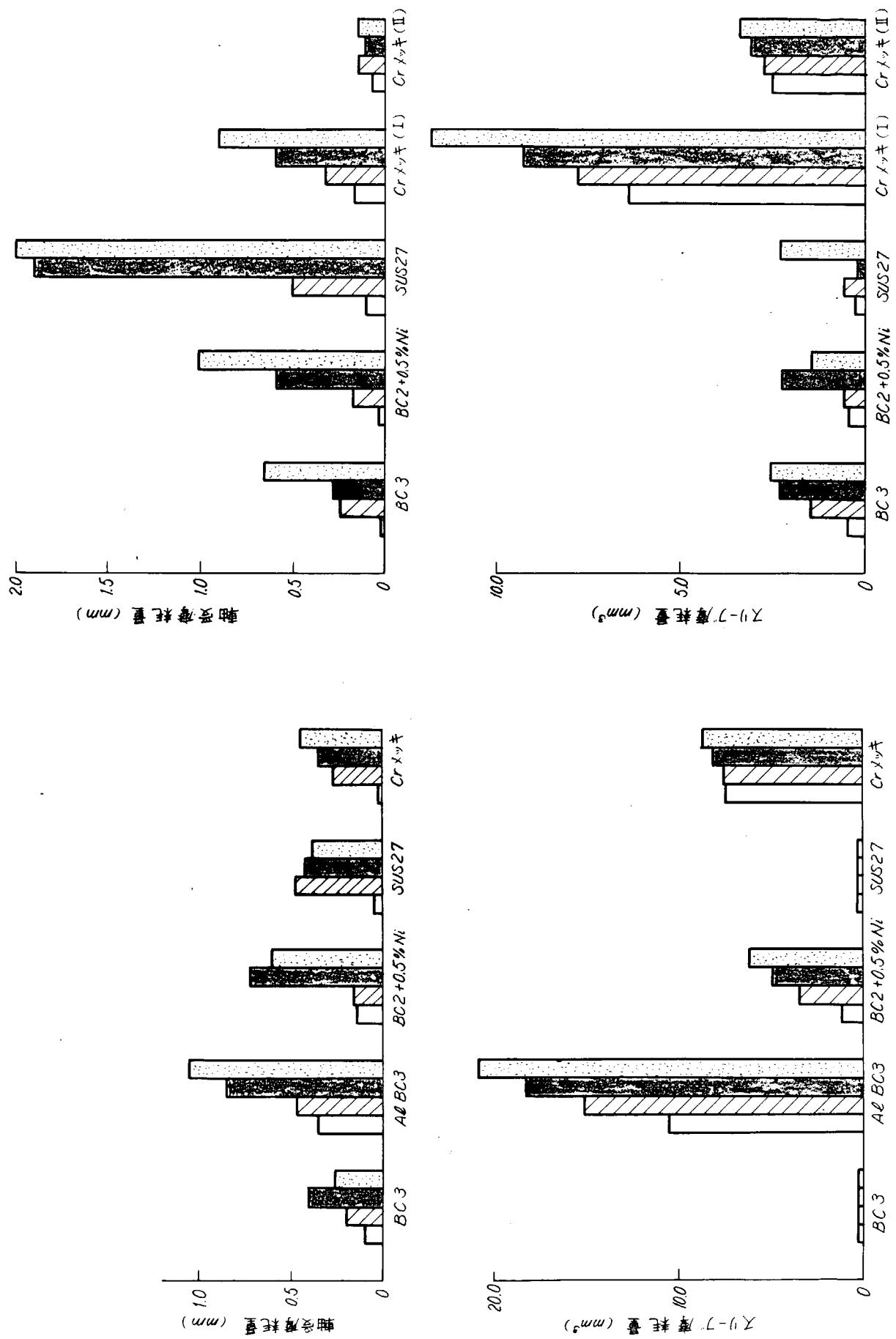


図 5.2.18 RUBBER 軸受材とスリープ材の適合性

図 5.2.20 フエノール軸受材とスリーブ材の適合性

図 5.2.19 ナイロン軸受材とスリーブ材の適合性



合性の良い組合せである。この夫々の組合せの摩耗量を比較すると図5.2.2.1に示す通りである。

従来の実験では樹脂系材料とリグナムバイタとを比較するとリグナムバイタの方が数倍以上の摩耗量を示すものとされていたが、スリーブ材の改良によりリグナムバイタの耐摩耗性も一段と向上し、今回行なつた実験の範囲ではナイロンに匹敵する耐摩耗性を有することが明らかとなつた。その反面リグナムバイタ以外のもので更に数倍の耐摩耗性を有するものもある。

合成樹脂系軸受材は一般に耐熱性の点で劣ると云われている。

例えば、ナイロンの場合、室温の実験結果非常に良いものもあつたが耐熱性の点で劣ることは一般的に知られている。これらの点を確認し更に信頼度の高い実験結果を得るため、潤滑水を加熱して実験を行なつた。

2.3.2 摩耗実験結果（潤滑水60°Cの場合）

潤滑水の温度を60°Cに上昇して、2.3.1に述べた実験の結果良好な組合せのものについて実験を実施した。今回の実験の結果にみられた特徴は優劣の差が比較的早期に発見出来ることで、例えば図5.2.2.2に一般的摩耗傾向を示すように、耐熱性の悪いものは、a) のような傾向で200万回迄にはほぼ結果があらわれ、400万回迄実験を続けると差は著しく大きくなる。判別し難いものは、c) の傾向を示すもので、耐熱性が良く、摩耗量の少ないものにみられる。

今回の場合も2.3.1と同様にして実験の結果を整理すると表5.2.4、図5.2.2.3の如

表5.2.4 実験結果

	面圧	Cr対 フェノール	Cr対 テフロン	BC-3対 ナイロン	BC-3対 フェノール	SUS-27 ゴム	BC-2+0.5Ni リグナムバイタ
軸受 摩耗 量 (mm)	1.5 Kg/cm ²	1.36	0.17	0.1	0.1	0.13	0.1
	2.5 "	—	0.18	—	—	—	—
	4.5 "	5.73	1.95	1.55	0.3	0.29	0.2
	5.5 "	—	3.31	—	—	—	—
	7.5 "	11.96	—	3.24	0.54	0.4	0.5
スリーブ 摩耗 量 (mg)	10.5 "	11.0	—	5.31	1.1	0.2	9.08
	15 "	19.7	2.96	0.3	2.8	2.0	+0.3
	2.5 "	—	2.93	—	—	—	—
	4.5 "	20.5	28.9	0.4	1.4	1.3	1.1
	5.5 "	—	30.8	—	—	—	—
	7.5 "	55.0	—	3.9	2.9	1.5	+0.6
	10.5 "	27.4	—	2.3	7.5	2.4	+0.8

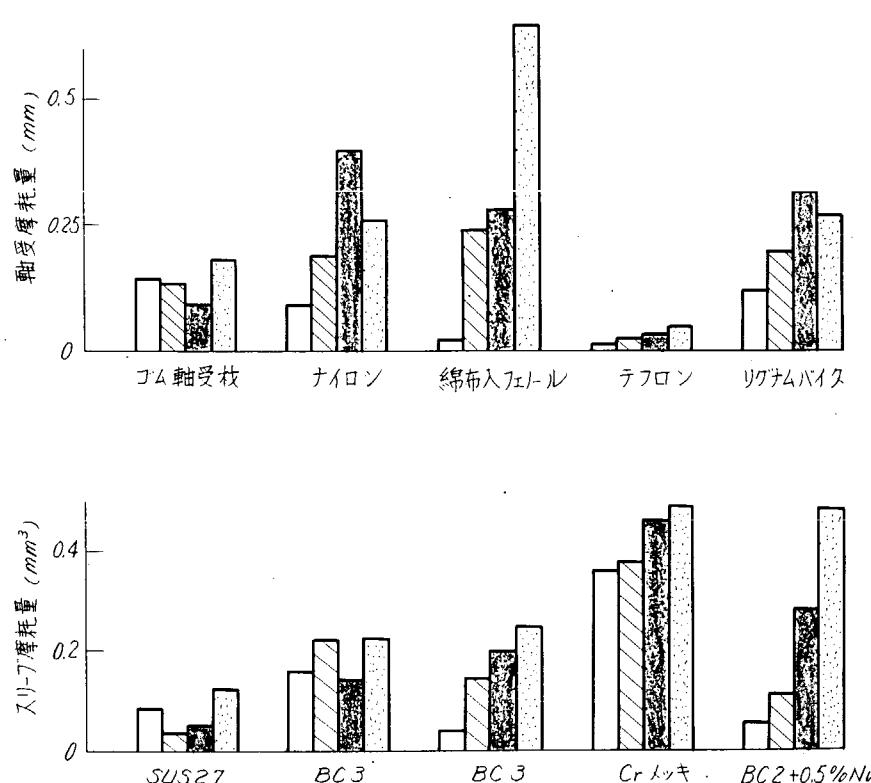


図5.2.2.1 最適組合せの比較

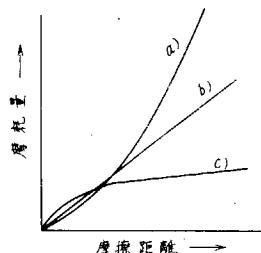


図5.2.2.2

くである。表5.2.4にも明らかな通り潤滑水を加熱し、排水をしないで循環させたため、銅合金スリーブでは重量の増加したものもみられた。これは循環水の影響もさることながら、摩擦時間に関係し、このような摩耗量の少ないものを比較する場合、第1章で行なつたように最低1,000万回位の時間摩擦しないと明確な差が現われないものと思われる。しかしこのような状況の中でも組合せの差は明確に認められ、ナイロンは耐熱性の点で予想通りの結果がえられた。

テフロンは耐熱性の点では問題となる温度ではないが、室温の時に起きたと同様の座屈の現象がみられた。フェノール樹脂については、Crメツキの場合と、BC-3の場合で結果に非常に大きな差が表わされた。これはスリーブ材との適合性に焦点を絞るべきもので、耐熱性についてはBC-3の結果から充分満足すべき結果が得られたものと思われる。リグナムバイタには

60°Cの温度が比較的苛酷な条件であると考えられる点が見出された。即ち、105Kg/cm²の荷重で摩耗と云うよりはリグナムバイタの裁縫の方向に割れる現象がみられた。更に潤滑水の温度を上げて行くと、もと低い荷重でもこの現象が認められるようになることは容易に推定出来る。

潤滑水の温度を60°Cとした1条件の実験であつたが、最終的にはSUS-27とゴム、BC-3とフェノール帆布入積層材が残つたことになる。これらの組合せについては更に摩擦時間を長くしないと明確な差異は認められない。

2.3.3 摩擦測定実験結果

供試材には図5.2.2.1に示した最適組合せのものを選んだ。摩擦測定には実験前のならし運転の状態が大きく影響すると思われるが、今回の測定は最も苛酷な状態を現出させる意味で、なじみ運転を行なわず、階段的に荷重を増加させる方式をとつた。摩擦トルクと荷重、時間の間には図5.2.2.4に示す傾向があり、焼付の状態を見出すことは非常に困難であつた。つまり加圧時に摩擦トルクは増加するが、そのまま実験を継続していると、ある一定の値に落付く、比較的低荷重の場合には早い時期に落付くが、荷重が高くなると長時間を要する場合があり、時間の因子も無視出来ない。このため計測値としては一定値に落付いた値を探つた。

以上のような方法で行なつた実験結果を図5.2.2.5～2.9に示す。Cr-フェノール帆布横層材で横層材と直角方向と平行方向に摩擦したものでは、後者の方が摩擦係数は低くなる傾向にある。同一フェノール帆布横層材ではCrメツキのものよりも、BC-3の方がかえつて摩擦係数は低くなる。フェノール帆布横層材とテフロンではテフロンの方が摩擦係数は低くなり、この程度の実験時間では圧縮変形を生じるには至らなかつた。リグナムバイタとBC-2+0.5Niの場合摩擦係数としては他の軸受材よりは少し高くなるが、荷重、摩擦速度に対しては安定した摩擦特性を示している。SUS-27とゴム軸受の場合は図5.2.2.9に示した通り、荷重の増加に対して摩擦係数は漸減の傾向を示し、供試材中ではテフロンに次いで低い摩擦係数を示す。

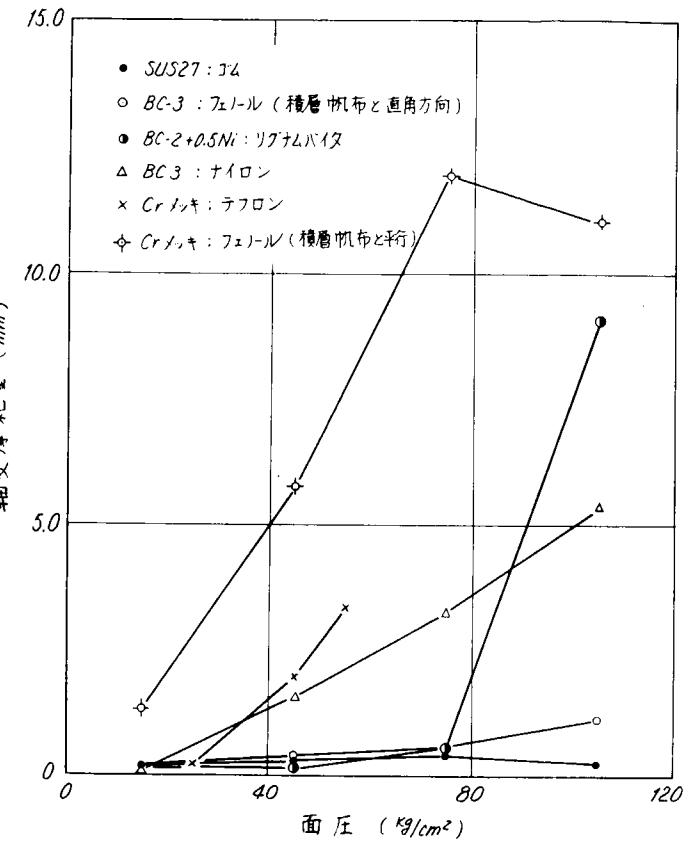


図5.2.2.3 潤滑水60°Cの実験結果

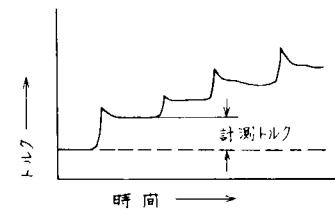


図5.2.2.4

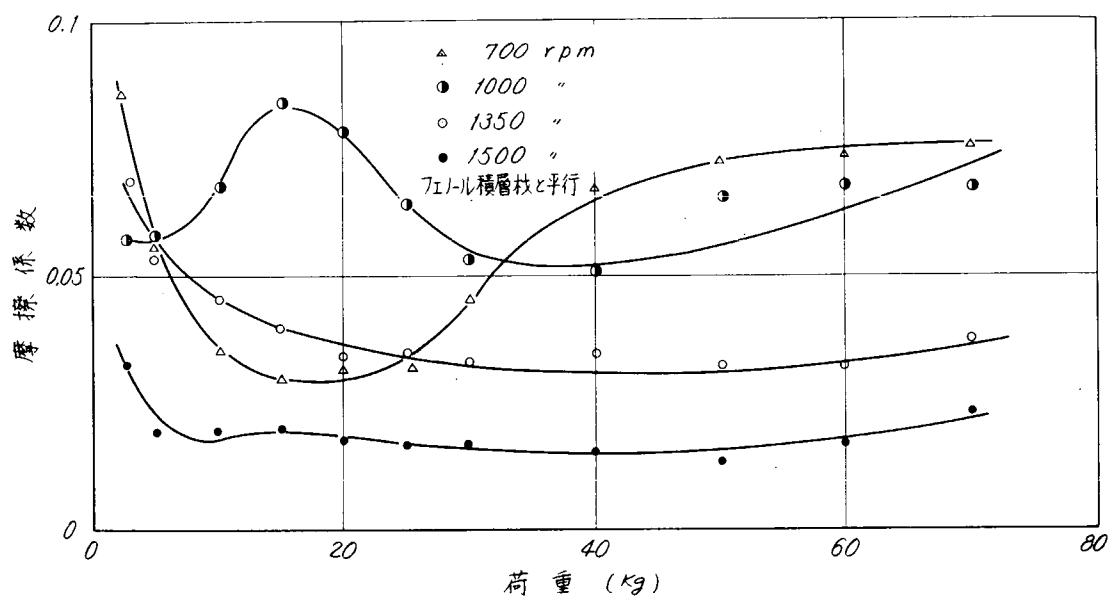


図 5.2.2.5 Cr-フェノールの摩擦係数

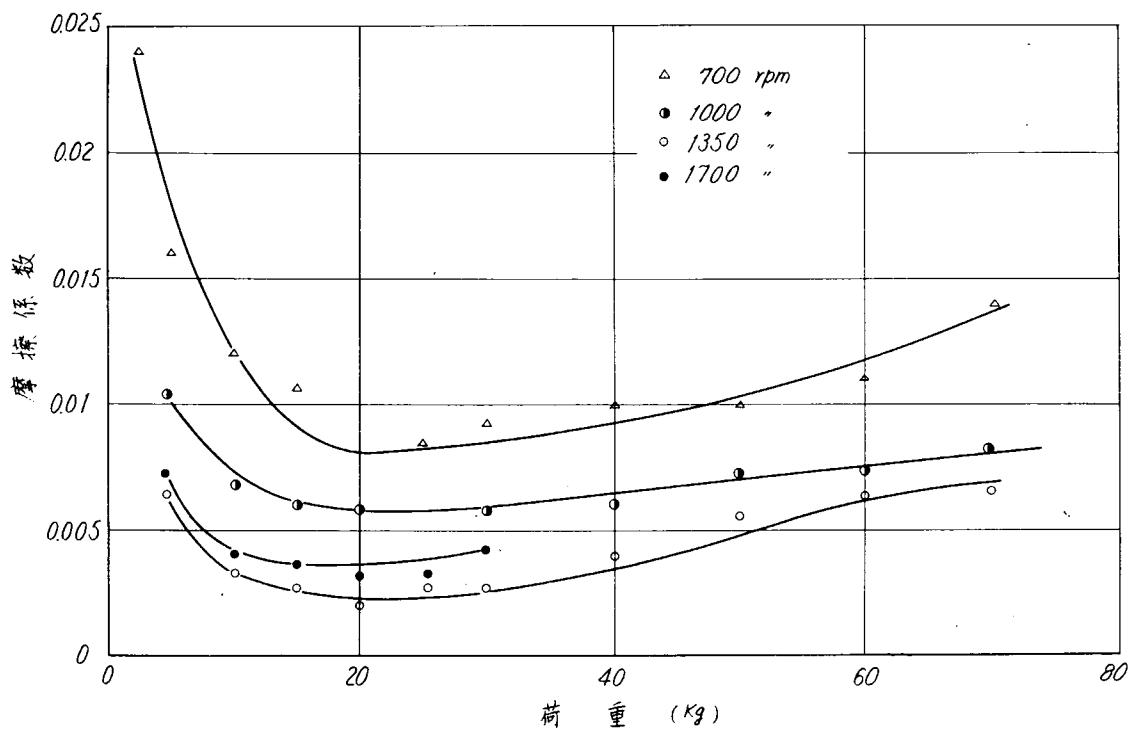


図 5.2.2.6 Cr-テフロンの摩擦係数

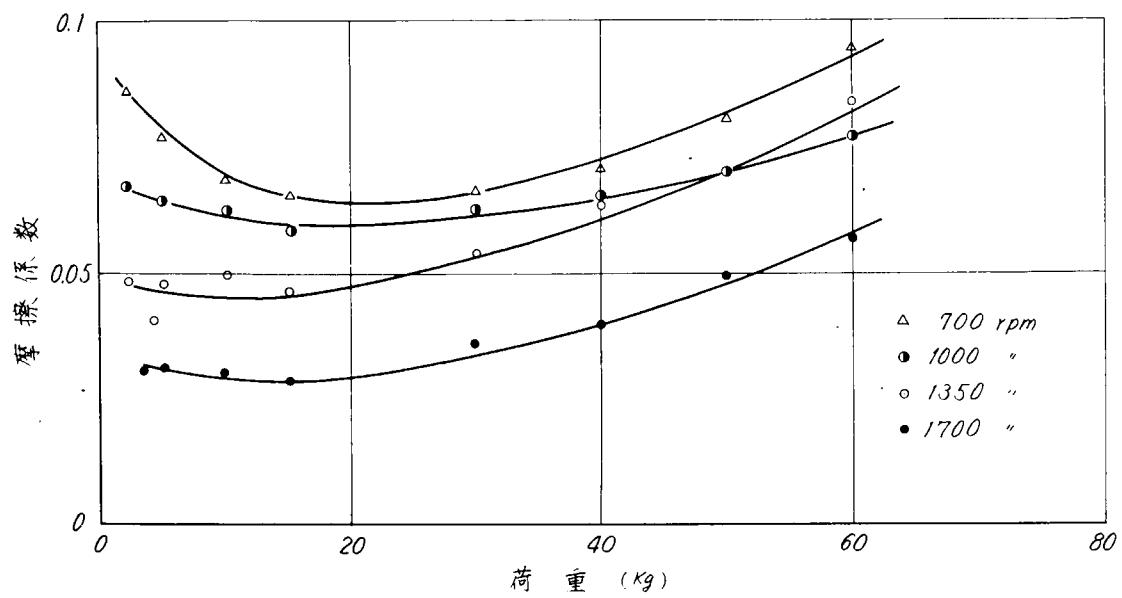


図 5.2.2.7 BC-3 ナイロンの摩擦係数

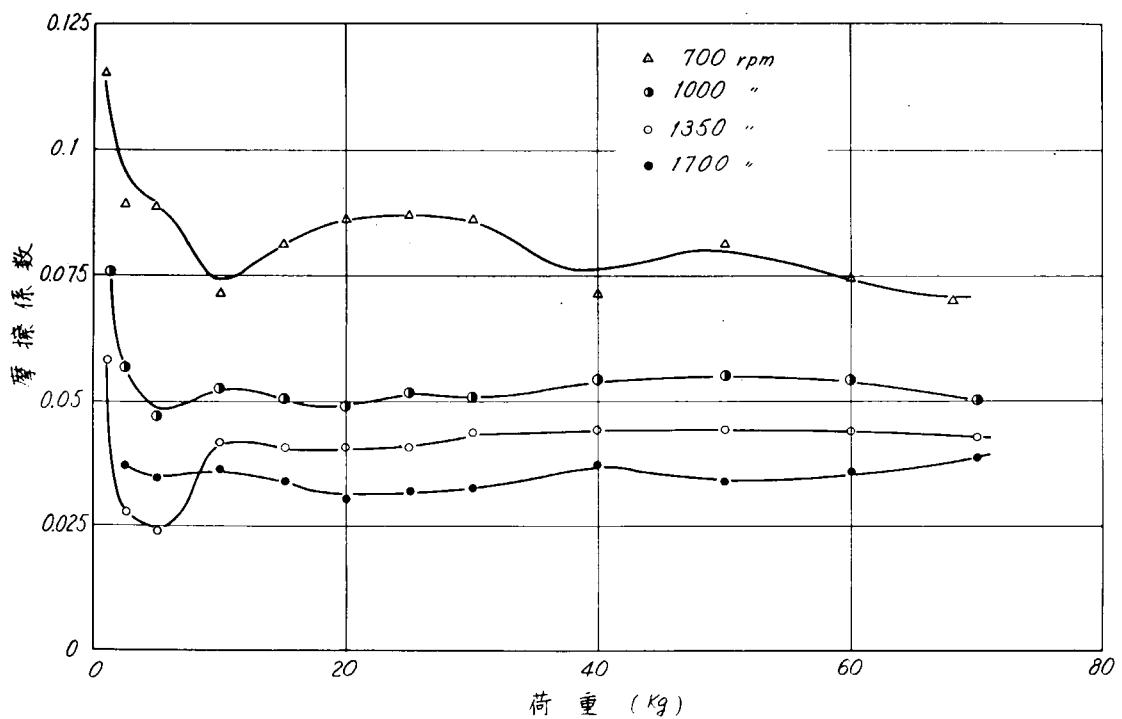


図 5.2.2.8 BC-2 + 0.5Ni リグナムバイタの摩擦係数

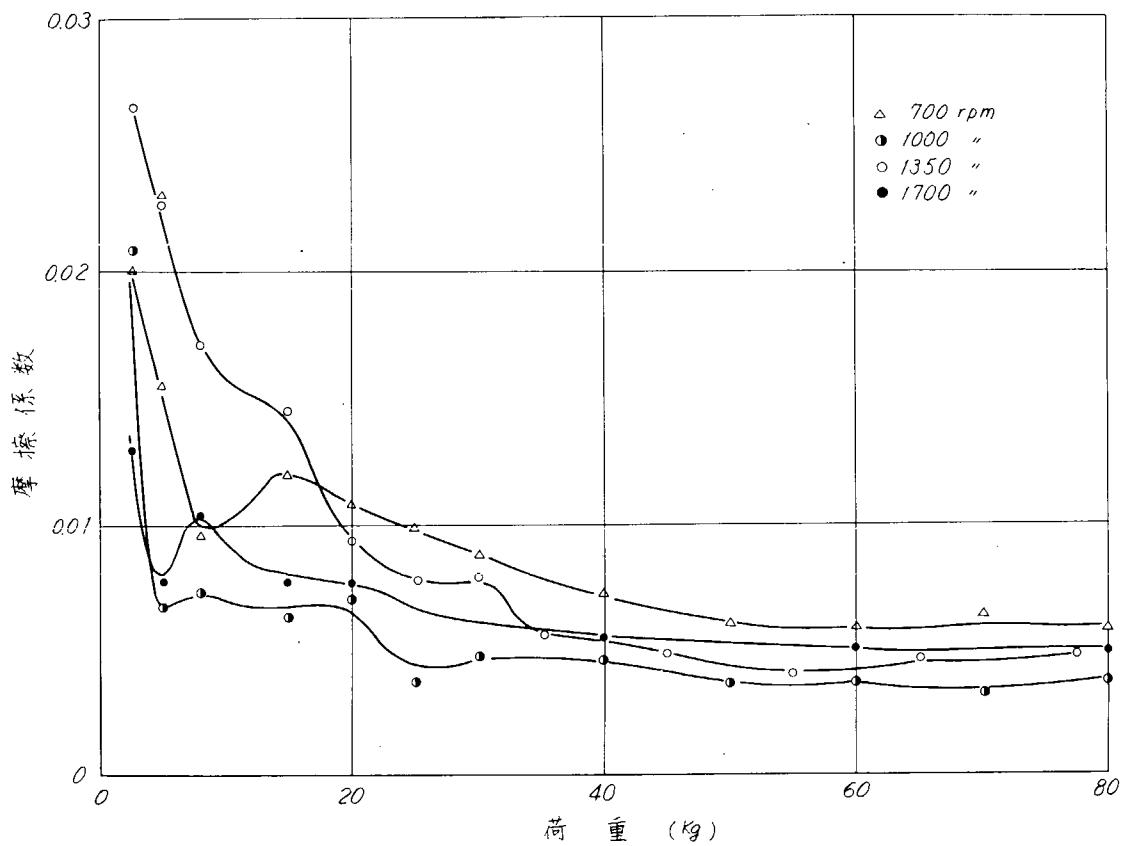


図 5.2.2.9 SUS-27 ゴムの摩擦係数

前述した通り、摩擦測定においては焼付限界を求める事が大きな目的となるが、潤滑水の流量が多いこと、軸受試験片の寸法が小さいために熱の放散が容易となる等の影響から、軸受模型実験で現出したような焼付の現象はみられなかつた。この様な状態から焼付の限界を見出すとすれば、摩擦トルクが異状に上昇したとか、軸受温度が異状に上昇した点をもつて焼付とする以外に方法はなく、実験後の表面状態から明確な焼付を感じるには更に大きな荷重を掛ける必要がある。これらの現象を他の面から考えると、潤滑水の流量を多くし、熱放散を完全にすれば更に高い荷重迄使用出来る可能性もでてくる。

2.4 実験結果についての考察

2.4.1 摩耗実験結果について

潤滑水を室温の状態で行なつた数多くの実験で比較的摩耗量の多いもの、極端に差のあるものについては今回行なつた程度の実験時間で差異は認められるが、非常に摩耗量の少ないものについては更に実験時間を長く採らないと判定は難しい。

軸受供試材は一応市販されているものの中から入手し易いものを選んで実験を行なつたが、それぞれ目的に適合する充填剤、添加剤なりを添加しているため、これらの添加量、組合せ等によつても結果は大きく変つて来るものと思われ、更に基盤的な実験が必要となつて来る。又これら添加剤の組合せによつては最適なスリープ材も当然変つて来る事は容易に推定出来る。いずれにしても軸受材とスリープ材との間には材料の機械的性質や物理的性質では見分けの出来ない、適合性の因子のあることはたしかで、スリープ材が銅系合金であるか、鉄系合金であるかによつて因子も変つて来る。残念ながら今回の実験ではこれらの因子を明確に握ることは出来なかつた。

軸受材料個々についてみると、まずテフロンの場合、圧縮に対する変形量が可成り多く、実用化するためにはこの点を更に検討の必要がある。ナイロンについては耐熱性に問題があり、この点を改良するか又は軸受構造としては他の軸受材よりも更に熱放散の良い構造とすることが要求される。この事はこの種軸受材全般に云えることで、熱放散を充分に行なえば充分信頼性の高い軸受の製作も可能であろう。フェノール帆布積層材については、帆布の方向によつて摩耗

特性の変つて来る事は容易に想像出来るが、あえて帆布と直角方向に摩擦して使用可能であるか否かを検討する意味で今回の実験を行なつたが、やはり一般的に考えられている帆布の積層方向と同じ方向に摩擦する場合に比して、数倍摩耗量は多くなることが確認出来た。特に摩耗量の少なかつたゴム軸受については、荷重方向と直角な面からの拘束がなく、比較的剛性の低い状態で実験を行なつたため、加圧時の変形が多くなりスリーブ材の摩耗量が他の軸受材の場合と較べて少なくなる結果が出たものと思われる。今後この点を更に確認する必要がある。

2.4.2 摩擦測定実験

図 5.2.2.5～2.9に示した実験の結果を、フェノール樹脂軸受の性能実験と同様に $v\sqrt{P}$ と摩擦係数 μ の関係で整理すると、図 5.2.3.0 に示す通りである。今回の場合ならし運転を行なわないので実験を行なつたため、点のバラツキはかなり見受けられるが、摩擦係数の大小は明確に区別出来る。実験を線接触の状態から開始したため、荷重の低い状態で極部的には焼付に近い現象が発生してはいたが、摩擦トルクとしてはそれ程変動がなく、荷重を増大しても焼付の現象を見出すことは非常に難しい。この焼付の限界をより明確にすれば、バラツキも更に少なくなるものと思われる。今回の実験は時間的な制約もあり、摩耗実験結果から得られた最適組合せの摩擦を比較したものにとどめた。

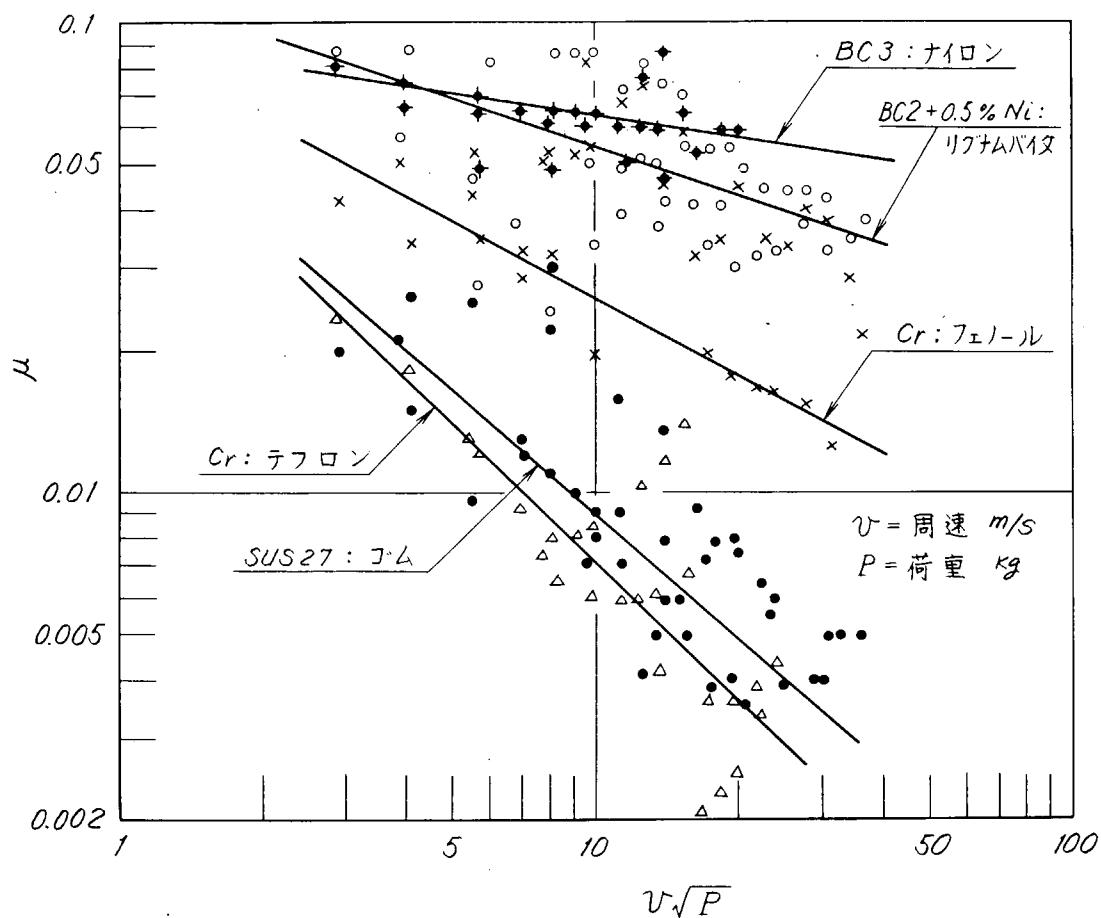


図 5.2.3.0 μ と $v\sqrt{P}$ の関係

2.4.3 総括的まとめと今後の問題点

供試材の種類が多く、それぞれ個々について厳密な検討は出来ていないが、リグナムバイタに比較して摩耗量も少なく、その上摩擦係数も小さい軸受材としてゴム軸受材のあることが明らかとなつた。現在大型船では油潤滑方式のものが多く採用されているが、構造的に複雑である欠点があり、信頼性のより高い水潤滑軸受材があれば、当然構造的に簡単な海水潤滑方式が採用されることは当然で、この意味においてゴム軸受材はリグナムバイタに変るべき軸受材として可能性が強い。しかし今回の実験結果からは SUS-27 を組合せた場合その機能を充分發揮することが明らかとなつた。しかし、SUS-27 をスリーブ材として使用するためには種々問題があり、実用化の可能性は低い。又ゴム軸受には現

在銅合金スリーブが使用されているが、スリーブの摩耗が多くみられる欠点がある。これらの点を考慮して今後更に銅系の耐摩耗性のあるスリーブ材の開発が望まれる。

参 考 資 料

- 1) 長畠 康夫 他 「リグナムバイタと銅合金のすべり摩耗について」
日本舶用機関学会誌 No.2 Vol.6 1967
- 2) 葉山房夫 「銅合金の摩耗機構」
精密機械 Vol.19 No.4

第6編 プロペラ軸スリーブ材と機関室隔壁パッキン材との適合性に関する模型実験

第1章 実験の目的

船尾管隔壁部のプロペラ軸シールにグラントパッキンを使用する場合の船尾管スタフインボックス等の設計基準は、4・2年度の本研究部会報告書の第6編に「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」として報告されている。そこで、本研究部会では昨年度の研究に引き継いで実際の船尾管部軸系の設計に当つて必要なグラントパッキンおよび軸スリーブの材質選定に関する資料を得ることを目的として、グラントパッキンを一定の面圧で軸スリーブに押し付けて長時間の回転摺動をさせる試験装置を製作し、グラントパッキンおよび軸スリーブの摩耗状況を計測する実験を実施した。

第2章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

実験装置を図6.1および図6.2の写真で示した。その概略図および要目を図6.3に示した。

この実験装置は2台のモーター⑦でベルト駆動により2本の軸⑨を回わす。そして、1軸当たり、実験試料のパッキン材③は4個、スリーブ材⑧は2個で、1台の装置で同時に8個の実験ができるものである。パッキン材は試料止め金具⑫によつてその一端が固定され、締付面圧に相当する荷重は、止め金具⑩によつて一端が固定され、他の一端が滑車①を介してテコ⑤に固定されている柔軟なステンレスのテープ②をとおして重り⑥によつて与えられる。スリーブ材⑧に対し試料パッキン材は2個あり、その各々はパッキン案内板④によつて図6.4のように4.3mm隔てられてセットされている。実験に使用した循環水は常温の工業用水（大阪市）で、タンク⑯に溜めたものをポンプ⑭（日立ハンデポンプC-P33）にて実験装置に導き、オーバーフロー管位置調節部⑪で軸心の位置に水面を調節した。

2.2 実験方法

実験はスリーブ材とパッキン材の組合せを決め、スリーブ材は参考のため化学用の天秤（感量0.1mg）にて1mgまで秤量ののち軸に取り付け、試料パッキン材を装着後運転を開始する。運転は2.00V, 2.2kW, 2Pのモーターによつて行ない、Vベルトにて2,150r.p.m.に減速し、軸周速は約5m/sとした。運転開始後0～5時間ぐらいの間は循環水を4.0l/hrぐらい供給し、その後、運転が安定したら2.8～3.2l/hrで長時間の運転に入る。運転時間はスリーブの材

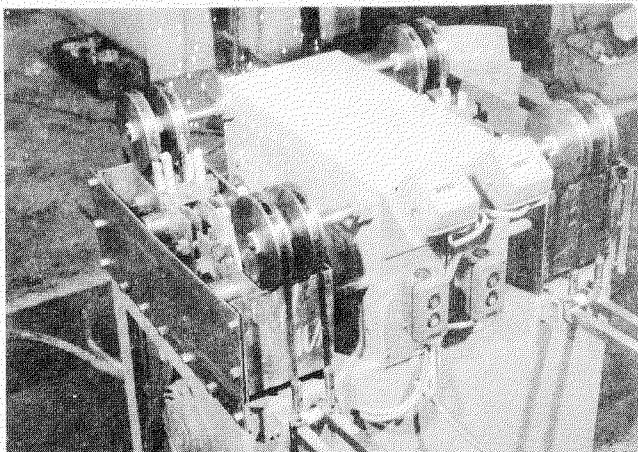


図6.1 実験装置

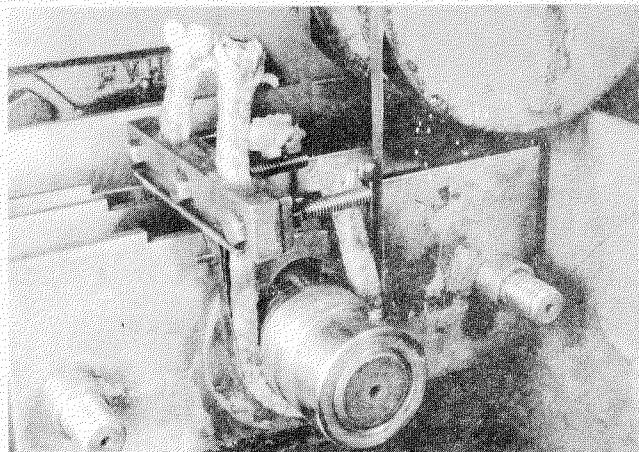
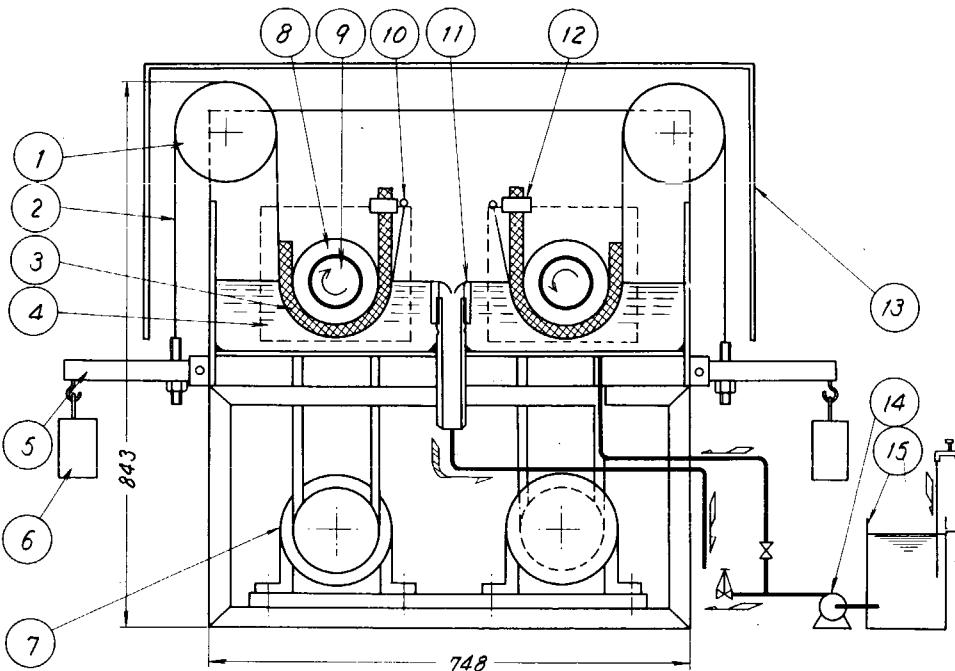


図6.2 実験装置摺動部



仕 様	スリーブ直径: 4.5 mm	パッキン材寸法: 9.5 mm
回 転 数:	2,150 r.p.m.	冷 却 水: 常温工業用水
周 速:	5 m/s	冷 却 水 量: 28~32 l/Hr
軸接面圧:	6.6 Kg/cm ²	オーバーフロー

番号	部品名	番号	部品名
①	滑車	⑨	軸 (3.5 φ)
②	ステンレステープ	⑩	ステンレステープ止め金具
③	試料グランドパッキン材料	⑪	オーバーフロー管 (位置調節)
④	グランドパッキン案内板	⑫	試料止め金具
⑤	テコ (15:1)	⑬	飛沫防止透明カバー
⑥	重り (4.3 kg)	⑭	冷却水注入ポンプ (日立ハンドイポンプ C-P 33)
⑦	モーター (200V, 2.2KW, 2P)	⑮	水槽 (200 l)
⑧	試料スリーブ材料 (4.5 φ)		

図 6.3 実験装置図

質によつて決め、運転終了後に取出したスリーブは付着したスケールをよく落した後に再び秤量を行ない、触針光学拡大式表面粗度計（小坂研究所 SD-5型）を使用してパッキン材が摺動した部分のプロファイルを測定した。測定倍率は摩耗の程度によつて変え、100~3,000倍の範囲で行ない、詳細には後述する方法で摩耗量の評価を行なつた。なお、実験時間はスリーブ材別に計測に必要な同程度の摩耗量を得るための時間が相当異なるのでスリーブの材料別に予備実験の結果から設定した。

2.3 実験試料

実験に使用したスリーブは図 6.5 及び図 6.6 に示した 2 種

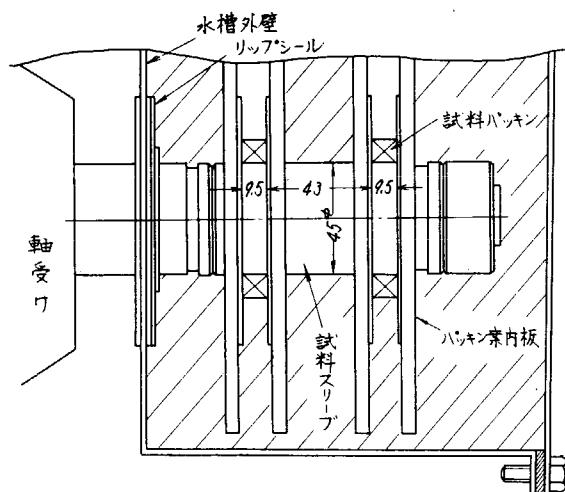


図 6.4 摺動部分

類である。実験初期には図 6.6 のものを使用していたが、スリーブ抜取操作が不便であつたので、図 6.5 のものに改めた。図 6.6 のスリーブで実験したのは表 6.5 の実験結果の中で重量減の値を出していないものである。スリーブ重量が大きかつたこともあつて、これらの試料からはうまく重量減は得られなかつた。

スリーブ材は表 6.1 に示すもので、SUS 系 2 種および BC 系 3 種の合計 5 種類であり、その成分構成を表 6.2 および表 6.3 に示した。

SUS 50 硬質クロムメッキを除くスリーブの表面仕上げは施盤加工で 6 s 以下とした。

表 6.1

SUS 系	BC 系
SUS 27	BC-2 0.5% Ni入り
※ SUS 50 + 硬質クロムメッキ	BC-3 A _β BC-3

※ メッキ方法 下処理 酸洗い
メッキ回数 1 回
厚さ 50 μ

表 6.2 SUS 系スリーブ材の化学成分 (%)

成 分 材 質	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	備 考
SUS 27	0.08 以下	1.00 以下	2.00 以下	0.04 以下	0.03 以下	8.00 ~11.00	18.00 ~20.00	JIS による成分規格値
SUS 50	0.12 ~0.18	0.60 以下	1.00 以下	0.04 以下	0.03 以下	—	11.50 ~13.50	

表 6.3 BC 系スリーブ材の化学成分 (%)

成 分 材 質	Cu	Sn	Zn	Pb	Ni	Al	Fe	Mn	備 考
BC 2 + 0.5% Ni	Bal	9.30	2.66	—	0.46	—	—	—	化学分析値
BC 3	Bal	11.56	1.78	0.16	—	—	—	—	
A _β BC 3	79.5	—	—	—	4.92	9.84	5.30	0.94	

表 6.4 試料パッキン材とその構造

パッキン材	編 糸	編組方法	潤滑剤	構 造
パッキン 1	ラミー糸にホワイトメタルを巻いたもの	八 打	グリース 黒鉛	ラミー糸にグリースを含浸、黒鉛を付けてホワイトメタルテープを巻いたものを八打編組したもの
パッキン 2	ラミー糸	八 打	グリース	ラミー糸に白色グリースを含浸して八打編組したもの
パッキン 3	石綿糸	格子編	四弗化樹脂 潤滑油	石綿糸に四弗化樹脂と潤滑油を含浸して格子編したもの
石綿	中級(JIS 2A)	格子編	な し	—
ラミー	工業用精製品	八 打	な し	—
フラックス	工業用精製品	八 打	な し	—
木綿	—	八 打	な し	—

備考 パッキン 1 は ピラー #420
パッキン 2 は ピラー #426
パッキン 3 は ピラー #4523L の各々市販品を用いた。

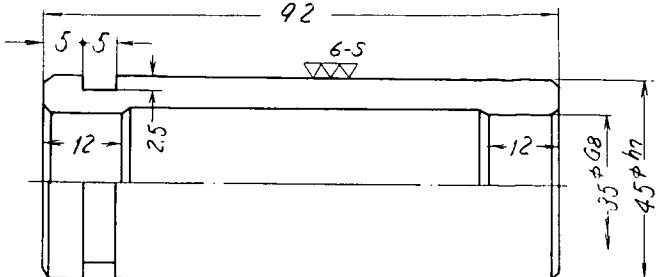


図 6.5 スリーブ寸法

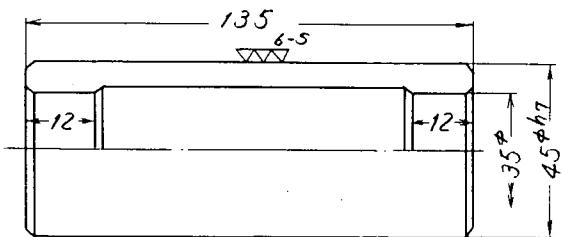


図 6.6 スリーブ寸法

パッキン材については表6.4に示した。ラミーおよびフラックスは両方とも工業用としての精製されたもの（市販のグランドパッキンに使用されているものと同じ材質仕様のもの）を用いた。石綿糸も同様の仕様でJIS 2A級の中級のものを用いた。また、パッキン1およびパッキン2は共に船尾管用のパッキンとして実用されているものであり、パッキン3は化学薬品を扱う回転ポンプで主に使用されているもので、水ポンプ用としても広まりつつあるパッキンである。

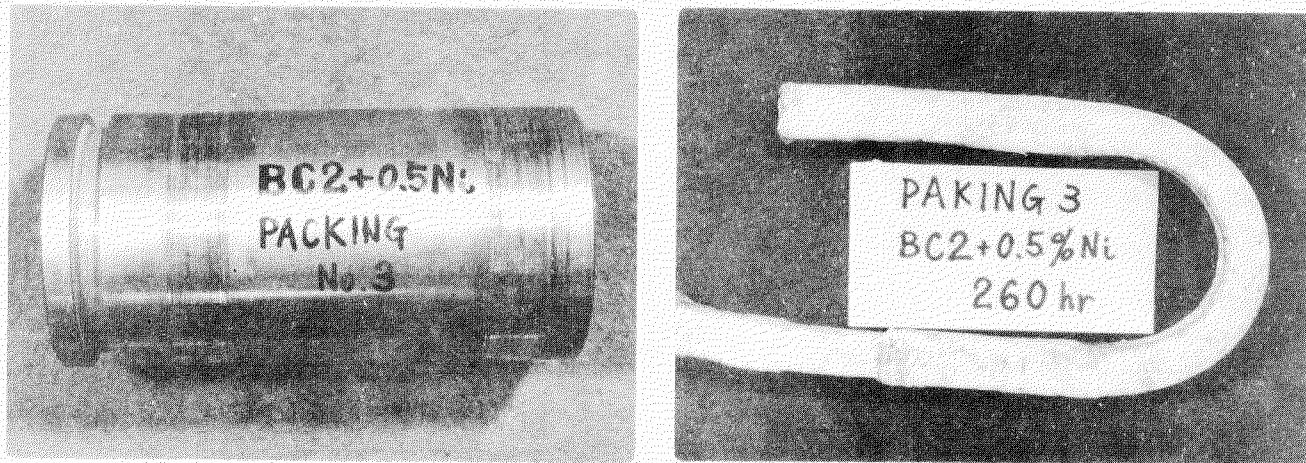


図 6.7 摩耗量が小さかつたもの

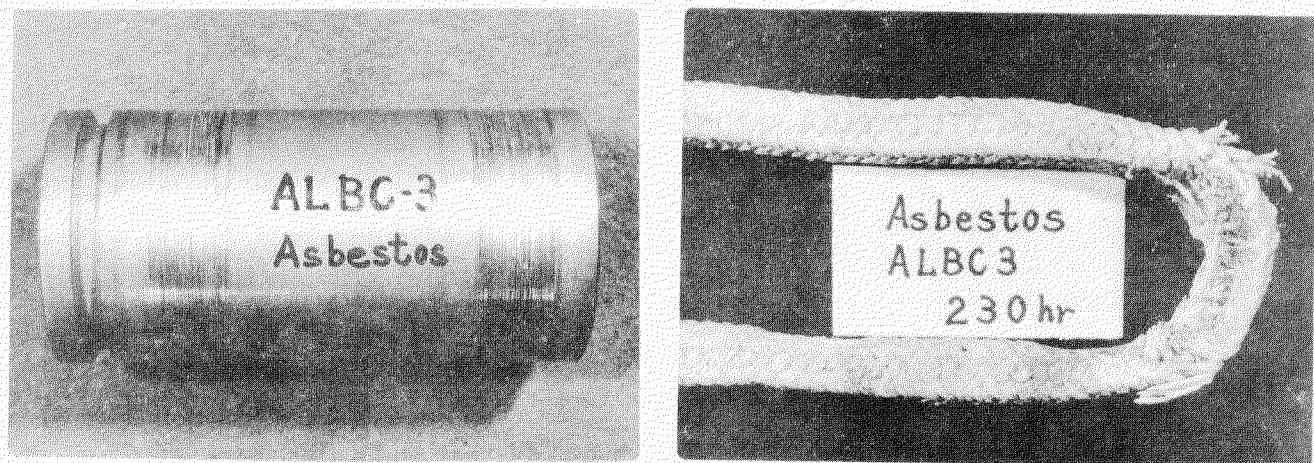


図 6.8 摩耗量が大きかつたもの

第3章 実験の結果と考察

3.1 実験の結果

表面粗度計により測定した軸スリーブの摩耗量の平均値と最大深さ、および化学天秤で測定した軸スリーブの摩耗重量減の値を各試料パッキン、および各試料スリーブについて表6.5にまとめて示した。

重量減については当初の試料について測定しなかつたし、スリーブの装着、取り出し操作いがんによつて、あるいはパッキン案内板との接触などによつて誤差を生じる可能性もあるので参考として測定することとした。

表面粗度計によつて測定した摩耗量は図6.9に示すように横倍率10倍で、スリーブのパッキン摺動部分の軸方向長さ9.5 mmに対して充分非摺動部分を含めた約1.5 mmにわたつ

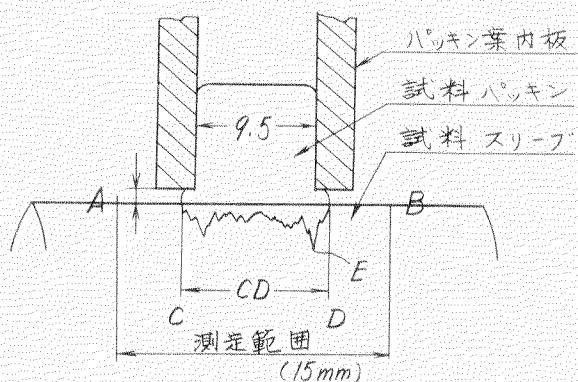


図 6.9 摩耗量の測定

表6.5 実験の結果

試料 スリーブ材	試料ミキシング材	パッキン 1	パッキン 2	パッキン 3	石綿	ラミー	フラックス	木綿
SUS27 (510時間)	平均摩耗深さ	2.80	1.56	1.27	6.35※	6.30	8.90	8.20
	最大摩耗深さ	(14)	(14)	(8)	(160)	(31)	(38)	(26)
	重量減	—	—	—	—	(0.120)	(0.182)	(0.178)
SUS50 + HCrメツキ (510時間)	平均摩耗深さ	1.01	0.65	0.75	6.14	4.60	4.80	3.90
	最大摩耗深さ	(32)	(14)	(16)	(37)	(26)	(27)	(21)
	重量減	(0.042)	(0.037)	(0.018)	(0.057)	(0.049)	(0.204)	(0.049)
B C 2 + 0.5% Ni (260時間)	平均摩耗深さ	3.03	2.40	2.70	7.42	4.80	16.7	9.70
	最大摩耗深さ	(38)	(23)	(21)	(47)	(33)	(35)	(27)
	重量減	(0.084)	(0.068)	(0.054)	(0.215)	(0.112)	(0.417)	(0.299)
B C 3 (250時間)	平均摩耗深さ	7.66	6.30	2.98	6.15	11.6	12.1	9.80
	最大摩耗深さ	(28)	(26)	(26)	(140)	(30)	(35)	(31)
	重量減	—	—	—	—	(0.497)	(0.269)	(0.323)
A B C 3 (230時間)	平均摩耗深さ	4.40※	1.78	6.80	126	18.8	19.4	11.7
	最大摩耗深さ	(90)	(30)	(18)	(360)	(45)	(47)	(42)
	重量減	(0.953)	(0.355)	(0.180)	(2.470)	(0.428)	(0.457)	(0.319)

(注) 平均摩耗深さ、最大摩耗深さの単位はμ、重量減の単位はg、重量減は2つの試量の合計個数、※はいわゆる焼付きの起つたもの。

て、摩耗表面のプロファイルをとり、非摺動部分を基準にして求めたスリーブの試験前表面をAB直線として、このAB線と摩耗プロファイル線で囲まれた面積を面積計で測定した。そして、この面積を実際に摩耗している軸方向距離CDで除して平均摩耗量とした。

また、最大摩耗深さとは摩耗プロファイルのうちで最も摩耗深さの大きかつた点EとAB直線との軸半径方向距離のことである。

なお、表6.5の値は試料スリーブ1個について、2個の試料パッキンを実験し、そのそれぞれについてプロファイルを2個(対称位置)求めたので、合計4個のデーターの平均値となつている。

また、平均摩耗量についても最大摩耗深さについても、軸振れ量は無視して表示した。

3.2 結果の考察

(1) 摩耗量について

平均摩耗深さを比較するためその棒グラフを図6.10～14に示した。

図で明らかのようにスリーブ材についてはABC3(230時間)は最も大きい摩耗量を示し、SUS系(510時間)、およびBC2+0.5%Ni(260時間)が良好な結果を示している。

パッキン材質に関しては実際に使用されている試料パッキン1、2、および3が良好な結果を示し、潤滑処理をされていないパッキン素材だけの場合より摩耗量は非常に小さい値であつた。

それぞれのパッキン材質については、先ず石綿が他のいずれよりも最も大きな摩耗量を与えていた。そして、ラミー、フラックス、および木綿はおむね大差のない摩耗量となつていて、SUS27、SUS50HCrメツキ、およびBC2+0.5%Niに対してはラミーが、BC2およびABC3に対しては木綿が小さい摩耗量となり、フラックスはどの場合にも多い摩耗量を与えた。

パッキン1、2および3については、パッキン1(ラミー製セミメタリック黒鉛つき)、パッキン2(ラミー製ノンメタリック白色)、そしてパッキン3(石綿系四弗化樹脂含浸白色)の順で摩耗量が小さくなつていて、

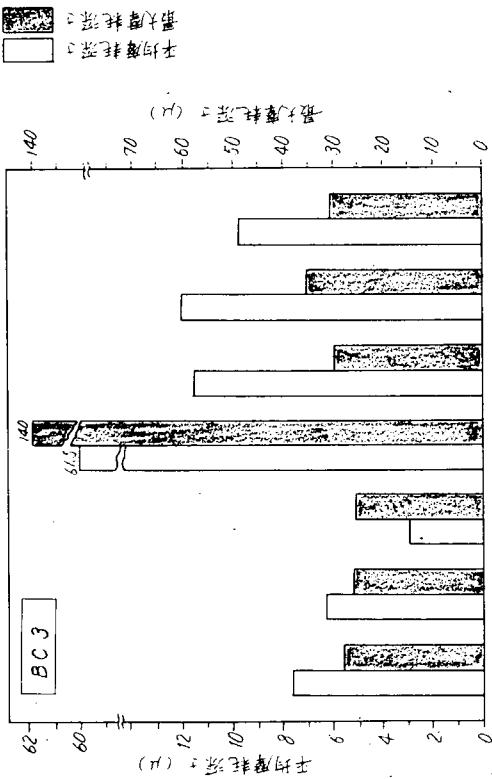


図 6.10 スリーブ材 SUS27 と各種パッキン材の摩擦

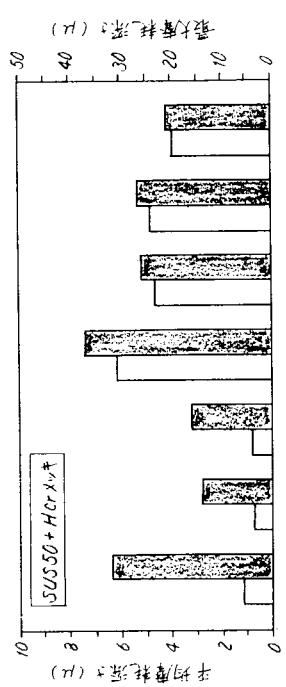


図 6.11 スリーブ材 SUS50HCrMn2 と各種パッキン材の摩擦

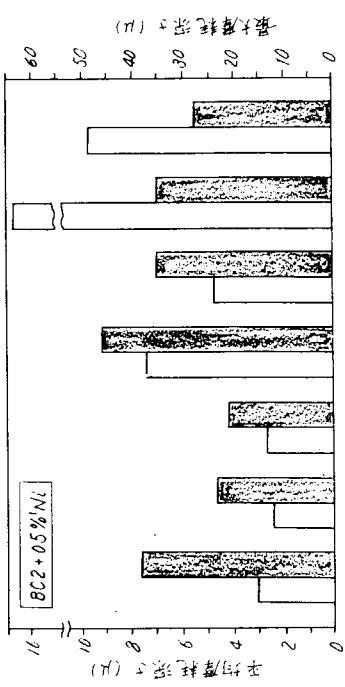


図 6.12 スリーブ材 BC2+0.5%Ni と各種パッキン材の摩擦

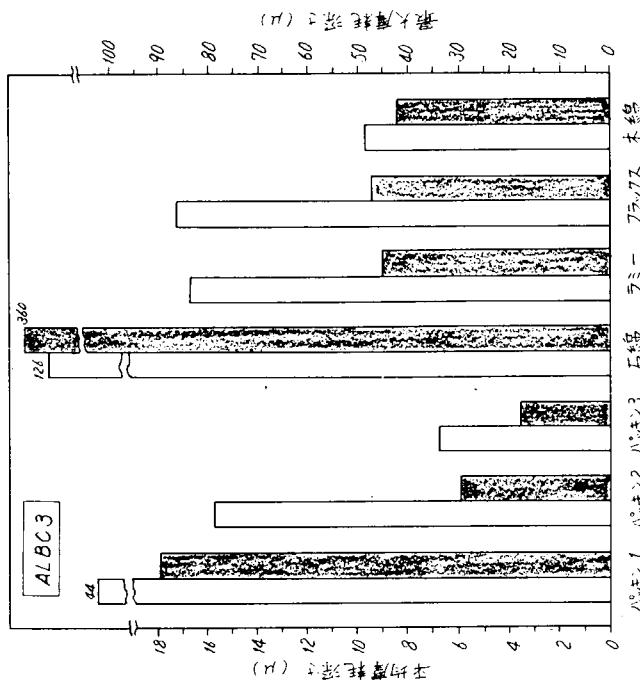


図 6.13 スリーブ材 ALBC3 と各種パッキン材の摩擦

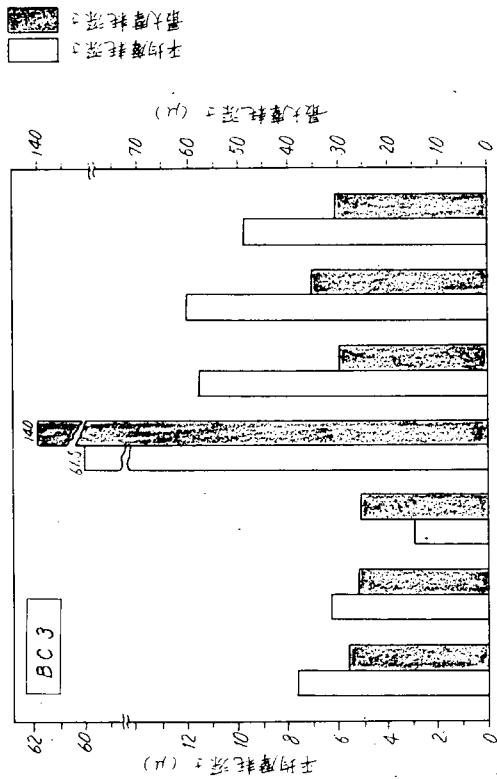


図 6.14 スリーブ材 ALBC3 と各種パッキン材の摩擦

そこで、これら平均摩耗量について、各スリープ材質別および各パッキン材質別に平均値を算出して、表6.6～7および図6.15～16に示した。

表6.6 スリープ材別摩耗深さの平均値

(単位: μ)

試料スリープ材 運転時間	SUS27	SUS50 HCrメッキ	BC2+0.5%Ni	BC3	AlBC3
摩耗	510	510	260	250	230
パッキン材7種の平均摩耗深さの平均	13.2	3.12	6.68	15.7	34.9
同上比	(37.8)	(8.9)	(19.0)	(45.0)	(100.0)

(注) ここでは運転時間が異なるものも運転時間を考慮せずに扱つた。

表6.7 パッキン材別摩耗深さの平均値

(単位: μ)

試料パッキン材 摩耗	パッキン1	パッキン2	パッキン3	石綿	ラミー	フラックス	木綿
スリープ材5種の平均摩耗深さの平均	11.5	5.74	2.90	5.29	9.2	12.4	8.7
同上比	(21.7)	(10.8)	(5.5)	(100.0)	(17.9)	(23.4)	(16.5)

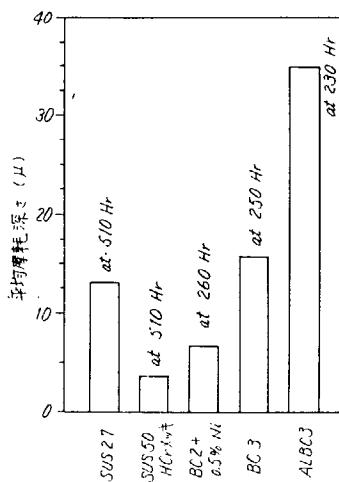


図6.15 スリープ材別摩耗深さの平均値

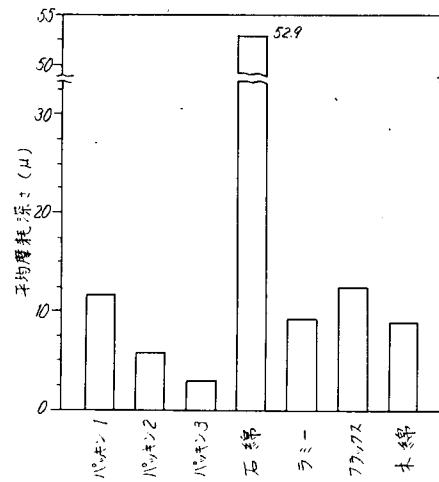


図6.16 パッキン材別摩耗深さの平均値

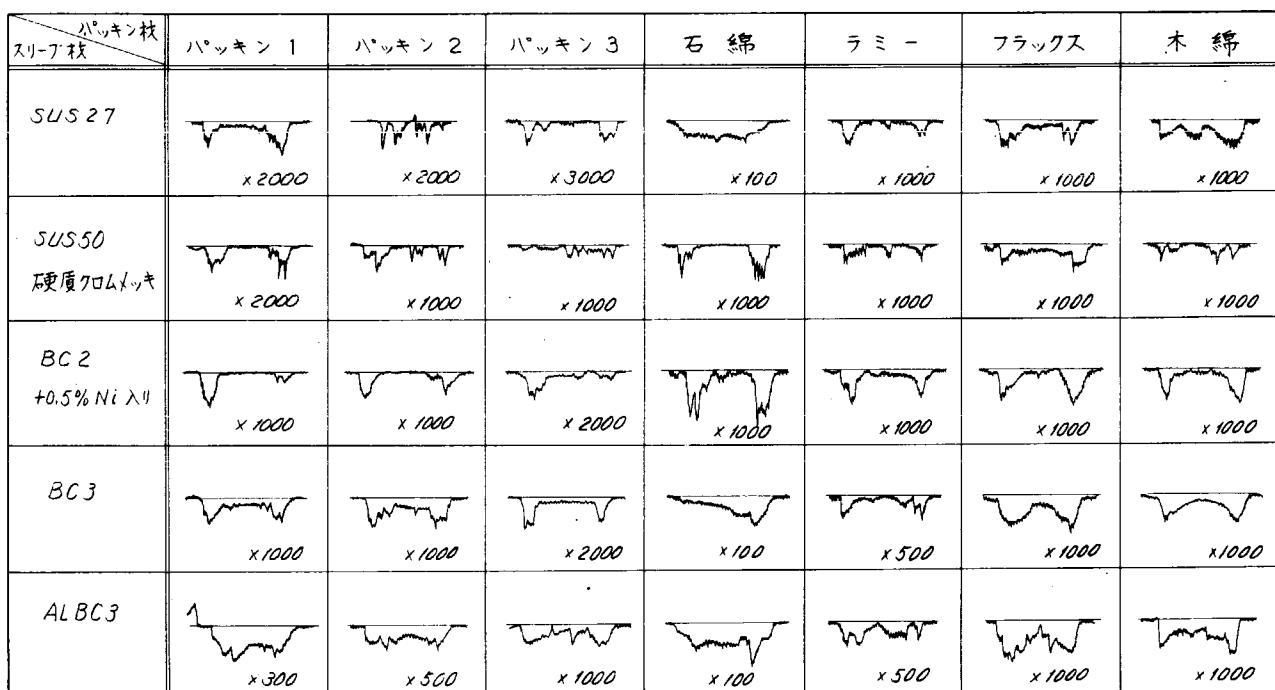
これらの表および図の比較から材質の選定が重要であることが推測されるが、ここで注意しなければならないのは、いわゆる実験条件は同一であつても摺動状況もしくは潤滑状況が同じであるとはいえない点についてである。例えば、SUS27-石綿およびAlBC3-パッキン1の組合せの摩耗深さは大きく、それぞれ63.5 μ と44 μ で、他の組合せとは異なり、いわゆる焼付現象を伴つるものであつた。したがつてこの組合せについて本実験の条件はPV許容値(P =接面圧、 V =周速)を越えた条件なので、もう少しPV値の小さい条件ではかなり違つた結果を得る可能性がある。そして表6.6、6.7および図6.15、6.16に示した値は、この異状といつてい摩耗量をも含めてそのまま平均した値を示したものである。

(d) 摩耗プロファイルについて

試料スリープの実験後における摩耗の形態(プロファイル)を一括して表6.8に示した。そして図6.17にスリープ材BC2+0.5%Niと各パッキン材との組合せで実験した後のスリープ表面摩耗プロファイルを示した。同様に図6.18に最も摩耗の少なかつたパッキン3と各スリープ材との組合せ実験後のスリープ表面摩耗後のプロファイルを示した。

なお、平均摩耗深さが大きく、摺動面全域にわたつて大きな摩耗を起こした例として、AlBC3-石綿、および

表6.8 スリープの摩耗プロファイル



(注) 縦倍率 100~3000倍のため、直接に摩耗量の比較はできない。各々の図の下に示した数値は、各々のプロファイルを得るときの計器の縦倍率である。

A & B C 3 - パッキン 1 の組合せの場合の摩耗プロファイルを図 6.19 に示した。図 6.17 および図 6.18 の摩耗プロファイルで明らかなようにスリープの摩耗形態は摺動部分の両端に深い摩耗の生じたものが多い。

この摩耗部分は図 6.9 に示すパッキン案内板とパッキンとの境界付近である。つまりパッキン案内板によつてパッキンが軸半径方向の移動をさまたげられ、部分的な高い接面圧になつたためと考えられる。

このことは実船においてもネットクブッシュ、ランターリング、パッキン押えにパッキンが接する部分に局部摩耗の起こるであろうことを示唆している。

A & B C 3 - パッキン 1 の組合せで焼付き現象を伴つたことは前に述べたが、A & B C 3 - 石綿の組合せなどでは、A & B C 3 - パッキン 1 より摩耗が多いにもかかわらず焼付き現象は伴つていない。この理由は、グリース分を含まない繊維だけの編組品では繊維間の流体通過が自由なので摺動部の冷却効果が大きいためと考えられる。従つて、このデーターはグランドパッキンが漏えい流体によつて潤滑・冷却されて運転されていることを裏付け、あまりシール性の良すぎるパッキンを高 P V 域に選定できないことを意味している。軸摩耗のもう一つの特徴的形態として条跡摩耗がある。

これはパッキン材またはスリープ材の摩耗粒(粉・片)が摺動面内に留まつて研磨剤の作用をする場合や、流体中の固形異物が進入した場合などが考えられる。どれが主因であるか判然としない。ちなみに石綿は針状結晶の鉱物で、この実験に用いたどのスリープ材よりも硬く(モース硬度で約 5~6)、摩耗粉としてもある程度の大きさになると考えられるので充分条跡の原因になり得るであろう。

（イ）摩耗プロファイルおよび重量減より求めた摩耗量について

本報では重量測定により算出した平均摩耗深さを参考値とし、表面粗度計による摩耗プロファイルから算出した平均摩耗深さのみで評価することとしたが、両者の対比を表 6.9 に示す。

表 6.9 の重量法による平均摩耗深さは次の略算により求めた。

平均摩耗深さを t 、重量減 ΔW (g) 、比重を r (= 8 とした) 、スリープ外径を d (45 mm) 、摺動幅を ℓ (= 10 mm とした) としたとき。

$$t = \frac{\Delta W}{r \cdot \pi d \cdot \ell} = \frac{\Delta W}{8 \times 3.14 \times 45 \times 10} = \frac{\Delta W}{113} (\mu)$$

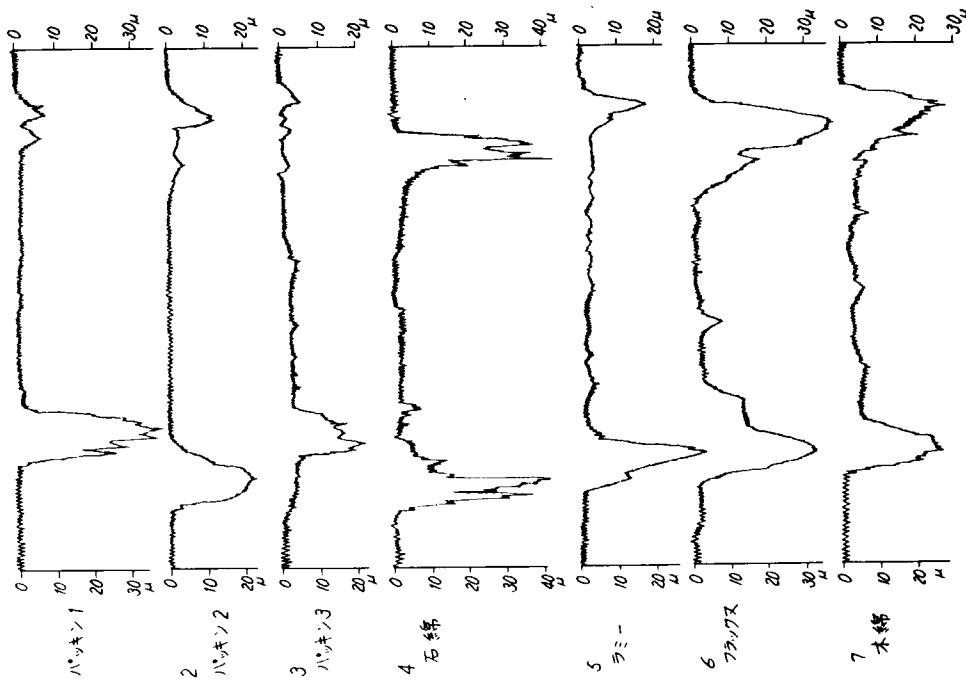


図 6.17 BC2+0.5%Ni スリープの実験後のプロファイル

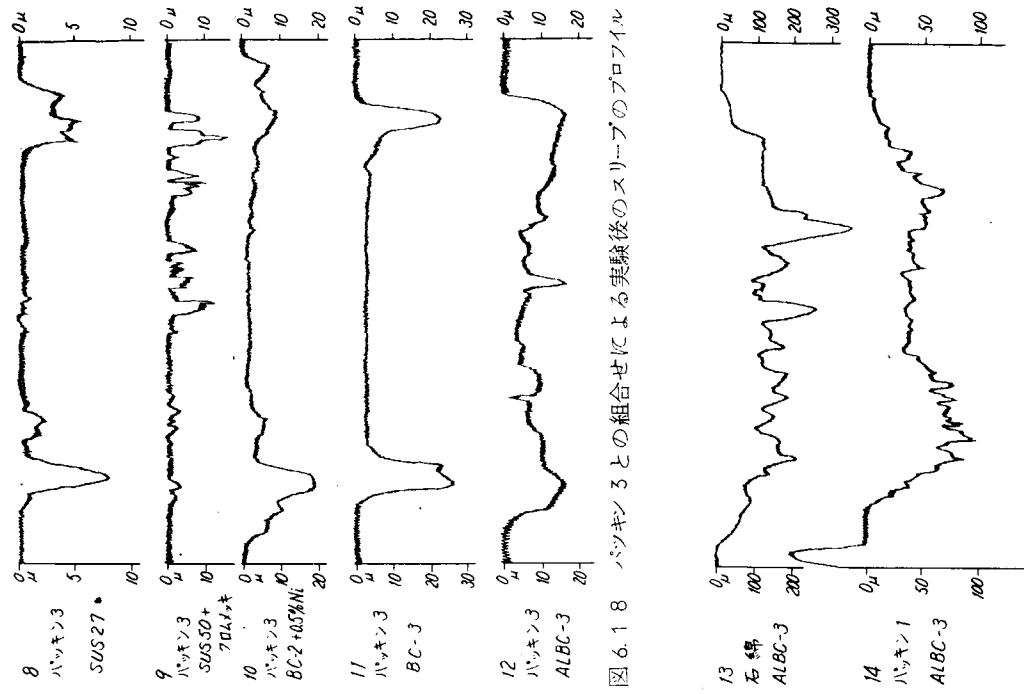


図 6.18 バッキン 3との組合せによる実験後のスリープのプロファイル

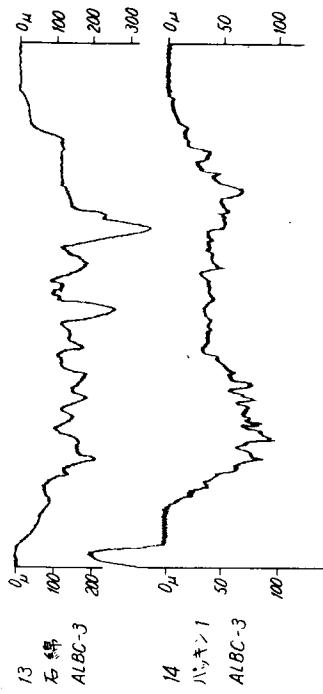


図 6.19 摩耗量が多い場合のプロファイルの例

なお、表6.5に示す重量減(ϑ)は試料2個の合計値なので ΔW はその値の $\frac{1}{2}$ とした。

表6.9 測定法別平均摩耗深さ

(単位: μ)

試料 スリーブ材	測定法	パッキン1	パッキン2	パッキン3	石綿	ラミー	フラックス	木綿
SUS 27	重量法	—	—	—	—	5.3	8.1	7.9
	摩耗プロファイル法	2.80	1.56	1.27	6.35	6.3	8.9	8.2
SUS 50 HCrメッキ	重量法	1.8	1.6	0.8	2.5	2.2	8.8	2.2
	摩耗プロファイル法	1.01	0.65	0.75	6.14	4.6	4.8	3.9
BC 2 + 0.5%Ni	重量法	3.7	3.0	2.4	9.5	5.0	18.4	13.2
	摩耗プロファイル法	3.03	2.40	2.70	7.42	4.8	16.7	9.7
BC 3	重量法	—	—	—	—	22.2	11.9	19.3
	摩耗プロファイル法	7.66	6.30	2.98	6.15	11.6	12.1	9.8
Aℓ BC 3	重量法	42.2	15.7	7.9	10.9	18.9	20.1	14.1
	摩耗プロファイル法	44.	17.8	6.80	12.6	18.8	19.4	11.7

表6.9によれば2倍程度の差のあるものもあるが、おおむね相似しているとみてよいであろう。そして、特に一方の測定法が大きい値となるようなこともないので、測定法によって値が大きく違つている組合せについてのみ、その理由を明らかにしておくだけでよいだろう。

(二) スリーブ材料について

スリーブ材は先述のようにパッキン1、2、および3に関してSUS 50 HCrメッキ、SUS 27、およびBC 2 + 0.5%Niがよかつた。BC 3はこれに次ぎ、Aℓ BC 3は最もよくなかつた。HCrは平均的に摩耗量は小さいが、予期に反して条跡が多かつた。一方、SUS 50 HCrメッキはもちろん、SUS 27の場合も海水耐食性について検討する必要があり、差当たり従来から使用されているBC 2 + 0.5%Niが実用上も無難であるといえよう。

なお、スリーブ材料摩耗メカニズムなどについては、別項の「軸スリーブ材と船尾管軸受材の適合性に関する模型実験」などを参照されたい。

(三) パッキン材料について

石綿に対するスリーブ材料の摩耗は大きく、この点からよい材料とはいえないがHCrメッキおよびBC 2 + 0.5%Niについては特に悪いという結果でもなかつた。

一方、摩耗の少なかつた材料はラミー、および木綿であり、フラックスはこれらより摩耗量が多かつた。しかし、木綿は耐海水腐食性の点でよい材料とはいえない。ラミーはBC 2 + 0.5%Niに対して最も低摩耗であつた。

石綿は先述のように摩耗量が多いにもかかわらず、パッキン材料として多用されるにはそれだけの理由がある。その第一はフラックス、ラミーおよび木綿に比べてほぼ1/1000という小さい繊維径であるために、浸透漏れが少なく、ヤング率が大きい物質であるにもかかわらず、なじみ易い繊維である。これに加えて比表面積が大きいから保油性に富み、低軸接面圧でシール作用を安定して持続する利点がある。

第二の利点は耐熱性と耐食性が良好なことである。

このようにパッキン材として必要な物性は兼備しているので、何らかの手段によつて欠点である摩耗についての性質を改善できれば最も有望なパッキン材であるといえよう。

幸いにして本実験の試料であるパッキン3は四弗化樹脂処理されたもので、広く一般のポンプ軸シールに利用されているものであるが、この実験の結果ではどのスリーブ材に対しても最も少ない摩耗を示した。この事実は石綿の摩耗についても充分に改善することができるということを意味しているので、船尾管パッキン材としてもよいパッキン材とな

り得るものであると期待される。

最後に、端的な結論として次の材料組合せをあげることができよう。

1. 実験結果から最適と考えられる組合せは次の材料であつた。

スリーブ材 SUS 27

パッキン材 石綿+四弗化樹脂+潤滑油

2. しかし、実用性を加味するならば、差当り実績も多い次の材料が最適ということになろう。

スリーブ材 BC 2 + 0.5% Ni

パッキン材 ラミー+白色グリース

3. パッキン材の将来研究すべき方向として、1.に示した本実験での最適パッキン材またはこれと同類のものについて、長所だけを生かして実用化することにあるのではないかと考えられる。

4. なお本実験の結果に加えて、42年に報告した「パッキンの設計および使用条件に関する模型実験」の結果をとり入れて設計し、取扱えば可成りの改善となるものと考えられる。

第7編 プロペラ軸スリーブ材と機関室隔壁パッキングランド材との相対的電気化学的特性に関する実験

第1章 実験の目的

プロペラ軸スリーブの隔壁パッキングランドまたはパッキンに相応する部分の表面に激しい損耗を生じて、スリーブ交換を余儀なくされるような例がしばしば経験されている。これらの実状については本研究委員会の昭和43年3月報告書第2編に実体調査結果として報告されたとおりである。この損傷例のうちパッキン摺動部が損耗するのは、明らかにパッキン材料の不適合または締め過ぎ等による摩耗現象であり、その対策により解決される問題である。しかしパッキン部の良好な作動にもかかわらず、パッキングランド材またはランタンリング等に対応したスリーブ表面が集中的に損耗するものは、電気化学的原因による電食効果と推定される。この問題に対する電気化学的解明は一部においてすでにされており^{*}、また軸アース装置の取付け、パッキングランド材のプラスチック化、パッキングランド材またはスリーブ表面のプラスチックコート等の対策が考えられている。そこでこれらの問題に対する認識を新たにする意味で二三の銅合金の電気化学的特性を調査するとともに、プロペラ軸スリーブ電食に関して若干の考察を行なつた。

第2章 実験の要領

スリーブ材、パッキングランド材の電気化学的基礎特性を調査するために供試銅合金について次のような諸項の実験を行なつた。

自然電位の計測

分極電位の計測

電解量の計測

リグナムバイタを介した電解腐食の計測

実験はいずれも実験室内の簡易な回路によつて行なわれたが、それぞれの回路説明図を図7.1から図7.4にしめした。使用した金属電極板はBC2+0.5%Ni, BC3, AlBC3および鋼板であり、銅系合金についてはその鋳造条件および化学組織を表7.1, 表7.2にしめす。

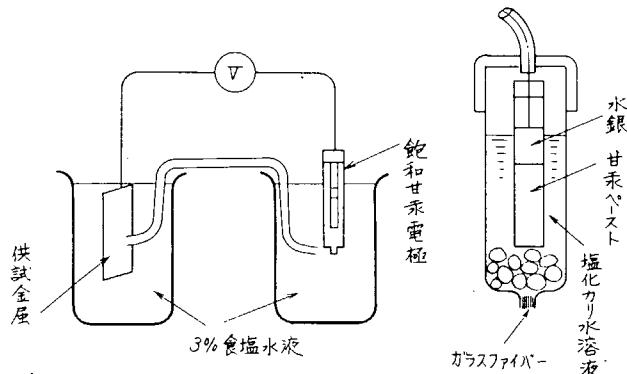


図7.1 自然電位計測

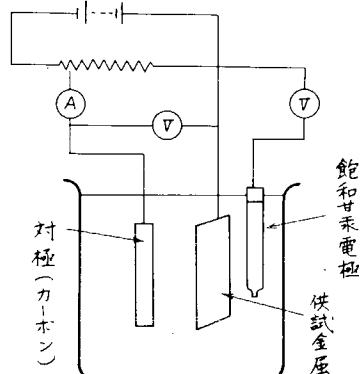


図7.2 分極電位の計測

* 船用推進軸系の腐食現象に関する流電回路の考察：佐熊純一造船協会論文集 No.107, P 319

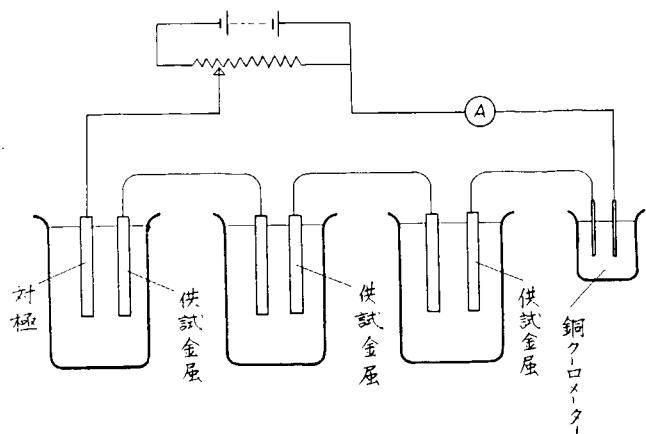


図 7.3 電解量の計測

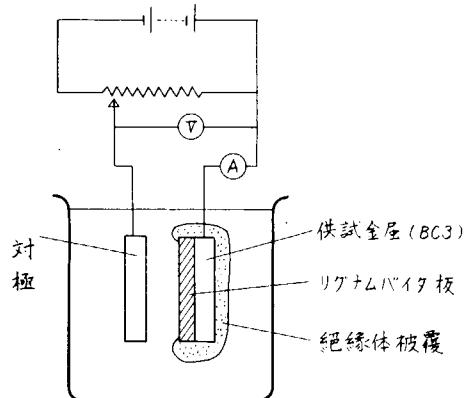


図 7.4 リグナムバイタを介した腐食の計測

表 7.1 鋸造条件

	金型温度	鋸込温度
BC2+0.5%Ni	100 °C	1,130 °C
BC3	100 °C	1,130 °C
A&BC3	100 °C	1,200 °C

表 7.2 化学成分 %

	Cu	Sn	Fe	Zn	Mn	Ni	Al
BC2+0.5%Ni	8.789	8.17		3.17		0.50	
BC3	8.752	9.96		2.33		None	
A&BC3	7.981		5.15		0.73	4.55	9.73

本実験の電解液としては海水を使用するべきであるが取扱の容易のために3%食塩水溶液を使用した。

第3章 実験の結果

3.1 自然電位の計測

図7.1の要領で各材料の海水中の標準電極に対する電位を測定した。標準電極としては一般に使用される飽和甘汞電極を使用したが、図7.1の回路は“照合電極 — 中間液 — 電解液 — 供試金属”の組合せの電池の起電力を測定しているに他ならない。測定値を表7.3にしめす。

表 7.3 供試材の電位測定結果(飽和甘汞電極基準、-mV)

	初期	1日	2日	3日	4日	5日	7日
BC2+0.5%Ni	210	200	185	180	190	180	185
BC3	212	200	188	175	182	175	185
A&BC3	243	230	230	228	232	225	235
鋼板	538	660	670	660	670	670	665

この計測の結果、海水中の電位はBC2+0.5%Niが最も高く、BC3、A&BC3、鋼板の順で低くなる。したがつて、これらの金属を海水を電解液として組合せた場合、電位の高い（貴）金属が陰極となり、電位の低い（卑）金属が陽極となる。この場合海水中を陽極から陰極に電流が流れ、陽極が溶解腐食する。またこの電位の順列は海水中で腐食する傾向を知る一尺度となり、電位の高い程腐食されにくいといえる。

一方、銅合金の電位は時間経過とともに上昇する傾向にあるが、これは保護被膜の形成補修が進行して腐食が抑制され

ていくことをしめしている。

3.2 分極電位の計測

電解液中で金属に電流が流入する場合(陰極)または流出する場合(陽極)、その電流密度により分極がおこり、金属の電位は変化する。この特性は金属の種類により異なるが、これが電極間電流値の推定、耐食性の考察等の資料となる。そこで供試の3種類の銅合金の陽陰分極特性を実測した結果図7.5が得られた。 $\text{Al BC}3$ 材は他のBC材と較べて電流密度による電位の変化が若干大である。

3.3 電解腐食量の実測

電解液中の金属の電解腐食量はフアラーデーの法則により、その金属の電気化学当量と電流量から決まる。供試材のように合金の場合、単元素の化学当量の重量比から単純に求められるものか否かを検討してみた。実測の結果は表7.4のように計算値と実験値が大体一致することがわかつた。

表7.4 電解腐食量の計算と実測の比較

	計算 値		実 测 値	
	化学当量 g/A hr	腐食量*	化学当量 g/A hr	腐食量 g
BC 2 + 0.5% Ni	2.1924	0.3158	2.228	0.3208
BC 3	2.1870	0.3150	2.285	0.3289
Al BC 3	1.9844	0.2955	1.826	0.2630

* 実験時の通電量0.144 A hr相当の腐食量

3.4 リグナムバイタを介した電解腐食

プロペラ軸スリーブと船尾管の間には軸受材としてリグナムバイタが存在する。スリーブの電解腐食に対してこのリグナムバイタを介した電気回路を考慮するべきか否かを検討するために、電極間にリグナムバイタを入れた電解腐食試験を実施した。試験は30 mm × 35 mmのBC3板に対して、一方の面にリグナムバイタ板を合せ、外周を電気的に絶縁したものを電極とし、対極との間で定電圧電解を行なう要領によつた。この際リグナムバイタは4.5 mm厚さで5 mm穴を持つもの、2.5 mmおよび11.0 mm厚さの3種類である。その結果3.5 Vの定電圧に対して各負

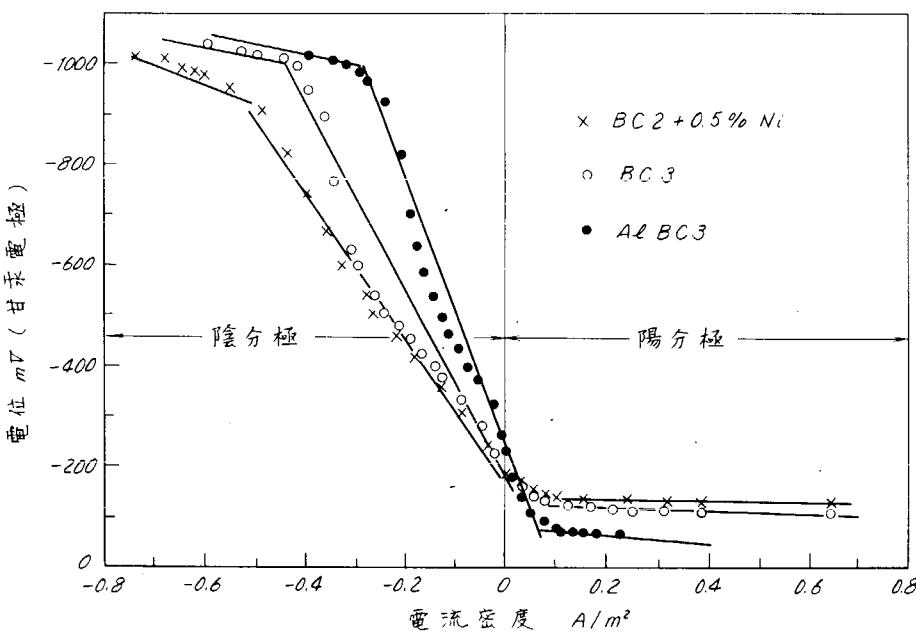


図7.5 分極特性

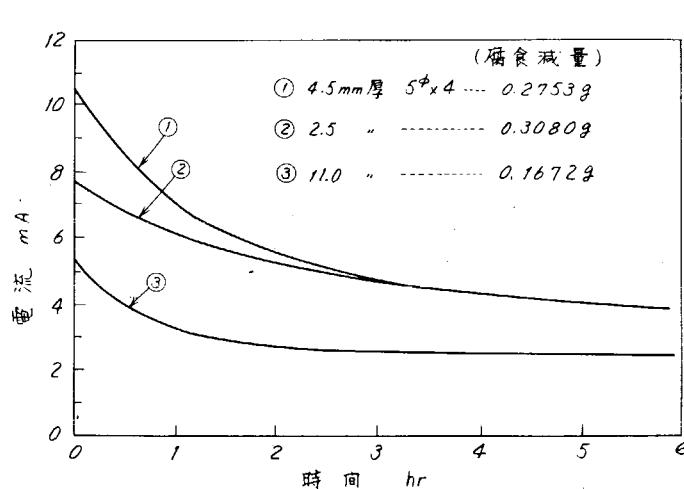


図7.6 定電圧電解の電流変化

料の通電状態は図 7.6 にしめすようになつた。これによりリグナムバイタはその通水性のために電解電流を通過させるが、板厚の厚い程通電性が悪く、抵抗体になることが明らかである。一方 5 ミクロンの穴をあけた場合、穴に対応した部分とリグナムバイタに接した部分の腐食状況には特に差異は認められなかつた。

第 4 章 実験結果についての考察

船体のプロペラ周辺には防食のため流電陽極用亜鉛が取付けられるが、この亜鉛からプロペラに流入する電流は船体を通じて再び亜鉛にもどる電気回路を作る。その際プロペラ軸スリーブから海水を介してパッキングランド材に電流が流れるとスリーブは電解の陽極となつて腐食溶解する。

さきの文献によると船の軸が停止している時は軸は軸受メタルを介して船体にアースされて船体と同電位になるが、回転中は軸受の油膜により絶縁される方向にむかうため何等かの電気抵抗を生じ、プロペラの電位に近付くことが実測されている。このため回転停止中はプロペラに流入する電流は直接船体を通つて亜鉛にもどるが、軸回転中は図 7.7 のような回路網を作ることになる。この回路で亜鉛とプロペラの間、スリーブ材と船尾管またはパッキングランド材との間は海水を介した電気抵抗体であるとともに異種金属であれば起電力を持つた電池となる。異種金属間の電流は一般に次式であらわされる。

$$I = \frac{(E_c - e_c) - (E_a - e_a)}{R_i + R_m}$$

E_c, E_a : 陰極または陽極金属の電位

e_c, e_a : " " の分極電圧

R_e : 内部抵抗 (液間抵抗)

R_m : 外部抵抗 (金属間抵抗)

e_c, e_a は今回の実測のように電流密度により変化する。したがつてスリーブとパッキングランドの間の通電状態は図 7.7 の回路網にそれぞれの分極特性を加味して解析することができる。図 7.7 から明らかなように軸と船体との間の抵抗値 R が大きくなると、亜鉛から生じた電流はスリーブから船体へ流れる。その際リグナムバイタは抵抗体になるので抵抗の低いパッキングランド材との間に多く電流が流れる。

パッキングランド材にスリーブ材よりも電位の低い銅合金を使用して通電を防止する試みがあるが、異種金属を海水を介して並べても両金属を回路的に結合しなければ起電力は生じない。したがつてこの場合も図 7.7 の回路網の一環として考慮せねばならない。銅合金の自然電位の実測結果から推定されるように、低電位金属を含有する銅合金も極端に電位を下げる事はできないので図 7.7 のスリーブからの電流を防止することは困難である。パッキングランド材に Zn または Mg を使用すればこの電流を止めることはできるが流電陽極亜鉛と同様に溶解の可能性があり、実用的でない。むしろパッキングランド材はプラスチックのような非金属材料の実用化が得策であろう。

回転中の軸をプラスチック装置により船体にアースすることは図 7.7 の抵抗 R を小さくする意味でスリーブからの電流の流出防止に有効であるが、摺動抵抗を極力小さくするよう良好な維持管理を行なわねば無意味になるであろう。

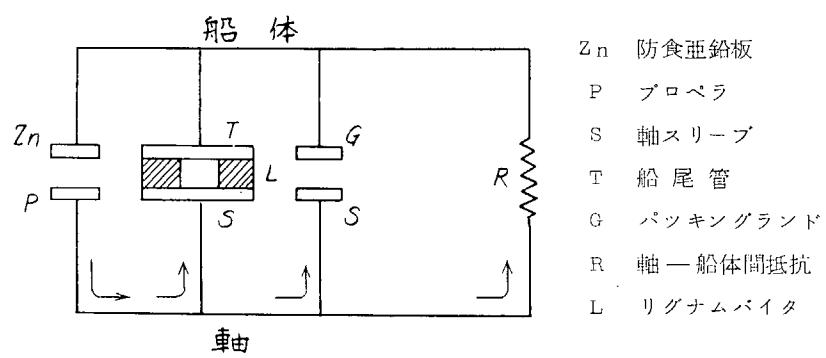


図 7.7 軸系の流電回路網

第8編 船尾管内海水のキヤ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

船尾管軸受内でのプロペラ軸スリーブの潰食やリグナムバイタの異常急速摩耗の原因の一つとして、海水潤滑軸受内でのキヤビテーションが考えられている。しかしそのような条件のとき船尾管軸受内でキヤビテーションが発生するかということについては、いまだ不明確な点が多い。この点をより明確にするために、アクリル製の透明な軸受を使用して水潤滑軸受内での圧力分布および流体力学的な諸特性を調べキヤビテーション発生の原因を明らかにすることが、一連の本実験の目的である。

41年度、42年度では溝のない滑らかな軸受を用いて、軸受内の圧力分布および軸受すき間内での流体の流動様式を調べ、更に偏心率が大きくなると比較的容易にキヤビテーションが発生しうることを実験的に示した。

43年度では、実際の船尾管に近い条件にするために、透明管軸受に溝をつけたものを使用して次の点に重点を置いて実験を行なつた。

- 1) 冷却水用の溝の形状配置により、軸受内での冷却水の流れ、圧力分布等がどのようになるか。
- 2) 軸が偏心して回転する場合、或は回転しながら横振動を行なう場合、軸受に溝があることによつてキヤビテーション特性がどのようになるか。

これが本年度の主な研究目的である。

第2章 実験装置及び実験方法

実験装置の本体は41年度に製作したものを使用した。軸端での封水装置の改良と駆動装置と電動機直結からベルト駆動へと改良を行なつた。実験用の軸として新たにステンレス製のものを製作した。これを図8.1に示す。また使用したアクリル製の透明軸受の寸法及び溝の形状を図8.2、図8.3に示す。軸受のL/Dはそれぞれ2と4のものを作り、溝はV形のものとU形のもの二種類を作り、軸受内面の半周にそれぞれ7個を等間隔に配置した。

軸受の各寸法の関係を表8.1に示す。この装置では軸受溝の総面積と軸受隙間の面積との比は、V型溝では実船にほど近いがU型溝では大きい方になつてゐる。軸受直徑と溝の巾の比は実船の場合に近いがやや大き目である。実験は次の要領で行なう。

表8.1 軸受の各寸法関係

軸受長さ(L)	軸受内径(D)	溝形状	溝数(半周)(n)	溝面積(s)	溝巾/軸受径(b/D)	nθ/軸受隙間面積
240	120	V	7	12	0.05	0.44
480	120	V	7	12	0.05	0.44
240	120	U	7	32.13	0.05	1.09
480	120	U	7	32.13	0.05	1.09

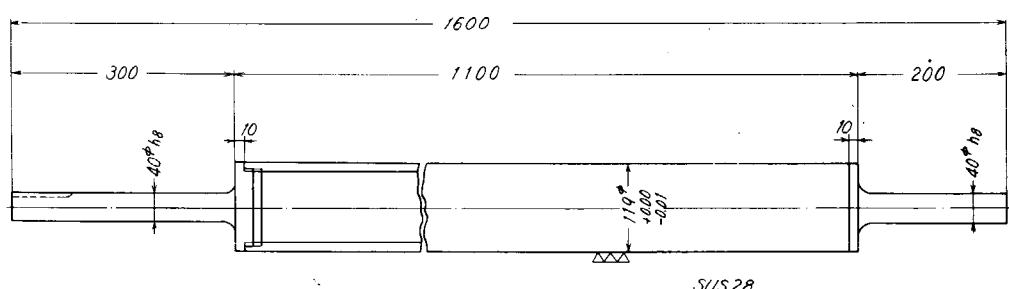


図8.1 テスト用軸

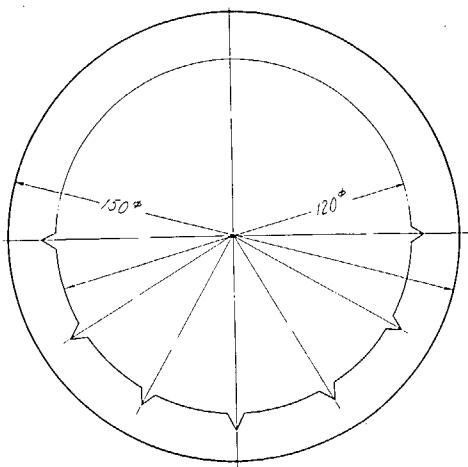


図 8.2 軸受断面図(軸受長さ 480、240)

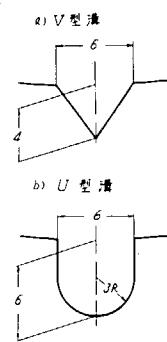


図 8.3 軸受溝の詳細

軸受の一端にヘッドタンクより水位 H_1 を与えて軸受に潤滑液(水道水)を送り込む。軸受の他端は水位 H_2 に保ち、 $H_1 - H_2$ の水位差を軸受の両端に与える。水位差は零から 3 m まで変えることが出来る。軸にある偏心を与え、ある回転数で軸を回転させる。この状態で、軸受隙間内の圧力分布を測定し、さらに軸受隙間内および溝内の流体の流动様式を流線の軌跡によつて調べた。また軸受内を通る流体の流量も測定した。

軸の偏心、回転数および水位差を適当に変えて実験した。

第3章 実験の結果

3.1 溝のある軸受内の流体の流れ

軸と軸受および溝の配置を図 8.4 に示す。軸受の円周方向の位置は、すき間最大の所を基準にして軸の回転の方向に角度をとつて示すことにし、溝には軸の回転の方向に 1、2、3………7 と番号をつけることにする。軸受を展開して示したもの図 8.5 に示す。軸受内の流れを調べるためにインクを入れる位置は、3番溝の中、最小すき間の所および最大すき間の所であり、それぞれ A、B、C の位置と呼ぶことにする。

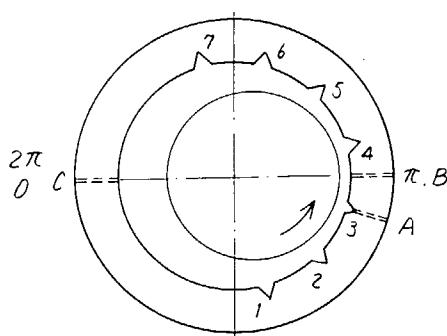


図 8.4 軸と軸受溝の配置

3.1.1 偏心率が小さいときの流れ(偏心率 0.4 以下)

溝があることにより流れはみだされ、溝のない場合のようにきれいな螺旋流にはならない。流れが 1 回

転する間に溝によつて、溝の方向の流れが加わり、いくつかの溝を通り越す間に加えたインクはほとんど攪散してしまう。流れはみだされるけれども、軸にそつた流れは軸の回転とともに軸受内を回転していることはわかる。

a) 溝の中の流れ

軸の回転を一定にして、3番みその A 点からインクを入れたときの流れを図 8.6 に示す。軸受両端に水位差を与えているときは、ほとんどのインクは溝の中を下流側に流れていく。一部のインクは溝から軸受の中に入つていくのが

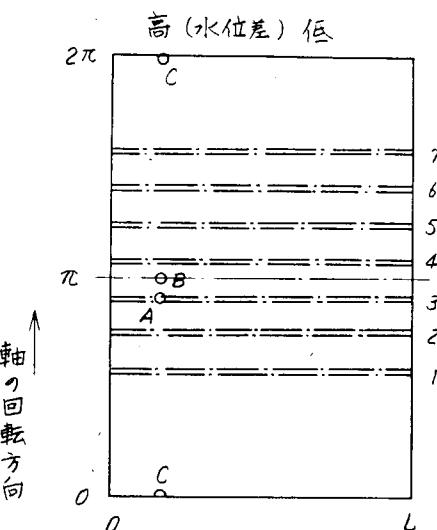


図 8.5 軸受の展開図(軸受の外側からみた図)

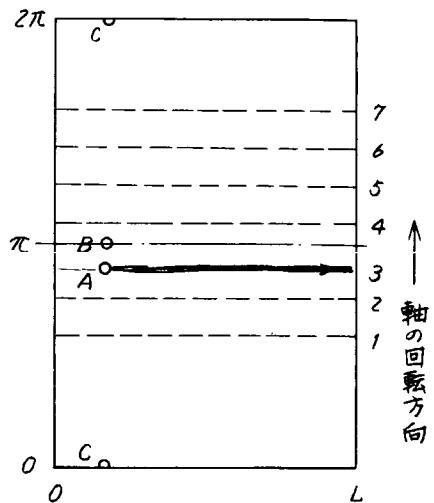


図 8.6 溝の中の流れ（偏心率が小さい場合）

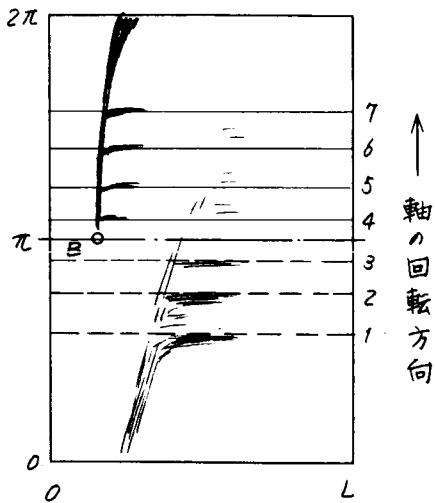


図 8.7 最小すき間から負圧側の流れ
(偏心率が小さい場合)

みえる。そして軸受の全周にわたつてうす黒くなるところから、軸受全体に流体がまわっていることがわかる。この場合はきれいな流線はみえない。軸受両端の水位差が大きくなれば、インクのほとんどは溝を流れ、全周うす黒くなる部分は下流側へ移る。

b) 最小すき間から負圧側の流れ

すき間最小の位置 B からインクを入れた時の代表的な流れの様子を図 8.7 に示す。B の穴から出たインクはほど直上に上り、溝の点で一部は溝の方向へ流れしていく。一周する間に溝の流れが加わりインクの線は不明りようになり下流側がほどうす黒くそまる。一周位いまではスパイラル流となつていることがうかがわれるが、それ以上は、攪散してしまつて分らなくなる。軸受両端の水位差が大きくなつても B 点から出た最初のたゞ上りは下流側にはあまり傾かない。

c) 最大すき間から正圧側の流れ
最大すき間の C の位置からインクを入れると、この部分は溝がないのでなめらかな流線がみえる。図 8.8 に示すように、軸の回転数が小さいときは、より下流側へ流れるが、回転数が大きくなると軸にひかれて流れは立ち上つてくる。溝にくると溝の方向への流れが加わり円周をまわる流線は分らなくなる。全体的にはあまり黒くならない。

d) 軸受を通る軸方向の全流量

軸受の両端に水位差を与えて回転数による流量の変化を調べてみると図 8.9、図 8.10 のようになる。すなわち水位差が小さいときは、回転数が増加すると軸方向に流れる流量は減少するが、水位差が大きくなると回転数の増加に対して流量の減少はわずかである。これは、ほとんどの流量が溝の中を流れていることを示す。

3.1.2 偏心率が大きいときの流れ

回転数が小さいとき(約 200 RPM 以下)の流れの様子を図 8.11 に示す。これは前節で述べたのとほど同じ流れ

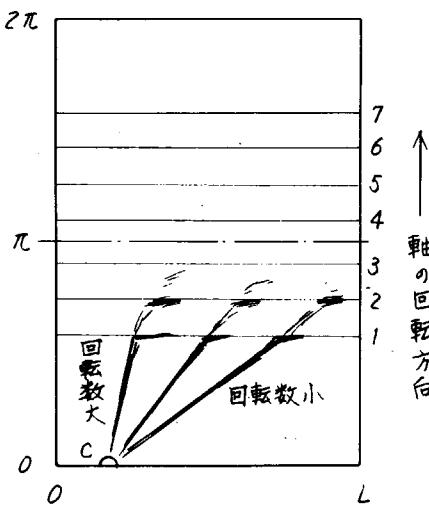


図 8.8 最小すき間から正圧側の流れ
(偏心率が小さい場合)

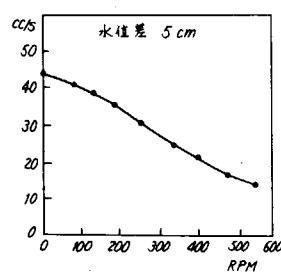


図 8.9 軸受流量
(偏心率が小さい場合)

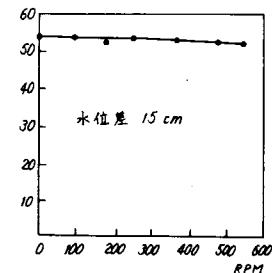


図 8.10 軸受流量
(偏心率が大きい場合)

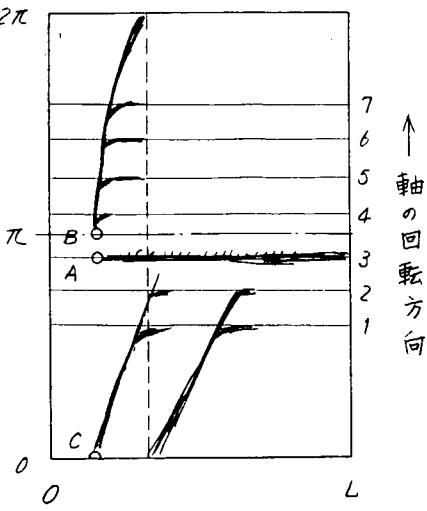


図 8.1.1 軸受内の流れ
(回転数が小さい場合)

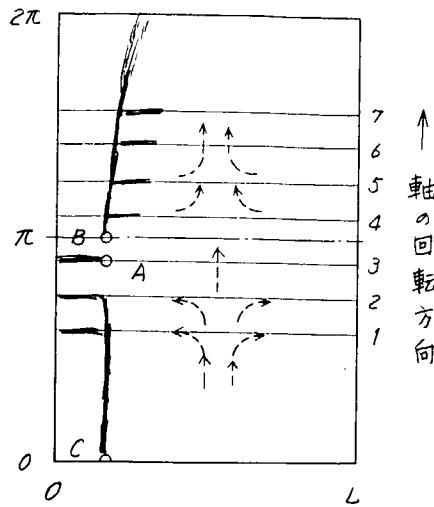


図 8.1.2 軸受内の流れ
(回転数が大きい場合)

である。

これに対して回転数が高くなると、正圧側の圧力は高くなり、Aから入れたインクは下流側ではなく逆に上流側の方へ流れるようになる。Cから入れたインクも、溝1、2へ達すると上流側へ流れていく。これは正圧側の中央部に高圧部が生じていることを示す。負圧側ではインクは下流側に流れ図8.1.2に示すようになる。

中央部が高圧となるので軸受の中では点線の矢印で示すような流れが生じていることがわかる。矢印をつけた部分は、軸受両端の水位差が大きくなると下流側へ行く。

軸受両端での水位差が小さいときは、負圧側では溝を通つて気泡が入つてくる。また水位差が小さくなくとも軸の回転数が大きくなると軸の回転とともに軸受の両端では多くの気泡が出来て来て、この気泡が軸受の両端から入つてくる。この気泡は主に4、5、6番溝から入つてくる。これらの気泡は軸受の中をまわり、図8.1.3のようになる。軸受の負圧側をまわつた気泡は正圧側に来ると、2番溝までで止り両側に流れしていく。3番の溝には気泡は存在しない。

下流端が大気に開放されているときは、回転数が高くなると、負圧側では必ず溝を通して空気が混入してくる。したがつて大気に通じてしまつて事實上は負圧にはならないと考えられる。

溝の中には、またしばしばゴミが流れ込んでくる。正圧側に流れ込んだゴミは、すき間のせまい側について離れなくなる。そして図8.1.4に示すようにゴミの点を中心にして、水膜の切れ、或はキャビテーションに相当するものが発生するのがしばしばみられる。しかし、溝のない軸受でみられたようなキャビテーションの発生はみられなかつた。

3.2 軸受内の圧力分布

軸受内の圧力分布の測定例を図8.1.5、8.1.6、8.1.7に示す。この実験はL/Dが2の軸受でV形の溝を半周7個つけたもので、軸受長手方向に中央の位置において、円周に沿つて測定したものである。

軸受の両端には、一定の水位(軸受中心から24cm)を与えて、これを基準とし、この基準からの圧力の変動分で圧力分布を示してある。

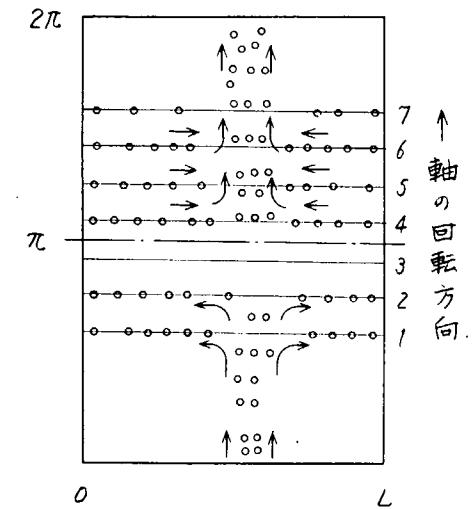


図 8.1.3 気泡の流れ
軸の回転数960RPM
(周速約6m/s、水位差3cm)

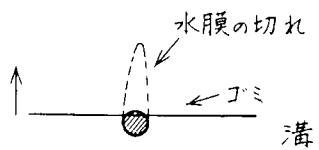


図 8.1.4 ゴミによる水膜の切れ

この図から分るように軸受内の正圧側では、溝の中でも高い圧力になっている。これは、正圧側の溝が排水路となることを示している。一方負圧側では、やはり基準水位より圧力が下る。溝の中でも同様に圧力が下っている。空気中で使用する軸受では当然空気が混入して来て圧力は実質上下らないであろうが、このように水中で使用するものでは溝の中でも圧力が下り、軸受の両端から溝を通して水が吸込まれることがわかる。これは前節で述べた軸受内の流れの様子を裏付けるものである。

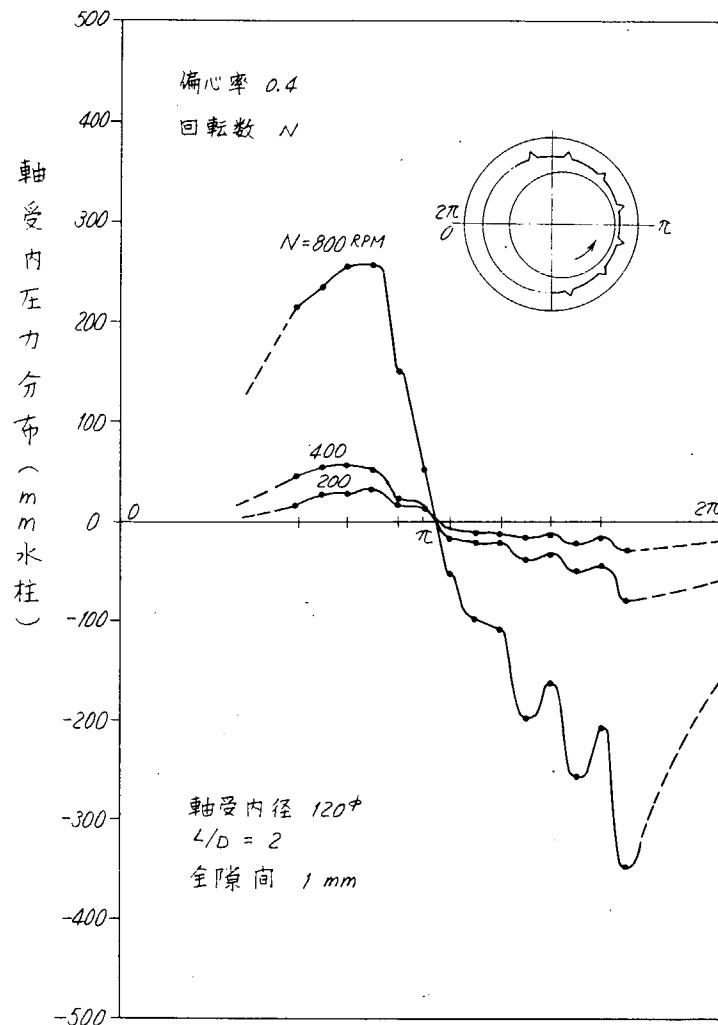


図 8.1.5 軸受内の圧力分布

図 8.17 軸受内の圧力分布

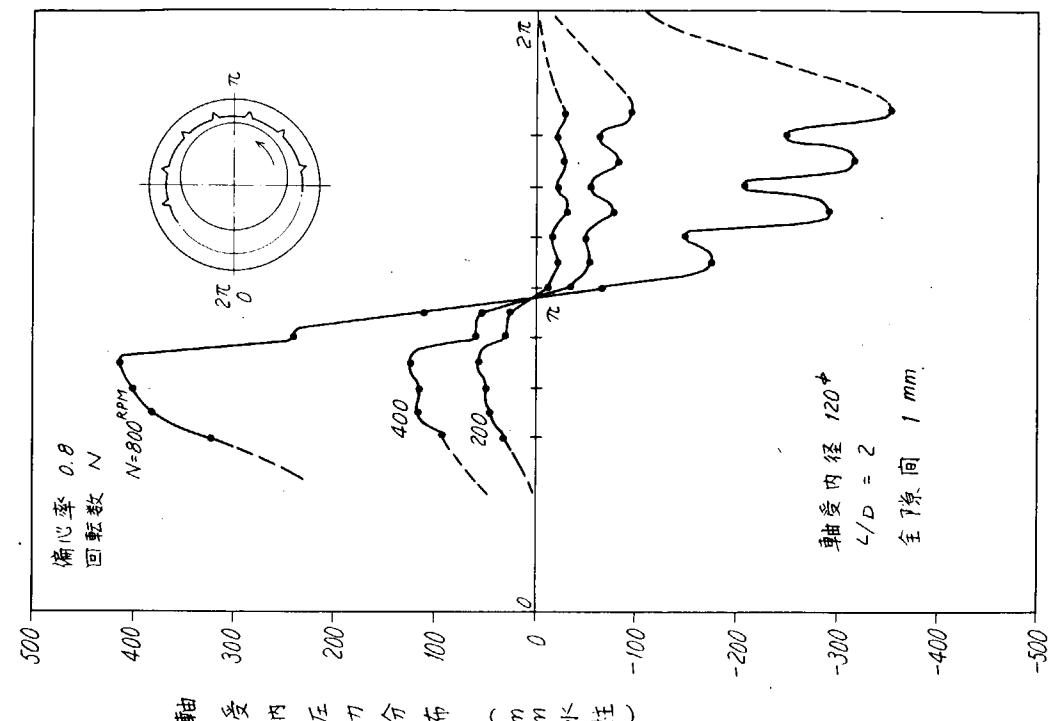
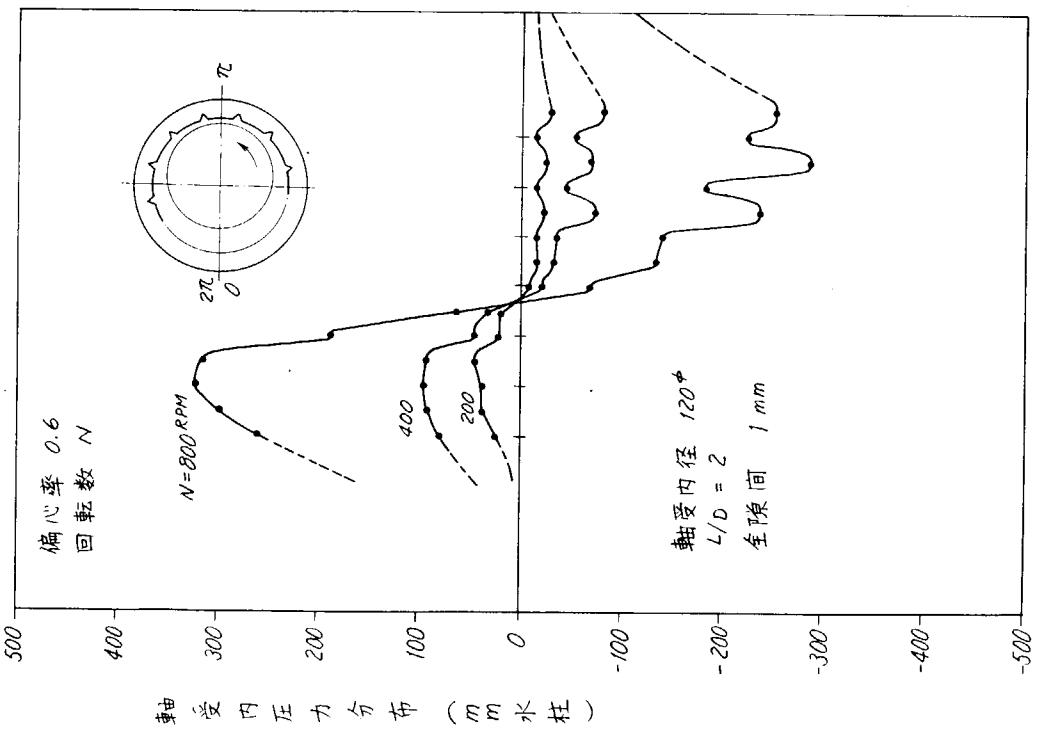


図 8.16 軸受内の圧力分布



第4章 実験結果についての考察

溝のある軸受内の流れについて調べ次のことが明らかになつた。

- 1) 偏心率が小さいとき(軽荷重)、または回転数が低いときは(周速約 1.5m/s 以下)。溝は軸方向流れの通路になり、軸受両端に水位差を与えると、主として溝の中を流体が流れる。一部は軸受の中に入り、冷却及び潤滑の作用をする。
- 2) 偏心率が大きいとき(重荷重)、または回転数が高いときは(周速約 3m/s 以上)正圧側では圧力が高くなり、この部分の溝は流体の排出路となり、流体は軸受両端の方へ流れ出る。すき間の広がる側(負圧側)では、逆に流体の吸入路となり軸受の両端から流体が流れ込んでくる。軸受両端に水位差を与えても、それが非常に大きい場合でないかぎり、このような流れ方となる。長い軸受ではこの傾向が強い。
- 3) 負圧側では、気ほうが沢山吸込まれてくるので負圧の大きさは、大きくはならず、キャビテーションは起きないようである。しかしごみなどが入つてくると溝のへりについて、軸受の中に水膜の切れを発生させことがある。これは一種のキャビテーションであろう。

以上のことから考えると、軸受内の溝の配置がいかに重要であるかということが示されたようである。溝さえあれば常に流体が入つていくということは、負圧側にのみいえることで、正圧側には流体は入つていかないで逆に出てくることさえあるわけである。このことは、正圧側には溝はない方が、かえつてよいのではないかと思われる。逆に負圧側では負圧が発生しないように溝があつた方がよいといえる。溝があるとごみなどは容易に入つてきて、軸や軸受に傷をつけるので、潤滑液は出来るだけ清浄に保つよう心がけるべきである。

第9編 油潤滑式船尾軸受の荷重特性に関する模型実験

第1章 実験の目的

最近の船尾軸受、特に大形船のそれは、在来の水潤滑式リグナムバイク軸受に代つて油潤滑式ホワイトメタル軸受が多く採用される傾向にある。しかしこれの設計にあたつては従来の実績の踏襲による場合が多く、根本的な検討は未だ十分なされていないようである。一般にホワイトメタル軸受自体はほぼ完成された理論と十分な実績を持つ機械要素の一つであるが、個々の使用条件に対してはそれぞれの問題点を解決せねばならない。したがつて船尾管軸受にホワイトメタルを使用するに際しては、船尾軸受の特質に関連した限界条件等を具体的に検討する必要があろう。このため 200 mm 径の模型船尾管軸受試験装置を試作して、これによりホワイトメタル軸受の諸性能を実験的に調査することにした。

第2章 実験装置および実験方法

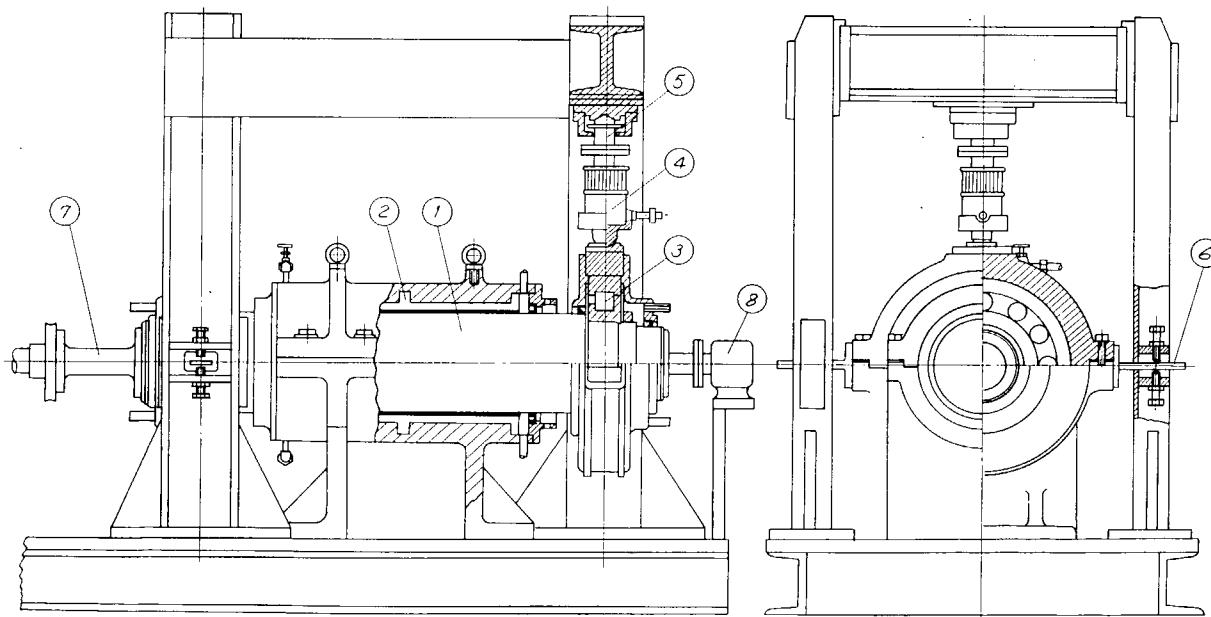
2.1 実験装置

本実験に使用した模型軸受試験装置の概要を図9.1に、また軸受部の詳細を図9.2にしめす。実験装置の構成は次のようになつてている。 $200\text{ mm} \times 500\text{ mm}$ の供試軸受ブッシュは二つ割構造となつており、船尾管に相当するハウジングに保持されて共通ベッドに固定される。これに対する軸はトルク計測用中空軸とルーズカップリングを介して可変速モーターによりベルト駆動される。この主軸上の軸受の両外側には静荷重用コロ軸受を備えており、これに対して油圧シリンダにより上方の架構から下向静荷重をかける。この際両方の油圧シリンダは互に任意の荷重をかけて軸受圧力の不同分布を作ることができる。潤滑油の系統は図9.3のとおりで温度調節を可能にして強制潤滑を行なつてゐる。

主要な要目を列挙すると次のようになる。

軸受寸法 $200\text{ mm} D \times 500\text{ mm} L$

軸受間隙(直径) 0.17 mm



- | | |
|--------------|---------------|
| 1. 主軸 | 5. ロードセル |
| 2. ホワイトメタル軸受 | 6. コロ軸受トルク測定板 |
| 3. コロ軸受 | 7. 駆動トルク測定軸 |
| 4. 荷重用油圧ジャッキ | 8. スリップリング |

図9.1 200 mm 模型船尾管軸受試験装置

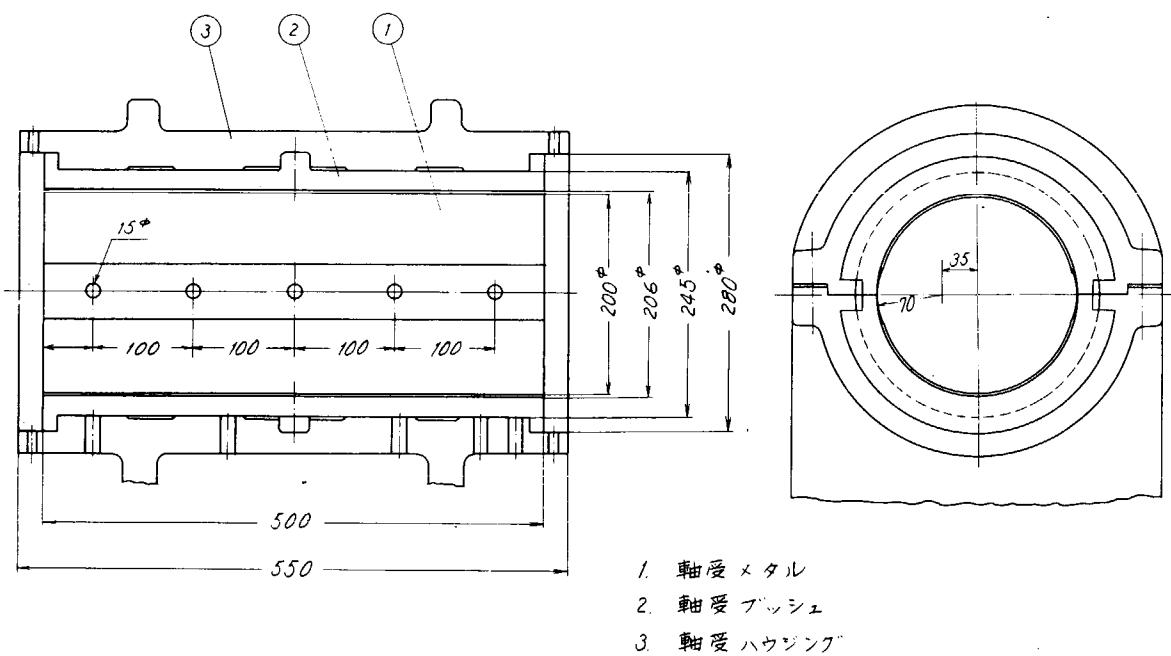


図 9.2 軸受詳細図

駆動装置 1,250 RPM, 30 PS

超分巻モーター

1 : 3 減速歯車付

軸回転数 15~900 RPM 連続可変

油圧シリンダ 手動式 20 Ton max

最大平均軸受圧力 約 30 Kg/cm²

2.2 計測装置

作動中の軸受の諸性能を明らかにするため以下の諸項について測定を行なつた。

(1) 軸駆動トルク — 軸の駆動側に入れたトルク計測用トーションバー (40φ/35φ中空軸) の軸表面ひずみをひずみ計により検出、スリップpringを介して動的又は静的ひずみ計増幅器により読み取る。

(2) コロ軸受の摩擦トルク — コロ軸受に対する静荷重は油圧シリンダで鋼球を介して完全な芯出し状態で掛けられるが、

この摩擦トルク分は軸受ハウジングの両側の片持梁に曲げ荷重として作用する。そこで片持梁に抵抗線ひずみ計を貼り、予め曲げひずみと摩擦トルクの関係を検定しておくことにより、試験時のコロ軸受摩擦トルクを検出する。

(3) 油膜圧力分布 — 図 9.4 にしめす各位置に軸受面まで貫通する

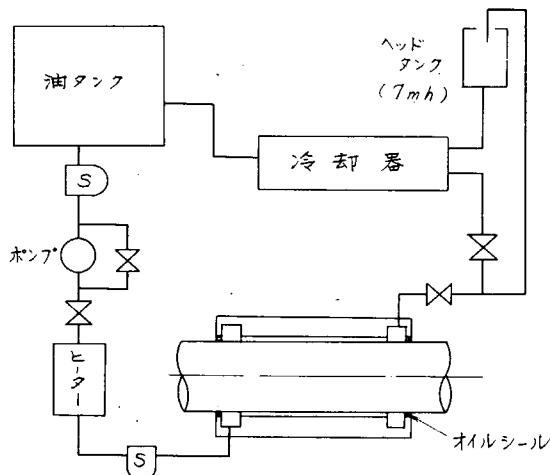


図 9.3 潤滑油系統図

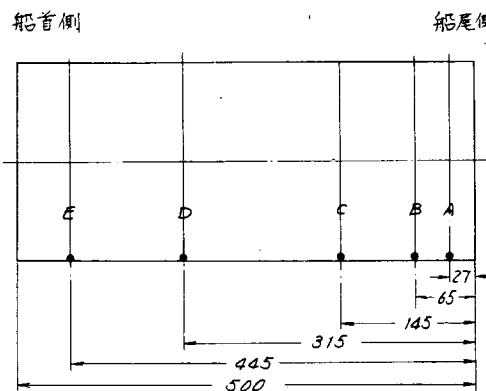


図 9.4 圧力計及び温度計位置

外径 2 mm, 内径 1.6 mm のパイプを取付けて油圧を取出し、図 9.5 の圧力計により圧力を計測する。この圧力計はダイアフラムのひずみ、またはシリンダの内圧によるパイプのひずみを抵抗線ひずみ計により検出するものである。

(4) 温度 — ホワイトメタルの温度を計測するため、軸受面から 1 mm を残してキリ穴をあけ、外径 1 mm のシールド熱電対 (C-C) を挿入した。温度は電子管式自動平衡温度計により連続記録させた。

(5) 油膜厚さ — 軸受内の軸変位を直接計測するのが理想であるが、技術的に困難であつたので図 9.6 の要領でインダクタンス型変位計（日本測器 508-A 振動計）を取り付け、軸受両外側の軸変位を計測した。

2.3 潤滑油の条件

軸受に対する給油は 30 番ストレー

ト船用マシン油を約 30 °C に予熱し、毎分約 3.5 l の割合で強制給油した。軸受内に油圧ヘッドは特に掛けず、軸受上側より自然流でタンクにもどした。

第 3 章 実験の結果

錫基のホワイトメタル (WJ 2) 軸受について各種荷重条件のもとでの軸受性能を実験的に求めた。この種の軸受試験においては軸受および軸の精度、軸受の熱方散条件、潤滑油の条件等が軸受性能に複雑に影響をおよぼすことが明らかである。本実験では実験技術上これらの各要素の影響を分離することが困難であり、求められた結果は供試状態における総合性能をあらわすことになった。若干のならし運転の後、呼称軸受圧力 0.38 Kg/cm^2 (軸系自重のみ) から 7 Kg/cm^2 の間で各状態を計測した。その際荷重条件として均等荷重と不均等荷重の両者について実験を行なつた。

軸が静止している時には軸と軸受材の間の油膜が切れて金属接触の状態が生じ得るので起動時のトルクが大となる。軸回転数 15 RPM の条件で起動した時のピークトトルク値を表 9.1 にしめす。表中の摩擦係数は軸受の全荷重トルクから求めた軸受摩擦係数である。各呼称軸受圧力のうち、不均等荷重の大きさ程、すなわち片当たりの激しい程起動トルクは増加する傾向にある。

各試験時の軸受のしめす温度から潤滑油の粘性係数を換算し、これと呼称軸受圧力、軸回転数から Sommerfelt 数 ($\frac{N}{P}$) を求めた。Sommerfelt 数と摩擦係数の関係は図 9.7 から図 9.12 にしめすとおりである。この結果均等荷重条件ではほぼ一曲線上に実験点が乗るが、不均等荷重条件ではその摩擦係数が若干高くなる傾向にある。これらの諸数値の代表例を表 9.2 にしめす。

軸受の各部温度は一般に軸回転数とともに上昇する。均等荷重の時には比較的均一な温度分布にあるが、不均等荷重の片当たりのある場合には当り部で明瞭な温度上昇が認められる。しかし本実験の範囲では焼付と判断されるような温度の急上昇は認められなかつた。最高の温度は 7 Kg/cm^2 ± 2,200 Kg の不均等荷重時に軸受の真下 A 4 点で記録された 67 °C である。

軸受ハウジングと軸との距離を測定することにより、軸受の油膜厚さを推定することを試みた。表 9.3 は軸受の前後端における最小油膜厚さ相当値と、これの生ずる方向を真下よりの角度であらわした。この結果不均等荷重時に油膜厚さ相当値 h_{min} が負になる場合があるが、これは軸受メタルプッシュ端が、局部荷重により変形したものとしか考えられない。また軸

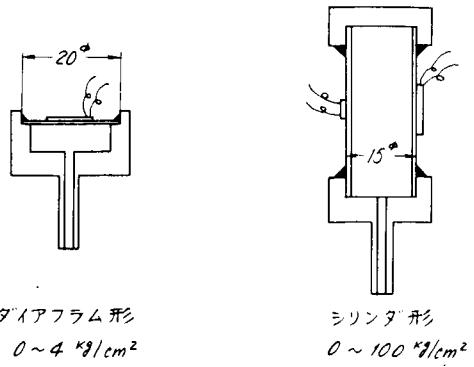


図 9.5 試作油圧ピックアップ

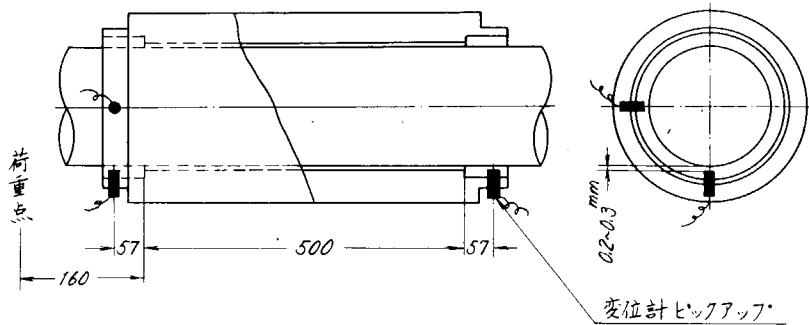


図 9.6 軸変位取付要領

表 9.1 各荷重条件での起動トルク

	平均軸受圧力	不均等値	起動トルク m - Kg	摩擦係数
1	0.39 Kg/cm ²	0 Kg	3.72	0.095
2	1	0	10.3	0.103
3		0	14.9	0.075
4		200	29.8	0.148
5		400	70.6	0.35
6		600	70.6	0.35
7		0	88.2	0.290
8		400	89.5	0.299
9		700	81.5	0.272
10		1,000	112.8	0.373
11		0	63.8	0.160
12		600	58.5	0.146
13		1,200	122.0	0.305
14		0	78.0	0.156
15		800	95.0	0.192
16		1,600	144.0	0.288
17		0	160.0	0.229
18		1,100	108.0	0.155
19		2,200	起動せず	—

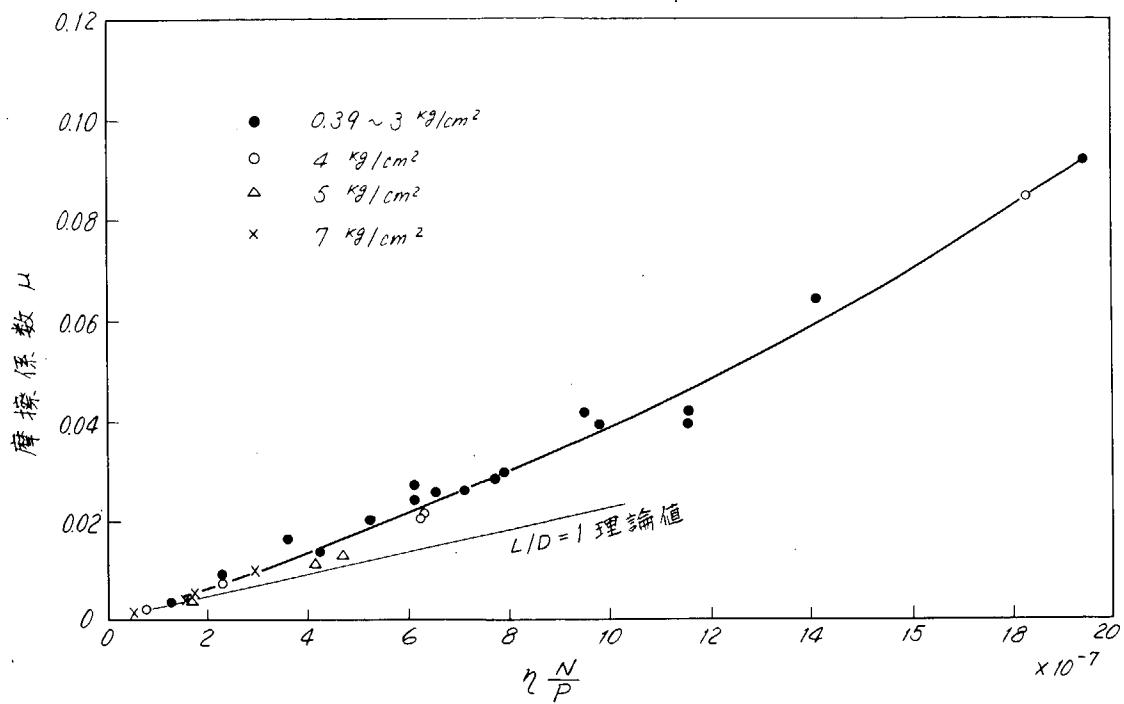


図 9.7 均等荷重時の摩擦係数

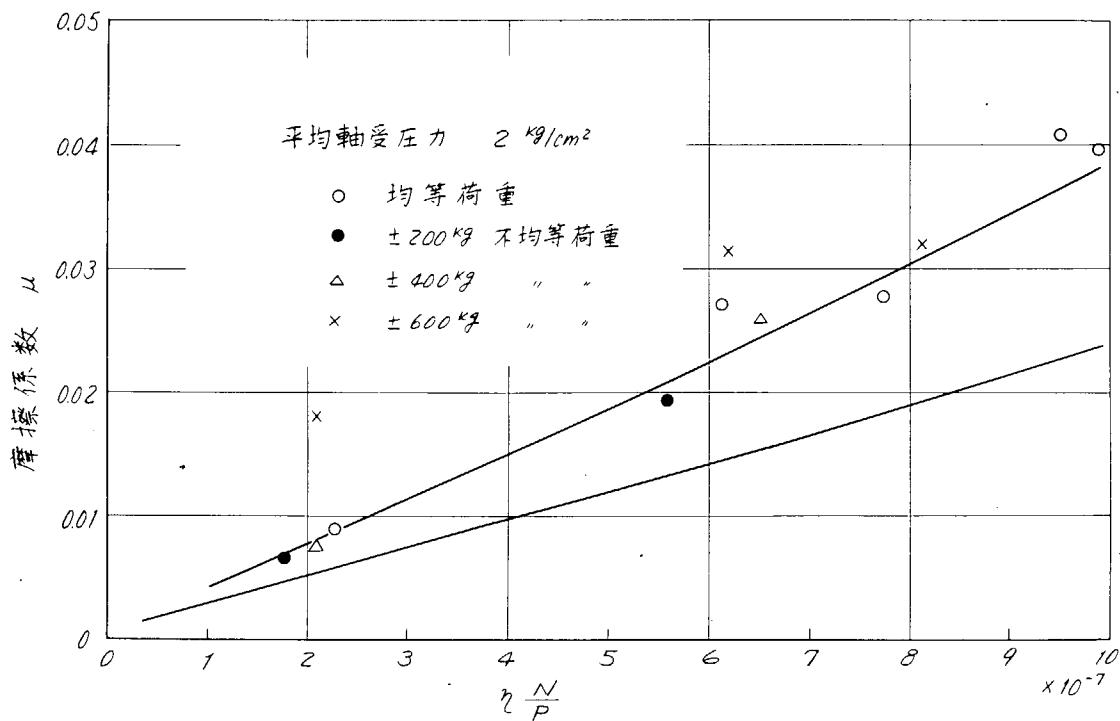


図 9.8 軸受圧力 2 kg/cm² の摩擦係数

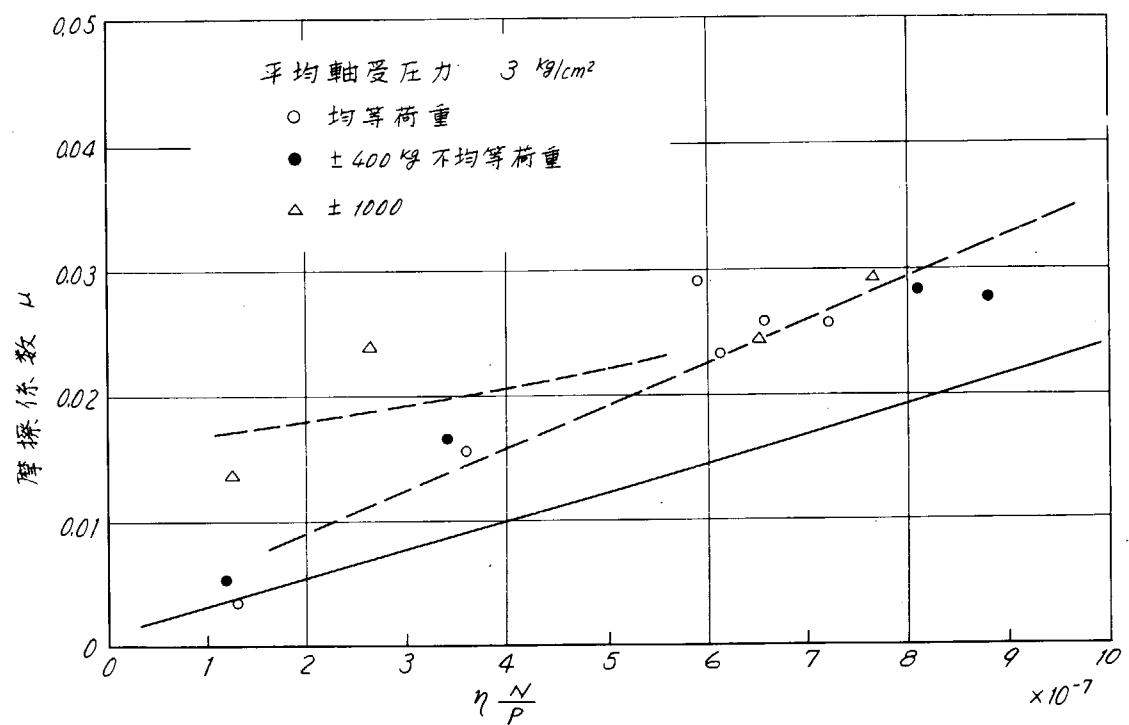


図 9.9 軸受圧力 3 kg/cm^2 の摩擦係数

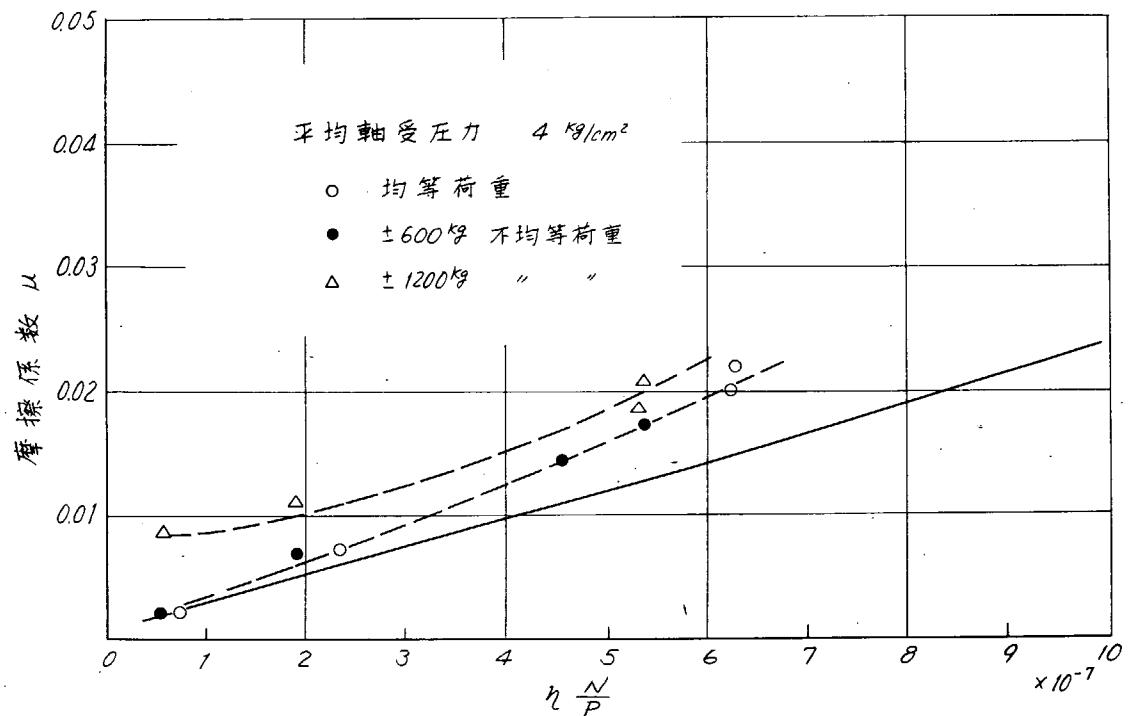


図 9.10 軸受圧力 4 kg/cm^2 の摩擦係数

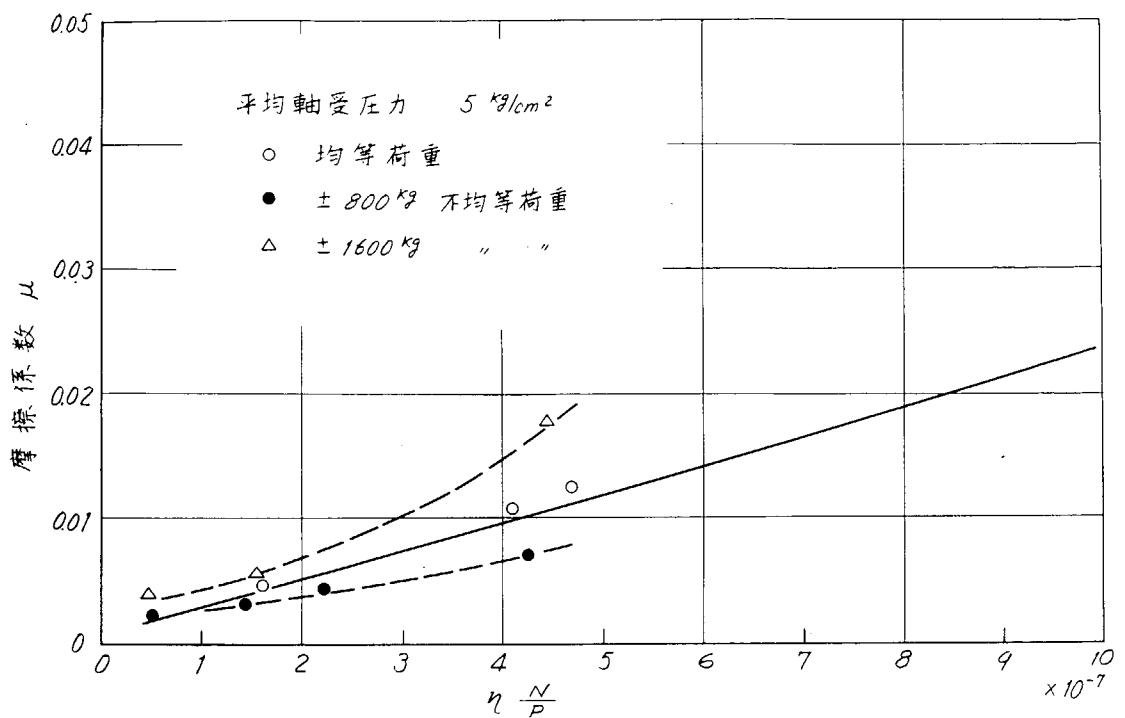


図 9.1.1 軸受圧力 $5 \text{ kg}/\text{cm}^2$ の摩擦係数

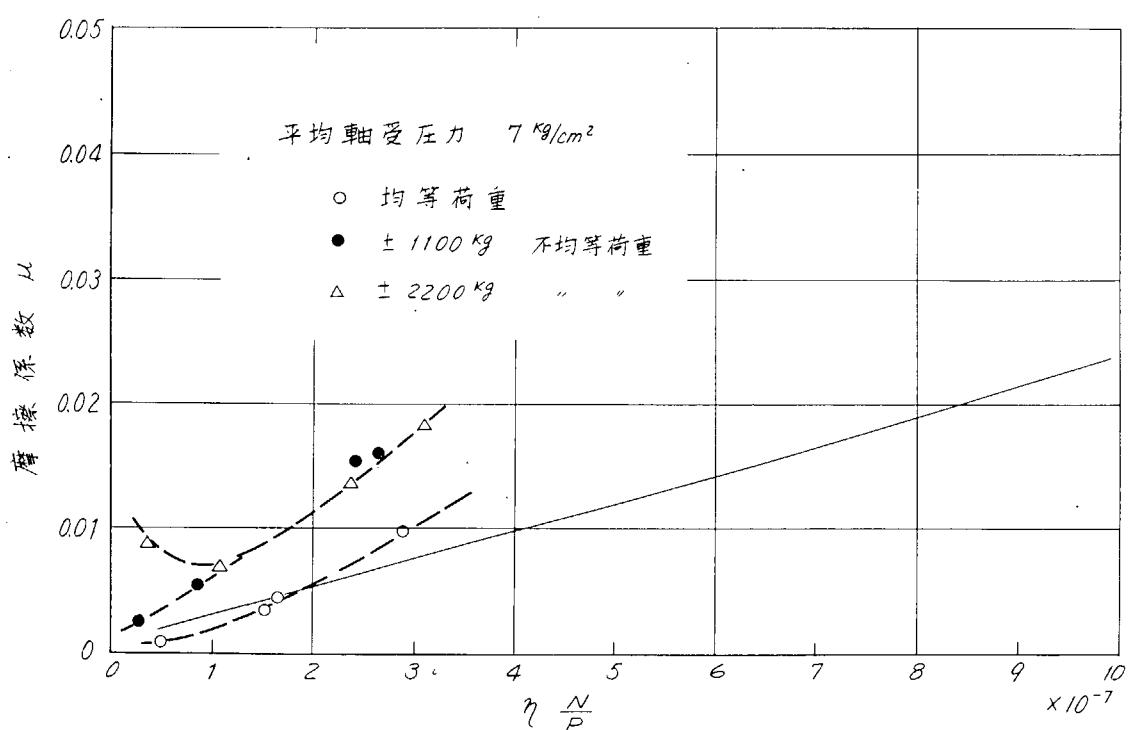


図 9.1.2 軸受圧力 $7 \text{ kg}/\text{cm}^2$ の摩擦係数

表9.2 溫度、摩擦係数等の代表例

軸受圧力 Kg/cm ²	不均等荷重 Kg	RPM	温 度 C	$\eta \text{ N/P} \times 10^{-7}$	トルク m-Kg	μ
0.38	0	15	35	5.26	0.79	0.020
		100	40	38.90	4.47	0.114
		400	52	83.69	9.42	0.241
1.0	0	15	31	4.27	1.29	0.013
		100	35	20.50	7.44	0.0744
		400	65	19.47	9.16	0.0916
2.0	0	15	30	2.26	1.78	0.0089
		100	33	11.58	7.84	0.0392
		400	66	9.49	8.29	0.0415
	± 200	15	32	1.75	1.33	0.0067
		50	33	5.46	3.91	0.0196
		100	35	9.90	6.85	0.0342
		200	37	17.60	10.23	0.0513
	± 600	15	28	2.08	3.62	0.0181
		50	31	6.16	6.35	0.0318
		150	47	8.13	6.41	0.0321
		300	53	12.10	7.72	0.0386
3.0	0	15	32	1.32	1.06	0.0035
		100	37	6.12	7.14	0.0234
		400	68	5.89	8.70	0.0290
	± 400	15	32	1.17	1.61	0.0054
		50	34	3.41	5.05	0.0168
		150	37	8.80	8.29	0.0276
		300	53	8.10	8.38	0.0280
	$\pm 1,000$	15	31	1.24	4.15	0.0137
		50	39	2.64	7.20	0.0240
		150	40	7.66	8.73	0.0292
		300	58	6.50	7.25	0.0242
5.0	0	15	38	0.5		
		50	39	1.58	2.32	0.0046
		150	40	4.7	6.26	0.0125
		300	57	4.1	5.50	0.0110
	± 800	15	38	0.5	1.25	0.0024
		50	41	1.43	1.56	0.0031
		150	55	2.2	2.10	0.0042
		300	56	4.25	3.40	0.0068
	$\pm 1,600$	15	39	0.47	2.10	0.0042
		50	40	1.53	2.70	0.0054
		150	43	3.85	5.07	0.0102
		300	55	4.40	8.90	0.0178
7.0	0	15	32	0.5	0.68	0.001
		50	32	1.67	3.27	0.0046
		150	56	1.52	2.55	0.0036
		300	57	2.93	6.80	0.0097
	$\pm 2,200$	15	38	0.36	4.35	0.0087
		50	40	1.10	3.35	0.0067
		150	41	3.10	9.20	0.0184
		300	62	2.39	6.70	0.0134

表9.3 軸受端での最小油膜厚さと、これの生ずる方向(軸下側よりの角度)

試験条件			船尾側		船首側	
平均軸受圧 Kg/cm ²	不均等荷重 Kg	回転数 RPM	θ	$h_{min} \mu$	θ	$h_{min} \mu$
0.38	0	300	-3°	33	166°	40
		500	-7°	39	159°	62
		400	1°40'	18	-88°	56
1.0	0	15	0°56'	26	-6°	48
		1000	-1°52'	29	16°	44
		400	8°	26	56°	58
2.0	0	15	-2°	11	-2°	42
		1000	-0°42'	19	-6°	45
		400	-8°	19	15°	52
	± 400	15	-4°	-6	-93°	9
		50	-1°59'	-13	-149°	45
		150	-0°16'	-16	-154°	28
		300	0°32'	-61	-120°	45
		15	11°	-61	136°	-29
	± 600	50	4°	-52	-43°	-2
		150	1°29'	-45	-139°	-13
		300	11°	-34	175°	11
		15	4°	11	9°	26
		1000	-1°26'	20	18°	42
3.0	0	400	-4°	17	-22°	52
		15	3°	-8	-16°	46
		50	3°	8	-26°	64
	± 400	150	7°	2	69°	61
		300	0°43'	14	36°	70
		15	1°31'	-77	147°	-64
		50	1°42'	-56	157°	-31
		150	3°	-53	151°	-40
	$\pm 1,000$	300	10°	-51	140°	-53
		15	4°	5	14°	30
		50	2°	14	9°	53
		150	0°	19	0	52
		300	-12°	14	-11°	65
5.0	0	15	8°	17	-8°	70
		50	5°	12	-54°	50
		150	0°	20	0	40
		300	-12°	5	5°	0.3
		15	6°	-89	-142°	-57
	± 800	50	8°	-74	-141°	-58
		150	8°	-63	-139°	-55
		300	9°	-69	-141°	-50
		15	1°20'	5	18°	27
		50	0°58'	13	15°	41
7.0	0	150	12°	20	40°	54
		300	13°	23	44°	59
		15	1°44'	-96	-147°	-75
		50	3°	-78	-144°	-74
	$\pm 2,200$	150	3°	-60	-143°	-64
		300	3°	-73	-148°	-53

受中芯線に対して軸の前後方向中芯線は必ずしも一致していない。この理由は本試験装置の軸受メタルブッシュは二つ割りのため、組立時に真円度に若干狂を生じたためであろう。また軸を静止させた位置を記録の零として左右方向変位を計測しているが、この静止位置が毎回一定しないための計測誤差も含まれると考えられる。

油膜圧力の実測結果の例を表9.4にしめす。前述のように軸の位置が理想状態にないので軸受内の有効当り場所が一定せず、したがつて均等荷重時の圧力分布は必ずしも理論通りにはならない。不均等荷重時には当然ながら片当りの強いA, Bの付近に高い圧力を生ずるが、反対側のD, E付近は殆んど圧力が発生せず、むしろ若干の負圧となる。

表9.4 油圧分布測定例 Kg/cm²

計測箇所	3 Kg/cm ²						7 Kg/cm ²						
	0		± 400 Kg		± 1,000 Kg		0		± 1,100 Kg		± 2,200 Kg		
	rpm	15	300	15	300	15	300	15	300	15	300	15	
A 2						-1.10	4.43	0	-0.33	6.92	7.46	3.0	1.7
A 3	0.12	0.29	0.08	0.01	1.57	3	0	0.36	1.07	0.36	23.6	53.6	
A 4	0.08	0.28	0	-0.06	37.4	44.0	0.2	0.40	12.4	9.80	29.6	60.0	
A 5	0	0.01	0.07	0.45	38.4	39.4	4.4	3.78	21.4	20.8	48.5	66.1	
B 3	0.06	-0.05	0.08	-0.03	0.03	0.04	0.04	0.24	-0.07	0.05	1.20	5	
B 4	0.05	-0.10	0.07	-0.03	2.88	19.2	2.64	0	13.6	25.9	5.76	48.0	
B 5					12.5	27.5	7.73	7.7	29.5	28.7	37.0	52.5	
C 3					0.02	-0.05	0	0.66	-0.06	0	0	0	
C 4	0.15	-1.31	1.43	3	0	-0.11	9.13	14.5	21.7	36.2	0	0	
C 5					0	-0.06	21.6	26.8	27.7	36.5	0.88	6.6	
D 4	-1.9	-1.24	-0.02	-0.16	-0.01	-0.04	> 5	> 5	0.61	-0.07	0	-0.03	
E 4	-1.75	0	-0.09	-0.26	-0.02	-0.11	> 5	> 5	0.16	-0.21	0.02	-0.07	

第4章 実験結果についての考察

オイルバス式軸受において、軸の荷重、潤滑油の粘度、回転停止からの経過時間等の条件の如何によつては、静止した軸と軸受メタルの間には互に金属接触の状態が生じ得ることが十分予想される。鋼とホワイトメタルの金属接触の摩擦係数は0.3～0.35である。表9.1の起動実験結果によると不均等荷重時にはその摩擦係数から明らかな金属接触状態にあつたことが推定される。また摩擦係数がこれよりも低い荷重条件では完全な金属接触ではなく、何らかの油による潤滑効果があつたものと判断される。何れの場合も一旦15 RPMで回転する時は直ちに広義の流体潤滑状態になり摩擦係数は急激に低下する。

実船の場合も船尾管内の当り、荷重条件、温度等により、静止軸がメタルと完全な金属接触になることがあり得るであろう。金属接触またはそれに近い状態のもとでターニング等極低速で軸が回転する時は、メタルの局部的損耗が十分考えられる。したがつて極低速時の油膜切れの限界を荷重条件と関連づけることは重要であるが、今回の実験では装置の関係で十分な結果は得られなかつた。なお極低速の流体潤滑軸受に関して、その相似則がレイノルズ数で成立つものと仮定すると、本実験の15 RPMは800φ軸の6.7秒一回転のターニングに相応する。

流体潤滑の理論によると、理想状態の軸受の摩擦係数は、無次元の Sommerfelt 数 Sにより一義的に整理することができる。本実験の結果によると、均等荷重条件ではこの両者の関係は概ね一曲線でしめすことができた。しかし、360°軸受の理論値よりはかなり高い値をしめしている。これは本軸受が両横に大きな油溝用逃げを持つており、かつ二つ割構造のために軸受形状に若干の狂が生じ、理想状態になかつたためと思われる。

一方不均等荷重の場合は均等荷重の場合に較べて摩擦係数は若干増加する傾向にある。これは不均等荷重による片当りで局部面圧が上昇してこの部分の油膜厚さがうすくなり、いわゆる境界潤滑状態が共存するためと考えられる。この場合の軸受メタルの温度条件を見ると、極端な片当りのある場合も含めて、全実験の結果は 70°C を越える例はなかつた。またいずれの場合も時間経過とともに一定値に飽和する傾向にある。したがつて焼付をしめすような急激な温度変化は全く経験されず、この程度の作動条件では軸受の急速な損傷は起り得ないものと考えられる。

不均等荷重により、油膜圧力の分布は表9.4のように片当りの強い側に集中して、有効当り面積が限定されてくる。この場合軸および軸受メタルの変形が有効当り面積または軸受反力に大きく影響することは当然である。本実験では不均等荷重の甚だしい場合には表9.3のように油膜厚さ相当値が負になり、軸受メタル端に明らかな変形があつたことを裏付けている。この変形は荷重を受けた場合のメタルを含む軸受ブッシュ自体の変形と、軸受ブッシュとハウジング（船尾管相当）間のスキマによる逃げの両者が含まれていると思われる。 7 Kg/cm^2 ± $2,200 \text{ Kg}$ の場合軸受端の変位量は約 0.1 mm である。実船の場合も、軸受ブッシュ自体の剛性とブッシュ押込のハメアイ値の如何により、ある程度の軸受面の変形と、これによる軸受反力分布の集中緩和が当然期待されるであろう。

以上油潤滑式船尾軸受の模型実験を通じて一応以下のように結論づけられる。今回の実験条件は実船の船尾軸受で考えられる静荷重条件よりもはるかに酷な条件をその試験範囲に含んでいたが、軸が回転することにより直ちに有効な油膜の形成が得られ、かつ軸受が早期に損傷に到るような直接的現象が認められなかつた。したがつて、この種の船尾管軸受においては使用の限界条件は未だ十分高いところにあるといえよう。ただ起動時と極低速ターニング時には油膜の切れと、このための局部的な軸受メタル損傷の可能性は十分予想される。

(船尾管部軸系の改良構造による適応性模型実験)

第 10 編 船尾管軸受の改良構造についての性能確認模型実験

第 1 章 実験の目的

リグナムバイタ軸受は水潤滑式船尾管軸受として多くの実績を持つているが、これの軸受性能は本研究委員会の42年度報告書(以下第2報と呼ぶ)にしめしたように、模型を使つた実験室的試験においても優れた結果が得られている。そこで天然木材のリグナムバイタに代るこれと同等またはより優れた船尾軸受開発のための基礎資料を得る目的で、これまで3例の合成樹脂軸受の模型実験を行なつてきた。すなわちフェノール樹脂在来型、フェノール樹脂多孔型、フェノール樹脂ゴム裏打型である。この結果は耐焼付性に主眼を置いた時、上記の順で次第に性能が改善されることが明らかになり、すでにこの結果については第2報までに報告された。

今回はこれまでと同様にさらに2例の改良構造模型軸受を試作し、その軸受性能を調べた。

第 2 章 実験装置および実験方法

2.1 供試模型軸受

供試模型軸受は在来から若干の使用実績を持つゴム軸受と、軸受セグメント断面がゴム軸受と同様なカマボコ型のフェノール樹脂軸受でゴム裏打を持つものとの2種類である。後者は以下“円弧セグメントフェノール樹脂ゴム裏打型”と呼ぶこととする。

(1) ゴム軸受

本軸受の形状寸法を図10.1にしめす。軸受内径は123mmで10個のセグメントの組立型であり、各セグメントは内側に凸のゴム軸受材を持ち、その背面はフェノール樹脂布積層材を強度メンバーとして裏打した。両者は接着剤により貼り付けたものである。

これに使用するゴムの材質の選定に際しては、荷重による変形のバネ常数をリグナムバイタの約 $1/30$ になるよう配

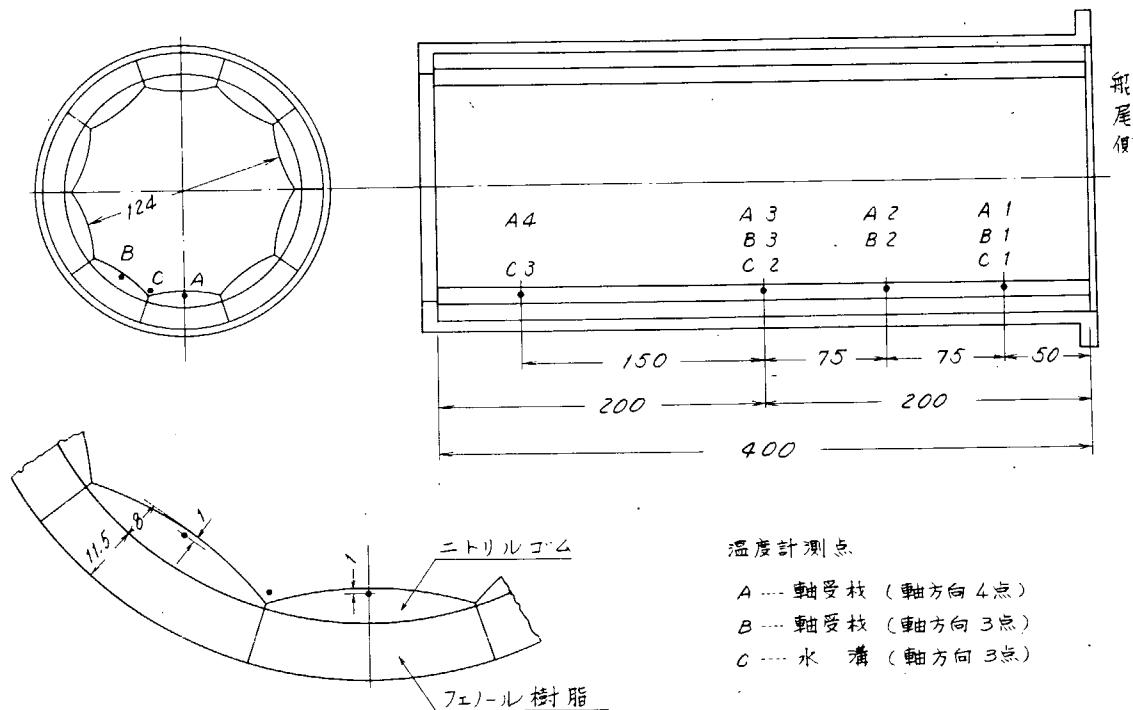


図 10.1 ゴム軸受の形状寸法

慮された。このため図10.2のようないグナムバイタの荷重—たわみ曲線をもとめ、これに基いて選定されたニトリルゴムを使用した。軸受セグメントに製作した時の荷重—たわみ曲線は図10.3のようになる。このゴムの物性値を表10.1にしめす。本軸受の半周には減摩の目的で二硫化モリブデンを若干混入したセグメントを使用している。

(2) 円弧セグメント・フェノール樹脂ゴム軸受

ゴム軸受のフェノール樹脂とゴムの位置を逆転させたもので、図10.4にその形状寸法をしめす。したがつて軸受材のフェノール樹脂のセグメント断面はゴム軸受と同様なカマボコ型をしており、主としてこの形状が軸受性能に何等かの効果を持つか否かを検討する。

フェノール樹脂およびゴムの材質は第2報で報告したフェノール樹脂ゴム裏打型軸受の場合と同様である。

2.2 実験の要領

実験装置は第1報で述べた1.2.3の軸受試験装置を使用し、これまでの系列試験と同じ要領の実験を行なつた。すなわち、軸受圧力、冷却水量、軸回転数の各組合せ条件に対して摩擦トルク、各部温度の計測を行なつた。本実験に使用した軸受圧力、摩擦係数はこれまでと同様を定義による。

各実験に先立つて、軸に荷重をかけた時のゴム変形のための軸の変位を測定したが、図10.5にその結果をしめす。

表10.1 ゴム軸受用ニトリルゴムの物性値

	常 態	老 化 後 70°C 96H 热風	浸漬後 30°C 48H 油	浸漬後 70°C 168H 水
引張強さ kg/cm ²	153	148	144	143
伸び %	295	265	275	285
硬度 deg	83	85	82	82
重量変化率 %	—	—	1.08	2.34
圧縮永久変形 %	17.7	—	—	—

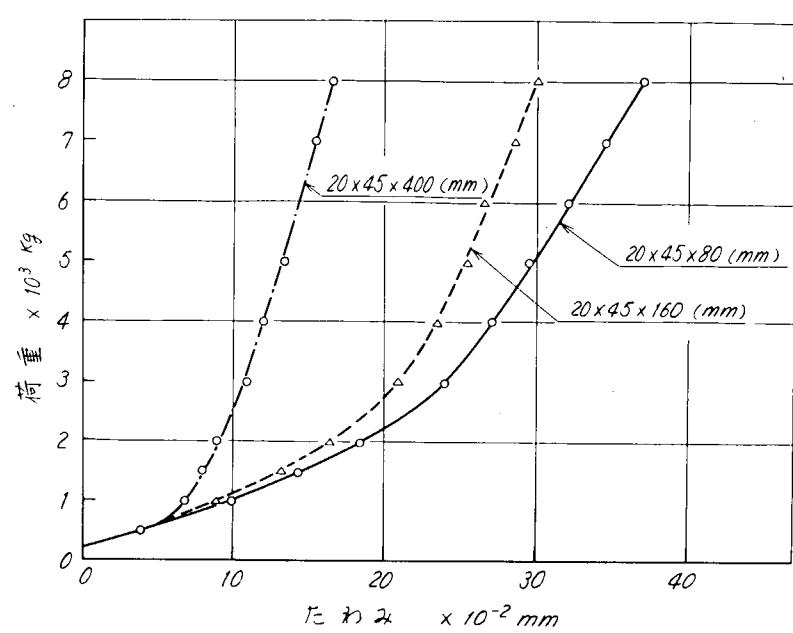


図10.2 リグナムバイタの荷重対たわみ曲線

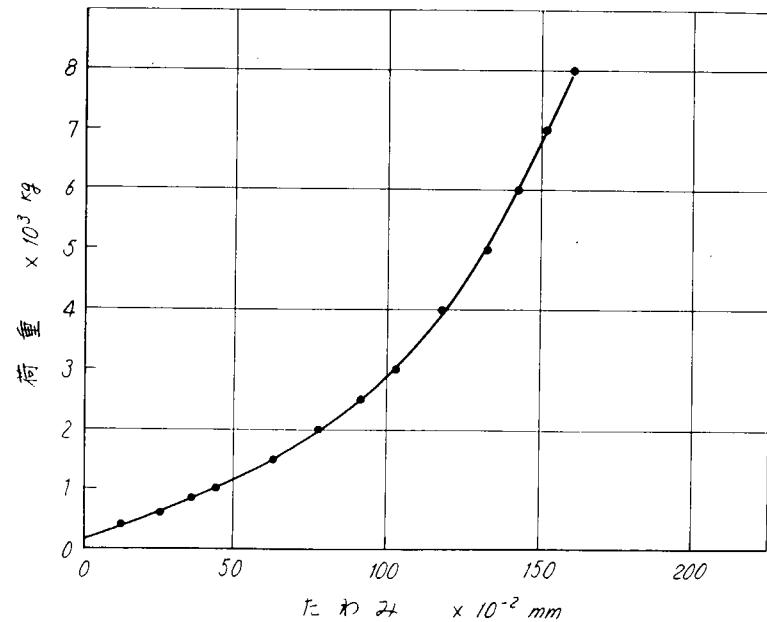


図10.3 ゴム軸受(セグメント)の荷重対たわみ曲線

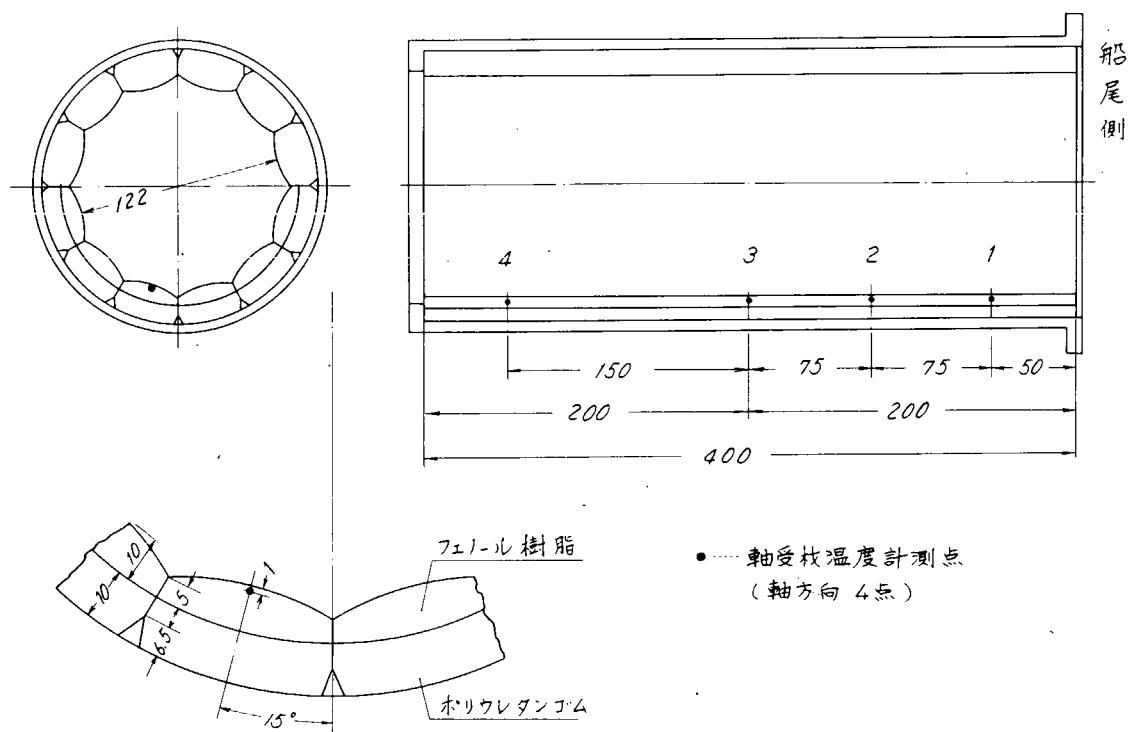


図 10.4 円弧セグメント・フェノール樹脂ゴム裏打型軸受

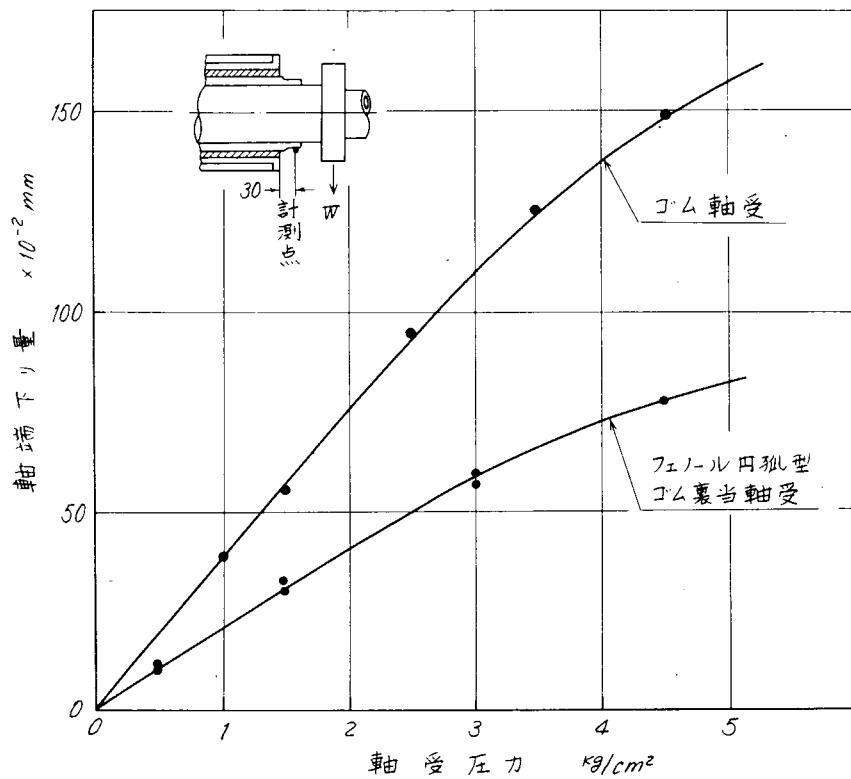


図 10.5 荷重に対する軸端の下り

第3章 実験の結果

3.1 ゴム軸受

これまで実施したリグナムバイタ、フェノール樹脂のいずれの場合も、製作されたままの状態と、若干使用した後の状態ではその摩擦係数に差のあることが経験され、試験前にならし運転を実施してきた。ゴム軸受の場合も図10.6のように一定運転条件のもとで次第に摩擦係数が低下していく。ならし運転により、リグナムバイタ、フェノール樹脂軸受では当り面に明瞭な滑面の生成が認められたが、ゴムの場合も当り面が若干変色して初期の状態から変化したことをしめしている。

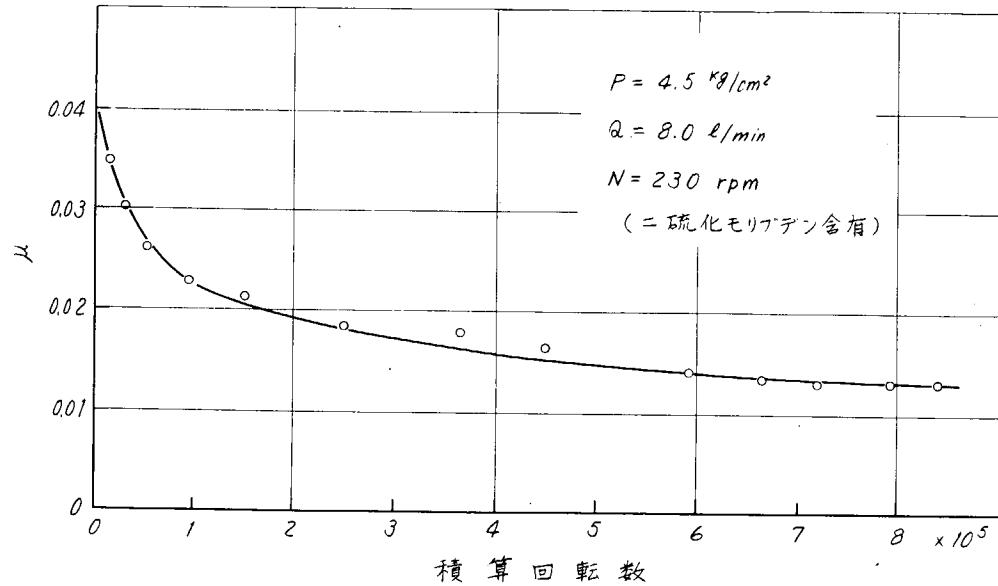


図10.6 ならし運転による摩擦係数の変化

運転中のゴム軸受材、水溝の温度分布の例を図10.7にしめす。軸受材は表面下1mmに埋込んだ熱電対の指示値である。これによるとゴムのために軸受内荷重分布の均等化が行なわれているが、尚後に行く程温度が高く、荷重傾斜が存在していることがわかる。

図10.8から図10.13に各試験の温度、摩擦係数、荷重、水量の相互の関係を図示した。これによると軸受材の温度は図10.8のように冷却水量の増加につれて当然低下するが、軸回転数に対しては図10.9のように僅かに上昇するに過ぎない。これは図10.10、図10.11のように軸回転数により摩擦係数が低下するためである。図10.11で明らかなように冷却水量が摩擦係数に及ぼす影響はリグナムバイタの場合と同様に僅少である。図10.12にはその状態を直接示した。一方軸受圧力と摩擦係数の関係は図10.13のようになり、軸荷重4.5kg/cm²で若干摩擦係数が上昇する傾向にあるが、焼付には到らない。

二硫化モリブデンを含有したセグメントに対する試験の結果は、摩擦係数が若干低下するようであるが、その量は実験誤差範囲内であり、結果的には上述の二硫化モリブデンを含

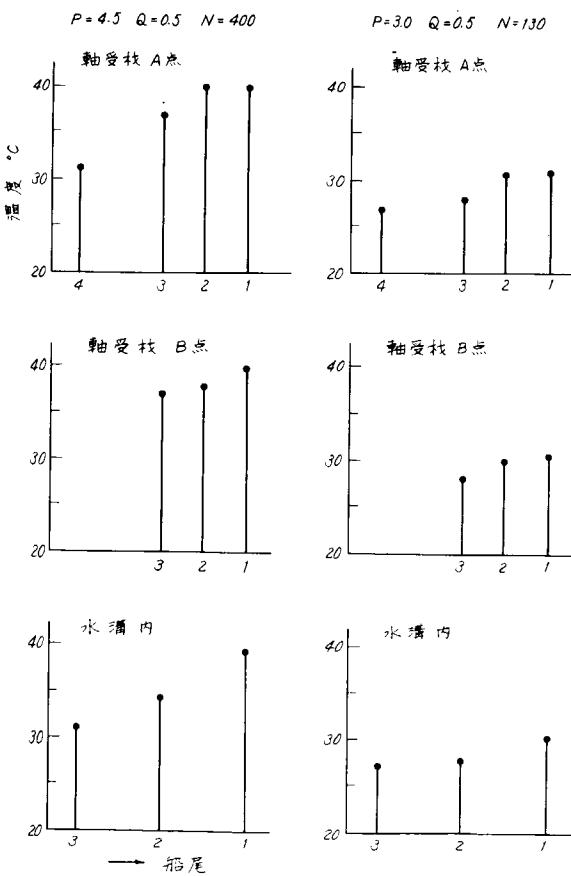


図10.7 軸受材の温度分布(ゴム)

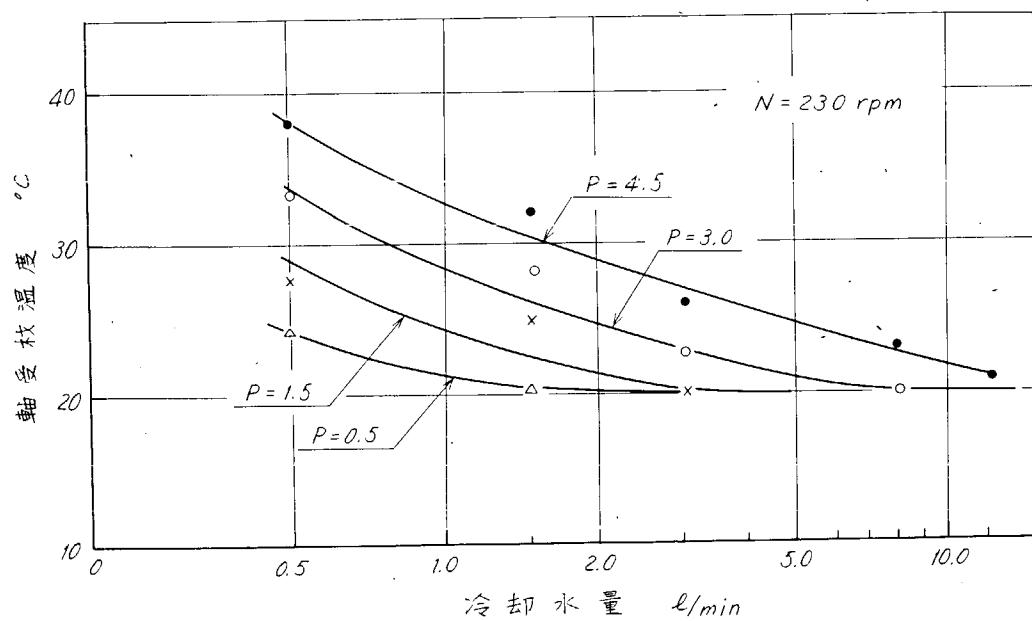


図 10.8 軸受材温度対冷却水量(ゴム)

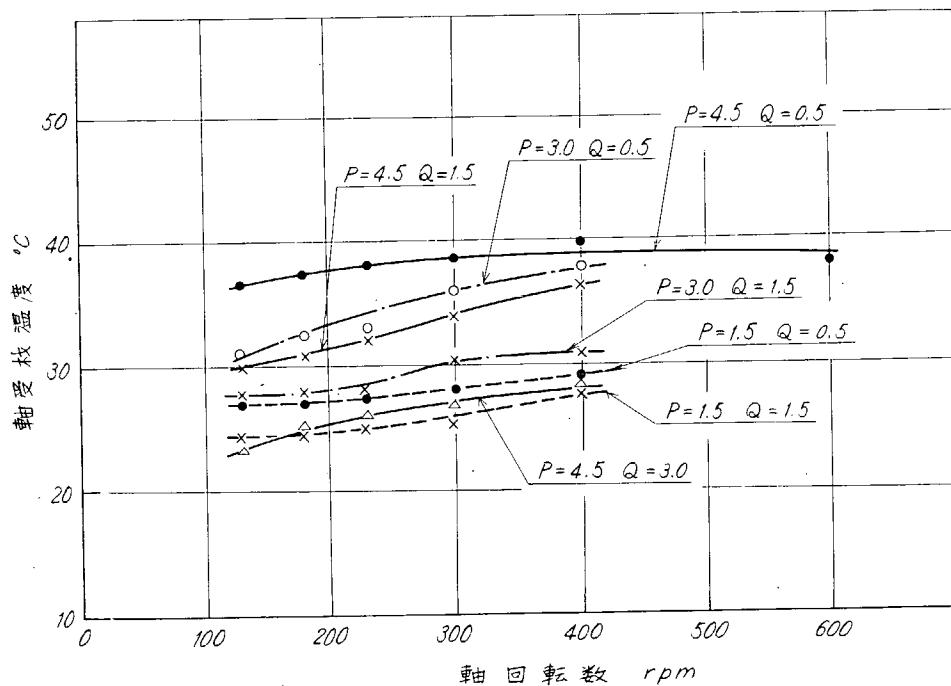


図 10.9 軸受材温度対軸回転数(ゴム)

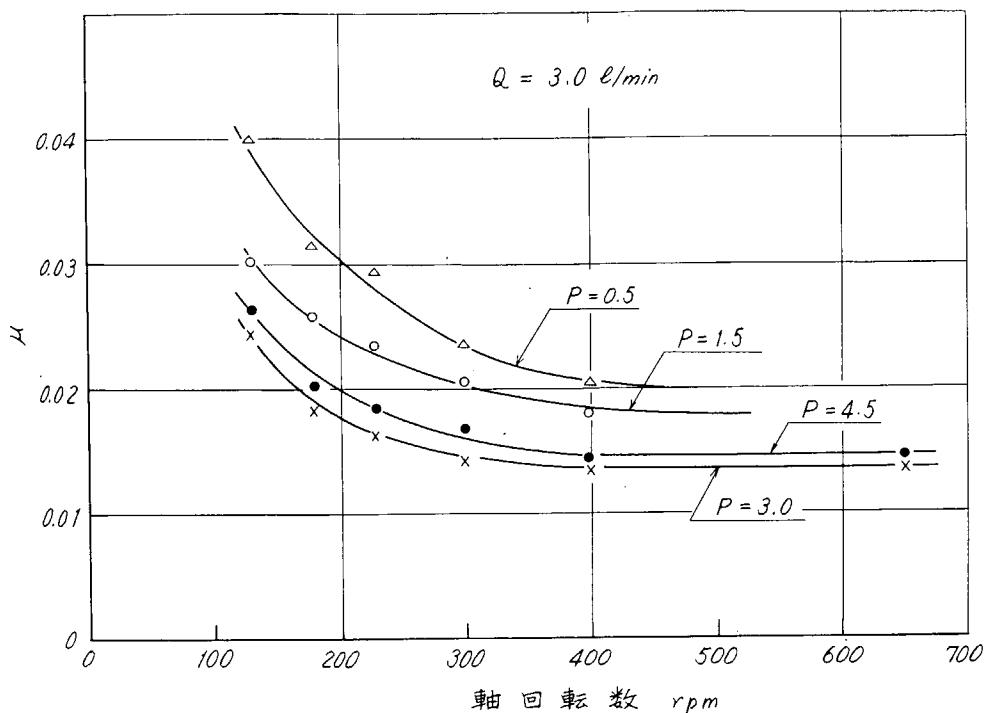


図 10.10 摩擦係数対軸回転数(ゴム)

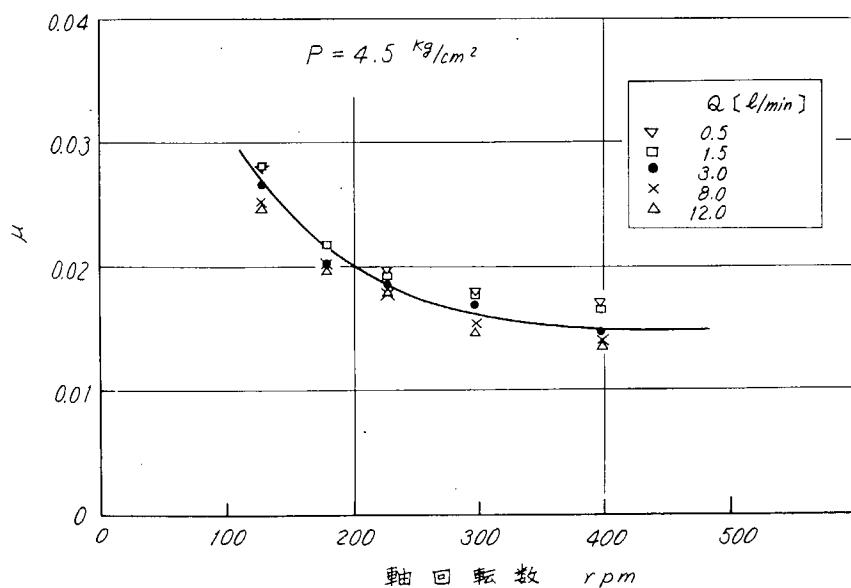


図 10.11 摩擦係数対軸回転数(ゴム)

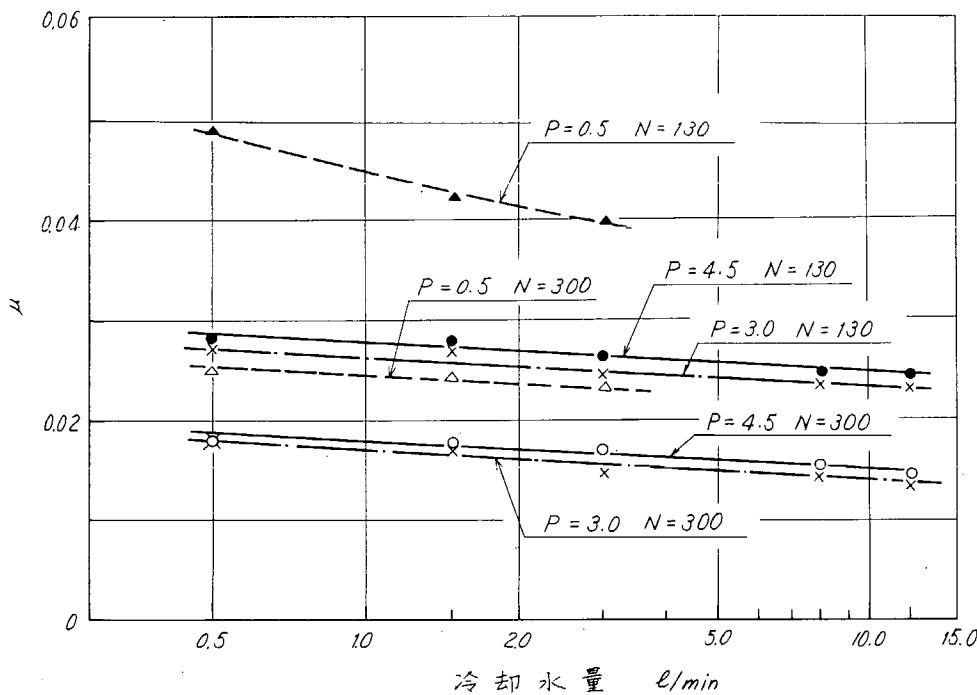


図 10.1.2 摩擦係数対冷却水量(ゴム)

まないものと殆んど変りがないといえる。

試験後のゴム面は軸と当りのあつた部分が若干光沢を持ち、表面の粗度が低くなるが、当りによる摩耗または永久変形は殆んど認められない。また、当りの軸方向分布は後に強くなつてはいるが、全長にわたり当りのあつたことをしめしている。

3.2 円弧セグメント・フェノール樹脂ゴム裏打型軸受

図 10.1.4 に軸受材の温度分布の一例をしめす。また軸回転数に対する摩擦係数の傾向は図 10.1.5 のようになり、回転数の増加にしたがつて摩擦係数は低下する。しかし軸受圧力に対する摩擦係数は図 10.1.6 のように、軸受圧力の増加で摩擦係数の急上昇が認められ、焼付の傾向が明らかである。

試験後の軸受表面は当りのあつた円弧頂部が軸の円弧にならつた変形をしめしている。すなわち円弧状の軸受セグメント形状にしたために頂部に強い当りを生じ、この部分に集中的な摩耗を生じた結果である。

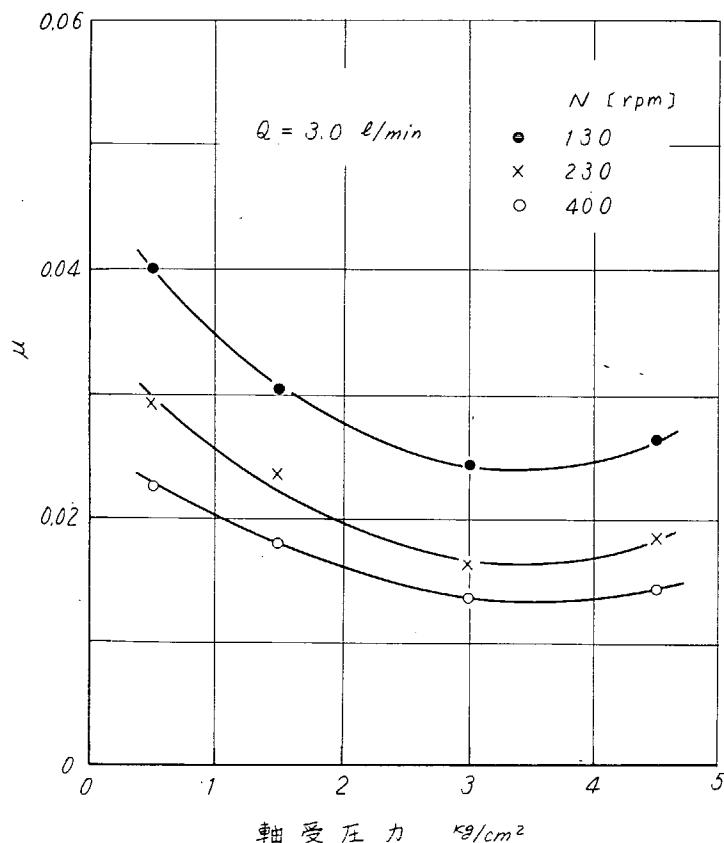


図 10.1.3 摩擦係数対軸受圧力(ゴム)

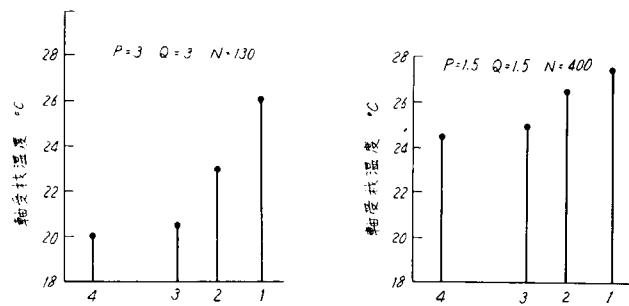


図 10.14 軸受材の温度分布(円弧セグメント・フェノール)

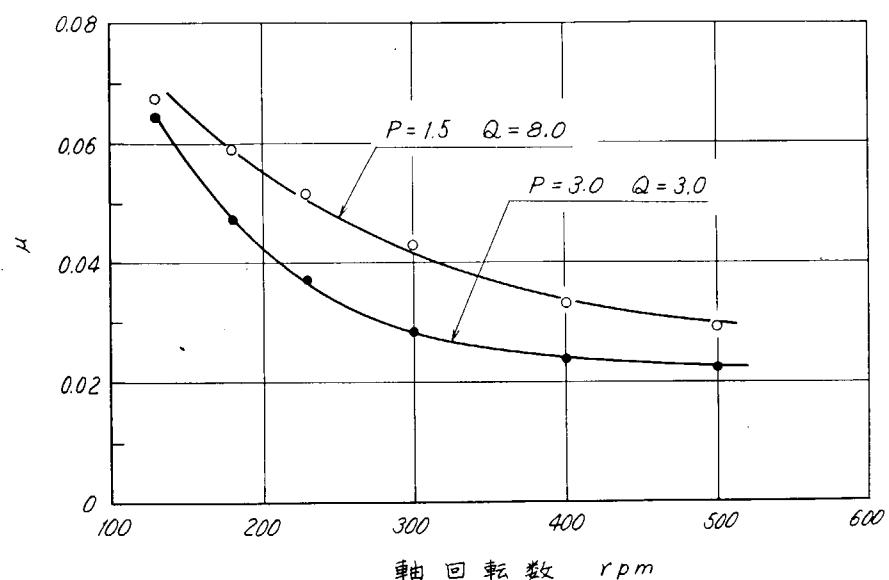


図 10.15 摩擦係数対軸回転数(円弧セグメント・フェノール)

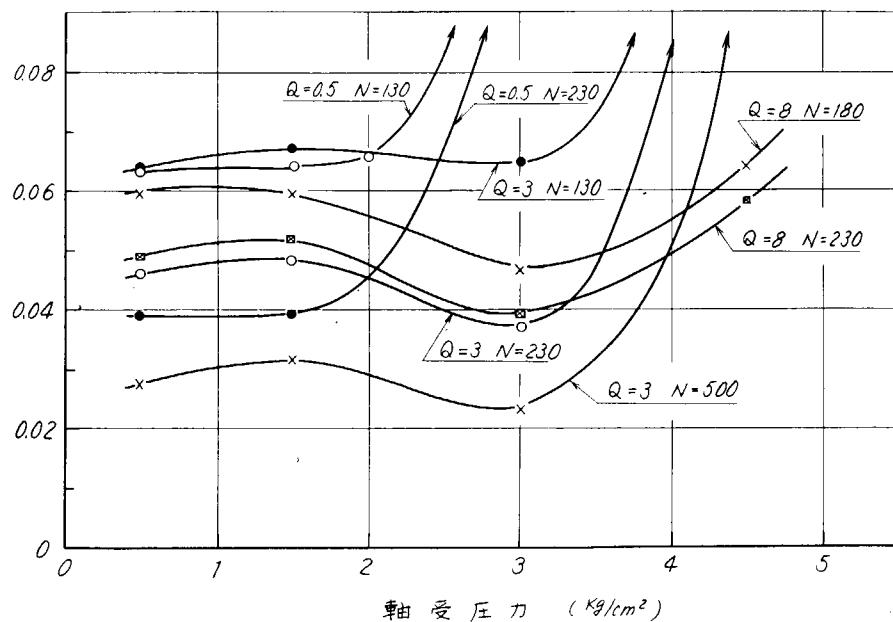


図 10.16 摩擦係数対軸受圧力(円弧セグメント・フェノール)

第4章 実験結果についての考察

今回試験した2例の試作軸受の結果を、これまで同系列試験として実施したリグナムバイタおよびフェノール樹脂軸受の諸結果と比較検討してみる。

“円弧セグメント・フェノール樹脂ゴム裏打型軸受”は図10.1.6で明らかなように軸受圧力の高い場合に焼付の起こることが経験されたが、これは当然、冷却水量、軸回転数の要素とも関連している。そこでこれまでのフェノール樹脂軸受で行なつたのと同様に冷却水量、軸回転数（周速）、軸受圧力でその焼付限界を整理すると図10.1.7のようになり、4例のフェノール樹脂軸受のうち最も耐焼付性が悪いという結果が得られた。

一方ゴム軸受は図10.1.1、図10.1.3等で明らかなように、本実験範囲内ではリグナムバイタ軸受と同様に焼付現象は全く認められなかつた。

リグナムバイタの摩擦係数 μ は $N\sqrt{P}$ を横軸とした両対数図上に直線的に分布するので、 $\mu = 11N^{-1} \cdot P^{-\frac{1}{2}}$ の関係にあることが第2報で報告された。これに対してゴム軸受もリグナムバイタと同様に冷却水量が軸受の摩擦係数にあまり影響を与えないもので μ を N , P の関数として決めることができる。実験の結果、 $\mu = C N^{-\frac{1}{2}} \cdot P^{-\frac{1}{3}}$ の関係にある

と思われるが、リグナムバイタと直接比較するため μ 対 $N\sqrt{P}$

の図上に実験点をプロットすると図10.1.8が得られる。この結果 $N\sqrt{P}$ が比較的小さい場合にはゴム軸受の方が相対的に摩擦係数が小さくなつている。

これまで実施した各軸受の摩擦係数と耐焼付性を定性的に比較すると表10.2のようになる。これによるとリグナムバイタ軸受とゴム軸受が良好な結果をしめしている。他のフェノール樹脂系軸受ではいずれも焼付発生の可能性を持つているが、そのうちゴム裏打型フェノール樹脂軸受は耐焼付性が比較的良好である。

以上の諸結果から考察すると、水潤滑式船尾管軸受としては軸受と軸の間に有効な潤滑水膜を作ることが必須の条件と考

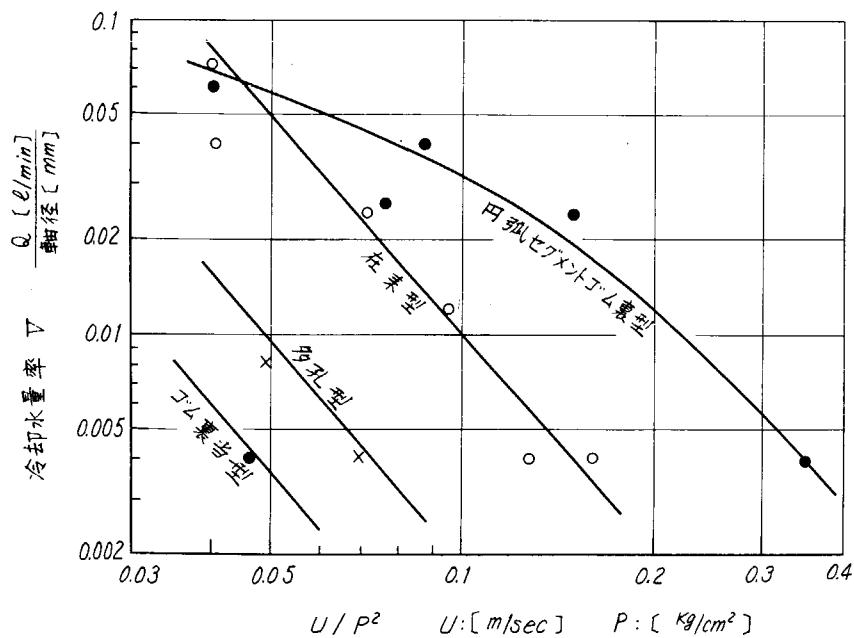


図10.1.7 各種フェノール樹脂軸受の耐焼付限界

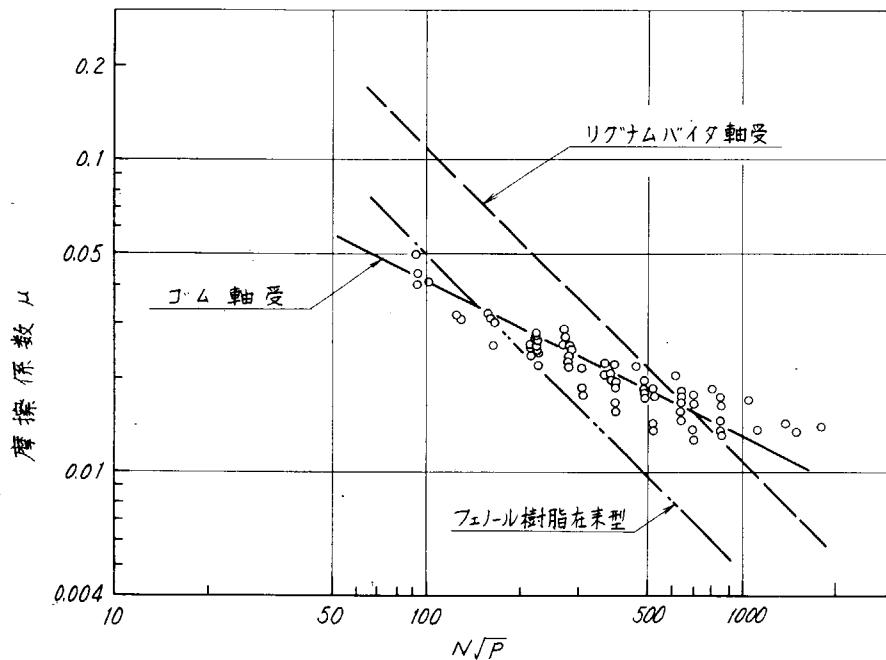


図10.1.8 摩擦係数対 $N\sqrt{P}$ の関係

表 10.2 各模型軸受の性能比較

軸受の種類	摩擦係数	耐焼付性
リグナムバイタ軸受	○	○ ○ ○
フェノール樹脂在来型	○ ○	× ×
" 多孔型	○ ○	×
" ゴム裏打型	○	○
ゴム軸受	○ ○	○ ○
円弧セグメント・フェノールゴム裏打	×	× × ×

えられる。このためには軸受面圧を下げるよう有効当り面積を広くし、且つ当り面は十分平滑でなければならない。この状態は軸受面が十分になじむことにより得られる。しかしこの状態になるまでには強い局部当りのために軸と軸受の直接接觸が起こるが、リグナムバイタはその自己潤滑性と適当な摩耗性のために急速になじむのに対して、フェノール樹脂系材料は局部的溶融が生じて焼付に到る可能性を持つている。一方ゴム軸受は軸受の形状を適当にすることにより、ゴム自体が自由に変形するので摺動面に水膜のクサビが容易に作られ、水の潤滑効果を十分に期待できるものと思われる。

リグナムバイタに代る水潤滑式船尾管軸受としてはゴム軸受が有効と思われるが、ゴム材質の撰定と耐摩耗性の関連を明らかにすることが今後の問題であろう。またフェノール樹脂系材料を使用するには、材料の自己潤滑性を何等かの方法で持たせるか、又は有効な水潤滑が期待できるような抜本的な対策が必要であると考えられる。

第11編 機関室隔壁パッキン部の改良構造についての 適応性模型実験

第1章 実験の目的

機関室隔壁を通過する箇所の軸封装置としては、水潤滑式船尾管軸受の場合は、特殊な場合を除いて、グランドパッキン方式が採用され、油潤滑式船尾管軸受の場合は、主としてリップシール方式が採用されている。しかし、これ等の軸封装置も、それぞれの問題があり、前者についてはスリープの摩損および腐食、後者についてはリップ部分のき裂発生、変形などに伴う漏洩事故が報告されている。

本実験では、主として水潤滑式船尾管軸受の場合の軸封に関する問題の改善をはかるため、端面シール方式の軸封装置を取り上げ模型実験を行なつた。端面シール方式の軸封装置の模型実験としては、すでに昨年度、本部会にて取上げられ、封水機能面では有効に作動することが報告されているが、端面シール方式の実用にあたつての主要課題の1つである密封端材料スプリング面圧などについては取上げるまでは至っていない。

端面シール摺動部分である密封端面の材料組合せの選択は、そのままシール寿命に影響し、不適当な組合せは、密封端面の異常摩耗あるいは割れを生じ、短期間で大量漏洩を招く結果となるであろう。

本実験では、この点に着目し、軸径300φの端面シールを試作して、数種の密封端面材料を組合せて実験し、その適応性を観察すると共に、スプリング面圧、流体圧力のシール性能におよぼす影響についても観察し、実用化にあたつての資料を採取することを目的として実験を行なつた。

第2章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

実験装置の概略は図1.1.2に示すとおりであり、配管系統は図1.1.3に示す。また実験装置の外観を図1.1.1に示す。

図1.1.2において、プロペラ軸を想定した回転ドラム④をシャフト①にドラム用接子③を介して固定し、シャフトは4個のピローブ

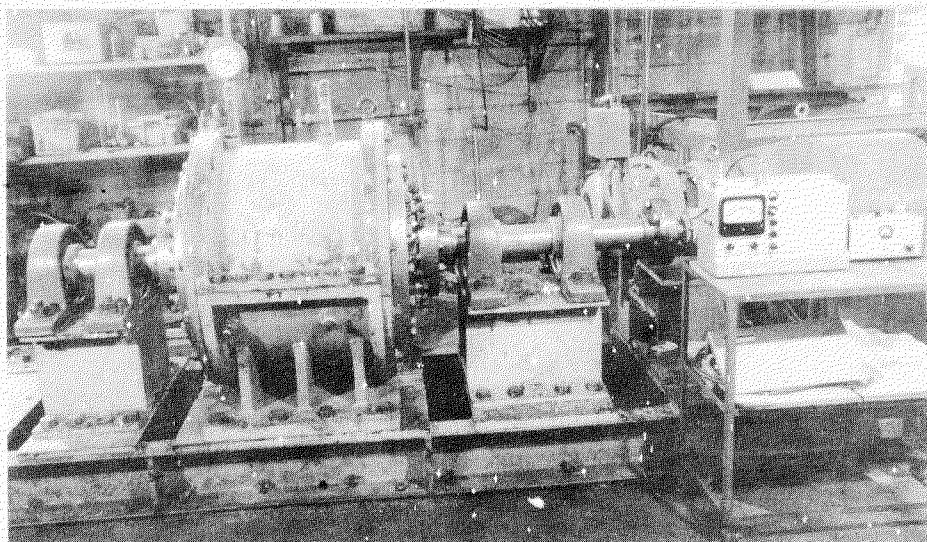
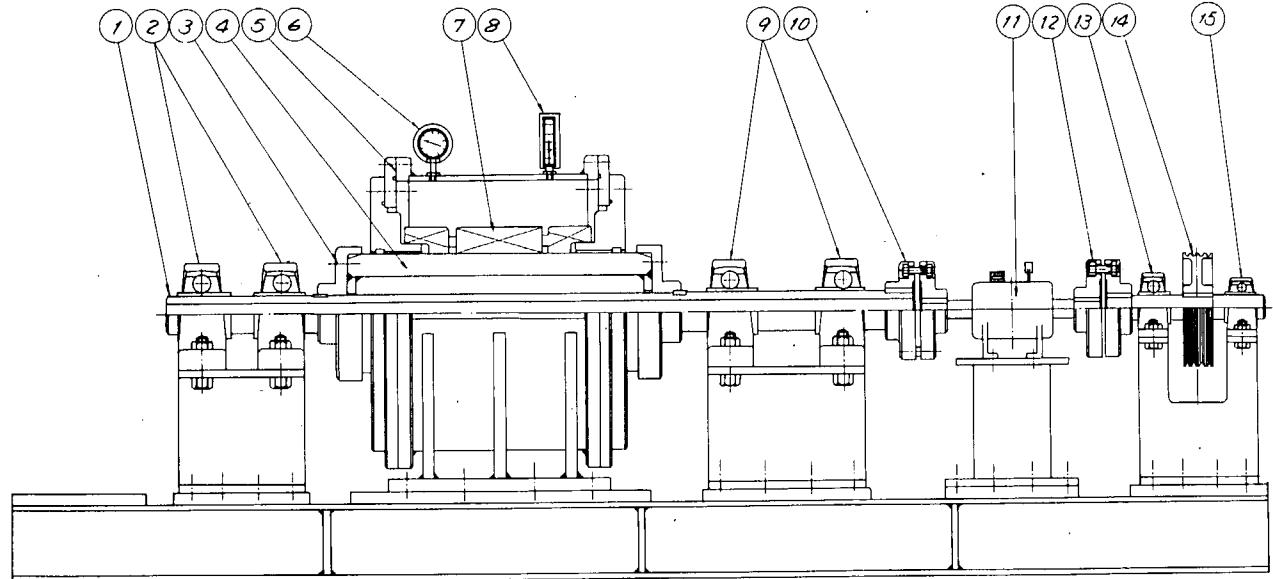


図1.1.1 実験装置

ロッド②及び⑨で保持され、一端はカツブリンクでトルクメーター⑪と接続し、トルクメーターの他端はカツブリンクで駆動部に接合されている。

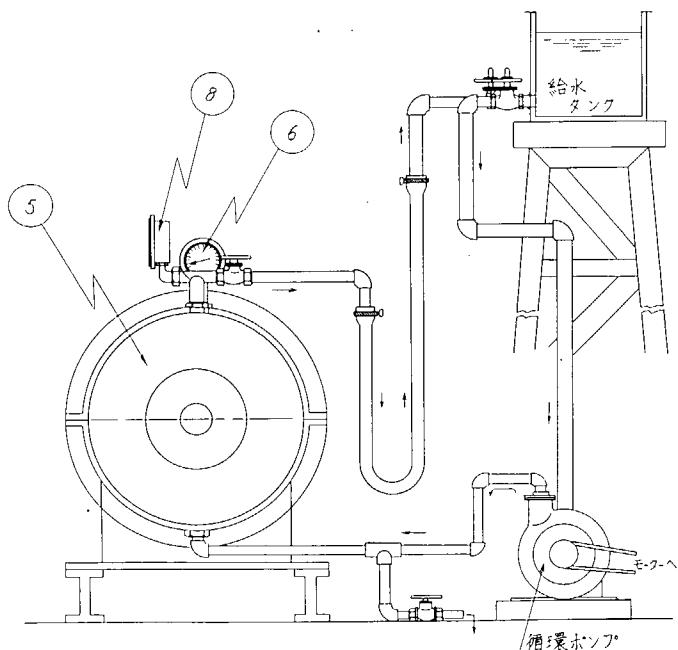
また、図1.1.3において、シールボックス内の流体は循環ポンプで、シールボックスの下部から注入され、上部から給水タンクにもどされる。

水圧はシールボックス上部に取付けた圧力計⑥で指示され、水温は水の帰路のパイプ中に取付けた温度計⑧で指示される。



番	品名	番	品名
1	シャフト (100φ)	9	ビローブロック
2	ビローブロック	10	カップリング
3	ドラム用接手	11	トルクメータ-
4	回転ドラム (300φ)	12	カップリング
5	シールケース	13	ビローブロック
6	圧力計	14	ベルト車
7	メカニカルシール	15	ビローブロック
8	温度計		

図1.1.2 封水装置試験機



③ シールボックス ④ 溫度計
⑤ 圧力計

図1.1.3 配管図

2.2 試作封水装置

今回試作した封水装置の概略を図1.1.5に示し、図1.1.4は装置組立の写真である。

図1.1.5において、シールリング⑯はSUS-27製ドライブカラー⑰によつて保持され、3本のセットボルト⑰によつて回転ドラム⑱に固定され回転する。セットボルトの穴からの漏洩は、2本のOリング⑲によつて防止される。シールリングと端面で封水機能をもち、相対的に摺動するカーボンワッシャ⑮は、カーボンリテナー⑯によつて保持され、フランジ⑦にスプリングリテナーと共にセットされ、24本の調整

ボルト⑰、スプリング押え⑲とスプリング⑳によつて圧着されている。カーボンリテナーとフランジ⑦とのすき間からの漏洩はOリング⑲によつて遮断され、カーボンワッシャ⑮、カーボンリテナー⑯は共廻りしないよう各々3本の回り止めピン⑩⑪⑬を付してある。

シールリング、カーボンワッシャおよび各リテナー、スプリングはいずれも水にひたされる構造となつている。

カーボンワッシャは大軸径用であることを考慮して、樹脂結合カーボンを使用した。

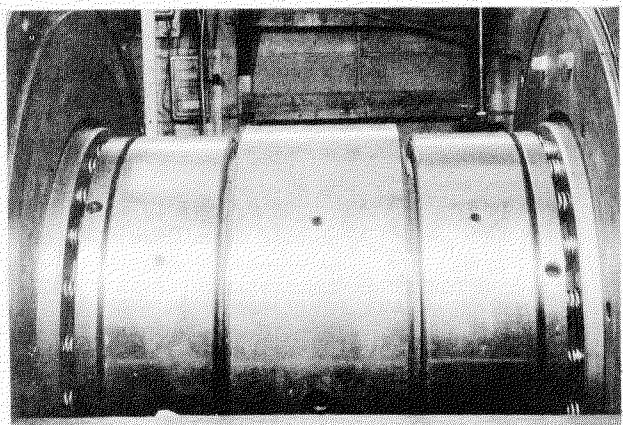
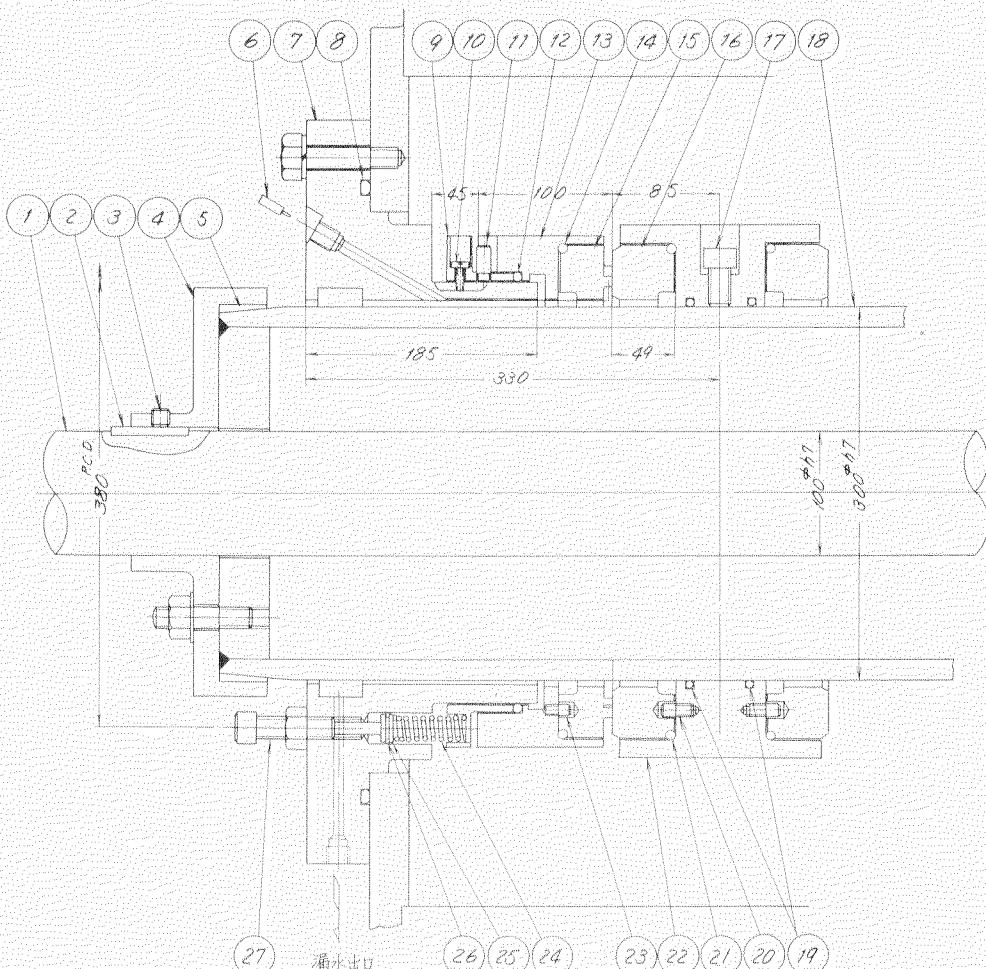


図1.1.4 装置組立の写真



NO.	部品名	数量	材質
1	動力伝達シャフト	1	SUS-41
2	キー	1	SUS-41
3	セットスクリュ	3	SCM-3
4	調心用フランジ	2	SUS-41
5	フランジ	2	SUS-27
6	歯車	1	AC-15
7	フランジ	1	SUS-41 7063-A
8	O-リング	1	合成ゴム
9	スプリングリテナー	1	SUS-27
10	回り止めピン	3	SUS-27
11	ドライブピン	3	SUS-27
12	O-リング	1	合成ゴム
13	カーボンリテナー	1	SUS-27
14	O-リング	1	合成ゴム
15	カーボンワッシャ	1	樹脂結合カーボン SUS-27のエラストマー
16	シールリング	1	23201-エラストマー
17	セットギル	3	SUS-27
18	回転ドラム	1	SUS-41 ツバルメタル
19	O-リング	2	合成ゴム
20	ドライブピン	3	SUS-27
21	O-リング	1	合成ゴム
22	ドライブカラー	1	SUS-27
23	回り止めピン	3	SUS-27
24	スプリング	24	SUS-27
25	スプリング押え	24	SUS-27
26	O-リング	24	合成ゴム
27	調整オルト	24	SUS-41

図1.1.5 封水装置組立図

実験当初は図1.1.7の形状のものを使用したが、性能試験時スプリング面圧を 1.5 kg/cm^2 、水圧を $2 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ にて約30時間運転したとき、漏洩が急増し分解した。原因は樹脂結合カーボンを使用したため、熱伝導率が悪く、熱膨脹係数が大であるため、摺動部の摩擦熱によつて密封端面にヘヤークラックを生じたことが原因と判明した。このため実験には密封端面の潤滑状態を改善することを目的に図1.1.8に示すような溝を端面に設けて実験した。端面のヘヤークラックの状態を図1.1.6に示す。

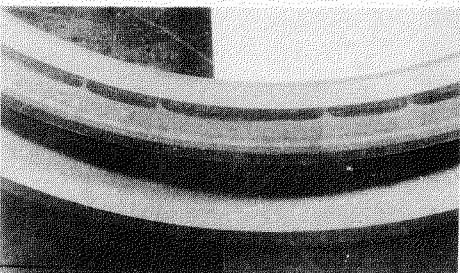


図1.1.6 端面ヘヤークラック

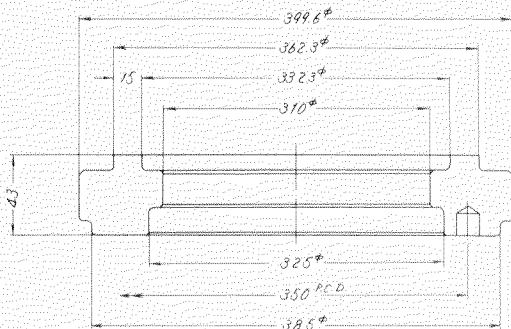


図1.1.7 改造前カーボンワッシャ

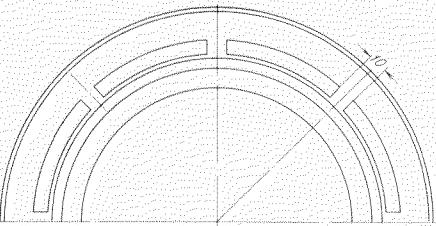


図1.1.8 改造後カーボンワッシャ

2.3 実験方法

実験は軸封部の改良構造の適応性観察を主目的としているので、性能試験と耐久試験とに分けて行なつた。

性能試験では、スプリング面圧、流体圧力のシール性能における影響を観察し、耐久試験では、性能試験の結果に基づいてスプリング面圧を固定し、流体圧力を $1 \text{ kg/cm}^2 \text{ G}$ として、数種の端面密封材料の組合せについて実験し、漏洩、摩擦係数、摩耗量の推移により適応性を観察することとした。

なお、実験はいずれも流体として工業用水を使用した。

耐久試験における摩耗量の測定は、カーボンワッシャ（静止側）はマイクロメーターによつて行ない、シールリング（回転側）は表面アラサ計（小坂研究所製）によりアラサ曲線を求め、これより平均摩耗量を求めた。

2.3.1 性能試験仕様

性能試験にあつての仕様は以下のとおりで摺動面の状態変化による影響を小さくするため各運転時間を30分とした。

摺動材組合せ：	シールリング（回転側）：ステライト
	カーボンワッシャ（静止側）：A カーボン（樹脂結合カーボン）
スプリング面圧：	0.5、0.75、1.0、1.3 kg/cm^2
流体圧力：	0.5、1.0、1.5、2.0 $\text{kg/cm}^2 \text{ G}$
流体：	工業用水
回転数：	3.18 RPM (軸面周速 約 5 m/sec.)
運転時間：	各30分

2.3.2 耐久試験仕様

性能試験の結果によりスプリング圧力は 0.9 kg/cm^2 として実験した。

耐久試験の仕様は以下に示す。

表 1.1.1 摆動材組合せ

シールリング(回転側)	カーボンワツシャ(静止側)
ステライト	A カーボン (樹脂結合)
セラミック	B カーボン (樹脂結合石綿混入)
ニレジスト	

スプリング面圧 0.9 Kg/cm^2
 流体圧力 1.0 Kg/cm^2
 流体 工業用水
 回転数 318 RPM (軸面周速 約 5 m/sec.)
 摩耗量測定 100、300、500、700 時間毎に測定。

2.4 摆動材特性

実験に使用した材料の特性を以下に示す。

2.4.1 ステライト

表 1.1.2 化学成分 %

C	Cr	W	C	Fe
Bal	30.0	12.0	2.5	3.0 (MAX)

表 1.1.3 物理的性質

比 重	溶融点	比 热	熱膨張係数 $50\sim600^\circ\text{C}$	抗張力	硬 度 HRC
8.48	1265°C	0.094	13.8×10^{-6}	33 Kg/mm^2	54

2.4.2 ニレジスト

表 1.1.4 化学成分 %

C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu
<2.6	1~2	0.4~0.8	4.5~5.5	28~32	<0.5

表 1.1.5 機械的性質

比 重	引張強さ	伸 び	硬 度 HB, HRB
7.4	$15\sim25 \text{ Kg/cm}^2$	1~5 %	149~212

2.4.3 セラミック

Cr_2O_3 (9.6%以上) 粉末をプラズマフレームで、SUS-27 の母材に溶射した。

硬度は HV で約 1000 であつた。

2.4.4 カーボンワツシャ

表 1.1.6 機械的・物理的性質

項目 カーボン	圧縮強度	引張強度	抗折力	カサ 比 重	硬 度 シヨア
A カーボン	1689 Kg/cm^2	39.6 Kg/cm^2	66.2 Kg/cm^2	1.67	73.0
B カーボン	1620 Kg/cm^2	30.9 Kg/cm^2	51.6 Kg/cm^2	1.75	66.4

第3章 実験の結果

3.1 性能試験

前記のように初めカーボンワツシャは図 1.1.7 の形で予備実験したが、スプリング圧力 1.5 Kg/cm^2 、流体圧力 2 Kg/cm^2

にて約30時間運転したとき、大量の漏洩を見た。分解の結果、密封端面における潤滑状態不良に基づくカーボンワッシャの摺動面へヤークラックが原因と判明した。本実験で実用化された場合を考慮して樹脂結合カーボンを使用しており、小型シールにて通常使用されるカーボングラフアイトに比して熱伝導率が悪く、熱膨張係数が大きいことが、この結果を生じたものと推定される。このため、密封端面の潤滑状態を良くすることを目的に、図1.1.8のような溝を摺動面に加工して実験を行なつた。従つて、以下に示すデーターは、いずれもこのカーボンワッシャを使用して測定したものである。

性能試験は、ステライトとカーボンの組合せに限つて実験したが、トルクの計測は、図1.1.2に示すようにトルクメーター（ストレインゲージ式）により行ない、シール未装着時のトルクを減じて、シール部のトルクとした。試験機の構造上、性能試験、耐久試験共2組づつ装着し実験したが、性能試験では同じ材質のシールを使用したので、データー中のトルクはシール2組の平均所要トルクを記載した。漏洩量についてもトルクと同様2組のシールの平均漏洩量を記載した。

性能試験におけるデーターを図1.1.9～図1.1.14に示すが、スプリング面圧 0.5 Kg/cm^2 の場合及びスプリング面圧 0.75 Kg/cm^2 で流体圧力 2 Kg/cm^2 の場合は、漏洩過多のため実験は中止した。

漏洩原因是上記の密封端面に溝加工したことによるバランス比（流体圧力が密封端面に掛ける割合）及びオーリングの摩擦抵抗にあると考えられる。

密封端面に掛る流体圧力による推力は、端面の切欠きを付した部分、すなわち端面の溝部より外周部分は推力発生因とはならないと考えると、流体圧力及びスプリング荷重による密封端面に掛ける推力は次式で求まる。

$$P = 12.86 p_f + 135.7 p_s \quad (\text{Kg}) \quad \dots \quad (1.1.1)$$

ここで p_f は流体圧力、135.7は端面の全面積、 p_s はスプリング面圧である。

また測定トルクを T ($\text{Kg}\cdot\text{m}$) とすれば、密封端面の平均径部における回転所要荷重 F は次式の通りとなる。

$$F = \frac{T \times 10^2}{17365} \quad (\text{Kg}) \quad \dots \quad (1.1.2)$$

従つて密封端面の摩擦係数は、上式より
 $\mu = F / P$ で求めることができる。スプリング面圧及び流体圧力によるトルクの変化を図1.1.12に示したが、スプリング面圧が高くなるにつれて、トルクは高くなり、特に流体圧の低い場合は影響が大きい。

密封端面の温度上界は摺動面より 1.5 mm の位置で測定したため、摺動面より可成り低い値になつていると想定されるが、図1.1.14のごとくスプリング面圧 1.3 Kg/cm^2 の場合、流体圧力が低い領域では時間経過と共に温度が上昇する傾向にあり、潤滑状態の悪いことを示している。

漏洩量については端面シール形式としては大きい値を示したが、端面の仕上精度に起因するものと考えられる。

なお軸振れは 0.02 mm 以下として、軸振れの影響を受けないよう留意して実験した。

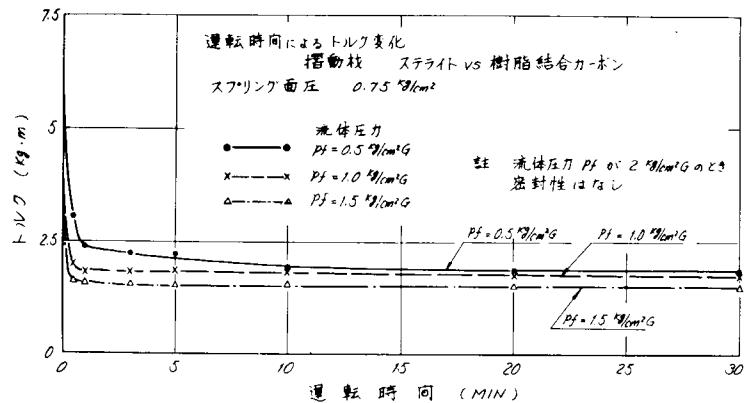


図1.1.9 トルク変化

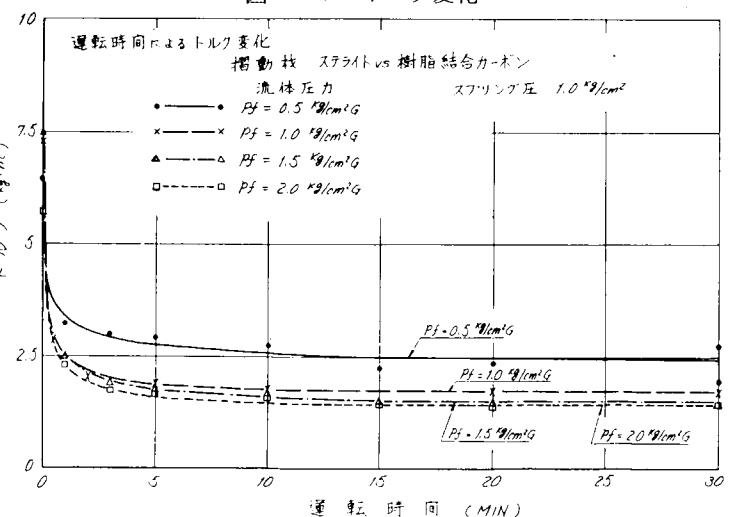


図1.1.10 トルク変化

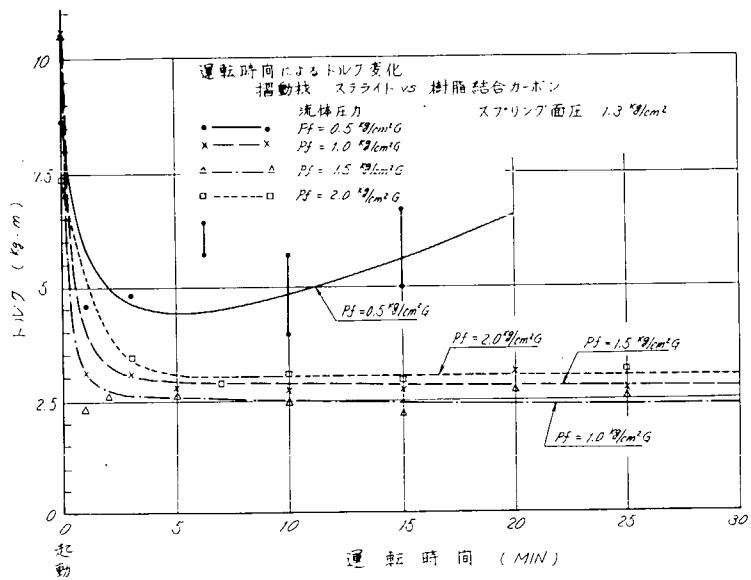


図1.1.1.1 トルク変化

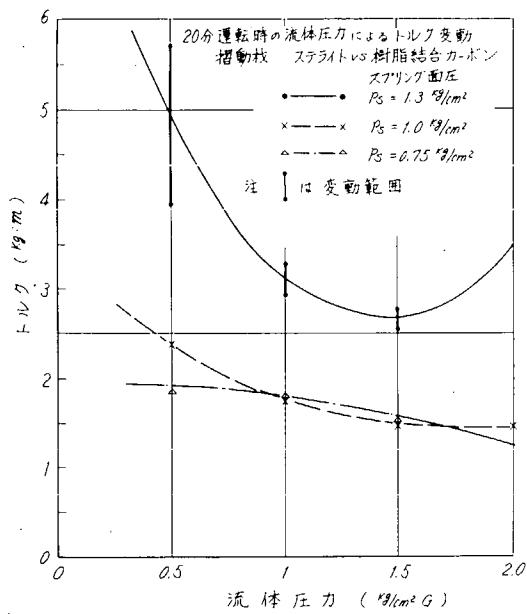


図1.1.1.2 流体圧力によるトルク変化

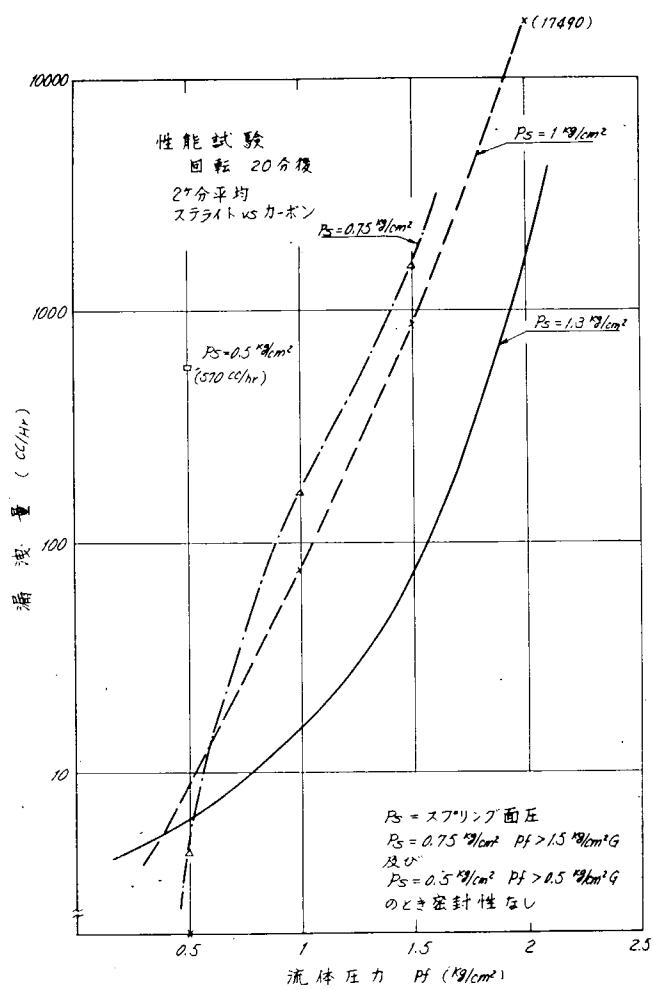


図1.1.1.3 流体圧力による漏洩量

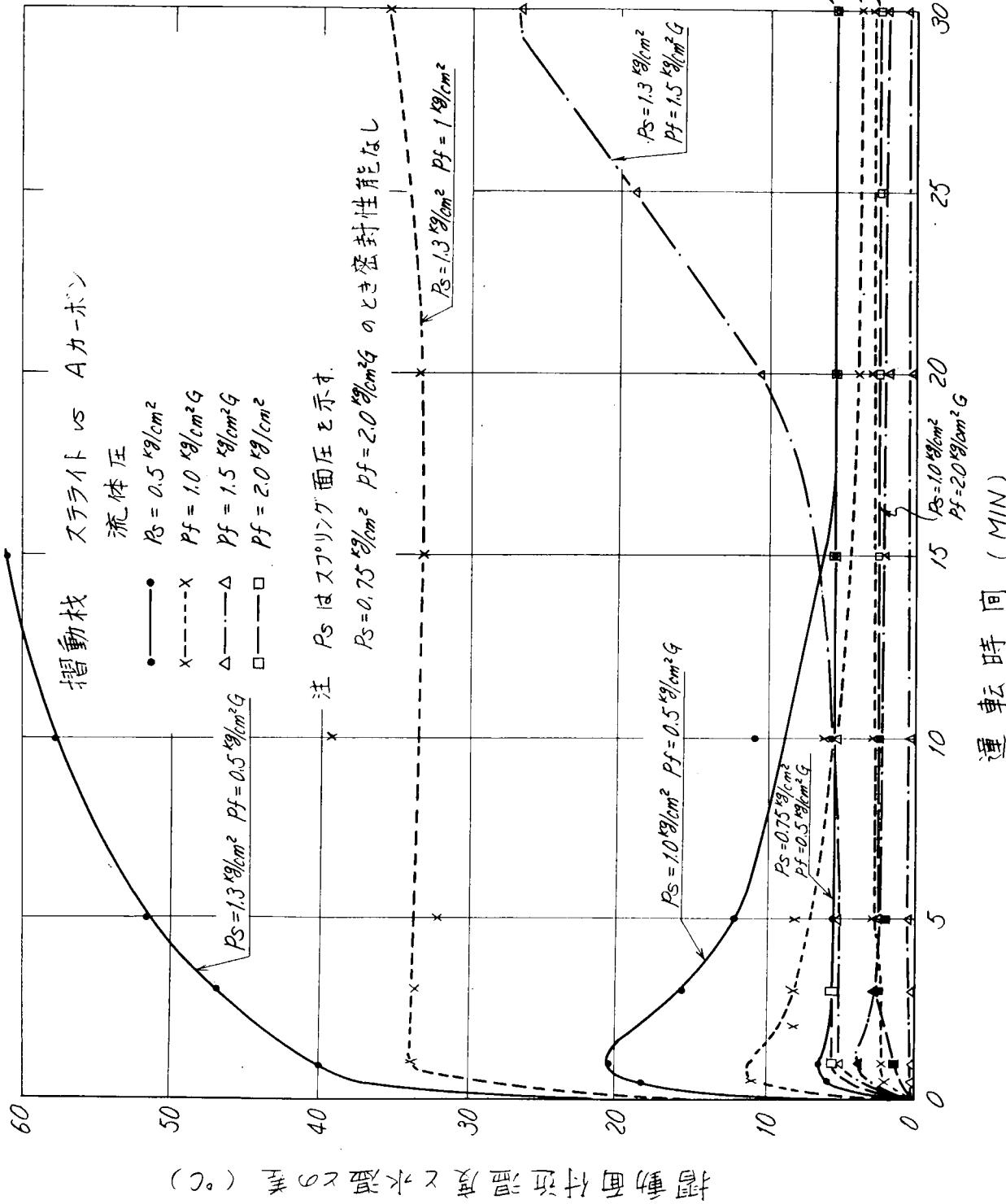


図 1.1.4 溫度差の変化

3.2 耐久試験

耐久試験は性能試験の結果からスプリング圧力を 0.9 Kg/cm^2 として実験した。長時間運転時が主目的であるため、流体圧力は 1 Kg/cm^2 で一定とした。軸振れは駆動側 0.018 mm 、反駆動側 0.38 mm として、大きく影響されるか否かも併せて観察することとした。耐久試験結果を図 1.1.15～図 1.1.22、表 1.1.7 に示す。

表 1.1.7 耐久試験結果

時間 材質 目	駆 動 側				反 駆 動 側			
	ステライト	B カーボン	セラミック	A カーボン	ステライト	A カーボン	ニレジスト	B カーボン
100			0	0			0.87	2.9
200	0.694	5.12			0.77	3.17		
300			0.252	8.41			0.900	11.1
500	0.85	12.54	0.39	18.91	0.983	9.25	0.973	25.3
700	1.01	19.44	0.59	22.81	1.125	17.38	1.34	32.8

シールの回転トルクは時間経過と共に低減し、約 200 時間経過後安定した。これは摩耗量計測のため、100 時間、200 時間、300 時間、500 時間経過時に分解し再組立したが大きい影響は現われなかつた。しかし、図 1.1.6 および図 1.1.9 に示す漏洩量では、分解、再組立の都度、分解前よりも増加し、時間経過と共に低減する傾向を示したが、摩耗測定時の乾燥過程の影響及び微少摩耗した面が、再組立時、完全に互に元の位置に会わないと考えられる。

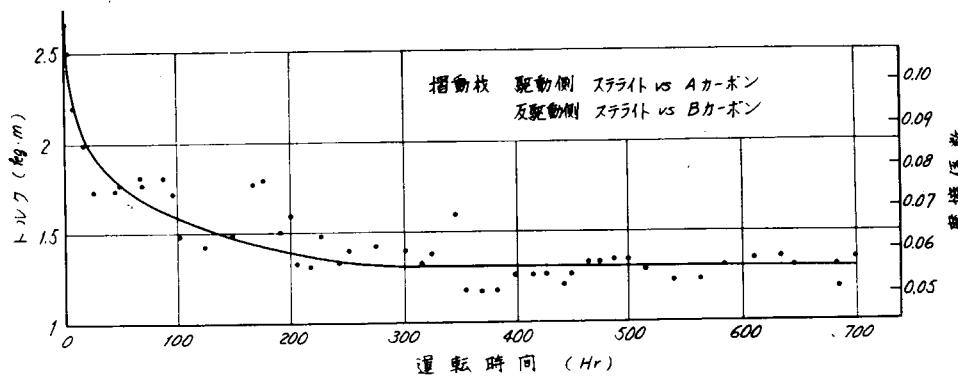


図 1.1.5 トルク変化

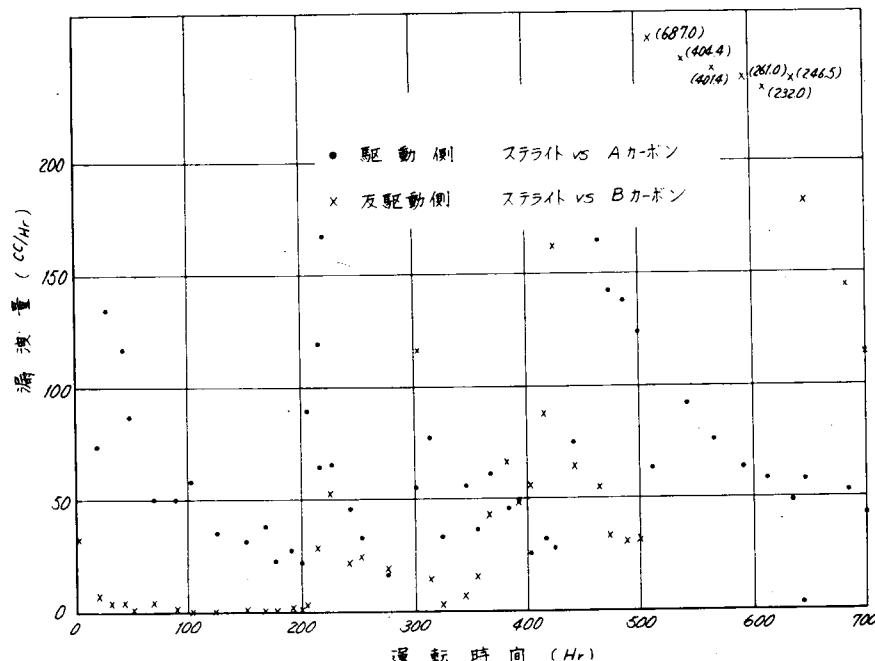
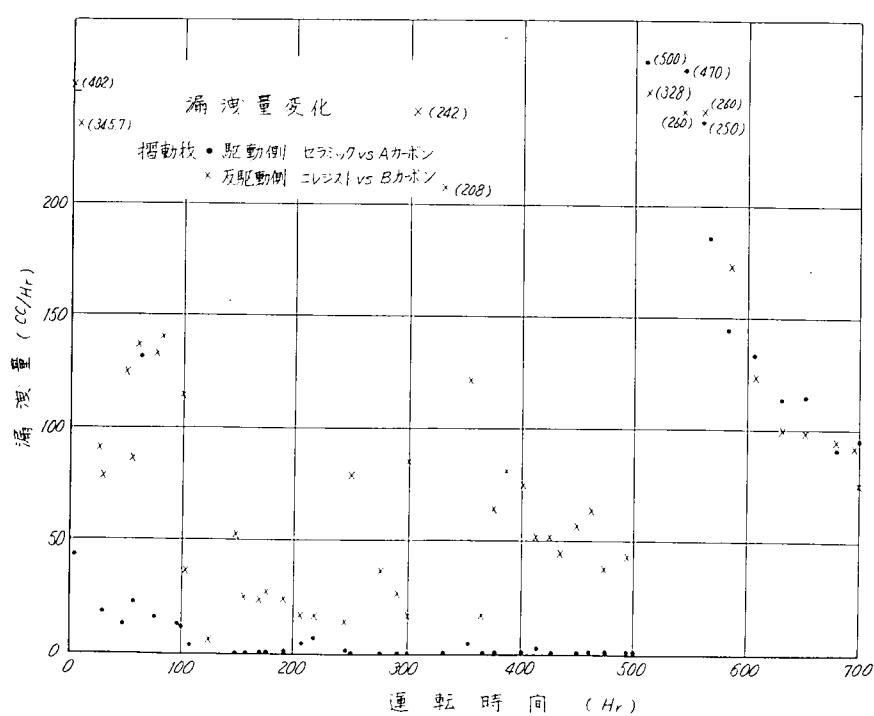
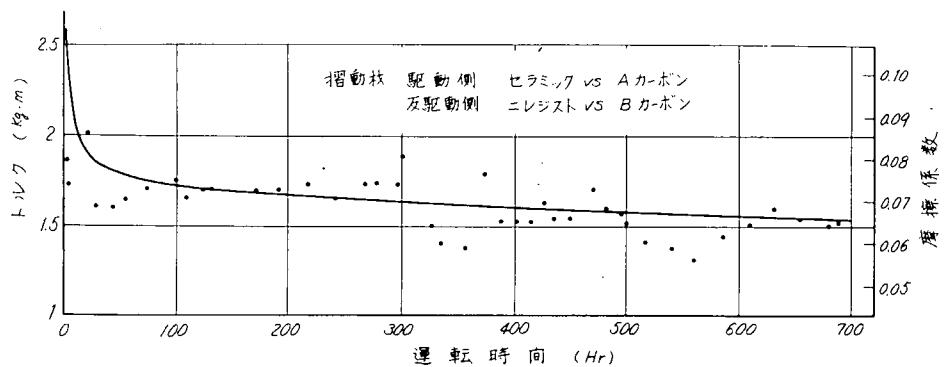
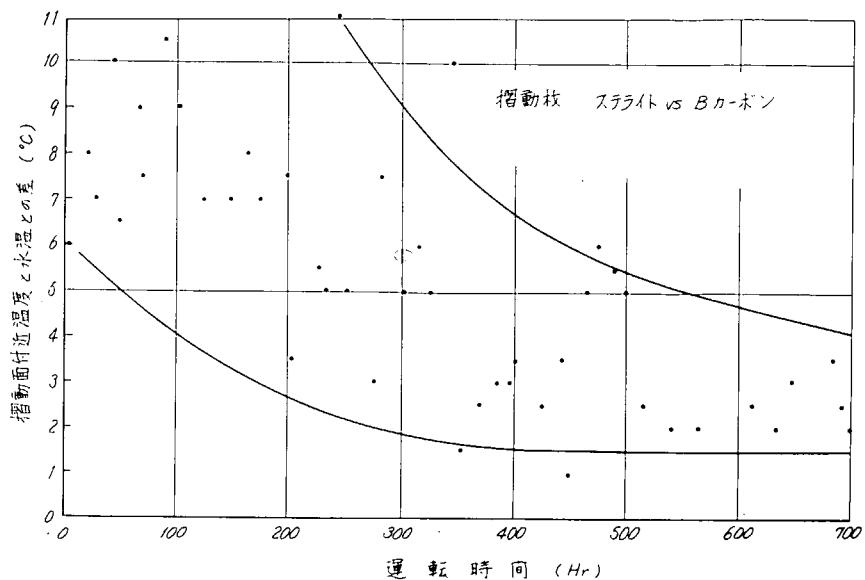


図 1.1.6 漏洩量変化



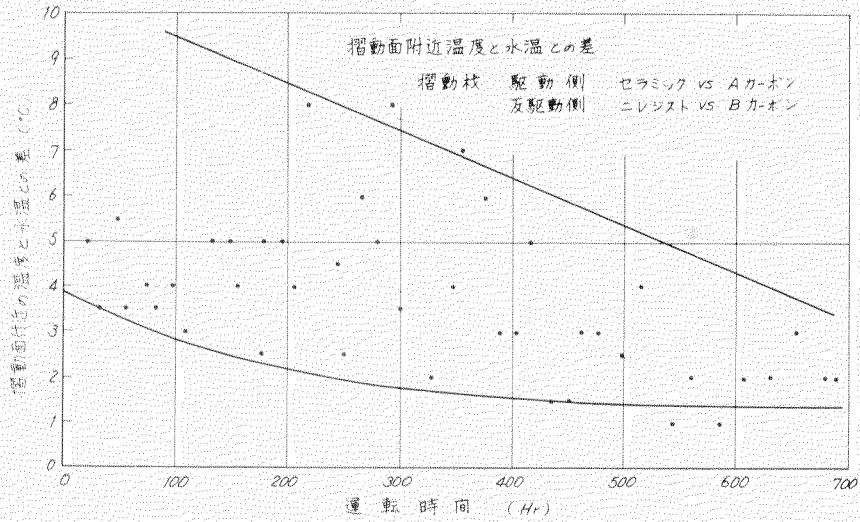


図1.1.20 温度差変化



図1.1.23 反駆動側700時間後の摺動面

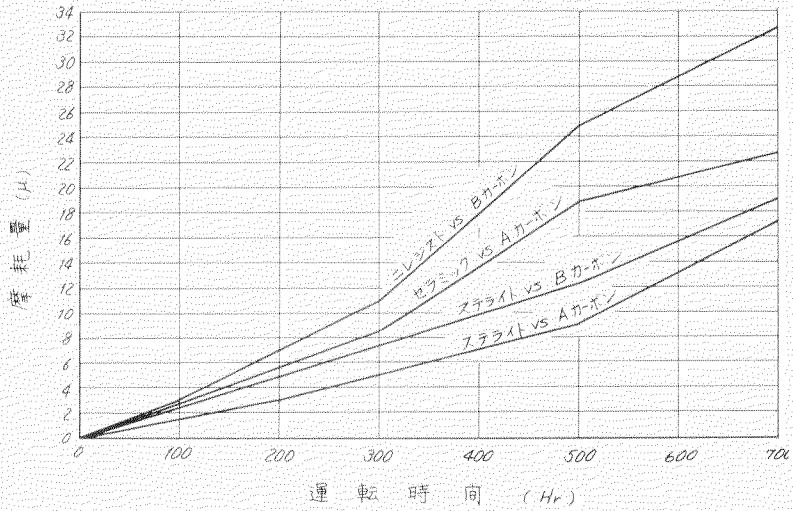


図1.1.21 カーボン摩耗量

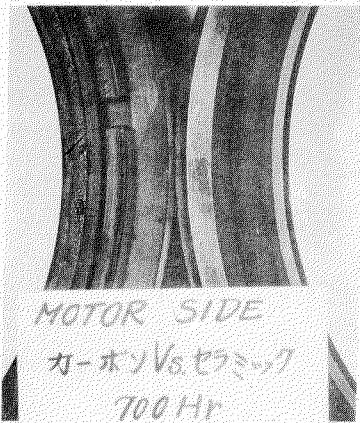


図1.1.24 駆動側700時間後の摺動面

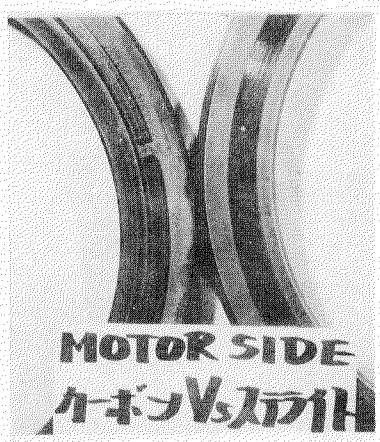


図1.1.22 駆動側700時間後の摺動面



図1.1.25 反駆動側700時間後の摺動面

第4章 実験結果についての考察

4.1 密封端面材料

密封端面材料として取上げた材料は、いずれも実験では概ね良好な結果を得たが、更に検討を進めるべきいくつかの問題を残した。

カーボンワッシャー材料としては実用化を前提として、大軸径となることを考慮して、樹脂結合カーボンを使用し、Bカーボンは補強を目的として、短纖維の石綿を加えた。しかし本実験で試作したカーボンは、その物理特性からは補強の効果は見られず、負荷特性としても流体圧力が低くスプリング面圧が高いといった潤滑条件の悪い場合に焼付気味で、強度の増加、負荷特性の改善に改良の余地がある。

摩耗特性から見た材料組合せでは、ステライト vs A カーボン、ステライト vs B カーボン、セラミック vs A カーボン、ニレシスト vs B カーボンの順で良好であつたが、ステライトが安定した特性を示し、カーボンの相手摺動材としてはセラミックが良好な耐摩耗性を示した。

実用化に対する問題点としては、本実験では実験の都合上カーボン及びシールリングはエンドレスの形で実験したが、実用時は当然分割形とすることが要求されるので、加工上の問題についても十分考慮を払う必要がある。この見地から、セラミックコーティングを利用することは可成りの困難さを伴なうことが予想される。加工上の容易さから考えれば、ステライト、セラミックなどの硬質材料に比して、耐摩耗性は劣るが、ニレシストが最良であり、シールの構造、材料の耐食性なども考慮の上、材料の選定を行なうべきで、今回の実験には取り上げなかつたが、同様の理由からブロンズなどの銅合金についても検討を進める必要があろう。

4.2 スプリング面圧

スプリング面圧は本実験結果から可成り重要な役割を果していることがうかがえる。密封端面の潤滑状態はスプリング圧力により影響され、特に流体圧力の低い領域ではその影響が大きい。スプリング面圧としては小さくおさえることが望ましいが、あまり小さくとると密封端面が流体圧力により押し抜けられ、大量漏洩を招く。試作シールではスプリング面圧 0.75 kg/cm^2 で、流体圧力 1.5 kg/cm^2 G 以上、スプリング圧力 0.5 kg/cm^2 では、流体圧力 0.5 kg/cm^2 G で大量漏洩を生じた。勿論この値はシールの設計によつて大きく変えることは明らかである。

図 1.1.2.6において、密封端面の連続部分 A の任意の半径 r における流体の流れは次式で表わされる。

$$Q = \frac{\pi r h^3}{6\mu} \frac{dp}{dr} \quad (1.1.3)$$

ここで μ : 粘性係数 Q : 漏水量 h : 密封端面間のすきま である。

(1.1.3) 式より半径 r における流体圧力を求めると

$r = r_1$ のとき $p = 0$ とすれば

$$p = \frac{6\mu Q}{\pi h^3} \ln \frac{r}{r_1} \quad (1.1.4)$$

密封端面を押し抜ける力 F は

$$F = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi r \cdot p \cdot dr \quad (1.1.5)$$

$$= \frac{3\mu Q}{h^3} \left\{ 2r_2^2 \ln \frac{r_2}{r_1} - (r_2^2 - r_1^2) \right\} \quad (1.1.6)$$

$r = r_2$ のとき $p = p_f$ の境界条件より Q を求め上式を変形すると

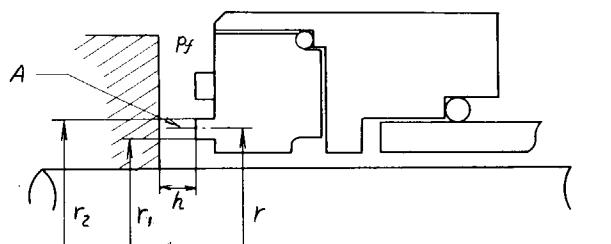


図 1.1.2.6

$$F = \pi p_f \left\{ r_2^2 - \frac{1}{2} \ln \frac{(r_2^2 - r_1^2)}{r_1^2} \right\} \quad (11.7)$$

(11.7)式にカーボンワッシャの寸法を代入すると次式を得る。

$$F = 15.49 p_f \quad (p_f : \text{流体圧力}) \quad (11.8)$$

一方、密封端面に掛る推力は前記のように次式で求める。

$$P = 12.86 p_f + 13.566 p_s \quad (11.9)$$

従つて、大量漏洩を生じる条件は次のような。

$$P - F \leq 0 \quad (11.9)$$

スプリング圧力 $p_s = 0.75 \text{ Kg/cm}^2$ 、流体圧力 $p_f = 1.5 \text{ Kg/cm}^2 G$ のときの $P - F$ の値を求める

$$P - F = 9.78 \text{ (Kg)} \quad \text{となる。}$$

理論的にはこの条件では大量漏洩は生じないと考えられ実験結果と相違する。

この原因としてはOリング部の摩擦抵抗、密封端面相互間の傾き、端面のうねりなどが考えられる。実験結果から、試作シールの密封条件は ($P - F$) が約 9.8 Kg より大であることが必要である。この値は密封端面の単位面積当り 0.72 Kg となる。

スプリング圧力 0.5 Kg/cm²、流体圧力 0.5 Kg/cm² G では ($P - F$) の値は 6.6.5 Kg で過大漏洩を生じている。

耐久試験で選んだスプリング圧力 0.9 Kg/cm² では、流体圧力 2 Kg/cm² G でも ($P - F$) は 11.7 Kg 程度となり妥当な値であろう。

4.3 漏 洩

大量漏洩については前項で述べたが、耐久試験において、摩耗計測後、再組立時に漏洩が大きくなる傾向があつた。この傾向は、運転時間が長くなり密封端面の摩耗が進行するにつれて顕著になつたが、運転時間の経過と共に、各場合共、漏洩は低減傾向にあるので分解せず、連続運転する場合を想定すれば漏洩量は十分小さくなると推定される。

径方向の軸振れの漏洩に対する影響は、密封端面摩耗が進行した場合の再組立時に現われており、振れの少い駆動側に比して、反駆動側シールの漏洩が大きい傾向を示している。しかし、運転初期においてはこのような傾向は明かではなく、また、密封端面の摩耗についても明白な影響は見られないことから、密封端面の摩耗が生じた場合に、分解、再組立時に径方向軸振れの大きいときは、互の端面が分解前の位置に合い難いことを示していると考えられ、シール自身の追随性としては本実験程度の振れに対しては十分であろう。

第12編 プロペラ軸スリーブ材と船尾管軸受材の材質改良による軸受特性実験

第1章 実験の目的

船舶の推進軸系の損傷に起因する船主経済への影響は大きく、その高性能化が急がれています。ことに船尾管軸受および封水機構に基づく損傷は重要で機構、材料共に今後検討する余地が充分残されている。在来船のプロペラ軸スリーブ並びに船尾管軸受についても海水潤滑の場合、青銅系スリーブとリグナムバイタ軸受或いはフェノール樹脂軸受、油潤滑の場合、スリーブレスシャフトとホワイトメタル軸受が一般化され今日に至っている。後者の性能については各種機関で研究されており、年々その性能向上がなされている。一方前者については、昭和41～42年当部会に於いて BC/Lignum-vitae, BC/Phenol-resin 布積層材の組合せ(研究資料59)今年度 BC/Rubber の組合せ(第10編)による軸受性能特性が検討された。

今回プロペラ軸系の高性能無開放化、軽量化、低廉化等の可能性追求の一端として、従来の金属スリーブという概念を脱皮し、シャフトスリーブに非金属物質の高分子材料を適用し、その適応性に基づく実用化の検討を試みようとするものである。

一方、高分子スリーブ材に適合する軸受材を見い出すことも重要な課題であるが、今回軸受材に同種の高分子材を選定し、両者の回転摺動に依る水潤滑、油潤滑の併用性、軸受特性も併せて検討を加えるものである。

第2章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置

軸受性能特性を検討するための実験装置はスリーブ付軸径 200 φmm、軸受長 200 mm でその全装置を図 1.2.1 に軸受試験部の概要を図 1.2.2 主要寸法を図 1.2.3 に示す。

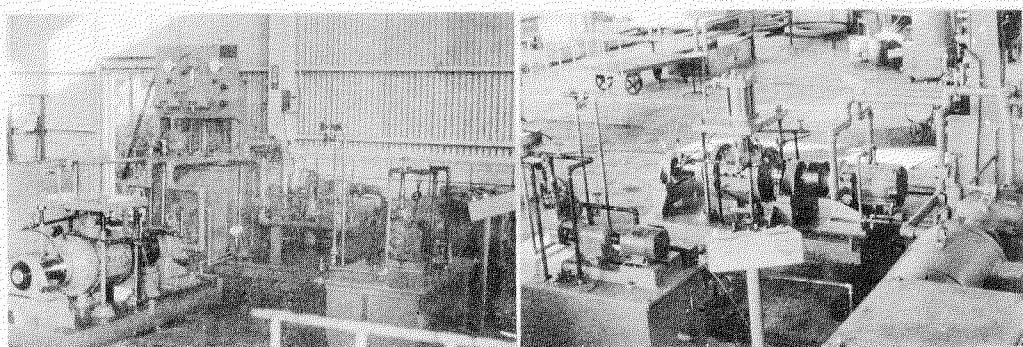


図 1.2.1 試験装置

軸回転駆動装置は油圧ポンプに依り作動される油圧モータ①にて可変速され、軸受荷重は軸受中心部に軸受ハウジングを介して垂直下向きに油圧シリンダー⑥により任意の静荷重をかけうる装置を備えている。軸受部やシール部の摺動摩擦トルクは油圧モーターの駆動に要する作動油の圧力により検出される。潤滑液は工業用水及び 90 ターピン油を利用して 7.0 ℥ 入りタンクに附帯する冷却器、電熱器にて温度調節を行ない、図 1.2.4 に於けるバイパス機構にて流量制御並びに圧力制御を行なう。又潤滑液は軸受中央下部より注入し、軸受両端上部より

表 1.2.1 実験装置の主要項目

要 目	
軸受内径	200 mm φ
軸受部長さ	220 mm 真の軸受長 200 mm
軸回転数	150～650 r.p.m (無段変速)
軸受荷重	0～6000 kg
潤滑液流量	5～15 ℥ / min
最大駆動トルク	60 kg·m
最大軸受圧力	25 kg/cm ²
潤滑液温度	80 °C 以下
潤滑液圧力	軸受入口 0～2.0 kg/cm ²

圧入し、軸受両端上部より吐出される。

スリーブ及び軸受の温度を測定するため図1.2.5に示す如くスリーブ2点軸受4点に鉄コンスタンタン熱電対を挿入し、スリーブはスリップリングを介して軸受はハウジングを通して記録計（三和計器製作所製）で計測した。実験装置の主要目は表1.2.1の通りである。

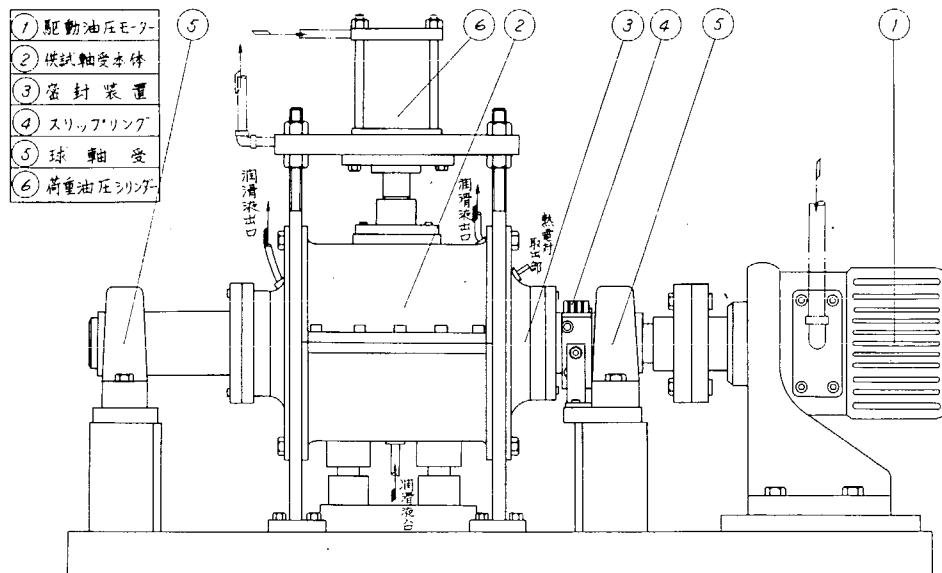


図1.2.2 試験装置

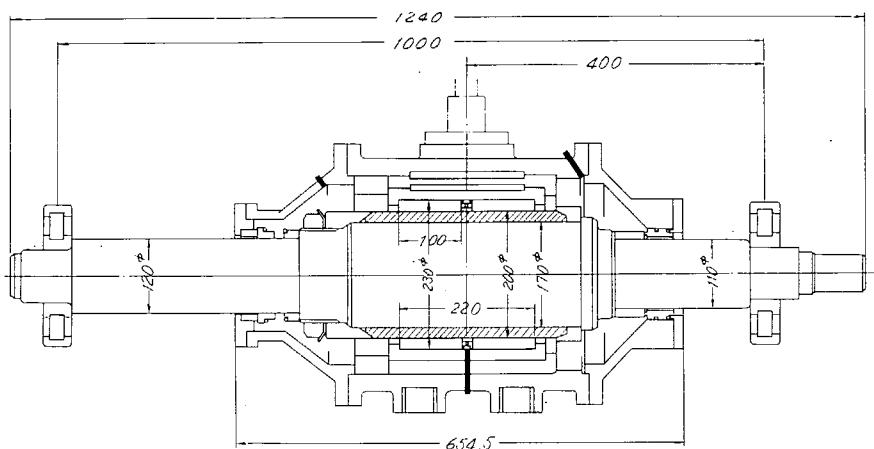


図1.2.3 試験装置の主要寸法

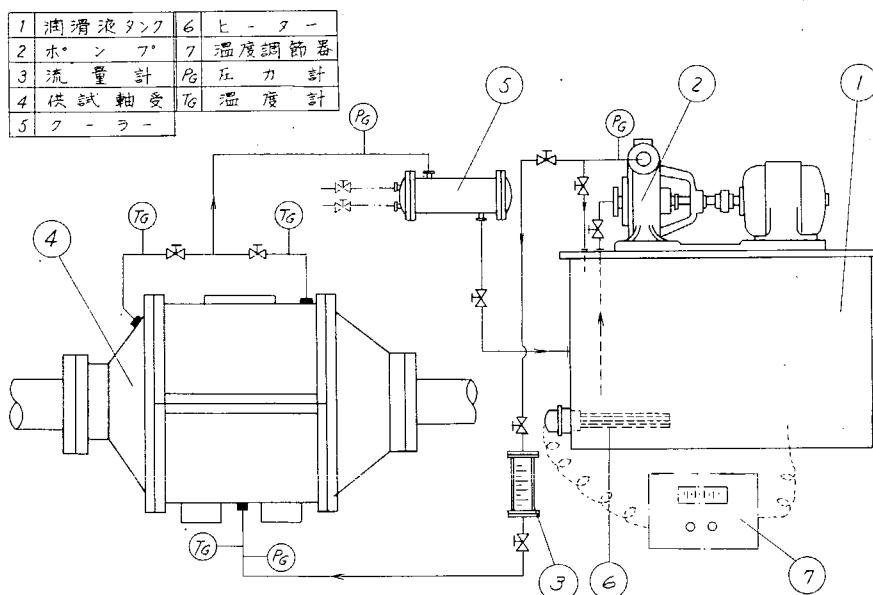


図1.2.4 潤滑液系統図

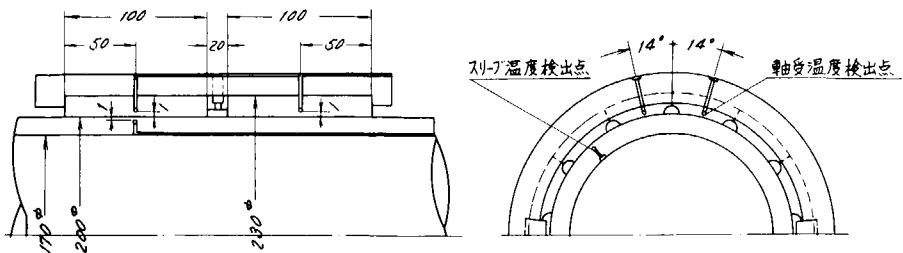


図1.2.5 軸受スリーブ温度計測点

2.2 実験方法

2.2.1 実験要領

軸受摺動摩擦トルクは油圧モーターの駆動圧力として表れた値をそのモーターの圧力-トルク線図にて摩擦トルクに換算した。尙回転軸支持の球軸受、供試軸受両端のシール及びスリップリングの摩擦トルクをそれぞれの回転数に対し事前に計測し、実測の摩擦トルクより差し引き、その値を供試軸受のみの摺動摩擦トルクとして求めた。

実際には2個の球軸受に荷重をかけた場合、摩擦トルクはそれぞれ異なるが、当試験では計測し難いので、その分の摩擦トルクの増加は加味されていない。軸受圧力は荷重用油圧シリンダー圧力による垂直下向荷重と軸受本体の重量和を総荷重とし、軸受投影断面積に総荷重がかかると仮定し、軸受平均圧力を求めた。

軸受摩擦特性試験は回転数、潤滑液入口温度、圧力、流量を一定に保持し、荷重用油圧シリンダーの圧力を漸次増加させ数分間運転し油圧モーターの圧力がほぼ一定に整定した時点のそれぞれの圧力を記録した。

軸受温度特性試験も摩擦トルク特性試験の場合と同様、各条件を一定にし、4つの軸受温度がほぼ一定値に整定した時点のスリーブ、軸受及び潤滑冷却液出口温度並びに油圧モーター圧力を記録した。

尚、試験当初の軸受間隙を4.0／10.0mmとし約3万回転(500 r.p.m × 1 hr)無負荷なじみ運転し潤滑液入口圧力1.5 kg/cm²、温度20°C ± 2°Cにして試験に移行した。

2.2.2 供試材料

(1) スリーブ

本米スリーブはプロペラ鍛造軸の軸肩に直接ライニングする方法で検討なされるが今回実験の都合上、図1.2.6に示す如く在来スリーブと同様軸に嵌合出来る外径200mm、内径170mm、長さ300mmのものをHand lay-up方式にて試作した。

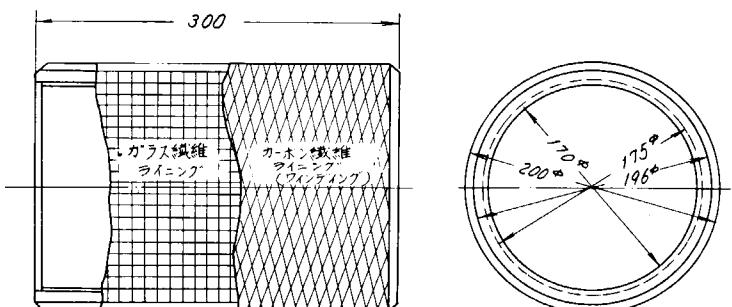


図1.2.6 ライニングスリーブの形状

A FRP ライニング方法

図1.2.7、1.2.8はFRPライニング装置の概略図である。一方に硝子基材①を固定し、その基材を樹脂槽内③を通して他方のライニング部⑤に適当な締付力を以つて巻取り積層を行なう。即ち、ライニング部⑤は電動機⑦により駆動されるが減速ローラー チェーン歯車⑥を介して、毎分約5～10回転に減速され、ゆつくり平織硝子繊維のライニングを行なう。

ガイドローラー②及び④は、それぞれ硝子繊維を樹脂槽内ライニング部に規則正しく導くもので、殊に④はローラー間隙を調整することにより繊維自体、或いは繊維網目間に適正均等に樹脂を含浸させる。

ライニングは図の⑤の部分に内径170mmのスリーブに対して160mmφの塩化ビニール管を取りつけ、規定の外径(約205mmφ)までライニングを行なう。

この様な方法で所定の径までライニングされたスリーブ材を、その儘10～20時間回転させ、常温下で硬化を

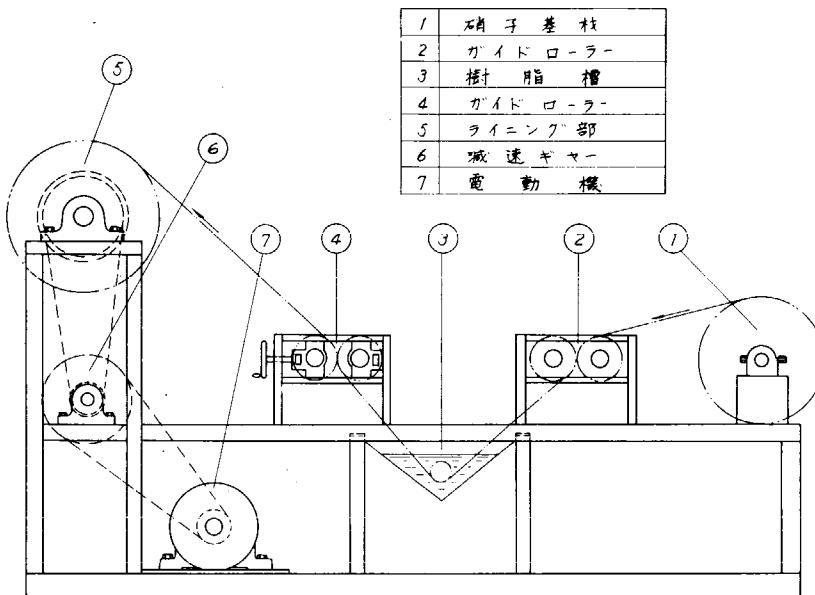


図12.7 FRPライニング装置(正面図)

行なう。次いで80~160℃の恒温空気槽内で約5時間After cureを施す。

然る後、摺動部のみ所定の外径(19.6mmφ)に旋盤加工を行ない予備実験で選定した耐摩耗性の自己潤滑性を帶びたカーボン繊維のライニング或いはワインティングを行なつた。

B FRPライニング材の性状

FRP材に使用される樹脂は種々あるが、今回エポキシ樹脂(熱硬化性樹脂)を選定した。このエポキシ樹脂は高価で初期粘度が高く、含浸が困難、可撓性に欠ける等の短所があるが、

他の熱硬化性樹脂に比べ、ライニング後硬化時の収縮が極めて小さいこと(0.004~0.008mm/mm)或いは金属との接着性、機械的強度、強靭性等多くスリープライニング材として適応性を有している。

FRPは硝子基材の種類や樹脂の添加量により機械的性質、物理的性質は異なるが今回試作した平織、FRP材の主要性質は表12.2の通りである。

又、カーボン材の表面仕上後の粗度は3μ程度である。

(ii) 軸受ブツシユ

現在船尾管ブツシユは鉄系ないし、銅合金系材質を使用しているが機械的強度及び耐腐蝕性を要求するブツシユとしてFRPを採用し、軸系アライメントの改善に連なればとの意図でスリープ同様、平織ガラス材を基としたFRPを試作した。製法はスリープの場合と同様Hand lay-up方式のライニングであり形状は図12.9の通りである。

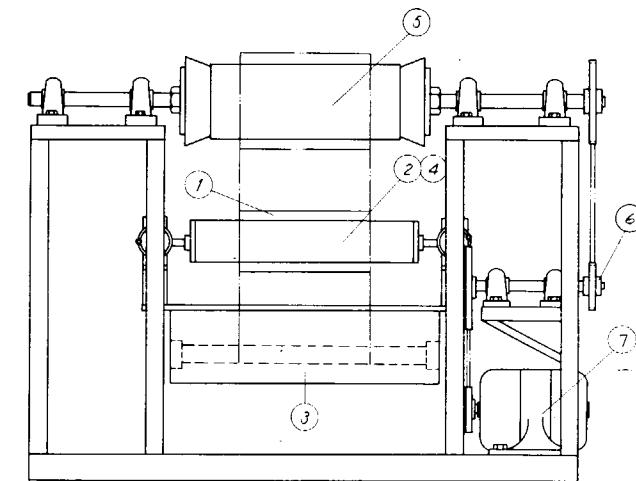


図12.8 FRPライニング装置(側面図)

表12.2 FRPライニング材の諸性質

項目	荷重対象	値	備考
圧縮強度	積層垂直方向	25~35 Kg/mm ²	
引張強度	積層平行方向	2.0~2.7 Kg/mm ²	
曲げ強度	積層垂直方向	17~30 Kg/mm ²	
剪断強度	積層垂直方向	8~12 Kg/mm ²	
衝撃値(シャルピー)	積層垂直方向	110~140 Kg·cm/cm ²	
硬度(RM)	積層垂直方向	110~120	
圧縮ヤング率	積層垂直方向	1200~1300 Kg/mm ²	
比重		1.7~2.0	
熱膨張係数	積層平行方向	5.5~8.3×10 ⁻⁶ m/m°C	
熱伝導度	積層垂直方向	7.9~9.2 kcal/mh°C	

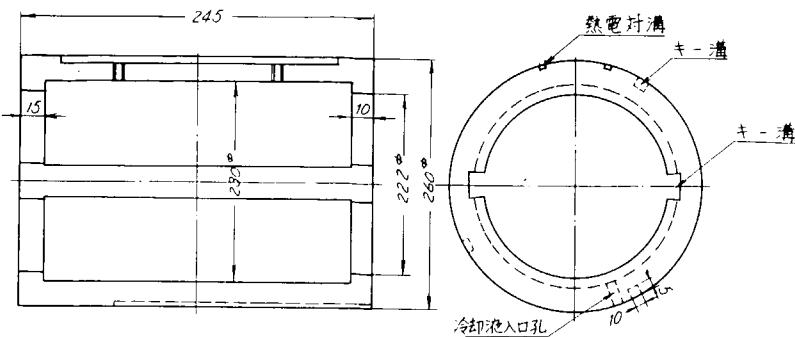


図1.2.9 軸受ブッシュの形状寸法

(iii) 軸受

図1.2.10は軸受材の形状である。

軸受材にはスリーブ材と適合する材料を選定する事が第一である事は勿論である。

この適応性材料については予備実験で検討したものより比較的良好な材料を選び、供試用として次の要領で試作した。即ち軸受摺動部裏面にはガラスチップを基材とするフェノール樹脂材を充當し、摺動面は予備実験で検討した耐摩耗性無機物質の積層を行ない、軸受金型にて同時加熱圧縮成形をしたものである。

当軸受材の性質は表1.2.3の通りである。

表1.2.3 軸受材の性質

項目		項目	
圧縮強度	20~25 kg/mm ²	比重	1.8~2.2
引張強度	4~5.5 "	圧縮ヤング率	1000~1400 kg/mm ²
曲げ強度	8.5~10.5 "	曲げヤング率	9.8~10.6×10 ⁵ kg/cm ²

(iv) 材料の選定実験

耐摩耗性の材料選定に際して、スリーブ材としてはライニングの可能な事が必須条件であり、その材料として現在限られているが今回黒鉛化したカーボン繊維を対象として出来

- | | |
|---|------------------|
| ① | 緩衝ゴム |
| ② | フローライングシート(スリーブ) |
| ③ | シールリング(ペアリング) |
| ④ | ハッキング |
| ⑤ | スプリング押え |
| ⑥ | コイルスプリング |
| ⑦ | 外筒 |

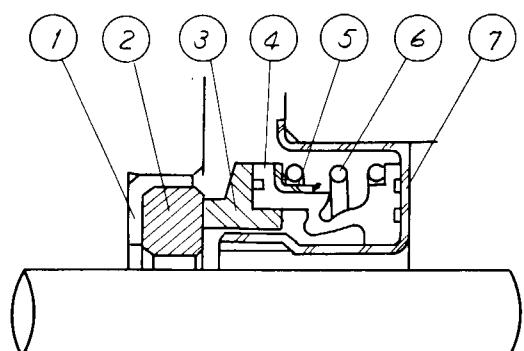


図1.2.11 選定摩耗実験装置

る受けシミラーなどをつくり、一方軸受材は圧縮成形品を立前として図1.2.11の様な小型メカニカルシール装置を使用し予備選定摩耗実験を行なつた。

実験条件

回転数 2700 rpm (端面中心周速 5.4 m/sec)

摺動面荷重 3 kg/cm²

シール液 工業用水

シール液圧力 0.7 kg/cm^2

シール液温度 $50 \pm 5^\circ\text{C}$

運転時間 連続 50 hrs

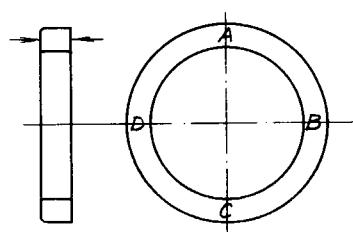
表 1.2.4 摩耗量測定結果

組合せ	計測箇所	摩耗量				平均摩耗量 (μ)	備考	
		A	B	C	D			
*1 カーボン 繊維 リグナム バイタ	F S	カーボン繊維	-384	-385	-379	-378	-382	
	S R	リグナムバイタ	-1160	-1495	-1414	-1028	-1274	木口面
	F S	カーボン繊維	-286	-257	-272	-285	-275	
	S R	リグナムバイタ	-860	-725	-913	-824	-831	木口面
*1 カーボン 繊維 焼結合金	F S	カーボン繊維	0	-1	0	0	-0.3	
	S R	LB-08	-2	-3	-2	-1	-2	鉛添加
	F S	カーボン繊維	-2	-5	-3	+1	-2.5	
	S R	LB-08	-7	-4	-3	-5	-5	鉛添加
セラミック エポキシ 樹脂	F S	CM	-3	0	0	-2	-1.3	
	S R	エポキシ樹脂	-1	-4	-4	-1	-2.5	
	F S	CM	0	0	0	0	0	
	S R	エポキシ樹脂	-2	-1	-4	-3	-2.5	
	F S	CM	0	0	0	0	0	
*1 カーボン 繊維 エポキシ 樹脂	S R	エポキシ樹脂	-2	-4	-2	0	-2	
	F S	カーボン繊維	+2	+10	+11	+10	+8	
	S R	エポキシ樹脂	-2	-5	-3	-1	-3	
	F S	カーボン繊維	-7	-7	+8	+5	-0.3	
	S R	エポキシ樹脂	0	+2	-12	-2	-3	
	F S	カーボン繊維	+3	+4	+2	+1	+2.5	
	S R	エポキシ樹脂	-3	-2	-4	-3	-3	

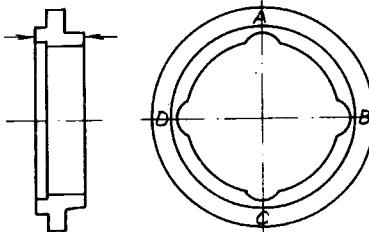
*1 エポキシ樹脂 カーボン繊維積層

*2 エポキシ樹脂 無機質積層

注： 表中の記号を付図に示す。



フローティングシート F.S. (スリーブ材)



シールリング S.R. (軸受材)

小型メカニカルシールタイプ実験で耐摩耗性の良好な組合せについて、更に図 1.2.1.2 の如き小型平軸受試験装置で確認実験を行なつた。当初封水機構としてグランドパッキン方式を採用したが、カーボン繊維スリーブ材とパッキン材との適合性悪く、焼きつきを惹起し急拵メカニカルシール方式に変更した。又、試験条件は下記に示す通りであるが電動機のトルク不足、温度上昇等により荷重を一定にする事が出来なかつた。

実験結果

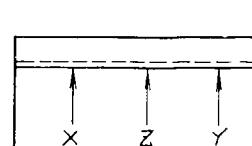
軸回転数 $1580 \sim 1650 \text{ rpm}$ (周速 $4.9 \sim 5.2 \text{ m/sec}$)
 軸受平均荷重 $7.2 \sim 10.2 \text{ kg/cm}^2$
 潤滑液 工業用水
 潤滑液圧力 $0.6 \sim 0.8 \text{ kg/cm}^2$
 潤滑液温度 自然上昇 ($35 \sim 65^\circ\text{C}$)
 運転時間 50 hrs

実験結果

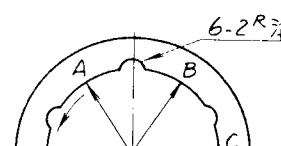
表 12.5 軸受、スリーブ摩耗量 (μ)

条件	計測箇所	X	Y	Z	平均	X	Y	Z	平均
Lignum-Vitae									
$v = 5.0 \text{ m/s}$	A	+30	0	—	+15	-5	-5	-5	-5
$p = 10.2 \text{ kg/cm}^2$	B	+50	+60	—	+55	-10	-5	-5	-7
0.6 kg/cm^2	C	-20	+50	—	+15	0	0	0	0
$4.0 \pm 5^\circ\text{C}$	D	—	—	—	—	-15	-15	-15	-15
	平均	+20	+37	—	+28	-8	-6	-6	-7
エボキシ樹脂									
$v = 4.9 \text{ m/s}$	A	-52	-50	-35	-46	-10	-10	-7	-9
$p = 7.2 \text{ kg/cm}^2$	B	-34	-23	-48	-35	-13	-15	-20	-16
0.8 kg/cm^2	C	-5	-20	-2	-9	-15	-13	-18	-15
$6.0 \pm 5^\circ\text{C}$	D	—	—	—	—	-18	-10	-15	-14
	平均	-30	-31	-28	-30	-14	-12	-15	-14
エボキシ樹脂									
$v = 4.9 \text{ m/s}$	A	-28	-35	-25	-29	-15	-17	-15	-16
$p = 7.2 \text{ kg/cm}^2$	B	-30	-32	-35	-32	-8	-5	-5	-6
0.8 kg/cm^2	C	-10	-10	-5	-8	-10	-12	-5	-9
$6.0 \pm 5^\circ\text{C}$	D	—	—	—	—	-12	-10	-15	-12
	平均	-23	-26	-22	-24	-11	-19	-10	-16
フェノール樹脂布積層									
$v = 4.9 \text{ m/s}$	A	-8	-10	—	-9	-85	-63	-55	-68
$p = 7.5 \text{ kg/cm}^2$	B	-15	-10	—	-13	-92	-52	-65	-70
0.7 kg/cm^2	C	-2	-5	—	-4	-75	-55	-48	-59
$5.0 \pm 5^\circ\text{C}$	D	—	—	—	—	-95	-75	-80	-83
	平均	-8	-8	—	-8	-87	-61	-62	-70
Lignum-Vitae									
$v = 5.2 \text{ m/s}$	A	-51	-65	—	-58	-70	-53	-80	-68
$p = 8.0 \text{ kg/cm}^2$	B	-45	-38	—	-42	-76	-85	-60	-60
0.7 kg/cm^2	C	-23	-20	—	-22	-76	-74	-104	-85
$4.0 \pm 5^\circ\text{C}$	D	—	—	—	—	-80	-54	-95	-76
	平均	-40	-41	—	-41	-76	-67	-85	-76

注： 表中の記号を付図に示す。



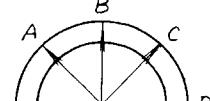
軸後



6-2R溝



スリーブ



(1)	カップリング	(6)	供試軸受
(2)	軸受ハウジング	(7)	スリーブ
(3)	シール "	(8)	回転軸
(4)	メカニカルシール	(9)	支持軸受
(5)	軸受ブッシュ		

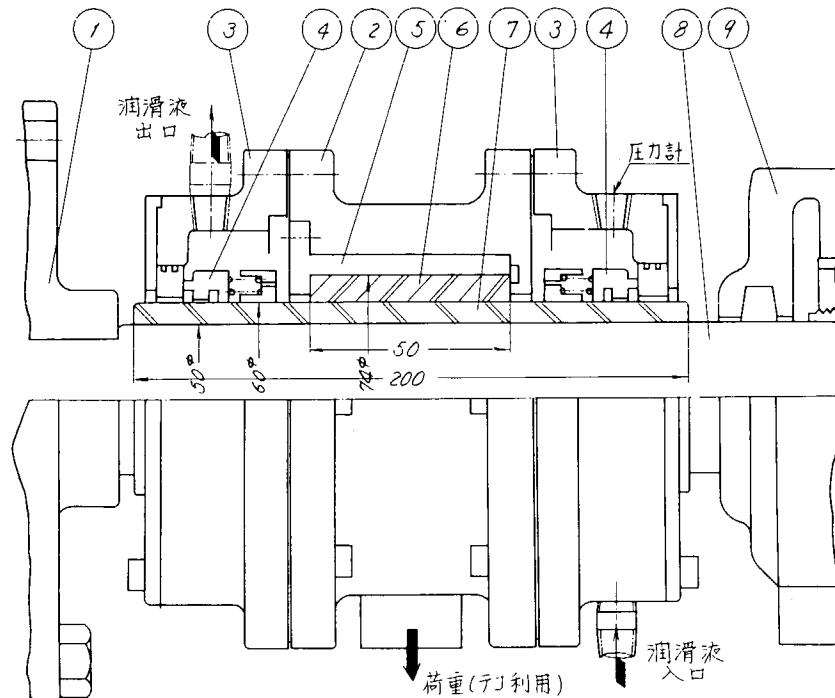


図1.2.1.2 小型軸受摩耗試験装置

第3章 実験の結果

3.1 摩擦特性試験

軸受摺動部の摩擦係数 μ は

$$\mu = \frac{T_f}{W \cdot R} \quad \text{但し} \quad \left\{ \begin{array}{l} W : \text{軸受総荷重 (Kg)} \\ R : \text{軸受半径 } (= 10 \text{ cm}) \\ T_f : \text{摩擦トルク (Kg-m)} \end{array} \right.$$

で求め、軸受圧力は等圧分布と看做し、平均軸受圧力を採用した。

3.1.1 水潤滑軸受特性

潤滑冷却液として $20^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ に保持した工業用水を使用し、その流量を $5, 10, 12.5, 15 \text{ l/min}$ の4段階にし、回転数 $200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600 \text{ rpm}$ の9段速に就いて実験を行なつた。

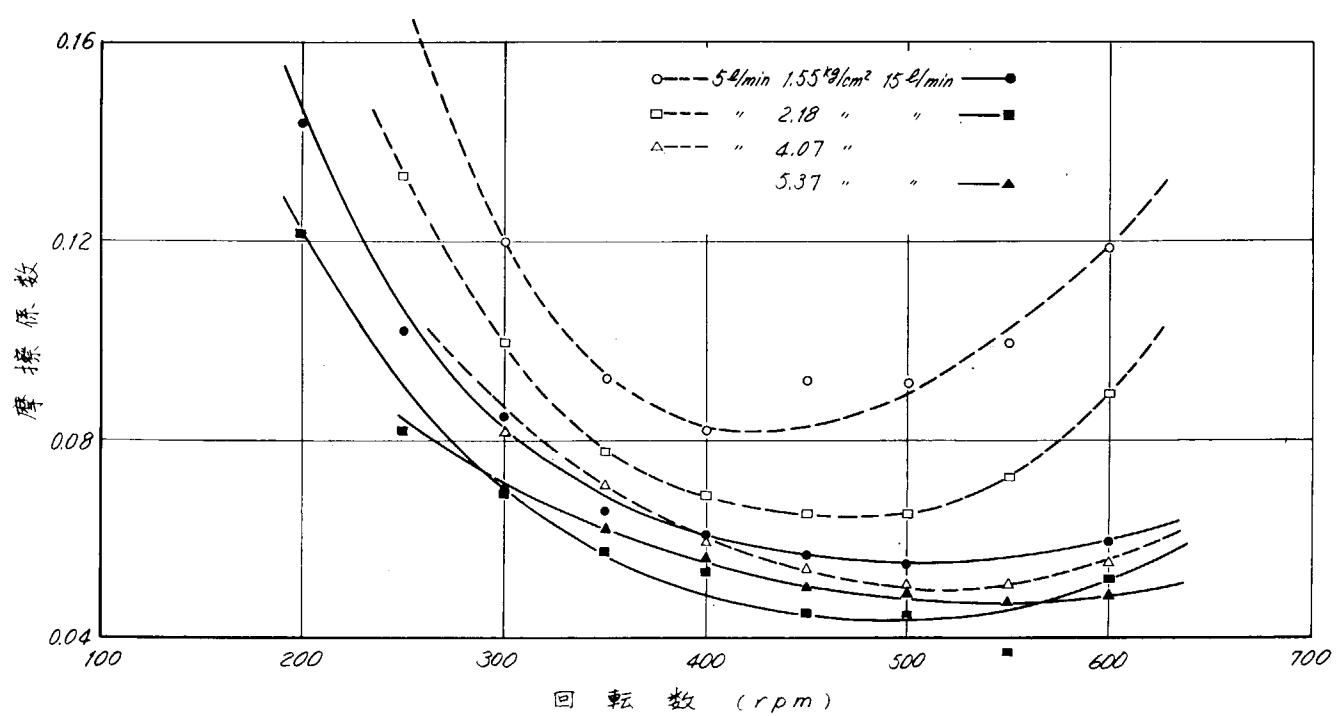
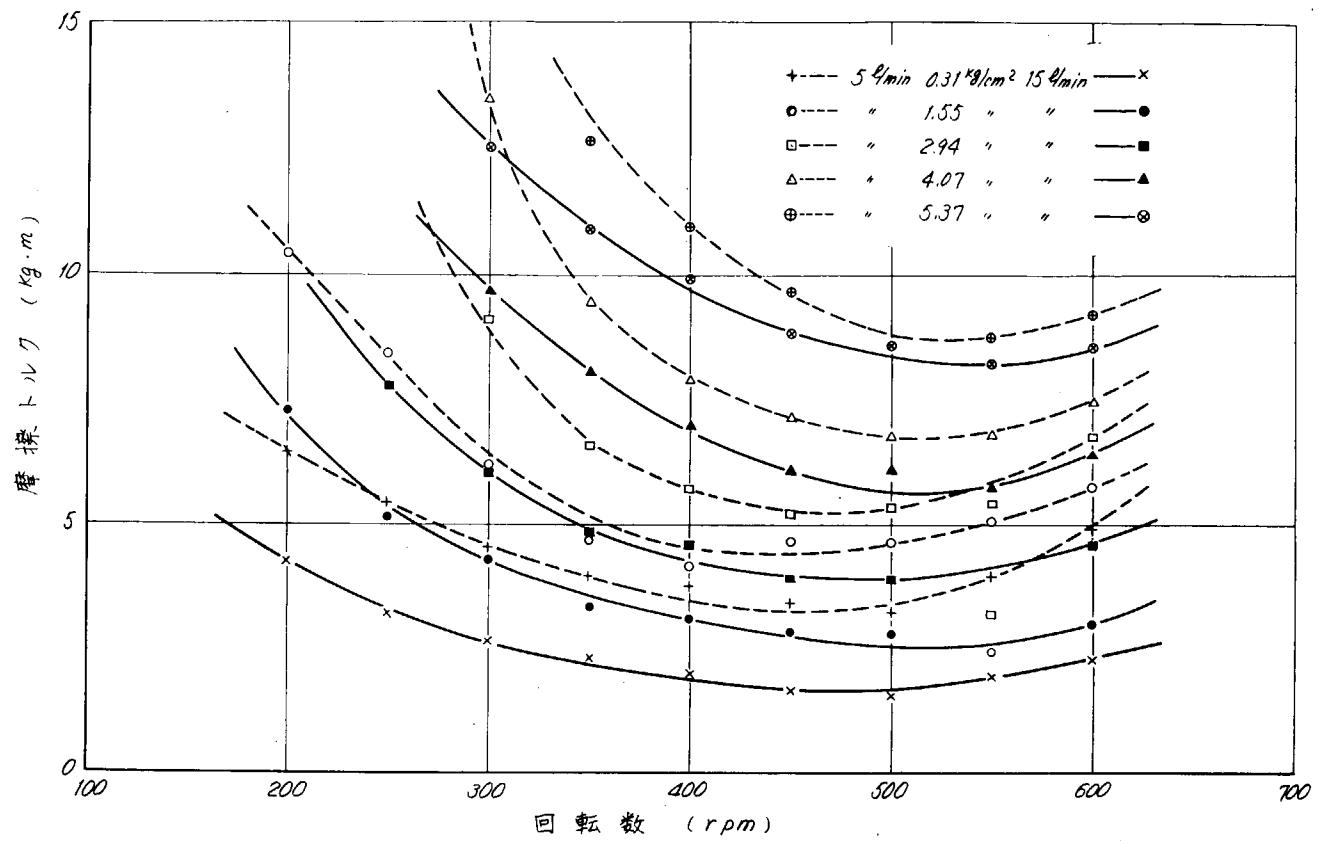
軸回転数に対する摩擦トルク及び摩擦係数の傾向は、それぞれ図1.2.1.3、1.2.1.4に示す如くなる。

即ち軸回転数(周速)の増加に伴い摩擦トルク、摩擦係数共低下し 500 rpm 近傍で極小値を示し、以後回転数の増加と共に上昇する。

図に於いては潤滑冷却液を $5 \text{ l/min}, 15 \text{ l/min}$ に就いて比較表示したが $10 \text{ l/min}, 12.5 \text{ l/min}$ に就いても同様な傾向である。

軸受圧力と摩擦係数との関係を図1.2.1.5に示すが、軸受圧力 $3 \sim 5 \text{ Kg/cm}^2$ で最小の摩擦係数を呈する2次曲線の様相を表わしている。

回転数の大なる程、その極小値は右の方、即ち軸受圧力の大きな方に移動する。



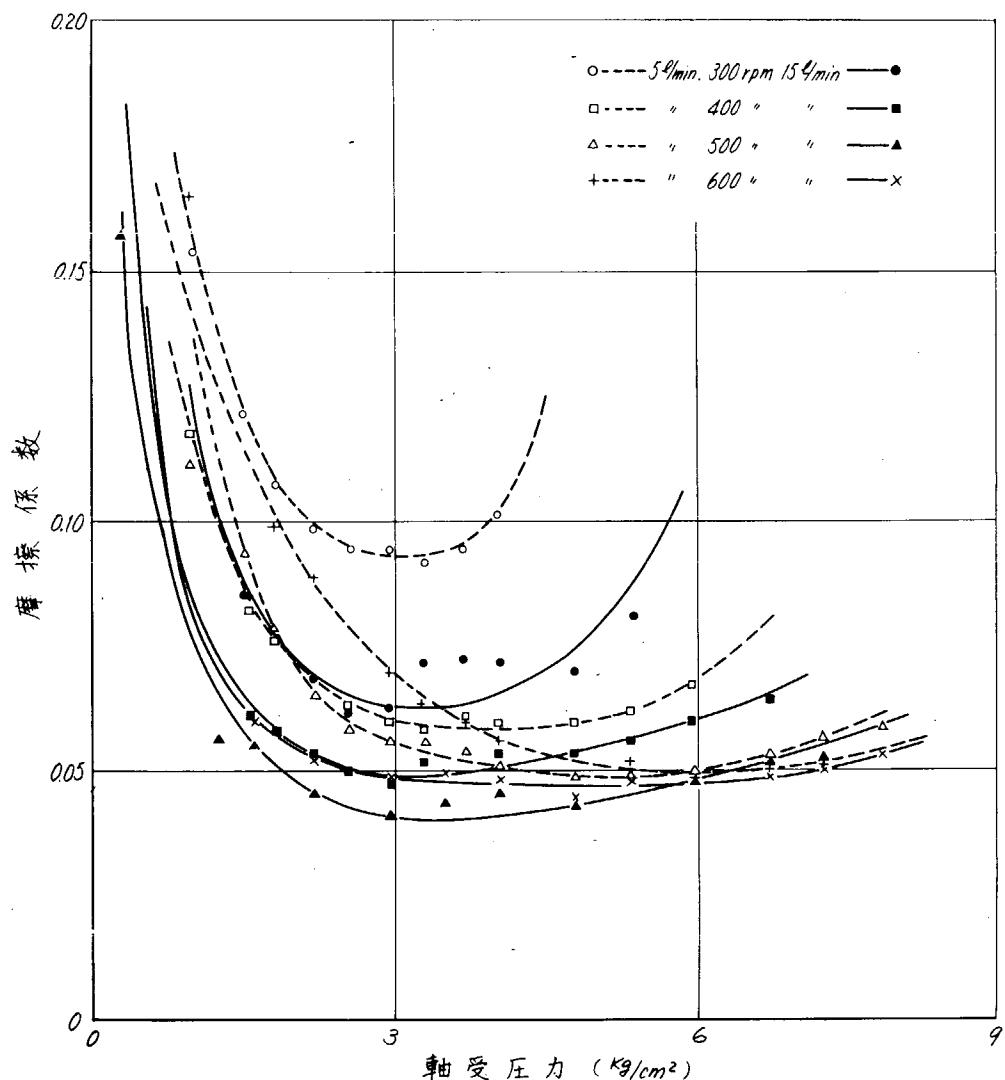


図12.1.5 水潤滑に於ける軸受圧力に対する摩擦特性

給水量と摩擦係数の関係は

図12.1.6に示されるが、当然給水量の少い場合、摩擦係数は増大する。しかし又適正給水量以上でも再び摩擦係数が増大する傾向である。

3.1.2 油潤滑軸受特性

水潤滑試験後(摩擦、温度試験)スリーブ、軸受共条痕を生じた故、表面を再仕上をして組込み約24000回転($400 \text{ rpm} \times 1 \text{ hrs}$)なじみ運転させ、回転数を300、400、500、600の4段階、軸受入口温度 $20^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ の#90ターピン油の流量

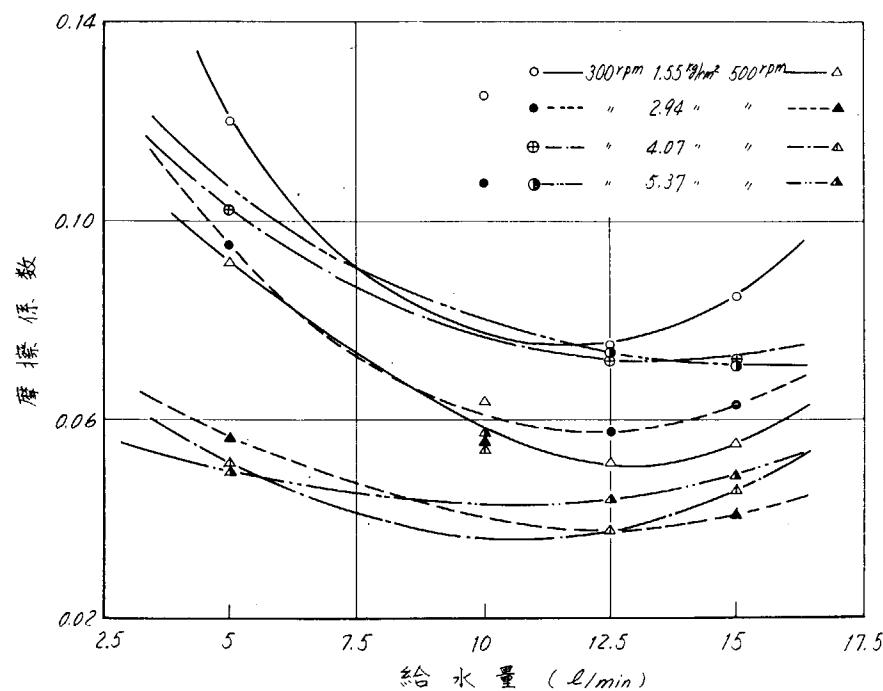


図12.1.6 水潤滑に於ける給水量に対する摩擦特性

5、 10 l/min の 2 種について実験を行なつた。

軸回転数と摩擦トルクの関係は図 1.2.1.7 に示す如くなり、水潤滑の場合と同様な傾向を示すが、水潤滑に比べその最低値は回転数の大なる方に移動して居る。軸回転数と摩擦係数との関係を図 1.2.1.8 に、軸受圧力と摩擦係数の関係を図 1.2.1.9 に示す。

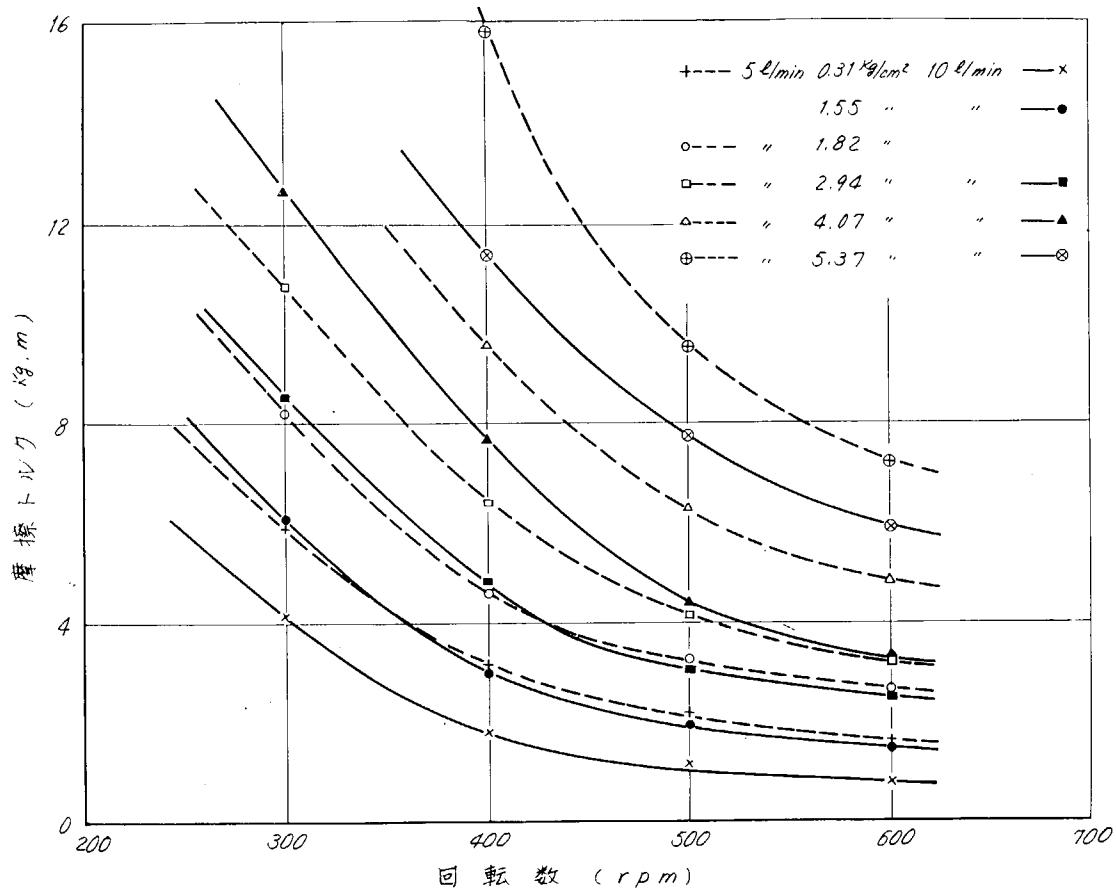


図 1.2.1.7 油潤滑に於ける回転数に対する摩擦トルク特性

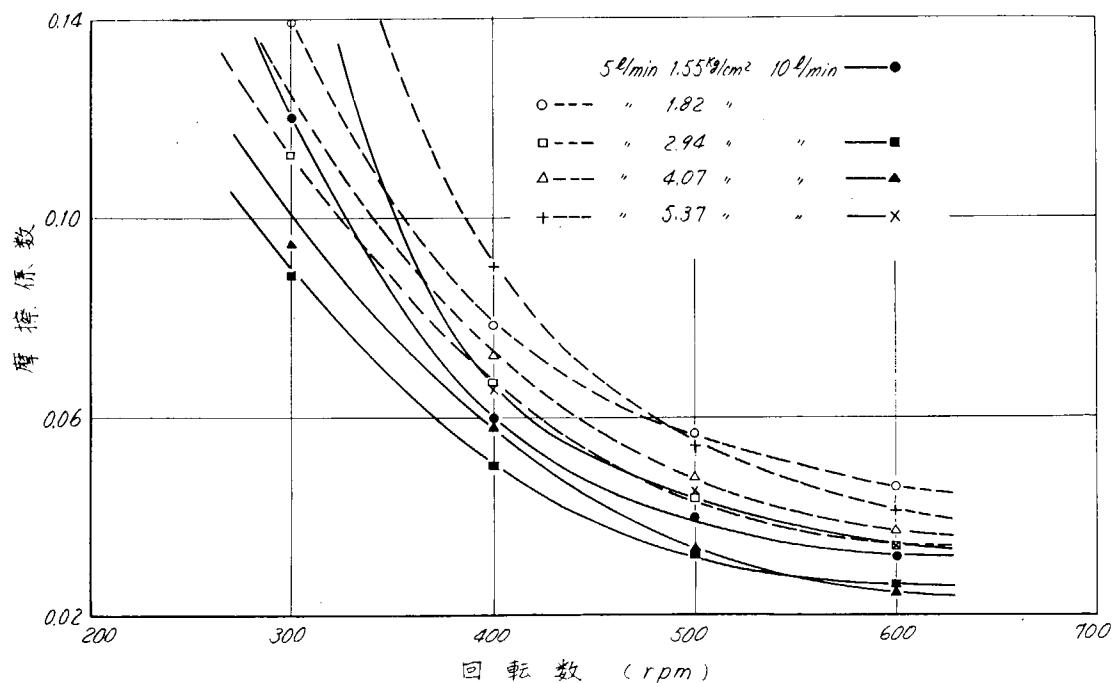


図 1.2.1.8 油潤滑に於ける回転数に対する摩擦特性

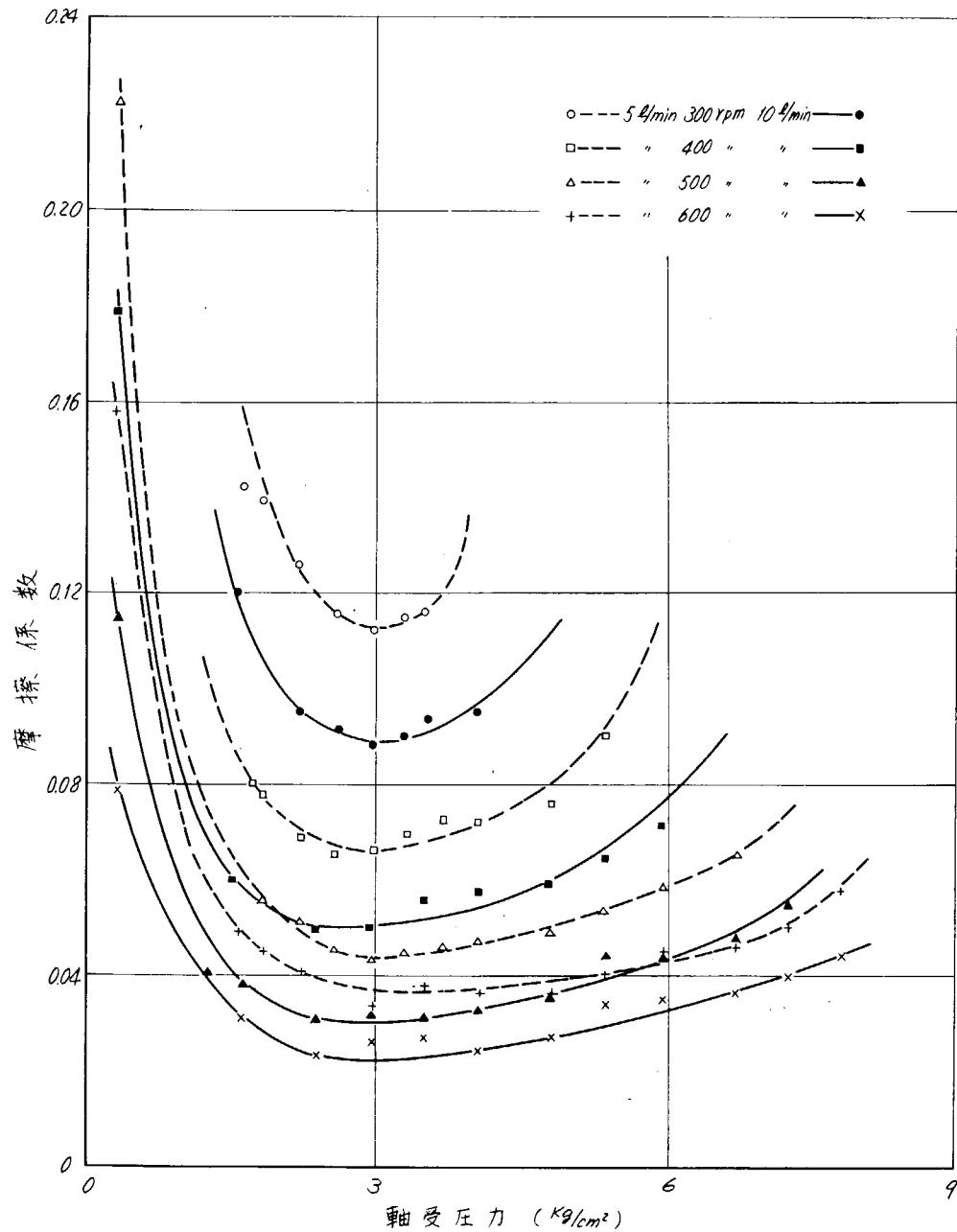


図12.1.9 油潤滑に於ける軸受圧力に対する摩擦特性

この場合も水潤滑の場合と同様な傾向である。潤滑油量と軸受摩擦係数との関係は明らかに流量の増す程好結果を示している。

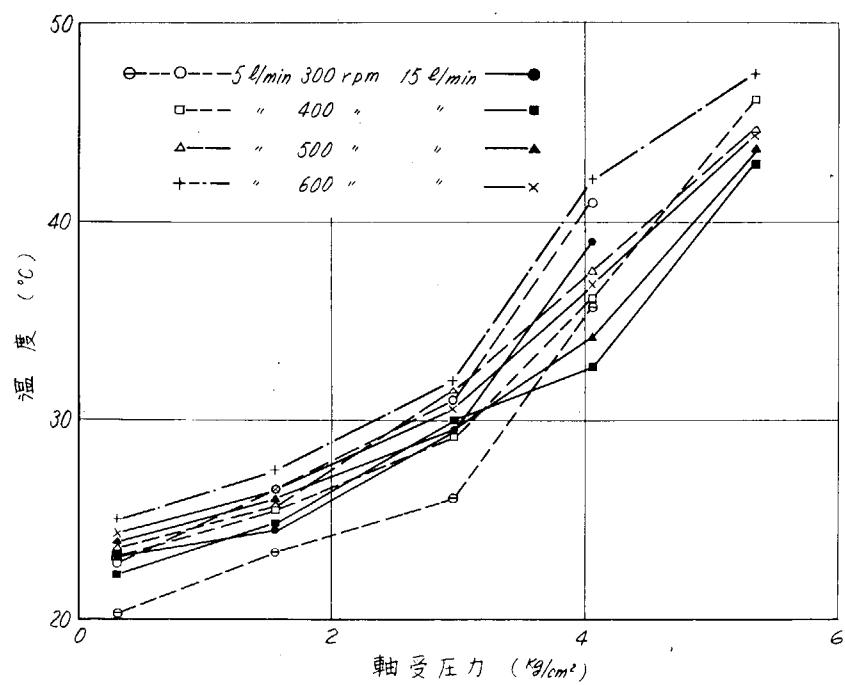
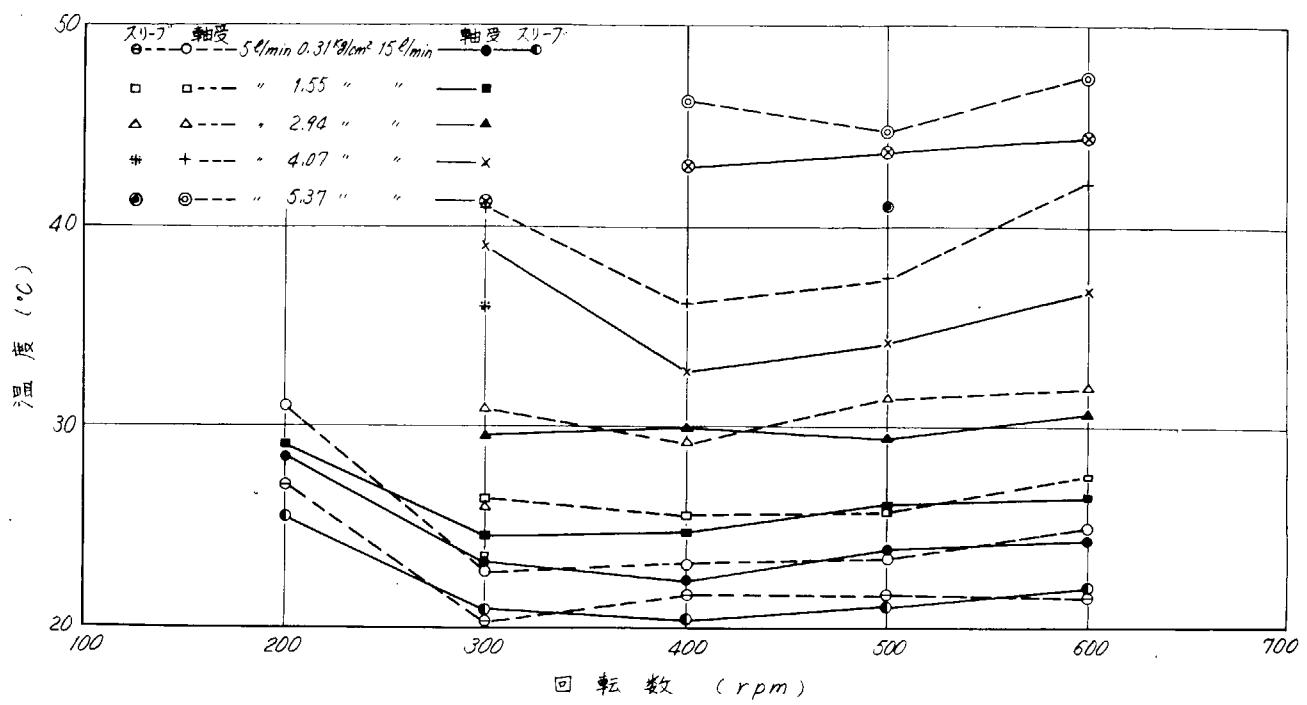
3.2 温度特性試験

水潤滑の摩擦特性に引継ぎ軸受温度特性について実験を行なつた。即ち軸受入口部の温度を $20 \pm 2^\circ\text{C}$ その流量を $5\ell/\text{min}$ 及び $15\ell/\text{min}$ に保持し、それぞれの回転数に就いて、各軸受圧力に対するスリーブ温度、軸受温度及び軸受潤滑水出口温度を計測した。

尚、実験の途中、スリーブ温度に就いて熱電対のショートスリップリングの接触不良を起し計測不可に至つた。

回転数、並びに軸受圧力に対する軸受温度の関係を図12.2.0、図12.2.1に示す。

又、回転数 500 rpm 、軸受圧力 5.37 kg/cm^2 、給水量 $5\ell/\text{min}$ の場合の軸受スリーブの運転経過時間に対する温度推移は図12.2.2の如くなる。



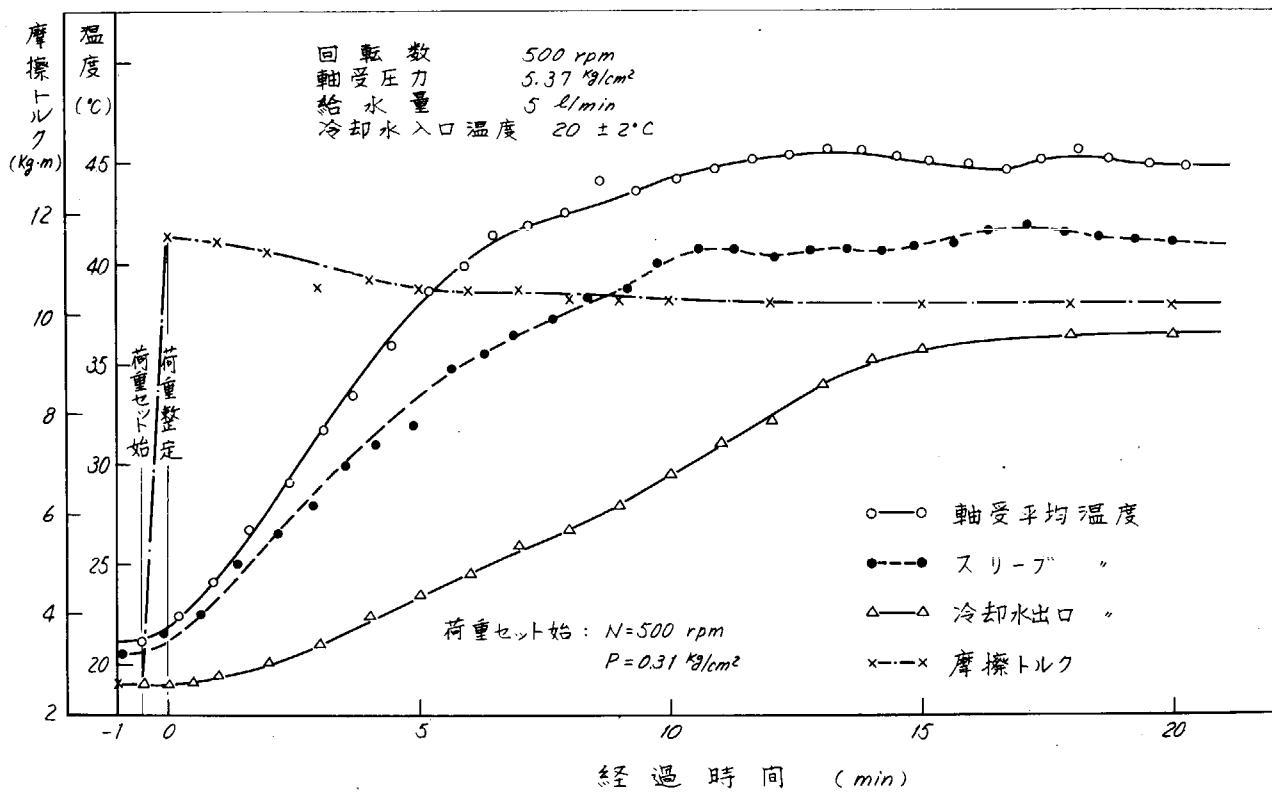


図 1.2.2.2 経過時間に対する各部の温度推移

第4章 実験結果についての考察

4.1 スリーブ材としてのFRP

プロペラ軸スリーブの意図するところは広い意味で、次の2点にあると考えられる。即ち

- i) 軸受材に対する摺動材としての適合性
- ii) プロペラ軸の防蝕効果

である。FRPスリーブライニング材を検討するに当つて上記の点を考慮し更に細分化すると

- イ 製作上の問題
- ロ 経済性の問題
- ハ 機械的性質に対する問題
- 二 軸受性能に対する問題
- ホ 耐熱、帶電に対する問題

等種々の問題点が列挙される。

この実験に於いては製作上、及び軸受性能の一端について検討を行なつたに過ぎないが、次の様な点が明らかにされたと思う。

A 製作上の問題

FRPスリーブ材は前述の如く Hand lay-up 方式を採用し製作したが、他にバキューム方式、スプレー方式、圧着方式等種々の方法で検討を進めることができる。

現行のプロペラ軸スリーブの圧入法に相当するFRPと軸との接着性やFRPライニング自体の接着効果は金属と樹脂との接着能力或いはガラス繊維と樹脂との接着力であり、別途行なつたエポキシ樹脂接着実験によると約50 kg/cm²以上でプロペラ軸の捩り剪断応力に対して充分耐えうると思われる。然しこの場合、金属表面やクロス網目、ストラント間に樹脂が接着ないし含浸する様処置する必要がある。ロービングクロス材や厚織クロス材は一般的に機械的強度

において平織クロス材に勝るが、含浸が不充分であるとストランド間ではなれを起し、かえつて脆弱となる。

摺動部に選定したカーボン繊維は図1.2.2.3に示す如きクロス状のものとヤーン状の2種を試作したが、樹脂をカーボン繊維に塗布し適当な締付力を与えてライニング或いはワインディングを行なう場合、含浸が均等に行なわれない時や樹脂粘度が極めて高い時、ボイドの発生をまねくのでHand lay-up方式だけでなく色々な方法をミックスして製作する必要がある。

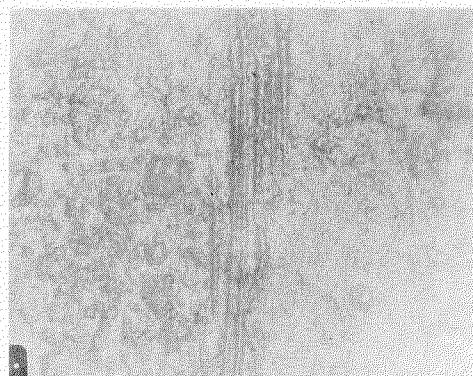


図1.2.2.4 カーボンフィラメントワインディングの接着状況

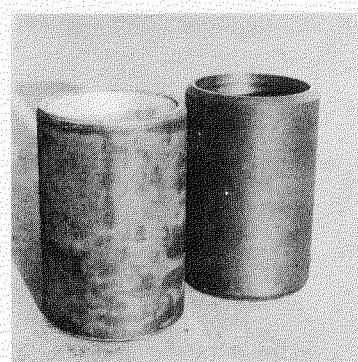


図1.2.2.3 F.R.P.スリーブ
右側カーボンフィラメントワインディング
左側カーボンクロスライニング

B 軸受性能に対する問題

軸受部以外の防蝕を意とするシャフトライニング部はプロペラ軸挿入時、軸受部に損傷を与えない程度にF.R.P.の表面加工を行なえば問題なく、摺動部のみ最小限の耐摩耗性材料を充当することで経済的にもメリットがある。今回特性試験で供試したスリーブ、軸受の耐摩耗性には一考を要するが、適合する摺動材を見い出すことによつてその性能は向上し、より高性能な方向に向ひうると考えられる。

C 其の他

F.R.P.そのものは樹脂によつて、耐用温度の規制をうけるが、ゴム材に比べ温度による老化現象は改善される。しかし反面、F.R.P.材は摩擦等により帶電しやすくその消失に長時間要するため、異物の吸着を起し摺動面に傷をつけたり摩耗の原因となるので帶電防止に対する考慮がなされなければならない。

4.2 軸受ブッシュ材としてのF.R.P.

実験室的実験ではF.R.P.材のブッシュとしての適合検討は極めて困難であり、実船装着により確認する必要があるが、積層垂直方向に対する剪断強度が金属に比べ極めて小さく、又ネジ加工の不可ということより、設計時点でのF.R.P.の特質を生かす設計考慮をはらう必要がある。

このF.R.P.には熱伝導、熱膨張等金属ブッシュに比べ劣性な点も他々あるが、充填剤を混入したり樹脂添加量をかえること等により、より金属ブッシュの性質に近づけうる。

溶解炉やサンドスリンガー、ショットblast等の鋳造設備を要する金属ブッシュに比べ、F.R.P.ブッシュはその必要はないが今回試作した様に内径に適応する円筒型の当て物を要する。

又、F.R.P.加工段階でガラス基材の入体えの悪影響を防止する防塵装置等が必要である。

F.R.P.を旋盤加工したのみではガラス基材の毛ば立ちを起し、表面仕上は金属の様に光沢を呈する様にならないが最終仕上段階で薄く樹脂を塗布する事によつて解消できる。

4.3 軸受材の検討

予備実験によりカーボン繊維に適合する軸受材の選定を行なつたが、カーボン繊維積層品とリグナムバイトとの適合性は極めて悪く、比較的硬度の小さい焼合金や無機物質添加のエポキシ樹脂の方が好結果を得た。しかし小型のものと200φの軸受模型の装置では潤滑状態や摺動条件が異なるので耐久性に疑問が生じた。

図1.2.2.4からも明かな如く、カーボン繊維ライニングは樹脂部とカーボン基との組成が金属に比べかなりはつきりしており、且つ又、鋭利なものとの摺動に極めて弱いので、その相手材となる軸受はスリーブ表面になじむ性質或いは埋没

性をもつ材質の方が良好な耐摩耗性を示すと思われる。

4.4 摩擦特性

供試した双方の材料が高分子材を基とした摺動材であるため、熱伝導性の不良、耐熱の劣性に依る障害を出来るだけ解消すべく機構的には在来の軸受と同様な形式であるが、冷却効果の増大を第一の目標とし実験を行なつた。

即ち、潤滑液を軸受部中央の全周より流入させると共に、その流量を $5 \text{ l}/\text{min}$ 以上に選定した。

実験の進行に従いそれぞれの時点での摺動部の軸受及びスリーブの面粗さによる潤滑状態に相違があり、全ての結果を一括比較検討することは極めて難しい。水潤滑、油潤滑共摩擦特性に就いては同様な傾向を示す。尚、当試験装置に依る B C-2 とガテマラ産木口の摩擦特性も定性的にはほぼ同傾向であるが耐負荷に於いてそれぞれの当試験に比べ約2倍であり摩擦トルクについては約2倍である。

回転数による影響

低回転時は給水量、軸受圧力に拘わらず摩擦係数（摩擦トルク）は極めて大きい。回転数が増加すると共に摩擦係数は小さくなるが一定値以上になると再び上昇する。

軸受圧力による影響

低荷重時摩擦係数の極めて大きいのは、回転数による場合と同様であるが適正軸受圧力以上になると急激に摩擦係数は上昇し、ひいては時間経過と共に焼きつきに至る。

給水量による影響

高速回転、高荷重になる程、給水量に依る摩擦係数の変化は小さいが、低回転、低負荷時は給水量の影響をうけやすい。

潤滑液による影響

潤滑液が油の場合、極小の摩擦係数は水に比べ高回転数の方に移行する。即ち、低回転時は水潤滑の方が低摩擦係数であるが高回転時の場合は油潤滑の方が有利となつてゐる。

P、N、 μ の関係を明らかにする場合、流体潤滑に於いては μ は無次元量 $\frac{N}{P}$ の関数となる。ここで η は軸受摺動部の真の潤滑液温度に相当する粘性係数であるが、これを軸受出口の潤滑液温度を用いて各条件の μ をプロットしても一定の関連は見い出せない。これはスリーブがカーボン織維材である為、軸受細部にわたつて流体、境界潤滑或いは瞬間的乾燥潤滑の三様な状態を繰り返している事に起因している為と思われる。

ちなみに η を一定と仮定して給水量 $5 \text{ l}/\text{min}$ の

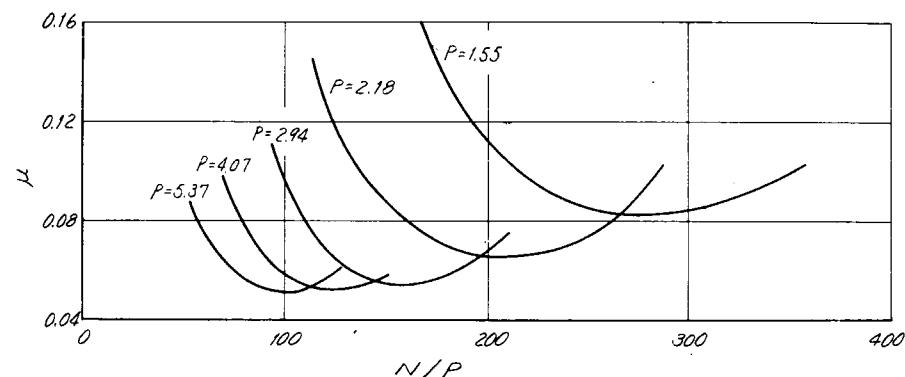


図1.2.2.5 N/Pに対する μ 値

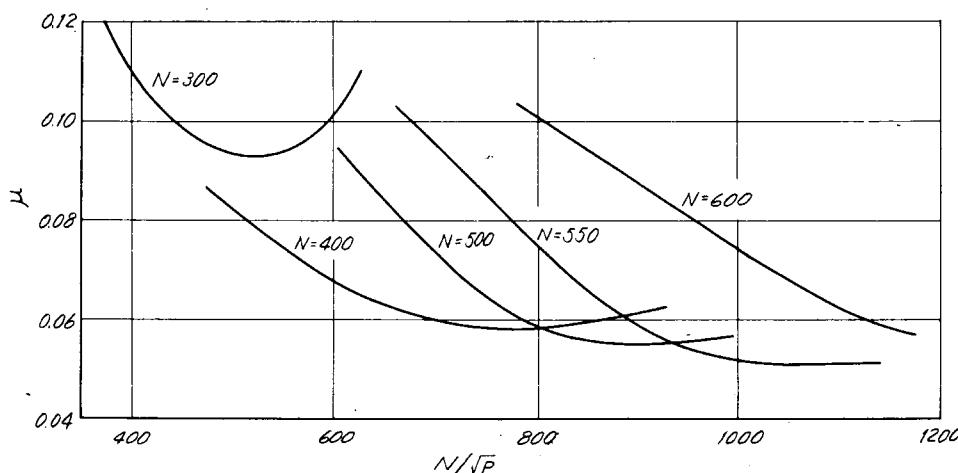


図1.2.2.6 N/sqrt(P)に対する μ 値

場合について N / P との関係をみると図 1.2.2.5 の如くなる。

一方リグナムバイタ、フェノール樹脂軸受の場合処理した $N \sqrt{P}$ についてみると図 1.2.2.6 の如くなり双方共、この関数として処理する事は困難である。

低速回転時や高負荷時には油圧モータにかかる圧力（トルク）及び軸回転数に著しい変動をきたし、ひいては数分後にトルクオーバー、回転停止に至る場合がある。

これは明らかに焼き付き現象と看做されるが、それぞれの条件に於けるこの現象発生は軸受圧力が大約表 1.2.6 の近傍である。

表 1.2.6 焼きつき限界（水潤滑）

回転数 給水量	5 l/min	10 l/min	12.5 l/min	15 l/min
200 rpm	1.55 Kg/cm²	1.82 Kg/cm²	2.56 Kg/cm²	2.56 Kg/cm²
250	2.56 "	2.18 "	3.69 "	3.69 "
300	4.07 "	3.69 "	5.37 "	5.37 "
350	4.82 "	4.82 "	6.70 "	5.94 "
400	5.94 "	5.94 "	7.27 "	6.70 "
450	6.70 "	6.70 "	7.27 "	7.27 "
500	7.27 "	7.27 "	7.83 "	7.83 "
550	7.5 "	7.5 "	7.83 "	7.83 "
600	7.83 "	7.83 "	7.83 "	7.83 "

4.5 温度特性

回転数が低い場合をのぞいて回転数に依る軸受部温度は、さほど変化がなくむしろ軸受圧力によつて影響をうける。

即ち、図 1.2.2.7 に示す如く約そ軸受圧力の 2 乗に比例している。

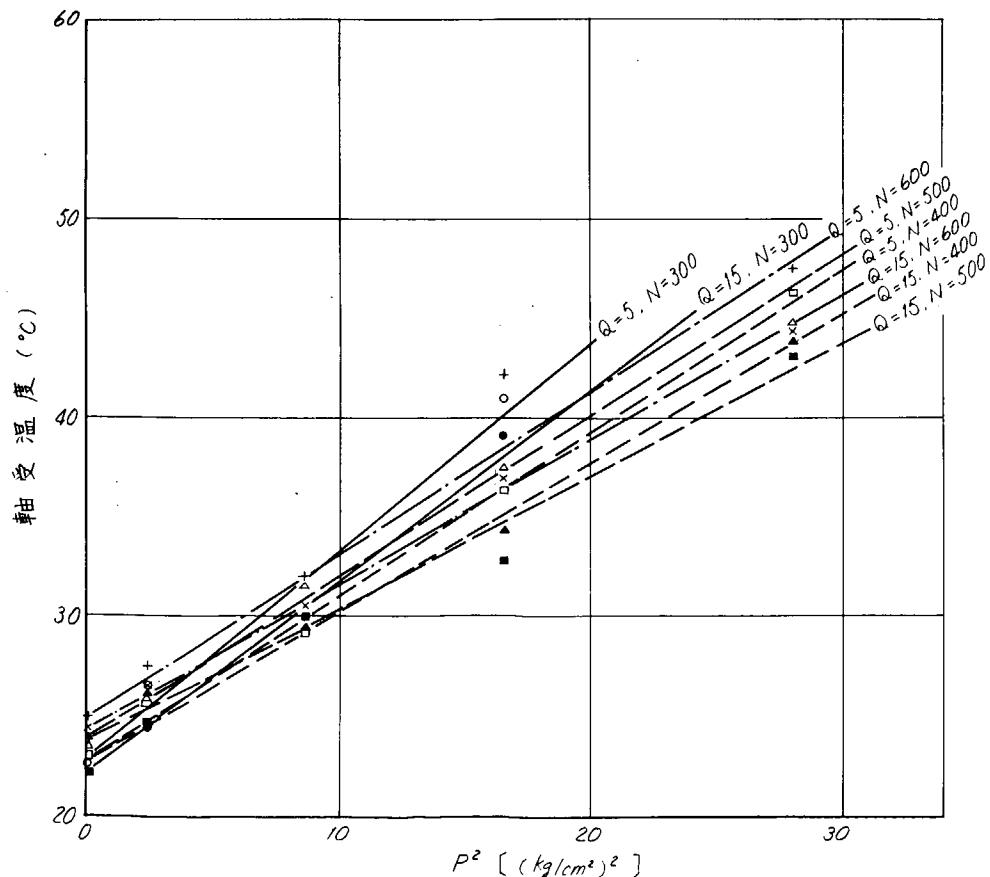


図 1.2.2.7 軸受圧力の平方値と摩擦係数との関係

4.6まとめ

本来の摩擦特性を究明するまでに至らなかつたが適合性の摺動材を選定する事により、FRP材がスリーブえの応用が充分可能であると思われる。

確に実船適用に至るまではかなり問題が生じよう。Hand lay-up方式ではライニングとして極めて簡便な方法であるが、クロス状のものをライニングする場合、フィラメントワインディングに比べ、締付力のみではどうしても硬化時にボイドの発生を伴う。その為樹脂粘度を低くし、ライニング圧力を高める等の手段が必要である。

従つて、種々のライニング方法の利点を生かしたミックス方式の採用することが望ましい。

一方、摺動、発熱に依るFRP材の熱疲労を抑える意味からグランドシール方式にかわる密封機構を設けると共に適正な冷却量を選定する等FRP材の欠点を補う設計を行なえば銅合金スリーブ材にかわる低廉なスリーブの開発は望めると思う。

結 言

この研究部会は関係官庁、大学、船主、造船所、関連メーカ、関連団体などおよそ50団体により組織され、また百人を越える討議参加者の協力を得て、3年間にわたる諸調査研究を成功のうちにここに完了した。これはひとえに、最近の船の巨大化、近代化の要求と相まって軸系の重要性が認識され、また将来の改良開発の糸口として、この部会の研究成果に期待が持たれたことによるものと思われる。

ともあれ、ここ3年間にわたりて、諸調査研究に基づいて発明された成果は、将来のあらゆる面での技術的基礎資料として少なからず貢献することを確信してやまないが、同時に、なお解明すべき問題も多分に残されていることから、今後とも、さらに充実した諸研究の行なわれることが期待される。

最後に、この研究部会を終了するにあたり、この広範囲な諸調査実験研究の担当者をはじめ、関係各位の多大な御協力に感謝する次第である。