

For New Technology Network

NTN®

TECHNICAL REVIEW

No. **67**

創業80周年 記念特集号

NOVEMBER 1998



ISSN 0915-0528 OSAKA, JAPAN

目 次

[巻頭言]	NTN 創業80周年を迎えて	代表取締役社長 伊藤 豊章	2
		専務取締役 鈴木 泰信	3
[祝 辞]	NTN 創業80周年に寄せて	香川大学工学部 教授 木村 好次	4
		京都大学大学院工学研究科 教授 矢部 寛	5
		法政大学工学部 教授 西村 允	6
[創業80周年記念 寄稿論文]	d_n 値300万軸受の実現に向けた歴史的考察	NASAルイス研究所主任技師 アーウィン V ザレツキー	7
	多孔質ジャーナル軸受の運転開始時における静特性	長岡技術科学大学 工学部機械系助教授 金子 寛 長岡技術科学大学 大学院 吉村 剛	20
[創業80周年記念 開発商品]	高性能コンパクトCVJシリーズ「EBJ, EDJ」	自動車製品研究所 穂積 和彦 / 曾根 啓助 CVJ技術部 池田 武 / 梅木田 光	26
[論 文]	BJの伝達効率解析とEBJ開発への適用	自動車製品研究所 長谷 陽夫 / 井本 正之	32
[解 説]	人工衛星用軸受の最近の動向	軸受技術部 川合 信行	38
[解 説]	NTN 4×4システム(ロックオンデマンド システム)の開発	自動車製品研究所 伊藤 健一郎 / 堀 勲 / 安井 誠 / 後藤 司郎 / 秋吉 幸治 メカトロニクス研究所 岡田 浩一	43
[論 文]	油圧式オートテンションの動特性解析	自動車製品技術部 川島 一貴	48
[論 文]	d_n 値350万 超高速円筒ころ軸受の運転性能	軸受技術研究所 藤井 健次	53
[論 文]	低速条件下の転がり軸受寿命	軸受技術研究所 赤松 良信	59
[解 説]	産業機械・鉄鋼用ASシリーズ軸受の適用事例	軸受技術部 那須 忍	65
[解 説]	フラットパネルディスプレイの修正技術	メカトロニクス研究所 猿田 正弘 精密機器技術部 匂坂 哲次	73
[論 文]	動圧ベアファイト(焼結動圧軸受)の運転性能	軸受技術研究所 中関 嗣人 / 岡村 一男 軸受技術部 森 夏比古 / 山本 康裕	79
[解 説]	NTNポリループ®ベアリングの種類と特長	軸受技術研究所 麻生 光成 / 三上 英信	83
[論 文]	生分解性作動油・グリースの性能評価	軸受技術研究所 平田 正和 / 赤松 良信 / 田中 広政 / 南 政美	91
[解 説]	OA機器用樹脂摺動材の開発	軸受技術研究所 江上 正樹 NTN精密樹脂(株)技術部 廣瀬 和夫	98
[新商品紹介]	①高性能コンパクト等速ジョイント EBJ, EDJ ...105	⑥電動射出成形機用 ハイパワーボールねじ	110
	②CVT(無段変速機)用ツウウェイクラッチユニット ...106	⑦ポウル ワンタッチ クランプ	111
	③プーリ内蔵形オートテンションユニット	⑧動圧ベアファイト	112
	④食品機械用 ポリループベアリング	⑨NBR系すべるゴム Oリング LEPシリーズ	113
	⑤食品機械用等速ジョイント EBJ, EDJ	⑩食品機械用摺動材 ベアリー-FL3642	114

NTN テクニカル レビュー
創業80周年記念特集号
No.67





NTN株式会社 代表取締役社長

伊藤 豊章

本年3月に、おかげさまで創業80周年を迎えることができました。80年という年月をしっかりと歩んでこられたのも、偏にお客様はじめ関係各位の並々ならぬご支援の賜物と深く感謝申し上げます。

振り返りますと、1918年（大正7年）3月桑名の地で、当時21歳の若き技術者「西園二郎」がボールベアリングの国産化の研究製作を開始し、「丹羽昇」の経営する「巴商会」から、西園のN、巴商会のT、丹羽のNの各々の頭文字をとった「NTN」の商標で、国産ベアリングの販売を開始したのが当社の始まりであります。その後、1927年には法人としてエヌチーエヌ製作所を設立、1937年には日本よりも大きい東洋を見つめ、社名を東洋ベアリング製造株式会社へと変更致し、更に、東洋から世界へと目を広げてまいりました。1961年にはドイツに販売会社を設立したことを皮切りに、アメリカ、フランス、イギリス、カナダ等、世界19カ国58ヶ所に販売拠点を設置し、又、1971年には販売拠点ばかりではなく、アメリカ、ドイツに現地製造会社を設立して、需要のあるところで生産し、販売するというグローバルゼーションへの第一歩を進めてまいりました。生産拠点多、現在、7カ国に16拠点を有するに至っております。

1989年（平成元年）には、ベアリングの開発を通じて培って来た高度な精密加工技術の集積の基に、精密機器の総合メーカーとして、更に飛躍するために「新しい技術で世界を結ぶ」を企業理念としてFor New Technology Networkの頭文字をとったNTN株式会社へと社名変更し、まさに平成時代へのスタートといたしました。

同年4月に米国インディアナ州に設立した「NTNドライブシャフト社」は、順調に等速ジョイントの生産を拡大しており、月間42万本の生産が可能となる体制が整っております。ベアリングにつきましては、すでに1970年代初頭より、世界4極（日、米、欧、亜）体制を整えておりますが、21世紀という新しい時代を迎えるにあたり、等速ジョイントにつきましても2000年からは、欧州で仏・ルノー社と合併の「NTNトランスミッションズヨーロッパ社」で生産を開始、またアジアでも、タイ国で2000年からニードル軸受やテンションプリー用軸受の生産をする「NTNマニファクチャリング社（タイランド）」で等速ジョイントの生産を検討しており、世界4極体制を整える予定であります。

研究開発部門は、国内に4つの研究所と5つの技術部をもっておりますが、海外にも米国ミシガン州にNTNテクニカルセンターを持ち、更に米国デトロイトに北米技術センターが間もなく竣工し、ヨーロッパには欧州等速ジョイント技術センターの設立も視野にいて、日、米、欧の3極体制を確立してまいります。

研究開発部門とあわせて、来るべき21世紀に向けて国際社会に貢献する生産、販売、技術の一体となったグローバルゼーションを加速してまいりますので、今後共、関係各位のご指導とご鞭撻をよろしくお願い申し上げまして巻頭の挨拶といたします。



NTN株式会社 専務取締役
(技術・生産担当)
鈴木 泰信

このたび、創業80周年を迎えることができました。

これは偏にお客様をはじめ、関係各位のご支援ご指導の賜物であり、厚く御礼申し上げます。

また、この80周年記念特集号を発刊するにあたり、ご祝辞および特別寄稿をいただいた諸先生方に、重ねて御礼申し上げます。

顧みますと、このNTN Technical Reviewは、昭和25年(1950年)10月に「転がり技術雑誌 NTN ベ어링エンジニア」として創刊され、その後、NTNの事業が転がり軸受に係る分野から多角化したことに伴い、昭和63年(1988年)にNTN Technical Reviewと改称されて現在に至っています。

その創刊号で故曾田範宗先生から「創刊によせて」と題して寄稿いただきましたが、その中で本誌に対する期待の気持を述べられています。それはまず第1に軸受技術が機械工業で重要な役割を占めること、第2に研究面での活性化と急速な技術向上を促すこと、第3に当時主流であった学会や官庁の技術刊行物とは違った生産工場の発表手段となりうることを、そして第4に技術サービスとしての役割を果たすこと、等を挙げられています。

こうした役割は Technical Review と誌名が変わった現在も引き継がれておりまして、会社の業容は等速ジョイントおよび精密機器に広がっていますが、この特集号でも基礎技術から製品紹介まで広範囲な内容を盛り込んでいます。

NTNのアメリカでの研究所であるNTN Technical Centerがご指導いただいたNASA(米国防空宇宙局)のザレツキー氏の特別寄稿論文「 dn 値300万軸受の実現に向けた歴史的考察」は、まさに過去から現在への軸受の変遷を述べられたものであり、この特集号に相応しいものであると感謝しております。

いま21世紀を目前にして、安全や循環型社会を構築するための環境保全問題に対する企業の係わりは極めて重要な時代となっており、今後はこれらを技術開発の原点として位置づけねばならない程の重みを持つものと認識しなくてはなりません。

一方、止まるところを知らない技術の進歩に対して、メーカーであるわれわれが適切に対応するか否かは企業の命運に係わるといっても過言ではありません。従ってわれわれは常に社会の動向を意識しつつ、異分野の技術からも独自の保有技術と融合し発展させうる何かを見い出す感性を磨き続けるとともに、過去の蓄積の上に立って、基幹技術の掘り下げと、独自技術の創造を目指して不断の努力を重ねなければなりません。

この80周年記念特集号の発刊を新たなスタートとして、時代の要請に応えられる技術と商品の開発を目指して研鑽を積んでまいります。今後とも一層のご指導とご鞭撻を戴きますようお願い申し上げます。

80周年のお祝いと、希望を少し



香川大学工学部 教授

木村 好次*

NTNが80周年をお迎えになった。まことにおめでたいことであり、心からお慶びを申し上げる。

研究者らしからぬ感想ではあるけれど、たとえば時速300キロの新幹線の中で、高速回転する車軸のベアリングを想像するのは、それほど気持ちのいいものではない。そういう、それこそ縁の下で、高度技術社会を支えてこられたご努力に、深く敬意を表したいと思う。

個人的な思い出から始めさせていただくと、筆者は小学生の後半と中学生時代を、四日市の北のはずれで過ごした。NTNの桑名工場は、近隣における大工場の一つであったから、そのあたりの人たちはNTNを単に“ベアリング”と呼んでいた。“あの人、ベアリングに勤めとんにゃーに”といった具合である。おかげで、ベアリング・イコール・NTNという先入主が、いまだに頭の中に居座っている。

その“ベアリング”の方々とお付き合いをさせていただくようになったのは、筆者が故曾田範宗教授の助手をしていた時である。曾田教授が委員長、筆者が幹事をつとめ、ベアリング四社から一騎当千の委員が集まって、機械学会からころがり軸受の設計図集を出すことになり、さまざまな用例を、その技術的なポイントとともにまとめた。もう30年以上前のことである。

その後、高速域における軸受寿命の研究、グリース潤滑による軸受の高速運転の研究など、曾田、木村研究室の研究に関してNTNからさまざまなご協力をいただいたし、NTNから研究者をお迎えして、ころがりに伴う摩耗のメカニズムなどを調べたこともある。また、これも曾田教授が委員長をつとめた、学術振興会の転がり軸受寿命第126委員会では、息の長い研究をご一緒させていただいた。さらに日本トライボロジー学会の前会長として、同学会に対する永年のご支援に、厚くお礼を申し上げたいと思う。

ところで、日本におけるころがり軸受は、成熟技術の典型といえるのかも知れない。自動車をはじめ、家庭電器、工作機械、情報機器など、競争の激しい商品

用の軸受に特化して、精度が高く、回転が静粛で寿命の長いころがり軸受を安価に大量生産する技術が、日本の軸受産業の技術の主流となったように思われる。

技術が成熟したこと、それと国際的に規格化が進んだこと、これがころがり軸受の高い信頼性を生み出し、かくも広く用いられるようになった理由だろう。

しかし、ではなく、だから、と言うべきなのだろうが、ころがり軸受には技術のフロンティアが無くなったような感があり、軸受の本質的な性能に関する研究発表が、大変少なくなってしまった。研究者の感想にすぎないのかも知れないが、もう一つものたりない。

これは、軸受産業のみの事情ではなく、日本の産業全体が直面する問題の反映でもあるのだろう。同じものなら他の国より安く高品質で、という、日本の経済成長を支えた大量生産の技術は、行けるところまで行き着いてしまった。さて次に、余所では真似のできないものができるか。活路は、技術のフロンティアの開拓に求められているのである。

ころがり軸受について、むろんそういう研究がないわけではない。NTNにおけるHL軸受の開発は、ローラーの表面に微小なオイルポットを設け、転走面はなめらかなほうが良いという常識を、理論の裏付けを持って覆したユニークなアイデアの例で、大いにトライボロジストを鼓舞するものであった。

現今のきびしい経済情勢は技術をも直撃しており、研究開発のエネルギーが失われているという話も耳にする。だけど、ちょっと肉肉っぽくなるが、つぎからつぎに仕事が入って、落ちついて研究なんかできないという愚痴を、好況の時に聞いた覚えもある。

好況で一本道を進んでいるときならば、研究開発はパワーであり、エネルギーが勝負だろう。景気の悪い今こそ、基本に立ち返ったユニークなアイデア、常識を覆す発想が求められているように思う。

二十年の間にころがり軸受は見違えるように変わった、100周年ではそういう話を聞きたい。

*東京大学名誉教授
前 日本トライボロジー学会会長

NTN株式会社 創業80周年に寄せて



京都大学大学院工学研究科 教授
矢部 寛*

いささか堅苦しく定義すれば、機械とは「物体を組み合わせて一定の関係のもとに運動させ、エネルギーの変換や伝達を行うもの」だそうであるが、このような定義はさておいても、ほとんどの機械には一定の運動をさせるための回転軸があり、したがってそれを支える軸受がある。いかに摩擦をコントロールして軸を滑らかに支持するか、いかに苛酷な使用環境に耐えるか、古くから言われているように、軸受に課せられたこのような使命は機械全体の機能の本質にかかわるものであり、縁の下の力持ちとしての軸受の重要さは論をまたない。そして、縁の下の力持ちであるが故に、いろいろな分野の機械技術の進展のための基礎として、軸受には、常に次の時代へ向けての一步進んだ技術が要求される。

他方、一般の人々にとっては、軸受は、数多くのベアリングが使われている自動車や、ナノメータの世界の精密さの軸受があってはじめて機能するオーディオ装置やFA機器など、暮らしの中にあって、しかも見えない、気がつかないものであると言える。大学に入ったばかりの新生に、総論的な講義の中で、ビデオやハードディスクを例にとって、ベアリングの恐ろしいほどに高度な精密技術を紹介すると、学生は大変興味をもって聴いてくれる。目立たない中に極めてすぐれた重要な技術があることを、機械要素を教える側として強調するのであるが、軸受製造に関わっておられるエンジニアの方々も、同じような自負をもって技術を推し進めてこられたことであろう。

ところで私がこのような軸受や潤滑の分野の勉強や研究を行うようになって40年にもなるが、研究分野のご縁で、古くから、軸受技術に携わっておられる多くの方々とお付き合いをいただいている。なかでも関西潤滑懇談会は潤滑問題について多くのことを教えていただく場であった。

この会は、関西における潤滑工学分野の技術者・研究者の集いの場として、昭和30年に故佐々木外喜雄

京都大学教授の肝入りで発足した。以降何代かの理事長の後を受けて、非才をかえりみず現在私が理事長を仰せつかっている。関西潤滑懇談会は、「軸受、歯車その他潤滑全般に関する諸問題について研究を行い潤滑技術の向上をはかる」ことを目的としたものであるが、その運営方針は「研究発表を行う学会ではなく啓蒙的なこと」を、また「門戸を広く開き、自由な場を提供する」というアットホームな点にあり、参加者の代がかわっても、40数年にわたってそれが引き継がれて今も活発な活動を続けている。

関西潤滑懇談会の事務局は、古くから、NTN株式会社と関西のトライボロジー関連企業で交互にお願いしているのであるが、潤滑技術の関西における一つの拠点としての当会の運営を着実に引っ張っていただいているNTN株式会社をはじめとする事務局の多大の尽力があってはじめてこのような会の活動がもたらされるものであると思う。

NTN株式会社が創業以来、たゆまない努力でもって、ベアリングという機械基礎産業の分野で、常に一步進んだ先端技術に取り組み、産業界に貢献してこられ、ここに80年の歴史を迎えられた。心からお慶びするとともに、関西潤滑懇談会をはじめとする潤滑技術者・研究者の集いの場をリードしていただいていることに厚く感謝するものである。

21世紀を目前に控えて、世の中は「国際化」「情報化」のキーワードで代表される動きが激しい。ベアリング工業界においても技術革新の波が次々と押し寄せ、大変な勢いで変動している。そのような中であって、NTN株式会社では「新しい技術で世界を結ぶ」をモットーにして、今まで培ってこられた世界規模の技術と信頼性をより一層発展させ、世界をリードする精密機器総合メーカーとしての確たるビジョンをもって着実なステップを踏み出されていると伺っている。

NTN株式会社の次世紀における更なる発展を願ってやまない。

*日本トライボロジー学会副会長
関西潤滑懇談会理事長

宇宙用固体潤滑転がり軸受研究開発の濫觴



法政大学工学部 教授
西村 允*

NTN(株)が創業以来80年を迎えられたことに、心からお祝い申し上げます。

本誌への寄稿を依頼されたのを機に、人工衛星に用いられる転がり軸受の固体潤滑技術の研究開発において、NTN(株)が果たされた役割を述べたい。会社内部においても、ほとんど知られていないと思うからである。

NTN(株)とのお付き合いは、航空宇宙技術研究所において宇宙用固体潤滑軸受の研究を宮川行雄さんに命ぜられて以来であるから、30年以上になる。この研究は、イオンプレーティング法による金、銀膜の付着法に始まり、化学反応法およびスパッタリング法による二硫化モリブデン膜の研究へと発展し、(株)東芝との共同研究によるPTFE系複合材保持器と組み合わせた宇宙用軸受の実用化に結実した。PTFE複合材保持器の研究開発は、洋ベア・ルーロン工業(株)(現NTN精密樹脂(株))とタイアップして初めて可能となったもので、選別された複合材は現在、衛星用転がり軸受保持器に用いられている。

試作した超高真空摩擦試験機もイオンプレーティング装置も多分、日本における第1号機だったと思う。相棒の野坂正隆君(現航空宇宙技術研究所角田宇宙推進センター室長)はまだしも、真空に関し私はまったくの素人だったから、手探りで珍妙な失敗を繰り返しながら試行錯誤したのを覚えている。

すべり摩擦で耐久性のある固体潤滑膜ができるようになってから、これを転がり軸受に応用して試験し始めた。試験には、摩擦試験機を改造した軸受試験機を用いた。改造も試験も、宮川さんが率先して行った。試験機は昼夜運転であるから、固体潤滑特有のシャラシャラという回転音が聞こえればひとまず安心である。朝、研究所に来て廊下を通るときは、耳をそばだてていたものだ。

軸受の試作および試験終了後の精度測定は、もっぱらNTN(株)をお願いした。SUS440C製転がり軸受

試作は、ロケットエンジンターボポンプ用軸受以来ではなかったろうか。このステンレス鋼の焼き入れには苦労されたことと思う。焼き入れ硬度を上げると、すぐに割れが入ってしまうのだ。松本美韶さん、深野欣一さん、竹内定男さん、有光忠夫さん、伊藤重男さん他の方々に商売抜きで大変お世話になった。有光さんをお願いした軸受部品の寸法精度を詳細に測定した測定結果報告書は、A4版で厚さ4cmに達している。この場をお借りして、積年の御礼を申し上げたい。

さて、はじめ数十時間しか保たなかった軸受も少しずつ運転時間が延び、やがて1万時間で運転を打ち切るようになった。こうなると、試験機を増やさないことにははかがいがない。大型予算をとればよいのだが、何回申請しても駄目。必要性は認めるが、緊急性がないというのだ。それにもめげず、研究所幹部へのPRを機会あるごとに積極的に行った。いい加減くたびれた頃、ついに人工衛星の軸受事故が起きた。気象衛星ひまわり3号の走査鏡支持軸受が故障して、雲の画像が取れなくなったのである。日頃のPRの効果はここで出てきた。事故の詳細のニュースが直ちに入り、予算獲得の足がかりを作ってくれたのである。

事故が起きたのは運である。しかしながら、その運を我がほうにたくり寄せるには、普段の努力の積み重ねがものをいう。悪あがきをすることが大事なのである。

私たちが切望しても起きなかった衛星のトライボロジー関連事故が、最近頻繁に起こるようになったのは、皮肉である。当時、衛星駆動機構はブラックボックスとして輸入され、開函不可の契約条項付きだったのだ。自前の技術を使うようになって初めて、スペーストライボロジーの難しさが分かってきたというわけだ。

もっとも、固体潤滑転がり軸受の事故は起きていない。この点では、ちよっぴり貢献できたかもしれない。そしてその背後には、NTN(株)の多年にわたる強力な技術的支援があったことを記録にとどめておきたい。

*日本トライボロジー学会会長

dn 値300万軸受の実現に向けた歴史的考察

アーウィン V ザレットキー

Quest for the 3 Million DN Bearing—A History

By Erwin V. Zaretsky

Rolling-element bearing technology has evolved over 4000 years to the present time. The use of ball bearings in the pedal bicycle in 1868 started the bearing industry. By 1920 most of the bearing types used today were in production. In the 1950's, the NASA Lewis Research Center began a research program to increase the temperature and speed capabilities of aircraft jet engine mainshaft ball and roller bearings. This program was in response to the projections by the major United States aircraft turbine-engine manufacturers. At that time, it was projected that engine bearing speeds would reach 3 million DN and temperature to 316°C (600°F) . On June 29, 1973, the first successful 3 million DN bearings were run. This paper reviews the history, research and developments leading to this technological breakthrough.

序

最近の論文¹⁾内で、筆者は、Arvid Palmgren博士に関して、軸受寿命予測²⁾に用いられる1947年のLundberg-Palmgren理論を導いた転がり軸受の歴史を概説した。本報告では、筆者は最大速度dn値300万で運転される長寿命玉軸受およびころ軸受に至った技術開発を要約し、私の考えを述べる。

転がり軸受技術は現在までに4000年以上をかけて進歩してきた。H. T. Morton³⁾は同氏の1965年出版の書籍「転がり軸受」内で転がり軸受技術の進歩を論じている。筆者は、その内容をここで要約しておく。

1世紀までに、スラスト玉軸受の前身が出現している。ダビンチは西暦1500年頃に多ころ軸受(図1)を記述している。ダビンチはまた、ピボット軸受も記述している。この軸受はアングュラコンタクト・レース内で自由に回転する3個の下側玉で支えられた円すい状軸で構成されている(図2)。この時点では、利用できる軸受材料は木材とブロンズであった。

1556年までに「De Re Metalica」がスイスで出版された⁴⁾。本書は、パケット・ポンプ用の転がり軸受を説明し摩擦データを記載している。鑄鉄が新たな軸受材料として用いられるようになった。A. Ramelliは1588年にさまざまな転がり軸受の種類を記載した

執筆者紹介



「dn値300万軸受の実現に向けた歴史的考察」はザレットキー氏よりNTN80周年を記念して寄稿いただいた論文である。この軸受業界の歴史的展望とdn値300万の最初的高速軸受の達成は、単に軸受業界の成功を誇るだけではなく、将来の発展の礎となるものです。

ザレットキー氏は回転機構とトライボロジーの機械技師として40年以上にわたり米国政府と学会・業界に貢献されています。転がり疲労、弾性流体力学、高速軸受、高温潤滑、軸受寿命予測など幅広い分野で活躍され、数多く受賞されています。氏は現在米国オハイオ州のNASAルイス研究所で機構と音響の主任技師で、過去にはNASAの軸受、歯車、トランスミッションの指導者として担当され、現在もウィスコンシン大学、クリーブランド州立大学で転がり軸受の指導をされています。

ザレットキー氏の軸受業界への数多くの貢献と業界発展への寄与に心から感謝いたします。

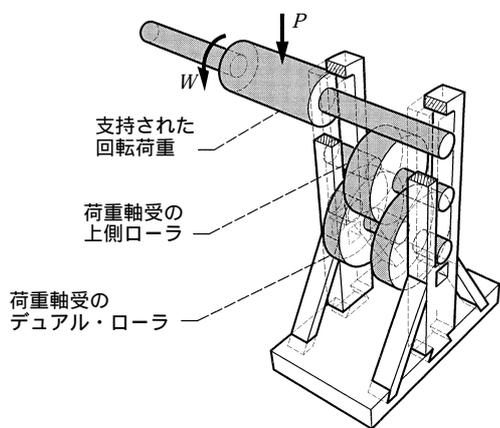


図1 1490年にレオナルド・ダビンチが記述したマルチローラ軸受：材料は木材
Multi-roller bearing, described by L. da Vinci; material (wood) circa 1490.

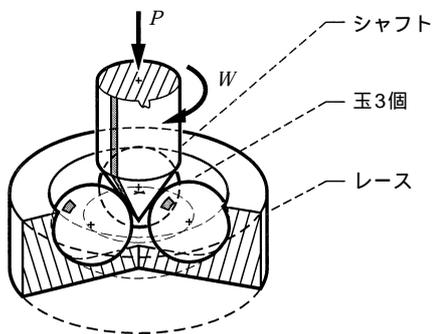


図2 1490年にレオナルド・ダビンチが記述した円すいピボット軸受：材料は木材
Conical pivot bearing, described by L. da Vinci; material (wood) circa 1490.

「Le Diverse et Artificiose Machine」を執筆した。Morton³⁾によれば、更に重要な技術的進展は車輪が転がり軸受で支えられている、1710年のMondranの馬車であった。

転がり軸受に対する最初の英国特許は、1734年にJ. Roweに与えられている。西暦1760年頃には、Coulomb摩擦で知られるE. Coulombが近代的玉軸受の最初のプロトタイプを組み立てた。玉軸受に対する最初の英国特許は、車軸用のものに関してであり、1791年にP. Vaughnに与えられている。1802年には、M. Cardinetに円すいころ軸受に関するフランス特許が与えられている。これら最初の転がり軸受は手工芸的に製作され、多分特定アプリケーション用としてカスタムメイドされた。

転がり軸受の革新は19世紀前半を通じて続いたが、転がり軸受産業が成立したのはペダル式自転車が発明されてからであった。1868年に、A. C. Cowperは玉軸受を備えた自転車を製作し、これにより軸受産業が創生された。同じ年、フランスの自転車製作者であるE. Mishauxはパリからルーアンへの自転車レースで、玉軸受け付き自転車で優勝した。Morton³⁾によれば、英国コベントリーのW. Bownが最も成功した軸受製作者であった。1880年には、Bownは自転車製作会社のシンガー社向けに1日12個の玉軸受を製作する契約を結んだ。

1852年に、Kugelfischer George Schaefer & Co. (FAG)社の前身であるFischer Bearing Manufacturing, Ltd.社が自転車製造会社としてドイツのシュバインフルトで創立された。同社の創立者であるP. M. Fischerは、最初のペダル式自転車を発明した。1883年には、彼の息子であるF. Fischerは最初のボール製造装置を発明した。この同じ年、彼等は玉軸受の生産を開始した。H. Timkenが創立したTimken CompanyはTimken Carriage Companyの一部として1898年にミズーリ州セントルイスで操業を開始した。この年、Timkenは円すいころ軸受の生産を開始した。1907年にスウェーデンでS. Wingquistが創立したAktiebolaget Svenska Kullagerfabriken (現在のSKF)は、複列自動調心円すいころ軸受を生産した。コネチカット州TorringtonでExcelsior Needle Companyとして1866年に創立されたTorrington Companyは、1912年に玉軸受の製造を開始した。1918年には、NTN社が日本で創立された。その他の多くの軸受製造会社がこの時期に創立された。1920年までには、今日用いられているほとんどの種類の転がり軸受が生産された。

1875年頃に、転がり軸受製造用に炭素クロム鋼が利用できるようになっている。玉用溝を備えた内側軸の硬化鋼ブッシュに対し、1879年にJ. HarringtonとH. Brentに英国特許が与えられている。フランス製鋼No. 88の組成は、後年American Iron and Steel Institute (AISI)仕様52100として知られるようになった鋼と類似していた。AISI52100は、1920年前後に最初に規格化され、現在最も使われている軸受鋼である。

19世紀末までに、軸受産業は特定アプリケーションごとに軸受サイズを指定し、軸受寿命と信頼性を計算することを始めている。1896年には、R. Stribeck⁵⁾がフルスケール軸受の疲労試験を実施している。1912年には、J. Goodmanは玉軸受と円筒ころ軸受の安全荷重を計算するための疲労データに基づいた公式を発表した。A. Palmgren⁶⁾は1924年に玉軸受と球面ころ軸受の寿命を予測するための方程式を記述している。

イリノイ大学Urbana校のV. A. Thomas及びH. R. Hoersch⁷⁾は1930年に、ヘルツ接触下でのサブサーフェス主応力に関する解析方法を開発した。1939年には、W. Weibull⁸⁻¹¹⁾は、欠陥に関する理論を発表した。WeibullはLundberg及びPalmgrenと同時代の人物で、自身の研究成果を彼等と分け合っている。彼等は、Palmgrenの以前の研究成果⁶⁾及びWeibullの研究成果、さらにThomas及びHoerschの研究成果を、現在Lundberg-Palmgren理論^{2, 11)}として知られるものに統合した。(Lundberg及びPalmgrenはその論文内でThomas及びHoerschの研究成果に触れていない。)

Lundberg及びPalmgrenが1947年と1952年に刊行した研究成果が、ISO, ANSI, ABMA (以前のAFBMA)の転がり軸受の定格荷重及び寿命に関する規格の基礎となった¹²⁻¹⁴⁾。

ペダル式自転車の発明によって転がり軸受の量産が促されたが、最初の商用ジェット・エンジン(1954年7月15日にボーイング707のプロトタイプで初飛行に用いられた)は、転がり軸受技術の進化を再度促進する革新技术であった。初期のジェット・エンジンの軸受温度は149°C(300°F)未満であった。軸受鋼は、SAE1010鉱油で潤滑される大気溶解AISI 52100鋼であった。その結果、これらエンジンの限界コンポーネント寿命はメイン・シャフト転がり軸受の寿命によるもの(約300時間)であった。1950年代初頭には、米国エンジン・メーカーがこれらの軸受に対し想定した軸受温度要求条件は316(600°F)であった。より高温に耐える軸受材料と潤滑油に対する要求が存在した。

弾性流体潤滑

20世紀初頭の従来知識では、潤滑油が軸受寿命と信頼性に影響することが判っていた。1934年、S. Way¹⁵⁾は、転動体疲労の原因は、転動体本体の接触面の割れに潤滑流体が浸入することであると示唆している。圧縮荷重が作用するとき、割れ口に発生する油圧は割れを伝播させる程度に大きく、その結果、ピッチングまたはスポーリングが発生する。Wayはまた、粘度の高い油は、流体が割れ口に浸入することに対する抵抗が大きくなるため、疲労寿命を伸ばすであろうと理論づけている。Wayは、ピッチングが発生するには油が存在する必要があると推測している。逆にいえば、油が存在しなければピッチングは発生しないと、Wayは結論づけている。H. StyrlはWayの論文¹⁵⁾の考察において、潤滑されないレール上を走行する機関車の車輪は、転がり軸受と同じような形でピッチングまたはスポーリングを発生することを述べている。Styrlはさらに、割れの開始と伝播は転動接触表面下で始まるという他の研究者による説にも言及している。

W. P. Schmitter¹⁶⁾は1934年に、歯車の接触に際して、ヘルツ接触内での圧力分布が原因となって、潤滑油膜の存在下では接触体の有効半径が増加すると推定している。流体理論によれば油膜厚さは潤滑油の粘度に直接比例するから、Schmitterは粘度が高い潤滑油では接触体の有効半径がさらに増加し、その結果、接触応力が減少するので疲労寿命が増加すると理論づけている。参考文献15)及び18)が執筆された時点では、確実な技術的裏付けを持って理論づけを行うに足る十分な解析及びデータが存在しなかった。解析によって接触軸受コンポーネント間を隔離する流体力学的膜を確認しようとする試みは失敗した。

25年後、ロシアのA. N. Grubin¹⁷⁾は、現在Grubinの弾性流体理論として知られている理論を発表した。Grubin理論は転がり接触内に弾性流体膜が存在することを解析的に証明したものである(図3)。Grubinが行ったことは、レイノルズの方程式に、潤滑油の粘度は潤滑油がヘルツ接触内に入ってゆく際に圧力の増加に伴い増加するという事実を取り入れることであった。流体は、流体が接触ゾーン内に捕らえられたとき、本質的に疑似固体となる。実験によって得

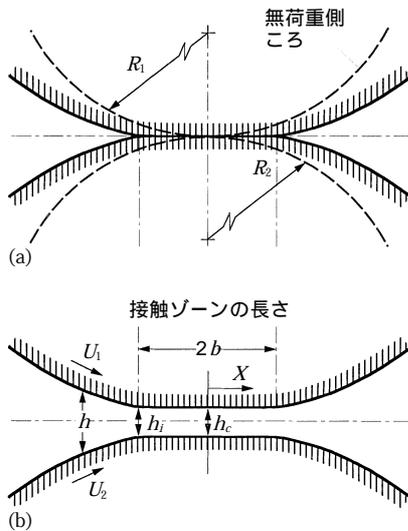


図3 Grubinの弾性流体接触のモデル
 (a) ヘルツ状態 (b) 弾性流体状態
 Grubin's model of elastohydrodynamic contact
 (a) Hertzian conditions (b) Elastohydrodynamic conditions

られた証拠は、このような流体膜厚さ現象はより複雑な形態で発生するという事実を証明している¹⁸⁾。この現象が発生すると、潤滑油は、潤滑流体のレオロジー特性が原因となって接触ゾーン内の圧力分布に影響を与える¹⁸⁾。

Grubinの研究¹⁷⁾後に、他の多くの研究者、とりわけDowson及びHigginson¹⁹⁾、Archard及びCowking²⁰⁾、及びHamrock及びDowson^{21, 22)}が研究を行っている。すなわち、弾性流体膜厚さの計算が転がり軸受解析・設計の不可分の一部となっている。弾性流体膜の軸受性能、寿命及び信頼性に及ぼす影響は、現在は一般に受け入れられているEHD膜パラメータ（膜厚さ h の複合表面粗さに対する比である）により決定される。ここで、

$$= \frac{1}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}}$$

σ_1 及び σ_2 は接触する2面間のRMS粗さである。Tallianら^{23, 24)}はまず σ とベアリング性能間の相関性を検証した。すべてではないにせよほとんどの良好な高速転がり軸受は1.5を超える σ で運転される。

解析設計ツール

改良された鋼及び潤滑油以外に、軸受性能及び寿命を予測するために解析ツールが必要であった。この技術に対する最大の貢献者は米国のA. Burton Jonesであった。A. B. Jonesは、軸受解析に対して大きく貢献しており、米国軸受業界で著名である。1952年には同氏は、高速玉軸受に関する最初の解析を公表している²⁵⁾。この研究は、玉軸受・ころ軸受技術の新時代を切り開いた。この研究は、高速で運転される軸受寿命を計算するための最初の解析ツールを提供した。

1950年代末の大型で比較的複雑な高速コンピュータの発展の結果、設計・性能予想ツールとしてのコンピュータ・プログラムの利用が実用化された。Jonesは、自身の研究^{26, 27)}をころ軸受にまで拡張し、1960年までに軸受の運動学、動力学及び寿命を解析する真に初めてのコンピュータ・プログラムを開発した。Jonesの研究は、転がり軸受の設計に今日用いられているあらゆるコンピュータ・プログラムの基礎となっている。これらのコンピュータ・コードに取り入れられた寿命理論は、Lundberg及びPalmgren^{2, 11)}のものである。Coulomb摩擦が玉とレースの接触部に存在することが想定された。Jonesのコンピュータ・プログラムによって、軸受の高速性能を発展させる基礎が確立された。

Jonesの解析は、寿命を極めて正確に予測することができたものの、スキッピングとすべりの予測の点では欠点を有していた。T. A. Harris²⁸⁾は、弾性流体(EHD)解析を玉軸受コンピュータ・コードに導入した最初の人物である。HarrisはArchard及びCowking²⁰⁾による膜厚さ方程式及び指数粘度圧力関係式を用いた。図4で示すように、Harrisによる解析は、Jonesが以前に用いたレース制御理論よりうまく保持器のすべりを予測することができた。

Harrisのコンピュータ・プログラムのSHABERTHと呼ばれる改良バージョンは、実験的トラクション・データを導入して開発された。NASAルイス研究センターのH. Coe²⁹⁾によるさらなる改良によって、軸受温度を高い精度で予測できるプログラムが利用できるようになった。

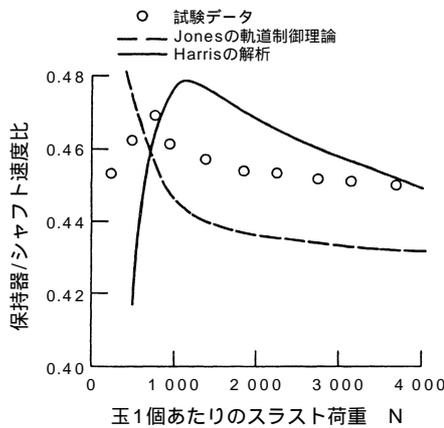


図4 保持器/シャフト速度比対玉1個あたりのスラスト荷重
Cage/shaft speed ratio versus thrust load per ball

円筒ころ軸受の性能及び寿命を予測する解析ツールの開発は、玉軸受に対するものと平行して行われている。円すい及び球面ころ軸受についても、準静的解析手法が開発されている。Harris³⁰⁾はまた弾性流体解析をころ軸受コンピュータ・コードに導入した最初の人物でもある。それ以来、より正確なトラクション関係式の導入によりますます信頼性が高まったプログラムが開発されている。J. Poplawski³¹⁾及びJ. Rumbarger³²⁾は、ころ軸受のスキッピングを高い精度で予測するプログラムを開発した(図5)。

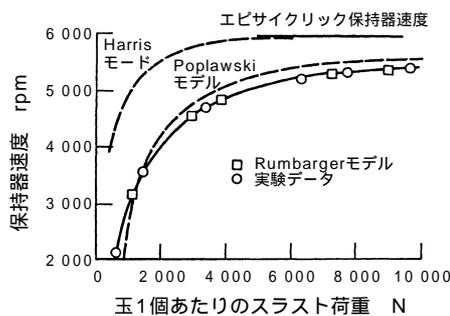


図5 玉軸受保持器速度の相関性
Roller bearing cage speed correlation

準静的解析手法は、定常軸受運転を記述することのみ適している。こうした手法が、力の均衡が常に存在することを仮定しているからである。過渡挙動と不安定性の存在がジャイロ軸受で観察されている。非定常状態の挙動が高速軸受のいくつかの損傷原因となっている可能性がある。これらは、たとえばP. K. Gupta³³⁾が開発したような完全動的解析に対する刺

激となった。高速デジタル・コンピュータを利用した場合でも、完全な動的解析はコストが高く、時間がかかるものである。この理由のため、完全動的解析で構成されるコンピュータ・コードは非常に選択的にのみ利用される。準静的プログラムは、非常に効果的なエンジニアリング・デザイン・ツールであることが実証されている。動的解析は軸受損傷(多くは、非定常動的状態の開始後に発生する)の診断で真の価値を証明するであろう。

高温軸受の開発

1950年代初頭における米国航空タービン・エンジン・メカによる軸受温度調査計画に対応して、オハイオ州クリーブランドのNACAルイス飛行推進研究所(現在のNASAルイス研究センター)のWilliam J. Andersonは、航空機用ジェット・エンジン用の、長寿命で信頼性の高い玉軸受及びころ軸受を得ることに問題に実験的に取り組むための調査研究を開始した。この時点で、米国では高温合成エステル系(MIL-L-7808)潤滑油を開発・製造中であった。Anderson³⁴⁾は大気溶解AISI M-1鋼製玉軸受で実験を行った。これはM系列工具鋼を転がり軸受に用いた最初の例であった。他の研究者が研究した工具鋼がある。これらの鋼は、AISI M-10³⁵⁾及びMV-1(現在のAISI M-50)である³⁶⁾。AISI M-50鋼の航空エンジン・メイン・シャフト軸受への最初の利用はプラット&ホイットニー社が1960年代初頭に行い、その後他の米国エンジン・メカが追随した。AISI T-1(18-4-1)鋼は、ロールス・ロイスを代表とするヨーロッパのジェット・エンジン・メカが好んで使った材料である。

1959年2月、筆者とNASAルイス研究センターの同僚研究者は、1980年代及び1990年代に転がり軸受及び潤滑油に必要であると考えられた温度・速度要求条件を包含する転がり軸受・潤滑油プログラムを計画した。

どの潤滑油が高温で機能できるかを確認することが第1の優先順位となった。この目的のため筆者らは、NASAが開発した五球疲労試験機を用いる試験プログラムを作成した。30種類を超える高温潤滑油候補が評価された。

この初期調査の結果に基づき、1962年秋、五球疲労試験機ですでに得られていた上位11種類の潤滑油を用いて、内径25mmのアンギュラ玉軸受のグループを試験するプログラムが開始された。これらの軸受は、温度204～316（400～600°F）、速度43,000rpmでテストされた³⁷⁾。

潤滑油のテストプログラムと平行して、高温運転に適した軸受鋼の転動体疲労寿命を評価するプログラムも実施された。試験された材料は、AISI M-50, M-1, M-2, M-10, T-1, Halmo及びWB-49、及び従来の軸受材料AISI 52100³⁸⁾である。AISI 52100は他の材料に対する基準として用いられた。このプログラムの結果は図6(a)にまとめてある。寿命は鋼内の合金元素の数に逆比例することが明らかとなった。この後さらに、合金元素が鋼内の炭化物のサイズと数に影響

することも明らかとなった。合金元素のパーセントが高いほど、構造内の炭化物の数とサイズが大きくなる。これらのサイズの大きな炭化物は、応力増加要因として作用し、疲労スポーリングを開始する原因となる。高温材料のうち、AISI M-50が最良の寿命を示した³⁸⁾。

また筆者らは、興味深い高温軸受鋼の高温硬度を確認するための社内プログラムを実施した³⁹⁾。軸受の疲労寿命は、軸受コンポーネントの硬度と密接に関連していることが知られている。M系列工具鋼では、高温硬度（高温での硬さ）は鋼組成とは無関係であった。

1965年3月、NASAルイス研究センターとジェネラル・エレクトリック社航空エンジングループとの間で、先進高性能タービン・エンジンで予想される代表的な荷重、速度、及び温度条件のもとで大径軸受をテストできる高温高速度軸受試験装置の設計・製作に関する契約が締結された。筆者らは、J-79ターボジェット・エンジンで用いられるのと類似したアンギュラ玉軸受を、Jonesのコンピュータ・プログラムを利用して設計した。軸受試験プログラムは、温度218°C（425°F）、シャフト速度12,000rpmまたは dn 値1.44百万の環境での先進エステル潤滑油及び合成パラフィン系潤滑油（PAO）の双方を用いたテストを含んだものであった⁴⁰⁾。

エステル流体ではLundberg-Palmgren法で予測されたものの約6倍の寿命が得られ、一方合成パラフィン系潤滑油では予測寿命の10倍を超える寿命が得られた。

218°C（425°F）を超える温度では、エステル流体の粘度は、この流体が適切な弾性流体膜を作り出すことができると思われないものである。一方、合成パラフィン系潤滑油の粘度は、EHD膜を作り出すのに充分である。ただし、218°C（425°F）を超える温度では、潤滑油は急速に酸化する。その結果、218°C（425°F）を大幅に超える温度では、酸素濃度が0.1体積パーセント未満の比較的不活性な環境を備えることが不可欠である。

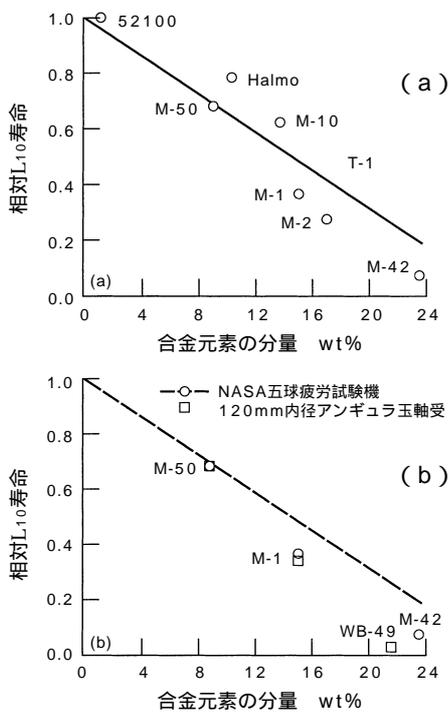


図6 合金元素（タングステン、クロム、バナジウム、モリブデン及びコバルト）の分量の関数としての転動体疲労寿命

(a) NASA五球疲労試験機による66°C(150°F)時のデータ

(b) 316°C(600°F)時の120mm内径アンギュラ玉軸受

Rolling-element fatigue life as a function of total content of alloying elements tungsten, chromium, vanadium, molybdenum, and cobalt.

(a) NASA five-ball fatigue tester data at 66°C (150°F)

(b) 120mm-bore, angular ball bearings at 316°C (600°F)

軸受試験⁴¹⁾はまた、酸素濃度が0.1体積パーセント未満の低酸素環境内で合成パラフィン系潤滑油を用いて、外輪温度218, 260及び316°C(400, 500及び600°F)でも実施された。試験はまた、空気内及び低酸素環境内でポリフェニル・エーテル潤滑油を用いて、外輪温度316°C(600°F)でも実施された。一連の軸受試験が、25mm内径の軸受では調査されていなかった過フッ素化エーテル流体を用いて実施された。合成パラフィン潤滑油は、低酸素環境内で最良の性能を示した。

2種類の別の鋼が、120mm内径軸受を用いて、316°C(600°F)の温度で評価された⁴²⁾。これらの鋼はAISI M-1及びWB-49であった。これら材料の双方とも消耗電極真空溶解プロセスで製造された。試験結果は、図6(b)の五球疲労試験機で得られた試験結果と比較された。この場合にも、AISI M-50鋼は、316°C(600°F)の温度での最も有望な材料であった。

高速軸受の開発

高温技術の確立後、エンジン設計者が先進航空エンジン・デザインには不可欠であると考えられる高速問題が注目されることになった。1960年代初頭までに、米

国内のエンジン・メーカーは1990年代初頭までに転がり軸受速度がdn値300万に達するであろうと予測していた。再循環オイル・ジェット潤滑(図7)は、空気吸入ターボジェット・エンジン用に最も一般的に用いられる給油方式である。1960年代には、軸受技術での一般的な知識では、オイル・ジェット潤滑はdn値200万未満の速度に限定されていた。

NACAルイス飛行推進研究所(現在のNASAルイス研究センター)のE. F. Macks及びZ. N. Nemethが1940年代末及び1950年代初頭に行った先駆的研究により、円筒ころ軸受の潤滑に用いられる最適潤滑油ジェット方式が決定された⁴³⁾。しかしながら、1960年代中期の間に、230万ないし250万を超えるdn値では、大内径メインシャフト玉及びころ軸受に対するジェット潤滑は不十分であることが明らかとなった。軸受速度が増加すると、軸受側面でのジェットから向けられた潤滑油は、遠心力効果が原因となって、軸受のクリティカルな内部表面に浸入しにくくなる。プラット・ホイットニー・エアクラフト社のP. Brown⁴⁴⁾は、図8に示すアンダーレース潤滑のコンセプトを初めて提起した。アンダーレース潤滑によって、油量の制御された潤滑油が直接軸受へ送られる。さらに、潤滑油の一部はバイパスを通り軸受の冷却に用いられる。

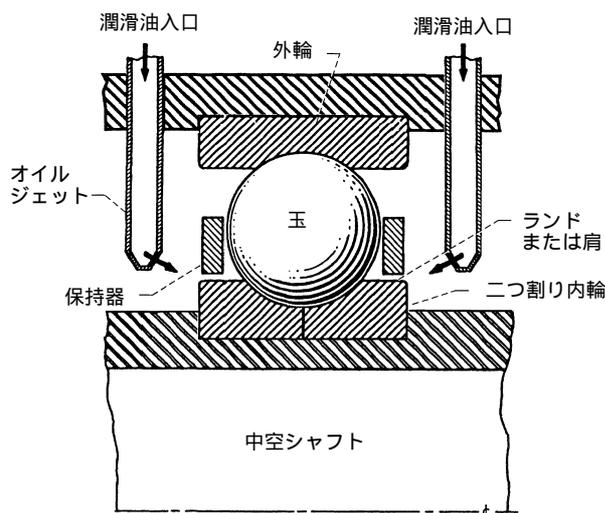


図7 軸受速度dn値200万未満に限定された再循環オイルジェット潤滑
Recirculating oil jet lubrication limited bearing speeds to less than two million DN

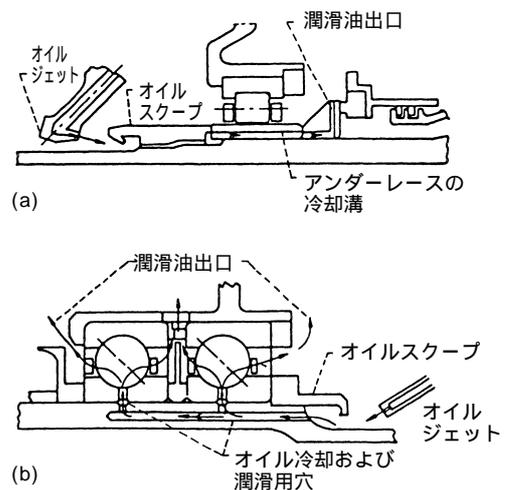


図8 タービン・エンジンのメインシャフト軸受用アンダーレース潤滑方式
(a) 円筒ころ軸受 (b) スラスト玉軸受
Underrace lubrication system for main shaft bearings on turbofan engine
(a) Cylindrical roller bearing (b) Ball thrust bearing

潤滑油給油穴は一般に、保持器 - ランド接点に設けられる(図8(a))。アンダーレース潤滑は、超高速アプリケーションではいくつかの長所を有する。内部潤滑・冷却要求条件を満足させるのに十分な潤滑油だけを直接軸受に供給することで、チャタリング損失が妥当なレベルに抑制される。バイパスされた潤滑油流れは冷却液としてのみ機能する。アンダーレース潤滑では、遠心力効果は、潤滑油を潤滑を要するクリティカルな部分に注入することを促進する。ジェット潤滑は120mm内径玉軸受を用いた実験の結果、 dn 値250万を超える速度では効果がないことが確認された。これとは逆に、アンダーレース潤滑は dn 値300万まで効果的であった⁴⁶⁾。

適切な「軸受熱管理」は、高速軸受運転に成功するための必須条件である。これは、アンダーレース潤滑(図9)で外輪を冷却することでさらにうまく実現される。外輪及び内輪への潤滑油流れをコントロールすることで、さまざまな荷重条件で最大 dn 値300万までの運転速度でベアリング内部すきまが維持されコントロールされる⁴⁶⁾。

供試軸受は、Harrisが開発したコンピュータ・コードを用いて dn 値300万運転用に特殊設計された。こ

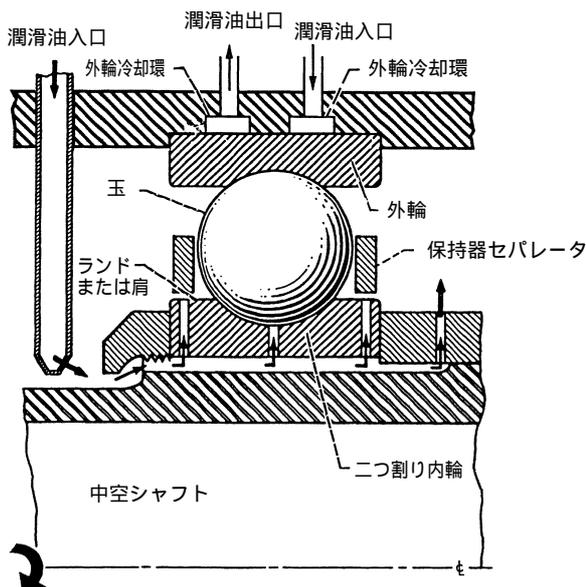


図9 軸受の熱管理用の外輪を備えたアンダーレース潤滑
Underrace lubrication with outer-race cooling providing for bearing thermal management

の結果得られた軸受は、ABEC-5グレードの二つ割り内輪120mm内径玉軸受である。この軸受は、以前の研究で用いられた軸受とほぼ同様の軸受である。内輪と外輪及び玉は、同一チャージの真空誘導溶解真空アーク再溶解(VIM-VAR) AISI M-50鋼で製造された。以前の供試軸受CVM AISI M-50で製作されていた。double vacuum鋼の使用についての決定は、Morrisonら⁴⁷⁾による1962年の研究に基づいている(図10)。玉とレースの公称硬度は室温でロックウェルC-63であった。各軸受は、直径2.0638cm(13/16インチ)の玉を15個有していた。玉とレースの材料の残留オーステナイト量は3パーセント未満であった。保持器はロックウェル硬度28~35に熱処理され最大0.005cm(0.002インチ)厚さの銀メッキ(AMS 2410)を施された鉄系合金(AMS 6415)でできた一体型内輪案内方式であった。保持器は、3g-cm(0.042オンス・インチ)以内にパラシシング調節されたものであった。

軸受の内輪と外輪の曲率は、それぞれ54パーセントと52パーセントであった。公称接触角は24°であった。以前の供試軸受の公称接触角は20°であった。

保持器以外のすべてのコンポーネントは±1ロックウェルCポイント以内でマッチングされた。このマッチングによって、すべての軸受の公称硬度差(たとえば、玉硬度からレース硬度を引いたもの。一般にHと呼ぶ)が確実にゼロとされた³⁹⁾。

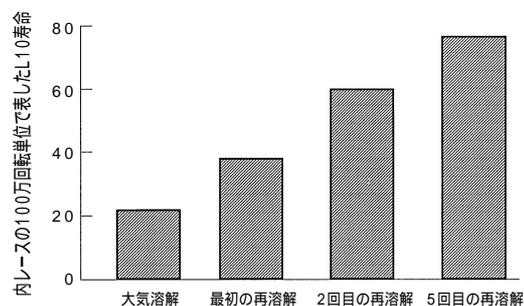


図10 同一溶解のAISI 52100の大気溶解及び連続真空アーク再溶解で作られた6309サイズ軸受内輪の転動体疲労寿命。MorrisonらによるRolling-element fatigue life of 6309-size bearing inner races made from air melt and successive vacuum arc remelts of same heat of AISI 52100. Performed by Morrison et al.

レースの表面仕上げは、 $0.05\ \mu\text{m}$ (2 μ インチ) AA未満であった。玉の表面仕上げは、 $0.025\ \mu\text{m}$ (1 μ インチ) AA未満であった。

この軸受デザインは、二つ割り内輪に機械加工で設けられたラジアル方向穴によってアンダーレース潤滑を可能にしている。また、内輪内径から内輪肩部中心に放射状に配置された小径穴を設けることによって、内輪のランド対保持器潤滑にも対応している。ジェット潤滑と内輪潤滑における温度及び動力損の比較が図11で示されている⁴⁸⁾。

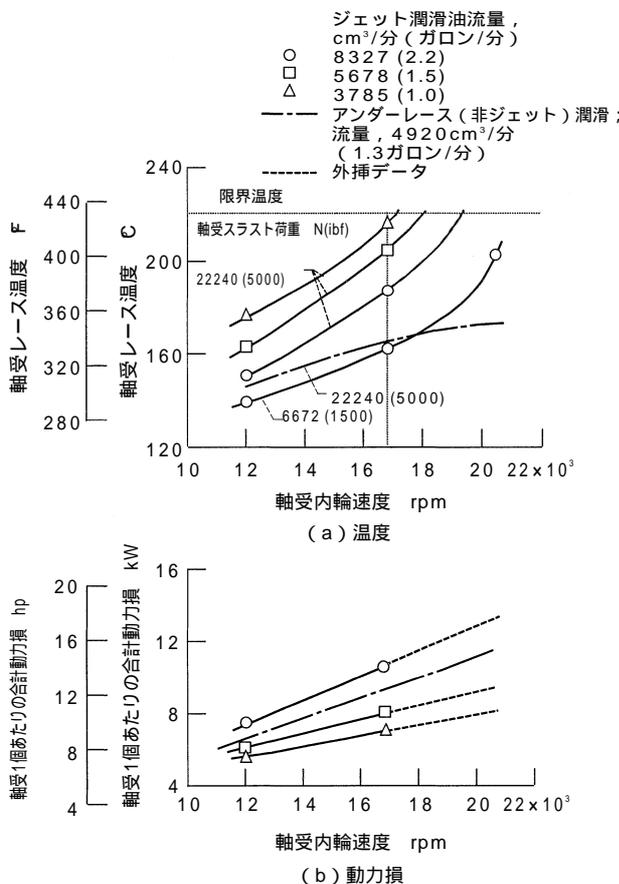


図11 さまざまなスラスト荷重及び潤滑油流量の関数としての、デュアル・オリフィス・ジェット潤滑時の軸受内輪温度及び動力損
 軸受タイプ: 120mm内径アンギュラ玉軸受
 潤滑油ジェットのタイプ: デュアル・オリフィス
 ジェットの数: 軸受ごとに2カ所
 潤滑油入口温度: 120°C (250°F)
 接触角: 20°
 Bearing inner-race temperature and power loss with dual-orifice jet lubrication as a function of speed for varying thrust loads and lubricant flow rates.
 Bearing type: 120mm-bore, angular ball bearing
 Lubricant jet type: dual orifice
 Number of jets: 2 per bearings
 Oil-inlet temperature: 120°C (250°F)
 Contact angle: 20°

120mm内径アンギュラ玉軸受の2つのグループについて、テトラエステル潤滑油を軸受温度 218°C (425°F) で用いることで疲労試験が行われた。試験条件は、シャフト速度が12000または25000rpm (dn 値144万または300万), 軸受スラスト荷重が66721N (5000ポンド)であった⁴⁹⁾。まず dn 値300万試験を実施し, dn 値144万での試験に基づき試験結果にベンチマークを設定する予定であった。1973年6月29日,最初の試験が実行された。合計30個の軸受が各速度で試験された。Eric Bamberger, Hans Signer及び筆者は、軸受を試験装置に組み込んだ技師とともに立ち合いを行った。この特殊試験装置を設計したHans Signerがスイッチを操作し試験を開始した。2500時間後、供試軸受は無傷で試験装置から取り外された。世界最長の寿命を有する高速軸受が試験に耐えたわけである。

これらの試験での疲労寿命試験結果が、図12に示されている。 dn 値144万及び300万では、合計軸受

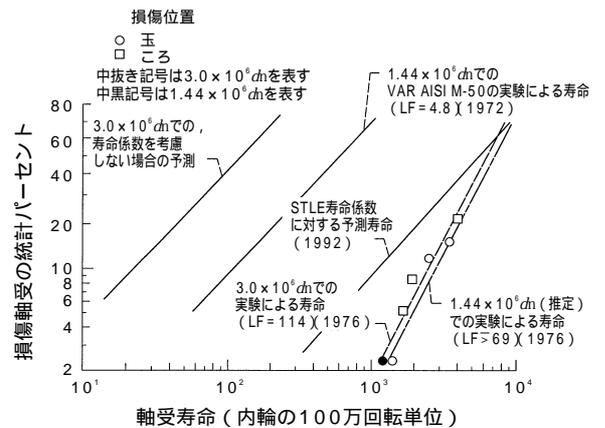


図12 120mm内径アンギュラ玉軸受の耐久特性
 スラスト荷重: 22.24kN { 5000lbf }
 温度: 218°C (425°F)
 材料: VIM-VAR AISI M-50鋼
 内輪: 鍛造
 材料硬度: ロックウェルC63
 転動体及び内レースの実際の硬度間の差: $H=0$
 潤滑油: テトラエステル
 Endurance characteristics of 120mm-bore, angular ball bearings.
 Thrust load: 22.24kN { 5000lbf }
 Temperature: 218°C (425°F)
 Material: VIM-VAR AISI M-50 steel
 Inner race: forged
 Material hardness: Rockwell C 63
 Difference between actual hardnesses of rolling elements and inner race: $H=0$
 Lubricant: tetraester

試験時間はそれぞれ84483時間及び74800時間となっている⁴⁹⁾。

1つの軸受のみが dn 値144万(12000rpm)で破損した。その結果、この速度での軸受寿命分布は、図12に示す dn 値300万(25000rpm)での試験結果に基づいており、推定にすぎない。

実験の結果得られた寿命は、寿命係数を考慮せずLundbergとPalmgrenの方法により得られた予想寿命と比較された。ただし、25000rpm時の玉の遠心力荷重効果は考慮されている。予測 L_{10} (10パーセント)寿命は、 dn 値300万での内輪の回転数で 21×10^6 であった。すでに論じた実験による寿命(図12)に基づく L_{10} 寿命(接触角、スラスト荷重及び速度の差異について調節されたもの)は、内輪回転数で約 105×10^6 である。この寿命は、材料係数5を予測寿命に乗じるという1960年代の設計慣行に適合している。 dn 値300万で試験された軸受と以前により低速で試験された軸受の差は、接触角以外の主要な違いでは、2回繰返し真空溶解(VIM-VAR) AISI M50鋼が従来の消耗電極真空溶解(CVM) AISI M-50鋼に換えて使用されたことである。

dn 値144万(12000rpm)試験では、唯一の損傷は1個の玉に発生したものであった。6カ所で損傷が発生した dn 値300万(25000rpm)試験では、3カ所は内輪レースで発生し、3カ所は個別の玉で発生した。



図13 dn 値300万で運転された120mm内径アンギュラ玉軸受の破壊した内輪レース。誘発欠陥の位置で内輪のスポーリングが原因である。
Fractured inner race of 120mm-bore, angular ball bearing operating at 3 million DN caused by inner-race spalling at induced defect.

損傷軸受に対する金属解析の結果、損傷が古典的サブサーフェス転動体疲労によって開始されることが明らかとなった。この損傷モードでは、サブサーフェスで始まるスポーリングが発生する。スポーリングは応力を上昇させるから、大きなhoop応力が存在することになり、たとえば dn 値300万のような高速では、内輪が図13⁴⁹⁾に図示するような破断を発生する原因となる。したがって、超高速での内輪の破断は重大な問題である。この問題に対する解決方法として、破壊力学に立脚した高速軸受鋼の破断強度増加をめざした材料開発をすることが不可欠である⁴⁹⁾。

この問題に対する解決法は、浸炭または表面硬化鋼を用い、しかも鋼素材のコアが延性を維持し、破断に対する耐性を有することである。E. N. Bamberger⁵⁰⁾は、浸炭処理可能な、改良型AISI M-5材料を考案した。この材料はM-50 NiLと呼称される。M-50 NiL材料を用いると、内輪損傷を心配することなく dn 値300万が実現しうる。

要 約

転がり軸受技術は、現在までに4000年以上の期間をかけて進歩してきた。1868年にペダル式自転車に玉軸受が用いられたことで、軸受産業が始まった。1920年までには、今日生産されているほとんどの種類の軸受が生産された。1950年代には、NASAレイス研究センターが、航空ジェット・エンジン・メインシャフト用玉及びころ軸受の温度及び速度特性を向上するための研究プログラムを開始した。このプログラムは、米国主要航空タービン・エンジン・メーカーの予想に対する対応であった。この時点で、エンジン、軸受速度が dn 値300万に達し、温度が316 (600°F)に達することが予想された。1973年6月29日、初めて dn 値300万を達成した軸受が出現した。NASAによるプログラムの成果として、以下の転がり軸受技術の進歩が達成された。

1. 軸受が商用航空機で一般的な疲労寿命と信頼性を実現しながら，最大dn値300万までの速度で，軸受を運転できる。現在のジェット・エンジンはdn値230万までの速度に制限されている。
2. 航空エンジン用転がり軸受の温度特性が149から316°C（300から600°F）に強化され，しかも低酸素環境での信頼性が増加した。空気環境内では温度は218°C（425°F）に制限される。
3. 利用可能な，軸受鋼，潤滑油，及び，軸受デザインがガス・タービン・エンジンの高温高速アプリケーションに対して定義・確立された。
4. 転がり軸受の解析及び設計用のコンピュータ・プログラムが開発，改良され，かつ実験によって証明された。

（翻訳：NTN責任による）

References

1. Zaretsky, E. V., "A. Palmgren Revisited- A Basis for Bearing Life Prediction", Lubrication Engineering, J. STLE, V. 54, N. 2, February, 1998, pp. 18-24.
2. Lundberg, G., and Palmgren, A., "Dynamic Capacity of Rolling Bearings", Acta Polytechnica Mech. Eng. Series, V. 1, N. 3, 1947.
3. Morton, H. T., Anti-Friction Bearings, Hudson T. Morton, Ann Arbor, MI, 1965.
4. Agricola, O., De Re Metallica, 1556, English translation by Hoover, H. C. and Hoover, L. H. Dover Publications, New York, 1959.
5. Stribeck, R., "Reports From the Central Laboratory for Scientific Technical Investigation", 1900, English translation by Hess, H., ASME Trans., V. 29, 1907, pp. 420-426.
6. Palmgren, A., "The Service Life of Ball Bearings", Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, V. 68, N. 14, pp. 339-341, 1924.
7. Thomas, V. A. and Hoersch, H. R., "Stresses Due to the Pressure of One Elastic Solid Upon Another With Special Preference to Railroad Rails", Bulletin 212, Engineering Experimental Station, University of Illinois, Urbana, IL, 1930.
8. Weibull, W., "A Statistical Theory of the Strength of Materials", Ingeniors Vetenskaps, Proc. of the Royal Swedish Academy Of Eng., V. 151, 1939.
9. Weibull, W., "The Phenomenon of Rupture of Solids" Ingeniors Vetenskaps, Proc. of the Royal Swedish Academy Of Eng., V. 153, 1939.
10. Weibull, W., "A Statistical Distribution of Wide Applicability", J. Applied Mech., Trans. ASME, V. 18, 1951, pp. 293-297.
11. Lundberg, G., and Palmgren, A., "Dynamic Capacity of Rolling Bearings", Acta Polytechnica Mech. Eng. Series, V. 2, N. 4, 1952.
12. ISO 281: 1990(E), "Rolling Bearings-Dynamic Load Ratios and Rating Life", International Organization for Standardization, Geneva, 1990.
13. ANSI/AFBMA 9-1990, "Load Ratings and Fatigue Life for Ball Bearings", The Anti-Friction Bearing Manufacturers Association, Washington, DC, 1990.
14. ANSI/AFBMA 11-1990, "Load Ratings and Fatigue Life for Roller Bearings", The Anti-Friction Bearing Manufacturers Association, Washington, DC, 1990.
15. Way, S., "Pitting Due to Rolling Contact", J. Applied Mech., Trans. ASME, V. 2, 1935, pp. 49-A58; discussion, pp. A110-A114.
16. Schmitter, W. P., "Determining Capacity of Helical and Herringbone Gearing", Machine Design, July, 1934, pp. 33-37, 44-61.

17. Grubin, A. N., "Fundamentals of the Hydrodynamic Theory of Heavily Loaded Cylindrical Surfaces", Investigation of the Contact Machine Components, Kh. F. Ketova, ed., translation of Russian Book No. 30, Central Scientific Institute of Technology and Mechanical Engineering, Moscow. (Available from Dept. of Scientific and Industrial Research, Great Britain, Trans. CTS-235, and from Special Libraries Association, Chicago, Transl. R-3554.)
18. Zaretsky, E. V., Sibley, L. B., and Anderson, W. J., "The Role of Elastohydrodynamic Lubrication in Rolling-Contact Fatigue", J. Basic Engineering, Trans. ASME, Ser. D, V. 85, N. 1, 1963, pp. 439-450.
19. Dowson, D., and Higginson, G. R., Elastohydrodynamic Lubrication - The Fundamentals of Roller and Gear Lubrication, Pergamon Press, Oxford, 1966.
20. Archard, J. F., and Cowking, E. W., "Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts", Proc. Inst. Mech. Engrs., Pt. 38, V. 180, pp. 47-66.
21. Hamrock, B. J., and Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part III-Fully Flooded Results", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 99, N. 2, 1977, pp. 264-276.
22. Hamrock, B. J., and Dowson, D., "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts. Part IV Starvation Results", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 99, N. 1, 1977, pp. 15-23.
23. Tallian, T. E., et al., "Lubricant Films in Rolling Contact of Rough Surfaces", ASLE Trans., V. 7, N. 2, 1964, pp. 109-126.
24. Tallian, T. E., "On Competing Failure Modes on Rolling-Contact", ASLE Trans., V. 10, N. 4, 1967, pp. 418-439.
25. Jones, A. B., "The Life of High Speed Ball bearings", ASME Trans., V. 72, 1952, pp. 695-703.
26. Jones, A. B., "Ball Motion and Sliding Friction in Ball Bearings", J. Basic Engr., Trans. ASME, V. 81, N. 1, 1959, pp. 1-12.
27. Jones, A. B., "A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller bearings Under Arbitrary Load and Speed Conditions", J. Basic Engr., V. 82, N. 1, 1960, pp. 309-320.
28. Harris, T. A., "An Analytical Method to Predict Skidding in Thrust-Loaded, Angular Contact ball bearings", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 93, N. 1, 1971, pp. 17-24.
29. Coe, H. H., and Zaretsky, E. V., "Predicted and Experimental Performance of Jet-Lubricated 120-mm Bore Ball bearings Operating to 2.5 million DN", NASA TP-1196, 1978.
30. Harris, T. A., "An Analytical Method to Predict Skidding in High Speed Roller Bearings", ASLE Trans. V. 9, N. 1, 1966, pp. 229-241.
31. Poplawski, J. V., "Slip and Cage Forces in a High Speed Roller Bearing", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 94, N. 1, 1972, pp. 143-152.
32. Rumbarger, J. H., Filetti, E. G., and Gubernick, D., "Gas Turbine Engine Bearing-System Analysis", J. Lubr. Tech., V. 94, N. 1, 1973, pp. 401-416.
33. Gupta, P. K., "Dynamics of Rolling-Element Bearings; Part I -Cylindrical Roller Bearing Analysis; Part II - Cylindrical Roller Bearing Results; Part III -Ball bearing Analysis; Part IV -Ball Bearing Results", J. Lubr. Tech., V. 101, N. 3, 1979, pp.292-326.
34. Anderson, W. J., "Performance of 110-Millimeter-Bore M-1 Tool Steel Ball Bearings at High Speeds, Loads, and Temperatures", NACA TN 3892, 1957.
35. Anon., "Monthly Progress Report to Wright Air Development Center-Wright Paterson Air Force Base", Prog. Rep. No. 21, SKF Ind., Inc., Apr. 30, 1955.
36. Barnes, G. C., and Ryder, E. A., "A look at Some Turbine Bearing Problems", SAE Paper No. 693, 1956.
37. Zaretsky, E. V., and Anderson, W. J., "Preliminary Determinations of Temperature Limitations of Ester, Ether and Hydrocarbon Base Lubricants in 25-mm-Bore Ball Bearings", NASA TN D-4146.
38. Parker, R. J., and Zaretsky, E. V., "Rolling-Element Fatigue Lives of Through-Hardened Bearing Materials", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 94, N. 2, 1972, pp. 165-173.
39. Zaretsky, E. V., "Selection of Rolling-Element Bearing Steels for Long-Life Application", Effects of Steel Manufacturing Processes on the Quality of Bearing Steels, ASTM STP-987, J. J. C. Hoo, ed., American Society of Testing Materials, Philadelphia, PA, 1988, pp. 5-43.
40. Zaretsky, E. V., and Bamberger, E. N., "Advanced Airbreathing Engine Lubricants Study With a Tetraester Fluid and a Synthetic Paraffinic oil at 492 K(425°F)", NASA TN D-6771, 1972.
41. Zaretsky, E. V., and Anderson, W. J., "Rolling-Element Bearing Life From 400° to 600°F", NASA TN D-5002, 1969.
42. Bamberger, E. N., and Zaretsky, E. V., "Fatigue Lives at 600°F of 120-Millimeter-Bore Ball Bearings of AISI M-50, AISI M-1, and WB-49 Steels", NASA TN D-6156, 1971.
43. Macks, E. F. and Nemeth, Z. N., "Lubrication and Cooling Studies of Cylindrical Roller Bearings at High-Speeds", NACA TR-1064, 1952.
44. Brown, P. F., "Bearing and Dampers for Advanced Jet Engines", SAE Paper No. 700318, 1970.
45. Zaretsky, E. V., Signer, H., and Bamberger, E. N.,

- "Operating Limitations of High-Speed Jet- Lubricated Ball bearings", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 98, N. 1, 1976, pp.32-39.
46. Signer, H., Bamberger, E. N., and Zaretsky, E. V., "Parametric Study of Thrust Loaded 120-mm Bore Ball Bearings to 3 Million DN", J. Lubr. Tech., V. 95, N. 3, 1974, pp. 515-524.
47. Morrison, T. W., Tallian, T., Walp, H. O., and Baile, G. H., "The Effect of Material Variables on the Fatigue Life of AISI 52100 Steel Ball Bearings", ASLE Trans., V. 5, N. 2, 1962, pp. 347-364.
48. Zaretsky, E. V., Signer, H., and Bamberger, E. N., "Operating Characteristics of 120-mm Bore Bearings at 3×10^6 DN", NASA TN D-7837, 1974.
49. Bamberger, E. N., Zaretsky, E. V., and Signer, H., "Endurance and Failure Characteristics of Main-Shaft Jet Engine Bearings at 3×10^6 DN", J. Lubr. Tech., Trans. ASME, V. 98, N. 4, 1976, pp. 580-585.
50. Bamberger, E. N., "Status of Understanding for Bearing Materials, "Tribology in the 80's, V. 2, NASA CP-2300-VOL-2, W. F. Loomis, ed., 1983, pp. 773-794.

Bibliography

- Morton, H. T., Anti-Friction Bearings, Hudson T. Morton, Ann Arbor, MI, 1965.
- Zaretsky, E. V., Parker, R. J., and Anderson, W. J., "NASA Five-Ball Fatigue Tester-Over 20 Years of Research", Rolling Contact Fatigue Testing of Bearing Steels, ASTM STP-771, J. J. C. Hoo, ed., American Society for Testing Materials, Philadelphia, PA, 1982, pp. 5-45.
- Zaretsky, E. V., Schuller, F. T., and Coe, H. H., "Lubrication and Performance of High-Speed Rolling-Element Bearings", Lubrication Engineering, V. 41, N. 12, 1985, pp. 725-732.
- Zaretsky, E. V., "Selection of Rolling-Element Bearing Steels for Long-Life Application", Effects of Steel Manufacturing Processes on the Quality of Bearing Steels, ASTM STP-987, J. J. C. Hoo, ed., American Society of Testing Materials, Philadelphia, PA, 1988, pp. 5-43.
- Zaretsky, E. V., ed., STLE Life Factors for Rolling Bearings, STLE SP-34, 1992, Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Park Ridge, IL.
- Zaretsky, E. V., ed., Tribology for Aerospace Applications, STLE SP-37, 1997, Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Park Ridge, IL.

多孔質ジャーナル軸受の運転開始時における静特性

金子 覚*
吉村 剛**

Static Characteristics of Porous Journal Bearings at Start of Operation

By Satoru KANEKO and Takashi YOSHIMURA

A theoretical investigation of the static characteristics at the start of operation for porous journal bearings lubricated only by the oil initially provided within their pores is developed. Numerical results show that the porous bearing with open ends yields an over a smaller circumferential arc oil-film and a smaller oil-film force than porous bearings with sealed ends. In a smaller range of L/D (bearing length-diameter ratio), the dimensionless total leakage flow from the porous bearing with open ends is smaller than that from the bearing with sealed ends; however, in a higher range of L/D , this inequality is reversed. The experimental results also show that a smaller amount of oil loss just after the start of operation is obtained in the bearing with open ends for a L/D of 0.42 and in the bearing with sealed ends for a L/D of 0.80, which qualitatively agrees with the theoretical prediction.

1. はじめに

多孔質含油軸受はその保油性給油の簡便さなどから事務機、AV機器などに多く使用されている。多孔質軸受は一般的には運転を開始する前にあらかじめ軸受内部（多孔質体）に潤滑油を含浸させておき、運転中にはほとんど油を補給しない状態で使用されている。このため、運転時間が経過するにつれて軸受内部の油が外部に漏れ、含油量が低下し、それにもとない潤滑特性（摩擦特性、温度特性など）が変化する。これに関しては従来の実験的研究^{1)~5)}においていくつかの事例が報告されているが、含油量の低下と潤滑特性との関係について統一的な見解は得られていないようである。一方、多孔質含油軸受の潤滑特性におよぼす因子は通常の円筒ジャーナル軸受に比べて多い。例えば、

多孔質体の透過率、空孔率、摩擦面材料の組合せ、含浸する潤滑油の物理的、化学的性質、さらには運転時間にもとなう含油量の変化（含油率）などが挙げられる。これらの因子は理論的に潤滑特性を予測するための解析モデルの展開を極めて困難にしている。従来の理論的解析^{6)~9)}では、外部から強制的に油を軸受すきま内に直接または間接的（例えば、軸受外周部から軸受内部を通過して）に供給したモデルを対象にしており、そのほとんどが流体潤滑状態を仮定したものである。したがって、実際の運転条件と従来の理論的解析で仮定した条件との間にはかなり大きな隔たりがあると考えられる。

そこで本研究では、多孔質ジャーナル軸受が外部より油を供給しない状態で運転された場合の、その運転開始時における静特性を理論的に解析する。対象とす

執筆者紹介



長岡技術科学大学 工学部機械系助教授
*金子 覚

金子氏は長岡技術科学大学工学部助教授として、トライボロジーの分野でご活躍をされ、特に多孔質素材に関する研究を長年手掛けられています。多孔質含油軸受については以前から研究対象とされており、これまでに軸受すきま内の圧力分布、軸受すきま及び軸受内部における油の循環機構、混合潤滑状態における潤滑特性等、実験及び理論解析両面から丹念に特性解明を進められており、軸受業界に多大な貢献をされています。



長岡技術科学大学 大学院
**吉村 剛

吉村氏は金子助教授の研究室に所属する修士課程2年の大学院生。学部4年生・修士課程を通してトライボロジーの研究に従事、学部ではハードディスクの摩耗試験、修士課程では多孔質含油軸受の油の減損を考慮した潤滑特性の研究を行っています。野球部所属。ポジションはキャッチャー。

るモデルは、軸受両端を密閉したsealed ends型と両端を大気開放したopen ends型の二種類の軸受である。

本報では静特性として油膜形成範囲, Sommerfeld数(負荷容量)および漏れ流量に着目し, これら諸量についてopen endsとsealed endsの相違を調べる。さらに, 数値解析の妥当性を調べるため, 運転開始直後の軸受内部の油の減損量と運転時間(運転を開始してからの経過時間)との関係を実験的に求める。

2. 数値解析

図1に解析モデルを示す。図1(a)がsealed ends型を, 図1(b)がopen ends型を示している。本研究では, 運転開始時における静特性を対象としているため, 軸受内部は油で満たされているものと仮定する。

無次元の油膜圧力 \hat{p} および軸受内部の圧力 \hat{p}^* を支配する方程式は, それぞれ次式(1),(2)で与えられる(図1参照)。

$$-\left\{ \hat{h} \left(1 + \frac{\partial \hat{p}}{\partial z} \right) \right\} \left(\frac{D}{L} \right)^2 - \left\{ \hat{h} \left(1 + \frac{\partial \hat{p}}{\partial z} \right) \right\} = 6 \left\{ \hat{h} \left(1 + \frac{\partial \hat{p}}{\partial z} \right) \right\} - 12 \Phi \frac{\partial \hat{p}^*}{\partial r} \Big|_{\hat{r}=1} \dots\dots\dots (1)$$

$$\frac{1}{\hat{r}} \frac{\partial}{\partial \hat{r}} \left(\hat{r} \frac{\partial \hat{p}^*}{\partial \hat{r}} \right) + \frac{1}{\hat{r}^2} \frac{\partial^2 \hat{p}^*}{\partial \hat{z}^2} + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial^2 \hat{p}^*}{\partial \hat{z}^2} = 0 \dots\dots\dots (2)$$

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \alpha(\hat{h} + s), & \theta_2 &= \alpha(\hat{h} + 2 - 2s^2) \{ \hat{h}(\hat{h} + s) \}, \\ \hat{p} &= c^2 p(r^2), & \hat{p}^* &= c^2 p^*(r^2), \\ \hat{h} &= h/c = 1 + \epsilon \cos \theta, & \hat{r} &= r/r_i, & \hat{z} &= z(L/2), \\ \Phi &= kr/c^3, & s &= (\Phi D/r_i)^{1/2} \end{aligned} \dots\dots\dots (3)$$

である。なお, α はBeavers - Josephのスリップモデルで導入された滑り係数であり, その値を0.1とした。また, ϵ は偏心率, c は軸受平均半径すきま, η は油の粘性係数, ω は軸の回転角速度, k は多孔質体の透過率である。

本研究では油膜形成範囲において油膜が軸受幅全体にわたって存在するものとし, その前端と後端の角位置が軸受幅方向(z 方向)に一定であると仮定する。

油膜圧力の周方向の境界条件として, 運動量理論に基づく運動量方程式と, 連続の式(流量のバランス式)とを用いる。なお, 詳細は既報⁹⁾⁻¹¹⁾を参照してほしい。

油膜の前端の角位置 θ_1 および後端の角位置 θ_2 は, これら二つの境界条件式を満足する解として求められる。 θ_1 および θ_2 が求めれば油膜形成範囲は $\theta_2 - \theta_1$ ($\theta_2 > \theta_1$) として算出される。油膜圧力 p および軸受内部の圧力 p^* は, 式(1), (2)を連立させて, 油膜形成範囲に関する二つの境界条件式および軸受周囲に関する境界条件式を用いて算出する。

油膜反力 f は, 前節で述べた方法により決定された油膜圧力 p , ならびにジャーナル表面に作用するせん断応力 τ_j を積分することにより得られる^{10),11)}。これ

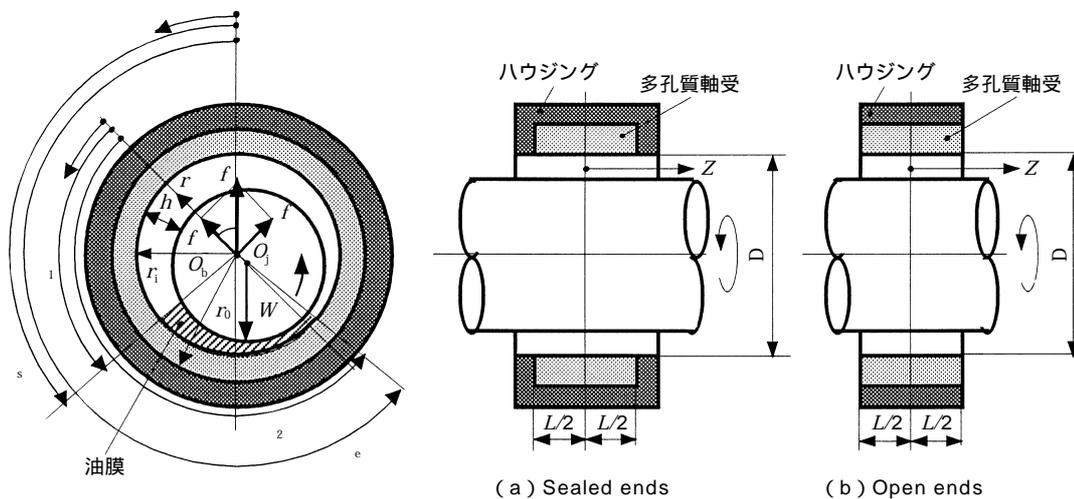


図1 解析モデルと座標系
Geometry of porous journal bearing and coordinate system

より無次元化された油膜反力 f , ならびに f に基づく Sommerfeld 数 S_w は次のように与えられる。

$$\hat{f} = fc^2 (r_i^3 L) (\hat{f}^2 + \hat{f}^2)^{1/2} \dots\dots\dots (4)$$

$$S_w = (r_i L/W) (r_i/c)^3 \dots\dots\dots (5)$$

ここで f_x および f_y は油膜反力の偏心方向成分およびそれに直角方向の成分(無次元量)である。また W は静荷重である。本解析では W として偏心率 $\epsilon = 1.0$ における油膜反力 f の値を用いた。さらに偏心角 θ は

$$\theta = \tan^{-1}(\hat{f}_y / \hat{f}_x) \dots\dots\dots (6)$$

となり、鉛直上方から軸回転方向に測った油膜前端および後端の角位置 s, e は次式で与えられる。

$$s = 1 + \dots, e = 2 + \dots\dots\dots (7)$$

さらに無次元化された油膜両端からの漏れ流量 \hat{q}_{oce} , 軸受両端(両側面)からの漏れ流量 \hat{q}_{obe} および軸受全体からの漏れ流量 \hat{q}_s は

$$\hat{q}_{oce} = q_{oce} / (r_i c L) = - \frac{1}{12} \left(\frac{D}{L} \right)^2 \int_1^2 \left\{ \hat{h}^3 (1 + \epsilon) - \frac{\hat{p}}{2} \right\} d\hat{z} \dots\dots\dots (8)$$

$$\hat{q}_{obe} = q_{obe} / (r_i c L) = - \Phi \left(\frac{D}{L} \right)^2 \int_0^2 \int_0^{r_o/r_i} B \hat{r} d\hat{r} d\hat{z}$$

$$B = \frac{\hat{p}^*}{\hat{z}} \Big|_{\hat{z}=1} - \frac{\hat{p}^*}{\hat{z}} \Big|_{\hat{z}=1} = 0, B=0 : \frac{\hat{p}^*}{\hat{z}} \Big|_{\hat{z}=1} > 0 \dots\dots\dots (9)$$

$$\hat{q}_s = \hat{q}_{oce} + \hat{q}_{obe} \dots\dots\dots (10)$$

となる。なお, sealed ends の場合は $\hat{q}_{obe} = 0$ となるので

$$\hat{q}_s = \hat{q}_{oce} \dots\dots\dots (10)$$

本解析モデルの諸元を表1に記す。

表1 解析モデルの諸元
Parameters in analysis

すきま比 c/r_i	0.78/1000
半径比 r_o/r_i	1.16
幅径比 L/D	0.2 ~ 0.8
透過率パラメータ	0.106
偏心率	1.0

3. 実験および実験方法

本研究では数値解析結果の妥当性を調べるため、青銅系焼結金属製の多孔質ジャーナル軸受を用いて、軸受両端を密閉した sealed ends 型と軸受両端を大気に開放した open ends 型について、運転開始直後の軸受内部の油の減損量と運転時間との関係を実験的に解析した。

図2に実験装置本体の概略を示す。①の供試軸受は②の軸受ハウジングに挿入され、③の軸上に保持されている。軸は④のアンギュラ玉軸受を介して剛なフレームに取り付けられており、⑤のゴム継手を介して可変速モータにより駆動される。①の供試軸受には⑥のレバーの左端に重りをつるすことにより鉛直上方に静荷重を加えることができる。

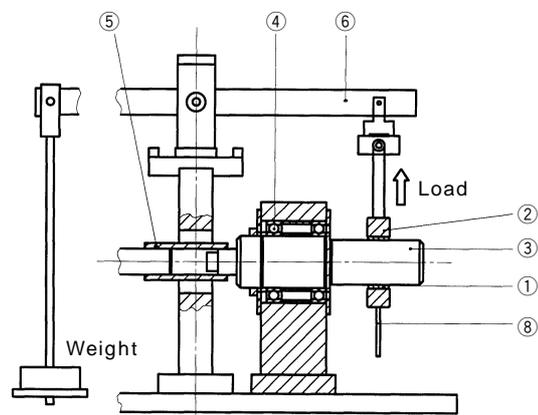


図2 実験装置本体
Schematic view of experimental apparatus

図3に供試軸受と軸受ハウジングの概略を示す。軸受外周部は②の軸受ハウジングで密閉されており、sealed ends の場合はさらに両端面をカバー⑦により密閉されている。なお⑧は摩擦力測定用のアームである。

いずれの実験も運転開始前に軸受を油で含浸して内部を油で満たした状態にしておき、運転中はいっさい油を補給しない条件で行った。各実験では設定時間だけ連続運転を行い、運転終了後軸受本体の質量を測定し、運転開始時における質量との差より油の減損量を求めた。なお、運転時間を2時間、5時間、10時間、20時間、50時間の5通りに設定し、各設定時間に対して2回ずつ実験を行った。

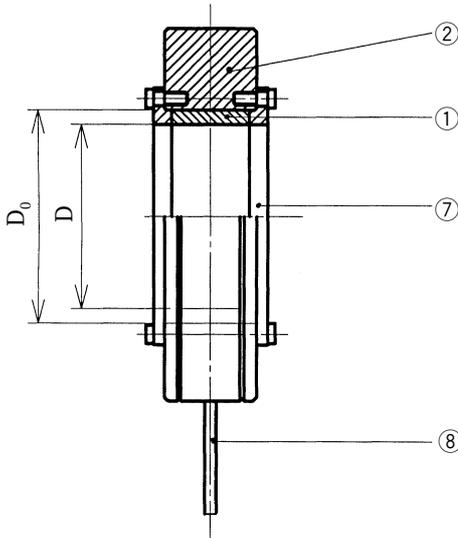


図3 供試軸受と軸受ハウジング
Test bearing assembly

表2に供試軸受の諸元を記す。本実験では幅径比 L/D の異なる二つの軸受を用いた。表中の軸受寸法は軸受ハウジングに圧入後の数値である。なお、使用した潤滑油の粘度は $\mu = 0.057 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ (25°C)、密度は $\rho = 0.854 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ である。また open ends, sealed ends とともに偏心率 $\epsilon = 1.0$ で運転させるため、軸回転速度 $N = 85 \text{ rpm}$ 一定で、Sommerfeld 数を $S_w = 2.5$ に設定した。

表2 供試軸受の諸元
Characteristics data of test bearings

	供試軸受A	供試軸受B
内径 $D (= 2r_i)$, mm	50.05	50.011
軸受平均半径すきま c , mm	0.046	0.049
すきま比 c/r_i	1.82/1000	1.94/1000
外径 $D_o (= 2r_o)$, mm	58.050	58.046
半径比 r_o/r_i	1.16	1.16
軸受幅 L , mm	20.99	39.99
幅径比 L/D	0.42	0.80
透過率 k , m^2	4.13×10^{-14}	1.14×10^{-14}
透過率パラメータ	1.04×10^{-2}	2.45×10^{-3}
空孔率 ϕ , %	23.8	20.9
成分 ϕ , %	Cu: 90.0, Sn: 8.0, C: 2.0	

4. 結果と考察

4章では、数値解析により得られた静特性諸量と実験により得られた運転時間ともなう軸受内部の油の減損量について検討する。なお、図4～6は数値解析結果を、図7, 8は実験結果を示す。

図4に油膜形成範囲と幅径比 L/D の関係を示す。sealed ends では L/D の大きいところで減少しているが、open ends では L/D とともにわずかながら増加している。一方、両者の S_w を比較すると、sealed ends のほうが open ends より大きい。しかし、両者の差は L/D が大きくなるにつれて小さくなる傾向を示している。これは L/D が大きくなると軸受両端の密閉の有無が軸受全体の圧力分布に与える影響が小さくなり、その結果 S_w の差異も小さくなるものと考えられる。

図5にSommerfeld数 $S_w [= r_i \cdot (r_i/c)^2 / (W/L)]$ と L/D の関係を示す。open ends では S_w が L/D の増加とともに単調に減少し、単位幅当りの負荷容量 W/L が増加している。一方、sealed ends では S_w は L/D が増加するにつれて、いったん減少し、 $L/D = 0.4$ 付近で最小値をとった後、増加している。また同じ L/D では、sealed ends のほうが open ends より S_w が小さい。 S_w は油膜形成範囲 ϕ に依存し、一般的に ϕ が大きくなるにつれて油膜反力が大きくなり S_w は小さくなる。これより図5に示した S_w の結果は、図4に示した ϕ と L/D の関係ならびに open ends と sealed ends の S_w の差異がおおむね反映されたものであると考えられる。

図6に軸受全体からの無次元漏れ流量 q_s と L/D の関係を示す。sealed ends の場合は油膜両端からの漏れ流量 q_{oce} のみであり、open ends では q_{oce} と軸受両端からの漏れ流量 q_{obe} との和となる。open ends では L/D によってはほとんど変化していないが、sealed ends では L/D の大きいところで急激に減少している。両者を比較すると、 L/D の小さい範囲では open ends のほうが、 L/D の大きい範囲では sealed ends のほうがそれぞれ q_s が小さくなっている。軸受幅が大きくなると軸受幅方向の圧力勾配が小さくなりとりわけ油膜両端からの漏れ流量が減少する。したがって sealed ends の漏れ流量が L/D の影響を大きく受け、 L/D の大きいところで q_s が減少したのと考えられる。一方、open ends の場合は漏れの大部分が軸

受両端から生じており¹¹⁾, その結果sealed endsの場合ほど L/D の影響を受けなかったものと考えられる。

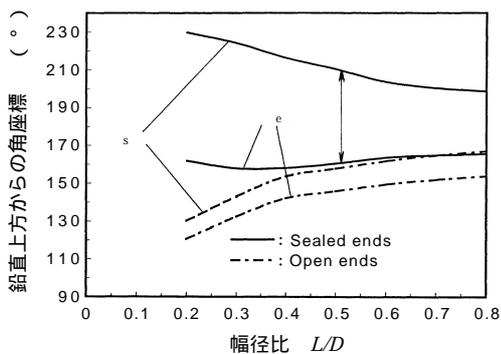


図4 油膜形成範囲
Oil-film extent

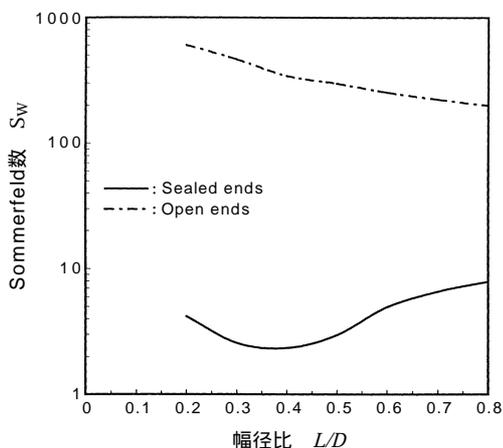


図5 Sommerfeld数
Sommerfeld number

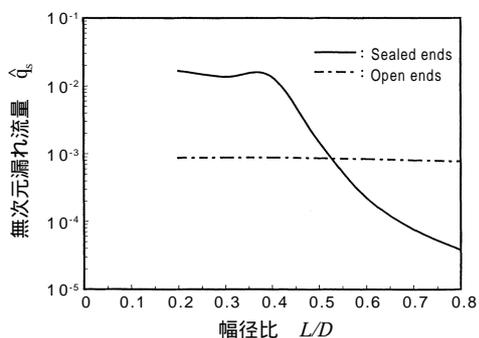


図6 無次元漏れ流量
Dimensionless total axial leakage flow

図7, 8に実験で得られた運転開始直後の軸受内部の油の減損量(減損した油の質量)と運転時間(運転を開始してからの経過時間)との関係を示す。図中の各点は2回の実験の平均値である。両図より, 同じ運転時間に対する油の減損量は, $L/D=0.42$ ではopen endsのほうが, $L/D=0.80$ ではsealed endsのほうがそれぞれ少ないことがわかる。これより運転開始時における漏れ流量が運転開始直後の油の減損量に反映するものと考え、数値解析で得られたopen endsとsealed endsの漏れ流量の差異(図6参照)は実験結果と定性的に一致している。またこれらの結果は本解析の妥当性を示唆するものであると考えられる。

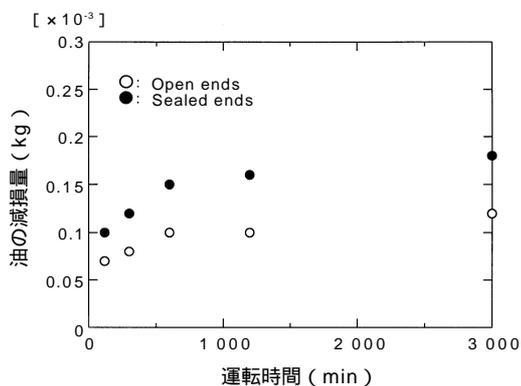


図7 軸受内部の油の減損量と運転時間との関係
(軸受A: $L/D=0.42$, $c/r_i=1.82/1000$)
Relation between oil loss and running time

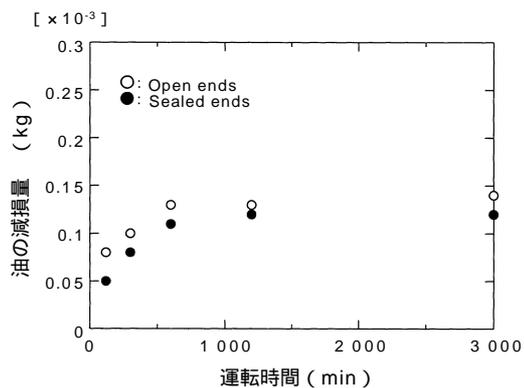


図8 軸受内部の油の減損量と運転時間との関係
(軸受B: $L/D=0.80$, $c/r_i=1.94/1000$)
Relation between oil loss and running time

5. まとめ

本研究では、多孔質ジャーナル軸受が外部から油を供給しない状態で運転された場合の、その運転開始時における静特性を理論的に解析した。数値解析結果より次の点が明らかになった。

- (1) 同じ条件のもとでは、open endsはsealed endsと比較して、油膜形成範囲が狭く、負荷容量（油膜反力）が小さい。
- (2) 軸受全体からの無次元漏れ流量は、軸受幅径比 L/D の小さい範囲ではopen endsのほうが、また L/D の大きい範囲ではsealed endsのほうがそれぞれ少ない。

さらに運転開始直後の油の減損量と運転時間との関係を実験的に解析した結果、次の点が明らかになった。

- (3) 同じ運転時間に対する油の減損量は、 $L/D = 0.42$ ではopen endsのほうが、 $L/D = 0.80$ ではsealed endsのほうがそれぞれ少ない。これは(2)で述べた運転開始時における両者の漏れ流量の差異と定性的に一致しており、本解析の妥当性を示唆している。

最後に、本研究に対して供試軸受を提供していただいたNTN(株)森夏比古氏ならびにNTN特殊合金(株)大矢泰正氏、井上勉氏に謝意を表す。

文 献

- 1) 田中正人, 福田勝己, 堀 幸夫: 焼結含油軸受の摩擦特性(第6報) - 潤滑油の減損の影響 -, 日本潤滑学会予稿集, (1983-10) 381.
- 2) 田中正人, 福田勝己, 堀 幸夫: 焼結含油軸受の摩擦特性(第7報), 日本潤滑学会予稿集, (1984-5) 53.
- 3) Raman, R., and Vinod Babu, L.: Tests on Sintered Bearings With Reduced Oil Contents, Wear, 95 (1984) 263.
- 4) 田中正人, 福田勝己, 堀 幸夫: 焼結含油軸受の摩擦特性に与える給油方式の影響, 日本潤滑学会予稿集, (1985-5) 73.
- 5) Darius Gnanaraj, S., and Raman, R.: Experimental Studies on Wear in Oil - Impregnated Sintered Bearings, Wear, 155 (1992) 73.
- 6) Cusano, C.: An Analytical Study of Starved Porous Bearings, Trans. ASME, J. Lubr. Technol., 101, 1 (1979) 38.
- 7) 金子 覚, 大川泰弘: 多孔質ジャーナル軸受の潤滑機構に関する研究(流体潤滑状態下における油膜形成範囲についての理論的考察), 日本機械学会論文集, 58, 554 (C) (1992) 3056.
- 8) Kaneko, S., Ohkawa, Y., and Hashimoto, Y.: A Study of the Mechanism of Lubrication in Porous Journal Bearings: Effects of Dimensionless Oil - Feed Pressure on Static Characteristics Under Hydrodynamic Lubrication Conditions, Trans. ASME, J. Tribol., 116, 3 (1994) 606.
- 9) 金子 覚, 村上 宏, 井 洋喜: 多孔質ジャーナル軸受の潤滑機構に関する研究(流体潤滑状態下における油膜圧力分布について), 日本機械学会論文集, 62, 595 (C) (1996) 1039.
- 10) 金子 覚, 高島裕幸, 伊藤完也: 多孔質ジャーナル軸受の潤滑機構に関する研究(両端を密閉した多孔質ジャーナル軸受の運転開始時における静特性), 日本機械学会論文集, 63, 614 (C) (1997) 3592.
- 11) 金子 覚, 高島裕幸: 多孔質ジャーナル軸受の潤滑機構に関する研究(両端が開放された多孔質ジャーナル軸受の運転開始時における静特性), 日本機械学会論文集, 64, 622 (C) (1998) 2232.

高性能コンパクトCVJシリーズ「EBJ ,EDJ」

穂積 和彦* 池田 武**
曾根 啓助* 梅木 田 光**

High Efficiency Compact Constant Velocity Joints (EBJ, EDJ Series)

By Kazuhiko HOZUMI, Keisuke SONE, Takeshi IKEDA and Mitsuru UMEKIDA

Constant Velocity Universal Joints (CVJ's) offer inherent constant speed rotation over a wide range of input and output shaft angles. Because of their low weight and high efficiency, CVJ's are used almost exclusively in today's front wheel drive and four wheel drive vehicles to meet fuel economy requirements. In addition, the compact size of CVJ's allows them to overcome most packaging constraints due to the complexity of current production vehicles.

NTN has developed the EBJ (high Efficiency compact Ball fixed Joint) and EDJ (high Efficiency compact Double offset Joint) as new generations of CVJ's to meet the requirements of today's vehicles. The EBJ and EDJ series have been developed using FEA, CAE and new technology developed by the results of our continuous research and development. As a result, the EBJ and EDJ series offer significant weight reduction and compact size without sacrificing the strength, durability and reliability of the conventional BJ and DOJ.

Furthermore, reduced internal torque losses for the new CVJ's will lower frictional heating during operation and provide improved overall drivetrain efficiency.

1. まえがき

等速ジョイント (Constant Velocity universal Joints , 以下CVJと記す) は , 入力軸と出力軸のなす角度が変動しても常に滑らかに回転力を伝えることが可能な継ぎ手で自動車のドライブシャフトやプロペラシャフト及び産業機械等に広く使われている。特に自動車では , FF車の前輪駆動軸 , 4WD車の前輪及び後輪駆動軸等に不可欠な機能部品で , 今やほとんどの乗用車に採用されている。一般的に駆動軸では , ホール側に角度は大きく採れるがスライド機能は持たない固定式CVJ , デファレンシャル側にスライド可能なしゅう動式CVJが用いられ , これら2種のCVJを中間軸で連結している。代表的なCVJとして , 固定式ではBJ (Ball fixed Joint) , しゅう動式ではDOJ (Double Offset Joint) , TJ (Tripod Joint) 等がある。図1に前輪駆動軸での使用例を示す。

近年 , 自動車の高性能化に伴う部品点数の増加等によるレイアウトスペースの制約や環境問題への配慮から , CVJに対しても軽量 , コンパクト化や高効率化が強く求められてきている。このようなニーズに対応する画期的なCVJとして , 固定式のEBJ (high Efficiency compact Ball fixed Joint) , しゅう動式のEDJ (high Efficiency compact Double offset Joint) のEシリーズを開発した。Eシリーズは , BJ , DOJを更に魅力ある商品にするために , 本

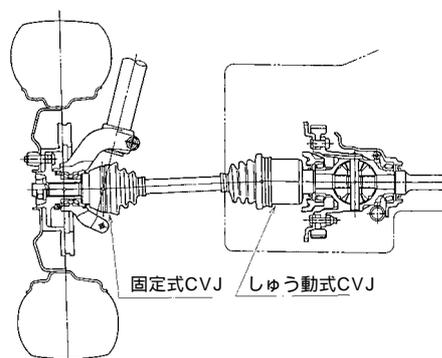


図1 前輪駆動軸での使用例
Arrangement of CVJ in forward shaft

*自動車製品研究所
**CVJ技術部

号の「BJの伝達効率解析」で紹介されているようなCVJの理論的な内部力解析から得られた知見を発展させ、更に有限要素法（FEA）による応力解析などを駆使することで実現できた。EBJ, EDJは従来のBJ, DOJに対し、強度、耐久性を損なわず、重量ではそれぞれ20%、10%の軽量化を、外径寸法ではそれぞれ7%、4%のコンパクト化を実現した。又、運転時のCVJ内部発熱を抑え、トルク損失も低減された。

本稿では、EBJ, EDJの特徴や性能を従来品と比較して紹介する。

2. 構造

BJ, DOJは最も代表的なボールタイプのCVJであり、当社の生産比率の中でも最も高い2品種である。EBJ, EDJの構造は図2に示すようにそれぞれBJ, DOJと同じ構成で、外輪、内輪、ケージ、ボールからなる。EBJは外輪と内輪のトラック（ボール溝）中心をジョイント中心（ケージボール窓中心）に対し軸方向に等距離だけオフセットし、一方EDJはケージの外径球面と内径球面の中心をジョイント中心に対し軸方向に等距離だけオフセットすることにより、角度を採った状態でもボールを所定の位置にコントロールし、更にケージでボールを保持することにより等速性を得ている。そのため一般に、EBJ（BJ）はトラックステアタイプ、EDJ（DOJ）はケージステアタイプに区分されている。

3. 設計

Eシリーズは、開発当初より軽量・コンパクト化、高効率・低発熱化、等速性能の向上など等速ジョイントに関わる諸特性の向上を狙って設計された。

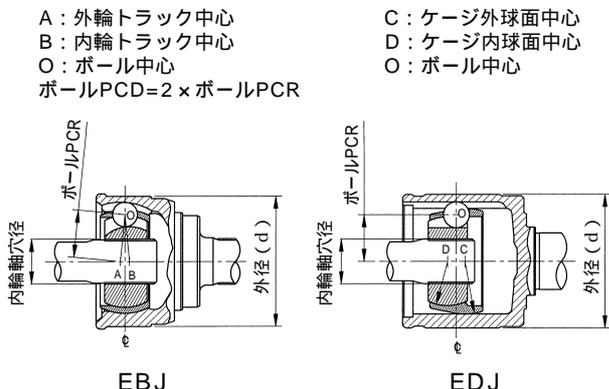


図2 Eシリーズの構造図（断面図）
Sectional view of E-series

EBJはコンパクト化と伝達効率向上のため、BJと比較して、ボールを小径化した上で個数を増やし、トラックオフセット量も見直した。これによって、コンパクト化したにもかかわらずトラック荷重の増大を抑え、耐久性を確保した。又、応力解析による内部設計最適化により外輪、内輪の強度を確保するとともに、高作動角時のケージ強度を確保するため、ケージのボール窓形状を見直した。内輪軸穴径（スプライン諸元）は、同サイズのBJと同一にし、軸強度の維持を図った。この結果、EBJはBJと比べ重量で約20%の軽量化、外径寸法で約7%コンパクト化できた。

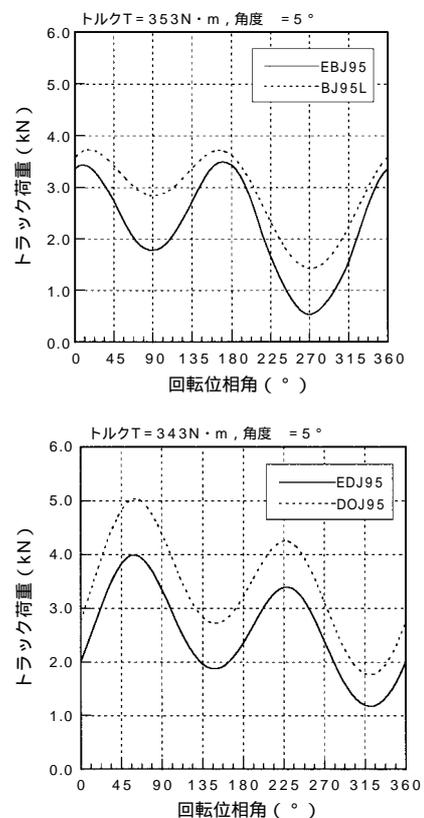


図3 トラック荷重計算値
Calculated results of track load (between ball and ball track)

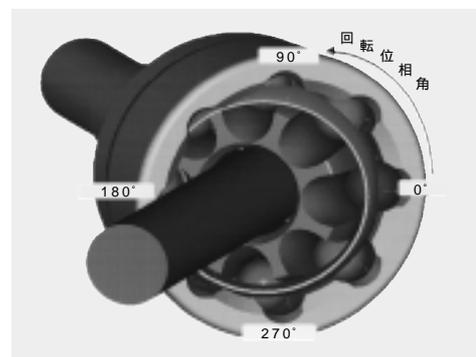


図4 回転位相角の説明図
Explanation of rotational phase angle

EDJもEBJの場合と同様に、DOJの持つ耐久性などの基本性能を損なわずに、コンパクト化、伝達効率の向上といった機能を両立させるために、ボールを小径化し個数を増やした。又、内部設計の見直しに関しては、しゅう動式CVJの重要特性であるスライド抵抗や誘起スラストなどのNVH特性への影響を考慮した。ケーシングオフセット量はDOJとほぼ同じ量を採用した。EDJはこの結果、内輪の軸穴径を変更せずに、DOJと比べ重量で約10%の軽量化、外径寸法で約4%コンパクト化できた。

図3、図4にEBJ、EDJに基本トルク (T₁₀₀) を静的に負荷した時の1回転中のトラック荷重計算値を、BJ、DOJと比較して示す。また図5に、シリーズ設計のサイズ (呼び番号) と外径寸法の関係を示す。

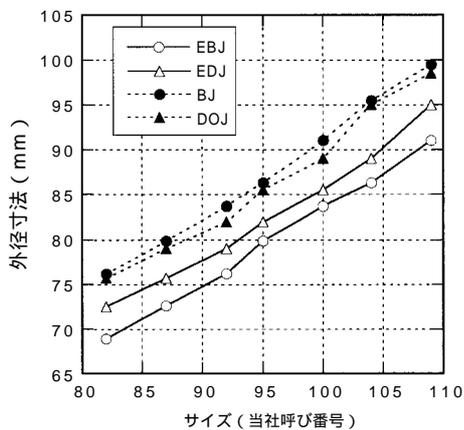


図5 Eシリーズと従来シリーズの外径寸法比較
Comparison of outer diameter between E-series and conventional series BJ,DOJ

4. 性能

4.1 強度

CVJの内部強度の評価として、高作動角時の捩り強度を確認した。図6にEBJとEDJの静的捩り強度試験結果を示すが、BJ、DOJとの差はない。参考に、図7に捩り疲労試験終了品とFEA解析結果を示す。

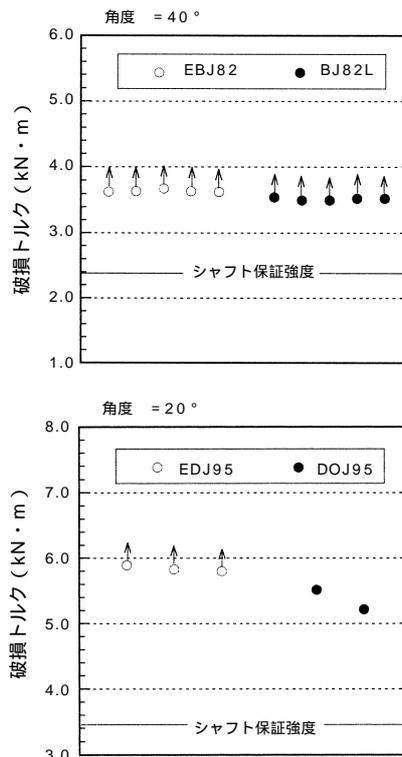
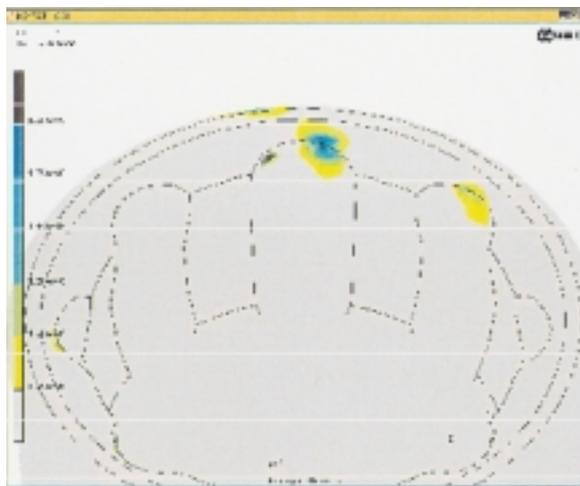


図6 静的捩り強度試験結果
Static Torsional Strength



捩り疲労試験終了品



FEA解析結果

図7 FEA解析
FEA

4.2 耐久性

耐久性に関しては、BJ, DOJと比較し同等か、条件によっては向上した。これは後でデータと共に示すが、伝達効率、温度上昇特性と言った寿命に影響を与える特性が向上したためである。一例として、台上の低負荷条件での試験結果を表1, 2に、及び試験中の温度上昇量を図8に示す。

表1 試験条件
Test conditions

トルク(N・m)	角度(°)	回転数(rpm)	総回転数(rev)	時間(h)
275	6	1500	5.85 × 10 ⁷	650

表2 試験結果
Test results

運転所間(h)	650	部品の損傷
EBJ95(1)	—	なし
EBJ95(2)	—	なし
BJ95L(1)	—	外輪不具合小 (継続運転可)
BJ95L(2)	— x	外輪, 内輪 ケージ, ボール 不具合
EDJ95(1)	—	なし
EDJ95(2)	—	なし
DOJ95(1)	— x	外輪, 内輪 ケージ 不具合
DOJ95(2)	—	外輪不具合小 (継続運転可)

4.3 温度上昇特性

図9にサイズ及び使用条件からの尺度である温度上昇ファクタ(F)と実験で得られた温度上昇量(外輪表面温度 - 雰囲気温度)の関係を示す。EBJ, EDJはBJ, DOJに比べ温度上昇特性は、低い傾向を示した。これは、設計の項でも記述したが、ボール数を増やし内部設計諸元を最適化することにより得られた特性である。

温度上昇ファクタ F:

$$F = \frac{T}{T_{100} A} D N (\text{mm/min})$$

T : 負荷トルク (N・m)

T₁₀₀: 基本トルク (N・m)

A : 角度係数

D : ボールPCD (mm)

: 作動角 (rad)

N : 回転数 (rpm)

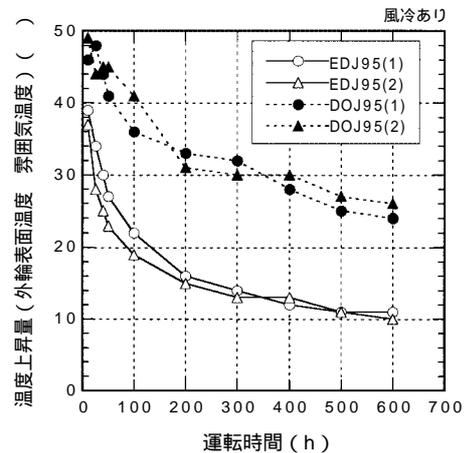
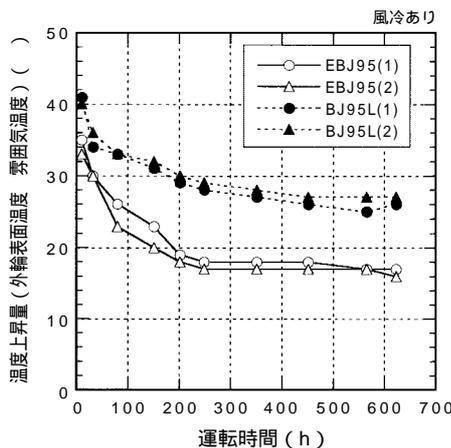


図8 耐久試験中の温度上昇量推移
Transition of temperature rise during endurance test

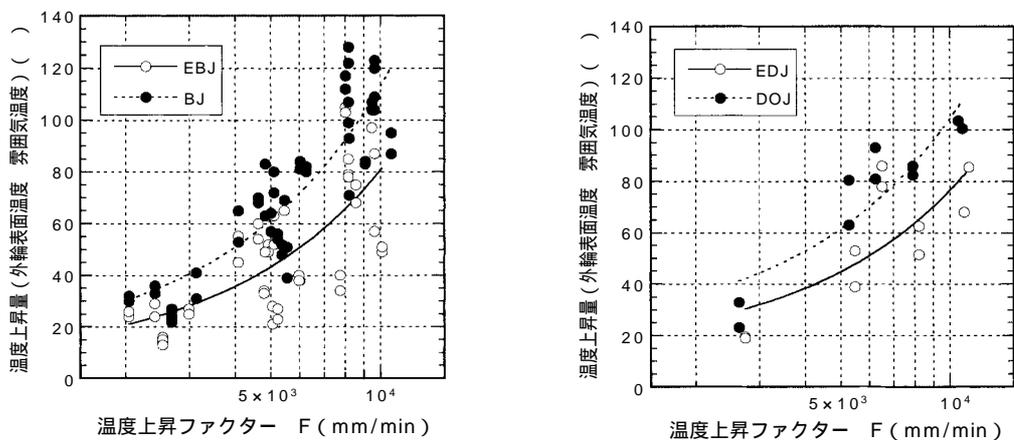


図9 温度上昇特性
Temperature rise of E-series and conventional series BJ,DOJ

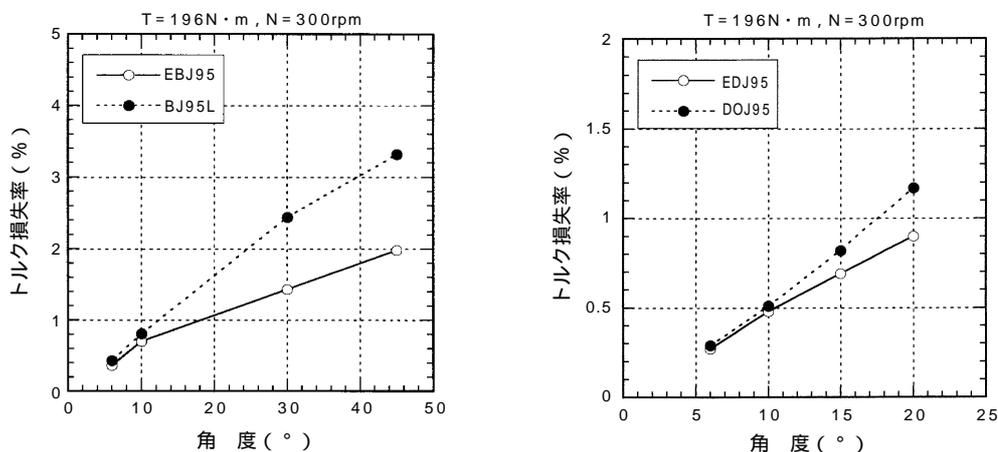


図10 トルク損失率
Torque loss

4.4 伝達効率

図10にEBJ, EDJのトルク損失率の測定データを示す。トルク損失に関する理論的考察は、本号の「BJの伝達効率解析」に掲載した。EBJ, EDJはBJ, DOJと比較し、高作動角時のトルク損失の増大が抑えられている。

4.5 等速性能

CVJは内部のすきまなどのために、厳密には理論的な等速性は得られない。BJ, EBJ, DOJ, EDJについて速度変動率を計算したが、速度変動率に差があるのは、高作動角時であることが分かった。そのため図11に、転舵時に大きな角度を採る固定式のEBJ, BJの速度変動率計算値とすきまの関係を示す。EBJは高作動角時の速度変動率が低く抑えられていることが分かる。更に、内部すきまの増大に対しても、BJ

の標準すきま仕様以下であるため、速度変動率は低く抑えられている。これは摩擦などによりすきまが増大した場合でも等速性が保たれることを示している。

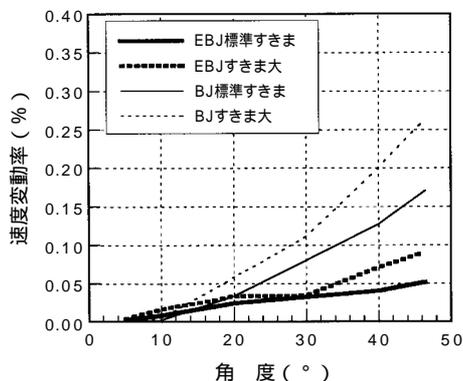


図11 速度変動率の計算値
Calculated velocity fluctuation ratio

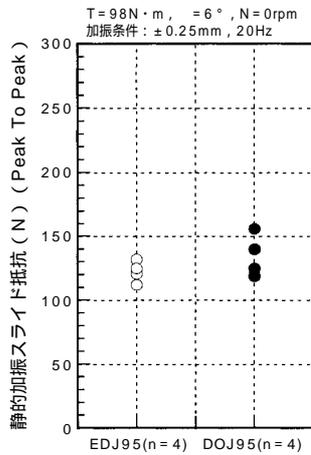
4.6 NVH特性

CVJが関係するNVH特性としては、しゅう動式CVJにおけるスライド抵抗や誘起スラストがある。図12にEDJ, DOJのスライド抵抗測定結果を、図13に誘起スラスト測定結果を示す。スライド抵抗に関しては両者に差はない。誘起スラストに関しては、回転次数成分が主となるため、EDJは回転の8次成分、DOJは6次成分が主になるが、EDJの回転8次成分はDOJの回転6次成分より小さい。一般にCVJが関連するこもり音やビート音が最も大きくなるのは、エンジン振動の回転2次成分、CVJ誘起スラストの回転6次成分、車室の共鳴周波数の3つが一致するケースである。これは、ギア比や車室形状の関係から比較的多くの車にあてはまる。このようなケースでもEDJは回転6次成分が小さいため、DOJよりこもり音やビート音が小さくなるのが期待できる。

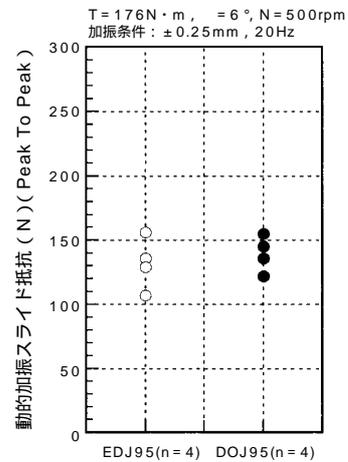
5. まとめ

BJ, DOJは、当社において最も生産量の多いCVJであるが、今回のEシリーズは軽量、コンパクト化や高効率化を実現した次世代型CVJとして、ドライブシャフトだけでなく、高速回転で使用されるプロペラシャフトにも今後採用が拡大されるものと期待する。これらのEBJ, EDJが自動車の技術開発に微力ながらも貢献できれば幸いである。

又、EBJ, EDJの開発は1ステップであり、今後更なる軽量化、コンパクト化、機能向上が求められるであろう。次のステップでは、CVJの機構のみでなく、材料や潤滑等も含む総合的な領域での取組みが必要となってくる。今後もCVJの開発に対し絶やまぬ研鑽に努め、期待に応えられる新製品を開発していく所存である。

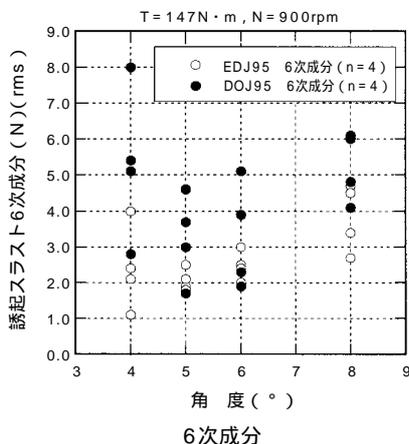


静的加振スライド抵抗 (5分後)

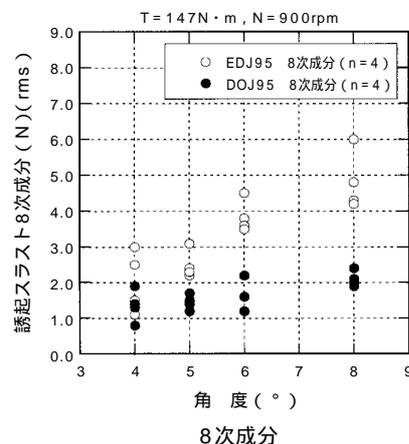


動的加振スライド抵抗 (5分後)

図12 スライド抵抗
Plunging resistance



6次成分



8次成分

図13 誘起スラスト
Induced cyclic axial load

BJの伝達効率解析とEBJ開発への適用

長谷 陽夫*
井本 正之*

Analysis of BJ Efficiency and Utilization on EBJ Development

By Haruo NAGATANI and Masayuki IMOTO

BJ torque losses were examined empirically and theoretically. Experiments were performed using equipment developed to determine the efficiency of the CVJ's by measuring secondary coupling motion. Theoretical analysis was performed by compiling the equations of motion for the CVJ components, including friction, plural simultaneous second order differential equations, and calculating torque losses based on inner joint forces. Both methods show good agreement. Using these methods, BJ efficiency was optimized by varying joint parameters. This technology was used in developing the EBJ.

1. まえがき

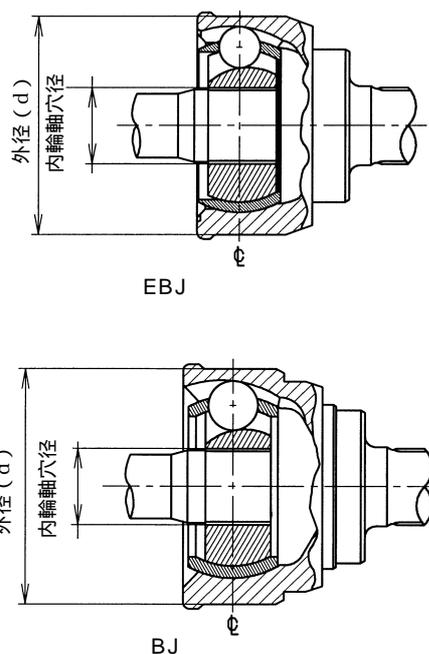
自動車のドライブシャフトに使用されるアウトボード用等速ジョイント(CVJ)には、主に固定式のBJ(Ball fixed Joint)が使用されるが、このジョイントに対する市場のニーズは、「高効率」と「コンパクト」である。これは、ブレーキやハブ、軸受、等の車両レイアウトからくるスペース上の制約と、動力伝達時のロス低減や軽量化による省エネルギー化、省資源化という環境問題に対する配慮によるものであると思われる。

これらのニーズに対する回答として、NTNではEBJ¹⁾(図1)を開発している。本報では、EBJ開発時に行なった伝達効率解析について述べる。

2. 実験装置

高効率を追及するためには、等速ジョイントの効率測定技術が必要不可欠である。等速ジョイントの場合、効率はジョイントのトルク損失率を計測することによって得られる²⁾。

等速ジョイントのトルク損失率については、二次モーメントや軸受反力から測定する方法が考案されてい



	EBJ95	BJ95L	効果
外径	79.9	86.3	2サイズダウン
重量比(SUBASSY)	80	100	20%ダウン
内輪軸穴径	同		—

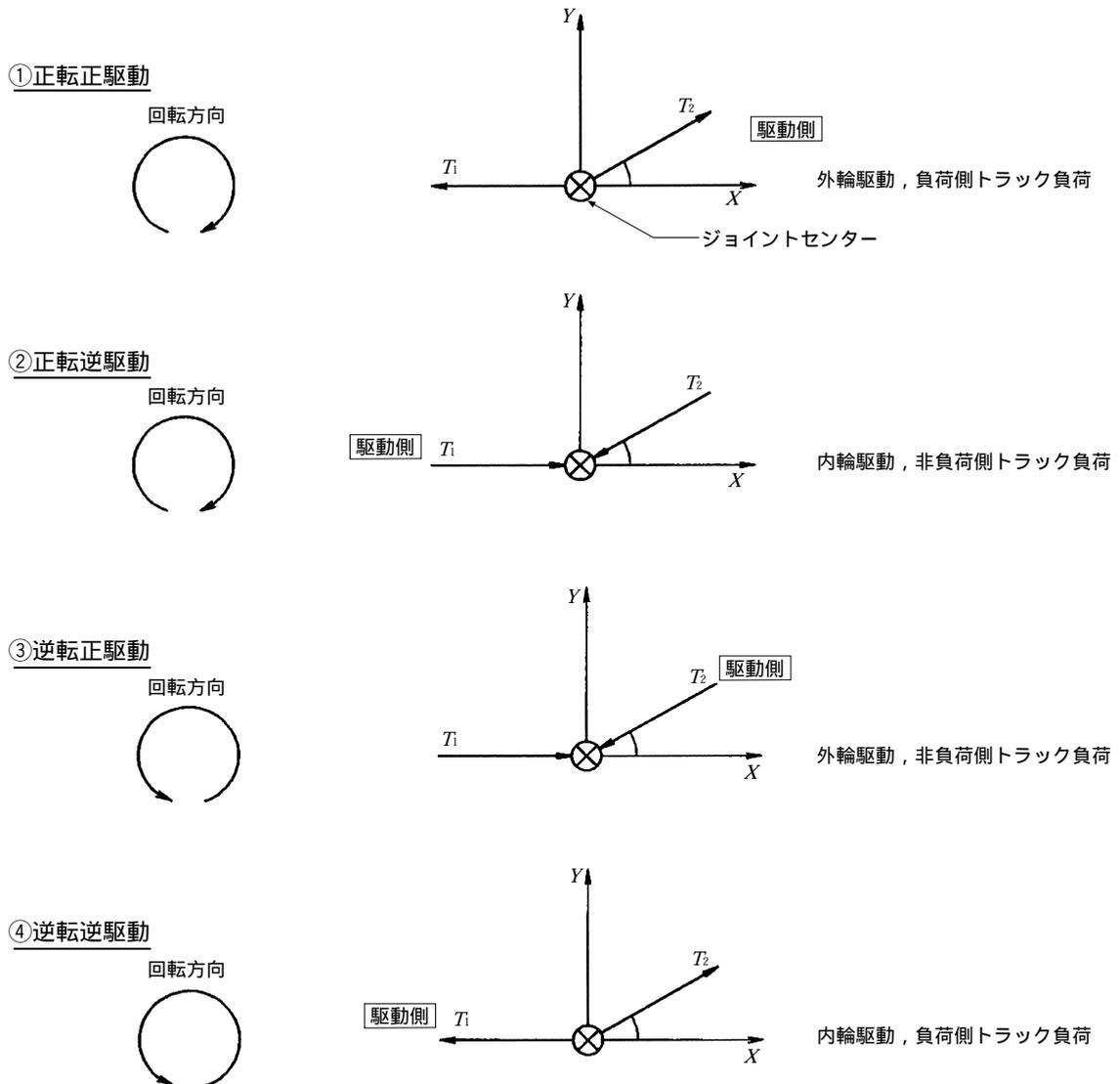
図1 EBJとBJの比較(当社呼び番号95での比較)
Comparison between EBJ and BJ

*自動車製品研究所

る²⁾。しかしながら、軸受反力から計測する方法は2ヶのジョイントのトルク損失率をまとめて計測するので、精度面で問題がある。また、二次モーメントで計測する方法では、ジンバルを用いた方法が以前に紹介されているが³⁾、ジンバルの重量が重くなり、測定系の固有振動数が低下し、高速での二次モーメント測定が難しいという問題がある。また、ジンバル方式はセッティングが煩雑であり、サイズの違うものを測定するにも治具の準備が必要であり、汎用性に欠けるという問題もある。そこで、今回新たに3分力計を用いて二次モーメントを測定し、これによりトルク損失率を測定するという装置を製作した。

2.1 トルク損失率計測原理

二次モーメントからトルク損失率を計測する原理は過去に発表されている³⁾。ただ、発表されているものは、ジョイントの回転と駆動の形態のある限定されたケースについてのものであるため、今回新たに、すべての場合に対応できるように、式を導入した。ジョイントの回転と駆動の形態として、以下の4種類あるが、試験機製作に当たっては、より汎用性をもたせるために、いずれの場合にも対応できるものとした。なお、 T_1 がシャフト側、 T_2 が外輪側のトルクである。また、紙面左側からみて時計回りの回転を正転、反時計回りの回転を逆転とし、下図の右側が駆動側のときを正駆動、左側が駆動側のときを逆駆動と呼ぶことにする。



(注) T_1 ：シャフト側， T_2 ：外輪側を表わす。

図2 各種回転，駆動状態
Various revolution and drive conditions

ジョイントに作用するトルクと二次モーメントには以下の関係がある³⁾。但し、 M は二次モーメントで M_1 がシャフト側、 M_2 が外輪側である。

$$T_{1x} + M_{1x} + T_{2x} + M_{2x} = 0 \dots\dots\dots(1)$$

$$T_{1y} + M_{1y} + T_{2y} + M_{2y} = 0 \dots\dots\dots(2)$$

$$T_{1x} \cdot M_{1x} + T_{1y} \cdot M_{1y} = 0 \dots\dots\dots(3)$$

$$T_{2x} \cdot M_{2x} + T_{2y} \cdot M_{2y} = 0 \dots\dots\dots(4)$$

さらに、①～④の各ケースに対応して以下の関係がある。(図2参照)

①正転正駆動 及び ④逆転逆駆動

$$T_{1x} = - T_1 \qquad T_{1y} = 0$$

$$T_{2x} = T_2 \cdot \cos \qquad T_{2y} = T_2 \cdot \sin$$

②正転逆駆動 及び ③逆転正駆動

$$T_{1x} = T_1 \qquad T_{1y} = 0$$

$$T_{2x} = - T_2 \cdot \cos \qquad T_{2y} = - T_2 \cdot \sin$$

これらの関係を(1)～(4)へ代入して以下の関係が得られる。なお、

$$M_2 = \pm \sqrt{M_{2x}^2 + M_{2y}^2} \text{ である。}$$

①正転正駆動 及び ④逆転逆駆動

$$M_{2x} = (T_1 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\tan \alpha}) \cdot \sin \alpha$$

$$M_{2y} = - (T_1 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\tan \alpha}) \cdot \cos \alpha$$

$$M_2 = - (T_1 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\tan \alpha})$$

または

$$M_{2x} = (T_2 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\sin \alpha}) \cdot \sin \alpha$$

$$M_{2y} = - (T_2 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\sin \alpha}) \cdot \cos \alpha$$

$$M_2 = - (T_2 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\sin \alpha})$$

②正転逆駆動 及び ③逆転正駆動

$$M_{2x} = - (T_1 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\tan \alpha}) \cdot \sin \alpha$$

$$M_{2y} = (T_1 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\tan \alpha}) \cdot \cos \alpha$$

$$M_2 = (T_1 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\tan \alpha})$$

または

$$M_{2x} = - (T_2 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\sin \alpha}) \cdot \sin \alpha$$

$$M_{2y} = (T_2 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\sin \alpha}) \cdot \cos \alpha$$

$$M_2 = (T_2 \cdot \tan \frac{\alpha}{2} + \frac{T_1 - T_2}{\sin \alpha})$$

以上の式から、試験ジョイント外輪側の二次モーメント M_2 を測定したときのトルク損失率への換算式が以下のように得られる。なお、CVJには摩擦があるため、入力トルクを一定にしても出力トルクはわずかではあるが変動する。このため、試験機の入力トルク(T_1)を一定に制御する場合と、出力トルク(T_2)を一定に制御する場合のどちらでも使用できるように、両方の場合について計算した。

①正転正駆動

T_1 を用いた場合

$$\frac{T_2 - T_1}{T_2} = \frac{\tan \alpha \cdot (M_2 + T_1 \cdot \tan \frac{\alpha}{2})}{T_1 + \tan \alpha \cdot (M_2 + T_1 \cdot \tan \frac{\alpha}{2})}$$

T_2 を用いた場合

$$\frac{T_2 - T_1}{T_2} = \sin \alpha \cdot (\frac{M_2}{T_2} + \tan \frac{\alpha}{2})$$

②正転逆駆動

T_1 を用いた場合

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} = \tan \alpha \cdot (\frac{M_2}{T_1} - \tan \frac{\alpha}{2})$$

T_2 を用いた場合

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{\sin \delta_2 \cdot (M_2 - T_2 \cdot \tan \delta_2)}{T_2 + \sin \delta_2 \cdot (M_2 - T_2 \cdot \tan \delta_2)}$$

③逆転正駆動

T_1 を用いた場合

$$\frac{T_2 - T_1}{T_2} = \frac{-\tan \delta_2 \cdot (M_2 - T_1 \cdot \tan \delta_2)}{T_1 - \tan \delta_2 \cdot (M_2 - T_1 \cdot \tan \delta_2)}$$

T_2 を用いた場合

$$\frac{T_2 - T_1}{T_2} = -\sin \delta_2 \cdot \left(\frac{M_2}{T_2} + \tan \delta_2 \right)$$

④逆転逆駆動

T_1 を用いた場合

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} = -\tan \delta_2 \cdot \left(\frac{M_2}{T_1} + \tan \delta_2 \right)$$

T_2 を用いた場合

$$\frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{-\sin \delta_2 \cdot (M_2 + T_2 \cdot \tan \delta_2)}{T_2 - \sin \delta_2 \cdot (M_2 + T_2 \cdot \tan \delta_2)}$$

これにより、二次モーメントと入力トルクを計測すれば、すべての場合に対して、トルク損失率が求まる。

2.2 伝達効率測定装置

図3に試験機概要を示す。

トルクは2ヶのモータを駆動側と吸収側に使い分けて、任意の側から駆動することができるようになっている。トルク計はモータのトルク制御のためのものである。ジョイントから発生する二次モーメントを計測する計測台には下図に示すように4ヶの3分力計が設置されており、これによりX, Y, Z方向の誘起力とY, Z軸回りのモーメントが計測できる。ジョイントはXY平面内で角度をとり、トルク損失率の計測には M_y を使用する。

二次モーメント M_2 は図4のような4ヶの3分力計を用いて以下の式で計算される。

$$M_2 = M_y = L_1 \{ (F_{Z1} + F_{Z2}) - (F_{Z3} + F_{Z4}) \} + F_z (L + L_1)$$

ここで

$$F_z = F_{Z1} + F_{Z2} + F_{Z3} + F_{Z4}$$

である。

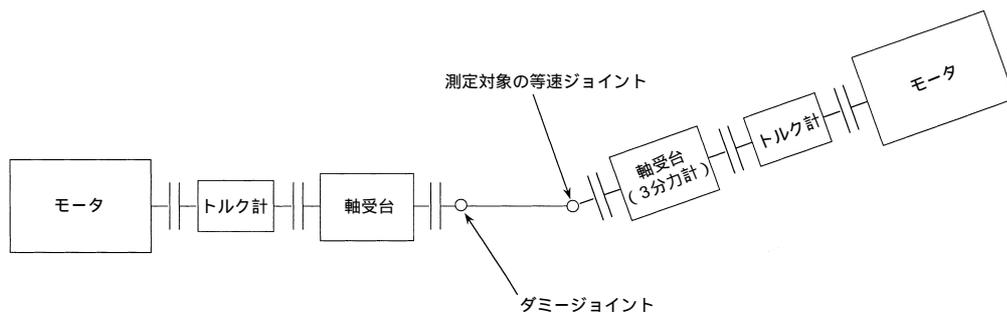


図3 伝達効率測定用試験装置概要
Illustration of CVJ efficiency measurement equipment

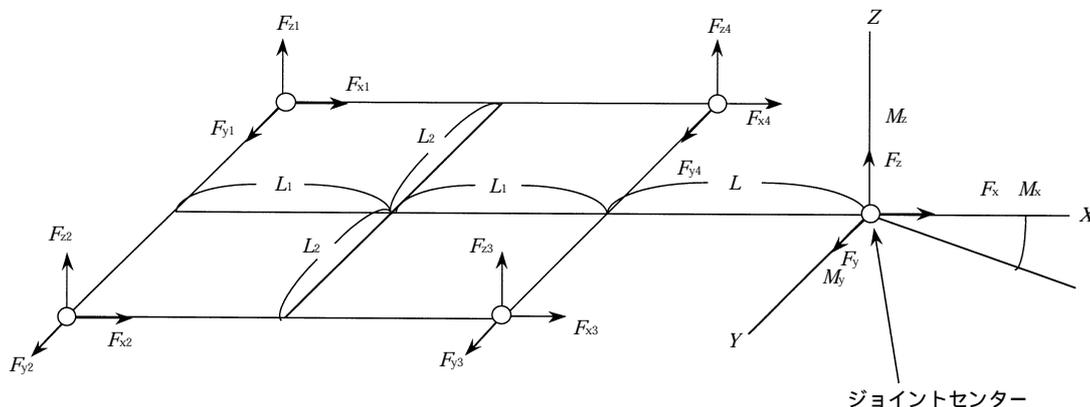


図4 二次モーメント計測用3分力計配置図
Illustration of secondary couple measurement device

上記装置は、以下に述べる理論解析の妥当性確認のために使用し、また開発された製品の効果確認にも利用した。

3. 理論解析

トルク損失率を計算で求めるためには、摩擦力を考慮しながら、ジョイント内部の力を把握する必要がある。ジョイント内部力を求める理論式としては、静的なジョイント内部の力とモーメントの釣合い式⁴⁾に摩擦力をプラスして、さらに加速度項(慣性力)を考慮して、運動方程式化することによって求めた。その結果、多元連立2階常微分方程式が得られ、これを数値的に解いた。

摩擦力の方向と大きさは接触領域をセルに分割し、各セルでの接触2物体間の相対速度を求めることにより摩擦力の方向を決め、ベクトル的に合成して摩擦力とした。未知数は、内輪移動量、内輪回転角、ケージ移動量、ケージ傾き角、各ボール移動量、各ボール回転角速度である。

これを数値的に解くために、2階常微分方程式を1階常微分方程式に変形し、多元1階常微分方程式として解いた。これにより、上記未知数に加えて、内輪移動速度、内輪回転角速度、ケージ移動速度、ケージ回転角速度、ボール移動速度が追加される。

ジョイント内部の力を数値的に解いた後、外輪に作用している荷重ベクトルとジョイントセンターからの位置ベクトルとの外積をとり、それらを全て合計し、さらに外輪軸線方向単位ベクトルとの内積をとることによって、トルクを求めた。出力トルクは変動するため、変動する出力トルクの1回転あたりの平均値を出力トルクとした。この出力トルクと入力トルク(一定値)との演算により、次式にてトルク損失率を計算した。

$$\text{トルク損失率} = \left| \frac{T_{\text{入力}} - T_{\text{出力}}}{T_{\text{入力}}} \right|$$

4. 計算結果と実験結果の比較

上記伝達効率試験機を用いて測定したトルク損失率と理論解析から求めたトルク損失率を比較した。その例を図5、図6に示す。いずれも車両で通常使用される状況に対応させて、BJの内輪側からジョイントを駆動した場合の結果である。

図5、図6とも実験値と計算値は、定性的にも定量的にも良く一致しており、計算でトルク損失率を予測することができるといえる。

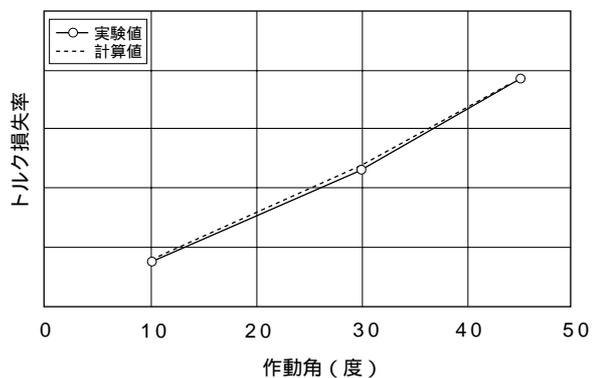


図5 BJ82のトルク損失率
Torque losses for BJ82

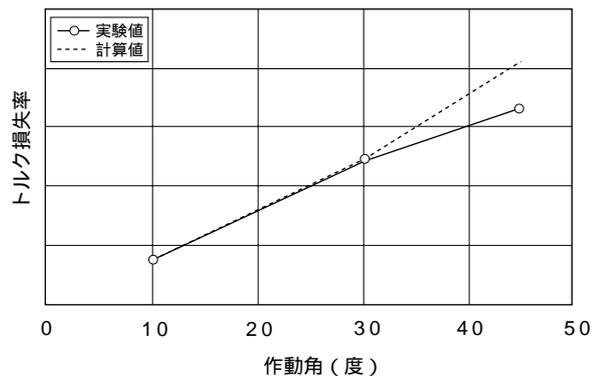


図6 BJ95のトルク損失率
Torque losses for BJ

5. EBJ開発への適用

BJの伝達効率へ及ぼす設計諸元の影響を調査するため、あるトルク、回転数、作動角を仮定して、約20種類のBJの内部諸元を各々変化させた場合の効率計算を行なった。この結果により最適諸元を抽出し、設計したのがEBJである。

6. まとめ

EBJの開発に際して、「高効率化」の課題を達成するため、理論解析により設計指針を見だし、設計に活用した。理論解析の妥当性は、新型伝達効率試験機を使用したトルク損失率計測結果と比較し、両者が一致することにより確認した。また、開発したEBJの効率アップ効果を伝達効率試験機により確認した。

今後共環境負荷低減のためエネルギーロスが少ない高効率なCVJを開発していく必要があり、本解析をそのツールとして有効に活用していきたい。

参考資料

- 1) 曾根, 穂積 「高性能コンパクト固定式等速ジョイント (EBJ)」 NTN TECHNICAL REVIEW NO.66 (1997)
- 2) 木全 「等速自在継手の伝達効率」 NTN ベアリングエンジニア No.50 (1984) P.25
- 3) 木全, 他 「等速自在継手の二次モーメントに対するトルク損失の影響」
機論58 - 551 C (1992) 172
- 4) 木全 「ボール型等速自在継手の静力学的解析」
機論58 - 545 C (1992) 263

人工衛星用軸受の最近の動向

川合 信行*

Recent Technical Trends in the Special Bearings for Satellites

By Nobuyuki KAWAI

NTN has developed many types of special bearings for satellites. This report shows a portion of the NTN production capabilities and the specifications for special bearings for satellites which were recently launched by Japanese Rockets.

1. まえがき

1955年に始まったペンシルロケットの研究が日本における宇宙開発の起点であるとするならば、日本で最初の人工衛星「おおすみ」が打上げられた1970年2月は国際的にも宇宙開発の世界で日本が認められた時といえる。この時日本は世界で4番目の自力で人工衛星を打上げた国となった。

その後文部省宇宙科学研究所のミッションである科学衛星や試験衛星、宇宙開発事業団が実施している実用、技術試験衛星が数多く打上げられており、日本は人工衛星の開発、打上げに関して世界の仲間入りを果たした。NTNは国家的プロジェクトである衛星国産化の技術開発の中で宇宙環境に耐えうる軸受の開発、とくに表面処理技術、保持器材の開発を行ってきた。

本稿では人工衛星に搭載されている軸受について、それに要求される機能とその対応について述べると共に実績の一部を紹介する。

2. 宇宙環境の特徴

宇宙環境は微小重力、高真空、宇宙放射線、温度、原子状酸素等地上における環境とは大きく異なっている。このため宇宙空間において用いられる人工衛星、そしてそれに搭載される各種機器に要求される特性も地上で用いられるものと大きく異なっている。

高真空は油、グリースの低分子成分の蒸発を引き起こす。これは軸受の潤滑不良を起こすだけでなく、蒸発分が周囲の機器、例えばレンズや鏡を汚染する可能性がある。また宇宙放射線の影響も地上とは比較にならないくらい厳しく、潤滑油やグリースの劣化が促進される。温度も太陽に向いた側では+150℃、日陰で-100℃になり250℃の温度差が地球周回の間(約100分)で生ずる。高度250km程度の空間には原子状酸素があり、有機材料、潤滑剤への影響が懸念される。しかし微小重力は軸受に作用する荷重を考慮する必要がないというメリットもある。

これらの条件のもとで軸受に要求される機能を次に示す。

3. 宇宙で使用される軸受

特殊形状の要求は少なくISOのシリーズから選ばれるものがほとんどである。深溝玉、アンギュラ玉軸受が多く、大径のものは特に重量軽減の点から薄肉シリーズが用いられることが多い。

軸受の品質管理は厳しく、素材の状態から旋削、熱処理、研磨、組立てそして出荷にいたるまでの製造工程全てのトレーサビリティが要求される。出荷時も油分がつかないように細心の注意を払い、包装形態も真空パックなどの特殊包装を行っている。軸受には1個ずつシリアルナンバーが与えられ、軸受の表示を見れば品質、製造記録がすぐに引き出せるようになっている。

*軸受技術部

表1 宇宙用駆動機構の使用条件³⁾
Requirements for drive mechanism of satellite

名称	宇宙での使用条件	寿命*	固体潤滑部品
太陽電池パドル駆動機構	1～16回転/日	～10年	転がり軸受, 歯車, スリップリング
アンテナ位置決め機構	低速, 微小角	～10年	転がり軸受, 歯車
デスパン機構	15～60rpm	～10年	油潤滑転がり軸受, スリップリング
各種スキャナ	5～100rpm	～10年	転がり軸受
太陽電池, アンテナ展開機構	1回	20回	レンジ, ラッチ, カム, ジョイント, すべり軸受

*: 地上試験を含む

寿命に対する要求は宇宙で1回だけ作動すれば使命を終えるワンショットものと人工衛星自体が寿命となるまで作動することを要求されるものがあり両極端である。その使用個所の主なものを表1に示す。

4. 軸受仕様

4.1 軸受形式

宇宙機器に搭載される軸受は深溝玉軸受, アンギュラ玉軸受(図1)といった玉軸受が最も多く用いられている。保持器付軸受と総玉軸受がある。密封形式が必要な場合はシールドタイプが用いられることが多い。また球面すべり軸受, 円すいころ軸受もわずかではあるが用いられている。打上げ重量に制限があるため薄肉タイプが多い。

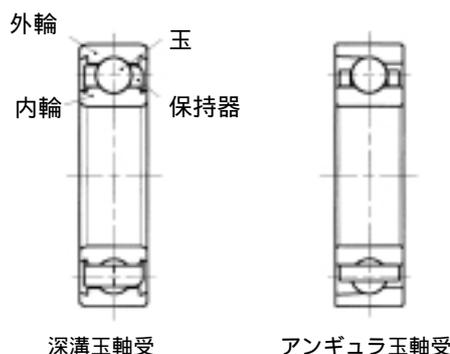


図1 軸受形式
Bearing configuration

4.2 材料

一般的に用いられる転がり軸受の内外輪, ボールの材料はマルテンサイト系ステンレス鋼であるJIS SUS440Cである。この材料は軸受としての実績が多く, 高真空下で問題となるアウトガスも低く, さびの発生にも強いこと, 使用温度範囲が広いことよりほとんどの宇宙用軸受として用いられている。

保持器にはグリース潤滑の場合にはオーステナイト系ステンレス鋼JIS SUS304のプレスタイプ, またはもみ抜きタイプ, あるいは自己潤滑性の高いポリテトラフルオロエチレン(PTFE)系(NTN名称: ペアリーFL3000)もみ抜きタイプが用いられる。固体潤滑の場合にはPTFE系(NTN名称: ペアリーFL3800...旧名称: ルーロンE)もみ抜きタイプが主に用いられる。これらのPTFE系の樹脂材料はNTNグループ内で素材から製品までの対応が可能である。

密封形式としてはJIS SUS304のシールド板が用いられることが多い。

4.3 潤滑

もっとも難しいのが潤滑である。潤滑の種類には固体潤滑剤, グリース, 油が考えられるが信頼性, 取扱いやすさの点より固体潤滑剤の使用が最も多い。最近では蒸気圧の低い真空用のグリースが開発されており, このグリースを使用する場合も増えている。真空用油を用いた潤滑は低トルクと長寿命が得られるため今後使用が進むものと思われる。すでに国外, 特に米国ではかなりの実績が得られている。

4.3.1 液体潤滑剤(潤滑油, グリース)

液体潤滑剤(潤滑油, グリース)は蒸発しやすい, 温度の影響を受けやすい, 経時変化しやすい, 放射線の影響を受けやすいというように宇宙環境下では使いにくい潤滑剤である。しかし油膜の自己回復, 摩擦熱除去作用, 振動が少ない, トルク変動が少ない, 高速回転が可能といった長所がある。最近では宇宙用潤滑油として分子量4000～10000程度のふっ素系合成油が各種開発されており, その油を基油としたグリースも用いられている。使用場所は比較的溫度コントロールしやすい衛星内部機構が主である。油の供給システムの改良によりさらに使用個所は広がるものと思われる。

4.3.2 固体潤滑剤

固体潤滑剤は摩擦を小さくする固体物質のことである。それを軸受の軌道面，ボール表面に特殊被膜加工処理（イオンプレーティング，スパッタリング）をする。宇宙用の潤滑としてはMoS₂，Pb，PTFEでほとんど代表できる。広い温度範囲で使用でき低蒸気圧で

あり，また低摩擦である。使用中摩耗粉の発生は避けられないが軸受をシールドすることにより周囲の汚染を少なくできる。しかし摩耗粉によるトルク変動は起こりやすい。また軸受選定時には被膜強度の点より膜の負荷能力の検討が必要であるといった問題はあるが，現在のところ最も信頼性の高い潤滑方法といえる。NTNでは主としてMoS₂を用いている。NTNではこれらの表面処理を自社で開発し対応している。

表2 宇宙用固体潤滑剤の諸特性³⁾
Characteristics of dry lubricants for special environment

	PTFE	MoS ₂	Pb
使用温度範囲, °K	4 ~ 100	4 ~ 623	4 ~ 623
結晶構造	長鎖状	六方晶	面心立方晶
分子量	10 ⁷	160	207
比抵抗, Ω·cm	絶縁物	851	2.08 X 10 ⁻⁵
熱膨張率	8.3 ~ 10.5 X 10 ⁻⁵	1.07 X 10 ⁻⁵	2.92 X 10 ⁻⁵
熱伝導率, W/(m·K)	2510	0.13	35

固体潤滑における軸受の潤滑機構はこれまでに多くの文献で紹介されているが，ここで図2で簡単に説明する。軌道面（内外輪，玉）にあらかじめ附着させた潤滑膜（MoS₂, Pb, PTFE）が摩耗したあと自己潤滑性のある保持器（PTFE系）から転移した潤滑剤で潤滑を維持することで長寿命を実現している。

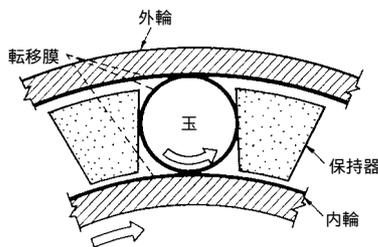


図2 保持器からの潤滑剤の転移⁴⁾
Transfer of lubricant from self-lubricating cage to balls and raceways

宇宙用固体潤滑剤の諸特性を表2に示す。

4.3.3 軸受すきまと軸受精度

軸受すきまは個々の使用条件により予想される温度変化，はめあいを考慮してそれぞれ検討されており一概に決められるものではない。剛性の確保のため軽与圧をかける場合もある。軸受精度はJIS P4級もしくはP5級を用いることが多い。

5. 使用実績

日本が打ち上げた主な人工衛星とそれに使用されたNTN製軸受の実績の一部を表3に示す。数多くのNTN製軸受が地球の周りを回っていることがわかる。

なおこれらの人工衛星の打ち上げに使用された国産ロケット（H-I，H-II）にも多くのNTN製軸受が用いられている。

具体的な使用例としては1992年2月にJERS-1で打ち上げられ，それ以後ETS-IV，ADEOS，

表3 最近の衛星と使用された軸受
Recent launched satellites and bearings

衛星名	打上日	軸受品名	使用箇所
BS-3a (ゆり3号a) BS-3b (ゆり3号b)	1990.8.28 1991.8.25	FN-MM-SEB803T3CS15P5 他1点	WGスイッチ
JERS-1 (ふよう1号)	1992.2.11	FN-F-SC916P4 他4点	太陽電池パドル駆動部
ETS- (きく6号)	1994.8.28	FN-F-SC0486PX1 他4点	
SFU (フリーフライヤー)	1995.3.15	FN-F-6000JZZ1CS08/LX12, FN-F-7002F2DB/GLP4 他12点	太陽電池パドル進展駆動部 他
ADEOS (みどり)	1996.8.17	FN-F-7006T3DB/G01P5/LX12 他19点	海色海温走査放射計 他
MUSES-B (はるか)	1997.2.12	FN-MM-SEA907F2G/GNP5 他1点	Kバンドアンテナ 他
ETS- (きく7号)	1997.11.28	FN-MM-SEA905T3P4 他20点	ドッキング機構 他
COMETS (かけはし)	1998.2.21	FN-MM-SEB94T3CNLP5 他4点	中継器出力スイッチ

COMETSに用いられている太陽電池パドル機構部 (PDM:PADDLE DRIVE MECHANISM) を図3, 図4に示す。

衛星はその駆動源である電力を主として太陽電池から得ている。太陽電池は一般に平板で効率よく発電するためには太陽方向に対し直角に向いている必要がある。PDMはこの動作を行う機構であり、この駆動部に軸受(表4)が用いられている。

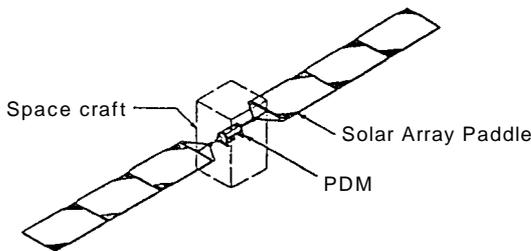


図3 太陽電池パドル機構概念図⁵⁾
Concept of installing PDM

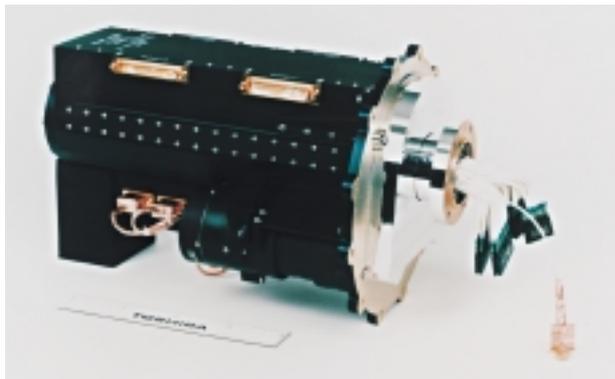


図4 太陽電池パドル機構部⁶⁾ NASDA殿提供
Paddle drive mechanism

表4 PDMに使用されている軸受
Bearing list for PDM

軸受品名
FN-F-SC916P4
FN-F-SC0486PX1
FN-F-SC1173P4
FN-F-SC0167ZZXP4
FN-F-SF0785PX1

また人工衛星から地球を観測する各種装置にも数多くの軸受が用いられており、1996年8月に打ち上げられたADEOSの海色海温走査放射計 (OCTS : OCEAN COLOR AND TEMPERATURE SCANNER) は海の色、温度を高頻度、高感度で観測する装置である。OCTSを図5に、これを搭載している人工衛星を図6に示す。この走査鏡の走査機構等に軸受(表5)が用いられている。

また世界各国が協力している国際的なプロジェクトである国際宇宙ステーションは1998年から組立てが始まる。この日本実験モジュール(JEM: JAPANESE EXPERIMENTAL MODULE)は2001年より組立てが開始される予定であるが、これにも30種類を超えるNTN製軸受が選定されており、すでに納入されている。

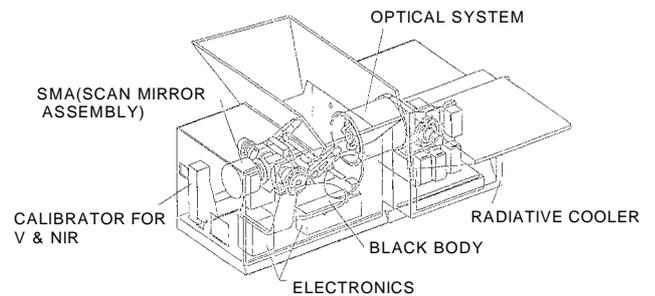


図5 OCTS⁷⁾
Cutaway view of OCTS

表5 OCTSに使用されている軸受
Bearing list for OCTS

軸受品名	使用箇所
FN-F-7006T3G/G045P5V1/LX12	モータ
FN-F-7212T3P4/FN-F-SF12T02P4V1/DB/G035/LX12	走査系機構部
FN-F-7006T3DB/G01P5/LX12	モータ
FN-F-6300J1CS10P5/LX12	モータ
FN-F-7012T3DB/G04P4/LX12	レゾルバ



図6 ADEOS NASDA殿提供

6. まとめ

人工衛星の利用は通信衛星，気象衛星，地球観測衛星など多くの方面でこれからも益々盛んになり，より日常的になっていくものと予想される。これまでに多くのNTN製の軸受が人工衛星に搭載され宇宙空間で稼働していることを紹介したが，人工衛星の利用がより民生化していくにつれ，衛星自体をはじめ軸受単体に求められる低コストと高信頼性と長寿命という相反する要求は一層強まるものと思われる。これに応えるべく一層の開発努力を続け，日本の宇宙産業に寄与していきたいと考える。

参考文献

- 1) 平成9年版 日本の航空宇宙工業：社団法人 日本航空宇宙工業会
- 2) 宇宙環境利用の手引き(平成9年12月)：財団法人日本宇宙フォーラム
- 3) 西村允 宇宙環境と宇宙用機械要素のトライボロジー：機械の研究(養賢堂) 第5号(1997)p16
- 4) 宮川行雄，野坂正隆，鈴木峰男，菊池正孝：航空宇宙技術研究所
液体水素中における玉軸受の性能：ベアリングエンジニア No.46(1978)p5
- 5) H. Hashimoto：NASDA, T. Honda, T. Ohhashi, S. Wachi, K. Kai：Toshiba Corp.
Development of a Paddle Drive Mechanism：PROCEEDINGS of THE 15TH INTERNATIONAL SYMPOSIUM on SPACE TECHNOLOGY and SCIENCE, TOKYO(1986)
- 6) 本田登志男，和知重雄：東芝，鈴木孝，松浦直人，橋本英一：NASDA
地球資源衛星1号搭載用パドル駆動機構：日本機械学会第1回スペース・エンジニアリング・コンファレンス講演論文集(1992.7.3 東京)
- 7) J. Tanii, T. Machida, H. Ayada, Y. Katsuyama, J. Ishida：NEC Corp.
N. Iwasaki, Y. Tange, Y. Miyachi, R. Sato：NASDA
OCEAN COLOR AND TEMPERATURE SCANNER(OCTS) FOR ADEOS：SPIE Vol.1490 Future European and Japanese Remote-Sensing Sensors and Programs (1991)

NTN 4 × 4システム(ロックオンデマンド システム)の開発

伊藤 健一郎* 岡田 浩一**
堀 勲* 安井 誠*
後藤 司郎* 秋吉 幸治*

Development of NTN's "Lock-On-Demand" (LOD) System

By Kenichiro ITO, Koichi OKADA, Isao HORI, Makoto YASUI, Shiro GOTO and Koji AKIYOSHI

Recently, four wheel drive sport utility vehicles (SUV's) have become very popular worldwide. However, there are many different four wheel drive controls systems, and drivers are often at a loss when to change form 2WD to 4WD.

NTN has developed a new, automatic four wheel drive system called the " Lock-On-Demand " (LOD) system. The LOD system consists of a roller clutch, synchronizer, Auto Air Hub, and Hi-Low range vacuum shift motor. These components are controlled by an electronic control unit (ECU). In this article, the LOD system's function, layout and operating principles are explained.

1. まえがき

ここ数年間の自動車の売れ行きを見ると、4WD車の割合は依然として高い水準を保っている。これは、4WD車を持つ安全性や、走行性能の高さに消費者が魅力を感じていることに他ならない。しかしながら、一言で4WDといっても、そのシステムは多岐にわたっており、各メーカーともその車種のコンセプトに合致したシステムを採用している。

そんな中で、現在の流行のSUV (Sports Utility Vehicle) と呼ばれる車種は、時には過酷なオフロード走行を求められる一方、乗用車的なオンロード走行も求められる。同時に、一般の運転者にとって扱いが簡単な4WDシステムが求められている。

NTNは独自に開発したローラクラッチユニット、シンクロ装置、オートエアハブ、Hi-Low切換装置の4つの機能部品を統合制御することにより、軽量コンパクトで低コストな4WDシステム『ロックオンデマンド システム (LODシステム)』の開発を行ってきたのでここで紹介する。

2. LODシステムの構成・特徴

図1にLODシステムの構成を示す。LODシステムにおいては、ドライバーは2WD、4WD-AUTO、4WD-LOCK (Hi)、4WD-LOCK (Low) の4つの走行モードをスイッチ選択できる。

2WDモードでは、オートエアハブによりフロント駆動系とホイールは切り離されているため、経済的な燃費での走行が可能である。

4WD-AUTOモードでは、前後輪の回転数を常時検知しているため、舗装路等の車輪のスリップが発生しにくいような路面状況であれば2WDとして走行する。一方、滑りやすい路面にさしかかり車輪のスリップを検知すると、自動的にローラクラッチが係合し (オンデマンド方式) 4WDとなるため、ほとんどの路面状況において走行可能である。

4WD-LOCK (Hi,Low) モードでは、極めてラフなオフロード路面 (岩場、モーグル等) での使用を想定しており、ローラクラッチは常時ロックされ、信頼性の高い直結状態となる。

*自動車製品研究所

**メカトロニクス研究所

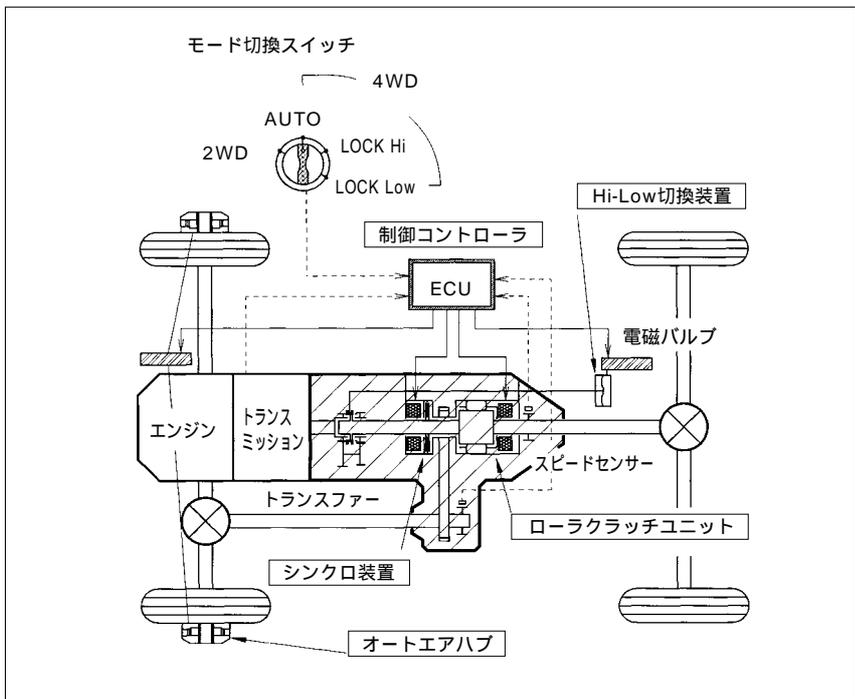


図1 LODシステムの構成
Lock on demand system

LODシステムの特徴を以下に挙げる。

- すべての走行モード切換をスイッチ化しているため、操作が簡便である。
- 4WD時の駆動力配分は直結4WD同様のトルク配分となり、オフロード、雪道、砂地等では優れた走破性を発揮する。
- 4WD-AUTOでは、NTN独自のローラ型ツーウェイクラッチ機構と電子制御の高速応答により走行状態に応じてスムーズに2WD-4WDが切り換えられる。
- AUTOモードで摩擦係数の高い路面（アスファルト

路面等）を走行する場合、4WD車特有のタイトコーナブレーキング現象を防止する。

- ABS作動時は前後輪の拘束力をクラッチユニットで遮断し、動力循環を回避する。
- ドライバーは、2WD、4WD-AUTOおよび、4WD-LOCK (Hi) の各モードを走行中に任意に選択できる。
- Hi-Low切換装置としてエアアクチュエータを使用し、低コスト化を図った。
- 高伝達トルク、コンパクト、低コストな4WDシステムである。

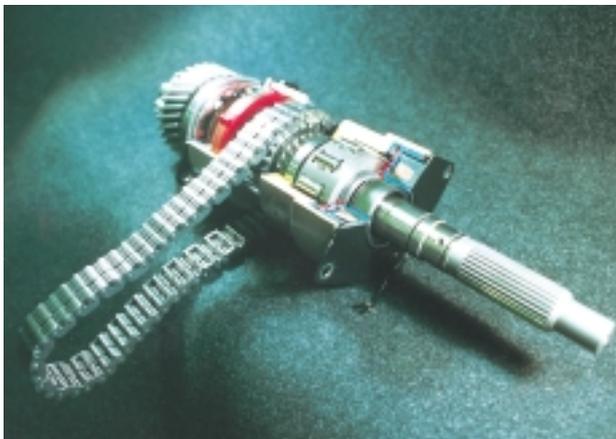


写真1 ローラクラッチユニットとシンクロ装置
Roller clutch unit and synchronizer

3. 主要構成部品の構造と作動原理

3.1 ローラクラッチユニット

ローラクラッチユニットはフロント駆動系への駆動力伝達媒体であり、4WD-AUTO、4WD-LOCKモード時に機能する。その構造を図2に、諸元を表1に示す。

本ユニットはローラ型ツーウェイクラッチと電磁クラッチから構成される。ローラ型ツーウェイクラッチは入力軸側にカム面を形成しており、外輪との間でローラを係合させることによりトルク伝達を行う。ローラの係合は電磁クラッチによって制御することができる。

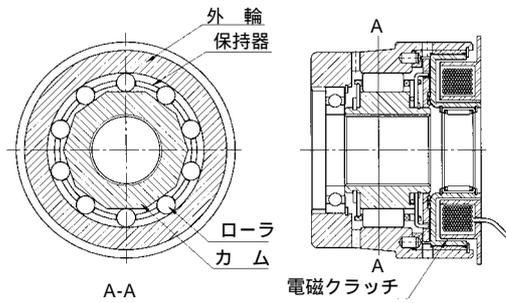


図2 ローラクラッチユニットの構造
Schematic view of roller clutch unit

表1 ローラクラッチユニットの諸元
Specifications of roller clutch unit

寸法	106×82mm
常用定格トルク	637Nm { 65kgfm }
最大トルク	1 400Nm { 143kgfm }
重量	3.4kg

次に4WD-AUTOモードでのローラクラッチユニットの作動原理について説明する。

図3(b)は電磁クラッチがOFFの状態である。スイッチばねにより保持器はニュートラル位置に保持されており、ローラは係合せず、クラッチフリーの状態にある。車両の通常走行時や旋回時、ABS作動時に相当する。

図3(a)は電磁クラッチがONの状態である。保持器と外輪が摩擦力によって一体化されるため入力軸に対して保持器の位相が遅れ、ローラが係合し、入力軸から外輪へトルクが伝達される。

トルク伝達過程では前後輪の回転数が等しく、滑りを発生しない。また電磁クラッチの制御電圧がOFFに

なっても、トルクが加わっている間は図3(a)の状態を駆動し続ける。車両の発進時や急加速時に後輪がスリップした場合に相当する。

図3(c)はエンジンブレーキ時に後輪の減速スリップを検知した場合に、電磁クラッチがONになった状態である。前輪には減速方向のトルクが伝達可能となる。

3.2 シンクロ装置

LODシステムには走行中に2WD-4WDの切換を可能とするために、シンクロ装置が含まれる。シンクロ装置の構造を図4に、諸元を表2に示す。本装置は、主に電磁コイル、ロータ、インナープレート、アウタープレート、アーマチュアで構成されている。

2WDモードで走行する場合は、電磁コイルには通電を行わないため、インナープレートとアウタープレートの間には適当なすきまが生じ、フロント駆動系をフリーにしている。

走行中に2WDから4WDに切り換える場合は、まず電磁コイルに通電を開始する。電磁コイルに通電すると、コイル ロータ 各プレート アーマチュア間で磁界を形成するため、アーマチュアはロータに引きつけられる。この吸引力がプレートを押しつけ、メインシャフトとチェンスプロケット間に摩擦力を発生させる仕組みとなっている。この摩擦力により、フロント駆動系がシンクロしたのをスピードセンサで検知し、後述のオートエアハブをロックさせる。

本シンクロ装置の台上での性能確認として、出力側に慣性と回転負荷抵抗を配置し、4 000rpmでのシンクロ試験を行った結果を図5に示す。慣性量はフロント駆動系(ローラクラッチユニット分を含む)に合わせた。本条件ではおよそ0.6秒でシンクロが完了する。

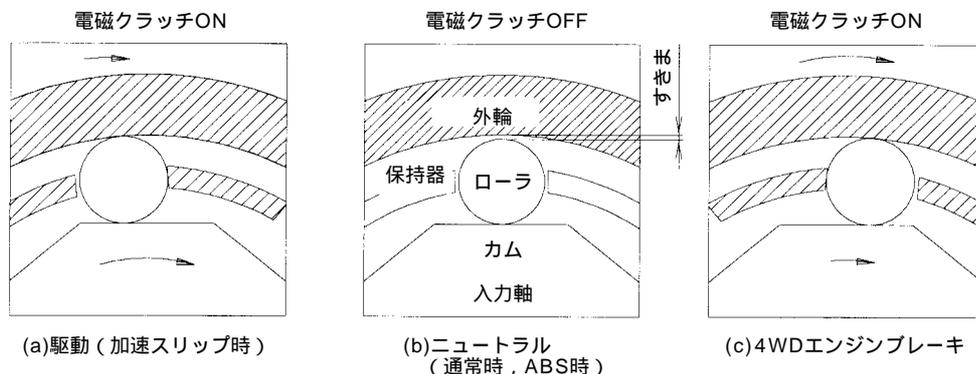


図3 ローラクラッチユニットの作動原理
Action of roller clutch unit

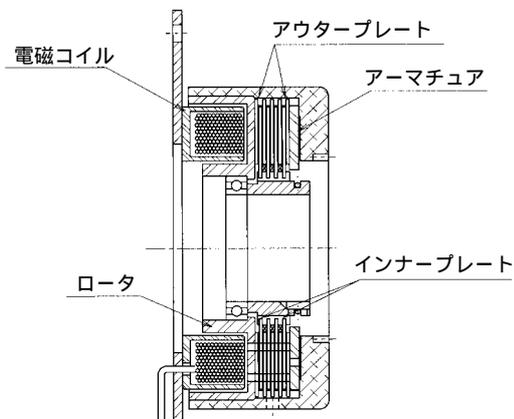


図4 シンクロ装置の構造
Schematic view of synchronizer

表2 シンクロ装置の諸元
Specifications of synchronizer

寸法	105 × 50mm
動摩擦トルク	11Nm { 1.1kgfm }
重量	1.6kg

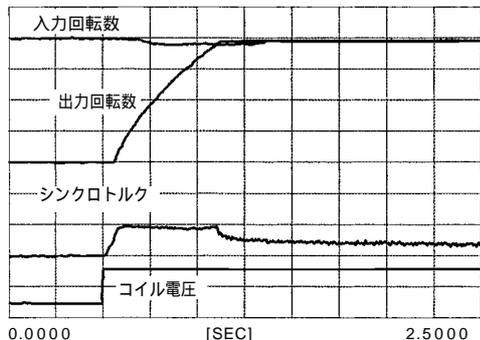


図5 シンクロ装置試験結果
Test results of synchronizer

3.3 Hi-Low切替装置

現在、一部の車両で採用されているスイッチ切替方式によるHi-Low切替装置は電動モータを使用しており、従来のレバー切替方式を上記方式に変更するには大きな設計変更が要求される。

そこで、スイッチ切替方式でかつ既存の副変速機からの設計変更が最小に抑えられる点に着目し、エアアクチュエータを使用した切替方式の開発を行った。エアアクチュエータは作動スピードが速いので、切替時のギヤ鳴りを防止することができる。

エアアクチュエータ組立品の構造を図6に、主な諸元を表3に示す。

エアアクチュエータは、ダイヤフラム、ケース、

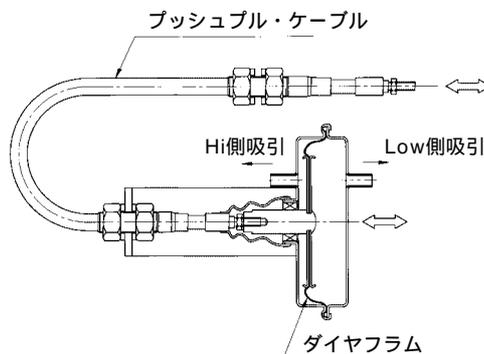


図6 Hi-Low切替装置の構造
High and low range vacuum shift motor

表3 エアアクチュエータの諸元
Specifications of vacuum shift Motor

寸法	120 × 144mm*
作動力	460N { 47kgf }
作動負圧	- 66.6 kPa
重量	0.9 kg*

*ケーブルは含まない。

プッシュプル・ケーブルで構成され、その作動はエンジン負圧と、別途設けられた電磁バルブによりおこなう。ケース内部はダイヤフラムによって2つの気密室に分かれ、一方に負圧が供給され、他方は大気開放となるように電磁バルブでコントロールされる。プッシュプル・ケーブルの採用により、押し引き両作動可能な構造とした。

図7に実車に搭載した場合の負圧配管図を示す。(オートエアハブの配管図も含む)

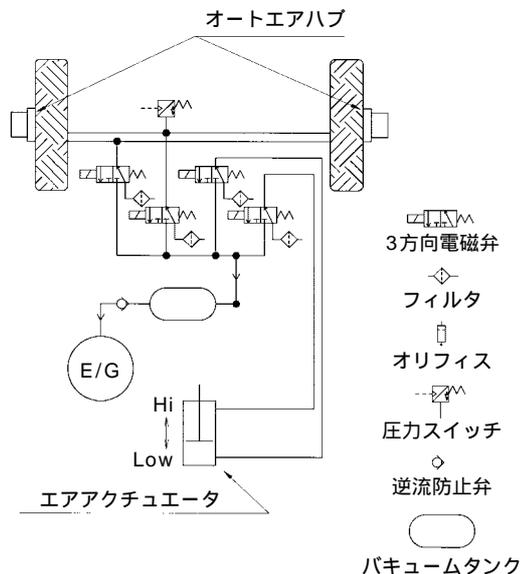


図7 負圧配管図
Vacuum pipe routing

3.4 オートエアハブ

オートエアハブは、エンジン負圧を利用してフロントドライブシャフトとフロントタイヤの切り離しを行うものである。これは、既に97年5月から量産を開始しており、スズキ・ジムニーとジムニー・ワイドに装着されている。オートエアハブの内部詳細についてはNTNテクニカルレビュー No.65号に「フリーハブ用メカニカルクラッチユニット(SFH-MCU)」として記載しており、本稿での説明は割愛する。



写真2 装着部位
Installed AAH

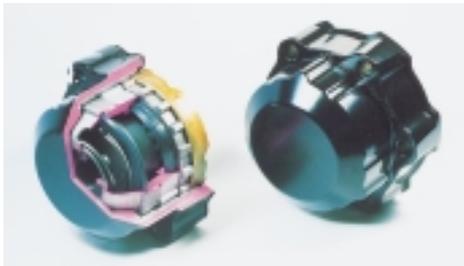


写真3 オートエアハブ
Auto air hub

4. LODシステムの制御

制御コントローラ(ECU)は選択された各モードに応じて、前後回転センサ、ブレーキ、ABS等の信号をもとに車両の状況を判断し、ローラクラッチユニット、シンクロ装置、オートエアハブ、Hi-Low切換装置を制御する。図8にLODの制御回路ブロック図を示す。

AUTOモード制御は回転差による制御を基本とし、前後輪間に設定された回転差が発生した場合、ローラクラッチユニットを係合させる。ただし、車両の旋回回転差などではタイトコーナブレーキング現象が起きないように出力判定を行っている。

また、ABS、フットブレーキ信号を入力することによって前後輪に回転差を検出しても、必要のない場合はロック信号を制限している。



図8 制御ブロック図
ECU I/O block

5. 実車試験

本LODシステムを2000CC4速オートマチックのパートタイム4WD車両に搭載して実車試験を行った。

試験路面はアスファルト、ダート、砂地、摩擦係数の低い路面とし、それぞれ加速、減速、旋回試験を行った。運転フィーリングはほとんどの路面状況と運転操作において違和感のないことを確認した。

一例として、摩擦係数の低い路面での発進加速時の前後輪速度波形を図9に示す。回転差を検知してローラクラッチユニットを係合させた後、電磁コイルへの電流をOFFしても駆動が継続されている。

また、ダートでABS作動時の前後輪速度波形を図10に示す。ABS作動時は電磁コイルに一切信号を出さないため、前輪と後輪が独立して制御されている。

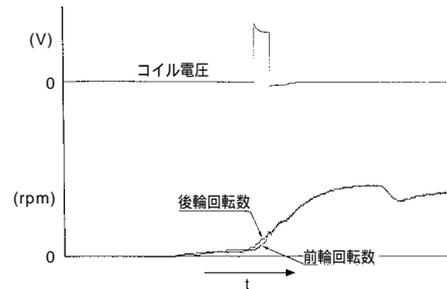


図9 加速発進時の試験結果 (摩擦係数の低い路面)
Test results of acceleration (on slippery road)

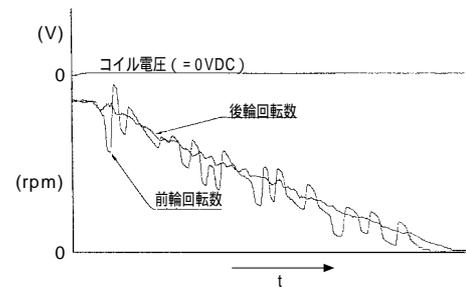


図10 ABS作動時の試験結果 (ダート路)
Test results of ABS (on dirt road)

6. あとがき

以上LODシステムの構成と構造、試験内容の一部について紹介した。また、LODシステムは用途に応じて色々な組み合わせが可能であり、本稿で紹介したシステムは一部にすぎない。

現在、本LODシステムを搭載した車両をもとに、自動車メーカーとの折衝を進めている。今後も更に洗練されたシステムの開発に努めていく所存である。

油圧式オートテンショナの動特性解析

川島 一貴*

Dynamic Characteristics Analysis of Hydraulic Auto-Tensioner

By Kazuki KAWASHIMA

NTN manufactures hydraulic Auto-Tensioners for automotive engine timing belt applications. The hydraulic Auto-Tensioner is a reciprocating hydraulic device that can respond to frequencies of up to 300 Hz. In this article, simultaneous differential equations are used to describe the function and damping characteristics of the NTN Auto-Tensioner.

1. まえがき

NTNでは自動車エンジンのカム軸を駆動するタイミングベルト用油圧式オートテンショナを商品化しているが、この油圧式オートテンショナはエンジン回転数に同期した最大200～300Hzの高周波加振力を受ける往復運動型の油圧アクチュエータである。必要とされる第一の機能は、チェックバルブを内蔵することにより、ダンピングに方向性を与え、ベルトからの変動荷重を圧力室の油圧で受けることである¹⁾²⁾。しかし、オートテンショナに作用する最大荷重は2kN以上にも達し、内部諸元の設定次第では、高速化した時にキャピテーションを発生し、適切なダンピング機能を十分に発揮できない場合がある。

本稿では、オートテンショナ内部の挙動を連立常微分方程式で記述し、その数値解を求めることにより、内部諸元がダンピング特性に与える影響を明らかにする。

2. NTN油圧式オートテンショナ

現在商品化しているNTN油圧式オートテンショナの構造を図1に示す。シリンダ中央部のリターンスプリングにより、ベルトに一定の張力を付与し、下部に配置された油圧ダンパ部により、ベルトの張力変動に伴うプリー振動を抑制する。

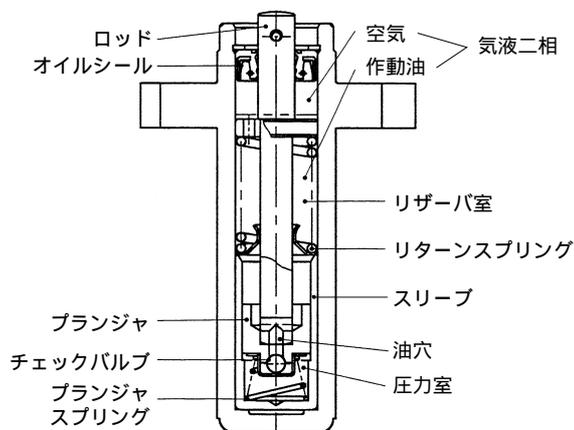


図1 NTN油圧式オートテンショナの構造
Construction of NTN hydraulic type auto-tensioner

3. 理論解析

3.1 解析モデル

解析対象は油圧ダンパ部のみとし、図2に解析のモデルを示す。NTN油圧式オートテンショナは図3に示すようなチェックボールスプリングは使用していないが、解析手法としては含めた系により行った。プランジャに余弦波状の変動荷重が作用したときのプランジャ挙動、チェックボール挙動、作動油の流れ、圧力室の圧力等を解析する。運動方向は軸方向のみを考える。

*自動車製品技術部

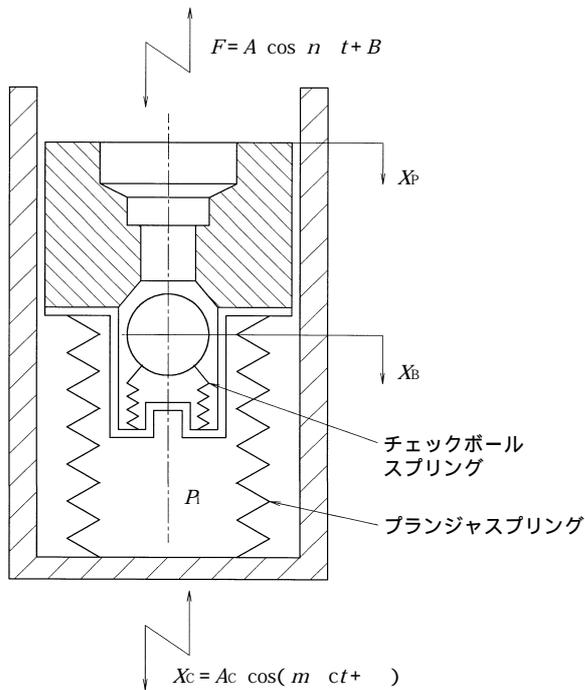


図2 解析モデル
Analysis model

3.2 記号

- A プランジャの加振力振幅
- Ac スリーブの振動振幅
- B 加振力の平均値
- Cd チェックバルブ部の流量係数
- FBo チェックボールスプリングの初期押付け荷重
- K 作動油の体積弾性率
- KB チェックボールスプリングのばね定数
- KP プランジャスプリングのばね定数
- L プランジャ長さ
- LB チェックボールのストローク
- Po リザーバ室の圧力
- P 圧力室の圧力
- QB チェックバルブ部を流れる作動油流量
- QP プランジャとスリーブの間隙を流れる作動油流量
- Sb チェックボールの有効受圧面積
- Sp プランジャの断面積
- Vo 圧力室の作動油体積
- Va 圧力室に混入した空気の体積
- Vo 圧力室に混入した空気の体積 (大気圧)
- Xo プランジャの原点位置
- Xc スリーブの変位
- Xf 圧力室の長さ
- Xp プランジャの変位

- Xb チェックボールの変位
- a チェックバルブ部のオリフィス面積
- ep プランジャ座面の反発係数
- et リテナの反発係数
- f 加振周波数
- f_{ric} プランジャとスリーブの固体摩擦力
- g 重力加速度
- h プランジャとスリーブの半径隙間
- m スリーブの振動周波数
- mB チェックボールの質量
- mP プランジャの質量
- n 気筒数 / 2
- rP プランジャの半径
- 作動油の単位重量
- B チェックボールの作動油による減衰係数
- スリーブの振動位相
- 比熱比
- μ 作動油の粘性係数
- クランク軸の回転角速度
- c スリーブの振動角速度

3.3 基礎方程式

3.3.1 チェックボールの運動

図3に示す解析モデルを用い、チェックボールがプランジャ座面とリテナの間を往復運動する場合を考える。チェックボールはリテナとプランジャ座面に衝突し、それぞれ反発係数 e_t, e_p で反発する。

$$m_B \ddot{X}_B = (P_o - P) S_B - B (\dot{X}_B - \dot{X}_C) - K_B (X_B - X_P) - F_{Bo}$$

$$X_C = A_c \cos(m c t + \quad)$$

チェックボールとプランジャ座面の衝突によるチェックボールの速度変化

$$\dot{X}_{B+} = \dot{X}_B + (\dot{X}_P - \dot{X}_B) \zeta (1 + e_p)$$

チェックボールとリテナの衝突によるチェックボールの速度変化

$$\dot{X}_{B+} = \dot{X}_B + (\dot{X}_P - \dot{X}_B) \zeta (1 + e_t)$$

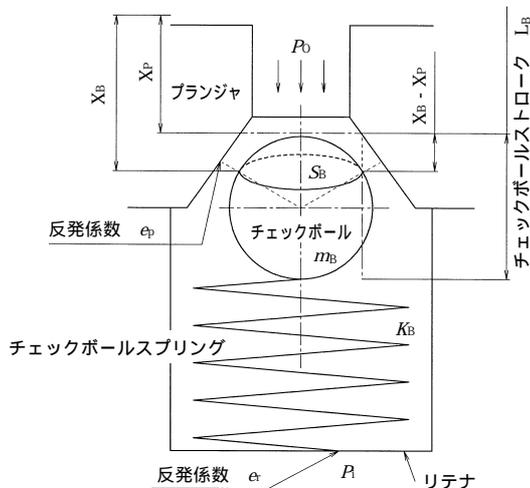


図3 チェックボールの運動
Movement of check ball

3.3.2 プランジャの運動

図4に示す解析モデルを用い、プランジャの運動を記述する。チェックボールがプランジャに及ぼす力は小さいとして無視する。

$$m_P \ddot{X}_P = A \cos n t + A - (P_1 - P_0) S_P - K_P (X_P - X_C) - \text{sgn}(\dot{X}_P - \dot{X}_C) f_{\text{ric}}$$

但しsgnはプラスまたはマイナス記号を示す。

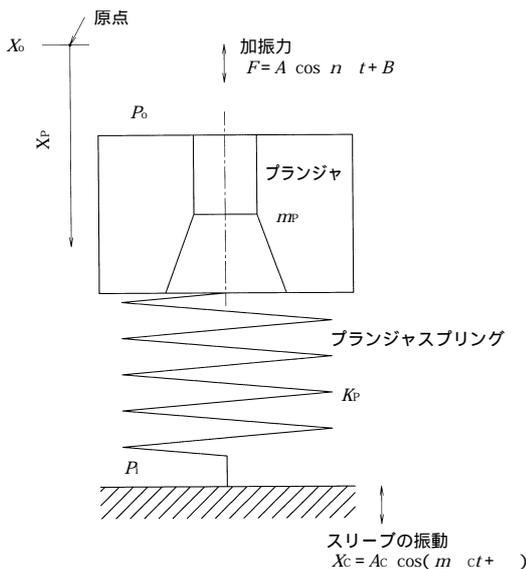


図4 プランジャの運動
Movement of plunger

3.3.3 圧力室とリザーバ室間を流れる流量

チェックバルブを流れる作動油流量

図5に解析モデルを示す。チェックバルブ部を流れる作動油の抵抗はオリフィス面積に依存するとし、乱流時の動圧抵抗について考える。

$$Q_B = C_d \cdot a \cdot \text{sgn}(P_0 - P_1) \sqrt{2g |P_0 - P_1|}$$

但しsgnはプラスまたはマイナス記号を示す。

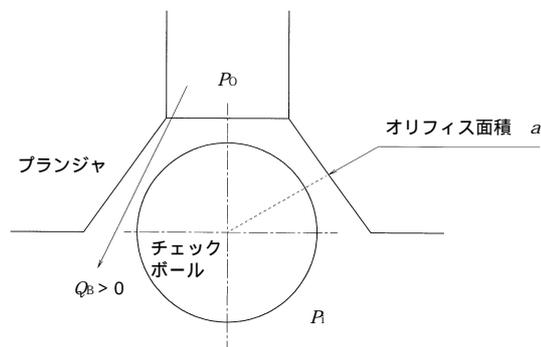


図5 チェックバルブ部を流れる作動油
Oil flowing through check valve

プランジャとスリーブの間を流れる作動油流量

図6に解析モデルを示す。スリーブとプランジャの隙間を流れる作動油の速度分布は圧力室とリザーバ室の圧力差に依存するとする。

$$Q_P = 2r_p h^3 (P_0 - P_1) / 12 \mu L$$

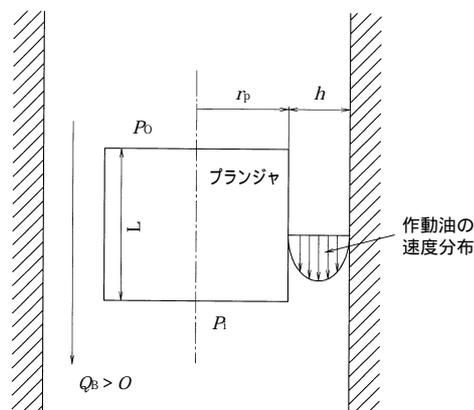


図6 プランジャとスリーブ間を流れる作動油
Oil flowing between plunger and sleeve

流出入-流量とプランジャ速度

プランジャの移動速度と流出入-流量の関係を考える。作動油は圧縮性を考慮し、空気が圧力室に混入している場合は、膨張・圧縮は、断熱的に行われるものとする。

作動油の流出入-流量総和と圧力室の体積変化の釣り合いより、

$$\begin{aligned} S_P (\dot{X}_P - \dot{X}_C) - \dot{V}_a - \dot{V}_o + Q_P + Q_B &= 0 \\ V_o &= (X_F - X_P + X_C) S_P \\ V_a &= (P_0 / P_1)^{\gamma} V_{a0} \\ \dot{V}_a &= (-V_a / P_1) \dot{P}_1 \\ \dot{V}_o &= (-V_o / K) \dot{P}_1 \end{aligned}$$

4. 計算結果と考察

上記方程式に代表的なパラメータを代入し、チェックボールの衝突点近傍を細分化したルンゲクッタ法で数値解を求める。

プランジャの加振力一周期中の内部挙動例を図7に示す。

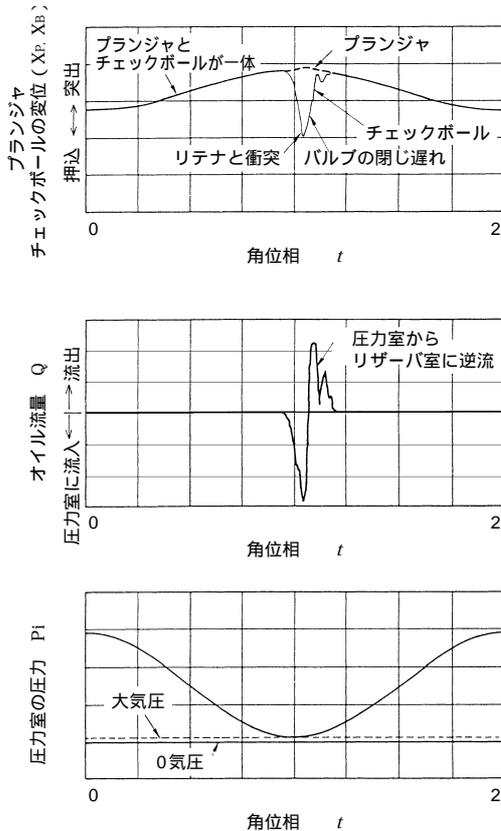


図7 プランジャ加振力一周期中の内部挙動
Internal movement in a cycle of plunger force

図7上図より角位相 付近を除いて大部分においてプランジャとチェックボールは一体となり、プランジャの油路を閉じている。角位相 付近においてチェックボールはプランジャを離れ、リテナと衝突後、再びプランジャと一体化し、バルブを閉じる。図7中央図より、角位相 付近を除く大部分において、作動油はプランジャ外周部のわずかの隙間を通して圧力室からリザーバ室に流れる。流量が少ないため、図中ではほとんどわからない。角位相 付近では、バルブの開閉が行われ、大流量の作動油が圧力室、リザーバ室間を流入する。チェックボールがプランジャ座面から離れ、リテナと衝突後再びプランジャ座面に向かう時、閉じ遅れが生じ、閉じる直前には多量の作動油が圧力

室からリザーバ室に逆流していることがわかる。

圧力室とリザーバ室間の流出入量が多いとプランジャの振幅が大きくなり、結果として圧力室の負圧も大きくなる。また、負圧が大きいとプランジャ突出時の抵抗が大きくなり、突出速度も低下する。同一のプランジャ加振力が作用し続けると、プランジャは徐々に押し込まれ、プランジャスプリング力の増加により、加振力とバランスする安定位置まで押し込まれていく。

図8～11に若干のパラメータについてプランジャの安定位置の計算結果例を示す。

図8よりプランジャ加振力の振幅が大きい程、押し込まれ方向に移動する。これは、加振力が大きい程、プランジャとスリーブの隙間からリザーバ室に流出する作動油量が多くなることに起因する。加振周波数が大きくなる程押し込まれ方向に移動するのは、周波数が大きくなるとチェックボールの慣性力により、図7で示したように閉じ遅れが大きくなり、リザーバ室に流出する作動油量が多くなることに起因する。

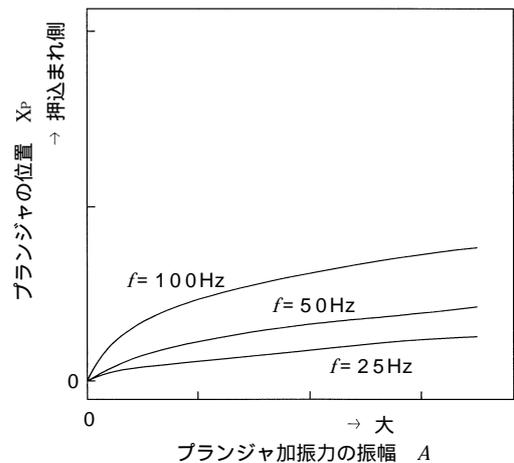


図8 プランジャ加振力の振幅、周波数の影響
Influence of plunger force amplitude and frequency

図9より、チェックボールは加振力の周波数だけプランジャ座面とリテナ間を往復するため、加振力が高周波になるほどチェックボールの慣性力が大きくなり、チェックボールストロークがチェックバルブ部を流れる流量に与える影響が大きくなる。加振周波数が大きくなる程、最適なチェックボールストロークは小さい方向に移動する。

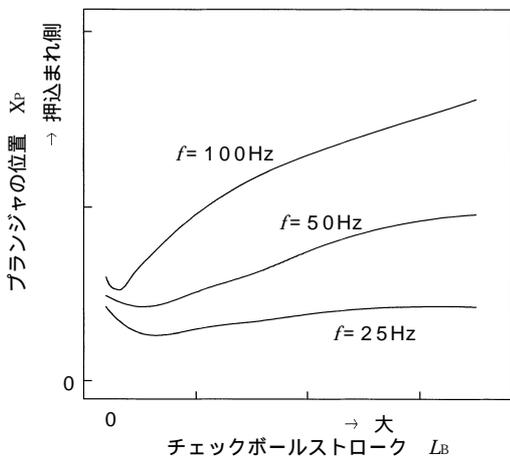


図9 チェックボールストロークと加振周波数の影響
Influence of check ball stroke and plunger force frequency

図10から作動油粘度が一定値以上であれば，プランジャとスリーブの間隙はほとんど機能への影響がないのがわかる。これは，プランジャとスリーブの間隙を流れる油量より，チェックバルブ部の作動油流れが支配的になるためである。

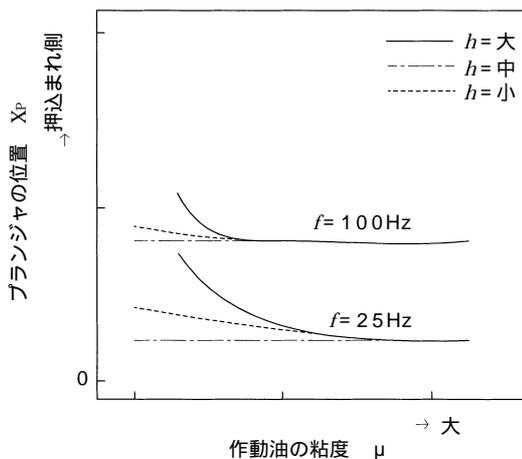


図10 作動油粘度とプランジャ，スリーブ間隙間の影響
Influence of oil viscosity and clearance between plunger and sleeve

図11よりプランジャ加振力の振幅と周波数毎に最適なチェックボールスプリング荷重が存在し，加振力の振幅，周波数が大きいほどチェックボールをリテナに押し付ける方向のスプリング設定が良いことになる。チェックボールをプランジャ座面に押し付ける従来のチェックボールスプリングはダンピング性能に悪影響を与えるのがわかる。

図12はチェックボールスプリングの押し付け荷重を変えた場合のチェックボールの動きを比較したものであるが，押し付け荷重がマイナス(リテナ側に押し付け)の

ものはバルブが早く開くのがわかる。結果として作動油が素早く圧力室に流入し，圧力室の負圧化を軽減している。

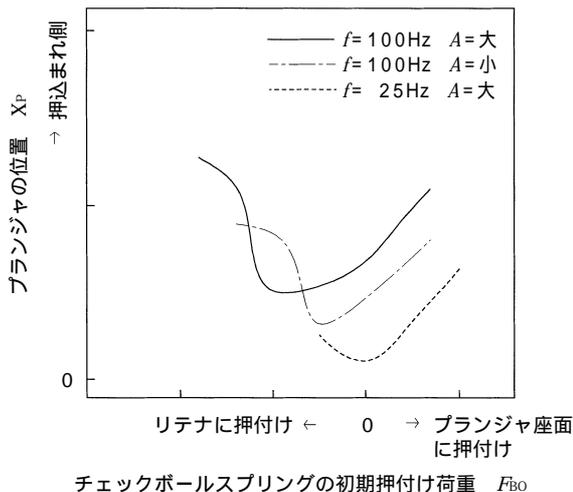


図11 チェックボールスプリングの初期押し付け荷重と加振振幅，周波数の影響
Influence of check ball spring load and plunger force amplitude, frequency

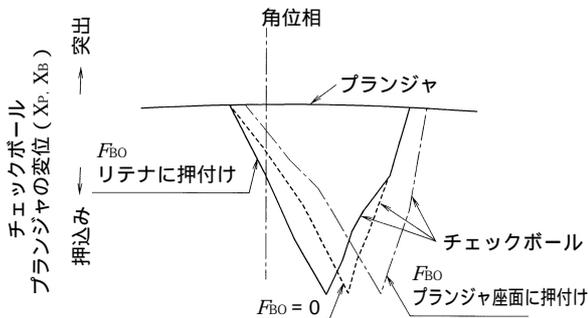


図12 チェックボールスプリングの初期押し付け荷重とチェックボール挙動
Check ball spring load vs check ball movement

5. まとめ

上記解析の結果は，実際のエンジンに取付けた場合のオートテンシヨナ挙動を良く表していることを確認しており，各パラメータの機能への影響を把握し，その結果をNTN油圧式オートテンシヨナの設計に反映している。今後，更なる高機能，高信頼性を追求し，エンジンのメンテナンスフリー化に貢献していきたい。

参考文献

- 1) 川島 NTN TECHNICAL REVIEW No.61 P57
- 2) 古谷，川島 NTN TECHNICAL REVIEW No.65 P30

dn 値350万 超高速円筒ころ軸受の運転性能

藤 井 健 次*

Operating Characteristics of Ultra-High Speed Cylindrical Roller Bearing Operating at 3.5 Million DN

By Kenji FUJII

The innovative gas-generator demands the use of cylindrical roller bearings that operate at high speeds (3 ~ 4million DN) and high temperatures (300 ~ 400°C). A cylindrical roller bearing (bore diameter=140mm) has been evaluated at test conditions of 3.5 million DN using an under-race oil delivery system with 100°C lubricating oil. The subject bearing was successfully demonstrated under these high speed test conditions through the optimization of both radial clearance and under-race lubrication oil flow rate.

1. まえがき

近年、国際的石油備蓄量の減少、地球環境保護への関心が高まる中で、熱効率の向上、小型軽量化、NO_x排出量の削減を実現する革新ガスジェネレータの開発が期待されている。こうした背景の中で(株)先進材料利用ガスジェネレータ研究所(AMG;Research Institute of Advanced Material Gas-Generator)は、基盤技術センタと民間企業14社の共同出資で1993年に設立された。この研究プロジェクトでは、10年間で、20%燃費向上、50%の重量軽減および70%のNO_x削減を目的とし、革新材料を利用したガスジェネレータの基盤技術の確立に取り組んでいる。

この目的を達成するため、ガスジェネレータに使用される円筒ころ軸受には300 ~ 400 の軸受温度で dn 値 $300 \times 10^4 \sim 400 \times 10^4$ の運転が要求される。円筒ころ軸受の運転条件としては、実用レベルで240 , dn 値 250×10^4 、文献では200 , dn 値 300×10^4 ^{1) 2)}がこれまでの最高水準である。

今回、研究の第1段階として、内輪温度180 で dn 値 350×10^4 の運転を達成したのでその結果を報告する。

2. 試験軸受の仕様

試験軸受は、図1に示す内径 140、外径 185、幅36のN型円筒ころ軸受である。内輪軌道面の端にはアンダーレース潤滑用給油穴が円周上に2箇所(両端で4箇所)設けられている。本軸受の仕様を表1に示す。組込み前ラジアルすきまは、93 μm、138 μm、183 μmの3通りである。Si₃N₄製転動体以外は、現行材料と同じである。以下、M50転動体を使用した軸受を標準軸受、Si₃N₄ころを使用した軸受をハイブリッド軸受と呼ぶ。

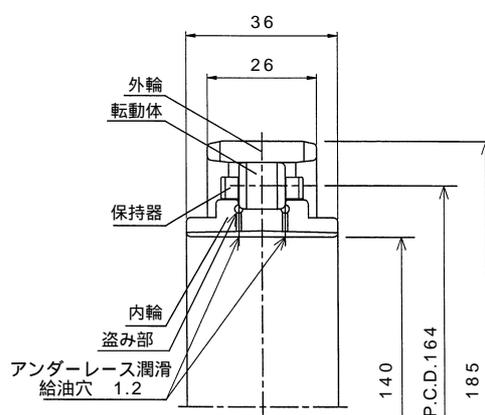


図1 試験軸受の構造
Schematic diagram of test bearing

*軸受技術研究所

3. 試験装置と潤滑方法

図2に試験装置を示す。本試験装置は、試験軸受組込み部と支持軸受部から構成されている。増速機で増速したモータの回転出力を図の左から主軸に伝達している。主軸、および保持器の回転数は、それぞれに加工された6箇所の切欠の通過を、ギャップセンサによりパルス検出することで測定している。内輪、外輪および給排油の温度はK型熱電対を用い、内輪温度は水銀スリップリングを介して測定した。振動は試験軸受ハウジングの上側に取り付けたピックアップで測定した。

軸受の潤滑は図3に示すようなアンダーレース潤滑

表1 試験軸受の仕様
Test bearing specifications

材 質	軌道輪	M50		
	転動体	Si ₃ N ₄ , M50		
	保持器	SAE4340+銀メッキ		
ラジアルすきま (μ m)	組込前	93	138	183
	組込後	32	77	122
転動体ピッチ円径	164			
転動体サイズ	11 x 11			
転動体個数	36			
アンダーレース潤滑	給油溝数	2カ所		
	給油穴径	1.2		
	給油穴数	4カ所		

である。軸受の内径左右から等量の潤滑油を供給し、盗み部から軸受内部を潤滑している。潤滑油は現行油であるエッソターボオイル2380を使用した。その性状を表2に示す。この油の引火点260 と運転中の昇温を考慮して、今回の試験では給油温度を100 とした。

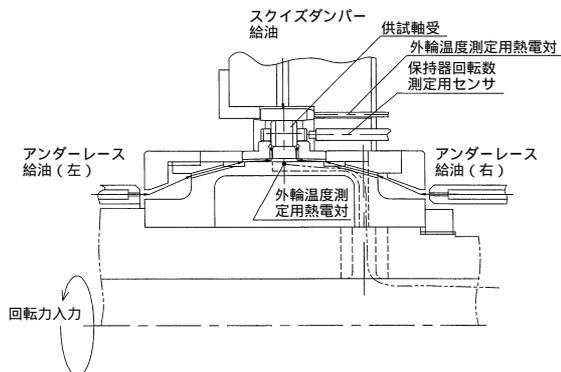


図3 アンダーレース潤滑方法
Under-race lubrication system

表2 潤滑油の代表性状
Characteristics of lubricant

銘 柄	エッソ・ターボオイル2380	
動粘度, mm ² /s	40 °C	23.8
	100 °C	5.0
引火点, °C	260	
比 重, 60/60F	0.9752	

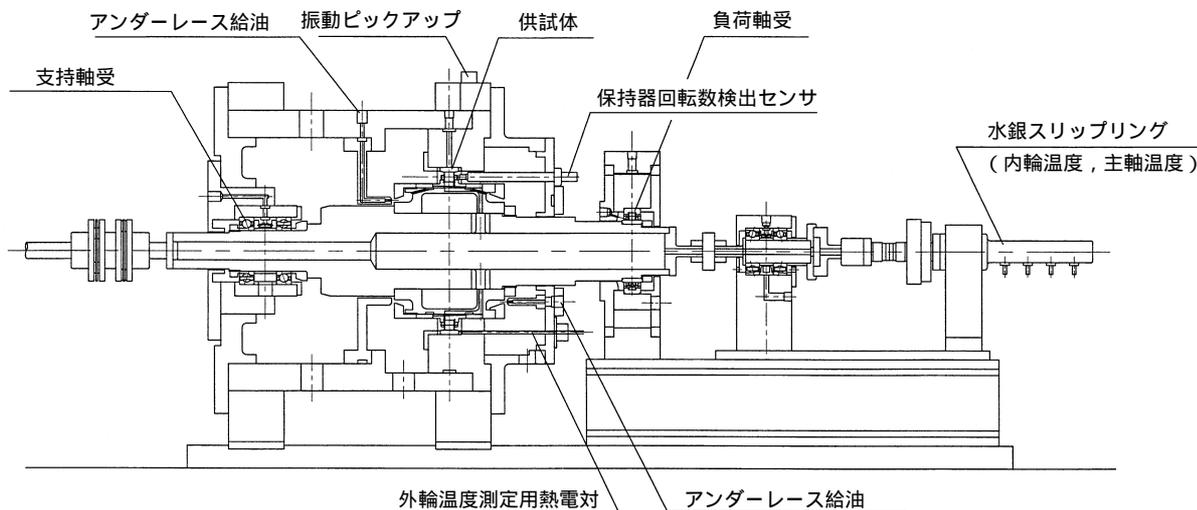


図2 試験装置
Schematic view of test equipment

4. 軸受運転試験と結果

高温高速条件で円筒ころ軸受を運転すると、熱や遠心力によるすきま減少³⁾のため、寿命低下や、転動体のすべりによるスキッピング損傷⁴⁾の問題が生じることがある。そこで、本運転試験では内外輪温度（軸受すきまの変化）や転動体のすべりに着目した性能評価を行った。

4.1 標準軸受

4.1.1 転動体のすべりに及ぼすラジアル荷重の影響

転動体のすべりに及ぼすラジアル荷重の影響を調べた。

転動体のすべりは、直接測定が難しいので、下記の式で表される保持器すべり率 C_s による評価が一般的に行われている⁵⁾。

$$C_s = \left(1 - \frac{N_c}{M_{tc}} \right) \times 100 \quad (\%) \quad (1)$$

N_c : 保持器実測回転数(rpm)

M_{tc} : 保持器理論回転数(rpm)

$$M_{tc} = \frac{N_s}{2} \times \left(1 - \frac{d_w}{D_p} \right) \quad (2)$$

N_s : 主軸回転数(rpm)

D_p : 転動体ピッチ円径

d_w : 転動体の径

ラジアル荷重と保持器すべり率の関係を図4に示す。

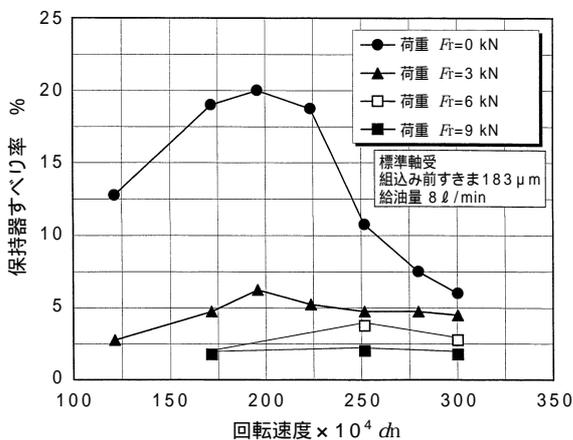


図4 ラジアル荷重と保持器すべりの関係
Effect of shaft speed on cage slip for various radial loads

回転速度の影響もあるが、ラジアル荷重が大きくなると保持器すべりが減少することがわかる。この特性はHarrisが示した傾向⁶⁾と一致しており、荷重により内輪と転動体の接触荷重の増加が駆動力を増大させた結果と考えられる。

ガスジェネレータ用軸受は軽負荷であることを考慮すれば、保持器すべりの大きいラジアル荷重0の条件で運転評価する方が適切と考え、以下の試験は無負荷で行った。

4.1.2 軸受温度と保持器すべり率

組込前すきま93 μmの軸受を給油量6 l/minで潤滑した時の回転速度と軸受温度の関係を図5に示す。回転速度と共に軸受温度は上昇し、内輪温度145℃、外輪温度210℃でdn値350 × 10⁴の運転を達成した。この時の保持器すべり率は図6のように高速運転時ほど小さくなるが、全般的に5%以下で安定していた。図5の軸受温度による軌道輪の熱膨張と内輪の遠心膨張から計算した運転すきまを図7に示す。dn値150 × 10⁴から250 × 10⁴の中速域では図5に示したように外輪温度が内輪温度より高くなるため外輪の熱膨張によりすきまは増加しプラスとなる。それ以上の高速では、遠心力による内輪膨張のため逆にすきまは減少し、dn値350 × 10⁴において約 - 25 μmの負すきまとなった。

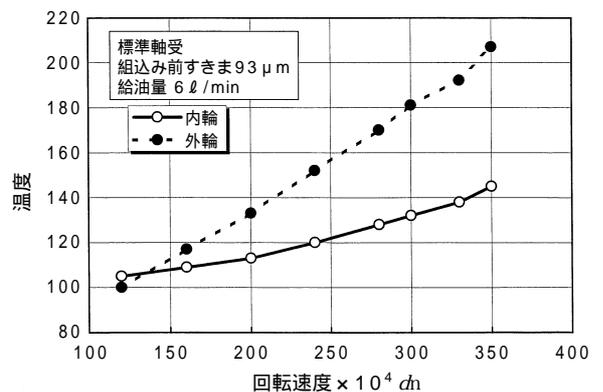


図5 回転速度と軸受温度
Bearing temperature during operations

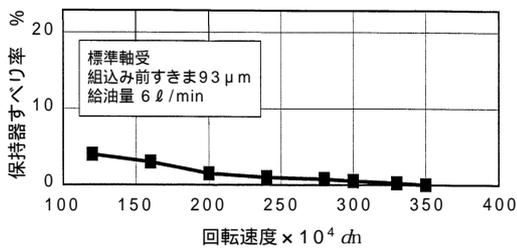


図6 保持器すべり率
Effect of shaft speed on cage slip

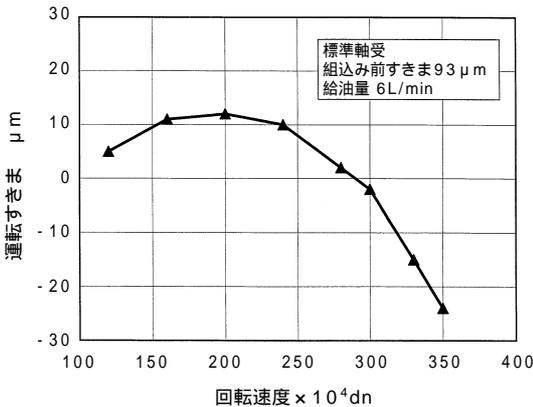


図7 運転すきま
Radial clearance during operations

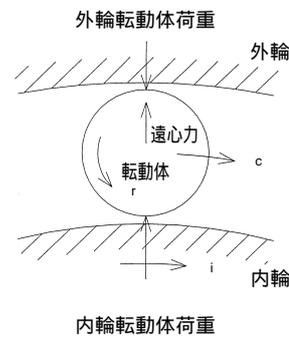


図8 軸受寿命解析モデル
Analysis model

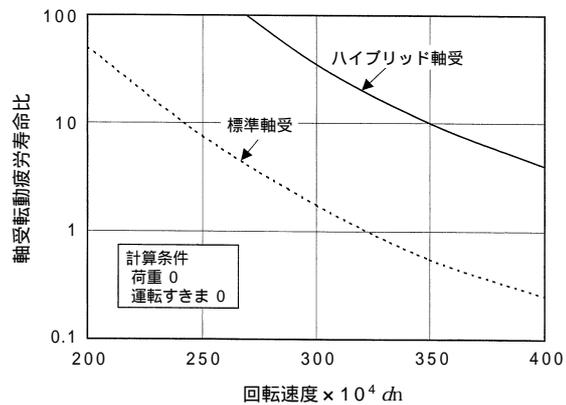


図9 転動体材質と軸受転動疲労寿命
Effect of roller material on bearing fatigue life

4.2 ハイブリッド軸受

4.2.1 転動体材質と軸受の寿命

運転中の転動体荷重の解析モデルを図8に示す。内輪や外輪の熱膨張や転動体に働く遠心力、内輪の遠心膨張によるすきま変化を考慮して転動体荷重を求め、Lundberg & Palmgrenの理論式から軸受寿命を計算できる。

運転すきま0と仮定して、転動体の遠心力のみによる標準軸受とハイブリッド軸受の計算寿命を図9に示す。軸受転動疲労寿命比は目標寿命に対する計算値の比率を示している。M50製転動体を使用するとdn値330×10⁴以上では目標寿命を満足できなくなり、dn値350×10⁴では目標の30%となる。一方、ハイブリッド軸受は、転動体が軽量であるため、dn値400×10⁴でも目標寿命を満足している。標準軸受は、図5に示したようにdn値350×10⁴の運転はできたが寿命の問題がある。したがって、本研究の最終目標であるdn値400×10⁴での寿命を達成するためには、Si₃N₄ころを使ったハイブリッド軸受は必須である。ハイブリッド軸受は、長寿命だけでなく、耐焼き付き性、耐摩耗性および耐スキッピング損傷にも優れており⁷⁾高速運転に適している。

図10はdn値400×10⁴で運転すきまと寿命の関係を示している。運転すきまが-5μm以下で寿命は急激に短くなるので、これ以上大きな運転すきまを確保する必要がある。すきま-5μm以上で寿命が一定となるのは、遠心力による転動体荷重が外輪のみに作用し、内輪側の荷重が0となるためである。

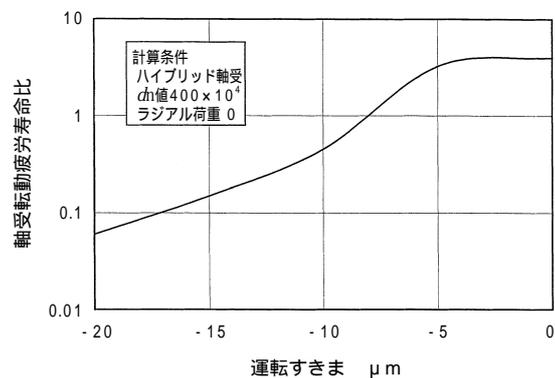


図10 ハイブリッド軸受の運転すきまと転動疲労寿命
Effect of radial clearance on bearing fatigue life

4.2.2 ハイブリッド軸受のすきまの影響

給油量を8ℓ/min一定とし、ハイブリッド軸受のすきまを変えた時の運転温度、保持器すべり、運転すきまおよび最大接触面圧をそれぞれ図11、図12、図13、図14に示す。

最高回転数はすきまが大きい軸受ほど高く、組込み前すきま93μm、138μmおよび183μmで、それぞれのdn値で 240×10^4 、 280×10^4 、 350×10^4 であった。dn値 350×10^4 に到達しなかった軸受は、モータ過負荷のため運転を停止したものである。この時の最大接触面圧は図14から900MPaであった。dn値 350×10^4 における軸受（組込み前すきま183μm）温度は内輪で180℃、外輪で160℃であった。

保持器すべり率は、概ねすきま大ほど大きくなる傾向が見られる。dn値 350×10^4 ではすべり2%で特に異常はなく、試験後の軸受に摩耗等の損傷も認められない。このすべりが大きくなるとスキッピング損傷を生じることがある。経験値としてすべり10%以下であれば問題ないと考えられている³⁾。この判断基準に照らしても、今回のdn値 350×10^4 の運転は問題ないと考えられる。保持器すべりが10%以上の運転条件については、図10に示したようなすきまと寿命の関係も考慮した軸受すきまの設計が必要となる。

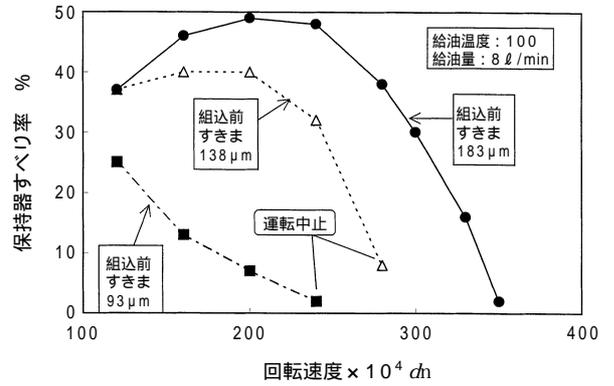


図12 ハイブリッド軸受の保持器すべりに及ぼすすきまの影響
Effect of radial clearance on cage slip of hybrid bearing

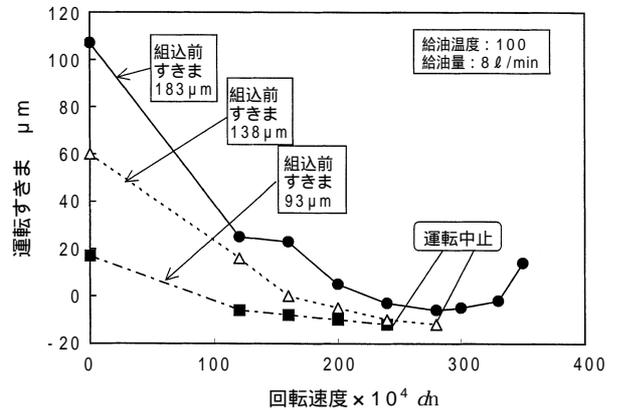


図13 ハイブリッド軸受の運転すきま
Radial clearance of hybrid bearing during operations

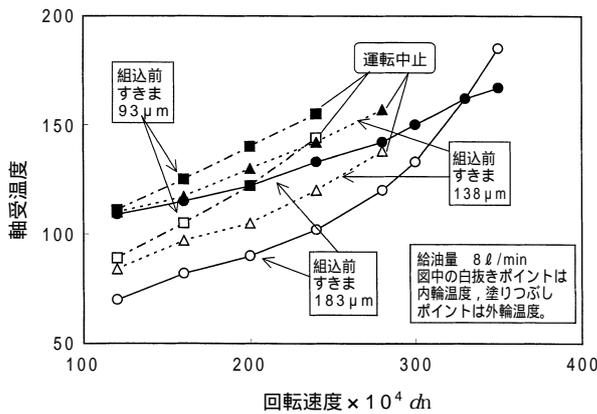


図11 ハイブリッド軸受の運転温度に及ぼすすきまの影響
Effect of radial clearance on hybrid bearing temperature

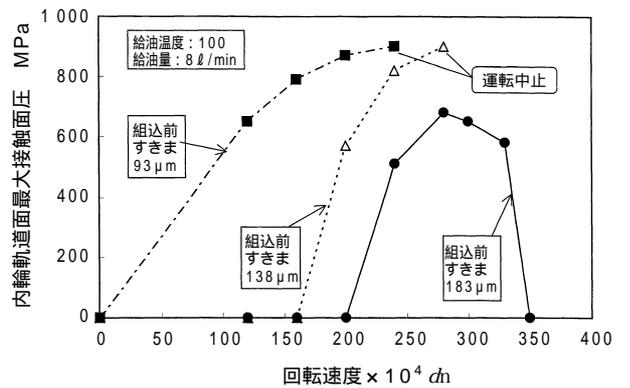


図14 ハイブリッド軸受の最大接触面圧
Maximum contact stress of hybrid bearing

4.2.3 ハイブリッド軸受の必要潤滑油量

軸受すきま183 μmの軸受を使い潤滑油量を変えた時の軸受温度を図15に示す。給油量4 ℓ/minと6 ℓ/minの条件では、振動大のためそれぞれdn値300 × 10⁴とdn値330 × 10⁴で停止した。dn値350 × 10⁴運転には8 ℓ/min以上の給油量が必要であることがわかった。

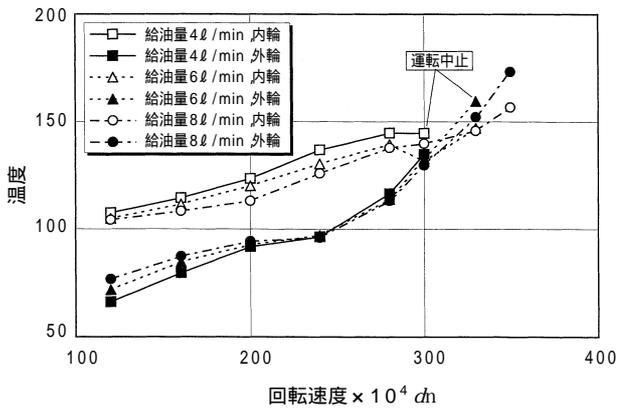


図15 ハイブリッド軸受の潤滑油量と最高回転数
Effect of lubricating oil flow rate on hybrid bearing performance

5. あとがき

ガスジェネレータ用円筒ころ軸受のすきまやアンダーレース潤滑油量の適正化により、内径140mmの軸受を給油温度100℃、内輪温度180℃で、dn値350 × 10⁴の運転を達成することができた。そのための条件と運転特性を以下にまとめる。

- 1) ラジアル荷重が大きくなると、転動体のすべりは小さくなる。
- 2) 従来材料を使った軸受でも運転は可能であるが、軸受寿命を考慮すると転動体にSi₃N₄を使用したハイブリッド軸受が必要である。
- 3) ハイブリッド軸受の潤滑油量は8 ℓ/min以上必要である。
- 4) ハイブリッド軸受は、すきま183 μmでdn値350 × 10⁴の運転ができたが、今後の更なる高温高速運転を可能にするためには、寿命と転動体すべりの両方の問題を解決するすきま設計が肝要である。

引用文献

- 1) F.T.Shuler,NASA TP-1413(1979)
- 2) M.Itayama他4名,Yokohama International Gas Turbine Congress(1995), -231
- 3) 藤井他2名,日本トライボロジー学会トライボロジー学会予稿集,(1996-10),417
- 4) J.V.Poplawski,Journal of Lubrication Technology, Vol.94 No.2(1972),143
- 5) B.A.Tassone,J.Aircr.,Vol.12 No.4(1975),281
- 6) T.A.Harris,ASLE Trans.,Vol.9 No.3(1966),229
- 7) F.D.Slaney,ASME Paper 94-GT-112(1994)

低速条件下の転がり軸受寿命

赤松 良信*

Effects of Low Speed on Rolling Bearing Fatigue Life

By Yoshinobu AKAMATSU

Rolling bearing life tests were conducted to study the effect of low speed on the fatigue life of 30 mm bore cylindrical roller bearings at inner race speeds from 19 to 3725rpm and EHL oil film parameter LAMBDA () from 0.09 to 1.2. Under the boundary lubrication conditions, bearing life was directly related to transit time (TT). As TT increases, life also increases. That is, bearings which run slower have longer lives in terms of bearing revolutions. Both TT and the total number of stress cycles affect the decomposition of retained austenite on the inner-race surface, the microhardness distributions of the inner-race and the magnitude of the inner-ring surface residual stress. A transit time life factor is suggested for slow moving industrial equipment roller bearings operated in the boundary lubrication regime.

1. まえがき

転がり軸受の寿命をその使用条件から予測することは、転がり軸受を使用する技術者だけでなく、設計する技術者にとっても重要なことである。転がり軸受の寿命に及ぼす影響因子は多くあり、それぞれに対して寿命補正に関する実証研究が精力的に行われている¹⁾²⁾。特に潤滑状態は転がり軸受の疲労寿命に大きな影響を及ぼし、境界潤滑条件下の軸受寿命は充分潤滑下の軸受寿命に比べ低下する。現在では、「弾性流体潤滑理論により求まる油膜厚さ h と転動体と軌道輪の二乗平均粗さの合成粗さ σ との比」で定義される油膜パラメータ $\lambda = h / \sigma$ と転動疲労寿命の関係が寿命補正係数として使用されている³⁾。一方、境界潤滑条件下の転動疲労寿命が油膜パラメータだけでは一義的に決まらない例として、表面粗さの方向性⁴⁾や突起形状⁵⁾⁶⁾などの要因が明らかになっている。

転がり軸受が境界潤滑条件で使用される場合の特徴的な使用条件の一つに数十rpm程度の低速回転があり、従来から実際の使用環境ではその使用条件が境界

潤滑条件であるにもかかわらず、計算寿命と比較して長い場合も多く確認されている。回転速度を変更した軸受の寿命試験は円すいころ軸受⁷⁻⁹⁾や玉軸受¹⁰⁾を用いて境界潤滑条件で行われているが、それらの寿命試験は回転速度を数百rpm以上としていることもあり、転がり軸受寿命は油膜パラメータで決定されている。また、円筒試験片を用いた低速あるいは極低速の転動疲労寿命および転動疲労の発生に関する基礎的な研究¹¹⁻¹⁴⁾はあるが、境界潤滑条件下の速度の影響を系統だって研究した例はほとんどない¹⁵⁾。本稿では、油膜パラメータが1.2以下の境界潤滑条件下で行った低速回転の円筒ころ軸受の寿命試験結果ならびにそれら軸受の調査結果を報告する。

2. 実験条件

試験は、円筒ころ軸受N2206(内径30mm, 外径62mm, 幅16mm)を用いて行った。軸受の鋼種は、浸炭鋼JIS SCM420である。転動体ならびに軌道面には超仕上げ加工を施した。図1に試験に使用した寿命試験機の構造を示す。この試験機では、同時に2個の軸受の寿命試験ができる。ラジアル荷重はレバーを介してばねにより回転軸中央の負荷用軸受と2個

*軸受技術研究所

の試験軸受に負荷される構造になっている。回転軸は、インバータ制御された駆動用モータによりプーリを介して所定の速度で駆動される。潤滑油にはタービン油VG56を用いた。潤滑方法は循環潤滑である。試験中は、オイルタンク内および給油配管に設置したヒータを用いて試験軸受外輪の温度を所定の温度に設定した。

転がり軸受の寿命試験は、境界潤滑条件下で行った。潤滑状態を表す油膜パラメータは0.09から1.2の範囲である。内輪の回転速度の範囲は、19rpmから3725rpmであり、荷重を2.5GPaから4.2GPaとして、8種類の条件で寿命試験を行った。実験条件の詳細は、表1に示すとおりである。表中の油膜パラメータならびにヘルツ最大接触圧力 P_{max} は、内輪ところとの接触部の値である。軸受温度は、外輪外径面の温度である。試験Aは今回の寿命試験において基準となる条件の試験で、その油膜パラメータの値は1.2、 P_{max} は2.5GPaである。

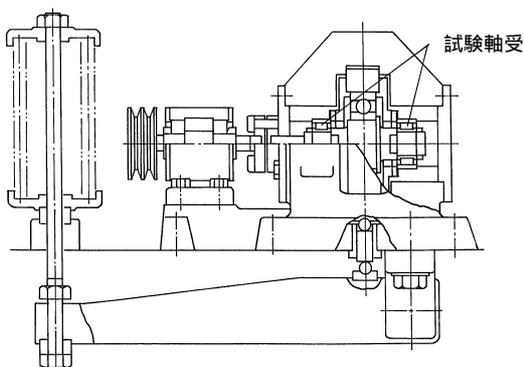


図1 軸受寿命試験機
RCF tester for roller bearings

表1 試験条件
Test conditions

試験	A	B	C	D	E	F	G	H
油膜パラメータ	1.2	1.2	0.6	0.6	0.28	0.2	0.09	0.42
P_{max} , GPa	2.5	4.2	3.5	4.2	3.5	4.2	4.2	4.2
回転速度, rpm	2900	3725	1270	1385	98	107	19	400
軸受温度,	80	80	80	80	40	40	40	60

表2 試験結果
Test results

試験	A	B	C	D	E	F	G	H
試験個数	13	8	14	14	2	13	8	13
はく離個数	5	4	13	9	0	8	0	7
10%寿命比*	0.96	0.52	0.25	0.68	NA	2.98	NA	1.92
相対寿命**	1	0.54	0.26	0.71	NA	3.10	NA	2.00

*10%寿命 / 計算寿命
**試験Aの10%寿命比を1とした寿命

3. 試験結果及び考察

3.1 油膜パラメータと軸受寿命の関係

試験結果を整理して、表2に示す。それぞれの試験に供した軸受の数は異なるが、総試験軸受数は85個である。8種類の試験の内、2種類の試験（試験Eと試験G）では途中で試験を打ち切った。他の6種類の試験では、各試験においてははく離した軸受の運転時間をワイブル分布にあてはめ、10%寿命、50%寿命ならびに傾きを算出した。これら各試験の10%寿命とそれぞれの計算寿命との寿命比を求め、試験Aの寿命比を基準とした相対寿命を求めた（表2）。ここで、油膜パラメータが1.2の試験Aの相対寿命を1としたのは、円筒ころ軸受の油膜パラメータと寿命の関係を示したSkurkaの実験結果⁷⁾のLIFE FACTORとの比較を行うためである。したがって、表2の相対寿命はISOの潤滑係数 a_3 ¹⁶⁾に相当する。

相対寿命と油膜パラメータの関係を図2に示す。同図には、Skurkaの円筒ころ軸受の寿命線図も付記した。Skurkaの線図では、油膜パラメータが大きい場合には、潤滑状態が良好であり相対寿命は大きい。油膜パラメータが2未満では潤滑膜の破断が発生するため油膜パラメータの減少とともに相対寿命は急激に減少し、油膜パラメータが1未満では潤滑膜が形成されないため相対寿命が小さくかつ一定の値となっている。

図2には、相対寿命を求めた6種類の試験結果をプロットしたが、油膜パラメータが0.5未満の2種類の

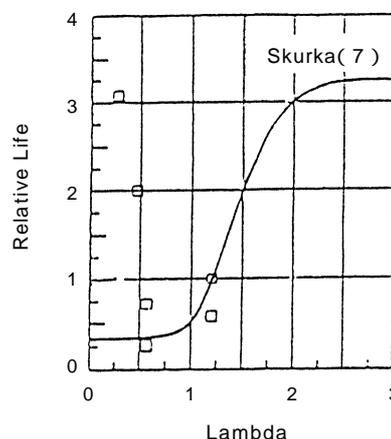


図2 油膜パラメータと相対寿命の関係
Relation between LAMBDA and relative lives

試験結果がSkurkaの結果と大きく異なっていることがわかる。すなわち、小さな油膜パラメータであっても相対寿命が著しく長くなっている。これらは試験Hおよび試験F（油膜パラメータ0.42および0.28）であり、試験条件の特徴は表1より、回転速度がそれぞれ400rpmならびに107rpmと低いことである。本試験は、基準試験とした油膜パラメータ1.2の場合を除くとすべて0.6以下の潤滑膜が形成されない境界潤滑状態で行った。したがって、本試験条件下において寿命に及ぼす回転速度の影響を検討する場合、潤滑状態の差は考慮する必要はない。

以上より、境界潤滑条件下の軸受寿命は油膜パラメータの値では一義的に決まらず、回転速度の影響を強く受けることが推定される。

3.2 接触時間と軸受寿命

図3に本試験結果ならびに文献¹⁷⁾の結果をあわせた、回転速度と寿命との関係を示す。従来から軸受の回転速度をあらわす尺度としては、 dn 値（内径×回転数）が用いられているが、ここでは、内輪の表面がヘルツ接触幅を通過する時間（接触時間：Transit Time）を用いた。これは、表面の負荷履歴を従来に比べより正確に表現するためである。図3の修正相対寿命は、図2の相対寿命に対して2.5GPaの場合の寿命を基準として面圧の補正を行った結果である。なお文献¹⁷⁾の実験は円筒ころ軸受（40×90×23）を回転速度が38rpmから3600rpmの範囲で行ったものである。図3の接触時間が16msの実験データは、表2の試験Gの未はく離軸受8個の運転時間を全数はく離したと仮定して求めたもので、参考のため付記

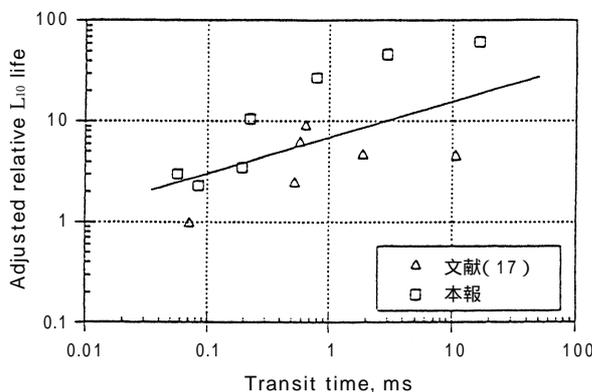


図3 接触時間と修正相対寿命の関係
Relation between transit time and adjusted relative life

している。図3より、接触時間が大きくなると修正相対寿命も大きくなる傾向が認められた。修正相対寿命は接触時間の約0.4乗に比例する。

3.3 損傷形態

未はく離停止した軸受を除くすべての軸受には、はく離が発生していた¹⁸⁾。はく離の一例を図4に示すが、どの軸受もはく離の形態は起点部が表面に認められる表面起点型はく離であり、回転速度の影響は認められなかった。

また、回転速度が低い場合には転がり摩耗が発生し疲労の進行が遅れることが考えられるが、図5に示すように計算寿命時間に比べ3倍以上運転した場合においても、回転速度に依存せず軌道面には摩耗はほとんど発生していなかった。



図4 はく離の観察例（試験C, $1.32 \times L_{10h}$ ）
Example of flaking (Test C, $1.32 \times L_{10h}$)

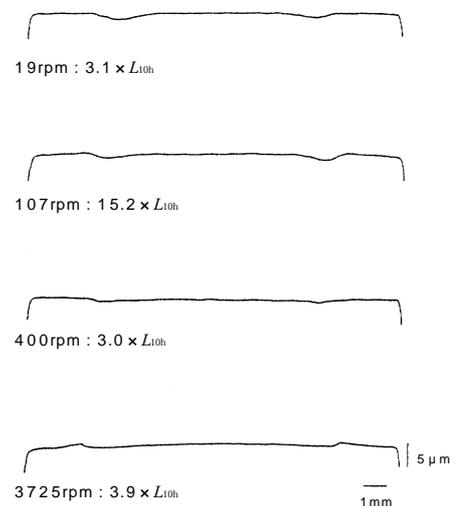


図5 外輪最大負荷部の母線（4.2GPa）
Surface profiles of Outer-ring raceway (4.2GPa)

3.4 材料の組織変化

転がり接触によって材料の組織が変化することはよく知られている。以下には残留オーステナイトの組織変化、硬度変化、圧縮残留応力の生成に関する調査結果を報告する。

3.4.1 残留オーステナイトの分解

残留オーステナイトは転動接触によってマルテンサイトに変態することはよく知られている。X線測定装置を用いて、 P_{max} が4.2GPaの試験条件で運転した軸受内輪表面の残留オーステナイトの変化を調査した。図6に負荷回数と残留オーステナイト比（試験後の残留オーステナイト / 試験前の残留オーステナイト）の関係を示す。どの回転速度の場合も、転動初期に残留オーステナイト比が急激に低下し、その後は、負荷回数の増加とともに残留オーステナイトが徐々に減少する傾向が認められた。この負荷回数と残留オーステナイト量の関係は、完全流体潤滑条件の場合の接触面における結果¹⁹⁾と同じである。回転速度が高い場合（1375rpm, 3725rpm）は、残留オーステナイト比は負荷回数の増加とともに急激に減少した。一方、回転速度が低い場合（19rpm, 107rpm, 400rpm）は、負荷回数が100万回以上では、残留オーステナイト比は負荷回数の増加とともに緩やかに減少した。油膜パラメータが小さい境界潤滑条件下において、残留オーステナイトの分解は回転速度の影響を受けることがわかる。

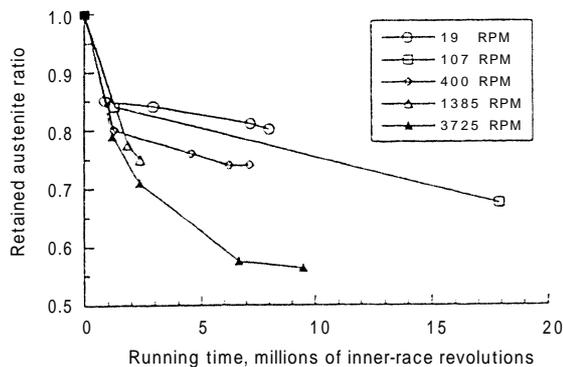


図6 残留オーステナイト比の変化
Change in retained austenite ratio

3.4.2 断面硬度変化

マイクロビッカース硬度計を用いて、 P_{max} が4.2GPaの試験条件で運転した軸受内輪の断面硬度分布を測定した。19rpmの軸受の場合を、図7に示す。試験前の内輪の表面硬度はHV800であり、40 μ m深さ位置でHV760に低下し、内部硬度と等しかった。この表層部の高硬度層の生成は加工によるものと思われる。図7より、表面ならびに内部の硬度は、負荷回数の増加とともに上昇していることがわかる。断面硬度分布の硬度ピーク部の深さは、最大せん断応力位置深さとほぼ一致した。107rpmおよび400rpmの試験の場合も、図7と同様に、負荷回数の増加に伴って硬度が上昇した。

図8に約120万回負荷後の内輪の断面硬度分布を示す。回転速度にかかわらず、表面および内部の硬度上昇が認められた。107rpmと400rpmの試験の場合、硬度変化の状態にほとんど差が認められなかった。一方、3725rpmの試験の内輪は、断面硬度分布の形状

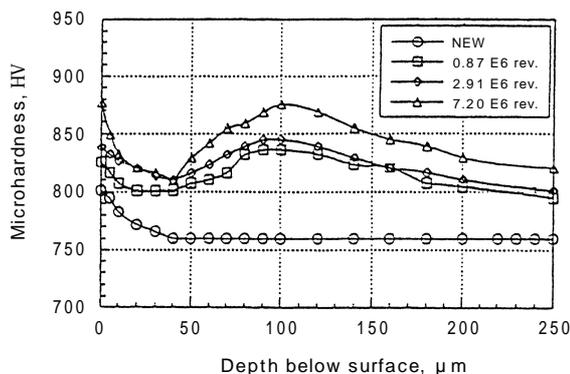


図7 試験Gの内輪の断面硬度分布 (19rpm)
Microhardness distributions of inner-pace

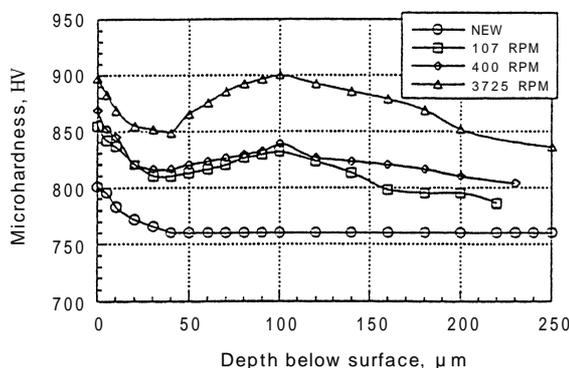


図8 120万回負荷後の内輪の断面硬度分布
Microhardness distributions of inner-pace after 1.2 million revolutions

は他の回転速度の場合と同じであるが、すべての深さで低速の場合より大きい硬度であった。図9は、5種類の試験における約650万回負荷後の内輪の断面硬度分布である。図8の120万回負荷後の断面硬度分布と比較して、表面および最大せん断応力位置深さの硬度が上昇していることがわかる。5種類の回転速度の内輪を比較すると、最も回転速度が大きい3725rpmの内輪が表面ならびに内部で最も大きな硬度上昇を示した。他の4種類の回転速度では著しい差はなかった。

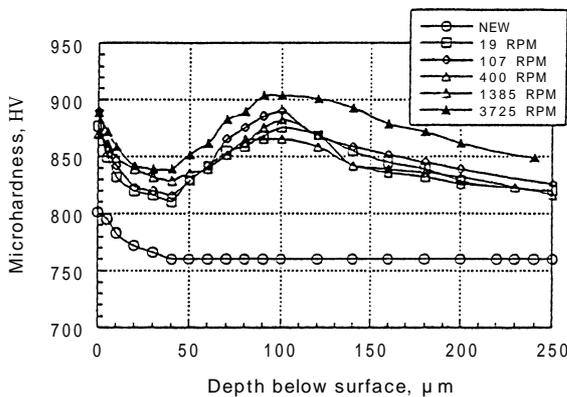


図9 650万回負荷後の内輪の断面硬度分布
Microhardness distributions of inner-ace after 6.5 million revolutions

3. 4. 3 残留応力の形成

X線応力測定装置を用いて、 P_{max} が4.2GPaの試験条件で運転した軸受内輪の表面における残留応力を測定した結果を図10に示す。それぞれの軸受の負荷回数は図中に示すように120万回前後である。試験前の残留圧縮応力は150MPaであった。図3と同様に接触時間を用いて測定結果を整理すると、接触時間が

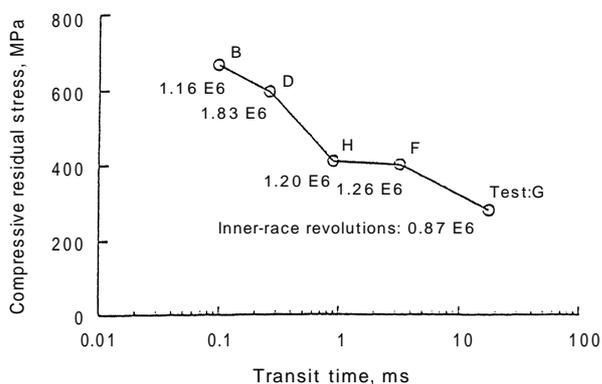


図10 接触時間と残留圧縮残留応力の関係
Relation between transit time and residual stress

長くなるほど内輪表面には圧縮残留応力が生成されていないことがわかる。この残留圧縮応力の生成状態は、図6の残留オーステナイトの減少とよく対応がついていることから、圧縮残留応力の生成と残留オーステナイトの分解に関連があると考えられる。

4. まとめ

内径30mmの円筒ころ軸受を、回転速度を19rpmから3725rpmとし、油膜パラメータが1,2以下の境界潤滑条件下で転動した結果以下のことが明らかになった。

転がり軸受寿命は油膜パラメータの値では一義的に決まらず、回転速度が低い場合には潤滑係数が大きくなる。境界潤滑条件下における転がり軸受の低速運転の場合の潤滑係数は、内輪の表面がヘルツ接触幅を通過する接触時間の0.4乗に比例する関係を用いて補正できる。

回転速度の大きさにかかわらず、転動による残留オーステナイトの分解、硬度分布、圧縮残留応力の生成の傾向は、完全流体潤滑の場合と同じであった。

残留オーステナイトの分解、硬度変化、圧縮残留応力の変化は、回転速度が低いほど疲労の進行が遅いことを示した。

参考文献

- 1) E. V. Zaretsky : STLE Publication SP-34 (1992).
- 2) T. A. Harris, et al : ASME preprint 95-TRIB-58 (1995).
- 3) E. N. Bamberger, T. A. Harris, W. M. Kacmarsky, C. A. Moyer, R. J. Parker, J. J. Sherlock & E. V. Zaretsky : Life Adjustment Factors for Ball and Roller Bearings An Engineering Design Guide, ASME, New York, (1971).
- 4) Y. Akamatsu, N. Tsushima, T. Goto & K. Hibi : Trib. Trans., 35,4 (1992) 745.
- 5) D. F. Li, J. J. Kauzlarich & W. E. Jamison : Trans. ASME, J. Lub. Tech., 98,4 (1976) 530.
- 6) 伊藤冬木・赤松良信 : トライボロジー会議予稿集 (1995-5) 535.
- 7) J. C. Skurka : Trans. ASME J. Lubr. Tech., 92,2 (1970) 281.

- 8) C. Danner : ASLE Trans., 13,4 (1970) 241.
- 9) C. A. Moyer & A. Bianchi : EHL Symp., I. Mech. E., C15(1972)95.
- 10) J. Y. Lui, T. E. Tallian & J. I. McCool : ASLE Trans., 18,2 (1975)144.
- 11) P. H. Dawson : J. Mech. Eng. Sci., 4,1 (1962) 16.
- 12) P. H. Dawson : Proc. I. Mech. E., 180, Pt 3B (1965/66) 95.
- 13) 石橋 彰・横手 孝 : 潤滑,16,9 (1971) 646.
- 14) 市丸和徳・ほか3名 : 潤滑,23,7 (1978) 496.
- 15) 赤松良信・伊藤冬木 : トライボロジー会議予稿集 (1994-10) 315.
- 16) ISO 281/1(1990).
- 17) J. R. Miller & Y. Akamatsu : Trib. Trans., 40,1 (1997)129.
- 18) 赤松良信 : トライボロジー会議予稿集 (1996-10) 10.
- 19) A. P. Voskamp, R. Osterlund, P. C. Becker & O. Vingsbo : Metal Technology, 7, 1 (1980)14

産業機械・鉄鋼用ASシリーズ軸受の適用事例

那 須 忍*

Applications of AS Series Bearings for Steel and General Industry

By Shinobu NASU

Recently, bearings used in the steel and general industry areas require various features, with long life being a perpetual theme. Thus, NTN has developed a long life bearing with a modified surface chemistry. The surface of these bearings is strengthened by controlling retained austenite. NTN calls the bearings "AS" (Advanced and Super performance) series. In this article some typical AS bearings for the steel and general industry areas are discussed along with the AS bearing attributes.

1. まえがき

軸受に対する要求はますます多様化しているが、産業機械・鉄鋼用軸受においては長寿命化が永遠のテーマであり、合せて保守点検期間の延長化も期待されている。特に最近の過酷な使用条件下においても長寿命が要求されており、NTNでは特殊熱処理を施して軸受の軌道面、転動面の表層部に適度な残留オーステナイトを生成させ、長寿命化を図った軸受を開発した。これらの軸受をNTNではAS(Advanced and Super performance)シリーズ軸受と呼び、各種タイプの軸受を提供している。ここでは、産業機械・鉄鋼用軸受として長寿命化に貢献している代表的な軸受とその効果について紹介する。

2. ASシリーズ軸受の特長

最近の軸受に対する使用環境はますます厳しくなり、特に産業機械・鉄鋼用軸受については異物のかみ込みや潤滑不具合等による表面起点型損傷が多くなっている。この表面起点型損傷に対して軌道面の表層部を適度な残留オーステナイトと炭化物を分散させた組

織とし、熱的安定性を図って長寿命化した軸受がASシリーズであり、

清浄油潤滑はもとより、特に異物混入潤滑条件下で飛躍的な長寿命化が達成される(図1)

耐ピーリング強度が大きい

耐摩耗強度に関しても優れている

等の特長があり深みぞ玉軸受(TAB軸受)、小形円すいころ軸受(ETA軸受)については一部シリーズ化されており、さらに大形の円筒ころ軸受、円すいころ軸受、自動調心ころ軸受についてもEA軸受として販売されている。

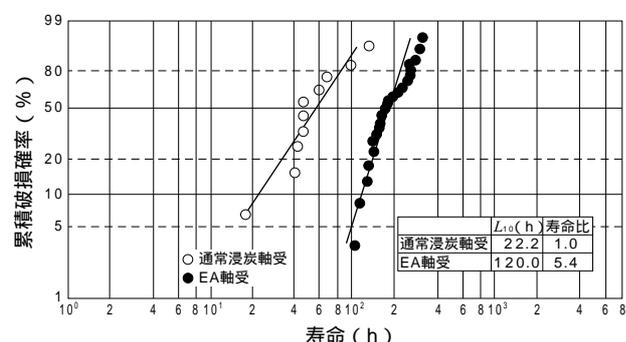


図1 異物混入潤滑条件下での寿命試験結果
Operating life results when lubricant mixed with debris particles is used

*軸受技術部

3. 産業機械用軸受の適用事例

ASシリーズ軸受は産業機械では油圧ポンプ、油圧モータ、コンプレッサ、汎用減速機に使用されており、建設機械、農業機械、運搬機械ではダンプトラックのホイール部、ブルドーザの最終減速機、トラクタのトランスミッション、アンローダ走行車輪に、また繊維機械では織機のカム軸用として適用事例がある。この中から2、3の例を紹介する。

3.1 大型ダンプトラックのホイール軸受

90トンクラスのダンプトラックリアホイールには特殊熱処理をした大形の円すいころEA軸受が背面組合せで使用されている。(写真1、図2)軸受は荷重条件が厳しいうえに潤滑はホイール部の減速機と同じオ



写真1 90トンクラス ダンプトラック
(株式会社 小松製作所殿 提供)
90 ton class dump truck (by Komatsu Ltd.)

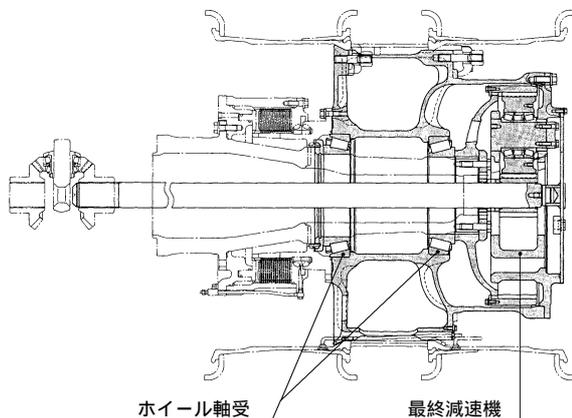


図2 リアホイール部 (株式会社 小松製作所殿 提供)
Dump truck rear wheel (by Komatsu Ltd.)

イルバスであり、異物混入によるかみ込み圧痕からの表面損傷が従来より問題となっていた。EA軸受を使用することにより異物混入潤滑条件での長寿命が確認されている。

3.2 トラクタの最終減速機遊星装置用軸受

重量65トンクラスのトラックタイプトラクタ最終減速機遊星装置にも円すいころEA軸受が背面組合せで使用されている。(図3)従来、外部から浸入してくる異物により期待寿命が得られていない箇所であるが、1996年よりEA軸受が組み込まれフィールドテストにおいて問題なく使用されている。

3.3 アンローダ走行車輪用軸受

アンローダ走行車輪には自動調心ころ軸受が使用されているが、異物浸入と重荷重という過酷な条件下での長寿命化としてEA軸受が採用され効果が発揮された。(写真2)

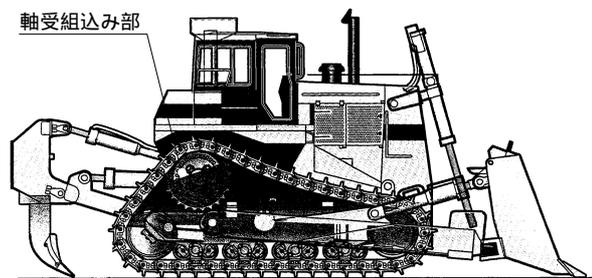


図3 65トンクラス トラックタイプトラクタ
65 ton class truck-type tractor



写真2 アンローダ車輪部
(石川島播磨重工業株式会社殿 提供)
Wheels of unloader (by Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd.)

4. 鉄鋼用軸受の適用事例

鉄鋼用軸受は水・スケールの多い環境下で使用されることが多く、特殊熱処理を施したEA軸受の効果が期待できるため各種の圧延機用ロールネック軸受、連続鋳造設備用セグメントロール軸受に多く使用されている。(表1) その他、焼結設備パレット台車車輪用軸受や石炭乾燥機チューブドライヤ、スパイラル鋼管設備にも使用されている。この中から2例の軸受を紹介する。

4.1 熱間仕上圧延機用ロールネック軸受

熱間仕上圧延機用ロールネック軸受として大形の四列円すいころEA軸受が使用されており、長寿命の効果をあげている。熱間仕上圧延機用ロールネック軸受は重荷重・高速回転のうえ、更に多量の水とスケールが浸入しやすい厳しい環境下で使用されており、長寿命化要求に対してEA軸受を使用した結果、従来軸受に比べて約3倍(L_{10} 寿命)の寿命が得られた。(写真3, 図4)

表1 主な使用実績例
Application examples

使用箇所	軸受形式	主要寸法 (内径×外径×幅) mm
熱間圧延機	四列円すいころ軸受	355 × 480 × 482
	密封形四列円すいころ軸受	440 × 590 × 480 482.6 × 615.956 × 488.75
冷間圧延機	四列円すいころ軸受	343.052 × 457.098 × 254 384.175 × 546.1 × 220
	密封形四列円すいころ軸受	343.052 × 457.098 × 254
棒鋼圧延機	四列円筒ころ軸受	160 × 230 × 130 260 × 370 × 220
	四列円すいころ軸受	266.7 × 355.6 × 228.6
形鋼圧延機	四列円すいころ軸受	380 × 560 × 360
調質圧延機	四列円すいころ軸受	558.8 × 736.6 × 322.268
連続鋳造設備	自動調心ころ軸受	95 × 170 × 43
		130 × 200 × 69
		130 × 210 × 80
		160 × 270 × 109
		170 × 260 × 90
		180 × 280 × 100
	調心輪付円筒ころ軸受	140 × 225 × 85
		160 × 270 × 109
	円筒ころ軸受	170 × 260 × 90
		140 × 210 × 59

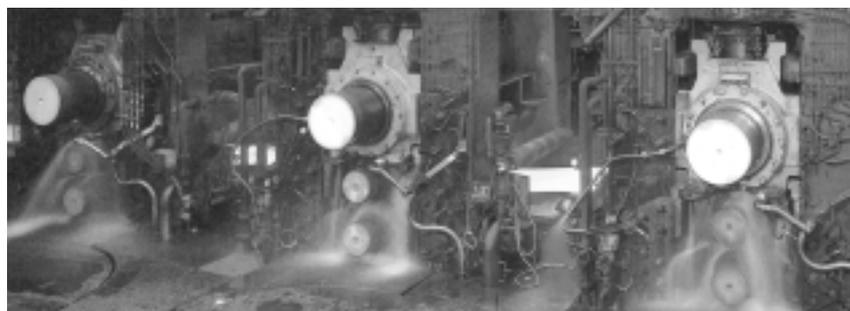


写真3 熱間仕上圧延機 (新日本製鐵株式会社提供)
Hot strip finishing mill (by Nippon Steel Corporation)

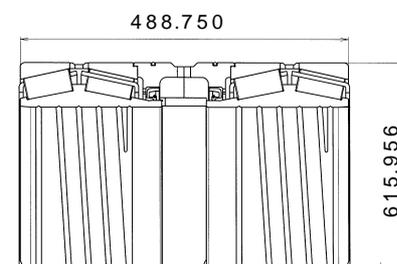


図4 熱間仕上圧延機用四列円すいころ軸受
Four row tapered roller bearing for hot strip finishing mill

4.2 連続鋳造設備用セグメントロール軸受

連続鋳造設備用セグメントロール軸受は固定側に自動調心ころ軸受，自由側にはロールの膨張，収縮を吸収できる調心輪付円筒ころ軸受が使われている。(写真4，図5)これらの軸受は重荷重と低速回転で使用され，さらに連鋳材を凝固させるためのスプレイ状の高圧水とスケールが多量に発生する劣悪な環境下にあるため常に長寿命化の要求がある。この箇所にもEA軸受を使用した結果，従来の標準軸受に比べて約2倍の寿命延長ができた。

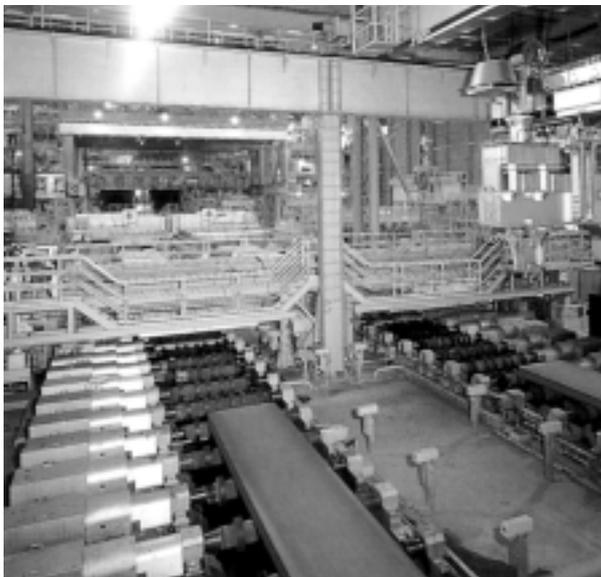


写真4 連続鋳造設備 (川崎製鉄株式会社殿 提供)
Continuous casting machine
(by Kawasaki Steel Corporation)

5. あとがき

これまで紹介した事例以外にも石炭，セメント粉碎ミル用大形円すいころ軸受にもEA軸受が使用されており効果がでている。このようにNTNのASシリーズ軸受は産業機械・鉄鋼用軸受に多く使用され，長寿命化，高信頼性化，保守点検期間の延長化等に役立っている。

最後にASシリーズ軸受の適用事例で参考とさせて頂いた各社殿に厚くお礼申し上げます。

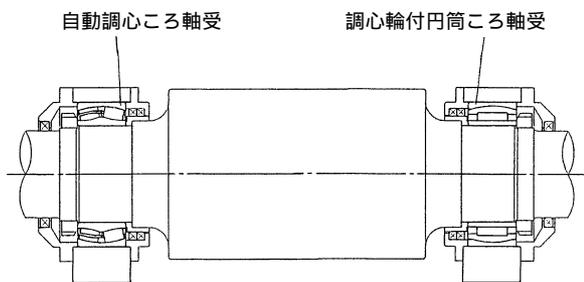


図5 連続鋳造設備用セグメントロール軸受
Bearings for continuous casting machine segment roll

フラットパネルディスプレイの修正技術

猿田 正弘*
匂坂 哲次**

Repair Technologies for Flat Panel Displays

By Masahiro SARUTA and Tetsuji SAGISAKA

NTN's pattern repair system has been developed to repair defects in flat panel displays such as liquid crystal displays (LCD's) and plasma display panels. One of the most important characteristics of this system is its ability to repair opened defects, using a needle-shaped tool to transfer the conductive paste, and a continuous wave laser to "bake" the repaired area. In addition, an image processor is used to detect defects and a YAG laser generates 2nd and 3rd order harmonics for trimming shortened defects. These features and overall system function are described in detail in this paper.

1. まえがき

フラットパネルディスプレイの修正装置として、液晶リペア装置およびその改良型であるパターン修正装置を開発してから約9年が経過した。当初、歩留まり向上とともに修正の必要性は低くなるとの懸念が示されたが、LCD（液晶ディスプレイ）の高精細化やPDP（プラズマディスプレイパネル）の大型化などの市場動向に対しタイムリーに装置供給ができたこと、またこの間に、修正作業が製造工程の一部として広く認められるようになってきたことなどから、現在までに多くの実績、経験を積んできている。

装置の機能や性能は、この間に大きく向上した。レーザー照射によりショート欠陥を除去する単機能であったものが、ペーストを塗布し局部的に焼成することによりオープン欠陥を修正する機能や、画像処理を用いて自動的に欠陥を検出する機能も付加した多機能な装置になってきている。またレーザーの種類にしても、YAG (Yttrium Aluminum Garnet) レーザのみであったものが、YLF (Yttrium Lithium Fluoride) レーザ、炭酸ガスレーザー、半導体レーザーと目的に応じてその種類を使い分けることができる状態になっている。

本稿では、パターン修正装置によるPDP基板の修正を例にとりながら、装置が持っているこれら多くの機能とその要素技術について述べる。

2. 装置の概要

パターン修正装置の全体構成を図1に、またその主な仕様を表1に示す。

欠陥を修正するためのレーザー光学系やペースト塗布・焼成機構は、装置の性能を左右する最も重要な要素部品である。ショート欠陥の場合は、レーザー照射により欠陥部を除去し、オープン欠陥の場合は、針先端

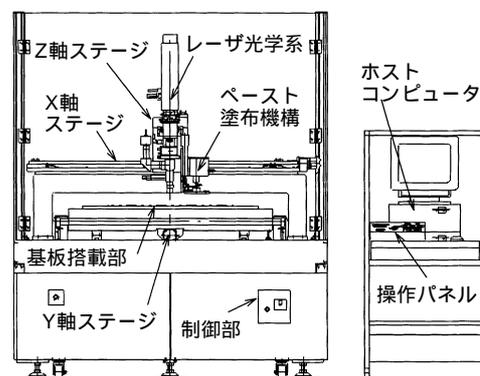


図1 装置の構成
Structure of repair system

*メカトロニクス研究所
**精密機器技術部

表1 主な装置仕様
Specifications of system

機能	構成	仕様
位置決め	XYステージ	XY分離駆動型, 分解能 1 μ m/pulse 最大ストローク 1600 x 1200mm
	Zステージ	分解能 0.05 μ m/pulse ストローク 100mm
ペースト塗布	塗布針	標準径 30, 50, 70, 100 μ m
	塗布ペースト	Au, Ag, 蛍光体 ほか
	針洗浄	溶剤中の攪拌洗浄, エアパーズ
ペースト焼成 乾燥	炭酸ガスレーザ	波長 10 μ m, 出力 10W
	半導体レーザ	波長 800nm, 出力 15W
	ハロゲンランプ	出力 150W (乾燥用)
レーザ照射	YAGレーザ	波長 1064, 532, 355nm 出力 40, 10, 5mJ
	YLFレーザ	波長 1046, 523nm 出力 140, 40 μ J
パターン観察 および欠陥検出	対物レンズ	超長作動距離型 2x, 50x 各種
	照明ユニット	落射照明, 透過照明
	画像処理装置	パターンマッチングによるマーク検出 オープン/ショート欠陥検出 ほか

に付着させたペーストを塗布し、かつ焼成することによりパターンを接続する方式を採っている。

針によるペースト塗布機構は、本装置の特徴の1つである。その構造を図2に示す。塗布針は、位置決めアクチュエータにスライド部を介して取り付けられており、インデックス円板上に配置された容器中のペーストを先端に付着させた後、基板上の欠陥部に接触させてペーストを転写する。針径は、修正すべきパターンの幅寸法により任意に設定できるが、通常は 30 ~ 70 μ m程度を選ぶことが多い。欠陥部が長い場合には、塗布径よりも小さいピッチで塗布を繰り返し、連続パターンとしていく。2種類以上の異なるペース

トを用いて修正せざるを得ない時には、ペースト交換とともに針先の洗浄が必要となる。このような場合に備えて、洗浄剤を攪拌して針を洗浄する機構や洗浄後の針をエアにてパーズする機構も設けている。

位置決めステージは、大型基板にも対応できるように開発したものであり、レーザ光学系やペースト塗布機構を搭載して左右に移動するX軸ステージと、修正基板を搭載し前後に移動するY軸ステージとがそれぞれ分離して設置された構造としている。

一体型XYステージと比較すると、設置面積が半分になること、相手軸の精度の影響を受けないことなどの利点がある。高い位置決め精度を得るために、各軸のステージには経年変化が少なく振動減衰性の高いグラナイト（花崗岩）を用い、位置決め分解能は1 μ mに設定している。ステージサイズは、最大1600 x 1200mm (PDPの60インチに相当)までをシリーズ化しており、各サイズの基板に対応することができる。

欠陥修正プロセスは以下のようなになる。まず、欠陥データ情報が、サーバあるいは検査装置から本機ホストコンピュータに送信されてくる。欠陥データには、オープン/ショートなど欠陥の種類や欠陥の位置が含まれており、これを基に修正作業を行う。欠陥位置の特定やペースト塗布、焼成、レーザ照射などの修正動

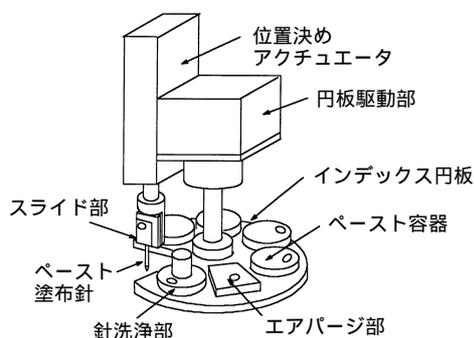


図2 ペースト塗布機構
Paste unit

作を、すべてマニュアル操作により行なうこともあるが、一般的には、半自動的に行うことが多い。即ち、基板のアライメントマークを認識して傾きを算出し、上記欠陥位置を座標変換して正確にモニタ画面内に入れるまでを自動的に行い、修正すべき欠陥の領域や焼成条件を作業者がマニュアル指令する。なお、パターンの形状によっては、画像処理装置による欠陥検出機能を利用して、修正作業を完全に自動化することも可能である。このように、さまざまな状況に対応できるよう豊富なソフトを用意しているのも本機の特徴でもある。

3. ペースト塗布機能

ペーストを塗布する方式として、針方式、ディスペンサ方式、ジェット方式などが考えられるが、針方式を採用した理由は、微細な径の塗布が可能なこと、ペーストの目詰まり問題がないこと、客先の使用しているさまざまなペーストに対応可能なことなどによる。針を用いた微細径塗布の研究¹⁾²⁾が最近増しつつあることも、本方式の有効性を示している。

塗布径の微細化にともなって、塗布位置の高精度化もまた重要になってくる。以下にこれらの現状について述べる。

3.1 塗布形状

安定した塗布は、塗布針形状とペーストの性状に負うところが大きい。針は根元に向かってテーパ状となるような形状に加工している。ペーストを付着させ充分時間を経た後の状態は、写真1のように、ペーストの多くは表面張力によりテーパ側に引っ張られ、先端に僅かに付着した状態となる。この状態で対象物に接触させると、先端のペーストのみが転写されて、針径にほぼ比例した塗布径が得られる。

PDPの電極修正の場合、パターン幅は現状70 μm 程度であるため、塗布針は 50 μm を使うことが多い。なお、塗布径のばらつきは、 $\pm 5\%$ 程度である。

一方ペーストは、導電性ペーストの場合AuやAgの金属のほか、ガラスパウダー、高分子樹脂や溶剤が含まれており、これらの成分比率により粘度や塗布性が異なる。良好な塗布性を示す粘度を得るために、成分比率を調整することが多い。ただし、成分比率の変更は焼成後の膜厚にも影響するため、成分調整の代わりに対象物に接触させるまでの時間（針待機時間）を調

整して、希望の塗布径とする場合もある。これは上記のようにペーストが針上方に移動するまでにある程度の時間を要するためであり、この間に塗布径が変化することを利用する。A社のペーストを用いた時の塗布例として、針径と塗布径との関係を図3に、塗布径と針待機時間との関係を図4に示す。



写真1 ペースト塗布状態
Paste adhered to the needle

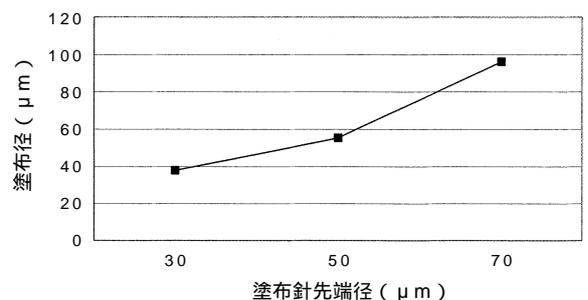


図3 塗布針径と塗布径
Needle diameter vs pasted diameter

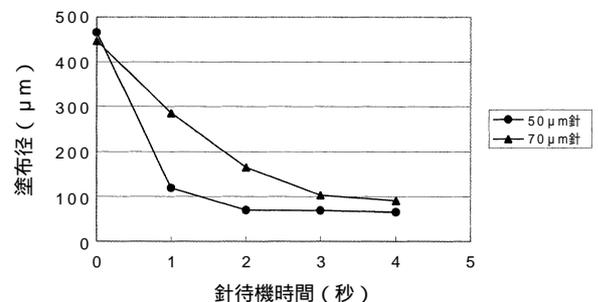


図4 塗布径と針待機時間
Pasted diameter vs dwell time

3.2 塗布位置精度

塗布径が数10 μm と小さいため、塗布位置精度も塗布域全域にわたり $\pm 10\mu\text{m}$ 以下が要求される。塗布位置精度は、同一位置における塗布繰り返し精度と、塗布領域全体におけるステージ精度とが組み合わされた値となる。前者は、位置決めアクチュエータが上下駆動した時の針位置の再現性、および塗布中心と観察

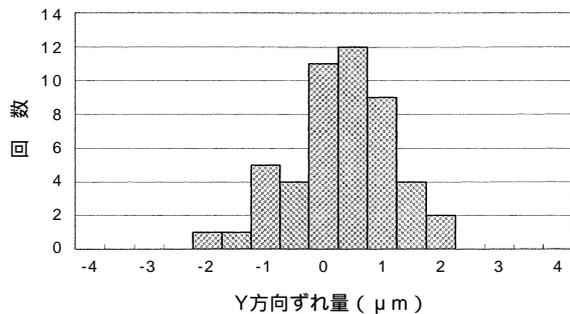


図5 同一位置での繰り返し塗布精度 (Y軸方向)
Repeatability of paste position

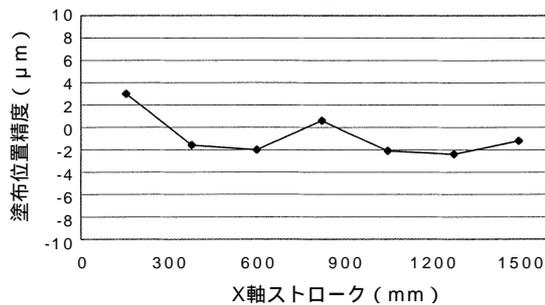


図6 塗布全域での塗布精度 (X軸方向)
Paste position accuracy at whole stroke

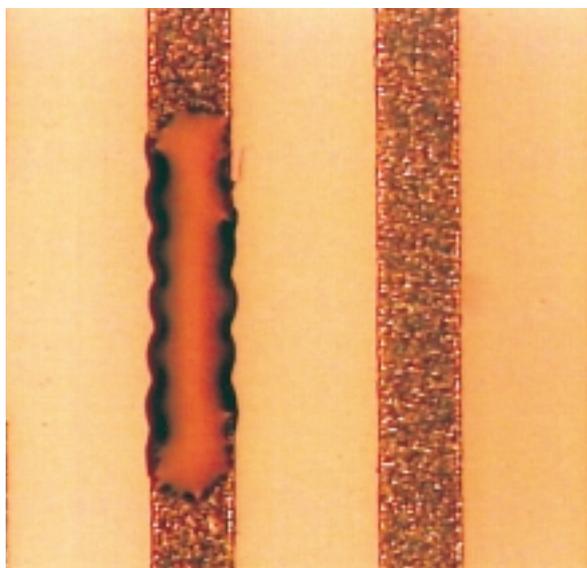


写真2 PDP電極のオープン修正
Repair of open defect

光学系中心とのオフセット量をテーブル駆動した時の繰り返し位置再現性によって決まり、後者は、設定したオフセット値と任意の塗布位置における誤差やピッチング、ヨーイングなどのテーブル精度が塗布針の位置ずれを生ずることと関係する。実測例として、同一位置での繰り返し精度を図5に、また1600 \times 1200mmの大型装置におけるX軸方向の精度を図6に示す。

また、実際にPDPのAg電極のオープン欠陥に塗布した例を写真2に示す。このケースでは、電極パターンに沿って位置を微少移動しながら7回連続して塗布している。

4. ペースト焼成、乾燥機能

塗布した導電性ペーストを焼成するために、レーザー照射による局部加熱機能を持っている。レーザーは、波長が10 μm の炭酸ガスレーザーと、0.8 μm の半導体レーザーの2種類を用意しており、いずれも連続発振のレーザーである。

約1mmのレーザー照射エリア内には、Ag、ITO (Indium Tin Oxide) などの電極材料、ペースト材料およびベース基板であるガラス材料が混在しているが、電極材料やペースト材料のレーザー光吸収率は、上記の2波長間ではあまり大きな差がないのに対して、ガラス部のそれには大きな差がある。即ち、長い波長(10 μm)では吸収率が大きいためガラス部自体が発熱するのに対して、短い波長(0.8 μm)ではほとんど吸収されないため発熱もない。

局部加熱には、照射部温度が短時間にかつ確実に目標温度まで到達すること、およびガラス基板へのストレスが極力少ないことの両方が求められる。

波長の長い炭酸ガスレーザーを用いた場合には、照射エリア全体が加熱される一方、ガラス自体へのストレスが残しやすい。これに対して、波長の短い半導体レーザーを用いた場合には、照射エリア内の電極およびペースト塗布部の占有面積により、焼成条件を変える必要がある反面、ガラスへのダメージは小さいなど一長一短がある。したがって現在は、要求されるペーストの焼成温度、焼成タクトタイム、パターン形状などを総合的に判断し、適切なレーザーを選定している。ただし、いずれのレーザーを使用しても焼成完了後の状態に差はなく、焼成炉と同等であることを確かめている。

なお、本装置ではペーストの乾燥を目的としてハロゲンランプによる照射機能も設けている。照射部温度はせいぜい150 程度であり、ペーストの垂れを防止する際に用いる。

5. レーザカット機能

カットする材料には、電極のような金属材料もあれば、カラーフィルタのような高分子材料もある。更には金属材料にダメージを与えないで、その上に積層されたシリコン窒化膜あるいはシリコン酸化膜のみを剥離する場合もある。このようなさまざまな用途に対し適切なレーザが搭載できるよう準備をしている。

最も一般的に使用されるレーザは、EOQ (Electro Optic Element Q) スイッチによりジャイアントパルスを生じさせるYAGレーザである。基本波長は1064nmで、主に金属材料のカットに用いられる。発振波長を第2高調波(532nm)、第3高調波(366nm)、第4高調波(266nm)と短くするに従い、熱加工からアブレーション加工へと変化していく。高分子材料やシリコン膜などは第3あるいは第4高調波のレーザを用いることが多い。

材料の切れ方は、波長以外にレーザ光の照射方法によって異なることもある。

例えばPDPのAg電極は、焼成前では上記ジャイアントパルスを数回照射することによりカットできる

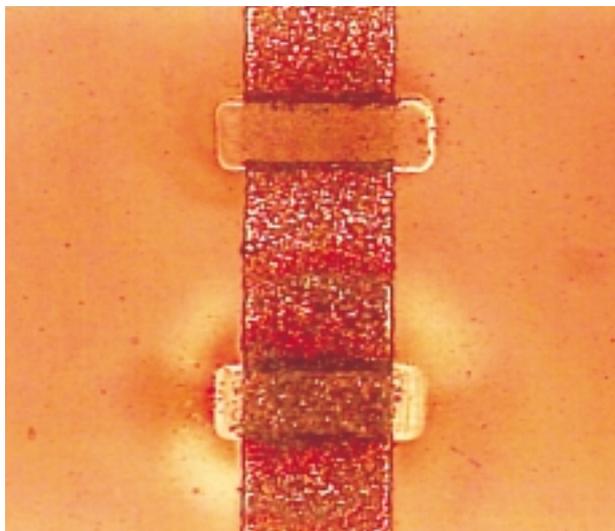


写真3 レーザによるPDP電極カット状態の比較
(上：CW-YLFレーザ 下：パルス-YAGレーザ)
Comparison between YLF and YAG laser

が、焼成後の電極に同一の照射を行うと、溶融、再付着を繰り返す現象が生じるため正常なカットができない。このような場合には、AOQ (Acoustic Optic Element Q) スイッチ付きのYLFレーザが有効である。第2高調波(523nm)を用いて熱影響を小さくし、かつ連続パルスにて照射すると、良好なカット状態を得ることができる。

写真3に焼成後のAg電極をカットした時のレーザ比較を示す。

6. 欠陥検出機能

修正作業の自動化要求は、今後ますます強くなると予想されるが、これを実現するためのキーテクノロジーが画像処理による欠陥検出であると考えている。

基板全域における欠陥座標やその種類などの欠陥情報は、パターン修正装置の前に設置された検査装置から通信によって送られてくる。この検査装置には、パターンの導通をチェックするタイプと画像処理により欠陥検出するタイプとがあるが、前者ではオープン欠陥の位置認識ができないためライン番号情報のみとなり、また後者では高速処理のために検出分解能に限界があり、疑似欠陥情報が含まれていることがある。

よって、修正機に要求される機能は、受信したデータを基にあるライン、ある特定の位置近傍を対象に、精度良く再検査することである。

本装置では、必要な位置にステージを駆動しながら、モニタ画面に表示されている画像情報を処理し、欠陥の有無、欠陥の正確な位置を判定する機能を有している。画像処理方法としては、あらかじめメモリした正常な画面と検査する画面との相関をとるパターンマッチング法のように一般的に知られている手法を用いることもあれば、特定のパターンを対象に、固有の検査ソフトを開発して用いることもある。

ここでは、固有ソフトの例として、図7に示したような電極線のオープン欠陥検出について、検査アルゴリズムを以下に示す。

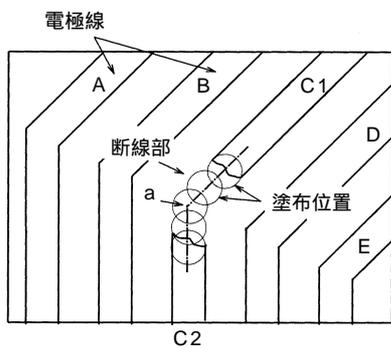


図7 オープン欠陥の検出
Detection of open defects

1. 画像をあるしきい値で二値化し，低い濃度の部分を電極線と認識する。
2. 電極線のブロック（A～E）ごとに輪郭を抽出し，画面内での非連続部分(断線部)の有無を検出する。
3. 断線部がない場合は，ステージを微動し次の画面を検査する。
4. 断線部が確認された場合は，分離しているブロック（C1，C2）の各々の中心線を求め，ブロック間の距離を欠陥長さとする。
5. 2本の中心線の成す角度がしきい値以上の場合，交点（a）が存在し電極が曲っていると認識する。
6. 欠陥の長さ，角度から塗布すべき位置を計算し，修正データとする。

なお，ショート欠陥の場合には，電極と認識した以外の部分を対象に検出することになり，全く同様に処理できる。

7. まとめ

パターン修正装置の機能を主にPDP基板の修正を例にとって説明してきた。

これら機能の充実により，LCD，PDPの分野はもとより，プリント基板やマスク基板などパターンが形成されている多くの基板への修正が対応可能となっている。

しかしながら，基板の高精細化の傾向は止どまることなく進んでおり，またFED（Field Emission Display），EL（Electroluminescence）など新しいフラットディスプレイも次々と開発されてきていることから，より微細なエリアでの修正や，多層膜パターンの修正などの新しい課題も出てきている。

これらの要求に応える要素開発を今後とも進め，完成度の高い商品としていきたいと考えている。

参考文献

- 1) 視覚を用いたマイクロ液滴塗布システムの構築
宮崎英樹 日本機械学会論文集（C編）63-609，1997
- 2) マイクロ接着のための機械システム
堀江三喜男 日本機械学会論文集（C編）61-581，1995

動圧ベアファイト(焼結動圧軸受)の運転性能

中 関 嗣 人* 岡 村 一 男*
森 夏 比 古** 山 本 康 裕**

Running Performance of Herring-Bone Bearing Made of Porous Metals

By Tsugito NAKAZEKI, Kazuo OKAMURA, Natsuhiko MORI and Yasuhiro YAMAMOTO

In Herring-bone bearings made of porous metals, it is assumed that hole density on the bearing surface as well as the setting position of the bearing in the housing influence bearing performance. Experiments were performed to study these effects. With high surface hole density, the tilted grooves cannot generate sufficient pressure due to leakage through the porous media, resulting in low bearing stiffness. Reducing the hole density to less than 10% results in bearing stiffness equivalent to a solid bearing.

The setting position of the bearing in the housing also has a significant effect on bearing performance. When the space beneath the bearing is large, oil in the porous media flows out of the lower end of the bearing. This results in oil starvation and entrapment of air in the bearing surface, which causes a reduction in bearing stiffness.

1. はじめに

転がり軸受に比べ優れた回転性能が得られるヘリングボーン溝付き動圧軸受は、既にその基本設計が確立されているが¹⁾、実用化はごく一部の用途に限られてきた。動圧軸受の性能は動圧発生溝形状によるばかりではなく、軸受すき間の影響が大きく、軸受性能維持のためには高精度加工が要求され、製造コストの高いことが用途拡大を妨げてきたと考えられる。最近の情報機器用モータには低価格で高性能軸受が求められてはいるが²⁾、未だ充分満足できるレベルに達した軸受はない。我々は焼結軸受の加工性に注目し、これまでの焼結軸受製造技術に若干の工夫を加え、高精度加工が可能なヘリングボーン溝付き動圧軸受の製造法を開発し、動圧ベアファイトの名称で販売開始している。

焼結材料を用いることにより、軸受が潤滑油のリザーバの役割を果たし、軸受すき間内に存在する潤滑油のみで潤滑する場合に比べ、潤滑油の寿命が大幅に延

びることが期待できる。しかし、量が多すぎる場合は油漏れによる機器の汚染が懸念されるため、軸受内には適量を保持させなければならない。また、焼結軸受は本来多孔質体であり、特に表面開孔率は圧力発生と密接な関係があり、軸受性能に大きな影響を及ぼすことが予想される。本稿では、焼結動圧軸受が多孔質体であることに注目し、潤滑油量や表面開孔率が軸受性能に及ぼす影響についての実験結果を示す。

2. 試験装置と供試軸受

図1に焼結動圧軸受の性能試験に用いたモータを示す。市販のアキシアルギャップ型ブラシレスDCモータであり、軸径は 3である。軸振れ測定のため長尺の軸に組み替えている。軸受性能をNRRO、軸受剛性および軸受トルクについて評価した。NRROは回転中の軸のリサージュ図形より求め、軸受剛性とトルクは回転軸にアンバランスウエイトを取り付けたときの軸振れ量と、駆動回路を含む消費電流で評価した。なお、モータ駆動装置への印加電圧はDC12Vである。測定結果からモータの影響を除去するため、軸受を含む八

*軸受技術研究所
**軸受技術部

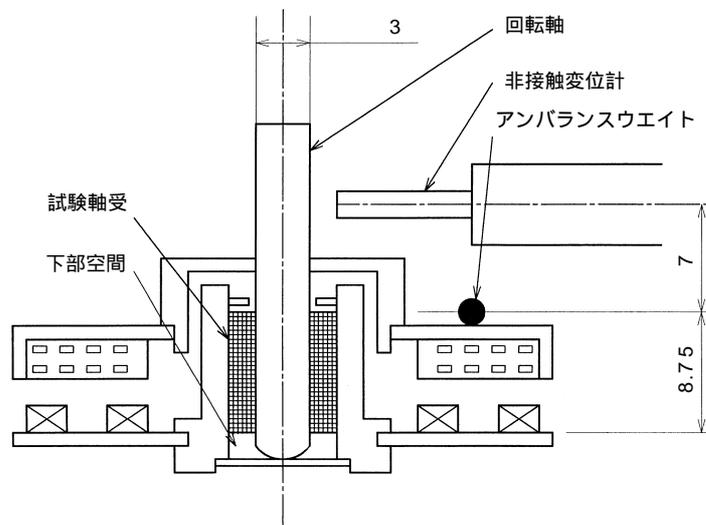


図1 軸受性能測定装置
Measurement apparatus for bearing performance

ウジングのみを交換し、モータステータおよびロータは同一のものを使用した。

表1は試験に供した焼結動圧軸受の諸元であり、図2に軸受面の写真、図3に内径面形状を示す。

図2よりわかるように、軸受内径面には部分型ヘリングボーン溝が2列設けてある。表1に示すように、これまでに実用化されている動圧軸受の設計諸元と比較した場合、溝深さが浅く軸受すき間が小さいことが本軸受の特徴である。NTNが開発した動圧溝の高精度加工方法は軸受内径寸法と溝深さ精度が高く、このような小さなすきまの軸受仕様を可能にし、高い軸受剛性を得ることができる。

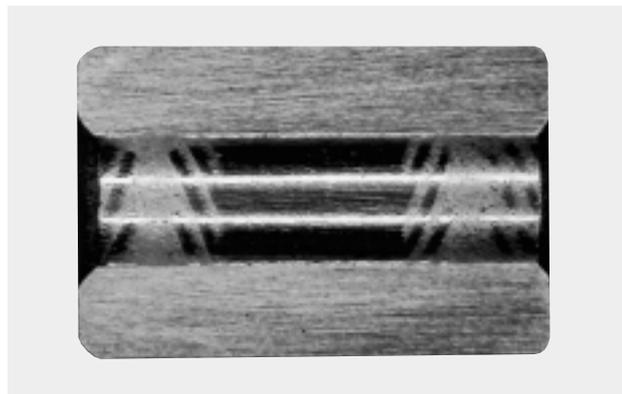


図2 軸受表面の写真
Photograph of bearing surface

表1 軸受諸元
Specifications of test bearing

軸受内径	3 mm
軸受外径	6 mm
軸受総幅	8.75 mm
単軸受幅	2.4 mm
溝角度	20度
軸受直径すきま	4 μm
溝深さ	3 μm
溝幅比	0.5
軸受材質	銅鉄系
潤滑油粘度	40mm ² /s/40

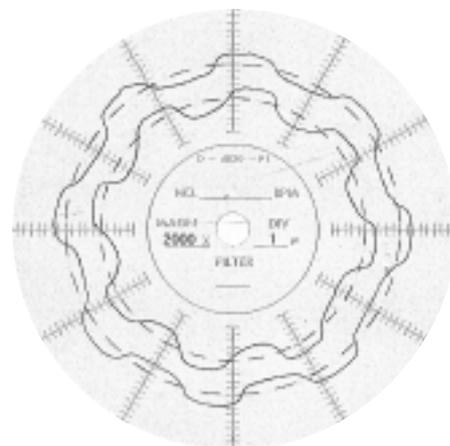


図3 内径面形状
Talyrond form of inner surface

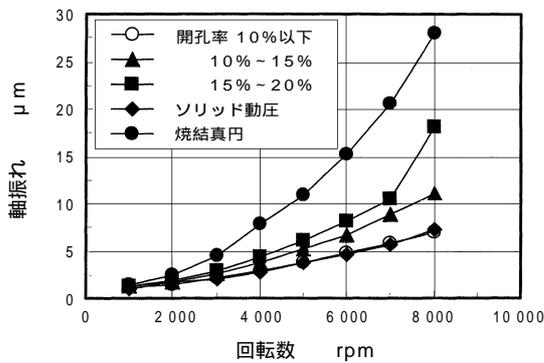
3. 試験結果

3.1 表面開孔率の影響

0.5 g-cmのアンバランス付加時の軸回転数と軸振れ量、駆動電流の関係を、表面開孔率を変えて得た結果を図4に示す。図5は表面開孔率を7.8%に調整した軸受面の、空孔分布2値化図である。黒い部分が空孔を示している。この空孔は焼結時に焼結助剤であるSnが溶解した跡と考えられている。表面開孔率を小さくすると、動圧溝のポンピング圧力が有効に作用し軸受剛性が向上する。表面開孔率が10%以下であればソリッド型軸受と同等の剛性が得られることが図4(a)よりわかる。一方、軸受の負荷トルクを表す消費電流は表面開孔率の影響を受けないことが、図4(b)より明らかである。また、同図には同一寸法の真円型焼結軸受に関する結果も示されている。真円軸受は剛

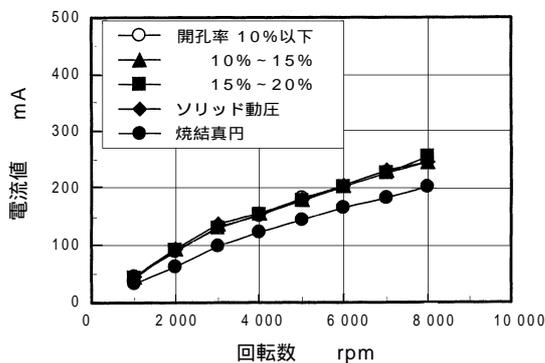
性が低く、アンバランスによる遠心力により軸振れは動圧軸受に比べ2~3倍大きくなる。

真円軸受は潤滑油を軸方向へ押し込むポンピング作用がないため、軸受すきま内の気泡は抜けることがなく軸受すきま内に滞留し、空気と潤滑油の混合状態になる。このため、見かけの粘度が低下し消費電流値は動圧軸受に比べ少なくなると考えられる。軸受材料がソリッドである流体動圧軸受も、一度噛み込んだ気泡を抜くことは困難であるが、焼結材料で作った本軸受は潤滑油の循環があり、容易に軸受すきまから気泡が抜けることになる。図6はこれら軸受のリサージュ波形の一例である。リサージュ図の線幅から求められる真円軸受のNRROは、動圧軸受に比べ桁大きな値を示した。また、焼結動圧軸受のNRROは表面開孔率にかかわらず試験した範囲において0.02 μm以下であった。



(a) 軸回転数と軸振れの関係

Relation between rotational speed and vibration amplitude



(b) 軸回転数と駆動電流の関係

Relation between rotational speed and drive current

図4 軸受性能におよぼす表面開孔率の影響
Effect of hole density on bearing performance

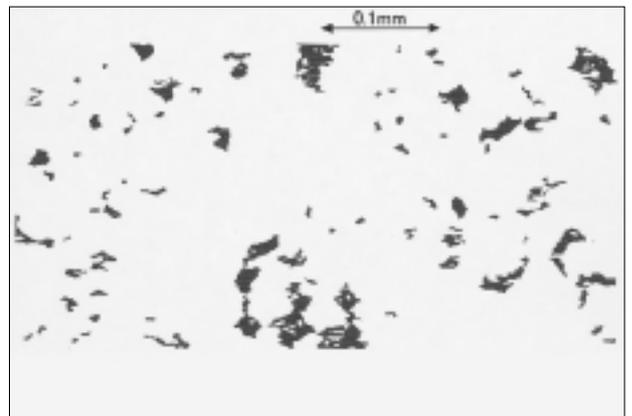


図5 空孔分布の2値化像
Binary treated image of bearing surface hole

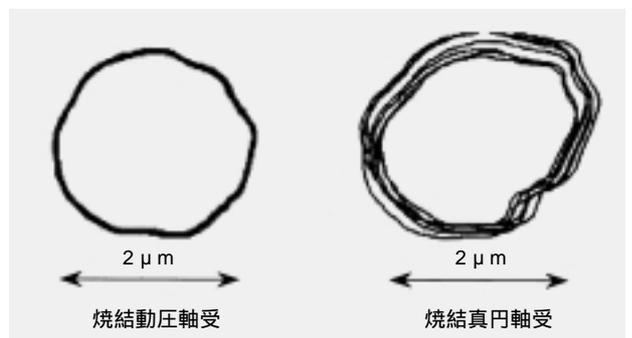


図6 リサージュ波形
Lissajous figure

3.2 注油量の影響

安定した軸受性能を得るためには、軸受すき間内は完全に潤滑油で満たされていなければならない。軸受に含浸させた潤滑油以外に、スピンドル組立時に追加する注油量を変えたときの、8000rpm時の軸受性能の変化を図7に示す。下部空間（図1参照）の設定はハウジングへの軸受組込み位置を調整することにより行った。下部空間が0.7mmまでは注油量の減少による軸受性能の大きな低下は見られないが、これが1.2mmに拡大すると、20mg以下の注油量において軸受剛性の低下が生じ、これに同期して消費電流が低下する。注油量20mgは1.2mmの下部空間容積に相当する。図8は下部空間の大きさと潤滑油の存在状態を模擬的に描いたものである。下部空間が大きい場合、焼結軸受内の潤滑油は重力によりハウジング底面に溜まり軸受面に入ることができず、この空間を満たす潤滑油量がなければ十分な動圧軸受の機能を得ることができない。しかし、下部空間を満たす潤滑油は、スピンドルを逆さにした場合、軸受外へ流出し周辺を汚染

すると共に、再度スピンドル姿勢を戻したとき、潤滑油不足が発生するため、動圧軸受の性能の低下は避けられない。下部空間が小さい場合、毛細管現象により、ハウジング下部の潤滑油は軸受すきまに入ることができる。このため、少量の注油においても十分な動圧軸受の機能を得ることができる。下部空間を1.2mmにしたときに現れるモータ駆動電流の低下は、軸受面に油の欠乏が生じ空気を巻き込んだための見かけの粘度低下が原因と考えられる。注油量ゼロにおいて駆動電流の増加が見られる。この原因は明らかではないが、軸受面で金属接触が発生したことが考えられる。

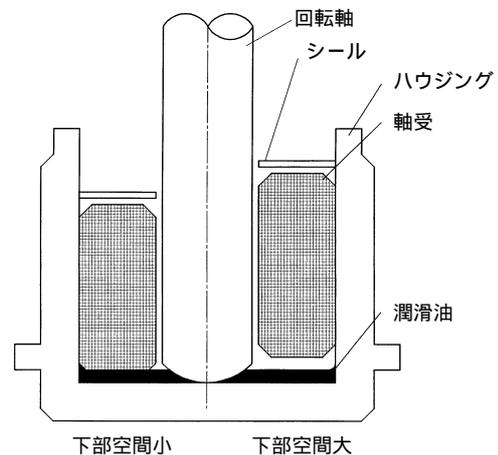


図8 下部空間の油の状態
State of lower space

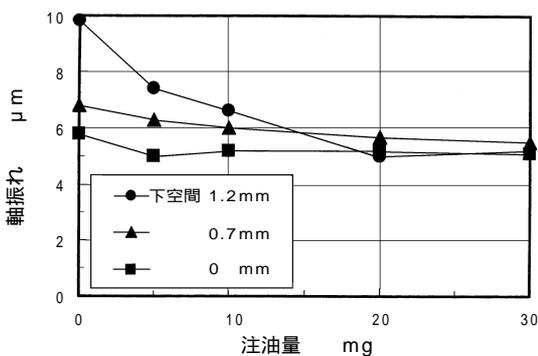
4. まとめ

流体動圧軸受と焼結動圧軸受の構造的な違いは、焼結動圧軸受が多孔質体であることである。多孔質体であるための特徴について、その軸受性能への影響を調査し以下のことが明らかになった。

- (1) 軸受面の表面開孔率は軸受剛性に影響を及ぼすが、10%以下にすることによりソリッド型と同等の軸受性能が得られる。
- (2) ハウジング内のすきまは必要注油量に影響し、1.2mm以上のすきまがあると、その空間容積分の注油が必要になる。

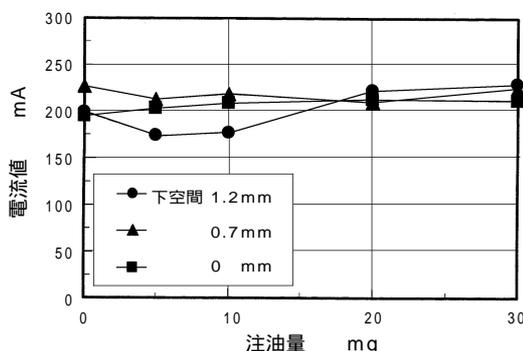
参考文献

- 1) J. BOOTSMA : PHILIPS RESEARCH REPORTS SUPPLEMENTS (1975).
- 2) 山内良明, 新居勝敏, 河野 敬, 三枝省三, 佐藤良広, 熊坂登行: 日本機械学会第74期通常総会講演論文集 () (東京 1997-3) 2810.



(a) 注油量と軸振れの関係

Relation between amount of added oil and vibration amplitude



(b) 注油量と駆動電流の関係

Relation between amount of added oil and drive current

図7 軸受性能におよぼす下部空間の影響
Effect of setting position on bearing performance

NTNポリループ®ベアリングの種類と特長

麻生 光成*
三上 英信*

Characteristics of NTN Bearings with Solid Grease

By Mitsunari ASAO and Hidenobu MIKAMI

The properties and performance of bearings with solid grease are reviewed. Solid grease is prepared in three different grades. The conventional type is referred to as the "General-Purpose solid grease". Recently a "Heat-Resistant solid grease" and a "solid grease for Food Processing Machines" were developed. The Heat-Resistant solid grease is based on an epoxy-silicone resin, which can operate at 120°C, compared to the conventional type which can only operate up to 80°C. The solid grease for food processing machines is a mixture of grease and ultra molecular weight polyethylene, which are safe for food. The grease meets the USDA H1 standards for food processing machines and the ultra molecular polyethylene meets FDA standards. The solid grease have many excellent properties compared to conventional greases and are useful in specialized industrial machines.

1. まえがき

潤滑グリースと超高分子量ポリエチレンを主成分とした熱固化型グリース・ポリループ(LP03)^{1)~3)}を封入したポリループベアリングは、潤滑剤の漏れが少ない、グリースのように攪拌されないので回転トルクが小さいなど、これまでのグリースにはない特長が顧客から評価され用途が拡大しており、それに伴い新たなニーズが生じてきた。

NTNではニーズに応えるため潤滑グリースとエポキシ・シリコーン樹脂を主成分とする高温用ポリループグリース(LP05)と、食品用潤滑グリースと超高分子量ポリエチレンを主成分とする食品機械用ポリループグリース(LP06)を開発し、従来からの一般用ポリループベアリングに、新たに高温用ポリループベアリングと食品機械用ポリループベアリングを加えたので以下に紹介する。

2. ポリループの組成と性状

2.1. 組成

ポリループとは潤滑グリースを、樹脂材料で固形化したものであり、樹脂材料はポリループの骨格をなし、保油機構を持つ。

表1に各種ポリループの主成分を示した。

一般用ポリループ(LP03)は潤滑剤に汎用性のあるリチウム石けん・鉱油系グリースを用い、樹脂材料には超高分子量ポリエチレンを用いている。高温用ポリループ(LP05)は潤滑剤に耐熱性のあるウレアー合成油系グリースを用い、樹脂材料にも耐熱性の高いエポキシ・シリコーン樹脂を用いている。また、食品機械用ポリループ(LP06)は食品衛生上も考えて、潤滑剤にUSDA(米国農務省)のH-1規格(食品と接触可)に認可されたウレアー流動パラフィン鉱油系食品機械用グリースを用い、樹脂材料にFDA規格(米国食品医薬品局規格)に認可されている超高分子量ポリエチレンを用いている。LP03とLP05には性能を向上させるために添加剤を若干配合している。

*軸受技術研究所

表1 各種ポリループの主成分
Composition of solid grease

ポリループ(記号)	樹脂	潤滑剤
一般用ポリループ (LP03)	超高分子量ポリエチレン ¹⁾	Li 鉱油系グリース
高温ポリループ (LP05)	エポキシ・シリコン樹脂	ウレアー合成油系グリース
食品機械用ポリループ (LP06)	超高分子量ポリエチレン ¹⁾	ウレアー流動パラフィン鉱油系グリース ²⁾

1) FDA規格に認可。
2) USDAのH-1規格に認可。

表2 各種ポリループの単体物性
Physical properties of solid grease

区分	項目	試験方法	単位	LP03	LP05	LP06
未硬化物	ちょう度	JISK 2220.5.3		297	315	295
硬化物	硬さ	JISK6301		80		88
		JISS6050		93	65	
	焼成時油分離率	NTN法	wt%	4	8	6
	引張強度	ASTM D 1807	kgf/cm ²	28	10	35

2.2. 性状

潤滑グリースと樹脂材料を混合したグリース状をしているポリループの未硬化時と加熱硬化させた後の主な性状を表2に示した。硬化後の硬さは樹脂より軟らかくゴム程度である。

ポリループから軸受内の潤滑を必要とする部位への潤滑油供給量の多少は潤滑上非常に重要なポイントであり、油の供給量が多すぎても少なすぎても良くない。多すぎると漏れ易くなり、少なすぎると潤滑不良を生ずる。

図1は遠心分離機を用い、室温において、10×8mmの円柱状の試料に5700Gの遠心力を作用させた場合の試料からの油の分離量を測定した結果である。比較のため超高分子量ポリエチレン(PE)と潤滑油を配合したもののデータを併記した。潤滑油とPEの混合物を加熱・冷却すると固化するが、初期の離油(焼成時油分離率)が約30wt%ある。これに対し、ポリループは約4~8wt%と少ない。この程度の初期の離油は潤滑寿命に悪影響を及ぼすものではなく、軸受の運転開始初期の潤滑に不可欠のものである。また、このような大きい遠心力下においても20wt%以下程度の離油しか起こさず、高遠心力下での長寿命が期待される。

図2に各種ポリループの耐熱性の比較を示差走査型

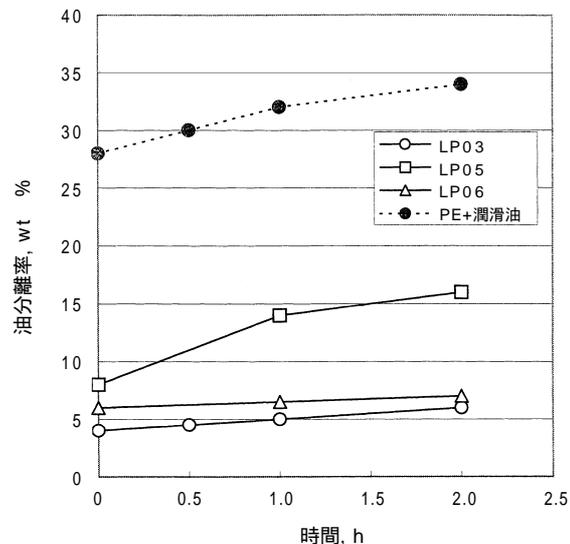


図1 遠心力下における油分離率
(遠心力: 5700G, 温度: 室温)
Oil separation by centrifuge

熱量分析計で測定した結果を示す。LP03は124°C, LP06は130°Cで融解による熱量の吸収ピークが認められるが、LP05は200°Cまで熱量の変化は認められず、安定である。これは、LP03とLP06に使用している樹脂材料が熱可塑性樹脂に対して、LP05は熱硬化性樹脂を用いているためである。LP06の融解する温度がLP03より高いのは超高分子量ポリエチレンの配合割合を多くしたためである。

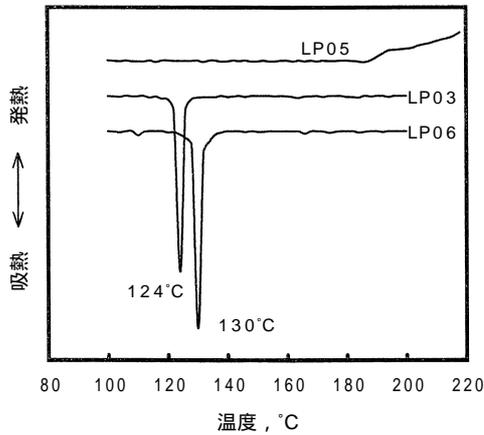


図2 各種ポリループの示差走査型熱量分析結果
DSC thermogram of solid grease

ポリループベアリングは以下の特長を持つ。3種類のポリループベアリングそれぞれの特長を表3、4に示した。

ポリループは、焼成により固化し、内部に潤滑剤を保持する。この潤滑剤が軸受の使用に際し発熱し、遠心力等により徐々に供給されるため、潤滑剤の漏れが少ない。

軸受に強い振動や大きい遠心力が作用する場合でも潤滑剤が漏れにくく、長寿命である。

外部からの浸入物（水、塵埃など）に対してポリループは防壁となる。ただし、シールとしては不十分であり、これらの浸入を防ぐには別途シール（接触形ゴムシール）が必要である。

ポリループは固形で水が浸入しても乳化して、流出することがないので潤滑寿命が長くなる。

一般的にポリループベアリングでは潤滑剤がグリースのように攪拌されないので攪拌抵抗が少ない。封入量（スポットパック仕様、フルパック仕様）によりトルクの大きさを調整できる。

3. 一般用ポリループベアリングの特長と性能

3.1. 特長

ポリループをベアリングに封入し、焼成・固形化したポリループベアリングの例を写真1～3に示す。



写真1 一般用ポリループベアリング
General-purpose bearings with solid grease



写真2 高温用ポリループベアリング
Heat-resistant bearings with solid grease



写真3 食品機械用ポリループベアリング
Bearings with solid grease for food processing machines

表3 ポリループベアリングの特長
Property of bearings with solid grease

	一般用ポリループベアリング (LP03)	高温用ポリループベアリング (LP05)	食品機械用ポリループベアリング (LP06)
軸受形式	深溝玉軸受 ミニアチュア、小径玉軸受 自動調心玉軸受 自動調心ころ軸受 ベアリングユニット 針状ころ軸受	深溝玉軸受 ベアリングユニット	深溝玉軸受 ベアリングユニット
封入仕様*	スポットパック フルパック	スポットパック	スポットパック
許容温度	-20～80℃ (長時間使用：60℃以下)	-20～120℃ (長時間使用：100℃以下)	-10～110℃ (長時間使用：100℃以下)

* ポリループベアリングは、その封入量によりスポットパック仕様とフルパック仕様の2仕様がある。

スポットパック仕様：深溝玉軸受の保持器上にポリループをスポット封入し焼成・固形化したもので、低トルク及び潤滑剤漏れ防止に主眼を置いた仕様である。

フルパック仕様：軸受の空間容積ほぼ一杯に、ポリループを封入し、焼成・固形化したもので、潤滑寿命に主眼を置いた仕様である。

表4 ポリループベアリングの許容回転数 (dn値*)
Critical speed of bearings with solid grease

封入仕様		一般用ポリループベアリング (LP03)		高温用ポリループベアリング (LP05)	食品機械用ポリループベアリング (LP06)
		スポットパック	フルパック	スポットパック	スポットパック
軸受形式	深溝玉軸受	20 × 10 ⁴	5 × 10 ⁴	12 × 10 ⁴	12 × 10 ⁴
	ミニアチュア小径玉軸受	20 × 10 ⁴			
	自動調心玉軸受		3 × 10 ⁴		
	自動調心ころ軸受		3 × 10 ⁴		
	ベアリングユニット	12 × 10 ⁴	3 × 10 ⁴	8 × 10 ⁴	12 × 10 ⁴
	針状ころ軸受		3 × 10 ^{4**}		

* dn値 : (d=軸受内径寸法, mm) × (n=使用回転数, rpm)

** F_{wn}値 : (F_w=ころ内接円径寸法, mm) × (n=使用回転数, rpm)

3.2. 性能

1) 塩水試験

表5に示した試験条件で塩水試験を行い、ポリループベアリングの耐水性能を評価した。試験軸受はニードル軸受・内径 65 × 外径 115 × 幅36 (A軸受) と内径 22 × 外径 40 × 幅25 (B軸受) にLP03を封入し、焼成・固化したものを用い、各々の軸受に9ℓ/minの塩水をかけた。500h後の試験結果を表6に示す。試験結果をわかりやすくするため、ABC評価を行った。

500時間後の内部状態の詳細については、以下の通りである。

Li- 鈹油系グリース封入軸受

軸受内部には全くグリースの残存が認められず、乾

燥状態であり内外輪・ころすべてにさびが発生し、茶褐色となつた (継続使用不可状態)。

ポリループベアリング

軸受内部のポリループは、初期封入時の形態を保っていたが分析の結果軸受にさびが発生していた (継続使用可能状態)。回転調子に、ごり感があったが、これは油分の減少とさびによるものと考えられる。

以上の通りであり、Li- 鈹油系グリースとポリループには明確な差異が認められた。この差異については、前述のようにLi- 鈹油系グリースが塩水により乳化し軸受外に流出したのに対し、ポリループは固形潤滑剤であり乳化や流出がおこらないこと、油分の劣化に対してはポリループ内より絶えず清浄な潤滑油が供給されていたことなどのためと考える。この試験結果から判断すると、通常の雨水や泥水のかかる状態で長期間使用した場合でもポリループは潤滑剤流出に対して効果があると推察できる。

表5 塩水試験条件
Conditions of salt water spray test

	A軸受	B軸受
軸受荷重	157N { 16kgf }	
回転数	50rpm (外輪)	144rpm (内輪)
放水量	9ℓ/min	
塩水濃度	5wt%	
運転サイクル	総運転時間 500h (5h回転+3h停止) × 62サイクル	

表6 塩水試験結果
Results of salt water spray test

	ポリループ		Li- 鈹油系グリース	
	A軸受	B軸受	A軸受	B軸受
回転調子 (ごり感)	B	B	C	C
潤滑剤残存状況	A	A	C	C
潤滑剤劣化状況	B	B	C	C
水滴浸入状況	A	A	C	C

テスト結果 A: 良好 B: やや不良 (劣化が見られる) C: 不良

2) 潤滑剤の漏れ試験

図3に示す試験方法と表7の試験条件で、ポリループベアリングの潤滑剤の漏れ量を測定した。軸受の取付けは回転軸に対し平行及び垂直の2姿勢とした。Li- 鈹油系グリースを封入した軸受は、LUシール付き、LBシール付きのいずれの軸受も約10分程度でグリースが飛散し、シールがはずれた。これに対し、図4に示すようにポリループベアリングは、オープン状態で平行姿勢 (A) で約2wt%、垂直姿勢 (B) で約5wt%の流出に留まっている。

このようにポリループベアリングは、外部より作用する力に対して優れた潤滑剤保持能力を示しており、漏れの少ない軸受といえる。

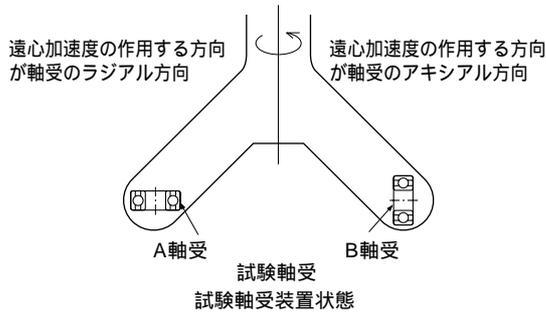


図3 潤滑剤漏れ試験方法
Grease leakage test rig

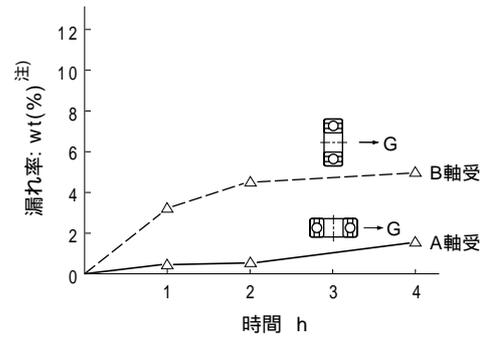


図4 潤滑剤漏れ試験結果
Oil leakage vs time

注) 漏れ率: NTNポリループ封入量を100として漏れた潤滑剤の重量比

表7 潤滑剤漏れ試験条件
Conditions of leakage test

	A軸受	B軸受
試験軸受	6201 (ポリループはスポット封入, オープン) 6201LLU (Li- 鉱油系グリース封入, 接触ゴムシール付き) 6201LLB (Li- 鉱油系グリース封入, 非接触ゴムシール付き)	
遠心加速度	3 000G (公転5 000rpm)	
軸受回転数	静止状態	
軸受の姿勢	遠心加速度の作用する方向が 軸受のラジアル方向	遠心加速度の作用する方向が 軸受のアキシャル方向
試験時間	4h: 1時間ごとに軸受重量を測定し, 潤滑剤の漏れ率(重量比)を求める。	

3) トルク試験

図5に示すトルク試験機装置Aを用いて, 表8の試験条件で, ポリループベアリングのトルクを測定した。

試験結果を表9に示す。ポリループベアリングスポットパック仕様は各回転数で, 一般に低トルクといわれるLi- ジエステル系グリースより低トルクであった。ポリループベアリングフルパック仕様は, 初期よりトルクが大きく, 発熱も多い。1800rpm以上は発熱が大きく, 測定できなかった。フルパック仕様は低速回転向きである。

表8 トルク試験条件
Torque test condition

試験軸受	6204ZZ
試験グリース	ポリループおよびLi系各種グリース (ポリループフルパック仕様以外は, 空間容積の30%封入とする)
軸受荷重	ラジアル荷重 39N { 4kgf }
軸受回転数	1 800, 3 600, 7 200rpm

表9 トルク試験結果
Results of torque test (10⁻⁴Nm)

回転数 (rpm)	1 800	3 600	7 200
Li- 鉱油系グリース	230	385	550
Li- ポリオールエステル系グリース	145	265	383
Li- ジエステル系グリース	90	315	403
ポリループ	スポットパック仕様	63	113
	フルパック仕様	340	

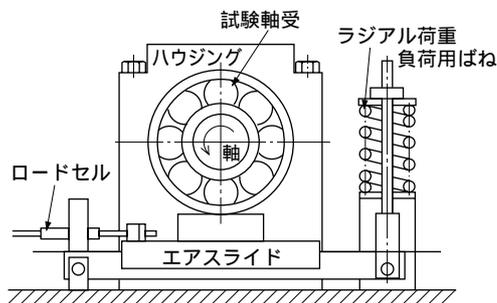


図5 トルク試験装置A
Torque test A equipment

4) 耐久試験

図6の耐久試験機を用い、表10の試験条件で、 $dn=1250$ の耐久性を、表11の試験条件で、 90°C 、 $dn=90000$ の耐久性を測定した。

$dn=1250$ ではLP03スポットパック封入品、フルパック封入品ともに2000h以上の耐久性を示した。

図7に 90°C 、 $dn=90000$ の結果を示す。LP03のスポットパック封入品の 90°C における耐久性は1100h程度を示した。

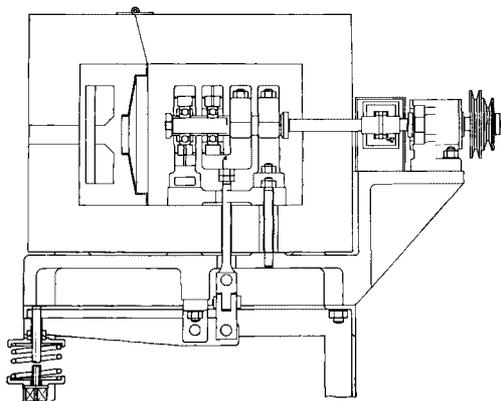


図6 耐久試験機
Endurance test equipment

表10 $dn=1250$ 耐久試験条件
Conditions of endurance test ($dn=1250$)

試験軸受	6305(LP03スポットパック封入, オープン) 6305(LP03フルパック封入, オープン)
軸受荷重	ラジアル荷重 2.2kN (0.1Cr*)
軸受回転数	50rpm ($dn=1250$)
雰囲気温度	室温

*Cr: 基本動定格荷重

表11 90°C 、 $dn=90000$ 耐久試験条件
Conditions of endurance test (90°C , $dn=90000$)

試験軸受	6305(スポットパック封入, オープン)
軸受荷重	ラジアル荷重 2.2kN (0.1Cr*)
軸受回転数	3600rpm ($dn=90000$)
雰囲気温度	90°C

*Cr: 基本動定格荷重

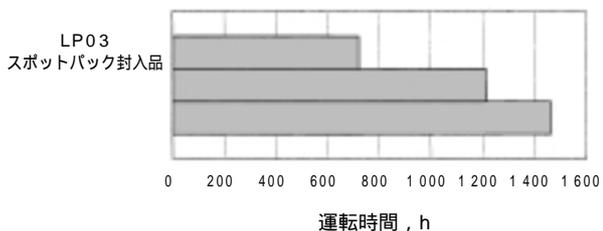


図7 LP03の耐久試験結果 (90°C , $dn=90000$)
Results of endurance test for LP03

4. 高温用ポリループベアリングの特長と性能

4.1. 特長

一般用ポリループベアリングの使用温度が $-20\sim 80^{\circ}\text{C}$ (長時間使用: 60°C 以下)に対し、高温用ポリループベアリング(LP05)は $-20\sim 120^{\circ}\text{C}$ (長時間使用: 100°C 以下)で使用できる。高温用ポリループベアリングは一般用ポリループベアリングとほぼ同様に

- ①潤滑剤の漏れが少ない
- ②漏れにくいため長寿命である
- ③水が浸入しても乳化して流出しない

等の性質を示す。しかし、一般用ポリループベアリングはフルパック、スポットパック両用に対応できるのに対して、高温用ポリループベアリングはスポットパックのみの対応となる。

4.2. 性能

1) トルク試験

図8に示すトルク試験装置Bを用い、表12の試験条件で、LP05のトルクを測定した。試験結果を図9に示す。LP05のトルクはLP03と同レベルである。

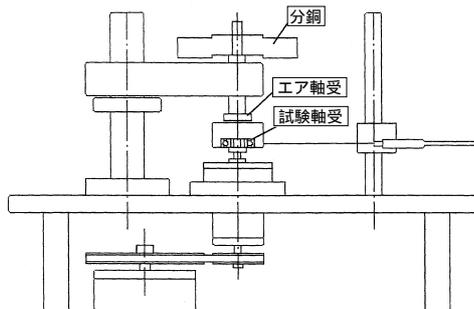


図8 トルク試験装置B
Torque test B equipment

表12 トルク試験条件
Torque test conditions

試験軸受	6204LLB
試験グリース	LP03(スポットパック封入) LP05(スポットパック封入) LP06(スポットパック封入) 食品機械用グリース ¹⁾
軸受荷重	アキシャル荷重 39kN { 4kgf }
軸受回転数	1000, 2000, 4000, 5000, 6000, 7000, 8000 rpm

1) 複合AL 流動パラフィン鉱油系グリース

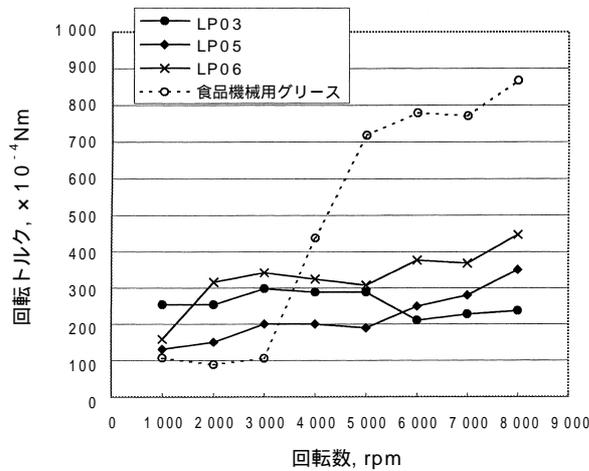


図9 トルク試験結果
Torque test results

2) 耐久試験

図6の耐久試験機を用いて、表13の試験条件で、LP05の90°C、120°C、150°Cの耐久性を測定した。

性能評価のため、一般的によく使用されるLi-鋳油系グリースとポリループベアリングを比較した。

試験結果を図10に示す。LP05はLi-鋳油系グリースより長寿命であった。

表13 高温耐久試験条件
Conditions of endurance test

試験軸受	6305LLB (LP05スポットバック封入, 非接触ゴムシール付き) 6305LLB (Li-鋳油系グリース封入, 非接触ゴムシール付き)
軸受荷重	2.2N (0.1 Cr*)
軸受回転数	3 600rpm (dn=90 000)
雰囲気温度	90°C, 120°C, 150°C

*Cr: 基本動定格荷重

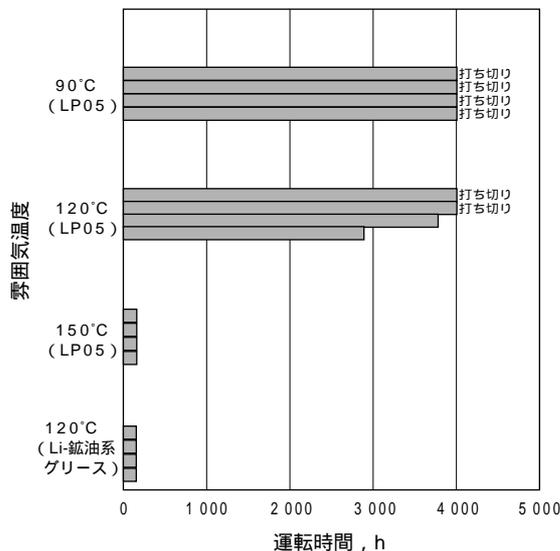


図10 LP05の高温耐久試験結果
Results of endurance test for LP05

5. 食品機械用ポリループベアリングの特長と性能

5.1. 特長

一般用ポリループベアリングの特長に加え、食品機械用ポリループベアリング (LP06) はUSDAのH-1規格に認可された食品機械用グリースと、FDA規格に認可された超高分子量ポリエチレンから構成されたポリループを用い、食品衛生上の安全性を高くしている。さらに、軸受内に水などの浸入に対して耐食性を高めたステンレス鋼製ベアリングを用いている。

5.2. 性能

1) トルク試験

図8に示したトルク試験装置Bを用い、表12の試験条件で、LP06のトルクを測定した。

試験結果を図9に示す。LP06のトルクはLP03と大差なかった。3種のポリループベアリングはほぼ同等のトルクを示す。一方、食品機械用グリースと比べた場合、低速ではグリースのトルクが小さいが、高速ではグリースのトルクが急激に大きくなる。ポリループベアリングは潤滑剤が徐々に供給されるので広範囲な回転域で低いトルクを示す。

2) 耐久試験

図6の耐久試験機を用い、表14の試験条件で、LP06の100°Cの耐久性を測定した。

LP06のスポットバック封入品は2 500h以上の耐久性を示した。

表14 高温耐久試験条件
Conditions of endurance test

試験軸受	6305 (LP06スポットバック封入, オープン)
軸受荷重	2.2N (0.1 Cr*)
軸受回転数	3 000rpm (dn=75 000)
雰囲気温度	100°C

*Cr: 基本動定格荷重

6. まとめ

最近開発した「高温用ポリループ」「食品機械用ポリループ」と、従来から販売している「一般用ポリループ」も含めた固形潤滑剤およびこの潤滑剤を封入したポリループベアリングの特長と性能を紹介した。

高温用ポリループは潤滑グリースとエポキシ・シリコーン樹脂を主成分にした固形潤滑剤である。一般用ポリループベアリングの使用温度が最高80°Cであったのに対して、高温用ポリループベアリングは120°Cでも使用できる。食品機械用ポリループはUSDAのH-1規格に認可された食品機械用グリースとFDA規格に認可された超高分子量ポリエチレンを主成分にした固形潤滑剤であり、これを封入した食品機械用ポリループベアリングは食品機械に使用できる。

従来の潤滑剤（グリース，油）と異なり，焼成することにより固形化するポリループは本稿で示したような種々の特長がある。この特長を生かし，厳しい条件下で使用されている各種産業機械の軸受として応えられるものと考えられる。

参考文献

- 1) 佐藤 佐，麻生光成，梅本武彦，
NTN TECHNICAL REVIEW， 62，(1993)，
P 62.
- 2) 麻生光成，佐藤 佐，日本トライボロジー学会予稿集，(東京，1993 - 5)，P 575.
- 3) 佐藤 佐，麻生光成，鈴木達也，
NTN TECHNICAL REVIEW， 63，(1994)，
P 29.

生分解性作動油・グリースの性能評価

平田 正和* 赤松 良信*
田中 広政* 南 政美*

Lubricating Performance of Commercial Biodegradable Hydraulic Fluids and Greases

By Masakazu HIRATA, Yoshinobu AKAMATSU, Hiromasa TANAKA and Masami MINAMI

Lubricating performance of commercial biodegradable hydraulic fluids and greases were evaluated for rolling bearings. Types of base oils used in hydraulic fluids and greases are vegetable oils (rape seed oils) and synthetic ester oils.

- 1) On rolling fatigue tests at room temperature, synthetic ester oil based hydraulic fluids had the same fatigue lives as vegetable oil based hydraulic fluids. However, at 120°C, synthetic ester oil based hydraulic fluids had longer fatigue lives than vegetable oil based hydraulic fluids.
- 2) On grease life tests, synthetic ester oil based greases had longer lives than vegetable oil based greases.
- 3) On peeling tests, synthetic ester oil based hydraulic fluids and greases had better peeling resistance than vegetable oil based hydraulic fluids and greases.
- 4) On smearing tests, the smearing resistance varied widely depending on the brand name of oils and greases. It was found that additives strongly influence the smearing resistance.

1. まえがき

地球規模の環境汚染が深刻となっており、地球環境の保全が、21世紀の最大の課題といわれている。トライボロジーの分野でも、環境に有害な物質の排除、長寿命化による環境への負荷の低減、廃棄物の無害化などが図られており、その中でも、特に、土壌中のバクテリアにより二酸化炭素(CO₂)と水(H₂O)に分解する生分解性を備えた、プラスチックや潤滑剤が注目を受けている。既に、生分解性の2サイクルエンジン油や建設機械用作動油などが検討・上市されヨーロッパを中心に急速に普及しつつある。

本稿では、生分解性作動油やグリースの転がり軸受用潤滑剤としての実用性を検討するため、市販されている生分解性作動油5種、生分解性グリース9種の転動疲労寿命、油膜形成能、耐ピーリング性(ピーリングとは、粗面転動等によって、転がり接触する物体の表面に、短時間に発生する微小はく離をいう)、耐スミ

アリング性(スミアリングとは、転がり面に生じる表面損傷の一種で、微小な焼付が集合したもの)及びグリースの高温寿命を調査した。

2. 生分解性作動油

2.1 試験油

なたね油系と合成エステル油系の生分解性作動油を使用した。比較対象として2種類の鉱油系作動油を用いた。試験油の一般性状を表1に示す。

なたね油系作動油の特徴は、鉱油よりも高い比重を持ち、マルチグレードのエンジン油なみの高い粘度指数と低温流動性を有すること等が挙げられるが、一方で、泡立ちが大きい欠点があるといわれている¹⁾。また、合成エステル油系作動油の特徴は、鉱油と同程度の耐摩耗性を持ち、なたね油系作動油よりも低温流動性と高温での酸化安定性に優れていることが挙げられる。

2.2 転動疲労寿命

潤滑油として使用した場合に軸受の転動疲労寿命に及ぼす影響を調査するため、NTNスラスト型寿命試

*軸受技術研究所

表1 試験油の一般性状
Typical properties of biodegradable hydraulic fluids

系 統	油 名	比重 15/4	引火点	流動点	粘度, mm ² /s		粘度指数
					40	100	
生分解性植物油 (なたね油)	RA	0.92	>200	-36	35	7.8	215
	RB	0.93	>250	-30	40	8.7	210
	RC	0.92	>224	-30	34	7.9	213
生分解性 合成エステル油	SD	0.92	280	-40	42.4	8.3	175
	SE	0.92	221	-58	48.7	8.7	160
鉱油 (比較対象)	MF	0.87	212	-45	46.2	6.9	104
	MG	0.88	224	-27.5	36.4	6	110

験機を用いて寿命試験を行った。なたね油はオレイン酸やリノール酸などの不飽和脂肪酸を多く含有しているため酸化安定性が悪く、高温で使用された場合に劣化して性能が低下することが危惧される¹⁾ので、常温と高温120 での評価をした。

図1に試験機の概略を、表2に試験条件を示す。

表3に試験結果を示す。常温では、なたね油系、合成エステル油系の生分解性作動油とも鉱油系作動油と同程度の寿命を示している。なたね油RBのように、鉱油に比べ2～3倍の長寿命を示す油もあった。なたね油、鉱油では内部起点型のはく離、合成エステルでは

表面起点型のはく離があったものの、はく離以外にピリングなどの損傷は見られなかったので、潤滑状態は良好であったといえる。一方、120 では、寿命の長い順に、合成エステル、鉱油、なたね油となり、常温の結果と異なった。いずれも表面起点型のはく離であり、混合潤滑の状態にあったと思われる。また、なたね油は合成エステル油、鉱油に比べ摩耗が大きかった。見掛けの油膜パラメータ は1.0以上であるが、真実接触部での温度は120 以上であり、 は1.0以下になっていたと推定される。

表2 転動疲労試験条件 (スラスト型寿命試験機)
Test conditions for rolling contact fatigue life comparison

	常 温	120
回転輪	51106内輪	51306内輪
固定輪	GS81106(47× 30×t3) 0.078 μmRMS	SUJ2平板 60× 30×t10 0.047 μmRMS
鋼球	1/4" 3個 0.019 μm RMS	13/32" 3個 0.009 μm RMS
回転速度	2 800rpm	2 800rpm
P _{max}	5.88GPa (鋼球vs平板)	5.45 GPa (鋼球vs平板)
潤滑方法	油浴潤滑	油浴潤滑
油温	65～70	120±5
油膜パラメータ	1.9～2.1	1.0～1.5

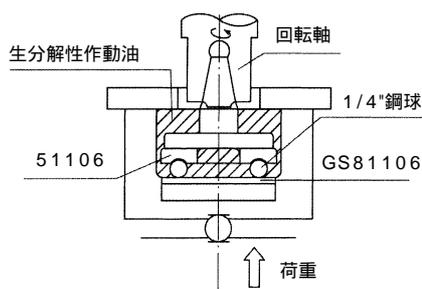


図1 スラスト型寿命試験機の構造
Rolling contact fatigue test rig

表3 試験油の転動疲労寿命
Rolling fatigue life of biodegradable hydraulic fluids

系 統	油 名	常 温			120		
		L ₁₀ ,min	L ₅₀ ,min	e	L ₁₀ ,min	L ₅₀ ,min	e
植物油 (なたね油)	RA	1870	4997	1.92	153	464	1.7
	RB	3904	6808	3.39	209	626	1.71
	RC	1456	3155	2.44	181	398	2.39
合成エステル油	SD	2318	6842	1.74	1026	2558	2.06
	SE	1309	2814	2.46	766	1348	3.34
鉱油 (比較対象)	MF	1861	6208	1.56	449	955	2.5
	MG	1274	3664	1.78	297	757	2.01

なたね油は酸化安定性が悪いため、試験中に酸化を受けて油膜形成性が低下して、120 での転動寿命が低下したことも考えられるので、120 で試験後の潤滑油の全酸価を測定した。表4に結果を示す。なたね油系のRBでは明らかな酸化劣化が見られたが、RA, RCでは明確な酸化劣化は認められず、寿命試験結果との相関は得られなかった。酸化劣化による潤滑油膜不足が原因で金属接触が生じやすくなり、短寿命になったことが予想されたが、全酸価の測定結果からは、寿命との対応を見出すことはできなかった。

表4 試験前後の全酸価
Total acid number before and after fatigue test at 120°C

系 統	油名	全酸価, mgKOH/g	
		新品	試験後(時間,min)
植物油 (なたね油)	RA	0.86	0.92 (592)
	RB	0.69	4.17 (582)
	RC	0.38	1.13 (554)
合成エステル	SD	0.15	0.22 (1138)
	SE	1.36	1.37 (1113)
鉱 油	MF	0.75	1.27 (564)
	MG	1.97	2.14 (513)

2.3 耐ピーリング性

二円筒試験機により油膜形成能と耐ピーリング性を調査した。

図2に試験機略図と条件を、図3に金属接触率の時間変動、図4に従動側円筒表面に発生したピーリングの面積率を示す。いずれの試験油においても、時間の経過と共に、駆動側円筒の表面あらか突起部のなじみにより、金属接触率が低下しているのがわかる。また、なたね油は、合成エステル油、鉱油と比べ、いずれの時間においても、金属接触率が大きく、転がり接触部の油膜形成能が劣っている。合成エステル油は鉱油と同等あるいはそれ以上の油膜形成能を示している。

油膜形成能とピーリング面積率はほぼ対応が付き、なたね油の耐ピーリング性は劣るといえる。

また、従動側円筒母線形状の測定から、なたね油では1.5 ~ 2.5 μm、合成エステル油では0.5 ~ 0.9 μm、鉱油では0.25 ~ 0.5 μmの摩耗が見られた。耐摩耗性とピーリング面積率にもほぼ対応が付き、なたね油の耐摩耗性が劣ることがわかる。一般に、耐ピーリング性には潤滑油の粘度の影響が大きい²⁾と

駆動側円筒	SUJ2, HRC62, 3 μm Rmax 39.6 × L12 × R60
従動側円筒	SUJ2, HRC62, 0.2 μm Rmax 39.6 × L12
回転速度	2 000rpm
P_{max}	2.3GPa
接触楕円	2.34 mm × 0.72 mm
負荷回数	4.8×10^5 回
雰囲気温度	室温
給油方法	フェルトパッド

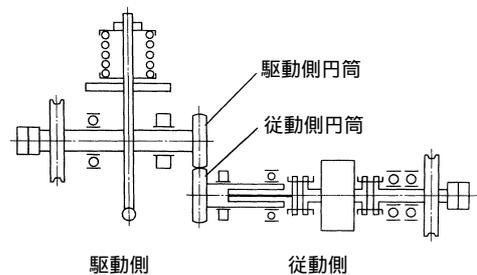


図2 二円筒試験機概略図
Test conditions for peeling test and two roller test rig

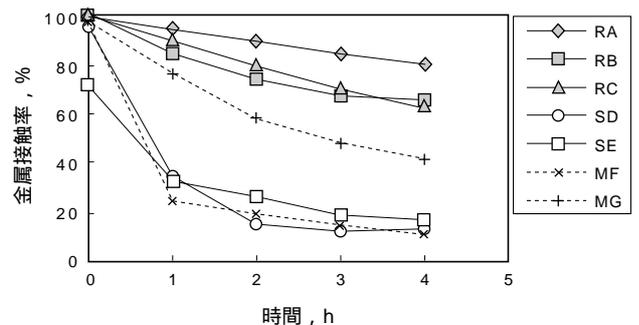


図3 生分解性作動油の金属接触率
Metal-to-metal contact ratio of hydraulic fluids

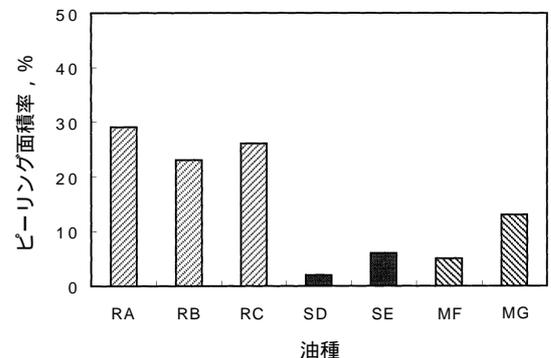


図4 生分解性作動油の耐ピーリング性
Peeling performance of hydraulic fluids

いわれているが、粘度だけで考えると試験油種間の油膜形成性に差はないので、生分解性の作動油では油の種類の影響が大といえる。

2.4 耐スミアリング性

転がり - すべり接触部に発生するスミアリング損傷性に及ぼす影響を、ピーリング試験と同様に二円筒試験機により調査した。表5に試験条件を、表6にスミアリング発生時の駆動側円筒の回転速度と発生時間を示す。

表5 スミアリング試験条件
Test conditions for smearing test

駆動側円筒 従動側円筒	SUJ2, HRC62, 3 μmR _{max} 39.7 × L12 × R60
P _{max}	2.0GPa
接触楕円	1.26mm × 0.6mm
雰囲気温度	室温
給油温度	フェルトパッド
回転速度	駆動側：200rpm(なじみ運転180秒) から100rpm単位で30秒毎に増速 従動側：200rpm一定

表6 スミアリングの発生状況
Smearing performance of hydraulic fluids

系 統	油名	スミアリングの発生状況	
		回転速度	発生時間
植物油 (なたね油)	RA	1200rpm	7分36秒
	RB	1100	7分28秒
	RC	1200	7分38秒
合成エステル	SD	1000	6分49秒
	SE	1800	10分19秒
鋳 油	MF	1100	7分07秒
	MG	1100	7分11秒

なたね油と鋳油はほぼ同等の耐スミアリング性を示したが、合成エステル油は銘柄により大きく異なった。これは耐スミアリング性に添加剤が大きく影響したものである²⁾。

3. 生分解性グリース

3.1 試験グリース

既に市販されている9種類の生分解性グリースを使用した。試験グリースの一般性状を表7に示す。

基油の組成は3種類が植物油系、6種類が合成エステル油系である。

3.2 グリース寿命

NTNグリース高温耐久試験機を用い、転がり軸受用グリースとしての可能性を検討した。図5に試験機の概略と試験条件を、表8に試験結果を示す。試験温度としては100 と150 の2水準を設定した。

植物油系グリースの寿命は非常に短く、100 で60～170時間であり、現在多用されている汎用Li石けん-鋳油系グリースの30%程度の寿命である。成分分析の結果、酸化防止剤などは添加されているので、基油の酸化防止能が劣るためと推定される。

一方、合成エステル油系グリースでは、グリース間の格差が大きく、20倍以上の開きがあった。最も長寿命のグリースの寿命はモータ用の汎用グリースに近い水準であった。添加剤の違いや同じエステル系でも分子構造の違いにより、耐熱性が著しく異なると思われる。

グリース寿命との対応を見るために、グリースをSPCC製の鉄板上に50mm × 50mmの範囲で厚さ1mmに塗布し、100 の高温槽内に100時間放置し、蒸発量、ちょう度及び全酸価の変化を測定した。

表7 生分解性グリースの一般性状
Typical properties of biodegradable greases

試料名	基油	増ちょう剤	基油粘度, mm ² /s		混和ちょう度	滴点,	生分解率 %	
			40	100				
B-1	植物油	Ca石けん	34.9	8	280	150	98	
B-2		Li/Ca石けん	35		280	195	>95	
B-3		Li石けん	110.5	14.3	270	184	91	
E-1	合成エステル油	複合Li石けん	72	10.3	280	>260	99	
E-2		Li石けん		90	13	280	163	93
E-3				112.1	15.8	280	188	91
E-4				54.8	8.8	270	184	60
E-5				90		280	190	>80
E-6		ウレア	90	13	270	270	87	

試験軸受	6204ZZ
グリース封入量, g	1.8 ± 0.1
試験温度,	100 ± 2, 150 ± 2
回転速度, rpm	10000
荷重, N	$F_t = F_a = 67$

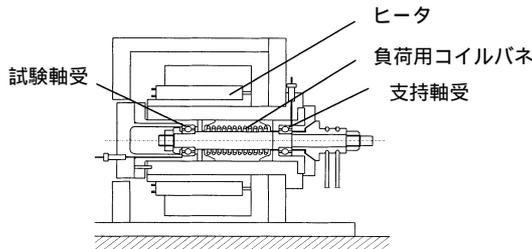


図5 グリース高温耐久試験機略図と試験条件
Test rig for grease life test

表8に結果を示す。蒸発量, ちょう度は植物油系と合成エステル油系で大きな差は見られないが, 全酸価の変化の傾向が異なる。植物油系では全酸価が増加の傾向にあるのに対し, 合成エステル油系では減少傾向である。植物油系では酸化が進行しているのに対し, 合成エステル油系では酸化が進んでいないことがわかる。

図6にLi石けん-合成エステル油系グリースでのS(硫黄)の定量値と150のグリース寿命との対応を示す。S(硫黄)の定量値と150グリース寿命には相関が認められ, 添加量の多いグリースほど長寿命の傾向が見られる。添加剤によりグリースの酸化防止能が向上し, 長寿命になったものと考えられる。

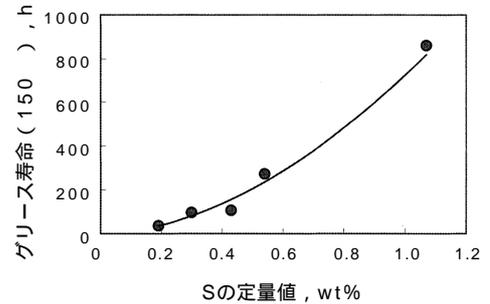


図6 硫黄定量値とグリース寿命
Sulfur content vs grease life

3.3 耐ピーリング性

作動油の場合と同様に二円筒試験機により油膜形成能と耐ピーリング性を調査した。評価方法, 条件などは2.3項と同様である。

図7に金属接触率の時間変動, 図8に従動側円筒表面に発生したピーリングの面積率を示す。いずれの試験グリースにおいても, 時間の経過と共に金属接触率は低下しているのがわかる。また, 植物油系と合成エステル油系を比較すると, 植物油系の金属接触率が大きく, 植物油系グリースは転がり接触部の油膜形成能が劣っていることがわかる。油膜形成能とピーリング面積率はほぼ対応が付き, 植物油系の耐ピーリング性は合成エステル油系よりも劣るといえる。合成エステル油系は一般グリースと比較してそんな色ない耐ピーリング性を有するといえる。

また, 耐ピーリング性には潤滑油の粘度が影響するといわれているが, 基油粘度とピーリング面積率に相関は認められなかった。2.3項の作動油と同じ傾向を示しており, なたね油(ないし, 植物油)は粗面転動での油膜形成能, 耐ピーリング性が劣るといえる。

表8 生分解性グリースの性能
Performance of biodegradable greases

試料名	添加剤*)	寿命 L_{50} , h		蒸発量 %	ちょう度		全酸価, mgKOH/g	
		100	150		放置前	放置後	放置前	放置後
B-1	S, SP系	165	20	2.7	252	236	3.3	4.2
B-2		65	17	3.3	238	184	2.9	13.6
B-3	S, SP系	57	33	1.1	248	224	1.4	2.7
E-1	S, SP系	7247	860	3	242	238	2.7	1.6
E-2	ZnDTP	373	36	2.9	246	276	4.6	3.7
E-3	S, SP系	2827	273	1.6	246	240	1	0.3
E-4	S, SP系	1107	106	2.3	248	244	2.3	1
E-5	S, SP系, Ca系	2363	96	3.6	248	241	2.1	1.8
E-6	S系	1354	469	1	270	268	0.6	0.8

注*) 当社での分析データ

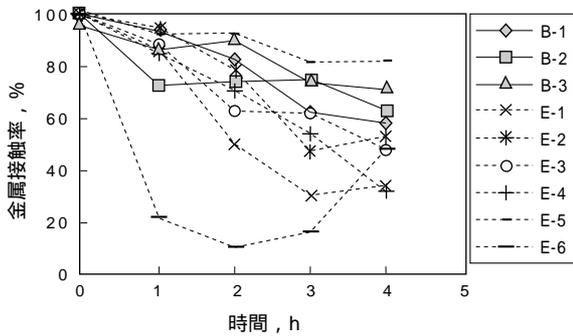


図7 生分解性グリースの金属接触率
Metal-to-metal contact ratio of greases

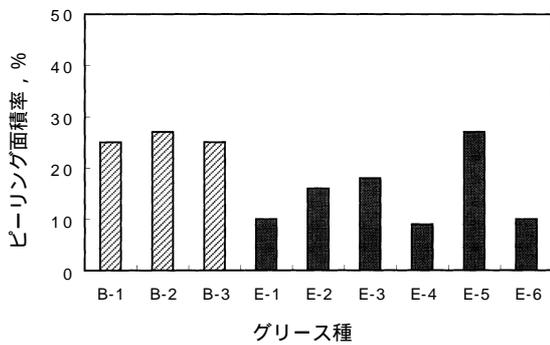


図8 生分解性グリースの耐ピーリング性
Peeling performance of greases

3.4 耐スミアリング性

転がり-すべり接触部に発生するスミアリング損傷性に及ぼす影響を、ピーリング試験と同様に二円筒試験機により調査した。評価方法、条件などは2.4項と同様である。

表11にスミアリング発生時の駆動側円筒の回転速度と発生時間を示す。耐スミアリング性は、植物油系、

合成エステル油系とも試料により大きく異なっているが、一般のグリースに比べ高い値を示す。

耐スミアリング性には添加剤の影響が大きいといわれており、今回の結果にも基油の種類よりも添加剤の影響が大きく現れたものと思われる。

表12に植物油(なたね油)と合成エステル油の生分解性潤滑油としての比較を示す。生分解性潤滑油の使用が主にヨーロッパで始まり、ヨーロッパでは植物油(なたね油)は合成エステル油より低価格で、容易に入手できるため、生分解性の潤滑油としては植物油の利用が進んでいるが、生分解性を有しながら、かつ、長寿命による環境への負荷の低減が図れる、これまでも潤滑油として多方面で使用されているという実績がある、という点から現時点では合成エステル油をベースにした方が信頼性が高いと考える。

表11 スミアリングの発生状況
Smearing performance of greases

試料名	スミアリング発生時期	
	回転速度	発生時間
B-1	1300rpm	8分39秒
B-2	1000	6分52秒
B-3	1600	9分46秒
E-1	1600	9分37秒
E-2	1000	6分43秒
E-3	1600	9分40秒
E-4	1300	8分20秒
E-5	1300	7分50秒
E-6	1300	8分01秒

表12 生分解性作動油・グリースの性能比較
Comparison of vegetable oil and synthetic ester oil

	植物油		合成エステル油		鉱油 作動油
	作動油	グリース	作動油	グリース	
転動疲労寿命 常温120	~				
耐ピーリング性	x	x			
耐スミアリング性			x ~		
グリース寿命		x		x ~	

注) 作動油は鉱油を基準とした。グリースは汎用グリースを基準とした。

4. まとめ

生分解性作動油やグリースの転がり軸受用潤滑剤としての実用性を検討するため、植物油（なたね油）と合成エステル油をベースにした市販の生分解性作動油5種、生分解性グリース9種について転動疲労寿命、油膜形成能、耐ピーリング性、耐スミアリング性及びグリースの高温寿命を調査した。

- 1) 作動油の常温での転動疲労寿命は、合成エステル油と植物油（なたね油）で差は見られなかったが、120 では合成エステル油の方が長寿命であった。
- 2) グリースの寿命は、合成エステルの方が植物油より長寿命であり、モータ用の汎用グリースに近い水準のものもあった。
- 3) 耐ピーリング性（粗面転動に対する耐はく離性）は作動油、グリースとも合成エステル油をベースにした方が高かった。

- 4) 耐スミアリング性は銘柄間の差が大きく、植物油と合成エステル油間での明確な差はみられなかった。添加剤の影響の方が大きいといえる。
- 5) コストを無視した場合、合成エステル油をベースにした潤滑剤の方が植物油ベースよりも信頼性が高いと考える。
- 6) 用途、使用環境に応じた生分解性潤滑油・グリースの開発は今後とも引き続き行われると思われるが、長寿命化による環境への負荷の低減を考慮すると合成エステル油をベースにすることが望ましいと考える。

参考文献

- 1) 大川等, 油圧と空気圧, (1992-11) 23,7,18-24
- 2) 徳田等, ベアリング エンジニア No,45 ,(1977) 8-19

OA機器用樹脂摺動材の開発

江上 正樹*
廣瀬 和夫**

Development of Plastic Sliding Materials for OA Equipment

By Masaki EGAMI and Kazuo HIROSE

In office automation (OA) equipment such as copying machines and LBPs, many plastic sliding parts, such as sliding bearings, gears, stripping fingers and paper feeding rollers are used because of the heat resistance, low cost and self-lubricity of plastics. However, recent rapid progress of the OA equipment has made the requirements of these devices higher and more diverse. With these changes, performance requirements of plastic sliding materials are also getting higher. Increased heat resistance for high speed printing, reduced friction for energy saving and low noise are instances of required performance. Low cost, down sizing and recyclability are also needed with the trend of the times. In this report, the latest trends of development of plastic sliding materials for OA equipment are introduced by taking the following three items as examples.

- (1) Development of a bearing for fuser roller at 250°C operation
- (2) Development of a bearing for pressure roller under high *PV* value operation
- (3) Development of a bearing for toner cartridge

1. まえがき

複写機やレーザ・プリンタを代表とするOA機器には、耐熱性、経済性、自己潤滑性の利点から、すべり軸受、歯車、分離爪、紙送りローラとして樹脂製摺動材が多用されている。しかし、昨今の急速なOA化の進展にともなって、OA機器に求められる機能も常に高レベル化、多様化しており、樹脂摺動材への要求性能も高度化する一方である。たとえば、印刷の高速化にあわせた耐熱性の向上、省エネルギー化のための低摩擦化、低騒音化などが挙げられるが、そのほかに時代の要求として、低コスト化、小型化、リサイクル可能化なども重要な性能である。本稿では

- (1) 250 対応ヒートローラ軸受の開発、
- (2) 高*PV*(面圧×速度)対応加圧ローラ軸受の開発、及び
- (3) トナーカートリッジ用軸受の開発

を事例として採り上げ、最近のOA機器用樹脂摺動材開発の動向を紹介する。

2. 250 対応ヒートローラ軸受

複写機やプリンタは、印刷速度により通常表1のような3つのランクに分けられる。高速機種ほど定着温度が高い。従来より、中速機種以上のヒートローラ軸受には速度や荷重の大きさから転がり軸受が使用され、また低速機種にはポリフェニレンサルファイド樹脂(PPS)を母材としたベアリーAS5053(NTN精密樹脂の商品名)製すべり軸受が使用されてきた(図1参照)。しかし、ヒートローラ用転がり軸受は高温使用に耐えるよう、耐熱性グリース、樹脂製断熱スリーブや特殊熱処理を採用する必要があるため、比較的高価となるため、ユーザから中速機種にも樹脂製軸受を流用したいという要求が出された。しかし、PPSの連続使用温度は230 であるため、既存のAS5053では対応できず、新たな材料開発が必要となった。また、低速機種でもハガキの連続印刷により、紙が通過しな

*軸受技術研究所

**NTN精密樹脂(株)技術部

表1 複写機及びLBPの機種構成
Classified characteristics of copy machine and LBP

機種	印刷速度	ローラ温度	軸受	開発の課題
低級機	10～15枚/分	160～200℃	樹脂製すべり軸受	
中級機	15～30枚/分	250℃	転がり軸受 (熱処理, グリース, 断熱スリーブ)	すべり軸受化
高級機	30枚以上/分	250℃	転がり軸受 (熱処理, グリース, 断熱スリーブ)	

いヒートローラ両末端が高温化し、PPS製軸受が溶融するというケースがあり、より高温に耐える樹脂摺動材の要求を受けることがしばしばあった。

以上のような背景から、250℃対応ヒートローラ軸受材の開発に着手した。本材に求められる性能としては、

- (1) ヒートローラ材質であるアルミニウム合金を損傷しないこと、
- (2) 250℃における摩擦係数が0.1以下であること、
- (3) 同温度での比摩耗量が $500 \times 10^{-8} \text{mm}^3 / (\text{N} \cdot \text{m})$ 以下のこと、
- (4) 難燃性であることが挙げられる。

2.1 材料開発

耐熱性樹脂の代表的なものに、縮合型芳香族ポリイミド樹脂(PI)がある。しかし、PIは熔融流動性に乏しく、複雑な形状の軸受を得るには、圧縮成形の後、機械加工を行うため高価格となる。そこで、PIの分子構造にフレキシブルなセグメントを導入し、流動性を改良した熱可塑性ポリイミド樹脂(TPI)を母材とし

て採用することとした。TPI分子構造の繰り返し単位を図2に示す。本樹脂は連続使用温度が290℃で、射出成形が可能であると共に、難燃性である。

材料開発に当たり、高温で各種充填剤が摩擦摩耗特性に及ぼす影響を調べた¹⁾。AS5053の材料組成を参考にし、TPIにポリテトラフルオロエチレン(PTFE)、オキシベンゾイルポリエステル樹脂(OBP)、アラミド繊維及び黒鉛を添加し、表2のような5種類の複合材料を試作した。これらをリング形状に射出成形し、軸加熱可能なジャーナル型摩擦摩耗試験機を用いて摺動試験に供した。試験機の概略図を図3に示す。本試験機は実機定着部のシミュレーションを目的として、ヒートローラと同様に、中空相手軸にヒータを挿入した構造となっている。試験条件を表3に示す。

試験条件A、B及びC下での摩擦係数を図4、5及び6にそれぞれ示した。また、比摩耗量をまとめて図7に示した。

図4～6より、PTFEのみを配合したTPI-0は他材料に比べ摩擦係数が高く、経時変化も大きい。一方、黒鉛を配合したTPI-2、3及び4は他材料に比べ低い摩擦係数を示す。黒鉛の摩擦低減効果が窺われる。

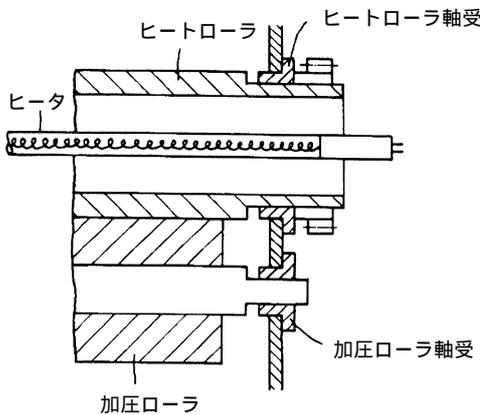


図1 複写機・LBP定着部の概略図
Schematic representation of the copy machine and LBP

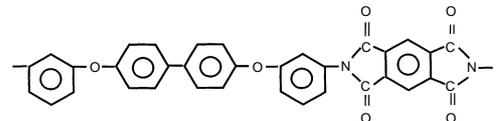


図2 熱可塑性ポリイミド(TPI)の分子構造
Chemical structure of thermoplastic polyimide

表2 TPI複合材料の組成表
Composition of TPI-based composites 単位: VOL%

材料 No.	TPI-0	TPI-1	TPI-2	TPI-3	TPI-4
TPI	80	60	65	60	55
PTFE	20	25	25	25	25
アラミド繊維		5	5		5
OBP*		10		10	10
黒鉛			5	5	5

*: オキシベンゾイルポリエステル

図7より、TPI-0は大きな比摩耗量を示す。また、TPI-0は相手材であるアルミニウム合金の軸を損傷する。一方、PTFEに加え他の充填剤を配合したTPI-1～4の耐摩耗性は大幅に改良される。これらは、相手材の損傷も少ない。特に、OBPの耐摩耗性改良効果が著しいことがわかる。OBPの耐摩耗性向上メカニズムを調べるため、試験後の相手軸摺動面の顕微鏡観

察と顕微FT-IRによる分光分析を行ったところ、OBPを含有する複合材料、TPI-1、3及び4は、相手材表面に薄く均一な移着膜を形成することがわかった。この移着膜が摩耗を小さく抑えるものと考えられる。

以上の知見を応用し、250 対応ヒートローラ軸受材として、ベアリーPI 5013を開発した。

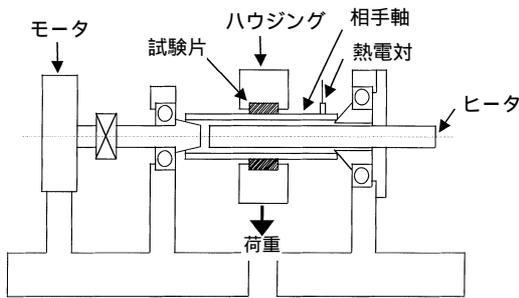


図3 ジャーナル型試験機の概略図
Schematic representation of a journal type test rig

表3 試験条件
Test conditions

条件	A	B	C
荷重, N	34.3	34.3	68.6
速度, m/min	2.8	9.0	9.0
温度, °C	250		
相手軸	アルミA5052(Ra=0.7 μm)外径20.0mm		
試験片寸法	内径20.4 × 外径28.0 × 幅5.0mm		
試験時間, h	50		

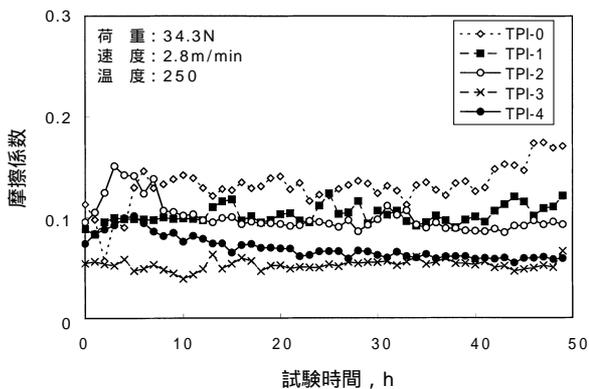


図4 TPI複合材料の摩擦係数 (条件A)
Coefficient of friction of TPI-based composites under condition A

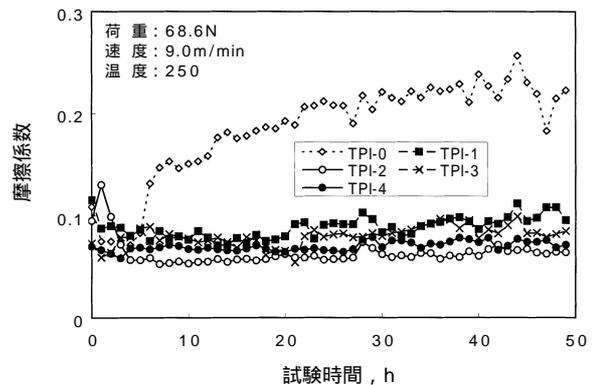


図6 TPI複合材料の摩擦係数 (条件C)
Coefficient of friction of TPI-based composites under condition C

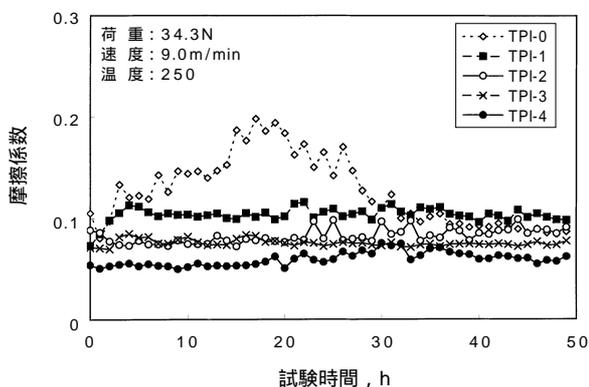


図5 TPI複合材料の摩擦係数 (条件B)
Coefficient of friction of TPI-based composites under condition B

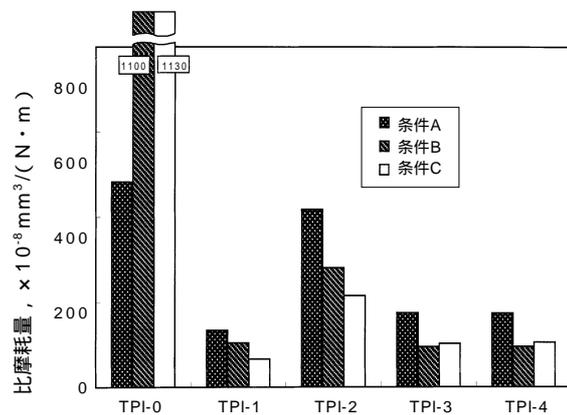


図7 TPI複合材料の摩耗特性
Specific wear rates of TPI-based composites

2.2 ベアリーPI 5013の特性

図8に、条件Bでの摩擦摩耗特性を縮合型芳香族PI摺動グレードと比較して示す。

図8において、PI-A(仮称,黒鉛15wt%,PTFE10wt%配合材)やPI-B(仮称,黒鉛15wt%配合材)に比べ、PI 5013の摩擦摩耗特性が格段に優れることが分かる。

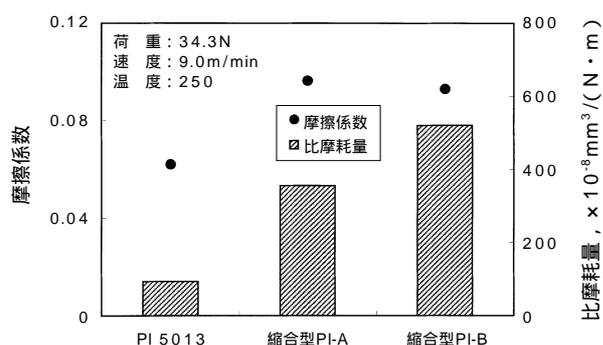


図8 PI 5013及び縮合型芳香族PIの摩擦摩耗特性(条件B)
Sliding characteristics of PI 5013 and condensation PI under condition B

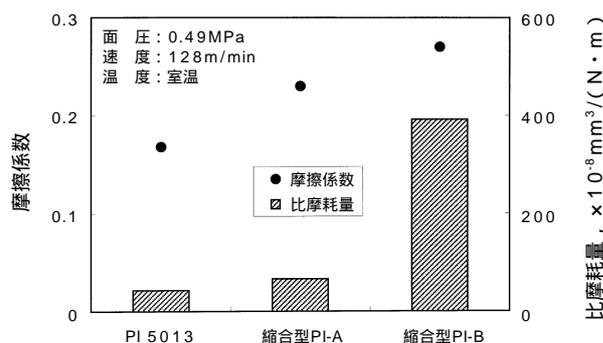


図9 PI 5013及び縮合型芳香族PIの摩擦摩耗特性(高PV,室温)
Sliding characteristics of PI 5013 and condensation PI under high PV value at room temperature

表4 ベアリーPI 5013の一般特性
Characteristics of BEAREE PI 5013

項目	試験方法	単位	特性値
比重	ASTM D792		1.59
引張強度	ASTM D638	MPa	40
伸び	ASTM D638	%	5.5
曲げ強度	ASTM D790	MPa	68
曲げ弾性率	ASTM D790	MPa	5090
線膨張係数 (R.T.~200°C)	ASTM D696	1/°C	4.8 × 10 ⁻⁵
難燃性	UL94		V-0

図9に、リングオンディスク型試験機で評価した、室温での摩擦摩耗特性を示す。試験条件は、面圧：0.49MPa、速度：128m/min、相手材：アルミダイキャストADC12である。室温及び高PV条件下でもPI 5013は優れた摩擦摩耗特性を示す。

表4にPI 5013の一般特性を示す。

以上のように、ベアリーPI 5013は、室温から250 程度の高温下で優れた摩擦摩耗特性を示すと共に、射出成形が可能であり、中級機種程度の電子写真装置のヒートローラ軸受や軟質相手材用摺動材としての応用が期待できる。

3. 高PV対応加圧ローラ軸受

通常、電子写真式複写機及びレーザ・プリンタの定着部は、図1のように、ヒートローラと加圧ローラで構成されている。加圧ローラの軸材質は化学ニッケルメッキを施した快削鋼が一般的であり、その軸受はPPSを母材とするベアリーAS5000及びAS5053が多用されている。

最近、プリンタへの新しい定着方式の導入や高性能化に伴い、加圧ローラの材質がアルミニウム合金化されたり、使用条件が高PV化(例えば、面圧が1MPa以上、速度が1.5m/min以上)される傾向がある。相手材が化学ニッケルメッキの場合は、高PV下でもAS5053が優れた摩擦摩耗特性を発揮するが、アルミニウム合金と高PV条件の組み合わせにおいては、既存材では性能が充分でないことがわかった。そこで、相手材質によらず、高PVでも優れた摩擦摩耗を示す加圧ローラ軸受の開発を行った。

3.1 材料開発

加圧ローラ軸受の使用温度条件は、およそ150~165 である。また、ヒートローラ軸受と同様に難燃性が求められるので、母材にはPPSを用いPPS、PTFE、アラミド繊維及び特定の無機化合物 の4成分系で、新材料RCA7441の開発に至った。

3.2 RCA7441の特性

RCA7441及びAS5053の高PV下での摩擦特性をそれぞれ図10及び11に示す。摩耗特性を図12に示す。試験機は図3のものを用い、160 で評価した。試験条件を表5に示した。

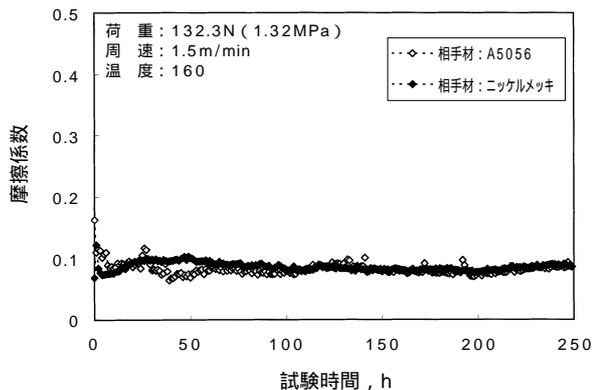


図10 RCA7441の高PV下での摩擦係数
Coefficient of friction of RCA7441 under high PV value

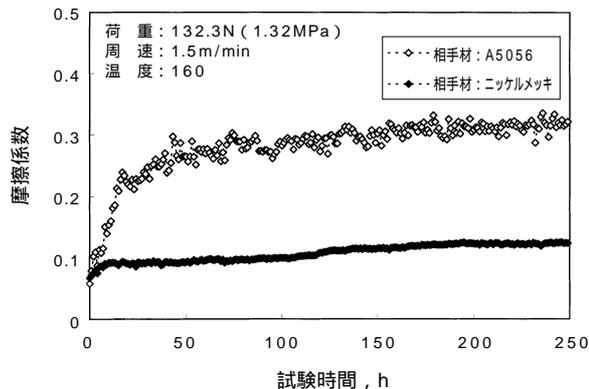


図11 AS5053の高PV下での摩擦係数
Coefficient of friction of AS5053 under high PV value

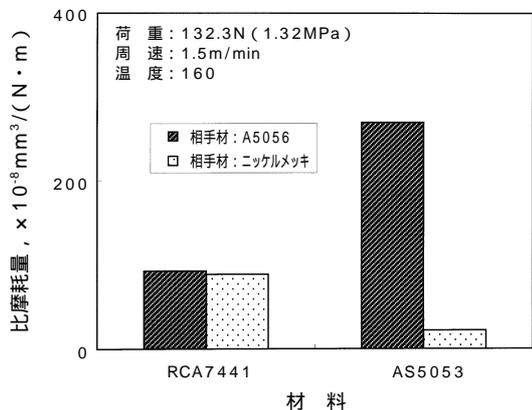


図12 RCA7441及びAS5053の高PV下での摩耗特性
Specific wear rates of RCA7441 and AS5053 under high PV value

図10～12より、AS5053がアルミニウム合金相手の場合、摩擦摩耗特性が悪化するのに対して、RCA7441はいずれの相手材でも優れた性能を発揮することが分かる。

参考として、表6にRCA7441の一般特性を示す。

以上のように、RCA7441を用いることにより、加圧ローラ軸受の使用条件の変化に対応可能であると考えられる。また、RCA7441はAS5053に比べ経済的な原料で構成されており、低コスト化にも則している。

4. トナーカートリッジ用軸受

トナーカートリッジの構造例を図13に示す。トナーカートリッジはその名の通りトナーの入れ物であり、蓄えられているトナーはマグネットローラにより感光ドラムに供給され、紙に転写されることで画像が形成される。マグネットローラは、その内部に棒状磁石が挿入されている。トナーには一般的にキャリアと呼ばれる磁性酸化鉄の微粉末が配合されており、マグネットローラの回転に伴い磁性酸化鉄を含むトナー

表5 試験条件
Test conditions

項目	条件
荷重, N	132.3
速度, m/min	1.5
温度, °C	160
相手軸	アルミA5056及びニッケルメッキ Ra=0.7 μm, 外径20.0mm
試験片寸法	内径20.4 × 外径28.0 × 幅5.0mm
試験時間, h	250

表6 RCA7441の一般特性
Characteristics of RCA7441

項目	試験方法	単位	特性値
比重	ASTM D792		1.69
引張強度	ASTM D638	MPa	42
伸び	ASTM D638	%	4
曲げ強度	ASTM D790	MPa	68
曲げ弾性率	ASTM D790	MPa	5950
線膨張係数 (R.T. ~ 200°C)	ASTM D696	1/°C	6.6 × 10 ⁻⁵
難燃性	UL94		V-0相当

が感光ドラムに運ばれるしくみとなっている。トナーカートリッジは、トナーが枯渇した際にユニットごと交換されるため、OA機器本体に比べ生産量が数倍多く、また、製品寿命も長い。そのため使用部品にも高信頼性が求められる。従来よりマグネットローラの軸受にはミニアチュア軸受が用いられてきたが、昨今の低コスト化から樹脂製軸受の採用が増加する傾向にある。そこで、本用途に対し汎用エンブラを母材とした軸受材の開発を行った。本軸受の使用条件は、面圧：2MPa，速度：4～10m/min，相手材：アルミニウム合金である。

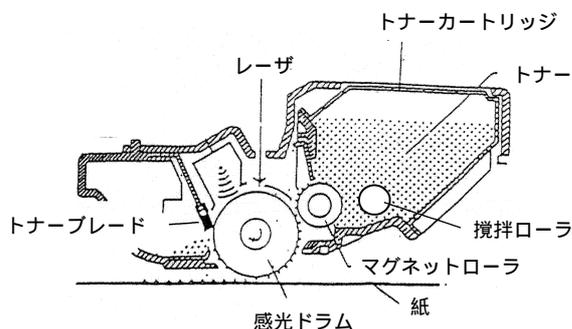


図13 トナーカートリッジの概略図
Schematic representation of a toner cartridge

4.1 材料開発

トナーカートリッジ部の温度は50 程度であり、高度な難燃性も求められないことから、汎用樹脂ないしは汎用エンブラの領域であるが、従来の知見から6 ナイロン (PA6) とポリエチレン樹脂 (PE) のポリマーアロイ (PA/PEアロイ) を母材として用いた。摩擦係数の低減を目的に、潤滑油の配合を行うとともに、材料組織をコントロールすることにより、従来の含油プラスチックとは摺動モデルの異なるベアリーNY5100を完成した。

4.2 ベアリーNY5100の特性と摺動モデル

ベアリーNY5100及び、開発過程で作成したいわゆる含油プラスチックRCA6260 (PA6に潤滑油を8wt%配合) の、ジャーナル型試験機で測定した摩擦係数を図14に示す。摩耗特性を図15に示す。評価条件は、面圧：1.96MPa，速度：4.2m/min，相手材：A5056，温度：室温である。また、NY5100とRCA6260の材料組織写真 (SEM写真) をそれぞれ写真1及び2に示す。

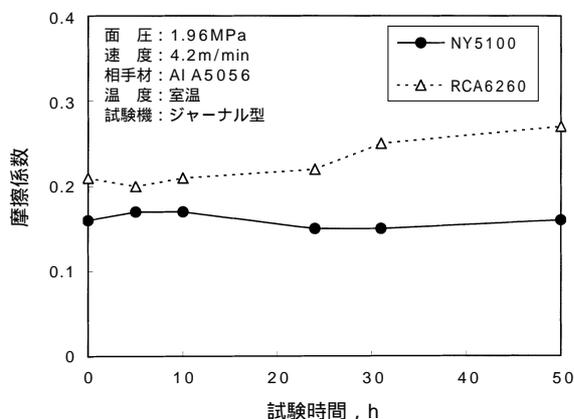


図14 NY5100及びRCA6260の摩擦係数
Coefficient of friction of NY5100 and RCA6260

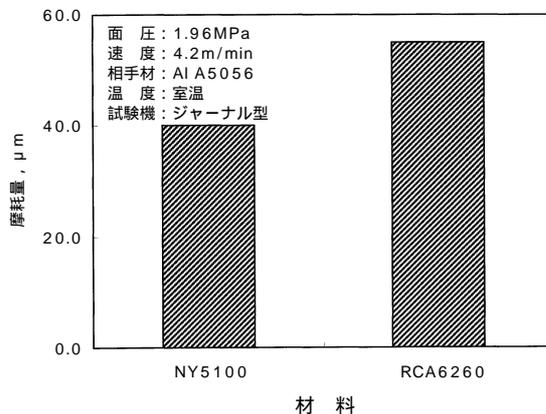


図15 NY5100及びRCA6260の摩耗特性
Wear properties of NY5100 and RCA6260

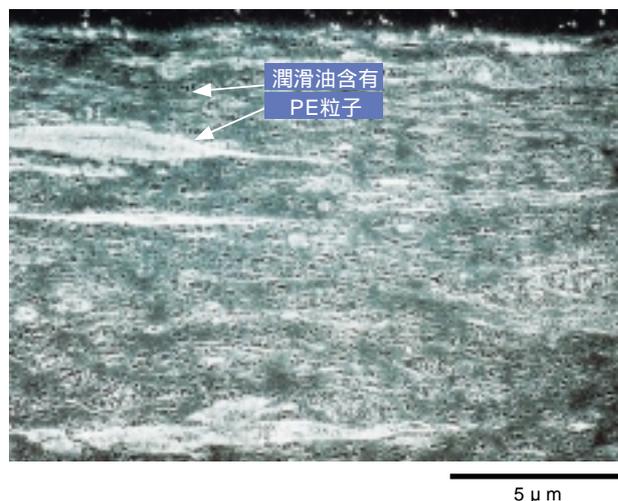


写真1 NY5100の材料組織
Morphology of NY5100

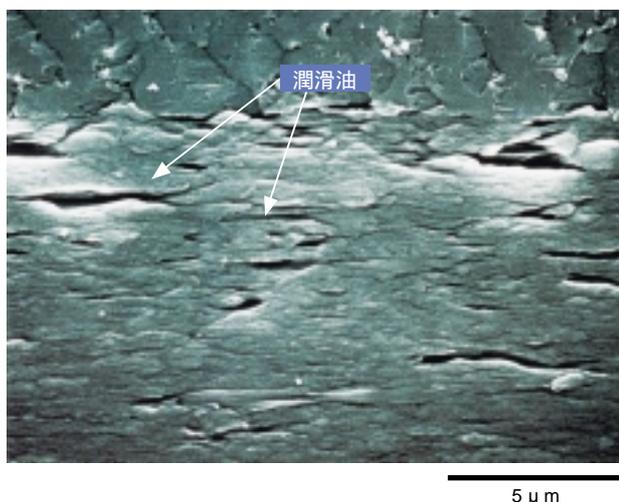


写真2 RCA6260の材料組織
Morphology of RCA6260

図14より、RCA6260は初期の摩擦係数は低いものの、試験時間の経過と共に増加していく傾向を示す。それに対してNY5100の摩擦係数は低く、なおかつ安定している。また、RCA6260はアルミ相手材を損傷するのに対し、NY5100はアルミ上に移着膜を形成し、損傷しない。NY5100は摩擦量も小さい。一方、材料組織において、RCA6260（写真2）ではPA6中に潤滑油が抜け出たと思われる大きな穴が見られるのに対し、NY5100（写真1）に穴はなく、PA6の海相に潤滑油を含有したPEの島相が細かく点在した組織になっている。

摩擦摩耗特性と組織観察結果を考慮に入れ、NY5100とRCA6260の摺動界面をモデル化すると図16のようになる。図16において、RCA6260では摺動の初期に油滴から多量の潤滑油が供給され、摩擦は一旦低下するが、潤滑油を保持する物質が存在しないため、PA6と相手材の接触及びすべりにより生ずる摩擦粉とともに潤滑油が摺動界面から排除され、それとともに摩擦係数が増加していくと考えられる。しかも、潤滑油の分散単位が大きく、油滴が次々

と摺動界面に現れるような状態になっていないので摩擦も大きい。

一方、NY5100では、潤滑油はPE粒子内に含有されており、しかも非常に細かく分散しているので、摺動界面に潤滑成分が常に存在し、摩擦係数が低く安定すると考えられる。またPA6とPEの界面が接着しているため、潤滑成分が摺動界面から脱落しにくく、摩擦も小さいと考えられる。さらに移着膜形成により相手材を保護するため、相手材損傷もない。

以上のように、NY5100は新しい摺動モデルにより優れた摩擦摩耗特性を発揮し、トナーカートリッジ用軸受にはもちろんのこと、汎用摺動材として有用であると考えられる。

5. あとがき

OA機器は変化のサイクルがきわめて速く、部品に対する要求特性も高度化する一方である。本稿で紹介した事例はその一部であり、多くの開発課題が存在する。今後もニーズを先取りし開発を進めることで、必要な摺動材をタイムリーに提案し、機器の高性能化に貢献していきたいと考える。

参考文献

1) M. Egami: トライボロジスト, 42, 10 (1997) 785.

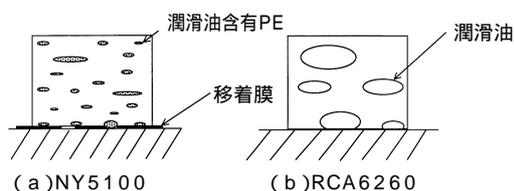


図16 NY5100及びRCA6260の摺動モデル
Sliding models of NY5100 and RCA6260

高性能コンパクト等速ジョイント EBJ, EDJ



EBJ



EDJ

軽量化・コンパクト化，伝達効率アップを実現し，
環境・機能両面の向上に適合した画期的な等速ジョイントです。

特長

従来のBJ, DOJに対し，強度，耐久性を損なわず，次のような特長をもっています

- 軽量化
EBJ：BJに対し約20%ダウン
EDJ：DOJに対し約10%ダウン
- コンパクト化
EBJ：BJ外輪外径に対し約7%ダウン
EDJ：DOJ外輪外径に対し約4%ダウン
- 温度上昇量
EBJ, EDJ共約20%ダウン(図1)
- トルク損失率
EBJ, EDJ共高角度時のトルク損失率が低い(図2)

詳細は，本号P26～31をご参照ください。

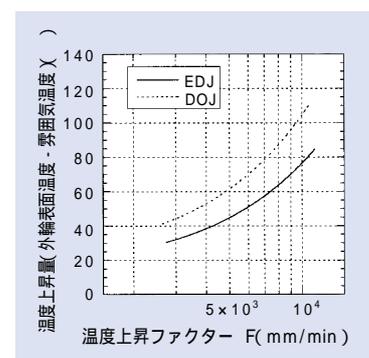
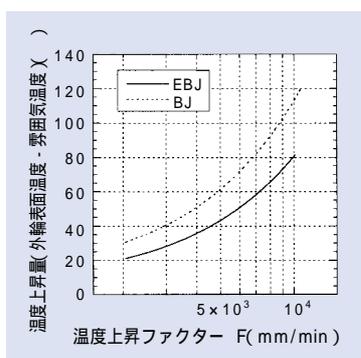


図1 温度上昇特性

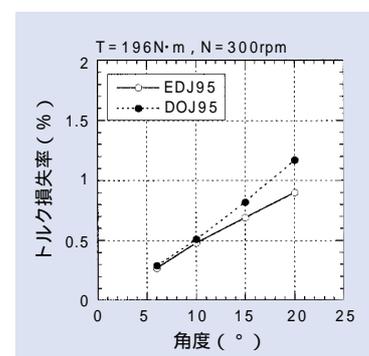
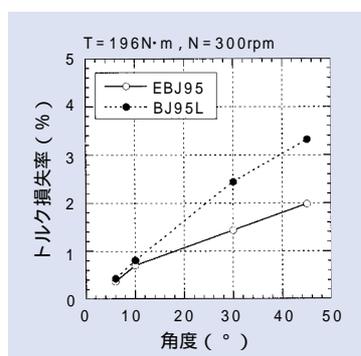


図2 トルク損失率

CVT(無段変速機)用ツーウェイクラッチユニット

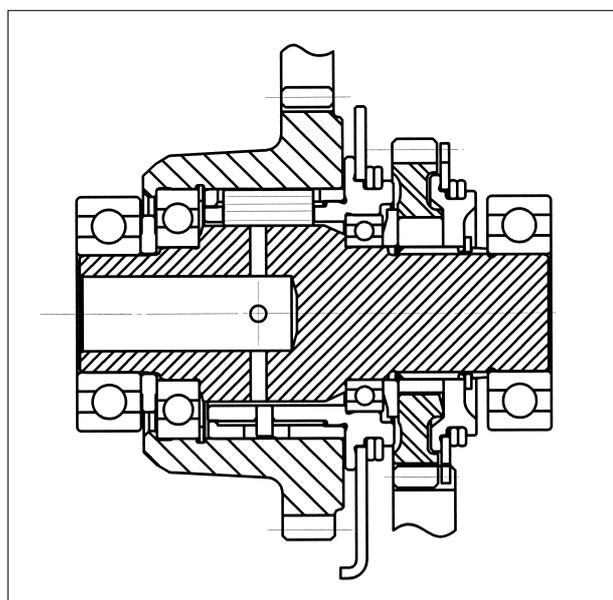


左右対称形状のスプラグを用い、入力回転方向に応じて自動的にクラッチ方向を切り替えることができます(両方向クラッチ)。

特長

- スプラグを用いることにより、高トルク伝達が可能
- 左右対称形状のスプラグを用い、入力回転方向に応じて自動的にクラッチ方向を切り替えることができます(両方向クラッチ)
- 高い耐久性

ツーウェイクラッチユニットの断面図



プーリ内蔵形オートテンショナユニット

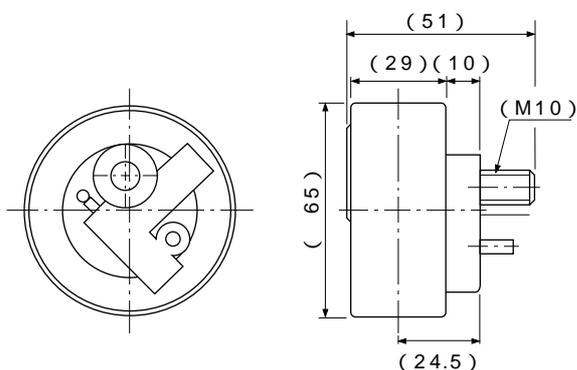


2ℓ以下の小型エンジンにおいても、信頼性向上のため、オートテンショナの要求が出てきています。NTNでは、超小型の油圧式オートテンショナをテンションプーリに内蔵したプーリ内蔵形オートテンショナユニットを開発しました。

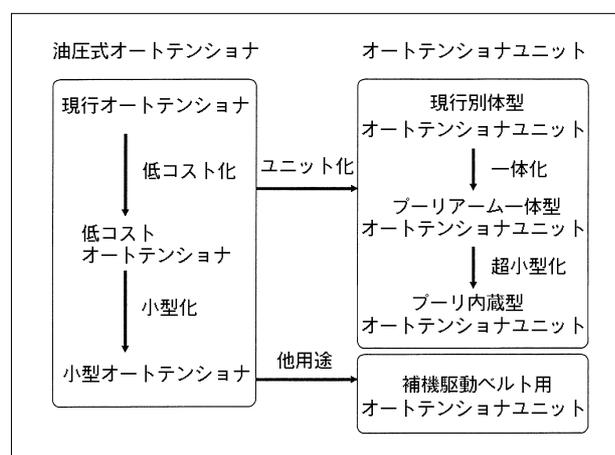
特長

オートテンショナとプーリを一体化した超小型タイプ

- 揺動支点，取り付けボルトをプーリ内径部に配置
- 超小型油圧オートテンショナを，プーリ内径部に設けプーリー体化を実現



オートテンショナ構造の変遷



食品機械用 ポリループ®ベアリング



食品機械用熱固化型グリースの採用により、安全性の向上と
長期メンテナンスフリー化を実現

食品機械用熱固化型グリース

USDA（米国農務省）H-1規格（食品と接触可）に認可された食品機械用の潤滑グリースと、FDA規格（米国食品医薬品局規格）に認可された超高分子量ポリエチレンから構成されているため安全性が高い

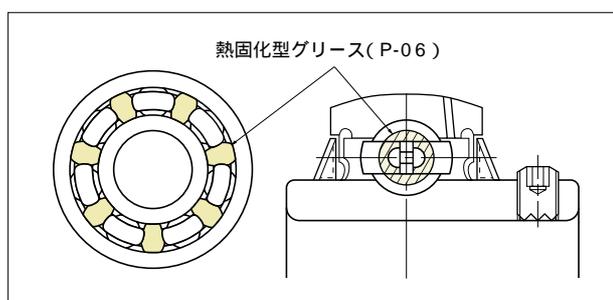
特長

- 食品機械用熱固化型グリースを封入しており、安全性が高い
- 遠心力等による油分の漏れが少ない
- グリース漏れによる軸受まわりの汚れがない
- 水分によるグリースの乳化及び流れ出しがなく、潤滑寿命が長い
- 一般グリースのような攪拌抵抗がほとんどなく、軸受トルクが低い
- ステンレス鋼製で耐食性は極めて良い

有機溶剤・洗浄油、その他の薬品のふりかかるところではポリループの潤滑性能を損なうことがあります。

詳細は、本号P83～90をご参照ください。

構造図



ステンレス鋼製ポリループベアリング

許容温度範囲

軸受外輪温度： - 10 ~ + 110
(常時使用温度100 以下)

許容回転数

許容 d_n 値：120 000

[d_n = 軸受内径寸法 d (mm) × 使用回転数 n (rpm)]

電動射出成形機用 ハイパワーボールねじ PBSシリーズ(Power Ball Screw)



独自設計により、高負荷容量 長寿命 を実現

特 長

- 高負荷容量です
- 高速耐久性に優れています
- 幅広いバリエーションを用意
- ナット動バランス(ナット回転時)対策が可能です (オプション)

用 途

- 電動射出成形機の射出軸，型締め軸
 - 電動プレス機
 - ブロー成形機，真空成形機，押し出し成形機等，各種成形機の電動駆動部
- その他，油圧 電動化において耐高荷重が要求される個所に適しています。

詳細は，専用カタログCAT. No. 6212/Jをご覧ください。

ボールワンタッチ クランプ



ワンタッチでボールの着脱が可能

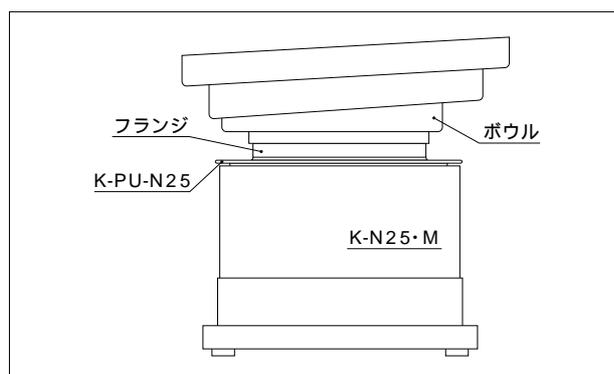
特 長

- センターボルトを2～3回転するだけで、迅速・簡単にボールの交換が行えます
- クランプ部品は軽量なため、ボールには十分なアタッチメントの取付けが可能です
- 一体底・分離底仕様を問わず多様な形式のボールに使用できます
(NTNの標準的なボールに対応しています)
- センターボルトはボールの裏側に収納されるため、ボールを平らな台に保管することができます

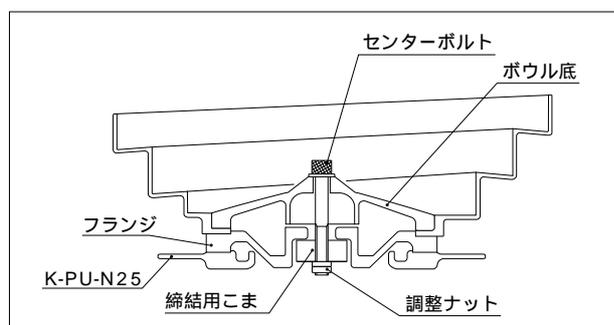
用 途

- 多品種少量生産で、頻繁にボールの交換を必要とする場合
(マイコン型周波数可変コントローラとの組合せが最適です)
- 医薬品・食品などで、ボールを定期的に消毒・洗浄する場合

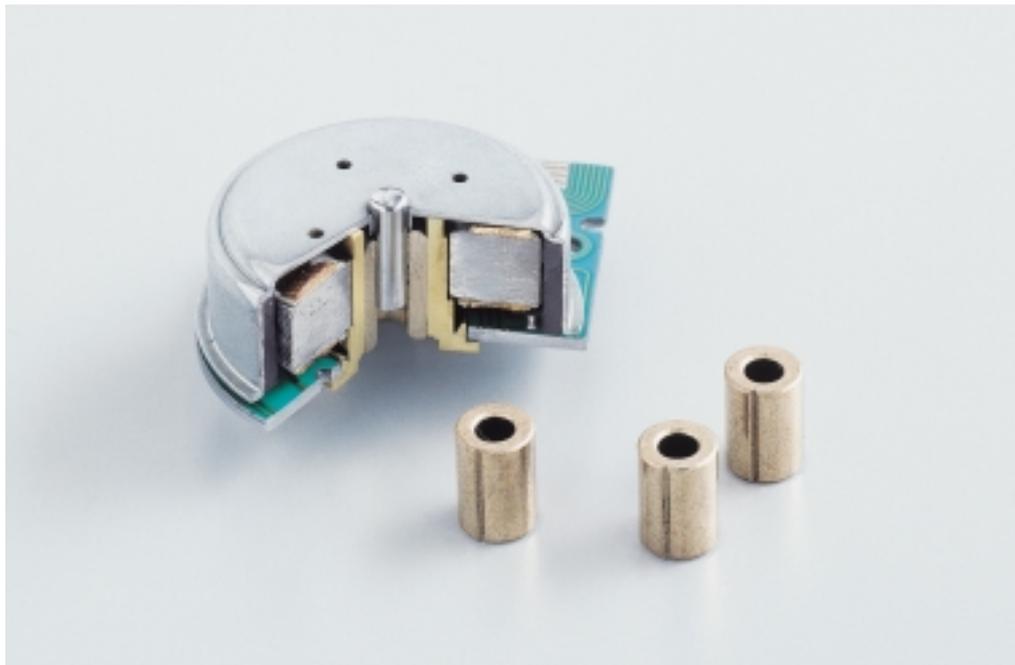
ボールワンタッチクランプ装着図



ボールワンタッチクランプ構造図



動圧ベアファイト



動圧効果により高速での高回転精度を実現

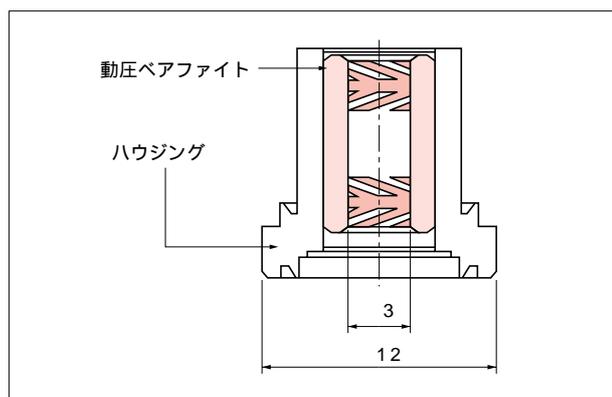
特長

- ヘリングボーン型動圧溝の採用により、高い回転精度と軸受剛性の向上を実現
- 流体動圧軸受に比べ、焼き付きにくく、動圧の発生しにくい低速でも使用可能
- 転がり軸受に比べ、非接触のため低騒音
- コストパフォーマンスに優れる

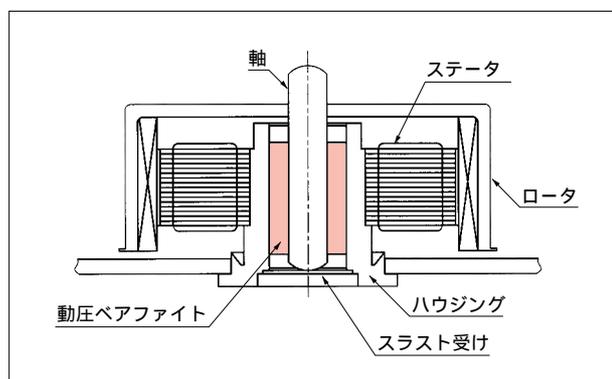
応用例

- 内径寸法： 2 ~ 6
- 適応機種：CD-ROM, DVD-ROM / RAM, LBP, HDDなど

詳細は、本号P79～82をご参照ください。



動圧ベアファイトユニット



DVD-ROM/RAM用モータへの応用例

NBR系すべるゴム Oリング LEPシリーズ



NBR（アクリロニトリル・ブタジエンゴム）を基材とし，ゴム特性を保持したまま
低摩擦特性・低摩耗特性を付与した新すべるゴム“ベアリーER3201”を開発

特 長

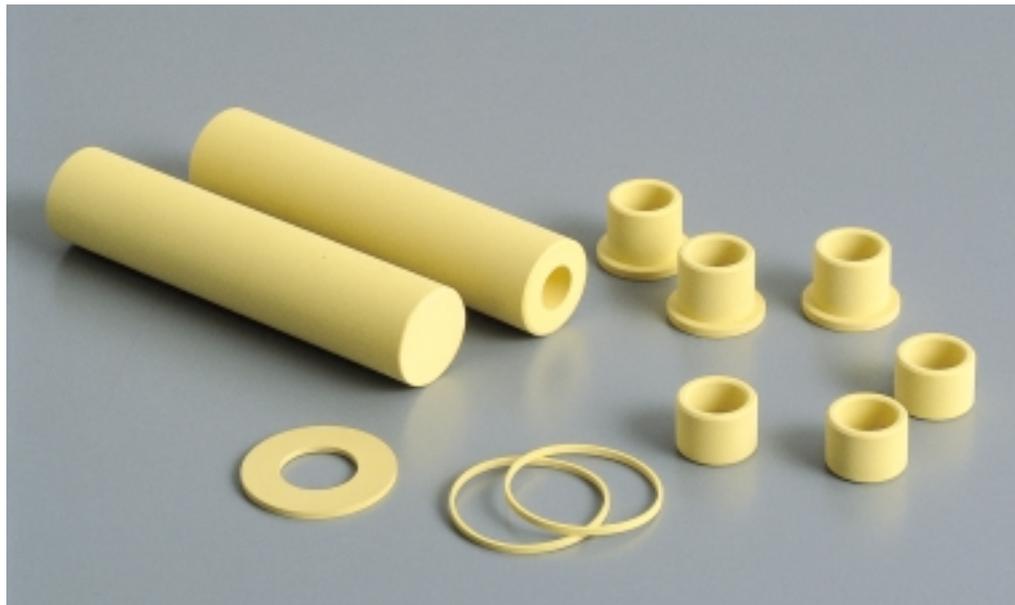
- 低摩擦・低摩耗特性とシール特性及び振動吸収性を兼ね備える
- 固着防止の非粘性がある
- 装着性に優れる

用 途

- 使用機器
エアレギュレータ，釣り具，リール，
ハンマードリル，エアシリンダ，電動歯ブラシ，
ひげ剃り器，ガスポンペ

詳細は，専用カタログCAT. No. 5115/Jをご覧ください。

食品機械用摺動材 **ベアラー** FL3642



無潤滑および液中での使用に対応，優れた耐熱・耐摩耗・耐薬品性を発揮

合成樹脂製器具，容器・包装規格試験（日本食品分析センター）合格材料，色調は清潔感のある薄黄色

特 長

- 無潤滑および液中での摩擦・摩耗に優れる
- 許容PV値が高い
- 始動時および極低速時における摩擦係数が極めて低い
ため，スティックスリップが起こりにくい
- 軟質相手材，特に軟鋼・ステンレス鋼との相性がよい
- 酸・アルカリ・溶剤による影響を受けにくい

用 途

- 食品加工機械
- 食品用コンベヤ
- 自動販売機
- 食品に関連したパッキン等の装置

詳細は，専用カタログCAT. No. 5100-V/Jをご覧ください。