

For New Technology Network

NTN®

TECHNICAL REVIEW

No.
75

特集 ● 自動車向け
環境技術特集号

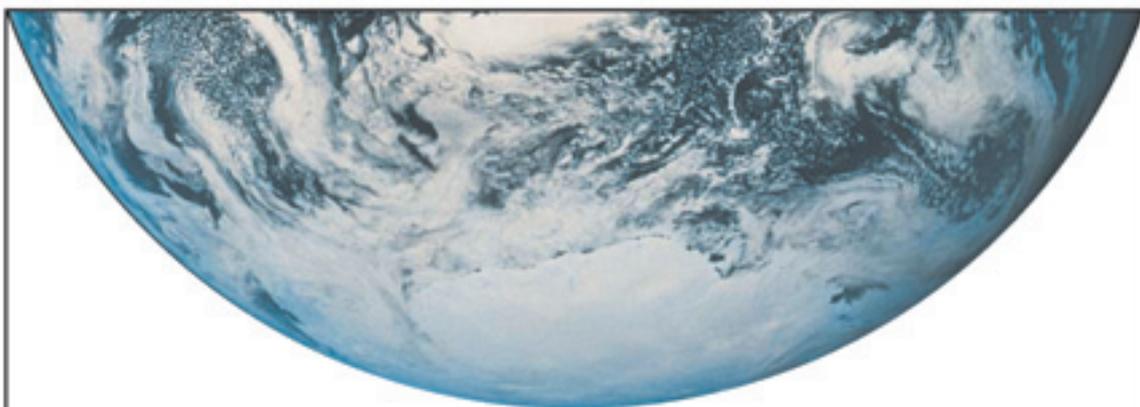
October 2007



Weight reduction is one of the most important contributors to better handling and fuel economy. Light weight components with high performance and durability in a variety of environments are equally important qualities.

NTN recognizes that achieving the optimal balance among all these certification requirements is the most important goal in our research.

To ensure our quality of life, it is essential that we maintain a high regard for the environment. We will continue to remain aware of the environmental influence of the automobile. NTN is working to create a better society with products that contribute to more efficient driving and greater fuel economy.



地球と向き合うベアリング。

家電製品・医療機器・工作機械から自動車・鉄道・航空機にいたるまで。
ベアリングは、あらゆる機械内の回転部分において、そのエネルギー損失を低減する「エコ部品」です。
さらにNTNではその製造過程においても、環境負荷物質の削減やクリーンな自然エネルギーの活用、
グローバルレベルでのCO₂削減と徹底したリサイクル化など、
「エコ」な取り組みを積極的に導入しています。
地球環境との共生のために、私たちは未来に向けた「もの造り」の可能性を追求しています。



NTN[®]
BEARINGS
www.ntn.co.jp



NTN TECHNICAL REVIEW No.75

自動車向け環境技術特集号 ● 目次

巻頭言	自動車向け環境技術特集号に寄せて	常務取締役 岡田健治	1
-----	------------------	------------	---

【寄稿】	省エネルギーに貢献する自動車駆動系とその要素技術	東京工業大学 精密工学研究所 北條春夫	2
------	--------------------------	---------------------	---

ドライブライン ● 駆動系部品の小型・軽量化、高性能化に貢献。そして次世代自動車への対応。

【解説】	等速ジョイントの技術動向と開発商品	自動車商品本部 等速ジョイント技術部 友上 真	10
【製品紹介】	超高作動角(54°)固定式等速ジョイント(TUJ)	自動車商品本部 等速ジョイント技術部 星野 学/船橋雅司	16
【解説】	固定式等速ジョイントの内部に作用する力の測定	商品開発研究所 新商品開発部 岡本大路/大場浩量	20
【解説】	アクスルベアリングの技術動向と開発商品	自動車商品本部 アクスルユニット技術部 柴田清武/乗松孝幸	29
【解説】	Development of High Resolution Sensor Element MPS40S and Dual Track Magnetic Encoder for Rotational Speed and Position Measurement	SNR Mechatronics Research & Development Pascal DESBIOLLES/Achim FRIZ	36
【解説】	4世代ハブジョイントの拡径加締め加工解析	自動車商品本部 自動車技術部 芋生明俊/高野武博	42
【論文】	インホイールモータユニットの開発	商品開発研究所 新商品開発部 鈴木 稔/堺 香代 商品開発研究所 電子応用研究部 岡田浩一/牧野祐介	46
【論文】	電動ブレーキユニットの開発	商品開発研究所 新商品開発部 山崎達也/江口雅章 商品開発研究所 電子応用研究部 牧野祐介	53

エンジン&トランスミッション ● 小型・軽量化、低フリクション化に貢献。

【解説】	エンジン用商品の技術動向と開発商品	自動車商品本部 自動車技術部 漁野嘉昭/鬼丸好一 自動車商品本部 ニードル軸受技術部 川端謙一/大石真司	62
【製品紹介】	VEL用ボールねじユニット	自動車商品本部 自動車技術部 数野恵介	72
【論文】	エンドピボット型メカニカルラッシュアジャスタの開発	自動車商品本部 自動車技術部 前野栄二 商品開発研究所 新商品開発部 分校博志/山口克久	78
【解説】	トランスミッション用商品の技術動向と開発商品	自動車商品本部 自動車技術部 金本崇広/上野 崇 自動車商品本部 ニードル軸受技術部 片山昭彦/佐藤正範	86
【論文】	遊星運動下の針状ころ軸受の動力学解析	要素技術研究所 坂口智也	94
【製品紹介】	マイクロHL円すいころ軸受	自動車商品本部 自動車技術部 上野 崇	100
【製品紹介】	高速スラストニードル軸受	自動車商品本部 ニードル軸受技術部 尾林光介	105

電装&補機 ● 小型・軽量化、高性能化に対応。

【解説】	電装・補機用商品の技術動向と開発商品	自動車商品本部 自動車技術部 藤庭郁雄/村松 誠/田中唯久	110
【論文】	電装補機軸受用長寿命グリース『NA103A』の開発	要素技術研究所 川村隆之/三上英信	116
【製品紹介】	オルタネータ用小型クラッチ内蔵プーリ	自動車商品本部 自動車技術部 佐藤光司/御厨 功	124

● 受賞案件の紹介

《米国潤滑学会(STLE) 2006年 Captain Alfred E. Hunt賞》	引張歪みによる軸受鋼のころがり疲労き裂の進展	元軸受技術研究所 対馬全之	128
《2006年度 日本機械学会 奨励賞(技術)》	ころ軸受の対数クラウニングとその最適化手法	要素技術研究所 藤原宏樹/川瀬達夫	140
《日本設計工学会 2005年度 The Most Interesting Reading賞》	転がり軸受の回転精度解析	要素技術研究所 坂口智也	149
《第4回 モノづくり部品大賞 奨励賞》	結晶粒の微細化による軸受鋼の長寿命化「FA処理軸受の開発」	要素技術研究所 大木 力	150
《第12回 アドバンスディスプレイ オブ ザ イヤー2007 (ADY) 優秀賞》	カラーフィルタ修正装置(NRS-3000シリーズ)	精密商品事業部 プロダクトエンジニアリング 山中昭浩	151

新製品紹介			152
-------	--	--	-----

NTN TECHNICAL REVIEW No.75

CONTENTS

Preface

Kenji OKADA 1

Contribution

Saving Energy with Transmission Technology for a Motor Vehicle
Haruo HOUJOH TOKYO INSTITUTE OF TECHNOLOGY Precision and Intelligence Laboratory

2

● Driveline

Technical Trend and Development Products of Constant Velocity Universal Joint Shin TOMOGAM	10
Fixed Constant Velocity Joint with Super High Operating Angle of 54 Degrees (TUJ) Manabu HOSHINO and Masashi FUNAHASHI	16
Measurement of Internal Forces of Ball Fixed Constant Velocity Joint Daiji OKAMOTO and Hirokazu OOBA	20
Technical trends and development products of axle bearing Kiyotake SHIBATA and Takayuki NORIMATSU	29
Development of High Resolution Sensor Element MPS40S and Dual Track Magnetic Encoder for Rotational Speed and Position Measurement Pascal DESBIOLLES and Achim FRIZ	36
Tube forming simulation in Generation 4 Hub joint Akitoshi IMO and Takehiro TAKANO	42
Development of In-Wheel Motor Type Axle Unit Minoru SUZUKI, Kayo SAKAI, Koichi OKADA and Yusuke MAKINO	46
Development of Electromechanical Brake Tatsuya YAMASAKI, Masaaki EGUCHI and Yusuke MAKINO	53

● Engine & Transmission

The Engine Part Technical Trends and New Products for Engines Yoshiaki RYOUNO, Kouichi ONIMARU, Kenichi KAWABATA and Shinji OOISHI	62
Ballscrew unit for Variable Valve Event & Lift system Keisuke KAZUNO	72
Development of the End-Pivot Type Mechanical Lash Adjuster Eiji MAENO, Hiroshi BUNKO and Katsuhisa YAMAGUCHI	78
Technology Trends and Development Products for Transmission Takahiro KANAMOTO, Takashi UENO, Akihiko KATAYAMA and Masanori SATOU	86
Dynamic Analysis for Needle Roller Bearings Under Planetary Motion Tomoya SAKAGUCHI	94
Micro HL Tapered Roller Bearing Takashi UENO	100
High-speed Thrust Needle Roller Bearings Kosuke OBAYASHI	105

● Accessory

Technology trends and development products for accessory Ikuo FUJINIWA, Makoto MURAMATSU and Tadahisa TANAKA	110
Development of Long Life Grease 'NA103A' for Automotive Components Takayuki KAWAMURA and Hidenobu MIKAMI	116
Compact Clutch Integrated Pulley for Alternator Koji SATO and Isao MIKURIYA	124

● Our Line of Award Winning Products

Society of Tribologists & Lubrication Engineers Captain Alfred E.Hunt Award Crack Propagation of Rolling Contact Fatigue in Ball Bearing Steel Due to Tensile Strain Noriyuki TSUSHIMA	128
JSME Young Engineers Award Logarithmic Profile of Rollers in Roller Bearing and Optimization of the Profile Hiroki FUJIWARA and Tatsuo KAWASE	140
The 2005 Most Interesting Reading Award by Japan Society for Design Engineering Run-out Analysis for Rolling Element Bearing Tomoya SAKAGUCHI	149
Monodzukuri Manufacturing Award A prize for encouragement Improving Rolling Contact Fatigue Life of Bearing Steels Through Grain Refinement "Development of the FA bearing" Chikara OHKI	150
12th Advanced Display of the Year 2007(ADY) Excellent prize winning LCD Color Filter Repair System "NRS-3000 Series" Akihiro YAMANAKA	151

Our Line of New Products

152

自動車向け環境技術特集号に寄せて



常務取締役
岡田 健治

2005年2月に発効された「地球温暖化防止のための京都議定書」で、日本に課せられた温室効果ガス排出量の削減目標は、1990年比で6%減である。しかし、2003年の排出量は削減どころか8%増加しており、目標達成を危ぶむ声は多い。一方、「今年の夏はおかしい」と多くの人を感じたように各地で更新された真夏日の最多記録に現れる猛暑や米国でのハリケーンの襲来、英国での大洪水など、一段と地球の温暖化が進み、私たちの生活にも年々被害が及んできているのが実感できるほど地球の環境保全は危機的状況となってきました。

その中で、CO₂排出量の約20%（2004年度国内データ）を占めると言われている自動車は、BRICsや新興市場での自動車の普及に伴い、2006年の世界総生産台数は7,000万台に迫る勢いです。一方で、環境負荷低減のため、「日本の2015年燃費基準の策定」や「欧州でのCO₂排出量の抑制」などグローバルでの規制が次々に打ち出されています。このような状況の中、ハイブリッド車・エタノール車・ディーゼル車・電気自動車など様々な環境対応技術の開発が行なわれており、これらの開発が加速されることは間違いありません。

今回、10月26日から11月11日まで開催される第40回東京モーターショーに合わせ、当社の最新の環境対応技術の紹介を含めた“自動車向け環境技術の特集号”を発行する運びとなりました。本稿では、動力伝達系のダイナミクス研究の権威である東京工業大学 北條教授の「省エネルギーに貢献する自動車駆動系とその要素技術」と題した寄稿文をご紹介した後、自動車を〈ドライブライン〉〈エンジン&トランスミッション〉〈電装・補機〉の3つのアプリケーションに分け、アプリケーション毎に、環境に配慮した開発技術動向と商品紹介、技術紹介を行っています。

環境に配慮した開発技術のうち、“電動化”に関しては、インホイールモータユニット、電動ブレーキユニット他を、“小型軽量化”に関しては、オルタネータ用小型クラッチ内蔵プーリを、また、“長寿命化”の観点からは、マイクロHL円すいころ軸受、電装補機軸受用長寿命グリース他を取り上げています。

一方、技術紹介では、“センサ”に関しては、高分解能速度・位置センサを、“解析”に関しては、遊星運動下での軸受の動力学解析、等速ジョイントの内部作用力の解析他を紹介しております。

また、昨年度の受賞案件5件（STLE賞；「引張歪みによる軸受鋼の転がり疲労き裂の進展」、日本機械学会賞奨励賞；「ころ軸受の対数クラウニングとその最適化手法」、モノづくり部品大賞奨励賞；「FA処理軸受の開発」など）も紹介しています。

NTNは本年4月からの3年間を、新中期経営計画『創成21』として、「創造」と「成果」そして「成長」を通じた更なる企業価値の創造を目指し、技術施策については、ロバスト設計による更なる品質の向上、提案力の強化及び開発のスピードアップなどによってNTNブランド価値の向上を図ります。

また、環境の側面では、地球・環境にやさしい商品（環境対応型商品）の開発と販売の拡大、環境規制物質撤廃への取組みやクリーンな自然エネルギーの活用、リサイクル化など、「エコロジー」への取組みを積極的に推進していきます。

NTNは、「For New Technology Network」：新しい技術の創造と新商品の開発を通じて国際社会に貢献する」の理念の下、「地球環境との共生」のために環境にやさしい商品の開発を推進し、持続可能な社会の実現とモータリゼーションによる利便性向上の両立に貢献してまいります。

省エネルギーに貢献する自動車駆動系とその要素技術

Saving Energy with Transmission Technology for a Motor Vehicle



北條 春夫
Haruo HOUJOH

東京工業大学
精密工学研究所
TOKYO INSTITUTE OF
TECHNOLOGY
Precision and Intelligence
Laboratory

地球温暖化に対してCO₂削減が必要ならばだけでなく、地球が貯めた化石エネルギーという貯金の払底を控え、種々の代替エネルギー源に依存せざるを得ない中で、省エネルギーの努力が必須である。そこで、自動車における省エネルギーについて、基本的な力学と動力源との関係で概観して、将来への期待を述べている。エンジンの効率改善がもっとも重要であるものの、駆動系の損失がゼロでない現実の中で、各種機械要素における発熱を抑制する必要性を論じ、またユニットのリユースによるトータルエネルギーの節約も提案している。

Transmission technology has been reviewed in this article from the viewpoint of global saving energy. Importance of saving energy is firstly emphasized for sustainable world not only because of global heating but also of equilibrium situation on the earth in history. And future automobiles assessment in the next 25 years is briefly introduced which forecast no promising system among various solutions for reducing fuel economy. Secondly, required energy consumption of a motor vehicle is discussed based on Newtonian mechanics to clarify the roles of both engine and transmission. It leads that although improvement of the engine performance is primarily essential but transmission play great role in achieving high performance with respect to better fuel consumption and good drivability. Then some key aspects for improvement of energy consumption in transmission are briefly reviewed. Finally, re-using of transmission units or parts is suggested to become on of effective ways of saving energy.

1. まえがき

CO₂による地球温暖化がクローズアップされて久しいが、昨今環境問題が一段と顕在化してきている。消費社会の代表品である自動車でも、省エネルギーが切実な課題となっている。特に駆動系に関わる立場から、省エネルギーとの関わりを私見とともにまとめてみた。

1.1 とにかく省エネルギーを

米国アースポリシー研究所レスターブラウン所長が2007年5月23日に東京で開催された農業環境シンポジウムで講演された内容が新聞に報じられていた。温室効果ガスの低減のために、バイオ燃料活用を推進しようとする今日の動きに対して、食料価格の高騰が見込まれ、その結果貧困層の社会環境が危機的な状況に陥るとの警鐘を発したものである。

これには説得力があると思う。今日のモータリゼーションと近代社会を支えてきた石炭や石油^{※1}に代表される化石燃料は地球誕生の後、数億年以上をかけて、太陽エネルギーの供給を受けながら、幾多の氷河期を

経験しながらも、あたかも平衡状態にあった地球において、蓄えてきた貯金そのものである。その間生物は、繁栄と衰退を繰り返しながらも平衡状態の地球表面において生命活動を維持してきた。すなわち、地球に注がれる太陽エネルギーは、今日でも地球表面での生命活動を平衡に維持するために必須のものであると位置づけられる。

そこへ、バイオエタノールのように植物起源の炭化水素物を生成して、自動車燃料に用いようとするのは、本来の生命活動に必要なエネルギー（日銭）を横取りしようとしているようなものである。このために森林の伐採が進むことも自然破壊につながる。この観点からは、風力発電や太陽光発電といえども同様に考えることができる。地球表面のごく限られた面積でエネルギーを横取りするぐらいのところでは収めておけば、まずは良いのかも知れない。平衡状態は、何が刺激になってバランスを崩すか判らない。多くのエネルギー

※1 石油の起源については、非生物起源説もある。その起源が何であれ、地球が昔から携えていた貯金であることに変わりはない。

ギーを特定の代替源に頼ろうとするのには不安を感じる。いろいろな源から少しずつ頂戴するというのが賢明であろう。

上述の観点から、今日の省エネルギーの議論では、単に炭酸ガス排出削減が重要なのではなく、トータルとしての省エネルギーを真剣に考えなければならない時代に来ていると思う。

1.2 エネルギーはカネである

経済学には疎いが、モノの生産にはエネルギーが必要である。機械加工もさることながら、人件費ひとつでも結局は人間という有形無形のエネルギーの関与があって、商品として取引される。結局、モノの値段はそのモノが出来上がる過程におけるエネルギー消費量を代表する指標と考えることができる。よって「元を取る」という言い方には、エネルギー収支を金で計るという一面があると思う。高い車を買うことは、その車自体を製造するためにすでに大きなエネルギー消費をしていると考えるのが自然ではなかろうか。

2. 未来の自動車

最近、自動車技術会で自動車産業技術戦略と技術発展シナリオをまとめることに参画した¹⁾。その中で行ったアンケートのひとつとして、生活に必要なものは

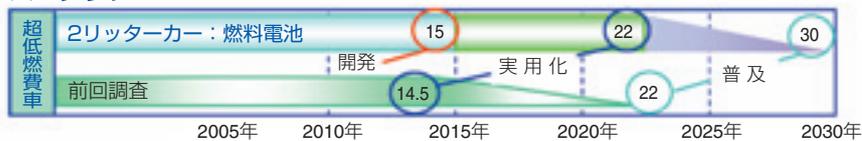
何かを、東京モーターショーで入場者に問うてみたところ、未だ自動車はトップ、ついでコンピュータ、携帯電話となった。しかし一方で、大学生を相手にした調査例では、携帯電話、コンピュータ、自転車に次いでようやくバイクと同格に現れたとの報告があった。

今日では、ほしい車に必要な性能は安全と環境である。かつて車を持つことには「運転する喜び」、すなわち加速の爽快感や操る快感、そして快適な遠出としてのドライブを堪能することも多かったと思う。どうやらそのような価値観は代わりつつあるようである。運転が苦痛であっては困るが、単なる移動の道具としての位置づけであるというのが大多数のドライバーの意識になりつつあるようである。

自動車産業技術戦略では、2030年の自動車を想定して、a) 省エネルギー(2Lカー)、b) 極低排出ガスレベル(2005年比1/10)、c) 静粛化(2001年比でエネルギー1/2)、d) 省資源(リサイクル100%)、e) 安全(事故、死傷者の半減)、f) 情報(メディアフリー化)の6項目をベンチマークとして設定し、これらを達成するために必要な技術の開発、実用化、普及という3レベルで実現可能性についてのアンケートを、有識者に対して実施した。アンケートの整理結果の一例を図1に示すが、詳細は当該書籍をご参照いただきたい。その中で本稿ともっとも密接に関わるのは、省エネと省資源と思われるので、以下に概略を紹介する。

分析方法 例：燃料電池により2リッターカー相当が実現

バーグラフ



度数分布表

燃料電池により2リッターカー相当が実現							
実現時期	'06	'11	'16	'21	'26	実現しない	合計
	{	{	{	{	{		
	'10	'15	'20	'25	'30		
回答数	25	46	27	5	3	76	182

累積度数グラフ

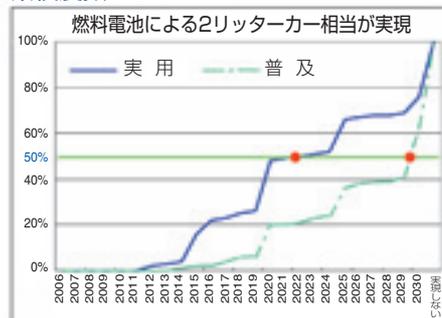


図1 自動車産業技術戦略検討のアンケート結果の一例²⁾

An questionnaire example done for assessing core technologies in next 25 years.

2Lカー（100kmを走行するのにガソリン2L相当の燃料消費/CO₂排出）が2015年ぐらいには実用と普及が実現するとの見通しがある。これはガソリンエンジンを搭載したハイブリッド（HEV：Hybrid Electric Vehicle）としてあるいは電気自動車（EV：Electric Vehicle）として実現すると見通されている。燃料電池車（FCV：Fuel Cell Vehicle）の実用化は2020年以降に見通されていても、2030年でも普及には至らないと予測する人も少なくない。

5月末には、経済産業省主導で「次世代自動車・燃料イニシアティブ」についての取りまとめ結果が報告され、バッテリー、クリーンディーゼル、水素・燃料電池、バイオ燃料による燃料多様化を図るとしている。上記アンケートを見ると、水素燃料の製造と提供技術の実用化と普及にやや悲観的な予測も多いことが見受けられ、これも燃料多様化を図る方向性と一致していると思われる。いずれにせよ、種々の技術を駆使して、省エネルギーを標榜できるいろいろな形式の車の出現が期待されている。

また、省エネルギーを支える駆動系の摩擦損失低減、超軽量高強度非金属/金属については、2020年ごろには実用化が実現すると見られている。これらの技術は、現在技術の改良を中心として実現するから比較的早期に実用化されるとの分析である。調査結果をもとに描く戦略では、新しい動力源の開発、現存技術に基づく低燃費車のさらなる開発に加えて、自動車を支えるこれらの周辺技術が重要であるとしている。

また、リサイクルや中古部品（すなわちリユース）需要の比率も9割を超えるように期待されており、ポンコツ屋に部品を買いに行くという昔の生活システムが、ある意味ではモダナイズされて再出現する予測もある。解体性といった基本技術のさらなる進歩に加えて、リユースに関しては、互換性設計技術や寿命の精確な認識技術の重要性も挙げられている。

3. 自動車のエネルギー消費に関する考察

3.1 車両が要求する推進力と動力

乗用車が発進から加速、定常走行にいたる世界をニュートンの力学で考えるとき、図2のように時間と物理量の関係が描ける。加速曲線が与えられ、車両の質量が決まれば要求推進力が求められ、さらには要求動力（仕事率）が定まる。図2では、発進から、60km/hの巡航と120km/hの巡航を考え、概ね速度によらない転がり抵抗と、速度の2乗に比例する空力抵抗を想定している（自動車技術ハンドブックを参照し、排気量2L、自動車質量1.5tを想定した）。上り坂になれば、傾斜に比例した抵抗が転がり抵抗に加わる形で上乗せされるから、要求推進力は、これより上に平行移動することになり、さらなる動力が必要になる。これらの物理量に対して、原動機の出力は、変速機と終減速機までの駆動系が速度に見合った推進力となるようにインピーダンス調整して、タイヤを回転させる。

要求推進力は、タイヤの転がり抵抗と車両の空力抵

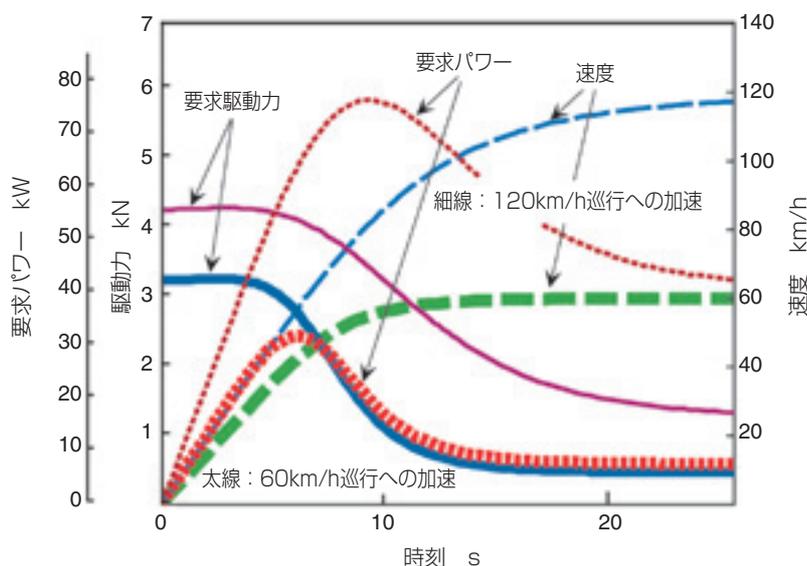


図2 自動車の発進から巡航までの要求駆動力と要求パワー（1.5t乗用車を想定）
Typical example of thrusting force and power required during acceleration from standstill through cruise.

抗に加えて、加速時には車両の質量と、回転部分の慣性モーメントの合算としての慣性による「加速抵抗」の総和で決定される。前二者の抵抗に対しては、駆動力による仕事は熱エネルギーとして散逸する。加速抵抗に対する仕事は加速時に車両の運動エネルギーとして保存され、制動（減速）時にはブレーキから熱として散逸する。

図2では、10秒前後までの山が、この保存エネルギーのための動力消費により発生する。転がり抵抗と空力抵抗の和に対する消費分はこの区間で、前者は速度に比例、後者は速度の3乗に比例して増加して、20秒以降の巡航時において消費される動力の大部分を占める。速度の差による動力の違いは主に空力抵抗による差である。図2から明らかなように、加速時に費やされる出力が著しく大きく、加速から定常走行に移る遷移領域で最大となっている。

この最大値は遷移の仕方で著しく変化し、「マイルドな加速」をすれば原動機に突きつけられる要求性能は低くなる。また、従来型のエンジンでは、フルスロットルの時に最大加速が実現されるが、普通の運転状態ではエンジンの最大出力を絞り出すことはない。また上記の散逸エネルギーを減らすことこそ省エネルギーに貢献できることになる。

さて、ハイブリッド車では、車両に蓄えられて、従来ならば制動時に熱エネルギーとして散逸させる運動エネルギーを、回収してモータ駆動のエネルギー源として、発進を担い、また追越などの加速時に不足する

要求出力を補填する役割がある。いわゆる10・15モードでは加速と減速が頻繁に起こるので、従来捨てられていた保存エネルギーを再利用するために、燃費が顕著に改善される。

また一方、最近の自動車は、時速100kmでもエンジンは2,000r/min程度しか回転していないことから、普段は多くの動力を必要としていないことがわかる。よって「非力でも高効率なエンジン」が一定速度の巡航を受け持ち、いざとなるとモータによる瞬発力のあるパワーアシストができると考えれば、巡航中の燃費も悪くはないといえよう。

しかし、エネルギーはカネであるとの見解に基づけば、所期投資額（車両価格）が高い分だけ、商品自体がエネルギーを多く費やして成り立っているとも見ることができるので、数値で表示される燃費改善がそのままエネルギー節約になっているとは考えづらい。

3.2 エンジンの働きとエネルギー

一方、図3では、ガソリンエンジンを想定して、エンジンの回転数を横軸に、エンジントルクを縦軸にとって、エンジンの等効率線を、最良点を100として描いたエンジン性能線図を表している。図には、エンジンの回転数とトルクとで決定される等出力線も双曲線状に描かれている。

これに、図2に示した加速状態が標準的な5速マニュアルトランスミッションで実現されたとして、エンジンの運転状態（回転速度とトルク）の推移を太い破

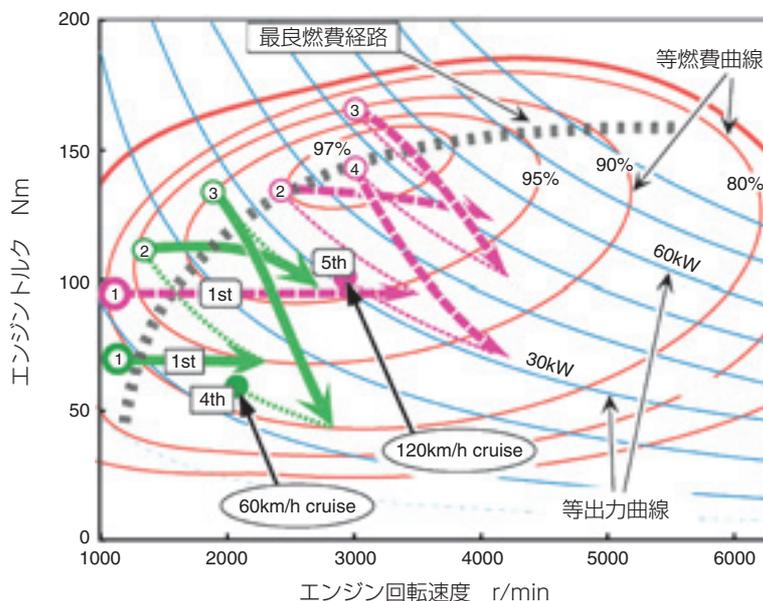


図3 エンジン性能線図の模式化した一例（排気量2Lを想定）
Engine performance of an ideal 2L gasoline engine and operation paths

線で描いている。例えば60km/hに向けて加速するときには①1速で2200r/minまで加速し、次に②2速で1300r/minから2700r/minまで加速、さらに③3速で、1800r/minから2800r/minまで加速して最後に④4速で巡航するように描かれている。図から明らかのように、この条件の場合は、120km/hへ加速するほうが10%以上高効率で運転される様相である。

なお、図は加速の立ち上がりと巡航への遷移の滑らかさによって変化するので、一条件のみでは普遍的な議論はできないことに留意する必要がある。また、日本で主流を占めるステップAT^{※2}でも最近にはロックアップ機能があるので、発進直後の様子が異なるだけと見ることができる。現実には、変速段数を考慮する必要があるのは言うまでもない。

3.3 省エネルギーに対する駆動システムへの期待

技術戦略と同時にまとめた技術シナリオ¹⁾において、未来の駆動システムが議論されている。仮に2030年までを見通しても、国による違いもあるし、またその地域ごとに唯一の解があるわけではなさそうである。車の走行形態もそれぞれ異なり、街中での発進と停止が多い日本や周辺諸国をヨーロッパ、アメリカと比較すれば、文化の違いもあって種々の解が混在しそうである。ATもあればCVTもあり、ヨーロッパ

ではディーゼルエンジンとMTやその自動化されたAMT系の変速機の組み合わせが主流であり続けそうな気配もあるので、変速機のバリエーションがひとつに収束することはなさそうである(図4)。これらは、ディーゼルエンジンやガソリンエンジン、はたまたハイブリッドそれぞれとの相性のなかで展開が予想される。

a) エンジン技術への期待

上述のようにMTあるいはATを想定する場合、図3に示した性能マップ上で、エンジンの運転状態は常に効率最良の領域にあるわけではない。図中の状態推移を表す矢線が存在する領域で、幅広くエンジンの効率が良好であれば、すなわち等高線の間隔が広くなれば、この自動車の燃費がさらに良くなることが期待できるわけで、さらなるエンジン性能向上を期待したい。

b) トランスミッションへの期待

昨今では、CVTが非常に一般化してきている。CVTでは、図の等高線(効率)と等出力線の接点を通るように制御することができるから、高効率化が図れる。とはいえCVTはレイアウトの問題(ベルト式はFF向き、トロイダル式はFR向き)や、トルク性能の問題もあるので、どの乗用車にも自在に組み込めるわけではない。またトルクコンバータや油圧回路に起因する効率の課題もあり、IVTと呼ばれるクラッチレスのCVTの開発も進められている。

一方、MTや、ステップATでは、多段化を進め(ワイドレンジとクローズレシオ)どの速度でもエンジン効率の高い回転数での運転頻度を高める努力がなさ

※2 ステップAT：トルクコンバータと有段の変速機(通常は遊星減速機群と多板クラッチ等を組み合わせる)で構成されるAT。

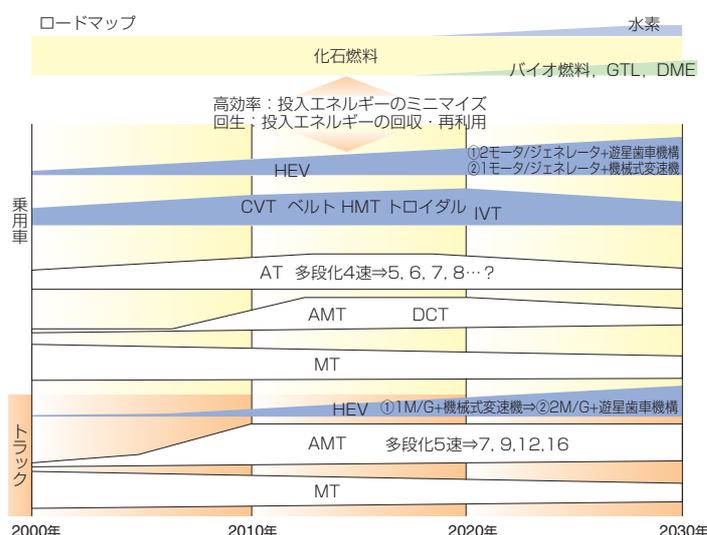


図4 トランスミッションバリエーションの将来予測⁴⁾
Sharing of various kinds of transmissions in next 25 years

れ、燃費性能の向上を図っている。その究極の世界は大型トラックに顕著であり、すでに12段の変速機が実用に供されて、さらなる多段化も視野に入ってきている。

以上のように、駆動系ひとつとっても、多くのバリエーションの中で常に良い性能を持つ駆動系が模索されており、そこには省燃費と高い走行性能を併せ持つように、地道な技術開発努力がまだまだ必要である。そして、それでもa)で述べたエンジン効率の向上がさらなる改善をもたらすので、エンジン性能のさらなる向上を期待したいところである。

4. 省エネルギーと機械要素

図2や図3においては、トランスミッションに代表される駆動系の効率の議論が行われていない。トランスミッションにおいては、今日、MTの伝達効率で95%を越えると考えられている。一方、ATやCVTでは、80~90%のようであるが走行条件によっても変化する。この効率差の大きな要因は、トルクコンバータや油圧ポンプが用いられることと、多板クラッチなどの引きずりが大きいとされている。これらは今後、少しずつではあろうが改善が期待される。

また、ハイポイドギヤのような要素部品も、自動車には欠かせないのに、まだまだ損失の大きなユニットである。それぞれに、効率改善の努力はさらに継続されよう。以下に注目点をいくつか挙げる。

a) 軽量化

単純な力学を考えると、車両の運動エネルギーは発電機により回収できるから、重くても軽くても関係ないことになる。しかし、バッテリーの容量の制限もある。また、タイヤによる転がり抵抗が一般的には車両重量に比例する傾向があることから、軽量化は省エネルギーに貢献することになる。もちろんエネルギー回生も、損失なしに行えるわけが無く、車両に見合った軽量化は重要であり、材料の改良ばかりでなく、個々の要素のつくりこみや、要素の統合化などによることも多いと思われる。

b) 攪拌とポンプ損失の低減

変速機や減速機においてももっとも損失をもたらしているのが、潤滑油の攪拌損失や油圧回路によるエネルギー消費である。その損失量がいくらかという検討は当然なされているが、定量的な議論が公にされること

は少ない。図5は、CVTシステムの効率改善例として公表された一例である。変速機が新しくなると、システムの最適化に加えて必ず、「軽量化、引きずりの低減（クラッチ、ベアリング）、その他損失の低減」を標榜する。その絶対値を知ることは困難であるが、図のように、それぞれの要素についての涙ぐましい努力の貢献があるものの、その寄与はわずかであり、油圧の損失改善が大きい。油圧が必須であるとすれば、今度は各要素でのさらなる低損失化がかぎとなる。

c) 軸受の効率改善

ハイポイドピニオン用ベアリングによる損失の試算からハイポイドギヤは、FRに用いられるのももちろんのことであるが、4輪駆動車では一般に2個用いられる。ハイポイド用ドライブピニオンに用いられる円錐ころ軸受は、軸の姿勢を固定するために、大きなスラスト予圧を与えて用いられることが多いので、自ずと引きずり抵抗が大きい。損失を以下の条件で概算してみる。

タイヤ回転速度：

10 r/s (63rad/s, 概算で72km/h)

ハイポイドギヤの減速比：3

軸受の引きずりトルク^{*3}：1Nm×2個

これらにより計算すると、

引きずりによる動力損失≒0.4kW

となり、エンジンの最大出力が100kW弱と見れば、損失は大きくないようにも思える。

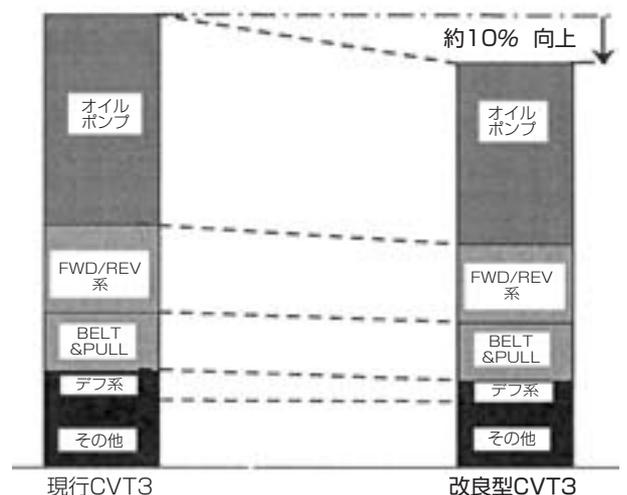


図5 CVTの改良による損失低減効果（日産自動車³⁾）
Loss reduction achievement by revising potential causes on a CVT unit (NISSAN)

^{*3} 軸受各社の報告で類似の値があり、代表値として設定した。

しかし一方、図2のように定まる、走行抵抗に対する要求動力は、概ね8kW程度である。このうちタイヤの転がり抵抗による損失は、タイヤあたりの転がり抵抗をおよそ35Nと見積もれば、約3kW程度である。また、トランスミッションの効率も、MTでは95%、ATでは85%前後と言われているから、この走行条件で1kW前後の損失が存在すると推定できる。以上の数値を見ると、ベアリングの損失は、必ずしも無視できないといわざるを得ない。さらなる効率改善が望まれるし、上記のように、引きずりトルクの低減量ではなく、損失量を公の場で議論できるようになりたいものである。

d) モータ/ジェネレータシステムと機械要素

図6はトヨタのハイブリッドシステムに用いられているモータ/変減速ユニットの断面図である。モータの最高回転速度は12,000r/minを超える。モータは

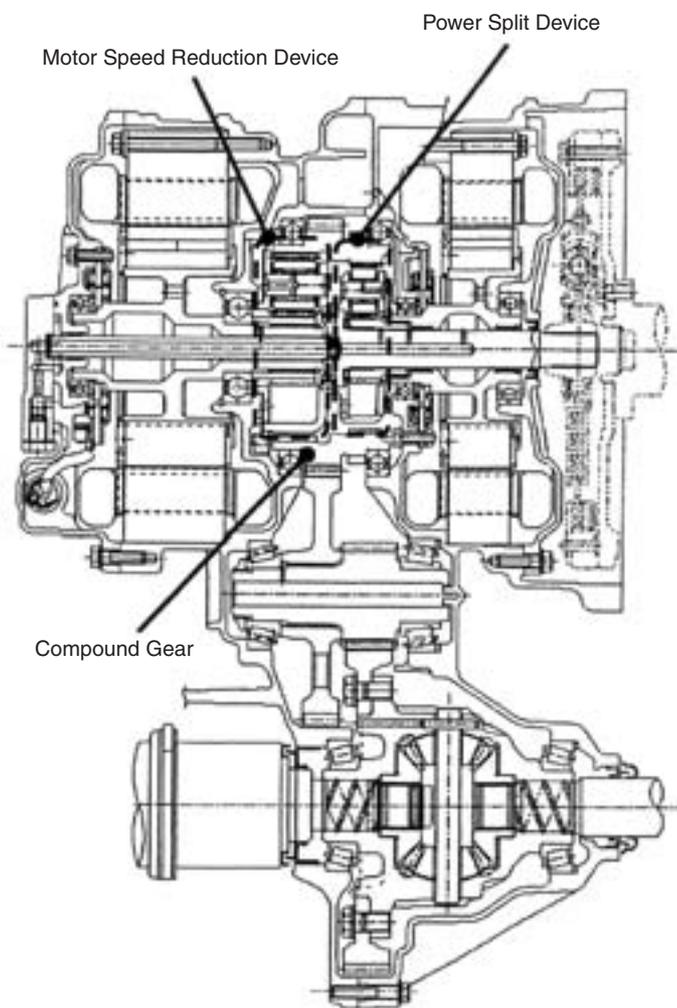


図6 ハイブリッド自動車用トランスミッション断面図 (トヨタ自動車⁵⁾)
 Cross sectional drawing of an up to date transmission for a hybrid car (TOYOTA)

回転数に比例して出力が大きくなると大胆に近似できるから、軽量化のために小形化と高速化を追求した結果である。一方、タイヤの回転速度は発進加速時では高々100~200r/minであるので、1/100程度の減速が必須となる。またパラレルハイブリッドとして成立させるためにエンジンとモータ/ジェネレータとの動力分配機構を成立させるために遊星歯車機構が用いられ、そこには転がり軸受も用いられる。

図からわかるように、コンパクトで軽量なようだが、リングギヤを支える大きな転がり軸受も用いられており、効率面での配慮も必要となろう。当然、遊星歯車(ピニオン) やそれを支えるニードルベアリングにも種々の配慮がなされているようであるし、歯車自体も最適化が施されている。これで機械効率がどのレベルにあるかは不明であるが、機械要素屋としてまだまだ工夫できる世界のように思える。

e) 無潤滑転がり軸受への期待

現状ではとても困難とも思えるが、転がり軸受においても潤滑による損失が厳然と存在するから、潤滑油なしで運転できれば効率改善に著しく貢献するであろう。もちろん、接触に基づく内部応力による変形がヒステリシス損失をもたらすので、発熱を完全にゼロにできるわけではないであろうが。

5. リサイクルあるいはリユースへの期待

駆動系は原動機からの出力を路面に推進力として伝達する重要な役割を担うが、今日の乗用車用トランスミッションが壊れたという話をほとんど聞かない。通常の使用に対しては寿命に達することはない。トラックのトランスミッションにおいては、発進加速、登坂に用いる低速段の歯車は使用頻度データをもとに有限寿命設計をしつつ、壊れないように設計されているようである。

片や10万kmでスクラップにされ、片や常に全力で走りつつ100万kmを超えてさらに使われる中で、トランスミッションが壊れないほうが圧倒的に多い。そこで以下のような期待感を持つ。

a) リユースの期待

まだ働けるユニットの多数が捨てられて、運がよければリサイクルの原料となる。もったい

ない話でもある。もし、そのまま他の車両に使えるら、大幅なエネルギー節約になるのではなからうか。少々
の部品交換があっても、その環境への負荷は軽い。

3.3節で述べたように、エンジンの特性がフラットであれば、ギヤレシオの微調整をしなくても、効率の良い運行ができる可能性が高い。CVTにいたってはなおさらである。重量は軽いに越したことは無いが、少々の重量増は、燃費に利かない可能性もある。となれば、国内各社が多くのトランスミッションを作る必要は無く、車両重量にあわせたいくつかの標準的なトランスミッションがあればよいのではないか。そうすれば、上述のような使い回しにも大変都合が良くなる。

b) 寿命設計の確度向上

今日の機械要素部品においては、過負荷による破損は単純な力学的設計の問題であって、疲労による破損が重要視される。疲労による破損は、材料の組成や、結晶構造などに加えて、内部の介在物にも依存すると言われており、未だ確率的に取り扱わなければならない世界である。転がり軸受の世界では、寿命設計の考え方が著しく進んでいるものの、現実に使用されている部品の寿命を「あと何日」と予測できるのは、使用条件に限られた場合に限られていると思われる。

すでに有限寿命設計の考え方は定着しているようであるが、これをさらに深めて行けば、リサイクルにしてもリユースにしても、無用なエネルギー消費が減らせる。

6. 終わりに

省エネルギーが至上命題であるとの視点から、自動車の駆動系技術を中心に私なりにまとめてみた。駆動系は、多くの機械要素が協調してその役割を果たしている。機械要素屋としては、要素の発熱を限りなくゼロにすることを、永遠の命題として、取り組まなければならないと思う。また、部品ひとつひとつのライフサイクルを越えて、グローバルで長期的な視野でのエネルギー消費を考慮した技術も重要である。自動車に限らず、作っては捨てるサイクルをもう一度見直す中で、個々の要素技術の進化を目指して、研究と開発が展開することを祈り、NTN株式会社の益々の活躍を期待したい。

- 1) 自動車技術会編、自動車技術戦略と技術発展・燃料シナリオ 2007. 5
- 2) 自動車技術会2007年春季大会 自動車産業技術フォーラムテキストp.15.
- 3) 文献1)の第2部, p.34.
- 4) 寺内政治ほか、高トルク容量新型Xtronic CVTの開発：自動車技術会シンポジウムNo.15-06講演論文集pp.18-22 (2006)
- 5) 畑祐志ほか、FF SUV用ハイブリッドトランスミッションの開発：自動車技術会シンポジウムNo.10-05講演論文集pp.47-52 (2005)

〈著者紹介〉

北 條 春 夫

東京工業大学 精密工学研究所 教授
 専門分野：機械要素(特に歯車)のダイナミクス
 所属学会：日本機械学会、自動車技術会等。

等速ジョイントの技術動向と開発商品

Technical Trend and Development Products of Constant Velocity Universal Joint

友上 真* Shin TOMOGAMI



等速ジョイント (CVJ) は自動車のドライブシャフトやプロペラシャフトに広く使用されるようになり、国内の乗用車のほぼ100%に使用されるようになった。CVJは自動車の進化に伴い、その性能も大幅に向上している。本稿では近年のドライブシャフト用CVJの技術動向と開発商品について紹介する。

Constant Velocity Universal Joint (CVJ) came to be used for drive shaft and propeller shaft of the vehicle widely, and it has been used for approximately 100% of the domestic car. The performance of CVJ improved greatly with the evolution of vehicle. This paper will introduce the technical trend and the development products (development parts) of the recent CVJ for drive shaft.

1. はじめに

NTNが等速ジョイント (以下CVJと記す) を日本で生産を始めて既に44年が経過し、その累計生産本数はドライブシャフトで4億本に達しようとしている。

この間、自動車産業の発展とともにCVJは前輪駆動車 (FF車)、後輪独立懸架車 (IRS車)、4輪駆動車 (4WD車) のドライブシャフトやプロペラシャフトに広く使用されるようになり、国内の乗用車のほぼ100%にCVJが使用されるようになった。CVJの使

用箇所は図1、図2を参照されたい。

CVJは自動車の進化に伴い、その性能も大幅に向上している。本稿では近年のドライブシャフト用CVJの技術動向と開発商品について紹介する。

2. CVJを取り巻く環境

近年世界的に、地球温暖化に代表される地球環境問題がクローズアップされている。温暖化の主要因である二酸化炭素の排出量削減については自動車メーカーや

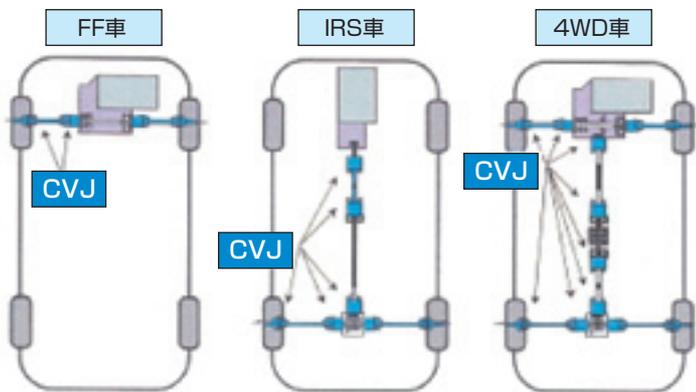


図1 CVJの使用箇所 (図中青色部分がCVJ)
CVJ application

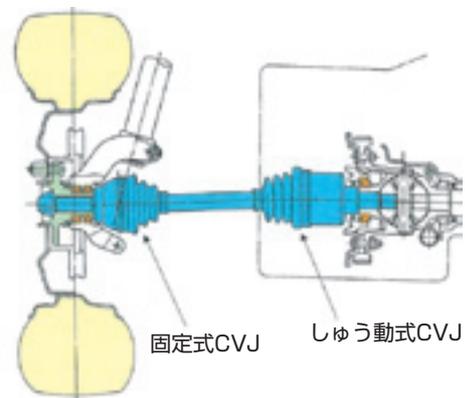


図2 フロントドライブシャフト例
Example: drive shaft of front axle

*自動車商品本部 等速ジョイント技術部

自動車部品メーカーが燃費の向上やハイブリッド化、バイオ燃料の適用、高性能ディーゼルエンジンの開発などさまざまな取組みを行っている。

この様な状況の中、駆動部品であるCVJは主に車両の燃費向上を目的に軽量化やCVJのトルク伝達効率の向上が求められている。

次章に、ドライブシャフト用CVJの重量の変遷を示し、続いてドライブシャフトを構成している固定式CVJ、摺動式CVJ、CVJ部品について機能と要求、最新の技術を解説する。

3. ドライブシャフト用CVJの重量変遷

米国の企業平均燃費（CAFE）規制の強化に伴い1980年代後半より自動車部品の軽量化が各自動車メーカーより強く求められるようになったが、NTNでは独自の技術でドライブシャフト用CVJの軽量・コンパクト化に取り組んできた。

1990年代前半では高強度な材料と長寿命潤滑剤（グリース）の開発により、同じ車両に対し従来適用していたCVJの呼び（サイズ）より、1サイズ小さいCVJを適用することが可能になり、軽量化を図った。

更に、1998年から2000年前半に次世代CVJ（EシリーズCVJ）を順次開発・量産化し、従来シリーズより大幅なコンパクト化を図り、自動車メーカーのニーズに応じてきた。図3に87サイズでの例を示すが、

1990年当時に較べると現在のCVJ重量は固定式CVJで23%、摺動式CVJで17%の軽量化を達成している。

4. 固定式CVJ

4.1 固定式CVJの機能

FF車や4WD車のフロントドライブシャフトに使用される、固定式CVJは車両の前輪ハブに結合されており、タイヤの転舵とともに作動角をとり、エンジンからの駆動力を滑らかに等速回転をしながらタイヤに伝達している。また、固定式CVJはサスペンションのばね下重量にも直接影響を与える。

4.2 固定式CVJへの要求

車両の回転半径を小さくする、すなわち前輪タイヤの切れ角を大きくとる流れは最近の車両のロングホイールベース化や駆動系レイアウトの多様化に伴います。強く、前輪タイヤに追従して作動角を取る固定式CVJにも、より大きな作動角が求められている。従来、固定式CVJの最大作動角は47度程度であったが、現在多くの車両でさらに大角度（最大作動角50度）が要求されるようになった。

また、車両燃費の向上のため車両の軽量化が進んでおり、CVJの軽量化も強く求められている。特にタイヤ側につく固定式CVJは車両のばね下重量となり、軽

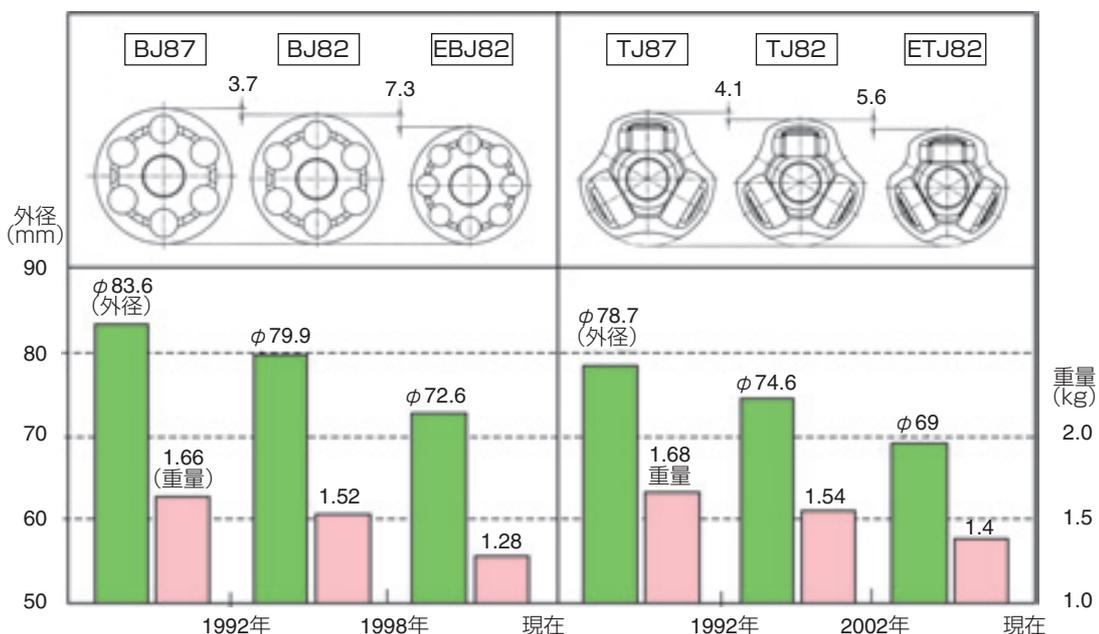


図3 CVJの外径・重量の変遷（初期の87サイズでの例）
Transition of outer diameter and weight of CVJ (Example of initial 87 size)

量化効果が大きい。一般的にはばね下重量の軽量化効果は、ばね上重量の10倍程度の効果になるといわれており、実質の軽量化以上の効果が期待できる。

4.3 最新の固定式CVJ

このような車両からの要求の中、固定式CVJは最大作動角50度の小型・軽量ジョイントがFF車や4WD車のフロントドライブシャフトにおいて主流となりつつある。

NTNではこの最大作動角50度の小型・軽量ジョイントを「EUJシリーズ」と称し軽自動車から大型SUV (Sports Utility Vehicle) 用のサイズまでラインアップしている。

この「EUJ」は従来の最大作動角50度対応CVJに比べ、外径で約7%小型化、重量で約15%軽量化が図られている(写真1)。

EUJはさらに、エンジンからタイヤに伝達される駆動力の損失(トルク損失)を従来品に比べ25%削減(作動角度6°)しており、軽量・高効率の環境対応型のCVJといえる(図4)。



写真1 最大作動角50度対応の小型・軽量固定式CVJ (EUJ) (撮影のため、部分的に切断しています)
Compact & light weight fixed CVJ with 50 degree working angle (EUJ)

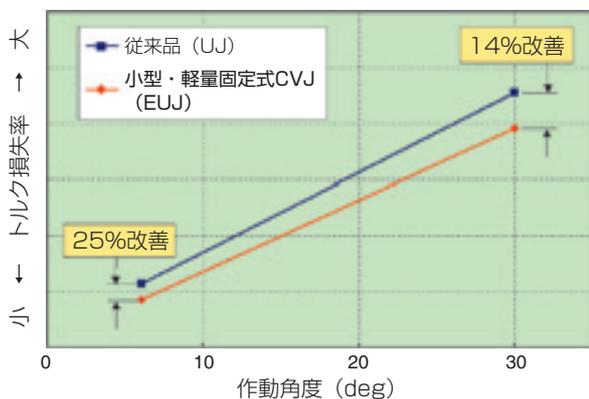


図4 小型・軽量の固定式CVJ (EUJ) のトルク損失率の測定結果
Measurement data of torque loss for compact & light weight fixed CVJ (EUJ)

NTNでは更にCVJの最大作動角が47度未満の車両に対し、最大作動角47度の「EBJシリーズ」もラインアップしている。「EBJ」は「EUJ」の高効率性能を維持したまま、「EUJ」に比べさらに外径で3%小型化、重量で7%軽量化した固定式CVJである。

「EUJ」と「EBJ」は車両から要求される最大作動角度により使い分けを行っている。

4.4 固定式CVJの低振動化技術

ドライブシャフトにおいて車両のNVH (Noise, Vibration, Harshness=騒音, 振動, 乗り心地) 性能に影響を及ぼすのはしゅう動式CVJとされているが、固定式CVJの特性も車両のNVH性能に影響を与えていることが研究により明らかになっている。

特に固定式CVJの折り曲げ荷重 (CVJが作動角を取る時の抵抗) を小さくすることで車両のアイドリング振動を低減することが可能である。ここでアイドリング振動とは、オートマチックトランスミッション車 (A/T車) が一時停止時にトランスミッションをドライブレンジのままフットブレーキを掛けている状態で、エンジン振動がCVJを介して車体に伝達される微小振動のことである。

なお、NTNでは固定式CVJの折り曲げ荷重の低減をCVJの内部寸法の最適化を行い達成している(図5, 写真2)。



図5 アイドリング振動低減の手法
Method of idling vibration reduction



写真2 アイドリング振動低減CVJ (撮影のため、部分的に切断しています)
Less idling vibration CVJ

5. しゅう動式CVJ

5.1 しゅう動式CVJの機能

しゅう動式CVJはデファレンシャルに結合され、エンジン、トランスミッションからの駆動力を伝達し、固定式CVJを介してタイヤに駆動力を伝えている。このしゅう動式CVJはサスペンションの動きに伴う固定式CVJとの相対位置の変化（軸方向の変位と角度）を吸収できる機能を持たせている。

5.2 しゅう動式CVJの要求

このしゅう動式CVJの特性は車両のNVH特性に影響を与えていることはよく知られている。しゅう動式CVJが軸方向に振動する際に発生する軸方向のしゅう動抵抗は車両のアイドリング振動に関与しており、また、しゅう動式CVJが作動角を取り、駆動力が加わって回転するときに発生する軸方向力(誘起スラストと呼ぶ)は車両が発進する時に発生する車両の横揺れや高速走行時のうなり音の要因になることがある。

よって、しゅう動式CVJはしゅう動抵抗や誘起スラストの低減が課題である。

また、軽量化が求められるのは言うまでもない。

5.3 最新式のしゅう動式CVJ

近年の車両の静粛性や乗り心地の向上要求に対応するためにCVJメーカーではさまざまなタイプのしゅう動式CVJを開発している。NTNではこのしゅう動式CVJのしゅう動抵抗や誘起スラストを大幅に低減した超低振動CVJ「PTJ」を開発し車両のNVH向上に貢献している。

「PTJ」はトリポードタイプのしゅう動式CVJである。デファレンシャルに結合する外輪の内部に3個の

ローラカセット（特殊タイプのローラベアリング）が組み込まれており、このローラカセットがCVJの角度作動時や軸方向しゅう動時に安定して外輪転走面上を転がることのできる構造になっており、しゅう動抵抗と内部の摩擦を低く抑えて、超低振動を実現している（図6）。

超低振動CVJは駆動力（トルク）の伝達効率の面でも優れており、前述のEUJやEBJと組み合わせることによりドライブシャフトとしてのトルク損失を小さく抑えることが可能である。

5.4 小型・軽量の超低振動CVJ

NTNでは市場の要求に応えるべく、超低振動CVJ「PTJ」と同一構造をもち、低振動特性を維持した小型・軽量の超低振動CVJ「EPTJ」を商品化した。この製品は従来のPTJに比べ外形で約4%の小型化、重量で約8%の軽量化を図っている。EPTJは軽量化メリットが大きい大サイズCVJ（NTN呼び95サイズ以上）に設定している（写真3）。



写真3 小型・軽量の超低振動CVJ (EPTJ)
 (撮影のため、部分的に切断しています)
 Ultra low vibration CVJ with compact & lightweight design (EPTJ)

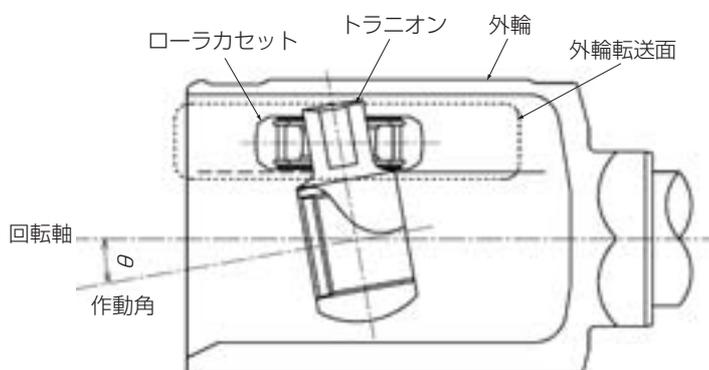


図6 超低振動しゅう動式CVJ (PTJ) の構造
 Structure of ultra low vibration plunging CVJ (PTJ)

【超低振動のメカニズム】

ローラカセットが回転軸に対し平行に保たれ、安定して外輪転走面を転がることにより部品間の摩擦力を極小化し超低振動を実現

6. CVJ部品

6.1 CVJ部品への要求

車両側の要求として、軽量化とともにドライブシャフトの振りに対する剛性アップがある。CVJを含む駆動系の剛性を高めることで車両の運転フィーリングを向上させることが出来、特にスポーツタイプの車両や高級乗用車でこの要求が強い。

6.2 CVJ部品の最新技術—中空化

一般的に部品を軽量・小型化した場合、剛性は低下する傾向にあり、CVJ部品も例外ではない。特にこの剛性は固定式CVJとしゅう動式CVJをつなぐシャフトの形状によって大きく左右される。近年、軽量化と高剛性化の相反する特性を両立させる技術としてシャフトの中空化があり、その例を以下に紹介する。

6.3 中空化—シャフトへの適用

シャフトは固定式CVJとしゅう動式CVJをつないで駆動力を伝達する部品である。従来は中実の丸棒状で、機械構造用の炭素鋼に熱処理を施し強度を高めて使用していた(図7)。シャフトはCVJ部分(固定式としゅう動式共)に比べ振り剛性が低く、ドライブシャフトの振り剛性をアップさせるにはこのシャフトの剛性を上げることが有効な手段である。

シャフトの軸径を太くすることにより剛性を高めることが出来るが、反面シャフト重量が大幅に増加する。

軽量化と高剛性を両立させる技術としてシャフト全体を中空化している(図8)。

6.3.1 中空シャフトの特性

中空シャフトは図9に示すような鋼管を専用加工機でスウェーjing加工(塑性加工)をおこない、軸径を絞りながらパイプの外径と内径を制御して成形する。

その後、シャフトに熱処理(高周波焼入れ等)を施し強度を高め適用している。

このシャフトを適用することにより、同じ振り剛性を持つ従来型シャフト(中実タイプ)に比べ20~30%程度の軽量化が図れる。また、シャフト自体の曲げ剛性も併せて高めることができ、シャフトの曲げ共振に伴う振動を低減する点も特長のひとつである。

6.4 中空化—しゅう動式CVJへの適用

FF車等の横置きエンジンの場合、デファレンシャルの位置が車両中心よりオフセットされているため、左右のドライブシャフトの長さが異なる。このタイプの車両に適用されるドライブシャフトの場合、しゅう動式CVJのデファレンシャルに取付ける軸部の左右の長さを変えてシャフトの長さを等しくする設計(シャフト等長設計)がある。この設計の場合、左右のドライブシャフトの固定式及びしゅう動式のCVJの作動角度がそれぞれ等しくなるため車両の操縦安定性が向上し、多くのFF車やFF車をベースとした4WD車でシャフト等長設計が採用されている。

シャフト等長設計では左右どちらかのしゅう動式



図7 シャフト(従来技術)
Solid bar shaft (Conventional design)

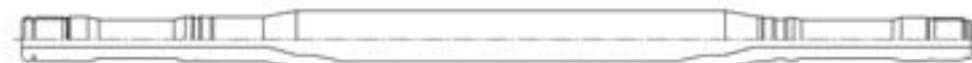


図8 中空シャフト
Hollow shaft

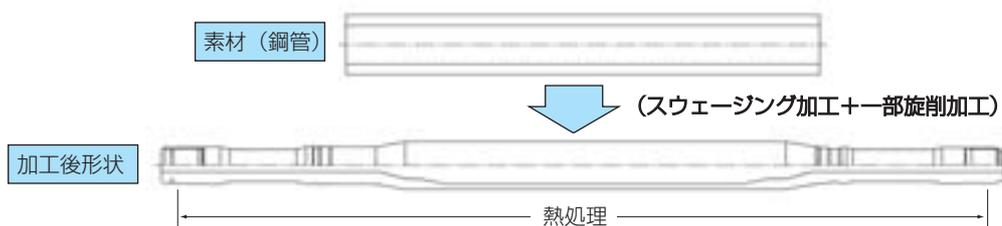


図9 中空シャフトの加工例
Example of hollow shaft production process

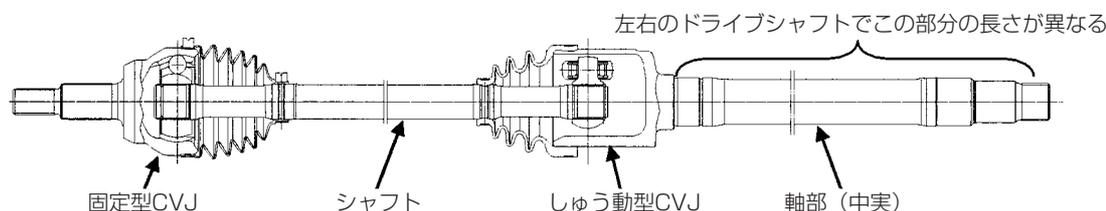


図10 従来型ドライブシャフト例 (長軸タイプしゅう動型CVJ)
Example of conventional drive shaft (Long stem design for plunging CVJ)

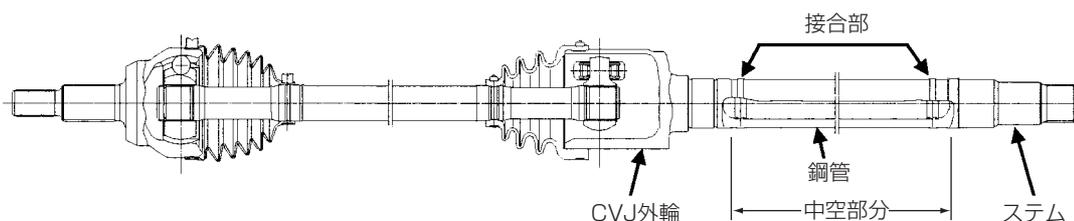


図11 中空軸付しゅう動型CVJの例
Example of plunging CVJ with hollow type stem

CVJの軸部の部分が20~30cm程度長くなる。この長軸部は中実であり、ドライブシャフトの振り剛性を確保した場合、この軸部が太くなり、その重量がドライブシャフトを重くしていた(図10)。

6.4.1 中空軸付のしゅう動型CVJ

新技術ではしゅう動式CVJ本体(外輪)とデファレンシャルとの嵌合部(ステム)の中間部分に鋼管を接合し、一体化を図っている(図11)。この鋼管は材料成分や鋼管の加工方法を調整し強度を高めたものが適用され、鋼管部と接合部は外径を大きくして熱処理を施さない。

図示例で示したドライブシャフトでは同じ振り剛性となる軸部が中実のしゅう動式CVJ外輪に較べ約0.8kg(約17%)の軽量化が可能となる。

7. CVJの環境対応

自動車メーカーでは「環境にやさしい車」づくりを進めている。CVJについては省燃費や省資源に結びつくCVJの小型・軽量化、高効率化への取組みと平行して環境負荷物質の低減を推進している。

環境負荷物質の低減に対しては、鉛が含有されていたグリースや塗料の鉛フリー代替品への置き換えを既に完了し、今まで使われていた六価クロムを含むメッキを、六価クロム代替メッキに変更した部品への切り替えも完了した。

また、NTNではCVJの最新生産工程において、従来の砥石を使った研削加工を、乾式で実施できる切削加工に変更している。研削加工は加工時に多くのクー

ラントと呼ばれる加工油(水)が必要であった。クーラントは定期的に交換・廃液処理が必要であったが、乾式切削にすることによりこれら加工油(水)は不要となる。環境負荷の低減をめざしているNTNの取組みの一例である。

8. あとがき

本稿ではドライブシャフト用CVJの最新技術の一部を紹介した。自動車の性能は日々進歩している。この自動車の性能に等速ジョイントの機能・性能が直接的・間接的に影響を及ぼしており、NTNは等速ジョイント専門メーカーとして、自動車の発展に貢献でき、地球環境に優しいCVJを今後も開発・供給していきたい。

参考文献

- 1) 友上：等速ジョイントの最新技術動向，月刊トライボロジーNo218 P49-51 2005
- 2) 池田：自動車用等速ジョイントの変遷と最近の技術，NTN TECHNICAL REVIEW No70 2002

執筆者近影



友上 真
自動車商品本部
等速ジョイント技術部

[製品紹介]

超高作動角(54°) 固定式等速ジョイント(TUJ)

Fixed Constant Velocity Joint with Super High Operating Angle of 54 Degrees (TUJ)



星野 学* Manabu HOSHINO
船橋 雅司* Masashi FUNAHASHI

自動車のハンドル転舵角度が大きく取れ、自動車の設計レイアウトの自由度を大幅に向上できる、自動車用ドライブシャフトとしては世界初となる最大作動角54°の固定式等速ジョイント「TUJ」を開発した。

NTN Corporation has succeeded in developing a fixed type constant velocity joint named TUJ with the world highest maximum operating angle capability of 54 degrees for automobile drive shafts.

TUJ will allow four-wheel drive(4WD) and front-wheel drive cars a large steering angle to enable a minimum turning radius.

This paper reports the summary of the concept ,design and characteristics of TUJ.

1. はじめに

近年、顧客ニーズの多様化が進み、様々なタイプの自動車が市場投入されており、自動車メーカー各社は種々の付加価値を与えることで、差別化を図っている。

この付加価値として、車両の小回り向上や居住空間拡大などが挙げられるが、このためには、車両の最小回転半径の縮小やホイールベースの延長が必要となり、これらはタイヤの切れ角を大きくすることで対応できる。操舵輪が駆動輪となるFF車（前輪駆動車）や4WD車では、このニーズが以前から強い。タイヤの切れ角は車両設計上の制約や、エンジン出力をディファレンシャルギアから駆動輪へ伝達するフロントドライブシャフトの中で、タイヤ側に設置される固定式の等速ジョイント（Constant Velocity universal Joint, 以下CVJと記す）の最大折り曲げ角度(以下最大作動角という)によって決まる。

そこで、車両側の付加価値及び設計自由度の向上を狙い、従来の固定式CVJに対してより大きな最大作動角が取れる超高角固定式CVJ「TUJ」(Tapered-track Undercut-free Joint) を新たに開発した。

2. ドライブシャフトについて

ドライブシャフトとは、エンジンからの出力（回転、トルク）をタイヤに伝えるための動力伝達部品であり、入力軸（ディファレンシャルギア軸）と出力軸（タイヤ軸）が角度をとって回転しても、常に等速で滑らかにトルク伝達を行うことが可能となる駆動軸のことである。一般的に、作動角は大きくとれるが軸方向にスライドしない固定式CVJと、作動角は小さいがスライド可能なしゅう動式CVJとをシャフトで連結してドライブシャフトを構成する。この時、タイヤ側に固定式CVJを適用し、ディファレンシャルギア側にしゅう動式CVJを適用する。(図1参照)

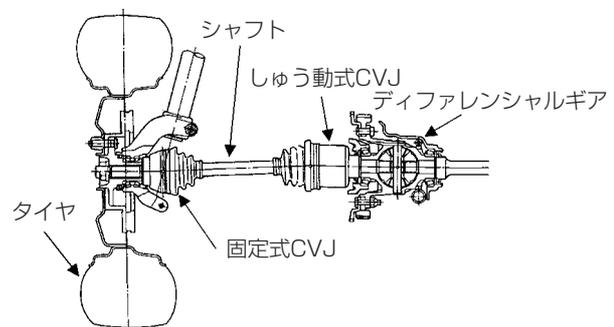


図1 フロントドライブシャフトの例
Example of front drive shaft

NTNが現在量産中の、軽量コンパクト・高効率を特長とする固定式CVJであるEBJ (High Efficiency Ball fixed Joint) のジョイント最大作動角は47°であり、EBJより更に角度の取れるEUJ (High Efficiency Undercut-free Joint) のジョイント最大作動角は50°である。

3. 超高角固定式CVJ「TUJ」について

従来の高角固定式CVJ (最大作動角50°) に対して、より大きな最大作動角が取れるTUJについて以下に紹介する。

3.1 TUJの特長

TUJの構成部品は従来の固定式CVJと同様であり、ボール軌道溝 (以下ボール溝という) を備えた外・内輪と、ボール溝に収まる6個のボールと、ボールを保持するケージである (図2参照)。

なお、TUJの主な特長は以下の通りである。

- ①最大作動角：54°
- ②機能 (強度, 耐久性)：従来の固定式CVJと同等
- ③作動角54°でもトルク伝達が可能

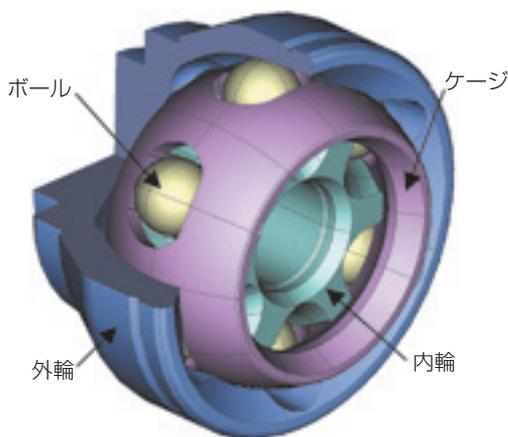


図2 TUJの構成図
Composition of TUJ

3.2 TUJの基本構造

従来固定式CVJでは対応できなかった作動角50°を超える超高角領域でのトルク伝達を可能にするため、TUJはNTN独自の設計を採用している。この設計の大きなポイントを2つ紹介する。

①ボール溝のテーパ化 (特許出願済み)

固定式CVJは作動角が大きくなるにつれて、ボ

ール溝内のボールの軸方向移動量も相対的に大きくなることから、高作動角を実現するためには、ボール溝の軸方向長さを確保する必要がある。高角時のボールの軸方向移動範囲についてEBJを例に図示する (図3参照)。

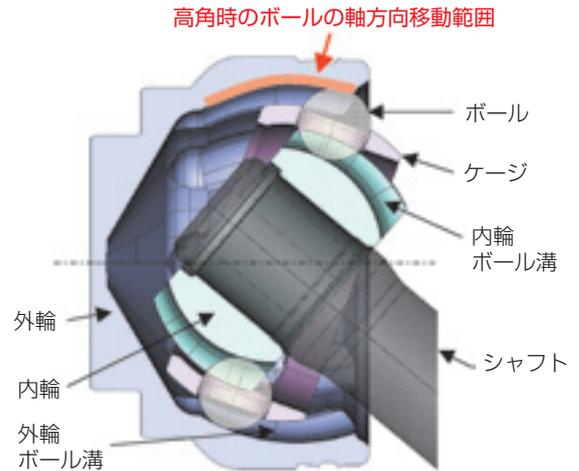


図3 EBJ高角時の断面図
Construction of EBJ at high-angle

EBJのボール溝は円弧形状で最大作動角が47°であるのに対し、高角CVJであるEUJでは円弧+ストレート形状とすることによって、軸方向のボール溝長さを確保し、最大作動角50°の設計を実現している。今回、超高角領域の作動を可能にしたTUJでは、更なるボール溝長さの確保を狙い、ボール溝を円弧+テーパ形状とした (図4参照)。

②オフセットケージの採用 (図5, 図6参照)

TUJで採用した円弧+テーパ形状のボール溝の影響により、高作動角時に内輪と外輪のボール溝がボールを外輪開口部側へ押し出す力が強くなり、ボールを保持するケージの強度が不足する問題が発生した。

また、本形式のボールタイプ固定式CVJでは、機構上、ボールを制御するためのオフセット (外・内輪のボール溝中心を軸方向にずらすこと) が必要であり、ボール溝と球面の中心をずらす設計 (以下ボール溝オフセットという) が一般的であるが、このボール溝オフセット方式では、構造上、高作動角時の外輪奥側のボール溝深さが浅くなるという欠点がある。

TUJでは、オフセットケージ (内・外球面中心を軸方向にずらしたケージ) を採用することで必要なオフセットをケージで確保しながら、ケージ強度が必要な外輪開口部側のケージの肉厚を厚くでき、ボール溝深

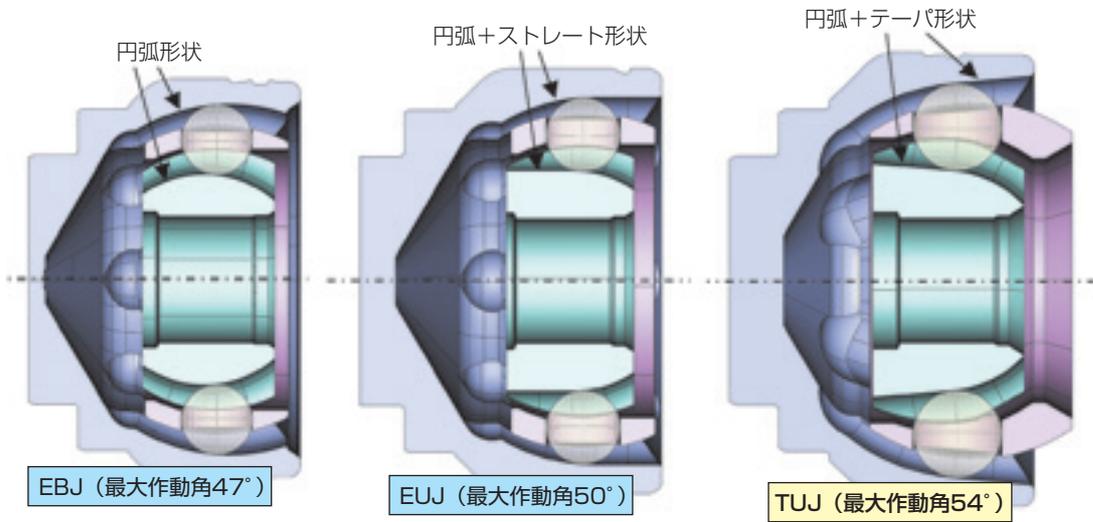


図4 各種固定式CVJのボール溝形状の比較図
Comparison of a ball track contour of fixed CVJs high-angle

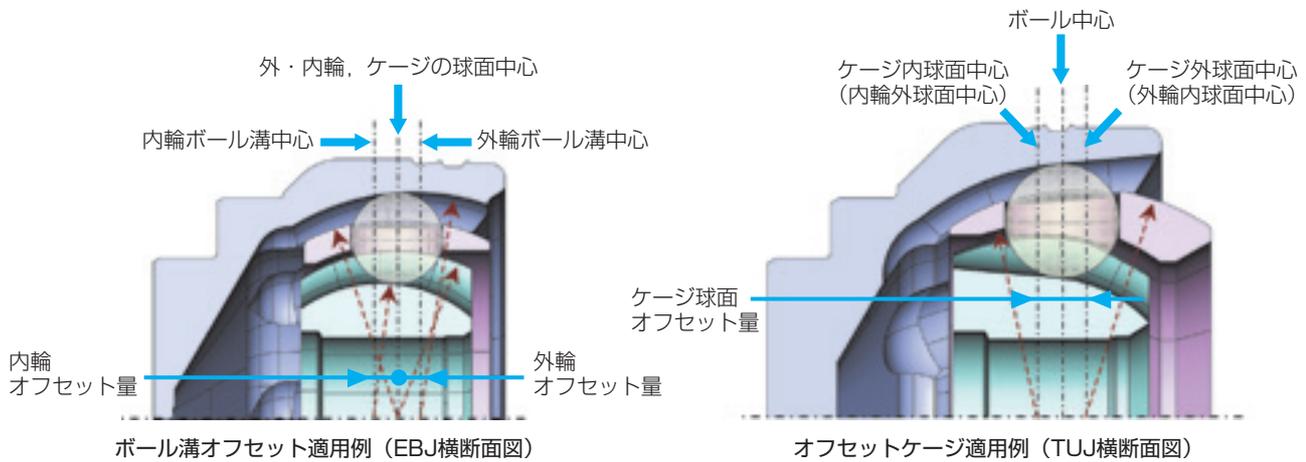


図5 ボール溝オフセットとオフセットケージの比較
Comparison of structure between ball track offset and cage offset

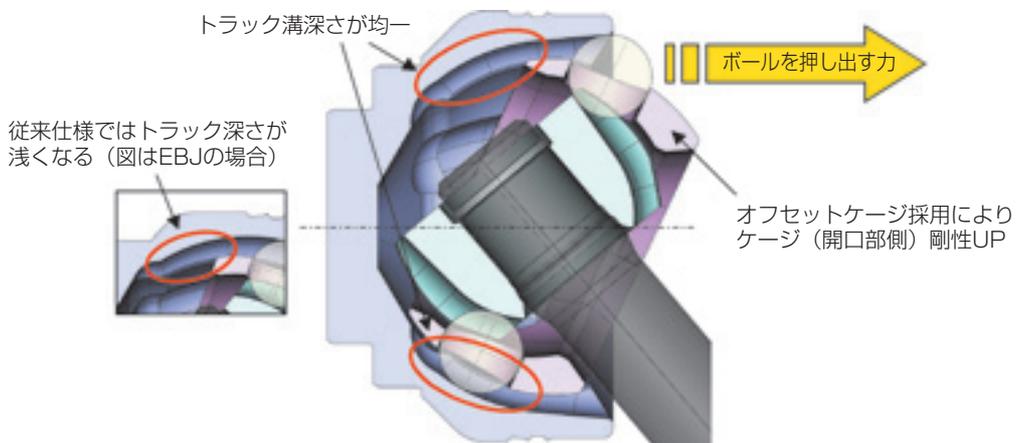


図6 TUJ高角時の断面図
Construction of TUJ at high angle

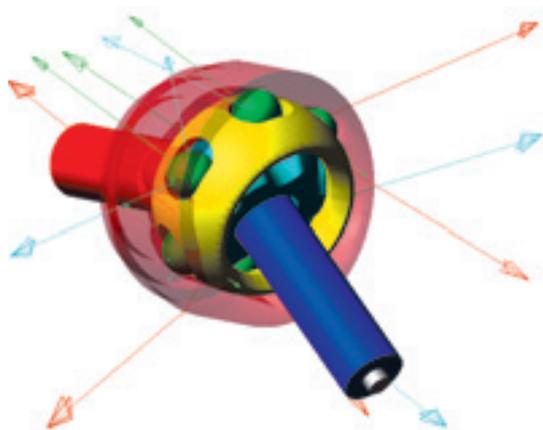
さの減少も防ぐことが可能となり、高角時の強度不足とボール溝深さ不足に起因する不具合を同時に解消した。

4. ジョイント機能

TUJは、従来の高角固定式CVJ（最大作動角50°）に対して、同等の性能を確保しており、特に作動角の拡大を考慮して、最大作動角時の強度を同等レベルに設定した。具体的には、上述のオフセットケージの採用や、FEM応力解析（図7参照）や機構解析（図8参照）の活用により、従来の固定式CVJの50°時の強度と、TUJの54°時の強度を同等とした。図9に、高角時の動的振り強度結果を比較する。



図7 TUJケージFEM応力解析例
(作動角50degでの応力集中部位)
FEM stress analysis for cage



赤色：外輪トラックとボール間の荷重
青色：内輪トラックとボール間の荷重
緑色：ボールとケージポケット間の荷重

図8 TUJ機構解析例
Dynamic mechanism analysis

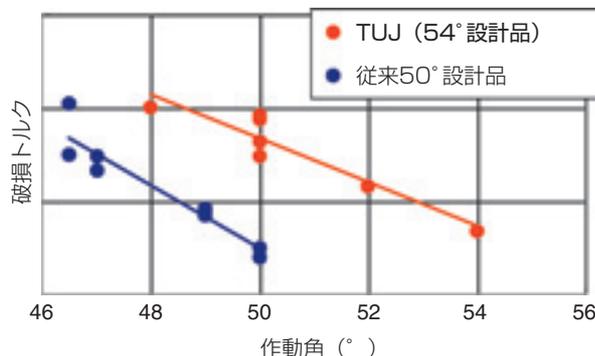


図9 動的振り強度の評価結果比較
Comparison of dynamic torsion strength

5. まとめ

NTN独自設計により、従来の高角固定式CVJ（最大作動角50°）に対して、同等の性能を確保しつつ最大作動角が54°となる画期的な固定式CVJを開発した。この最大作動角54°は自動車用ドライブシャフトとしては業界最大であり、この作動角4°の拡大により、一般的な中型FF車の最小回転半径を約70cm（13%）縮小できることや、最小回転半径を維持しながらホイールベースを約40cm（15%）拡大することが可能となる、言い換えれば、中型車でありながら小型車並みの小回り性、または大型車並みの居住空間の確保が可能となる。

限られた車両スペースを最大限に活用し、環境、安全性を加味した車両設計自由度向上に寄与できる超高角固定式CVJとして、今後積極的に展開していきたい。

参考文献

- 1) 社団法人自動車技術会自動車技術Vol.61No.3 (2007)

執筆者近影



星野 学

自動車商品本部
等速ジョイント技術部



船橋 雅司

自動車商品本部
等速ジョイント技術部

固定式等速ジョイントの内部に作用する力の測定

Measurement of Internal Forces of Ball Fixed Constant Velocity Joint

岡本 大路* Daiji OKAMOTO
大場 浩量* Hirokazu OOBA



近年、CVJの内部に作用する力の測定は、軽量化、コンパクト化や高効率化を満たす設計を行うため重要となっている。これまで、しゅう動式等速ジョイントの内部に作用する力については、解析や実験により検証を実施してきた。一方、固定式等速ジョイントの内部に作用する力については、動力学的数値解析によってそれを求めてきたが、実験による検証は実施されていなかった。そこで本報では、固定式等速ジョイント（BJ）の内部に作用する力を測定できる外輪を開発し、その実験結果を用いて解析の検証を実施した。加えて、摩擦係数と内外輪とケージ間のすき間の影響を調査した。

In recent years, precise measurement of internally acting forces in constant velocity joints (CVJ) has become important in order to meet requirements such as lightweight, downsizing, and high efficiency. The internally acting forces of a plunging-type CVJ have already been clarified both theoretically and experimentally. On the other hand, with respect to a ball-fixed-type CVJ, its internally acting forces have been analyzed by employing a dynamic numerical simulation, although experimental verification has not yet been achieved. In this study, a new test rig is developed in order to measure internally acting forces in a ball-fixed-type CVJ. The measured results are in good agreement with those obtained by the dynamic numerical simulation. Additionally, we demonstrate the influence of coefficient of friction and clearance between cage and surfaces of inner and outer rings on the internally acting forces.

1. 緒言

等速ジョイントには固定式としゅう動式の2種類がある。NTNではこれまで、しゅう動式等速ジョイントについては、動力学的数値解析ならびに実験による検証によって、等速ジョイントの内部に作用する力をシミュレートする技術を確立してきた^{1)~3)}。一方、固定式等速ジョイントについては、内部に作用する力の動力学的数値解析法を開発したが^{2)~5)}、トラックなどの測定部位が球状となっていることから測定が困難であったため、実験による検証はこれまで実施されていなかった。

そこで本報では、固定式等速ジョイントであるツェッパ形等速ジョイント (BJ) の内部に作用する力を圧電素子により測定できる特殊な外輪を製作し、その外輪を用いて、負荷側と非負荷側のトラックとボールお

よび外輪内球面とケージ外球面の接触部に作用する力の測定を行った。また、それぞれの力に及ぼす潤滑剤の摩擦係数および球面すき間の影響を調査した^{6), 7)}。更に、開発済の汎用機構解析ソフトウェアADAMS⁴⁾、⁵⁾を用いたシミュレーション結果と本測定結果との比較検討を行った。

2. 測定条件と測定項目

測定条件を表1に、測定する内部力（ボールとトラック間ならびにケージと外輪球面部間に作用する力）の説明を図1に示す。さらに、供試体の詳細を表2に示した。潤滑剤の摩擦係数の影響を調査するために異なる摩擦係数の潤滑剤2種類を、球面すき間の影響を調査するために異なる内外球面径を持つケージ2種類を使用した。

表1 測定条件
Measurement conditions

試験機	動力循環式ジョイント試験機
駆動方式	内輪駆動(内輪 → ボール → 外輪へトルクが伝達)
回転数 (min ⁻¹)	10
負荷トルク (Nm)	100
作動角 (deg)	10, 20, 30, 40
供試ジョイント	BJ95L

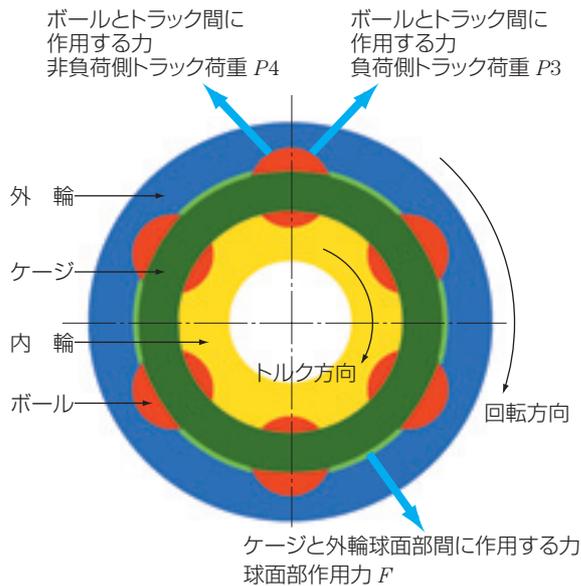


図1 内部力の説明
Schematic illustration of internally acting forces

表2 供試体の詳細
Details of lubricants and cages used

潤滑剤	潤滑剤A ($\mu=0.07$ ^{注)}) 潤滑剤B ($\mu=0.10$ ^{注)})
ケージ	ケージA(内球面すきまとボール径の比: 0.0078 外球面すきまとボール径の比: 0.0056) ケージB(内球面すきまとボール径の比: 0.0167 外球面すきまとボール径の比: 0.0111)

注) SRV試験による測定値

3. 測定方法

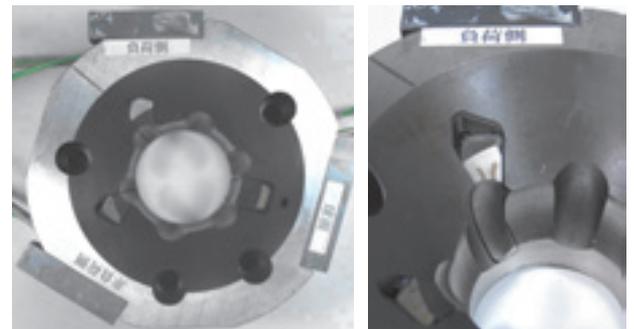
固定式等速ジョイントのボールとトラック間ならびにケージと外輪球面部間に作用する力を測定するために、外輪のトラックと球面の一部を別体とした測定端子と3分力センサ（ピエゾ圧電素子）を組み込んだ測定外輪を製作した。

3.1 測定外輪

製作したBJ外輪の外観写真を図2に示す。外輪の寸法精度を確保するため、測定端子を組み込んだ後に

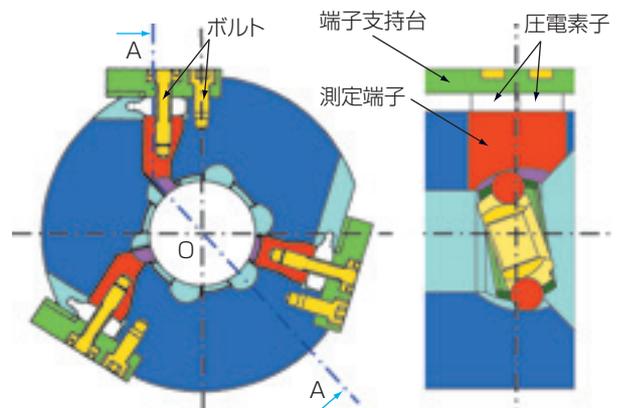
トラックと球面部の仕上げ加工を行った。その後、測定した外輪寸法に合わせて内輪、ケージ、ボールを組み合わせた。

圧電素子を配置した断面図を図3に示す。測定端子にはボールやケージの接触位置の移動によるモーメントが発生するため、軸方向に沿って2個の圧電素子（図4参照）を配置し、各荷重を測定した。



(a) 測定外輪
Instrumented outer ring
(b) 負荷側トラック端子
Load measuring terminal of load-side track

図2 測定外輪の外観写真
Overview photograph of instrumented outer ring



(a) 断面指示図
Circumferential cross-sectional view
(b) 断面図 (A-O-A)
Axial cross-sectional view (A-O-A)

図3 圧電素子の配置
Arrangement of piezoelectric devices

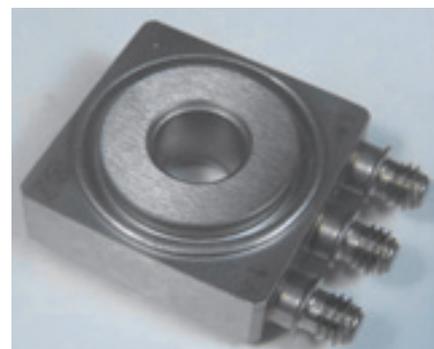


図4 ピエゾ圧電素子
Photograph of piezoelectric device

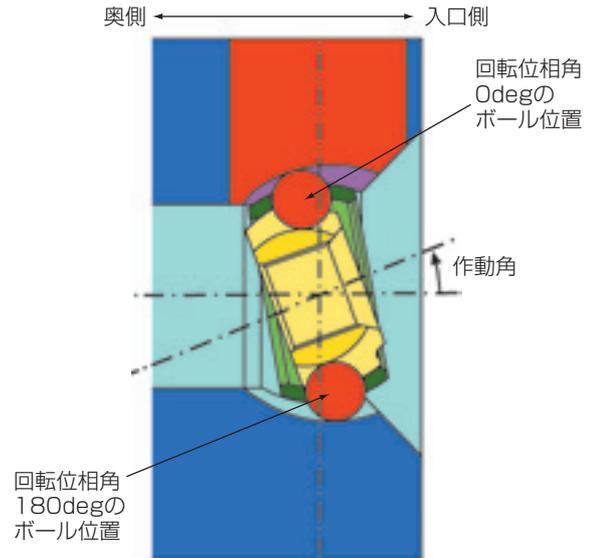
3.2 測定座標系および記号

測定座標系を図5に示す。図5に示す荷重の方向は、矢印の方向を正とする。圧電素子はこの測定座標系に沿って配置されている。トラックへの圧電素子の取り付け角は、接触角に一致させた。また、球面への圧電素子の取り付け角は、法線方向に一致させた。各内部力はこの圧電素子より出力される3分力から合力を算出した(表3参照)。

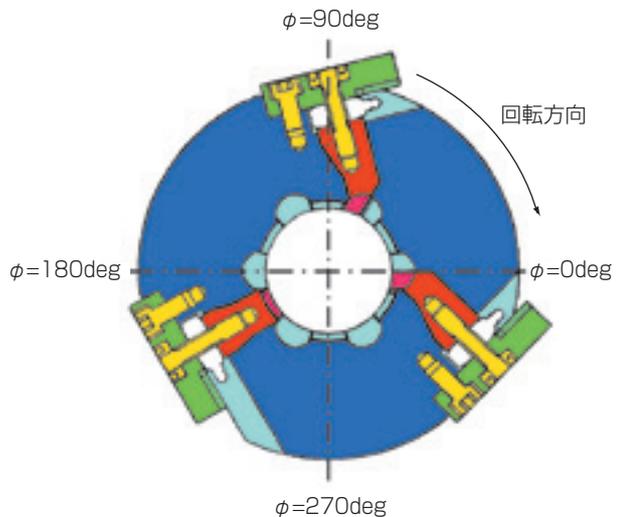
3.3 作動角および回転位相角

作動角および回転位相角の定義を図6に示す。作動角は外輪軸と内輪軸の傾きの角度で、外輪軸と内輪軸を含む平面内に位置するボール(図6(a)の状態)は、移動量が最大となる。回転位相角について、回転位相角 $\phi = 0\text{deg}$ はボールが最も外輪奥側に押し込まれた位置、回転位相角 $\phi = 180\text{deg}$ はボールが最も外輪

入口側に飛び出した位置とした。この座標系に準じて負荷側トラック荷重、非負荷側トラック荷重、球面部作用力を測定しデータをまとめた。

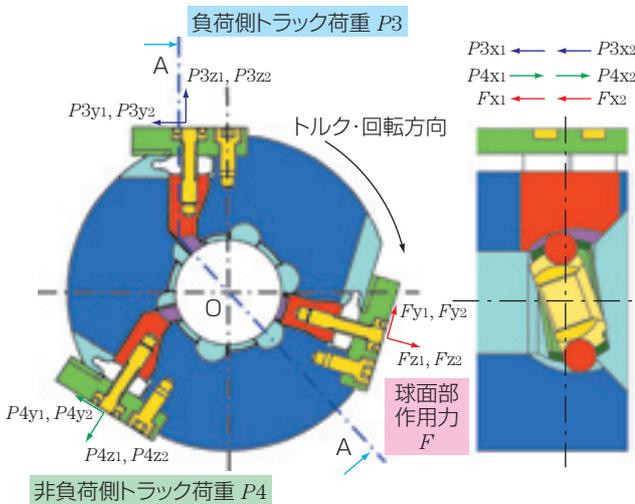


(a) 作動角
Working angle



(b) 回転位相角
Rotary phase angle

図6 作動角および回転位相角
Working angle and rotary phase angle



(a) 径方向断面図

Circumferential cross-sectional view

(b) 軸方向断面図 (A-O-A)

Axial cross-sectional view (A-O-A)

図5 測定座標系
Measurement coordinate system

表3 内部に作用する力の一覧
Classification and details of internally acting forces

内部力	記号	合力の算出式
負荷側トラック荷重 P3 ボールと外輪負荷側トラックの接触力	$P3x(P3x1+P3x2)$ $P3y(P3y1+P3y2)$ $P3z(P3z1+P3z2)$	$P3 = \sqrt{P3x^2 + P3y^2 + P3z^2}$
非負荷側トラック荷重 P4 ボールと外輪非負荷側トラックの接触力	$P4x(P4x1+P4x2)$ $P4y(P4y1+P4y2)$ $P4z(P4z1+P4z2)$	$P4 = \sqrt{P4x^2 + P4y^2 + P4z^2}$
球面部作用力 F ケージと外輪球面部の接触力	$Fx(Fx1+Fx2)$ $Fy(Fy1+Fy2)$ $Fz(Fz1+Fz2)$	$F = \sqrt{Fx^2 + Fy^2 + Fz^2}$

3.4 測定システム

測定システムを図7に示す。圧電素子からの出力は、インラインチャージアンプで増幅し、試験機の軸端に設けたスリップリングを介し、メモリハイコーダに記録する。測定終了後PCでデータの処理を行う。この測定システムは、0.1deg毎にロータリエンコーダ（1回転3600パルス）からの出力信号が入力され、データの取込みを行う。今回の測定では、測定外輪の対となるジョイントにBJを採用した。通常、測定外輪のような固定式等速ジョイントの対には、軸方向に自由度のあるしゅう動式等速ジョイントが用いられる。このしゅう動式等速ジョイントは、固定式等速ジョイントと比べ作動角が大きく取れない。そこで本測定では、40degまでの高作動角をとるためにBJを用いた。今回の測定システムでは、BJが取り付けられた試験機側がスライド（図7の白矢印）して、作動角を付与する構造となっている。

4. 解析モデル

実験で用いた測定外輪と供試体の寸法を3次元測定機で測定した。その形状寸法と潤滑剤の摩擦係数を用いて開発済の汎用機構解析ADAMS⁴⁾・⁵⁾によるシミュレーションを行った。

5. 測定結果と解析結果

5.1 潤滑剤の摩擦係数の影響

5.1.1 負荷側トラック荷重 P_3

潤滑剤を変更した測定結果と摩擦係数を変更した解析結果の負荷側トラック荷重 P_3 を図8に示す。以下に得られた結果をまとめる。

- ①ボールが外輪の奥側と入口側に位置する回転位相角付近でピーク荷重が確認できた
- ②摩擦係数が増加すると、低作動角時に負荷側トラック

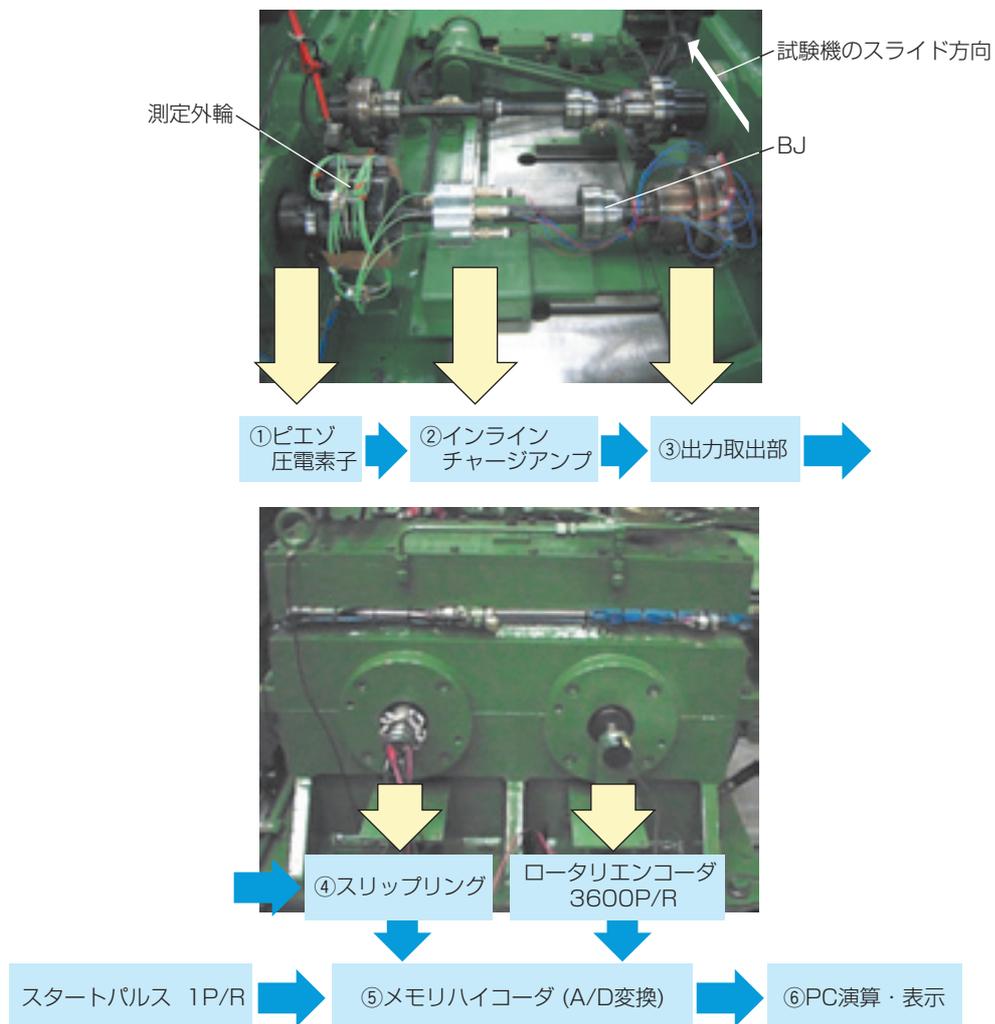


図7 測定システム
Measurement system

荷重のピーク位置が回転位相角の増加方向にずれる
 ③解析結果でも上記①, ②の結果が得られている

- ①負荷側トラック荷重が減少する回転位相角付近でピーク荷重が確認された
- ②摩擦係数が増加すると、低作動角時に非負荷側トラック荷重のピーク位置が回転位相角の増加方向にずれる
- ③解析結果でも上記①, ②の結果が得られている

5. 1. 2 非負荷側トラック荷重 P_4

潤滑剤を変更した測定結果と摩擦係数を変更した解析結果の非負荷側トラック荷重 P_4 を図9に示す。以下に得られた結果をまとめる。

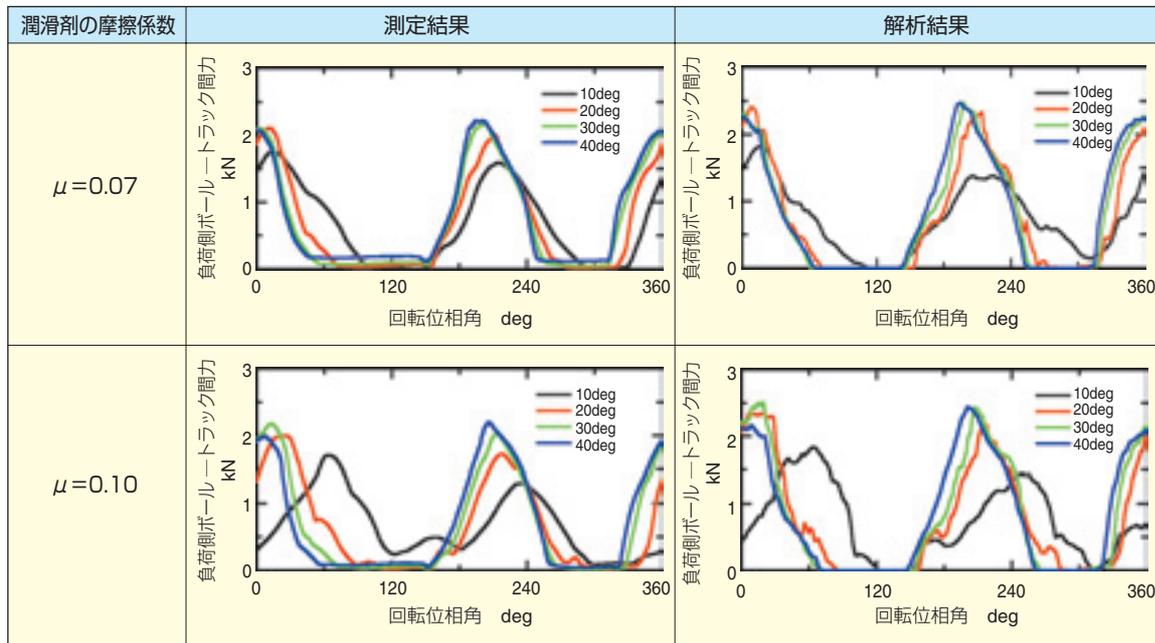


図8 負荷側トラック荷重 P_3 に及ぼす潤滑剤の摩擦係数の影響 (供試体：潤滑剤A, B, ケージA)
 The influence of coefficient of friction of lubricants on loading side track load P_3 (Lubricant: A and B, Cage: A)

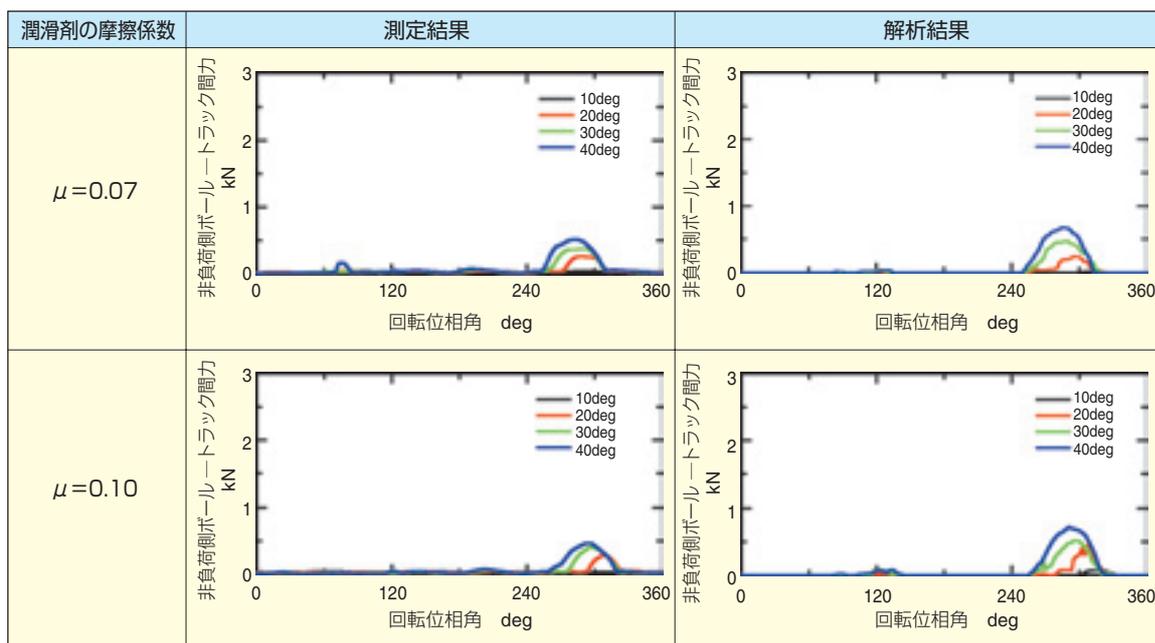


図9 非負荷側トラック荷重 P_4 に及ぼす潤滑剤の摩擦係数の影響 (供試体：潤滑剤A, B, ケージA)
 The influence of coefficient of friction of lubricants on non-loading side track load P_4 (Lubricant: A and B, Cage: A)

5.1.3 球面合力

今回測定した球面作用力 F は6箇所が存在する外輪球面部の1箇所作用する荷重であり、ここで扱う球面合力はケージ全体から外輪球面部へ作用する荷重である。球面合力を把握することで、ジョイント内のケージにかかる負荷を把握することができる。この球面合力は球面部作用力 F の6箇所分の結果から算出することができる。図10に球面作用力の測定結果を示す。式(1)に球面合力の算出式を示す。

$$\begin{aligned}
 \text{球面合力}(\alpha \text{ deg}) = & (F(\alpha \text{ deg})^2 + F(\alpha + 60 \text{ deg})^2 \\
 & + F(\alpha + 120 \text{ deg})^2 + F(\alpha + 180 \text{ deg})^2 \\
 & + F(\alpha + 240 \text{ deg})^2 + F(\alpha + 300 \text{ deg})^2)^{1/2} \\
 & \dots\dots\dots (1)
 \end{aligned}$$

α は任意の回転位相角

この球面作用力 F から算出した潤滑剤を変更した測定結果と摩擦係数を変更した解析結果の球面合力を図11に示す。以下に得られた結果をまとめる。

- ① 1回転中に6個のピークが測定結果と解析結果で確認できる
- ② 摩擦係数が0.07の場合は、作動角30degと40degの荷重はほぼ等しいのに対し、摩擦係数が0.10の場合は、作動角40degのピーク荷重の方が高くなった

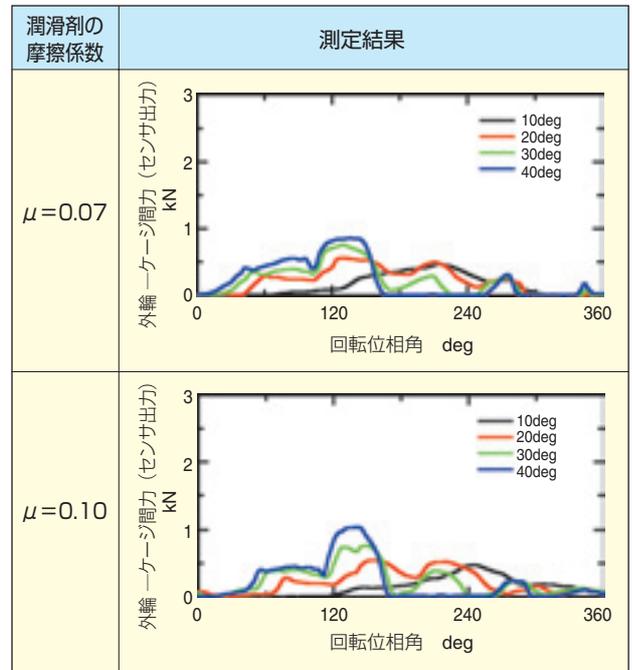


図10 球面部作用力 F の測定結果 (供試体：潤滑剤A, B, ケージA)
Measurement results of forces F acting between outer spherical surface of cage and inner spherical surface of outer ring (Lubricant: A and B, Cage: A)

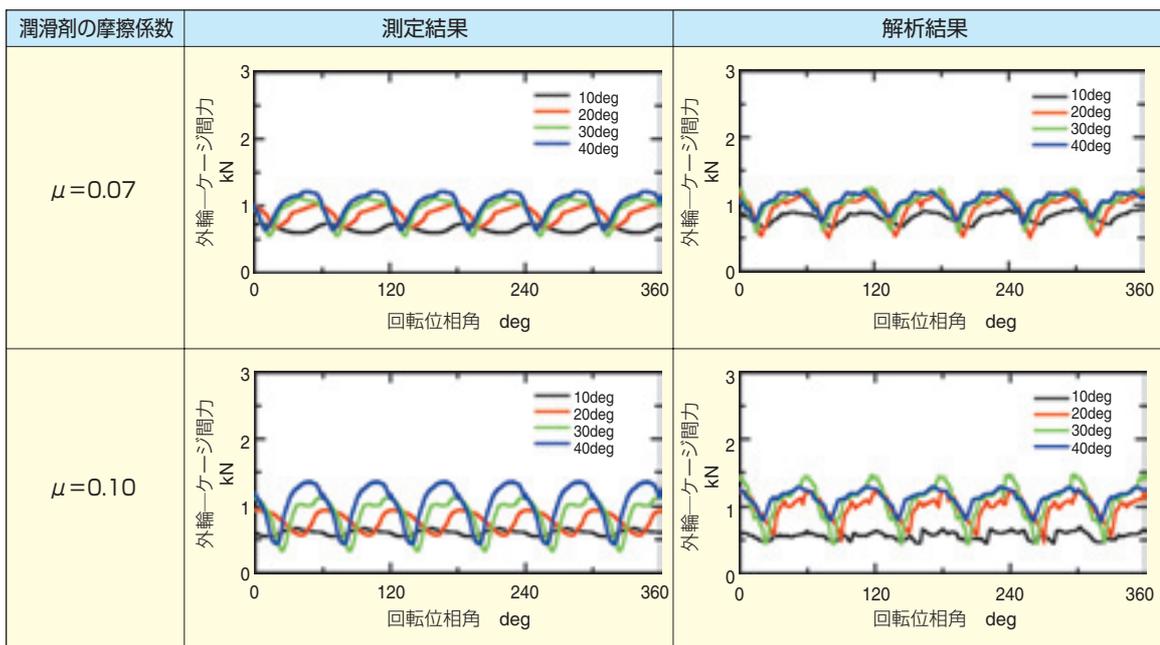


図11 球面合力に及ぼす潤滑剤の摩擦係数の影響 (供試体：潤滑剤A, B, ケージA)
The influence of coefficient of friction of lubricants on resultant forces acting between outer spherical surface of cage and inner spherical surface of outer ring (Lubricant: A and B, Cage: A)

5.2 球面すき間の影響

5.2.1 負荷側トラック荷重 P_3

球面すき間を変更したケージを用いた測定結果と解析結果の負荷側トラック荷重 P_3 を図12に示した。以下に得られた結果をまとめる。

- ①球面すき間が増加すると、ピーク荷重が増加する
- ②球面すき間が増加すると、作動角が小さいほど、回転位相角0deg付近のピーク位置が回転位相角の増

加方向へ移動する

5.2.2 非負荷側トラック荷重 P_4

球面すき間を変更したケージを用いた測定結果と解析結果の非負荷側トラック荷重 P_4 を図13に示す。以下に得られた結果をまとめる。

球面すき間が増加すると、作動角40degにおいて、回転位相角120degで、非負荷側トラック荷重が検出される。解析結果も同様の結果が得られている。

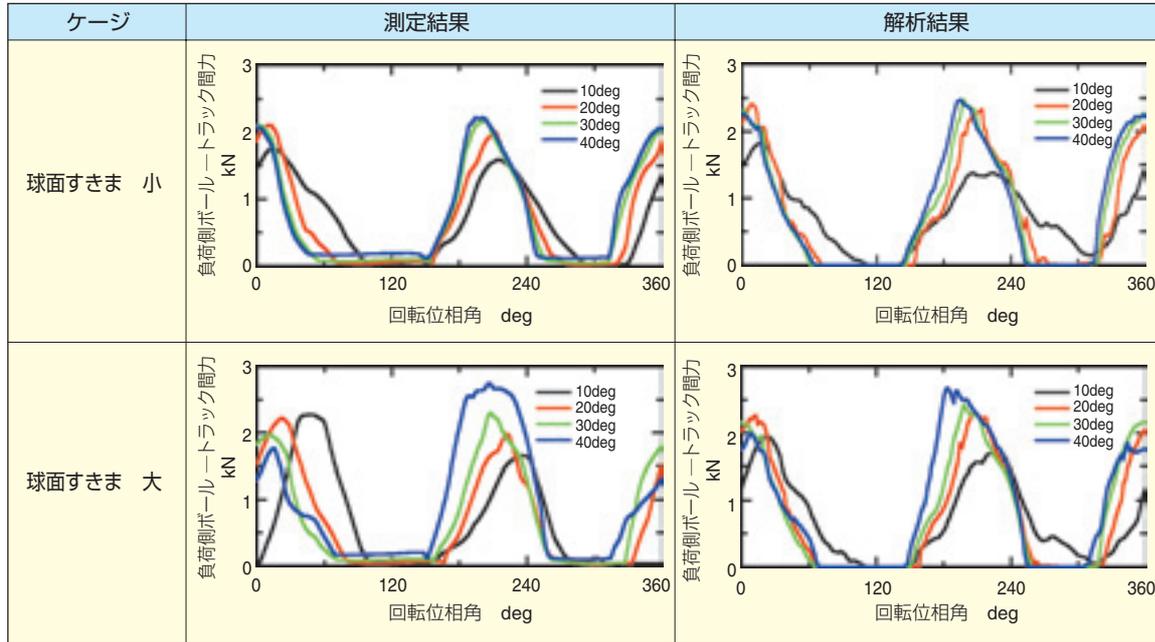


図12 負荷側トラック荷重 P_3 に及ぼす球面すき間の影響 (供試体：潤滑剤A、ケージA、B)
The influence of clearance between spherical surfaces of cage and outer ring on loading side track load P_3 (Lubricant: A, Cage: A and B)

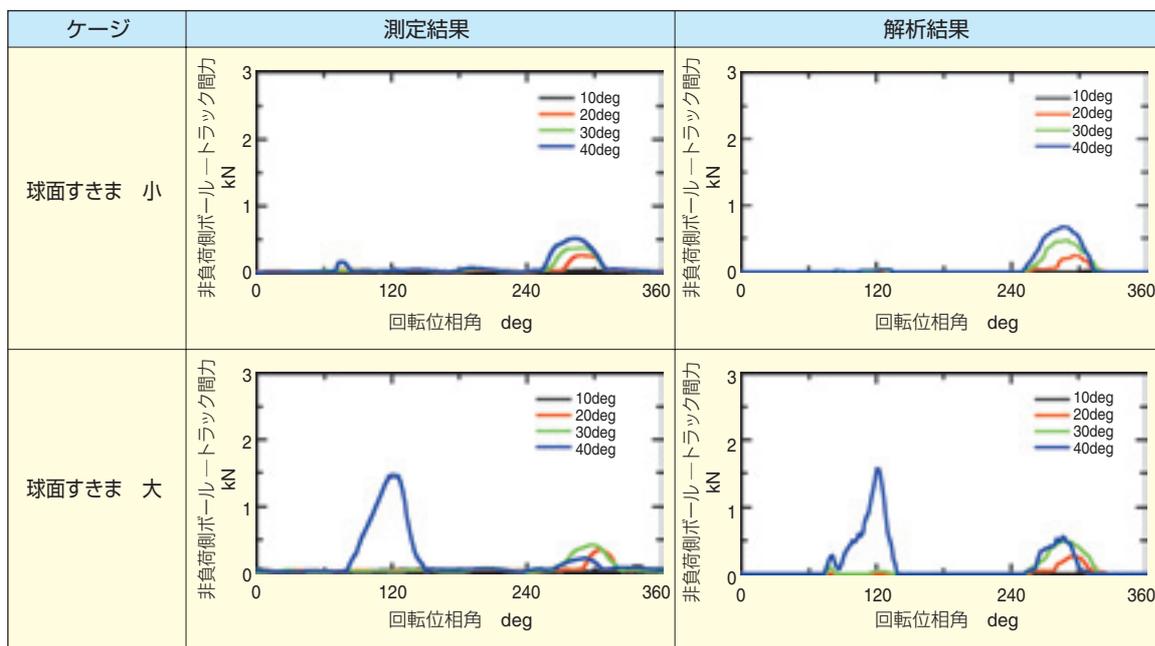


図13 非負荷側トラック荷重 P_4 に及ぼす球面すき間の影響 (供試体：潤滑剤A、ケージA、B)
The influence of clearance between spherical surfaces of cage and outer ring on non-loading side track P_4 (Lubricant: A, Cage: A and B)

5. 2. 3 球面合力

5.1.3項と同様に球面すき間を変更した時の球面作用力 F と球面合力を図14と図15に示す。以下に得られた結果をまとめる。

球面すき間が増加すると、球面合力は低下し、振幅が増加する。解析結果も同様の結果が得られている。

6. 結言

従来困難であった固定式等速ジョイントの内部に作用する力の測定技術を開発し、既に開発済の動力学的汎用機構解析ソフト ADAMSの解析結果を検証した。加えて、固定式等速ジョイントの内部に作用する力が潤滑剤の摩擦係数や球面すき間等の影響を受け、変化することを明らかにした。今回の検証により、固定式等速ジョイントの最適化設計が容易に、短時間で精度良く解析できるようになった。

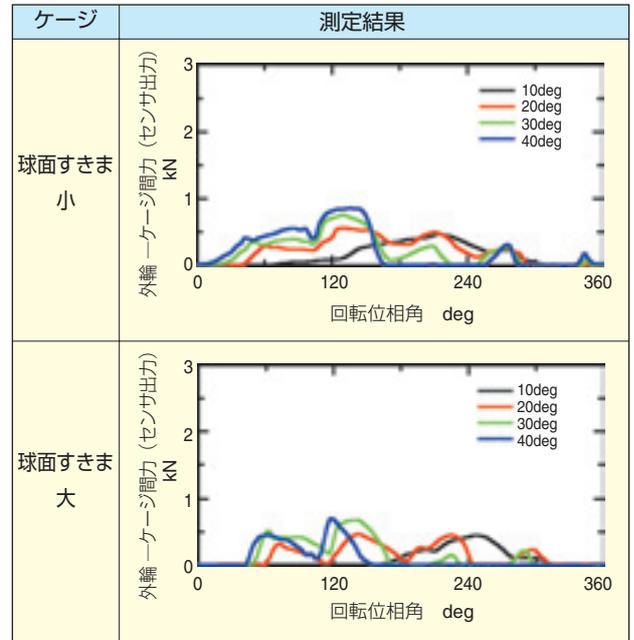


図14 球面部作用力 F の測定結果
(供試体：潤滑剤A, ケージA, B)

Measurement results of forces F acting between outer spherical surface of cage and inner spherical surface of outer ring (Lubricant: A, Cage: A and B)

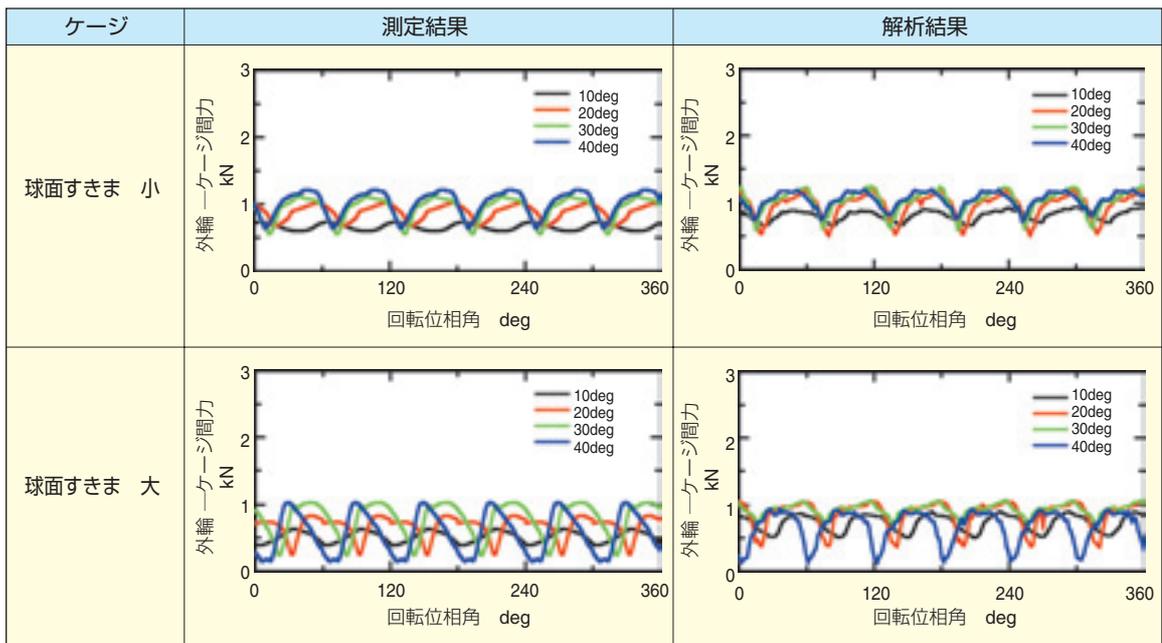


図15 球面合力に及ぼす球面すき間の影響 (供試体：潤滑剤A, ケージA, B)

The influence of clearance between spherical surfaces of cage and outer ring on resultant forces acting between outer spherical surface of cage and inner spherical surface of outer ring (Lubricant: A, Cage A and B)

参考文献

- 1) 木全：等速ジョイントにおける摩擦と潤滑，潤滑，31，10(1986)，697-702.
- 2) 木全，長谷，井本，小原：ボール形等速自在継手の特性に関する数値解析並びに実験，機論69-678(2003)，487-495.
- 3) 野崎，小原：トリポート形等速継手の外輪に作用する力の実験的把握，日本機械学会2003年度年次大会講演会論文4(2003)，155-156.
- 4) 葉山：等速ジョイントの動的内部力解析—DOJおよびBJの動的内部力解析—，自動車技術会論文集34-4(2003)，157-162.
- 5) 葉山：ADAMSによるDOJの内部解析，NTN TECHNICAL REVIEW No.69 (2001)，97-102.
- 6) 岡本，葉山：固定式等速継手の内部に作用する力の測定（摩擦力の影響），日本機械学会機素潤滑設計部門講演会 講演論文集（2006），151-152.
- 7) 岡本，赤松：固定式等速継手の内部に作用する力の測定（摩擦力の影響），トライボロジー会議2007春予稿集（2007），139-140.

執筆者近影



岡本 大路
商品開発研究所
新商品開発部



大場 浩量
商品開発研究所
新商品開発部

アクスルベアリングの技術動向と開発商品 Technical trends and development products of axle bearing



柴田 清武* Kiyotake SHIBATA
乗松 孝幸* Takayuki NORIMATSU

車両の燃費向上を目的にあらゆる自動車用部品の軽量化、コンパクト化及び低フリクション化の要求が急速に高まっている。
NTNでは、これらの要求に応えるべく種々の開発を行ってきた。本稿では、アクスルベアリングに対するこれらの取り組みを紹介する。

Demands of lighter weight, more compact and lower friction for automotive parts are increasing rapidly on purpose to improve fuel efficiency.

NTN has developed various products in order to meet these demands. This report introduces these actions for axle bearing.

1. まえがき

環境問題の一つに地球表面の大気や海洋の平均温度が上昇する地球温暖化があり、近年、この影響と思われる災害が世界各国で問題となっている。この地球温暖化防止のため、温室効果ガスの排出削減を義務づけた京都議定書が1997年12月に議決され、2005年に発効された。

これら温室効果ガスの一つに二酸化炭素（CO₂）があり、自動車業界では二酸化炭素の排出量を削減するため、車両の燃費向上を目的にあらゆる自動車部品の軽量化及び低フリクション化の要求が急速に高まっている。

NTNにおいても各種部品の軽量化、低フリクション化に取り組んでいるが、本稿ではアクスルベアリングにおけるこれらの取り組みとして、以下の4点について紹介する。

- (1) トポロジー技術を用いた超軽量ハブベアリング
- (2) 高密封・低フリクション シール内蔵ハブベアリング
- (3) 高負荷容量テーパハブベアリング
- (4) 4世代ハブジョイント

2. トポロジー技術を用いた超軽量ハブベアリング

ハブ輪フランジ部等の形状最適化により、極限まで軽量化し、軽自動車向けとして質量1kg（従来比30%削減）という「軽自動車用超軽量3世代ハブベアリング」を開発した。

トポロジー最適化手法を3世代ハブベアリングの軽量化開発に適用し、誰が行っても最適な形状に辿りつける手法の確立を図りつつ、大幅な軽量化に成功した。

2.1 トポロジー最適化の概要

トポロジー最適化設計の基本的な考え方は、必要なところに材料を配置し、機能に関係のないところからは肉を削いで、強度・剛性などの必要機能を達成できる無駄のない形状を決定しようというものである。

トポロジー最適化で得られる最適形状は、一般に3次元的な複雑な形状であるため、そのままの形状で製品にした場合、加工できない、若しくは非常に高コストなものになってしまう。このため、トポロジー最適化で得られた結果をベースに、加工しやすい形状をつ

*自動車商品本部 アクスルユニット技術部

くり、それを基本形状として、その形状に対して再度、寸法最適化解析を実施して形状を確定する作業が必要になる。

2.2 トポロジー最適化

トポロジー最適化では、部品としての必要機能達成するための最適な構造は何かという問題に対する解が得られ、場合によってはドラスティックな構造変更が可能となる。

(1) 解析モデル

解析モデルを図1に示す。ハブ輪と内輪を一体としてメッシュを切り、フランジのボルト穴位置節点の並進3自由度を拘束した。ハブ輪に加わる外部荷重は、軸受内部力解析プログラムから得られる転動体荷重値を用いて、転走面に集中荷重が作用するとした。また、

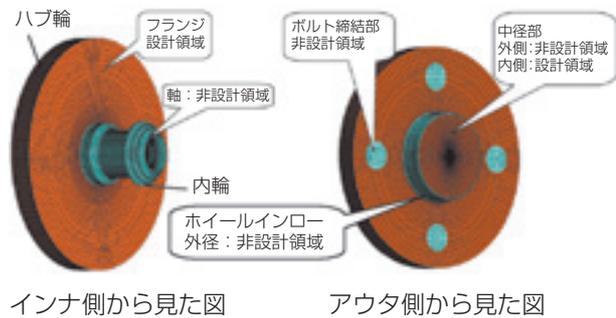


図1 トポロジー最適化解析モデル
Topology optimization model

図1のように、形状変更可能領域 (=設計領域) は大きめにとり、ホイール及びブレーキパイロット部外径や軸受外径等、相手部材の取付部のため形状変更ができない部分は形状変更不可能な領域 (=非設計領域) として設定し解析を実施した。目的関数と制約条件は以下の通りである。

目的関数：歪エネルギー最小化

制約条件：初期形状の体積 (または質量) に対して 22.5, 27.5, 30%の体積にする。

(2) 解析結果

解析の結果、図2の形状と図3の最大主応力結果が得られた。軽量化を図ろうとすると、応力が急激に増加していく様子が、図3からわかる。また、ほぼ応力限界値にある27.5% (初期体積比) の形状をハブベアリングの基本構造のベースとして採用した。

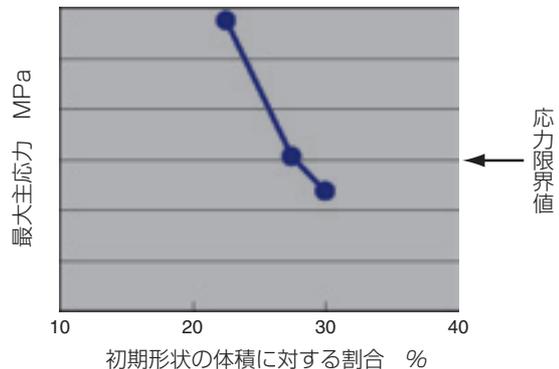


図3 トポロジー最適化解析結果形状の主応力
Principal stress of each design



図2 トポロジー最適化解析結果
Result of topology optimization

2.3 開発品

本開発では上記手法を外輪にも適用し、形状最適化を行った以外に、軸受内部設計変更による軽量化、材料開発、新グリース開発等を盛り込み、仕様を決定した。開発したハブベアリングは図4の形状である。開発品は、目標の質量1.0kgを達成し、強度・耐久・剛性の各目標をクリアした。

なお、ハブ輪、外輪でそれぞれ図5に示す軽量化を達成している。

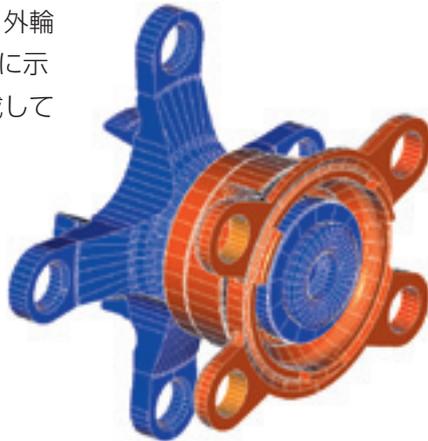


図4 開発品形状
Shape of final design

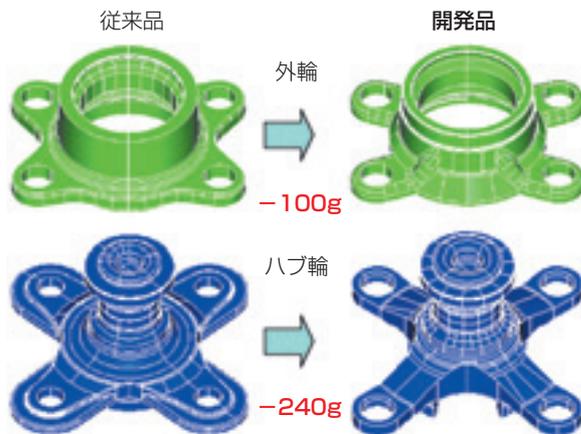


図5 ハブ輪、外輪の軽量化度合
Amount of each component lightening

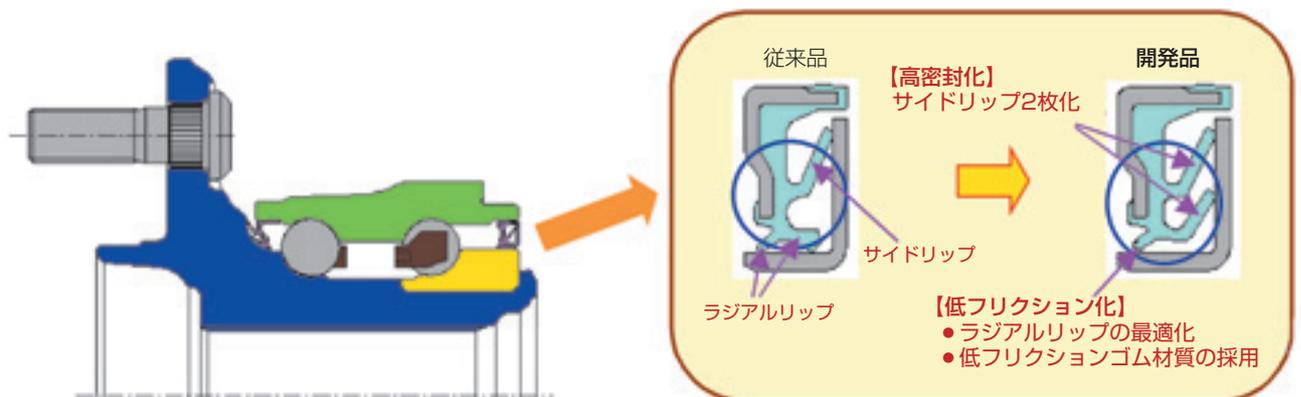


図6 高密度・低フリクション シール内蔵ハブベアリングの構造
High-sealing, low-torque hub bearing structure

3. 高密度・低フリクション シール内蔵ハブベアリング

ハブベアリングの回転フリクション(回転抵抗)の内、約半分はシールの摺動抵抗が占めている。そのため、車両の低燃費化にはシールの摺動抵抗の低減が有効である。

ところが、シールの摺動抵抗を低減すると密封性が低下するため、回転フリクションの低減と密封性向上の両立が課題であった。

NTNでは、①低フリクションゴム材質の採用、②ラジアルリップの最適化による低フリクション化、③サイドリップ2枚化による耐泥水性能の向上、により、従来のシールスペースを維持したまま、ハブベアリングの密封性(耐泥水性能)倍増と回転フリクション15%低減(シール単体では30%低減)を実現した。

3.1 特徴

従来シールと同一断面で

- ① 密封性(耐泥水性能) : 2倍
- ② ハブベアリングの回転フリクション : 15%低減
(シール単体では、30%低減)

3.2 構造

ハブベアリングに装着されているシールにおいて、シールリップの反力を低減させる目的で、ゴムの配合を調整した低フリクションゴム材を採用した。また、ラジアル(グリース)リップを最適化してサイドリップを2枚化することにより、シール性能向上とフリクション低減を両立させた(図6)。

3.3 性能

図7, 8に従来品と開発品の泥水試験と回転フリクション試験を比較した結果を示す。

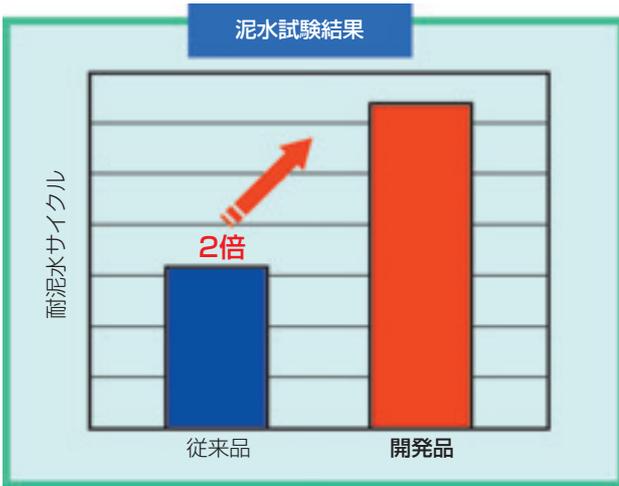


図7 従来品と開発品の泥水試験結果の比較
Muddy water resistance test results

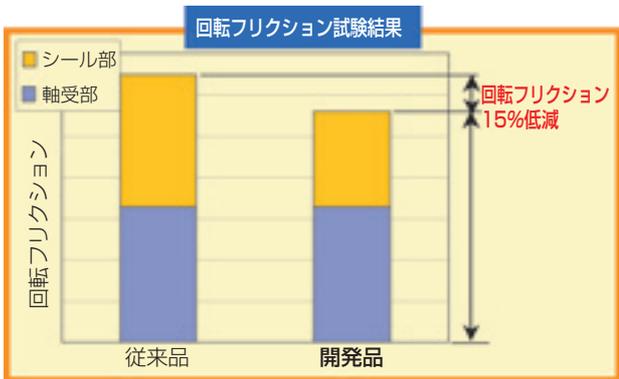


図8 従来品と開発品の回転フリクション試験結果の比較
Rotational friction test results

図7, 8より, 開発品は従来品と比較し耐泥水性能が2倍向上し, 軸受全体の回転フリクションが15%低減(シール単体では30%)したことがわかる。

4. 高負荷容量テーパハブベアリング

乗用車には転動体に鋼球を用いるハブベアリングが使用されているが, ピックアップトラックやSUV系車両には, より負荷容量が大きく剛性の高い円すいころを用いるテーパハブベアリングが使用されるケースが多い。

NTNでは, これまでの内部設計仕様を抜本的に見直し, 同一寸法のテーパハブベアリング内で保持器を外輪側に近づけることにより, ころ間すきを小さくし, 保持器の強度を低下させることなくころ本数を極限まで(総ころとほぼ同等)増加させることを可能とした高負荷容量テーパハブベアリングを開発した。この新設計仕様により, 軸受サイズを変更することなく, 20%の寿命向上と7%の高剛性化を実現した。

4.1 特徴

- ① 長寿命化: 寿命を20%向上 (計算寿命)
- ② 高剛性化: 軸受剛性を7%向上 (軸受サイズ同等)

4.2 構造

保持器を外径側に移動させることにより, ころ間すきを狭めて総ころとほぼ同等のころ本数を実現した(図9, 図10)。

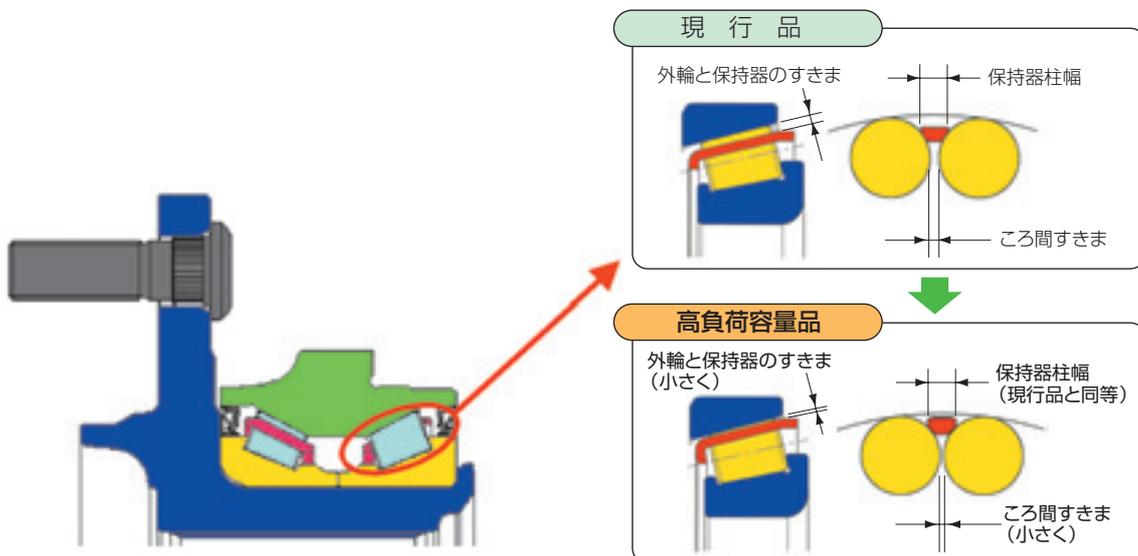


図9 高負荷容量テーパハブベアリングの構造図
High-load capacity tapered roller hub bearing structure

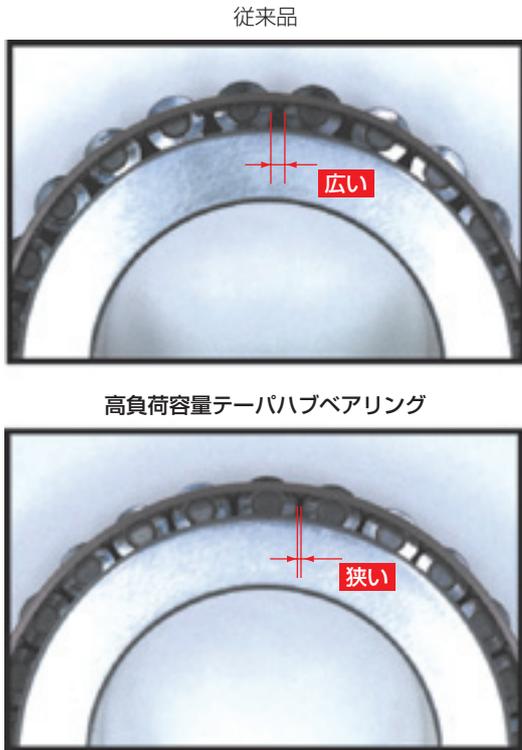


図10 保持器部分の外観写真
Cage part appearance

4.3 設計検討例

軸受サイズが同等の場合は上述の通り、長寿命、高剛性が期待できる。一方、従来設計にて軸受を設計した場合と新設計にて軸受を設計した場合は、新設計軸受の方が径方向に増大することなくコンパクトに設計することができ、軽量化が可能となる。

図11に検討した事例を示す。新設計適用により、

外輪パイロット部外径を7mm(6%)コンパクト化することができ、400g(6%)の軽量化が達成できた。

5. 4世代ハブジョイント

NTNでは次世代商品として等速ジョイント(CVJ)とハブベアリング(H/B)を一体化した4世代ハブジョイント(GEN4 H/J)を開発した。これにより、アクスルの軽量化、コンパクト化、高剛性化と組立性向上が可能になった。このGEN4 H/Jの構造や基本特性について紹介する。

5.1 構造

GEN4 H/Jでは、H/BとCVJ外輪を締結する手法としてNTNが新たに開発した拡径加締めが適用されている。このGEN4 H/Jの特徴の1つである拡径加締め構造を以下に示す。

- ①ハブの内径部に四角錐状のローレット山を形成する。
- ②そのローレット山部全体を熱処理硬化させる。

図12にハブ内径部に形成したローレット山形状の外観を示す。

- ③CVJ外輪のステム内径にポンチを挿入することで、ステム部を径方向に押し広げ、ローレット山に食い込ませる(図13)。

以後、このローレット山とステムが食い込んでいる部分を拡径加締め部と呼ぶ。

仕様	図	コンパクト化度 (ϕD)	軽量化度
従来設計		基準径	基準重量
新設計		-7mm (6%)	-400g (6%)

図11 高負荷容量テーパハブベアリング検討結果例
High-load capacity tapered roller hub bearing study

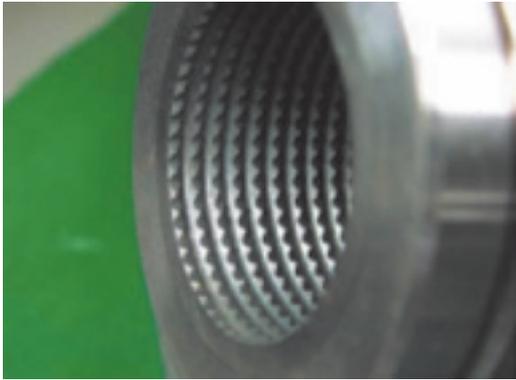


図12 ローレット山拡大写真
Knurl appearance

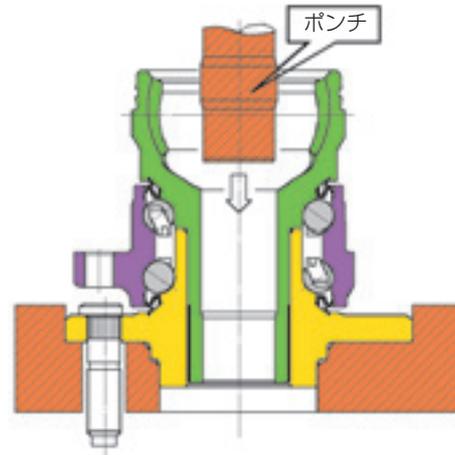


図13 拡径加締め法
Tube forming method

5.2 設計上の利点

GEN4 H/Jのもう1つの特徴として、CVJ外輪にH/Bの軌道面を直接形成していることが挙げられる。また、高効率タイプのCVJ (EBJ) を採用することで、GEN4 H/Jは、以下に示す利点を提供できる。

(1) 軽量・コンパクト化

バネ下重量を軽減し、車両操安性の向上と燃費低減に大きく寄与する。

(2) 足回り設計の自由度向上

特にハブフランジとCVJ間の軸方向距離を短縮することで、サスペンション設計の自由度が増し、さらに複雑な構造を持ったサスペンションへの適用も可能となり、車両操安性の向上を図ることができる。

(3) 組立・補修性の向上

GEN4 H/Jアセンブリ (アウトボード側固定

H/J、中間シャフト、インボード側しゅう動ジョイント) 全てを、車両側ナックル内径を通過できる構造とした (図14)。車両組立ラインでの取扱い性と市場補修性が向上する。

5.3 設計検討例

GEN4 H/Jの構造、利点について述べてきたが、実際にどの程度の軽量化、コンパクト化が図れるかを、排気量3リッタークラスの大型FF車ベースで検討した例で示す (図15)。

図に示すように現行GEN3 H/BとCVJの組み合わせをベースにした場合と比較して、1輪当り800g (14%) の軽量化と22mm (20%) のコンパクト化が達成できた。

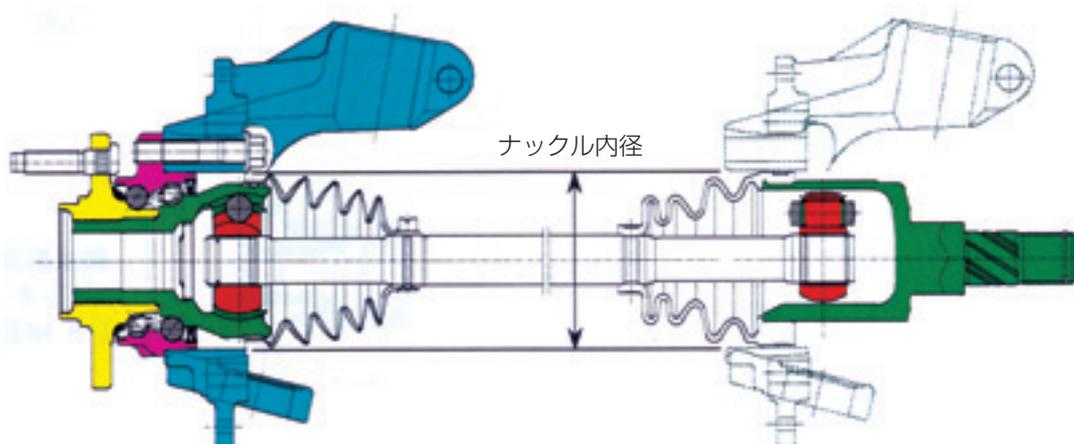
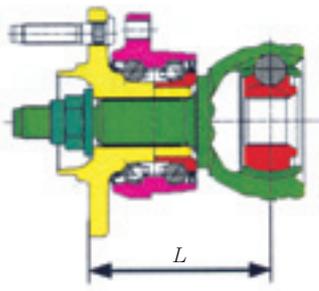
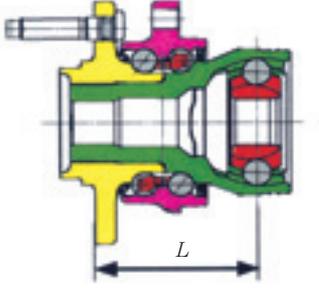


図14 組立・補修性の向上
Easy assembly and improved serviceability

仕様	図	軽量化度	コンパクト化度*
現行設計 GEN3 H/B + CVJ		基準重量	基準長さ
拡径加締 タイプ GEN4 H/J		-800g (14%)	-22mm (20%)

*ハブフランジからCVJセンタまでの軸方向距離 (L) を比較

図15 4世代ハブジョイント検討結果例
GEN4 H/J study

5.4 評価試験

拡径加締め部の強度、耐久性を把握するために以下の台上評価試験を実施し、拡径加締め部が従来のナット固定及び揺動加締めと同等以上であることを確認した。

台上試験

- (1) 引抜き力測定 (2) 静振り強度測定
- (3) 振り疲労強度試験 (4) 回転曲げ試験

また、GEN4 H/Jの総合耐久として実車試験（オーバーターニングモーメント試験やフル転舵急発進試験等）も実施したが、GEN4 H/Jには何らの不具合も発生しなかった。

6. あとがき

アクスルベアリングの環境改善（低燃費化）に貢献する取り組みとして、軽量化、低フリクション化についてまとめてきたが、軽量化を図る上で、アクスルベアリングは車軸を支え、且つ、円滑な回転を行うという強度部材としての基本機能も確保しなければならない。

NTNでは、今後、益々激しくなる低燃費化要求に対して、上述したアイテムを有効に活用すると共に、信頼性の高いロバスト設計を確保した新たな技術開発を行っていききたい。

参考文献

- 1) 長谷陽夫, 丹羽 健, NTN TECHNICAL REVIEW No.73 (2005)
- 2) 福島茂明, 小倉博幸, NTN TECHNICAL REVIEW No.70 (2002)

執筆者近影



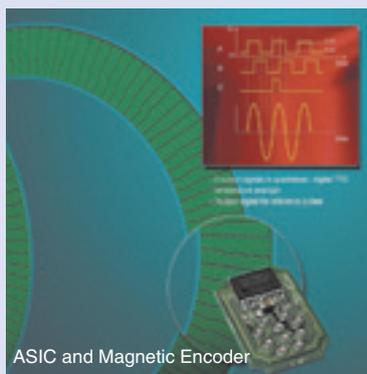
柴田 清武
アクスルユニット
技術部



乗松 孝幸
アクスルユニット
技術部

Development of High Resolution Sensor Element MPS40S and Dual Track Magnetic Encoder for Rotational Speed and Position Measurement

Pascal DESBIOLLES*
Achim FRIZ*



Higher precision and resolution requirements for rotational speed and position sensors in automotive and other applications lead SNR to investigate in the potential of their ASB¹⁾®-Technology, where magnetic single track encoders have been integrated in wheel bearings and serve together with small active sensors for detecting the speed of each individual wheel of a car. Such information is used for ABS²⁾, ASR³⁾, ESC⁴⁾ and other car systems.

Based on this well proven technology, which is installed in over 50 million cars now, SNR has developed two new basic components to improve the performance of such sensing systems. The magnetic sensor ASIC⁵⁾ MPS40S in combination with a new dual track magnetic encoder provides high resolution speed and incremental position signals, with direction of rotation and additionally the possibility of reference or index signals for absolute position determination.

自動車や他の分野での回転速度及び回転角センサに対する高精度・高分解能要求に対応し、SNRではSNR独自のASB®技術の適用調査に取組んでいる。本技術は、ホイール軸受に内蔵されたシングルトラックの磁気エンコーダと、自動車の各車輪の速度を検出する小型アクティブセンサを組み合わせて機能するものである。

今や5千万台を越える車に搭載されて十分な実績を持つASB®技術をベースに、SNRではこのセンサ・システムの性能を改善する2つの新たな基本部品を開発した。磁気センサ素子 MPS40Sを新しいデュアルトラック磁気エンコーダと組み合わせることで、高分解能な速度と相対回転角、回転方向、更には絶対回転角を検出するためのインデックス信号が提供される。

1. Introduction:

The industrial developments go more and more into electric devices and even traditional mechanical systems become electrically assisted, such as manual gearboxes, steering systems etc.... So the need for precise and reliable sensor is continuously increasing. At the same time the cost factor becomes more and more important. Since SNR has introduced the ASB[®] Technology for wheel speed detection in cars, which became a world standard now, the research efforts in that domain have lead SNR to develop not only magnetic encoders with better magnetic material and higher precision, but also sensing elements in order to implement more functionality in the Sensor Bearings. At the SNR Mechatronics Department in Annecy, France, basic developments and research programs are conducted especially for magnetic sensor devices as these are seen as robust and cost effective solutions, which can work even in harsh environment

situations. The performance of the latest sensor development is presented in this paper as well as a short overview of the technology.

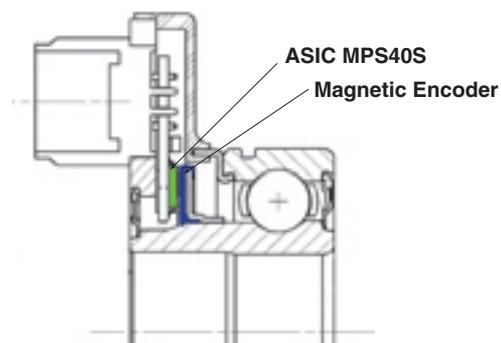


Fig. 1 Section of high resolution sensor bearing

- 1) Representing "Active Sensor Bearing" named by SNR.
- 2) "Anti-lock Brake System".
- 3) "Anti Slip Regulator" or "Anti Skating Regulation system".
- 4) "Electric Stability Control"
- 5) "Application Specific Integrated Circuit".

2. Sensor Components:

2.1. Magnetic Encoder

At the end of the eighties, SNR developed a first magnetic multi-pole encoder, which was integrated in a sensor bearing. Meanwhile such encoders are to be found in many different sensor bearings typically in combination with standard Hall or MR elements. This was one of the basic components of the ASB[®] system. The qualification program for the magnetic encoders especially for automotive wheel applications proved the robustness of the design; none of water, salt, mud or small metallic particles could disturb the quality of the signal. Today SNR is introducing a new generation of magnetic encoders with a second track in the same space of the single track encoders. With the second track it is possible to put one or more reference points on the encoder, which indicate an angular position of the encoder. The magnetisation process has been adapted for such dual track encoders, as the magnetic field has to be well controlled in order to minimise the influence from the magnetic poles of the reference track to the high resolution track. **Fig 2** shows the different types of magnetic encoders and the corresponding magnetic fields. Following the points ① to ⑥ show the variation of the magnetic field strength, which is seen by the sensor. Standard Hall or MR (magneto resistor) elements cannot interpret such field configurations and would lead to a false signal. Therefore SNR has developed a new sensing element which shall be described paragraph 2.2.

In **Fig 3** is shown how the magnetic poles look like on a real encoder. At the inner circle of the magnetic encoder the poles are all the same size. On the outer circle this is not the case; the red points indicate the positions where the reference pulse is generated. The poles are visualised with a special magnetic film, so that the two tracks with the phase shift change between the poles can be seen easily. Furthermore

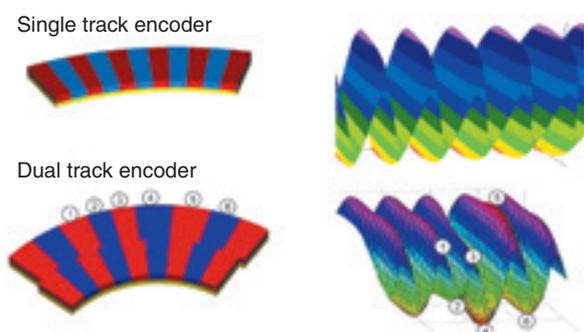


Fig. 2 Scheme of single and dual track encoder

it is shown that such phase shift changes, resulting in a reference pulse signal, can be put on every single pole pair of a north and a south pole. The poles are separated by a straight transition line, when a signal shift from 1 to 0 or from 0 to 1 is implemented. On this sample a special pattern of 65 pole pairs is implemented. The position of the reference pulses has been calculated according to the application specification. Theoretically it is possible to put as much reference pulses as pole pairs on a magnetic encoder of this type. SNR developed a special magnetisation process to improve the pitch error that is very important for such a device. The phase shift of the transitions over one pole pair in Y/Z direction is depending on the calculated nominal airgap (X direction) in order to get acceptable mounting tolerances. Field simulations helped to optimise the magnetisation tool, which is specific for different reading diameter and airgap. The standard magnetisation tools do not provide sufficient precision for the dual track encoder.

2.2. Magnetic Sensing Element MPS40S

The magnetic field sensor ASIC MPS40S integrates a first array of Hall elements for high resolution purposes and a second array which reads the second track of above described magnetic encoders in order to create reference pulses. On the MPS40S block diagram, **Fig 4**, some of the features are directly shown. In order to make this device as flexible as possible, some features have been implemented which are patented. The MPS40S can read a wide range of magnetic pole widths, which is new

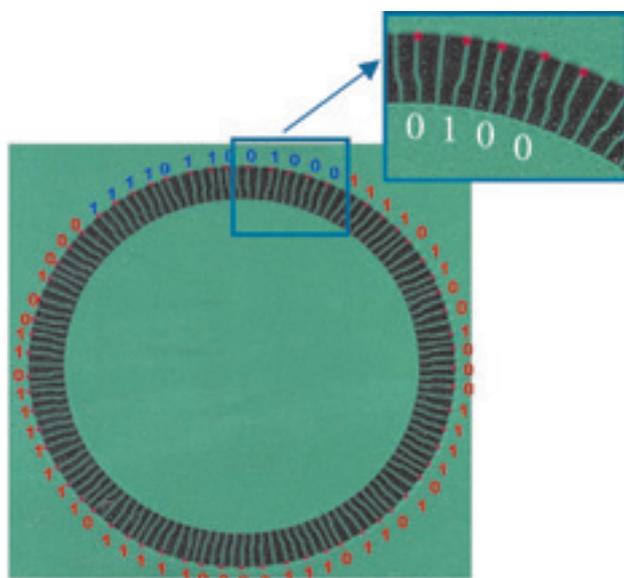


Fig. 3 Magnetic encoder with reference track and signal status

compared to magnetic wheel speed sensors, the pole size can be programmed which makes the reading even more precise. A very special interpolator block on the die of the MPS40S allows raising the resolution over one pole pair. The interpolation factor is also programmable as shown in **Table 1**. Furthermore the MPS40S provides the direction of rotation from 90° phase shifted signals A and B. In parallel such magnetic encoders, which may be integrated in a bearing seal, have been designed by adding a second magnetic track in the same envelope of the series

product. The second track is read by the MPS40S simultaneously and provides angular position information of the magnetic encoder. The magnetisation process is done in a way that even existing designs of magnetic encoder seals can be magnetised with the new dual track for existing product improvement. In this case only the sensor head has to be adapted for integrating the MPS40S. For a better understanding the signals are shown in **Fig 5**, where the analogue signals input from both tracks are compared to the digital signals. Reading

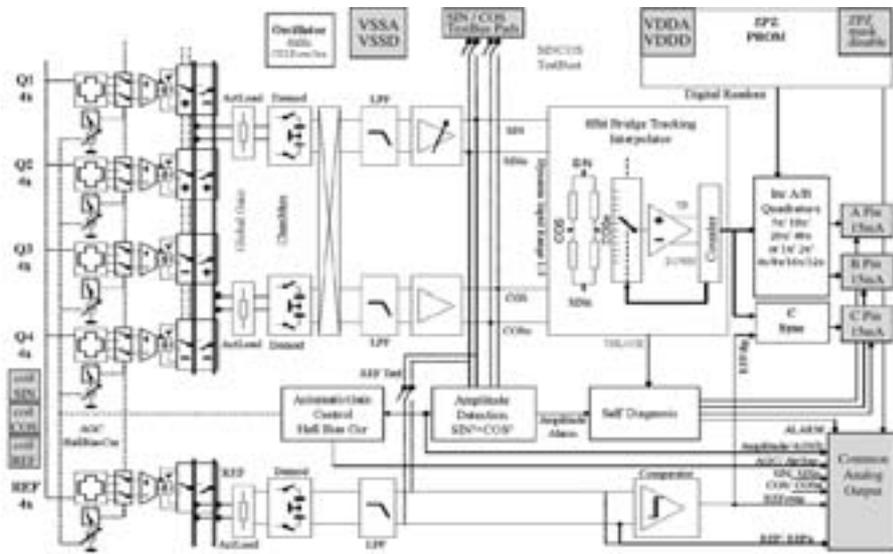


Fig. 4 MPS40S block diagram

Table 1 Interpolation factor programming table

Interpolation	1x	2x	4x	5x	8x	10x	16x	20x	32x	40x
Pulses ¹⁾	32	64	128	160	256	320	512	640	1024	1280
Edges ²⁾	128	256	512	640	1024	1280	2048	2560	4096	5120
Resolution ³⁾	2.8°	1.4°	0.7°	0.5°	0.35°	0.25°	0.18°	0.12°	0.08°	0.07°

1) Based on a 32 pole pair encoder 2) Number of raising and falling edges of the signal output lines
 3) Resolution, when using all edges of the signals

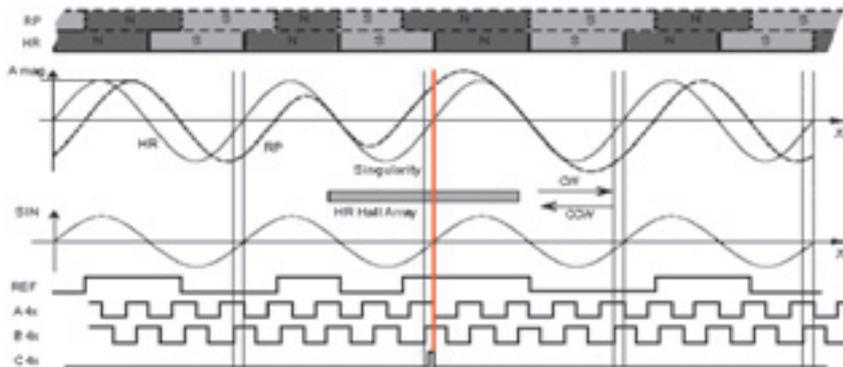


Fig. 5 MPS40S signals

from left to right is the clockwise direction and from right to left the counter clockwise direction of rotation, in any case the reference pulse comes at the same position by internal comparison of the high resolution input and the reference input.

Features of the MPS40S combined with Dual Track Magnetic Encoder:

- **Non contact sensor concept**
- **Compact design, smallest reading diameter:**
 ϕ 35mm
- **Temperature range: -40°C to +125°C**
- **Compatible with harsh environment, dust, mud, water, oil ...**
 A lot of tests have been done, when this encoder material has been qualified for automotive applications such as encoder for wheel bearings in cars. All car manufacturers have released our products for such application.
- **Wide range of magnetic pole width: 1.15mm to 6mm, with a pitch of 0.02mm**
 Over the pole width, combined with the interpolation factor, almost all resolutions can be achieved. The pole width is programmable.
- **Flexible design of magnetic encoders, number of pole pairs, ...**
- **Automatic Airgap Adjustment, within the detectable magnetic field ($\geq 5\text{mT}$)**
 In case the detectable magnetic field becomes too small, the MPS40S sets an alarm.
- **Programmable Interpolation Factor: 1x to 40x**
 The different interpolation factors are shown in [Table 1](#).
- **Direction of rotation information**
 By reading the A- and B-signal, which are 90° phase shifted. The raising edge which comes first, whether on A or B indicates the direction of rotation (shown in [Fig 5](#)).
- **Reference pulse information (1 or more on the magnetic encoder)**
 The MPS40S compares the magnetic fields of both tracks, shown in [Fig 5](#). On the C-signal line a pulse is sent, when at the Zero-crossing of the A-signal the positive field of the RP-track is above the threshold, as shown on the red line in [Fig 5](#). Obviously this can be repeated on every pole pair on the magnetic encoder.
- **Self diagnostic features integrated in the MPS40S**
 As already mentioned, the MPS40S can detect failures concerning the magnetic field out of the detectable range, but also internal failures. In this case the MPS40S sends a failure message via the three output lines.

- **Test bus, for application development purposes**

The output of the test bus is programmable for analogue and digital signal readings.

- **AEC Q100 qualification**

3. Applications and some examples:

Such a sensor concept can be used in many industrial applications, where speed and position have to be measured on hollow shafts or where the end of a rotating shaft cannot be accessed. As the sensor head is very small and the encoder can be integrated in any rotating part, such as a bearing, applications with reduced available space may be interesting as well.

Steering Angle Sensor, a joint development with Continental Automotive Systems:

Sensor and encoder may be separated or integrated, both designs are under development. First series production developments have been started. In [Fig 6a](#) the separated version of the steering angle sensor is integrated lower part of the steering system. This is the most effective design in terms of space and cost and it can be even improved if the magnetic encoder can be integrated in a bearing, which is shown in [Fig 7](#). Therefore the bearings must have a section, which is big enough to get the encoder, and there must be a "window" to this section where the sensor can read the two magnetic tracks.

For more conservative designs the angle sensor can be packaged in a plastic housing, where airgap is controlled by internal design, shown in [Fig 6b](#). The sensor is mounted with screws and the steering shaft goes through the sensor. This takes more space and makes replacement more complicated, as the steering shaft has to be disassembled. Compared to this, the separated design is more convenient as the electronic part of the systems can be taken out easily and the magnetic part, which is mounted to the steering shaft, is not affected. In each case the sensing concept is contactless and does not add any torque to the steering system, neither any noise. Both points are very important for such applications as noise and torque are directly felt by the driver.

EPS motor position sensor:

Sensor and encoder are separated; the encoder is integrated in a ball bearing

The same sensor concept can also be used in the rotor position sensor for electric motors and actuators, such as EPS motors. Because of the high resolution capability of the sensor, this application is

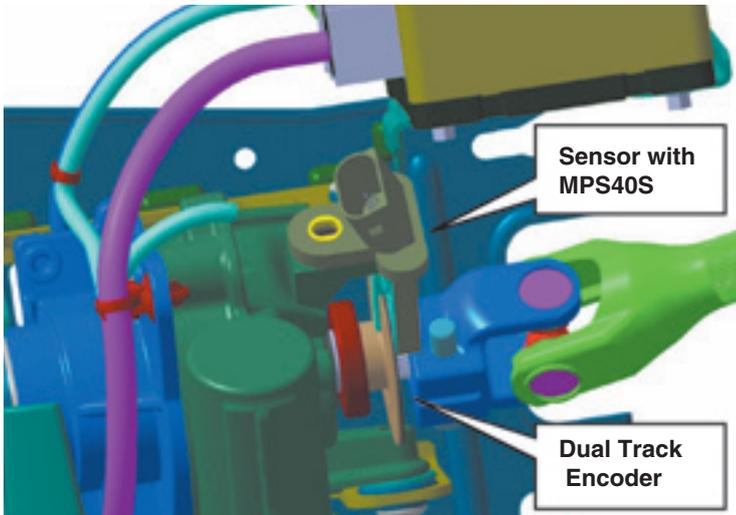


Fig. 6a Steering angle sensor SNR/Continental automotive systems

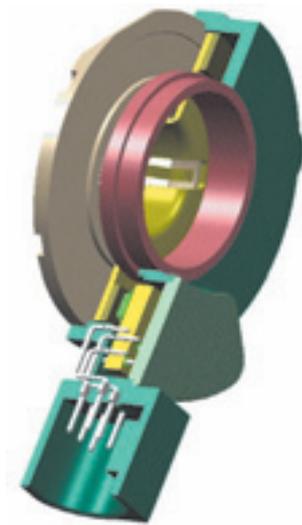
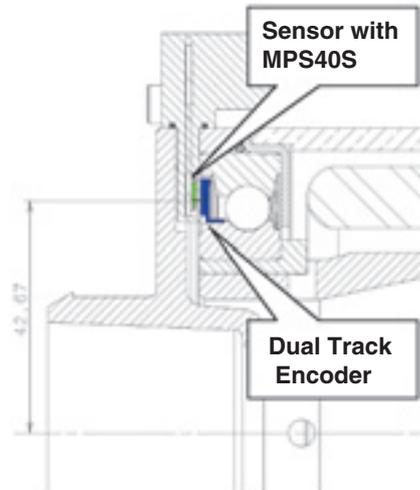


Fig. 6b Steering angle sensor



Fig. 7 EPS motor with sensor and encoder bearing



interesting, especially if no sensor can be placed at the end of the motor shaft. The magnetic encoder pattern on the second track is then designed to get absolute position over one electrical period and repeat this pattern for all pole pairs of the motor. Patents have been filed for the special way of the pattern layout for such applications. Even if the sensor is not absolute true power on, with the special pattern the absolute rotor position can be determined within a small angle at power on and from this point the sensor works like an absolute angle sensor. The enormous advantage is again space and weight saving compared to any resolver technology. Furthermore if the motor design has to be changed in terms of number of pole pairs on the rotor, the sensor design does not change, only the magnetic encoder gets a different magnetisation and the programming of the chip may be adapted.

The flexibility of the sensor with the MPS40S helps to accelerate the development of new motors as the programming is done through the Vdd pin. It is very easy to test new configurations without changing the mechanical environment.

High Resolution Sensor Bearing for Industrial Applications

The demand for sensor bearings in Industrial Applications is also increasing and the SNR technology can be applied easily in the same way. However the design should be more integrated to ease assembly and therefore SNR created a first sensor bearing design which uses all functions of the ASIC and fits into ISO dimensions regarding inner and outer diameter of a 6203 deep groove ball bearing. This bearing is available as a prototype as the engineering department at SNR prefers to

develop such type of bearing as an integral part of a complete system optimised for the final application in terms of environmental requirements, assembly, space and cost. Our experience shows that too often a standard design does not perfectly fit in the design of the application and we are forced to modify the "standard" product. Today SNR has all the necessary components in order to develop rapidly the product which fulfils the customer requirements at an attractive price.



Fig. 8 Sensor bearing

Radial Sensor – Incremental High Resolution Signals

Finally the last product developed as a standard sensor without bearing, SNR developed the Radial Sensor, which is also using the SNR ASIC. It delivers incremental speed and angle measurement signals. It is not foreseen that this encoder provides the Reference Pulse signal output; however full programming capabilities concerning pole width and resolution are implemented. This sensor works together with radial single track magnetic multi-pole encoders, which can be found on the market. The electrical interface is designed to work with different supply voltages from 5 to 8-30V and the output stages are realised as Push/Pull.



Fig. 9 Radial sensor

4. Conclusions

The newly developed technology by SNR is mainly designed for mass production systems, where the focus is on reliability in first place and seconds the cost. Hall Effect based sensor technology is proven in industry since a very long time and the improvements that SNR has integrated in the ASIC MPS40S make full profit of that background. Furthermore the very long experience in magnetic encoders for applications such as automotive wheel bearings, where water, mud, high and low temperatures are the normal environment, is the perfect base for SNR, who invented that technology and introduced it to the market in 1997, to make the next step in magnetic sensing technology. The very flexible combination of both components by programming of the MPS40S and adapting the magnetic encoders in terms of number of pole pairs, size etc makes it easy to find a solution. The engineering departments at SNR have all the tools to develop the integration of such sensor devices in many applications, even close to strong magnetic fields from electric motors or other harsh environment conditions. With all this benefits, this technology has a very good market potential in many industrial branches.

Photos of authors



Pascal Desbiolles

SNR Mechatronics
Research & Development



Achim Friz

SNR Mechatronics
Research & Development

4世代ハブジョイントの拡径加締め加工解析 Tube forming simulation in Generation 4 Hub joint

芋生 明俊* Akitoshi IMOUE
高野 武博* Takehiro TAKANO



開発期間の短縮，試験回数の削減にはCAEの活用が有効であり，そのためには解析精度の向上が重要である．次世代商品として等速ジョイントとハブベアリングを一体化した4世代ハブジョイントの締結手法として使われている拡径加締め加工について，有限要素法による拡径加締め解析手法の開発を行ったので，その内容について紹介する．

CAE analysis is very useful for shortening the period of development and reducing the frequency of development trial. To use CAE, accuracy of analysis is indispensable. In this report, we introduce the improvement process of CAE accuracy in plastic forming that is NTN original method of uniting HUB and CVJ.

1. はじめに

自動車の運動性能の向上と消費エネルギー削減のため，自動車部品においても軽量化の要求が高まっている．ホイール用軸受においても高機能化と軽量・コンパクト化が要求され，別体であった2個の軸受をユニット化した形式の1世代ハブベアリング（以下GEN1）から，軸受の周辺部品である軸（ハブ輪）やハウジングの一部まで取り込んだGEN2，GEN3ハブベアリング（H/B）が採用され，現在に至っている¹⁾．

NTNでは軸受周辺部品である等速ジョイント（CVJ）とGEN3 H/Bをユニット化した構造で，より一層の軽量，コンパクト化を図った4世代ハブジョイント（GEN4 H/J）を開発した²⁾．

H/Bにおいては，製品設計の事前検討のために有限要素法（FEM）による強度解析を実施し，試作回数の削減・開発期間の短縮・軽量化に効果を上げている³⁾⁴⁾．

GEN4 H/Jでは拡径加締めという新しい締結法を採用しており，信頼性確認のためには膨大な試作確認が必要である．これをFEM解析で事前検討できれば開発スピードの大幅アップが期待できる．

本稿ではGEN4 H/Jの締結手法に使われている拡径加締め加工について，FEMによる解析手法の開発を行ったので，その内容について紹介する．

2. 拡径加締め加工概要

GEN4 H/Jはハブ輪とCVJ外輪を締結する手法としてNTNが新たに開発した拡径加締め加工を適用している（図1）．

拡径加締め加工の基本構造は以下のようなものである．

- 1) ハブの内径部に，四角錐状のローレット山を形成する．
- 2) ローレット山を熱処理硬化させる．
- 3) CVJ外輪のステム内径にポンチを挿入することで，ステム部を径方向に押し広げ，ローレット山に食い込ませる（図2）．これにより非常に強固な締結を得ることができ，軸受予圧は適正な予圧範囲に設定される．

以後，このローレット山とステムが食い込んでいる部分を拡径加締め部と呼ぶ．図3にハブ輪内径部に形成したローレット山形状の外観を示す．

*自動車商品本部 自動車技術部

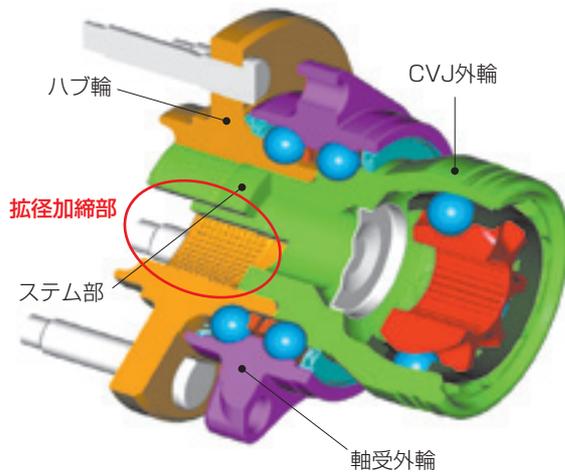


図1 拡径加締め法を適用したGEN4 H/J
Tube formed Gen4 H/J

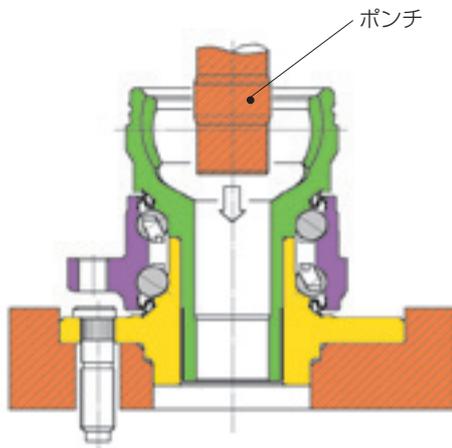


図2 拡径加締め法
Tube forming method

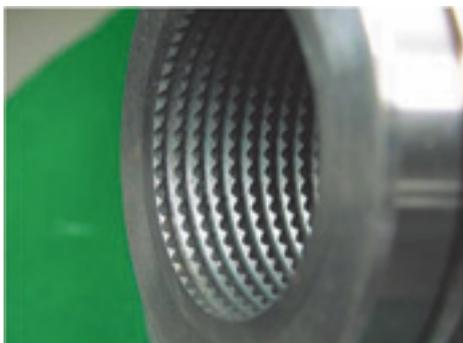


図3 ローレット山拡大写真
Knurl appearance

3. FEMによる拡径加締め解析

3.1 解析モデル

図4に示すように、解析モデルは、ハブ輪とCVJ外輪、ポンチからなり、ポンチはCVJ外輪と接触する外径面のみモデル化した。拡径加締め部は対称構造であることを考慮し、円周上の突起の1/2ピッチでモデル化している。ハブ輪、CVJ外輪は弾塑性体とし、ポンチはステム部に対し十分剛と仮定できるため剛体とした。ハブ輪フランジ面の節点を軸方向に固定し、ハブ輪、CVJ外輪の対称面に対称条件を設定した。ハブ輪とCVJ外輪、CVJ外輪とポンチ間の接するところに接触を定義した。

3.2 初期モデルでの結果

当初、静的なFEM解析で試みたが、突起の食い込みのステップ毎に釣合条件を求めるため、非常に膨大な計算時間を必要としていた。この対策として、動的陽解法に変更して解析が可能であるかを試みた。図4の解析モデルを動的陽解法で行った結果を図5に示す。

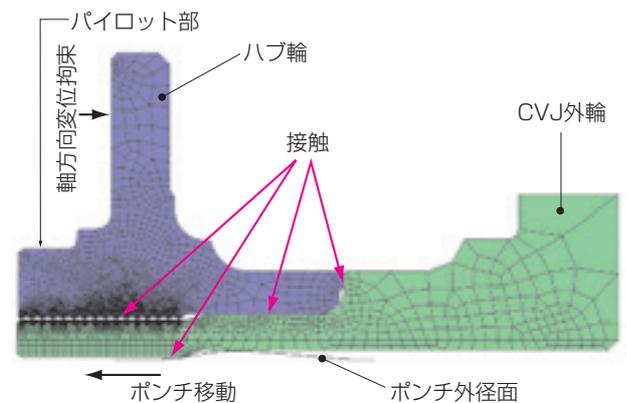


図4 解析モデル
Calculation model

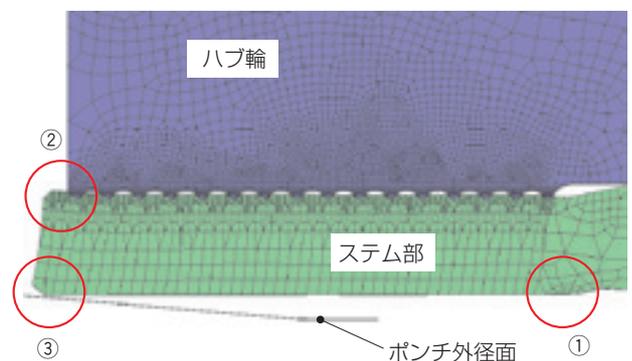


図5 拡径加締め後の結果
Tube forming simulation result

以下の部分で全体の食い込み傾向やステム内径の変形モードが測定結果と一致している。

- ① ステム内径径方向変位量は測定結果との誤差 5 %
- ② 拡径部終端外径が外側に膨張
- ③ 拡径部の全体の軸方向への伸びと拡径部終端における伸びが外径よりも内径が大

初期モデルとしては、傾向が一致しており、拡径加締め加工解析が可能であることがわかったが、ポンチ押し込み荷重の過多、突起の食い込み量など測定結果と一致しない部分があった。以後、このモデルを改良して解析精度向上を行った。

3.3 STEP1

測定結果と一致しない部分を改善するため、まずポンチ押しこみ荷重の整合性向上に取り組んだ。マクロな項目であるポンチ押しこみ荷重が合わなければ、応力等も一致しないからである。拡径加締め加工解析は弾塑性解析であるため、塑性域での材料データにより解析結果が大きく左右される。そこで、新たにハブ輪の変形抵抗曲線データを取得した。また、初回モデルではポンチとステム内径との摩擦係数を0.2としていたが、加工時には潤滑剤を塗布するため、実際よりも大

きな値となっていた。そこで、摩擦係数の変更により測定結果との一致を図った(図6)。

3.4 STEP2

拡径加締め加工のように、突起が面に食い込むような場合の解析はメッシュが粗いと突起が食い込まない。そこで、従来の粗いメッシュを細かくすることで、突起の食い込み状態、食い込み量が良好になり、ステム側も突起に沿った変形になると推測される。反面、突起の食い込みによる要素の変形が大きくなりすぎて要素がつぶれてしまうという懸念がある。そのため、接触パラメータの設定を変えて対応した。食い込み状態は、完全ではないものの、かなり改善された(図7)。

3.5 STEP3

次に、パイロット部の外径膨張量を比較すると、解析結果は測定結果に比べ1/2程度と小さい値であった。このためパイロット部に発生する周方向応力値も低い。この対策として、外径膨張量への影響を調べるため、以下の要因について検討した。

- ① ステム部メッシュ細分化：

STEP2の軸方向に加え、CVJステム部径方向メッシュを細分化しステム部変形の精度向上を図る。
- ② 突起部先端形状の変更：

突起部の先端形状を測定し、実際の形状を反映した解析モデルに変更。
- ③ ステム部初期すきま、拡径代の変更：

ステム部外径とローレット内径間の初期すきま及びポンチとステム部内径間の拡径代を測定結果に変更。
- ④ ステム部材料特性の変更：

STEP1のハブ輪に加え、CVJ外輪の変形抵抗曲線データを取得し、その材料特性に変更。

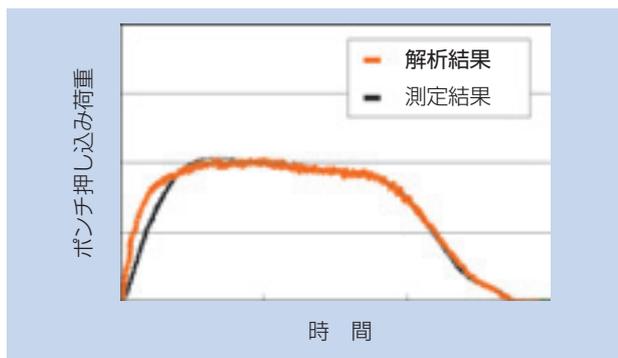
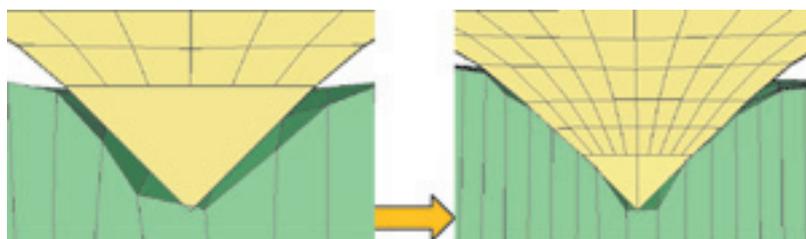


図6 ポンチ押しこみ荷重
Punch load



食い込み状態の改善

図7 拡径加締め部
Detail of tube expanding part

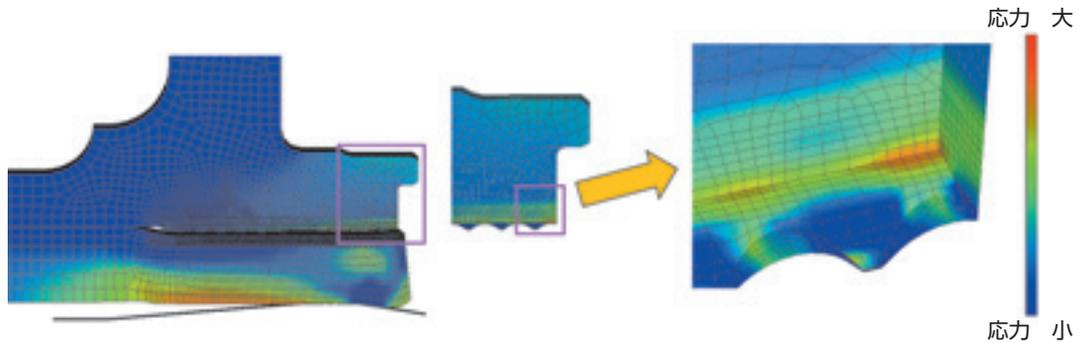


図10 拡径加締め加工時の応力分布
Stress distribution at the time of tube forming simulation processing

図8, 9に示すように各要因を取り入れた結果、パイロット部の外径膨張量は測定結果と一致するようになった。それに伴い応力値についても良くなっている。

今回の解析では、パラメータの影響確認項目も含まれているが、この解析手法により開発期間の短縮、試験回数の削減に活用できるレベルになった。

3.6 応力値

今回の解析により、拡径加締め加工による全体の応力レベルも把握することができ、拡径加締め加工時に応力が高くなる部位が把握できた(図10)。今後、本手法を新規設計に活用していく。

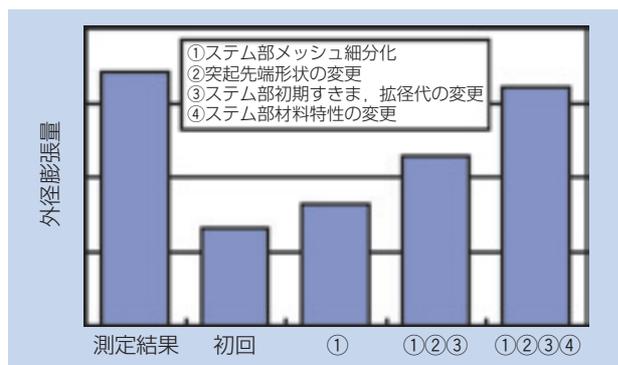


図8 パイロット部の外径膨張量
Quantity of outer diameter expansion

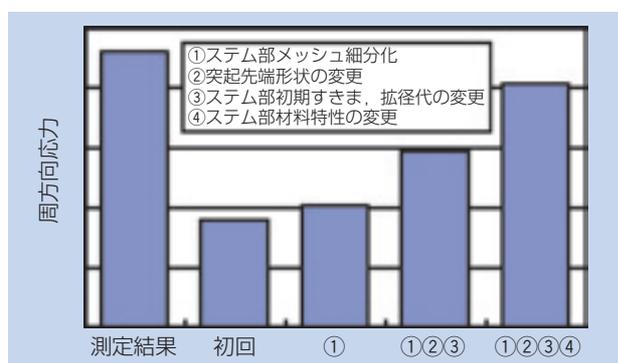


図9 パイロット部の周方向応力
Circumference direction stress

4. おわりに

4世代ハブジョイントの締結手法に使われている拡径加締め加工について解析手法の開発を行った。解析精度がかなり向上し、実用レベルになった。

この解析手法の開発により、最適加工条件の探索が可能となる。また新規設計での開発スピードアップも可能である。

今後は、さらに発展して拡径加締め部の引抜き力、振り強度などの拡径加締め加工後の強度評価手法の確立が課題と考える。これらについても検討を進め、設計で活用できるようCAE技術の向上を目指していきたい。

参考文献

- 1) 船橋英治「ハブベアリングの変遷と最近の技術」NTN TECHICAL REVIEW No.70(2002)
- 2) 福島茂明, 小倉博幸「4世代ハブジョイント」NTN TECHICAL REVIEW No.70(2002)
- 3) 芋生明俊「ハブベアリングにおけるFEM解析」NTN TECHICAL REVIEW No.70(2002)
- 4) 長谷陽夫, 丹羽健「ハブベアリング軽量化開発への形状最適化手法の適用」NTN TECHICAL REVIEW No.73(2005)

執筆者近影



芋生 明俊
自動車商品本部
自動車技術部



高野 武博
自動車商品本部
自動車技術部

インホイールモータユニットの開発

Development of In-Wheel Motor Type Axle Unit



鈴木 稔* Minoru SUZUKI
 堺 香代* Kayo SAKAI
 岡田 浩一** Koichi OKADA
 牧野 祐介** Yusuke MAKINO

地球環境問題などを背景に環境性能が高い電気自動車が注目される中、スペースユーティリティなどに優れるインホイールモータ方式電気自動車用駆動ユニットの開発を行なっている。ユニットの小型・軽量化のため、コンパクトながら高減速比が得られるサイクロイド減速機とアキシアルギャップタイプの高回転モータとを組み合わせた。本稿では減速機部とモータ部それぞれの評価試験結果ならびに試作したユニットを搭載した車両による実車試験結果を報告する。

In order to respond to the global concern for energy-efficient and environmentally friendly electric vehicles, NTN has developed the in-wheel motor type axle unit for forthcoming electric vehicles. This unit consists of a high reduction cycloid reducer and a high speed axial-gap motor to achieve a compact and lightweight design. In this paper, the prototype reducer and motor are evaluated respectively, and the vehicle test results are introduced.

1. 緒言

近年、地球温暖化問題やエネルギー問題に対して自動車業界はもとより、官民それぞれにおいてさまざまな取り組みがなされている。次世代自動車候補である燃料電池車（FCEV）および電気自動車（EV）においても、モータや二次電池の技術に飛躍的な進歩が見られ、その性能が大きく向上している¹⁾。

EV（FCEVを含む）の駆動機構には、従来の内燃機関と同様にシャーシ上にモータを置き、ドライブトレインを介してタイヤに駆動力を伝える方式と、モータをホイール内に配置するインホイールモータ方式がある。エンジン車と同等以上の室内スペースを確保でき、さらに各輪独立駆動によって車両安定性が向上できるインホイールモータ方式は、各自動車メーカ^{2)~4)}などで開発が進められており、当社においても駆動ユニット部の開発に着手した⁵⁾。

本稿では減速機およびモータ部分の特性試験および試作ユニットを車両に搭載した実車試験に関して報告する。

2. 開発品仕様および構造

2.1 目標諸元

ユニットを搭載する対象車両は排気量1500ccクラスのコンパクトカーサイズとし、4輪すべてにユニットを装着した時（**図1**）に、現行ガソリン車と同等の動力性能を確保することを目標とした。本ユニットの目標諸元を**表1**に示す。

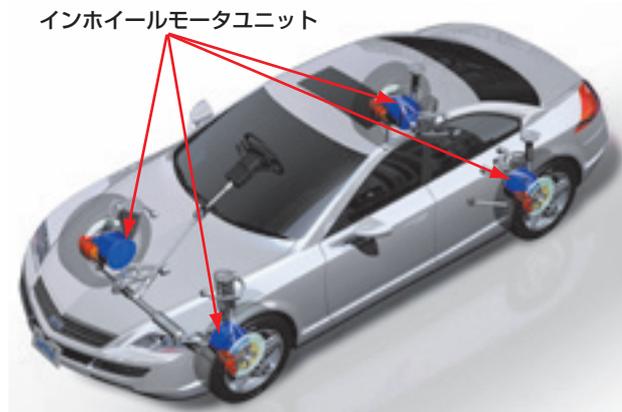


図1 自動車への取り付け状態
Installation of the unit

*商品開発研究所 新商品開発部
 **商品開発研究所 電子応用研究部

表1 ユニットの目標諸元
Target specification of axle unit

最大出力	20kW
最大トルク	490Nm
最高速度	150km/h
質量	約25kg
減速機形式	サイクロイド減速方式
減速比	1/11
モータ形式	アキシアルギャップ型 永久磁石式同期モータ
モータ最高回転数	15000min ⁻¹

2.2 構造

インホイールモータ方式は他方式に比べ、ユニットの取り付けによってバネ下重量が増加し、操縦安定性および乗り心地の点で不利となる。本方式の普及にはユニットの小型軽量化は達成すべき重要な課題である。

ユニットで大きな重量を占めるのはモータ部分であり、一般にモータサイズは最大発生トルクに依存する。そこで、減速機を導入してモータの最大トルク値を下げることでモータの軽量化を図った。図2にユニット概略図を示す。ユニットは大きくハブと減速機およびモータ部で構成されている。なお、車両に取り付けるためのナックル（図示なし）は減速機ハウジングと一体とした。

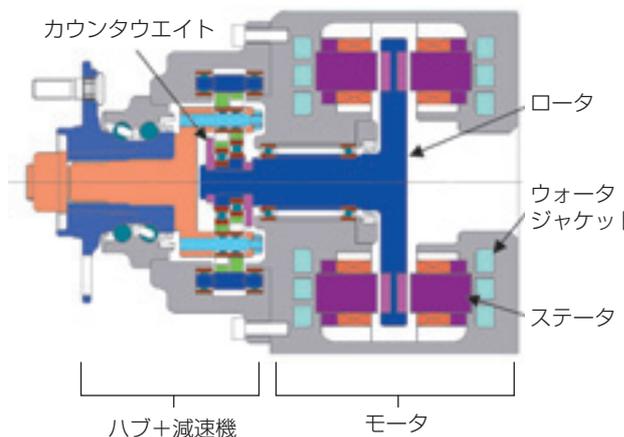


図2 ユニット概略図
Schematic of axle unit

2.2.1 減速機部

減速機は一般に多用されている2K-H型遊星歯車減速機構ではなく、省スペースでかつ高減速比が得られるK-H-V型遊星歯車減速機構であるサイクロイド減速機構⁶⁾を採用した。図3に示すようにサイクロイド減速機はエピトロコイド曲線歯形を持つ外歯車、円弧歯形の内歯車および外歯車の内径部に配した内ピンで構成される。内歯車を固定して、偏心揺動運動する外歯車の自転を出力回転として内ピンで取り出す場合の減速比を式(1)に示す。減速比は外歯車および内歯車の歯数差で決まるため、単列でも高減速比を得ることができる。また、この歯車を適用することで歯車の同時噛み合い歯数が多く取れるため、単位体積あたりの伝達トルクが大きくなり、小型化が可能となる。

$$\frac{N_{out}}{N_{in}} = - \frac{Z_i - Z_o}{Z_o} \dots\dots\dots (1)$$

- N_{out} : 出力軸回転数
- N_{in} : 入力軸回転数
- Z_o : 外歯車歯数
- Z_i : 内歯車歯数

一般的に、同程度の減速比を持つ2K-H型遊星歯車減速機の伝達効率と比較してサイクロイド減速機構の伝達効率は低いとされる。内歯車と外歯車および内ピンと外歯車、それぞれがすべり接触していることが原因と考えられるが、これらすべり接触部に転がり軸受を組み込むことで、動力損失の低減を図った⁵⁾。

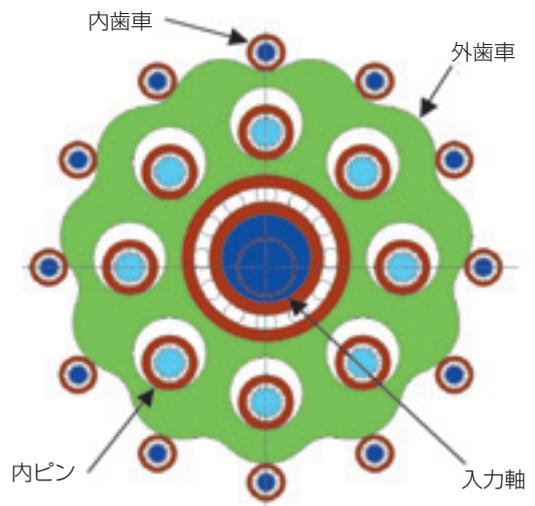


図3 減速機の構成
Structure of reducer

サイクロイド減速機構は2枚1組の外歯車を、それぞれ逆相で動作させ、外歯車の偏心揺動運動に起因する回転軸に直交方向成分の振動を相殺するのが一般的である。ただし、2つの外歯車による回転軸に直交する軸回りの不釣り合い慣性偶力は残存するため、新たにカウンタウエイトを組み込み、この慣性偶力に起因する振動を低減させた⁵⁾。

2.2.2 モータ部

モータは軸方向の薄型化を狙ってアキシアルギャップタイプとした。ロータに対してステータを軸方向に対向させたSPMモータを採用し、軸方向吸引力を相殺させた。冷却にはステータ背面部にジャケットを持つ水冷と外筒部に放熱フィンを配した空冷の併用方式を採用した。

3. 台上評価試験

減速機部（ハブを含む）とモータ部に分けて台上評価試験を実施した。

3.1 減速機部

3.1.1 試験機

図4に試験機の外観写真を示す。誘導モータを駆動源とし、変速機（増速）、入力側トルクメータを介して供試体を回転駆動している。出力回転は、出力側トルクメータおよびベルト伝動減速機を介して誘導モータで回生制動を行なっている。



図4 試験機
Test machine

3.1.2 供試体および試験条件

図5に供試体を示す。供試体はハブと減速機からなる構造とし、ハブ軸受と減速機の潤滑方式はそれぞれグリース潤滑および油潤滑とした。

また、表2に試験条件を示す。

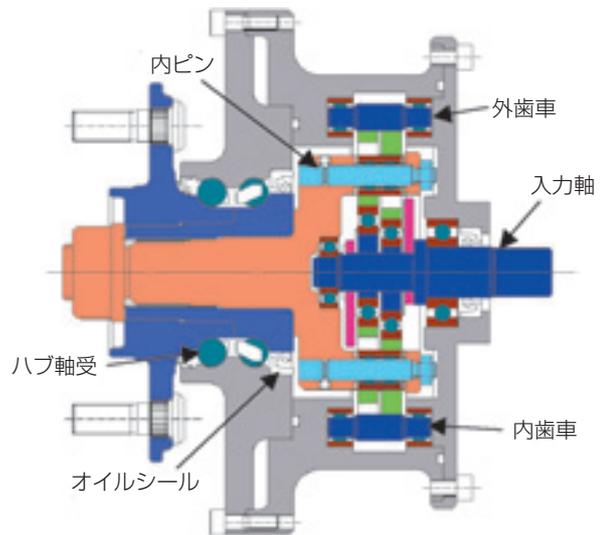


図5 減速機供試体
Test reducer

表2 特性試験条件
Test condition

最高入力回転数	15000min ⁻¹
最大入力トルク	45Nm
潤滑油種	工業用潤滑油 ISO VG150
油温	60~80℃
潤滑方式	油浴
油面レベル (油量)	入力軸の回転中心位置 (0min ⁻¹ 時)

3.1.3 試験結果

図6に効率の測定結果を示す。最大効率は約95%であった。時速100km/hまでの巡航時の効率は90%以上であるといえる。

表2の試験条件に対し、油面レベルを約15mm下げた条件での結果を図7に、潤滑油の粘度グレードをVG32に変更した条件での結果を図8に示す。高速回転、低トルク領域での効率改善が見られ、高効率化の観点ではこれら2つの条件変更は有効であることが確認できた。

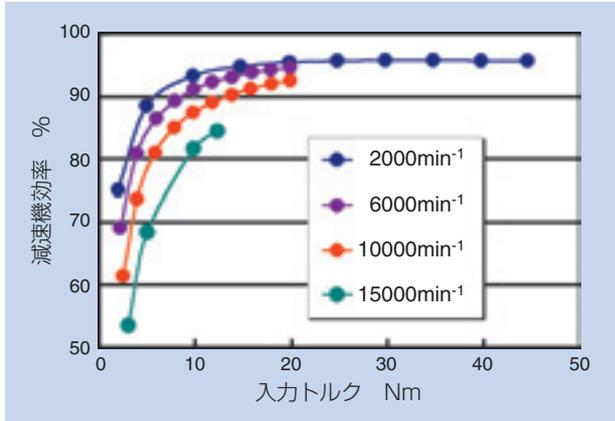


図6 減速機効率
Efficiency of reducer

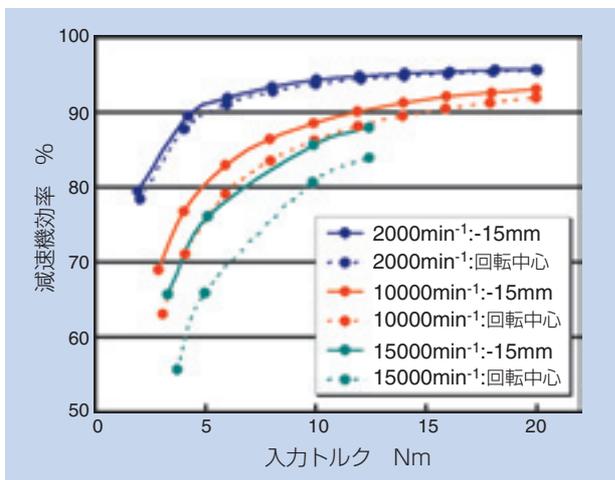


図7 減速機効率に及ぼす油面レベルの影響
Influence of oil level on reducer efficiency

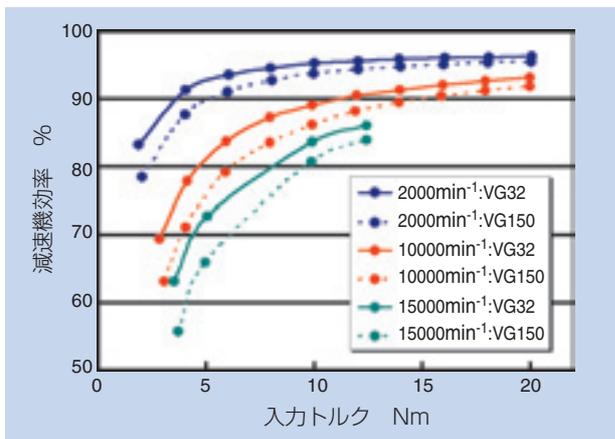


図8 減速機効率に及ぼす粘度の影響
Influence of viscosity on reducer efficiency

3.2 モータ部

3.2.1 仕様

表3にアキシアルギャップモータの仕様を示す。

モータの駆動には表4に示した仕様のインバータを用いた。

表3 アキシアルギャップモータ仕様
Target specification of axial gap motor

最大出力	20kW
形式	アキシアルギャップタイプ SPM型
ロータ極数	12極
ステータ	9スロット
永久磁石	Nd系
冷却方式	水冷+空冷
回転センサ	ホールIC式

表4 インバータ仕様
Specification of inverter

電源電圧	最大450V
出力	30kW
寸法	W400×D500×H248mm
キャリア周波数	20kHz
駆動方式	矩形波PWM方式
冷却方式	強制空冷
通電方式	120-180° 切替通電方式

3.2.2 磁場解析による形状設計

ステータおよびロータ形状設計には磁場解析を用いた。解析結果の一例として、ステータコア部の磁束密度分布を図9に示す。入力電流に対して有効にトルクを発生させるためには、ステータおよびロータにおける磁束密度の飽和を抑制することが重要である。この

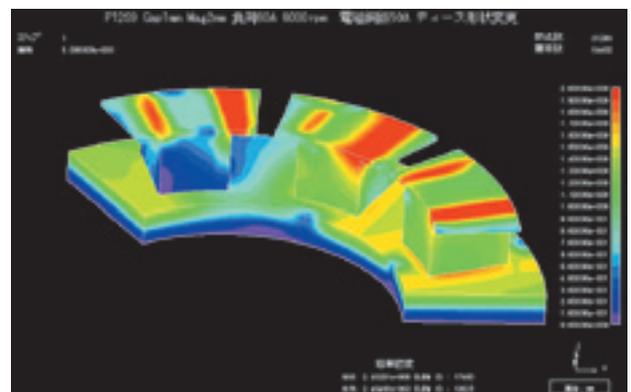


図9 磁場解析例 (ステータ)
Example of magnetic field analysis

ため、磁束密度の飽和の抑制とモータサイズの小型化の両立を狙い、各構成部材の形状および寸法の検討を行なった。この結果をもとに試作したモータの電流-トルク特性の解析と実験値の比較を図10に示す。解析と実験値は良く一致する。

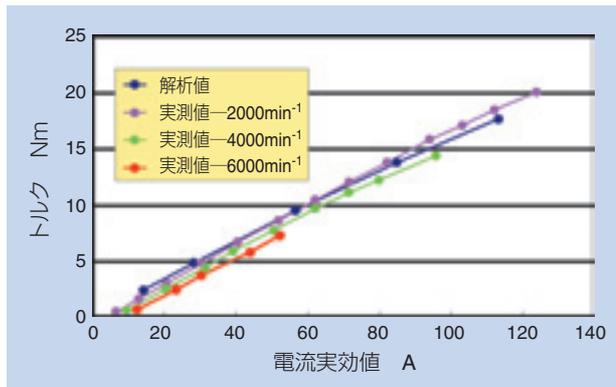


図10 試作モータの電流-トルク特性
Characteristic of electric current vs torque

3.2.3 効率試験

一般的なラジアルギャップモータのロータおよびステータは、鉄損を低減するために低鉄損材である珪素鋼板を軸方向に積層して成形されるが、アキシアルギャップモータのロータに関しては、鉄損低減に対して効果的な鋼板の積層が難しい。本稿では製作の簡便のため、珪素鋼板を使用せずに製作したロータを組み込んだモータにてその性能を評価する。図11は試作モータの効率を測定した結果を示しており、最高効率は約75%であった。

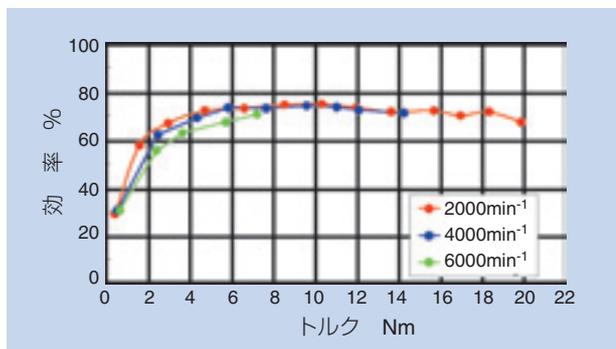


図11 モータ効率
Efficiency of motor

4. 実車試験

コンセプトの確認および車両全体から見た課題抽出を目的として、ユニットを車両に搭載し、実車試験を行なった。

4.1 車両構成

図12に示すユニットを図13に示す写真のように車両に搭載した。車両は市販FF車をベースに表5に示すような改造を行なった。ユニットは実車搭載における初期特性確認の観点から、搭載が比較的容易な後輪2輪に装着した。

ユニット取り付けのため、トーションビーム式サスペンションの改造、ショックアブソーバ・コイルスプリングの変更およびそれらの車体側取り付け部の改造を行なった。また、エンジンとトランスミッションの撤去、駆動用バッテリー（リチウムイオン）およびインバータの搭載を行なった。補機類も電動化を図り、補機駆動専用バッテリーと共に、エンジンルーム内に配置した。ユニットの冷却にはラジエータ（既設の流用）、電動ウォーターポンプを介した水冷循環路を形成した。

図14にシステム構成図を示す。表6に示した車両情報を基に後輪2輪の各輪独立トルク制御を行なっている。

表5 改造車両仕様
Specification of test vehicle

駆動方式	後輪2輪
懸架方式	トーションビーム式
車両重量	1350kg
駆動バッテリー	リチウムイオン (150V)
ブレーキ	前輪2輪 (既設) のみ
ユニット冷却方式	水冷+空冷 (走行風)

表6 車両制御
Control of vehicle

車両情報	<ul style="list-style-type: none"> ・4輪の回転数 (車速) ・モータ電流 ・ステアリング角度 ・スロットル開度
ユニット制御	左右独立トルク制御

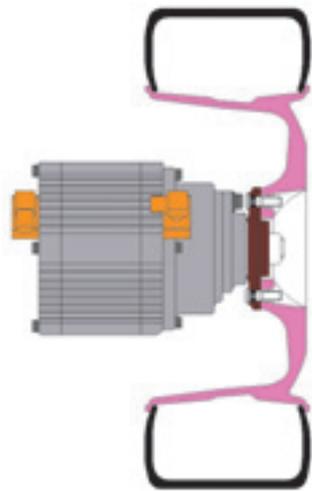


図12 ユニット
Unit



図13 ユニット車両搭載
Mounted unit

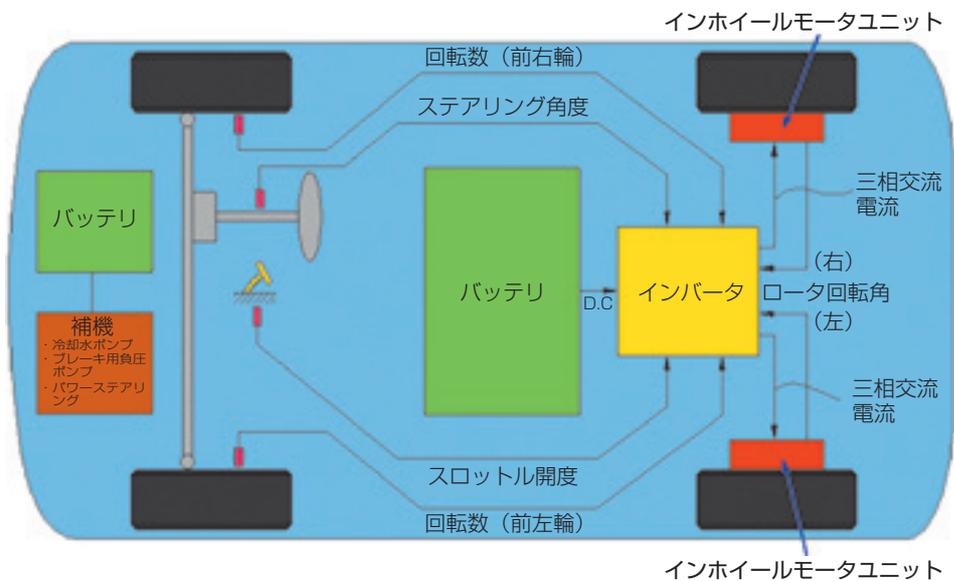


図14 システム構成
Structure of vehicle control system

4.2 走行試験

舗装路による走行試験を行なった。時速40km/hまでの範囲で直進走行のほかに、旋回走行、登坂路走行および低 μ 路走行試験を行なった。

また、ユニットの温度特性評価のためにシャーシダイナモによる走行試験を行なった。走行条件は勾配0%設定における時速20km/hおよび40km/hでの一定速走行とし、ユニット各部分の温度を測定した。温度測定部位はモータ（ステータコイル部）、減速機（潤滑油油温）およびモータ冷却水（出口）である。

図15に結果を示す。

減速機の温度上昇は、運転時間約250秒の時点で、時速20km/hおよび40km/hの条件で各々6℃および8℃であり、十分に小さい。一方、モータステータ部での温度上昇は時速20km/hの条件では約15℃であり、時速40km/hでは30℃であった。

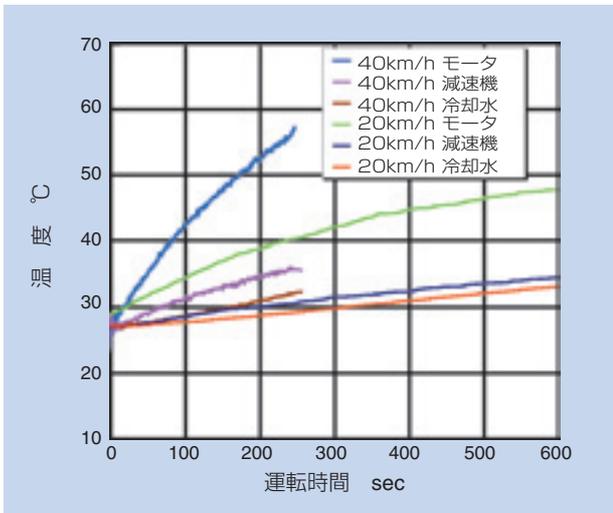


図15 温度特性結果
Temperature characteristic of unit

参考文献

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁次世代自動車・燃料に関する懇談会：次世代自動車・燃料イニシアティブとりまとめ (2007).
- 2) 田原ほか：インホイールモータユニットの開発，自動車技術会学術講演会前刷集，No.131-06，20065703 (2006).
- 3) 蒲池ほか：インホイールモータによる車両運動性能の向上，三菱自動車テクニカルレビュー，No.18 (2006) 107-113.
- 4) Rio S.Zhou, Fukuo Hashimoto : Highly Compact Electric Drive for Automotive Applications, SAE paper, 2004-01-3037.
- 5) 鈴木稔・王大偉：NTN Technical Review, No.73 (2005) 56-59.
- 6) 両角宗晴：遊星歯車と差動歯車の理論と設計計算法，日刊工業新聞社 (1989) 1-6.

5. 結 言

サイクロイド減速機構による減速部は最大出力20kW，最高入力回転数 15000min^{-1} ，最大トルク45Nmの動力伝達性能ならびに約95%の最高効率を達成した。モータ部はアキシアルギャップモータとインバータを製作し，その特性を評価した。また，減速機とモータを組み合わせた試作ユニットを車両に搭載し，シャーシダイナモによる一定条件走行のほか，舗装路面での直進および旋回走行試験を行い，問題なく走行できることを確認した。

執筆者近影



鈴木 稔
商品開発研究所
新商品開発部



堺 香代
商品開発研究所
新商品開発部



岡田 浩一
商品開発研究所
電子応用研究部



牧野 祐介
商品開発研究所
電子応用研究部

電動ブレーキユニットの開発 Development of Electromechanical Brake



山崎 達也* Tatsuya YAMASAKI
江口 雅章* Masaaki EGUCHI
牧野 祐介** Yusuke MAKINO

今後、更なるブレーキの高機能化に向けて、電動ブレーキシステムの市場投入が予想される。NTNでは、電動ブレーキシステムに適用可能な独自の直動機構を考案し、開発を行っている。本稿では、その構成や作動原理、効率計算手法とともに各評価試験について報告する。

The product launch of the electromechanical brake (EMB) system will be expected for further making high performance the brake in the future. NTN has designed and been developing a new linear actuator, which can be applied to this system. This paper reports on the configuration, the principle, calculation method of the efficiency and experiments.

1. はじめに

近年、車両の安全技術への注目が、年々高まってきている。特に、車両安定走行に大きく寄与するブレーキに関しては、ABS、ESC、ブレーキアシストなど高機能化の一途をたどっている^{1), 2)}。ブレーキの高機能化を実現する手段の一つとして、油圧ブレーキの制御技術の改良がなされてきた。一方で、更なる高機能化と環境低負荷を満たすため、各部品メーカー及び自動車メーカーにおいて、電動ブレーキシステムの開発が行われている。これら電動ブレーキの開発品の多くは、ボールねじやボールランプ(トルクカム)などの直動機構を採用している。しかし、これら直線機構にてブレーキングに必要な押圧力を発生させる場合、直線機構単体での荷重変換率が十分でないため、大きな入力トルクが必要となる。ユニット全体の小型、軽量化のためには、モータを小さくする必要があり、別機構として減速機を設けなければならない。また、使用する箇所が車両のバネ下であり激しい振動にさらされるた

め、十分な耐フレット性を確保することも求められる。他の機能として、電動ブレーキユニットをそのままパーキングブレーキとして使用する場合、ボールねじなどの直動機構では押圧力保持機能がないため、モータの回転をロックさせるための別機構が必要となる。そこで、当社では、これらの電動ブレーキユニットに要求される機能(高荷重変換率、耐フレット性、荷重保持機能)に対し、付随する機構を一切必要としない独自の直動機構を考案し、モータを含めた電動ブレーキユニットの開発を行っている。本稿では、その構成や作動原理、効率の計算手法とともに、各種評価試験について説明する。

記号

a, b : ねじ面におけるHertzの接触楕円半幅
 D_s : サンローラ外径
 D_p : 遊星ローラ外径
 d_{BS} : ボールねじにおけるボール中心径
 d_o : アウタリング内径

*商品開発研究所 新商品開発部
 **商品開発研究所 電子応用研究部

- F : ピストンにかかる押圧力
- k : 遊星ローラの有効ねじ山数 $=l_P/P$
- L_P : 遊星ローラのねじリード
- L_O : アウタリングのねじリード
- l_P : 遊星ローラのねじ部有効長さ
- n : 遊星ローラ個数
- p : ねじピッチ

- P_{SC} : ねじ1つ当りに作用する荷重 $=\frac{F}{nk \cos \beta}$
- P_N : サンローラに作用する遊星ローラ1つ当りの
半径方向荷重 $=\frac{F}{n} \cdot \tan \beta$
- P_r : サンローラに作用する遊星ローラ1つ当りの
円周方向接線力 $=\frac{2T_S}{nD_S}$

- P_a : サンローラに作用する軸方向接線力
- T_S : サンローラトルク
- x : ピストンの軸方向変位
- x_{BS} : ボールねじにおけるナット(ねじ軸)の軸方向変位
- W_{IN} : 入力(仕事量)
- W_{OUT} : 出力(仕事量)
- W_{REV} : 公転支持軸受の摩擦トルクによる損失
- W_{ROT} : 自転支持軸受の摩擦トルクによる損失
- W_S : サンローラ支持軸受の摩擦トルクによる損失
- W_{SC} : ねじ面のすべりによる損失
- α : 等価リード角
- α_{BS} : ボールねじのねじリード角
- α_P : 遊星ローラのねじリード角
- α_O : アウタリングのねじリード角
- β : 遊星ローラのねじフランク角
- δ : ねじ面接触点オフセット量
- η : 効率
- μ : 径方向接触面における摩擦係数
- μ_{SC} : ねじ面における摩擦係数
- θ_{BS} : ボールねじにおけるねじ軸(ナット)の角度変位
- θ_S : サンローラ角度変位
- θ_{REV} : 遊星ローラ公転角度変位
 $= [D_S (d_O + D_S)] \cdot \theta_S$
- θ_{ROT} : 遊星ローラ自転角度変位
 $= [-D_S (d_O - D_S)] \cdot \theta_S$
- θ'_{ROT} : 遊星ローラ自転角度変位(キャリア基準)
 $= \theta_{ROT} - \theta_{REV}$

2. 直動機構

2.1 構成要素及び動作原理

直動機構の構成とその動作原理について説明する。直動機構は、図1に示すようにサンローラ、遊星ローラ、アウタリング、キャリア、ピストン及びアウタリングのねじを形成するねじ部材から構成されている。遊星ローラは、サンローラと固定されたアウタリング間に焼ばめによって複数個配置され、サンローラの回転に伴って遊星ローラは自転及び公転する。遊星ローラの外径面及びアウタリングの内径面には、互いに嵌合するよう同一ピッチにて螺旋状のねじが形成されている。これにより、遊星ローラは、自転及び公転に伴いアウタリングに対し軸方向へ移動する。キャリア及びピストンは、それぞれ遊星ローラの自転及び公転を支持しており、最終的にサンローラの回転運動はピストンの直線運動に変換される。サンローラ外周、遊星ローラ外周、アウタリング内周の接触部においてすべりが発生しないとすると、サンローラの回転に対するピストンの進出量 x は式(1)にて示される。一方、ボールねじを使用した場合の進出量 x_{BS} は式(2)にて表される。本機構の進出量 x は遊星ローラとアウタリングのねじのリード角の差に依存するため、ボールねじの進出量 x_{BS} よりも小さくすることができる。すなわち、入力トルクに対する押圧力として定義される荷重変換率を、ボールねじより大きくすることが可能となる。

$$x = \frac{d_O}{2} \cdot (\tan \alpha_O - \tan \alpha_P) \cdot \theta_{REV} \dots\dots\dots(1)$$

$$x_{BS} = \frac{d_{BS}}{2} \cdot \tan \alpha_{BS} \cdot \theta_{BS} \dots\dots\dots(2)$$

また、サンローラ、遊星ローラ、アウタリング間には、負隙間の径方向予圧を付与することで、耐フレッキング性の向上を図った。径方向隙間の調整とねじの形成を低コストで両立するため、アウタリングの内径面に設けた螺旋溝にコイル状のねじ部材を装着することでアウタリングのねじを形成している。

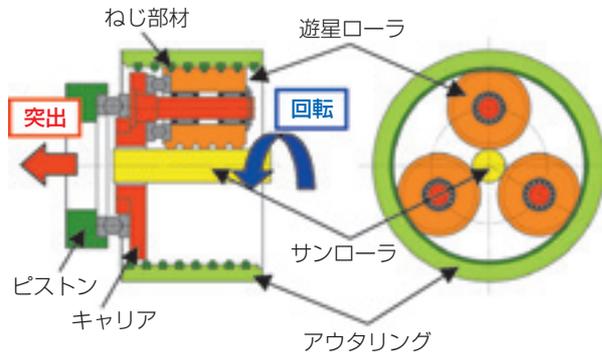


図1 直動機構概略図
Schematic of linear actuator

2.2 効率

直動機構の効率を求める上で、下記の仮定①～④を設けた。

- ① ピストンに発生する押圧力は、全ての遊星ローラ及びねじ山に均等に負荷される
- ② リード角が小さいため (5deg.以下)、ねじ部で発生する荷重の円周方向成分は無視する
- ③ サンローラ外周、遊星ローラ外周、アウトリング内周の接触部でのすべりは発生しない
- ④ 損失として考慮する箇所は、公転支持軸受、自転支持軸受、サンローラ支持軸受、ねじ面の接触部である

上記項目以外に、遊星ローラとサンローラ及びアウトリングの接触部における軸方向へのすべりも損失として考えられるが、転がり接触を伴うため十分に小さいと判断した。

図2に示すように、サンローラから入力されるトルクによってピストンが軸方向へ移動すると考えると、直動機構の効率 η 及び入出力の仕事量の関係は、それぞれ式 (3)、(4) で表される。

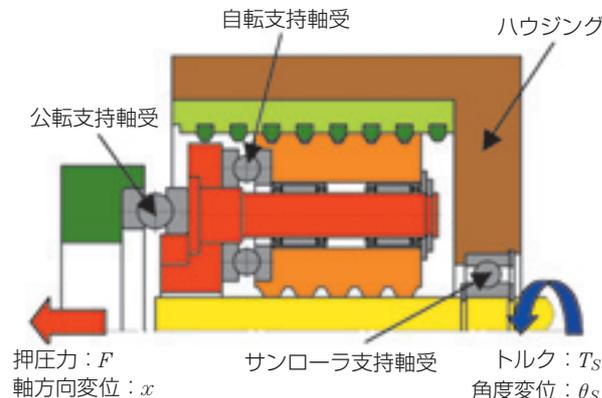


図2 入出力の関係
Relation of input and output

$$\eta = \frac{W_{OUT}}{W_{IN}} = \frac{F \cdot x}{T_s \cdot \theta_s} \dots\dots\dots (3)$$

$$W_{OUT} = W_{IN} - W_{REV} - W_{ROT} - W_S - W_{SC} \dots\dots\dots (4)$$

各軸受の損失は、Palmgren³⁾による摩擦トルクの実験式より算出した。ここで、サンローラ支持軸受にかかる荷重について説明する。サンローラには図3に示すような法線力及び接線力が遊星ローラから作用している。摩擦円の関係から、式 (5) によって求めた軸方向の接線力 P_a を、サンローラ支持軸受のアキシャル荷重とした。

$$P_a = n \sqrt{(\mu P_N)^2 - P_r^2} \dots\dots\dots (5)$$

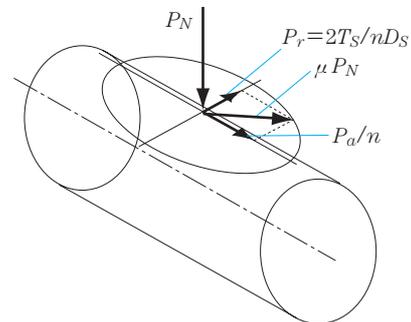


図3 サンローラに作用する荷重
Load on sun roller

次に、ねじ面のすべりによる損失について説明する。遊星ローラとアウトリングのねじ面では、図4に示すように、Hertzの接触楕円が遊星ローラの回転と共に移動する。遊星ローラがアウトリング内周に沿ってすべりを伴わずに転がっているとすると、ねじ面の接触楕円は、それぞれ式 (6)、(7) で表される楕円中心の接線方向変位 U と、楕円中心軸周りの回転変位 θ を合成したすべりを伴いながら移動している。

$$U = \left(\frac{d_o}{2} - \delta\right) \cdot \theta_{REV} + \left(\frac{D_P}{2} - \delta\right) \cdot (\theta_{ROT} - \theta_{REV}) = \delta \theta_{ROT} \dots\dots\dots (6)$$

$$\theta = (\theta_{ROT} - \theta_{REV}) \cdot \cos \beta = \theta'_{ROT} \cdot \cos \beta \dots\dots\dots (7)$$

ここで、接触楕円内におけるすべりによる損失を、図5に示すような微小面積内での損失の総和として考えると、それぞれ式 (8)、(9) によって求めたすべり量 $V(x, y)$ と法線荷重 $f(x, y)$ から、ねじ面でのすべりによる損失 W_{SC} は式 (10) のように表される。

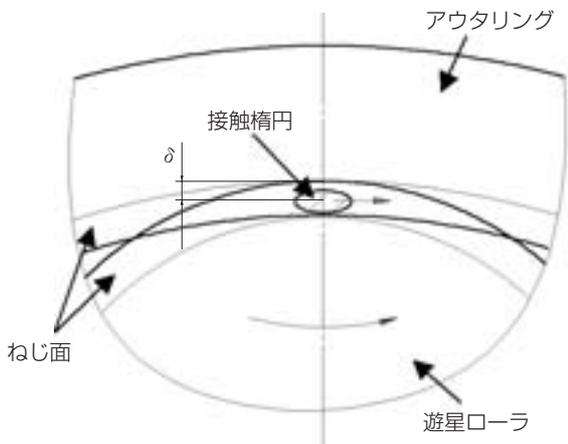


図4 ねじ面における接触楕円の移動
Contact ellipse in thread of the screw

表1 計算条件
Calculation condition

諸元	No.1	No.2	No.3	No.4
D_S , mm	12	←	←	←
D_P , mm	30	←	←	←
d_O , mm	72	←	←	←
n	3	←	←	←
L_P , mm	2	2	0	3
L_O , mm	4	2	2	6
p , mm	2	←	←	3
I_P , mm	16	←	←	←
δ , mm	0.3	←	←	←

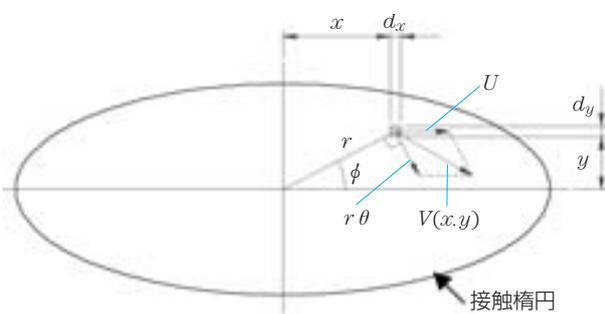


図5 接触楕円模式図
Contact ellipse

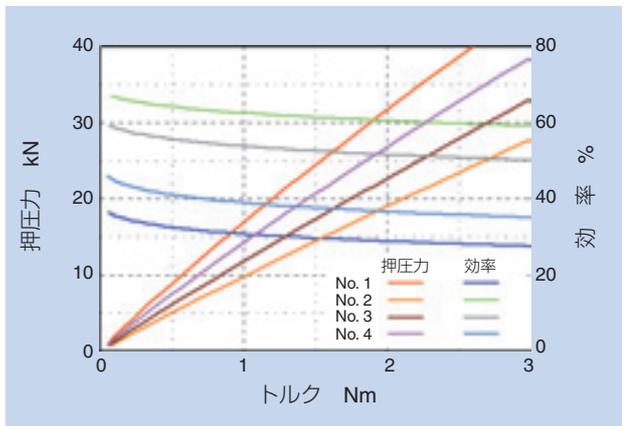


図6 各条件におけるトルクと押圧力及び効率の関係
Calculation results of thrust and efficiency

$$V(x, y) = \sqrt{(U + r\theta \sin \phi)^2 + r^2 \theta^2 \cos^2 \phi} \dots\dots (8)$$

$$f(x, y) = \frac{3P_{SC}}{2\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \cdot dx \cdot dy \dots\dots (9)$$

$$W_{SC} = nk \int \mu_{SC} \cdot f(x, y) \cdot V(x, y) \dots\dots (10)$$

表1に示す計算条件にて算出した押圧力 F 及び効率 η を図6に、ユニットNo.1における入力に対する各損失の各損失の割合を図7に示す。なお、ここでは $\mu = \mu_{SC} = 0.1$ として計算した。図6から、ねじの仕様を変更することで、さまざまな効率の直動機構を設計することが可能であることが分かる。また、図7からは、ねじ面のすべりによる損失の割合が大きく、トルクが増大するにつれ、その割合も増加していることが確認できる。

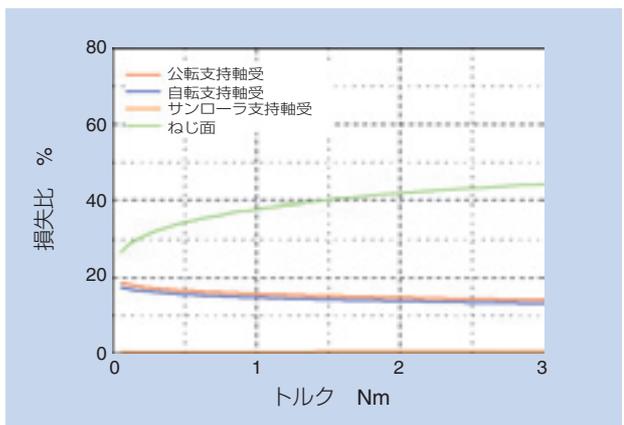


図7 ユニットNo.1における各損失の入力に対する割合
Ratio of losses

3. 直動機構の特性評価

3.1 評価ユニット及び試験方法

実際に、考案した直動機構について効率及び押圧力保持機能の評価を行った。評価ユニットの仕様を表2に、特性評価試験機の構成を図8に示す。本試験機では、レバーに重りを負荷するなどの方法によって直動機構にトルクを与え、サンローラに入力されたトルクと、ロードセルによって検出したピストンの押圧力から、直動機構の効率を求めた。

表2 評価ユニット仕様
Specifications of linear actuator

ユニット	A	B	C	D	E	F
D_S , mm	12	8	15	←	←	←
D_P , mm	30	26	28.5	←	←	←
d_O , mm	72	60	72	←	←	←
n	3	←	4	←	←	←
L_P , mm	2	0	2	0	2	3
L_O , mm	4	2	4	2	2	6
p , mm	2	←	←	←	←	3
α , deg	0.173	0.536	0.220	0.419	0.640	0.331

3.2 効率及び荷重保持機能

ユニットA, Bにおける押圧力及び効率を図9に示す。それぞれ計算結果と良く一致しており、計算の妥当性を確認できる。

1サイクル分(押圧力0から所定の値まで増加させた後、再び0に減少させるまで)のトルクと押圧力の関係を図10に示す。押圧力を減少させる際、ユニットAでは負のトルクを必要としているのに対し、ユニットBでは正のトルクが発生している。これは、サンローラが押圧力によって回転させられ、押圧力保持機能を失っていることを示している。そこで、式(11)で定義される直動機構の等価リード角 に対し、30kN発生時の効率と押圧力保持機能の有無について図11にまとめた。等価リード角が大きくなるにつれて効率は上昇し、等価リード角が0.331deg.以上では押圧力保持が不可であった。以上のことから、押圧力保持機能を満たすには、等価リード角を0.3deg.程度で設計する必要があることが分かる。

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{2x}{D_S \cdot \theta_S} \right) \dots\dots\dots(11)$$

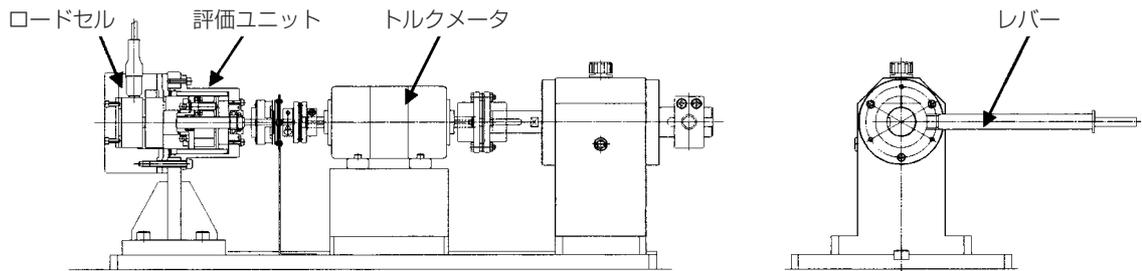


図8 特性評価試験機
Test rig for measuring efficiency

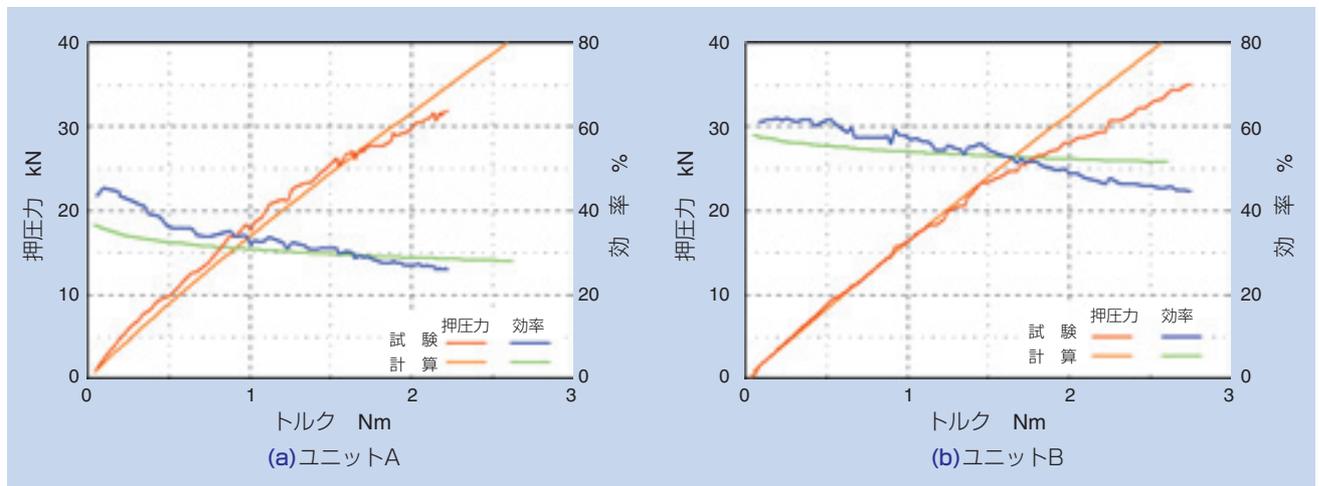


図9 トルクと押圧力及び効率の関係
Test results of thrust and efficiency

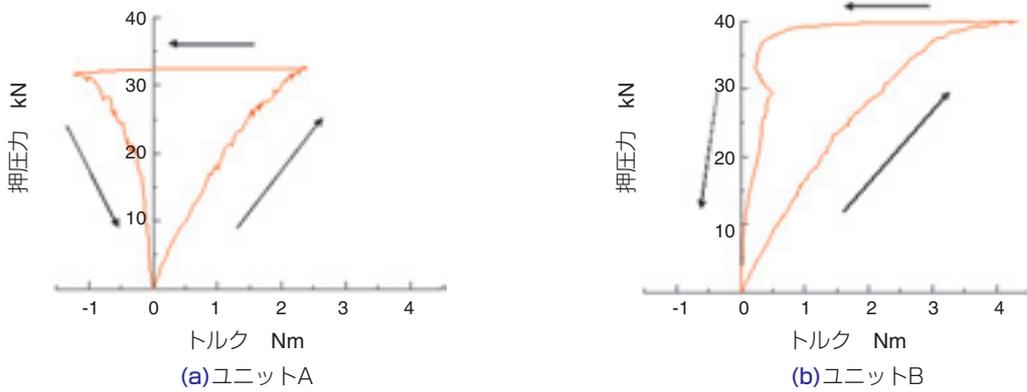


図10 1サイクル間のトルクと押圧力の関係
Relation between torque and thrust

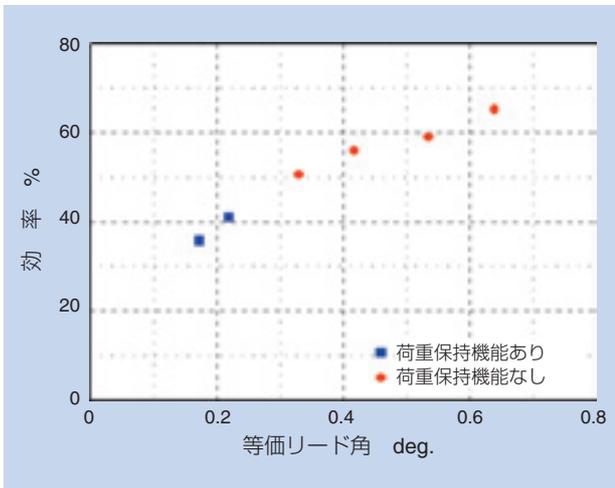


図11 等価リード角と押圧力30kN発生時の効率及び荷重保持機能の関係
Relationship between equivalent lead angle, efficiency and load holding

4. ユニット評価

4.1 供試ユニット

電動ブレーキとして実車に搭載可能なユニットを製作し、台上での応答性評価及び実車試験を行った。使用したユニット及びモータの仕様を表3及び表4に、構成を図12及び図13に示す。ユニット全体の軸方向長さを短くするため、モータは直動機構に対し並列に配置し、モータ自体もステータを2つ使用したアキシアルギャップタイプのモータとしている。モータからサンローラまでのトルク伝達は歯車にて行っており、直動機構は実車搭載を考慮して第3章にて説明したコンパクトなタイプBのユニットを使用した。

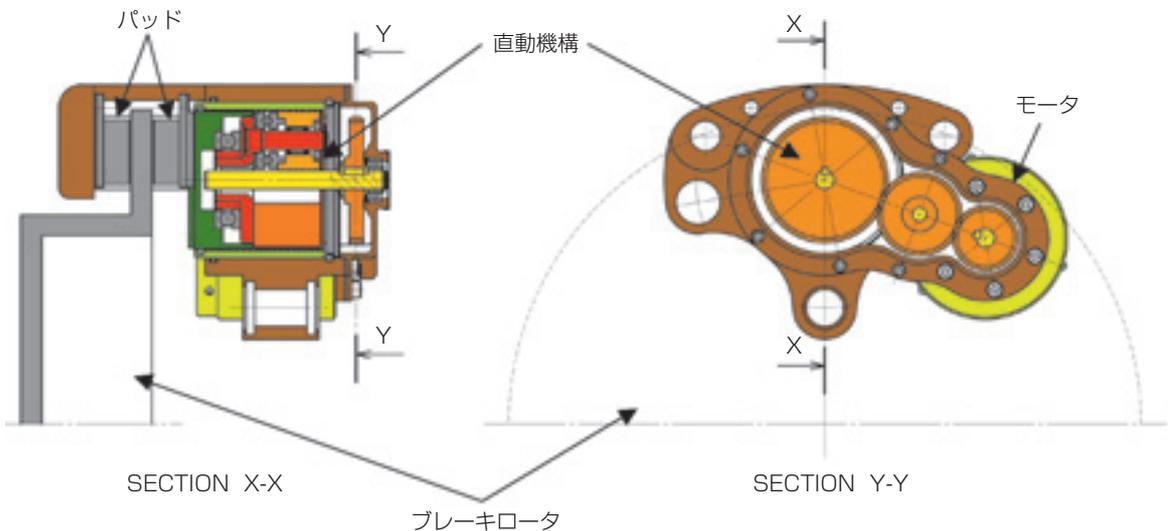


図12 実車搭載電動ブレーキユニット
Prototype EMB unit

表3 電動ブレーキユニット仕様
Specifications of EMB units

項目	仕様
最大押圧力	30kN
サイズ(キャリパを除く)	150mm×82mm×85mm
質量(キャリパを除く)	3.8kg

表4 モータ仕様
Specifications of motor

項目	仕様
最大出力	140W
最大トルク	2Nm
最高回転数	1500min ⁻¹

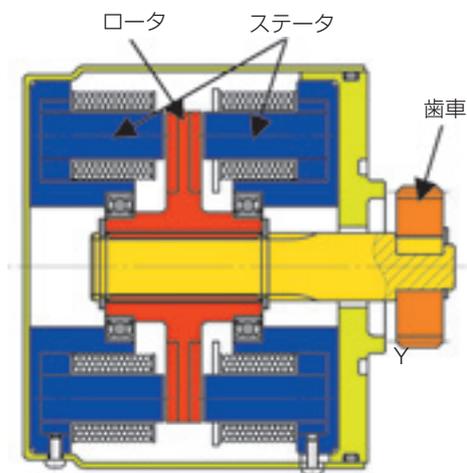


図13 アクシアルギャップモータ
Axial gap motor

4.2 応答性評価

図14に示す試験機にて、本ユニットにおける押圧力の応答性（増加及び減少特性）について調査した。押圧力の測定は、ブレーキロータ及びパッドの代わりに取り付けられたロードセルにて行っている。試験条件を表5に、試験結果を図15及び図16に示す。

今回の試験では、測定開始から0.1秒の時点からモータに一定電圧を加え、押圧力の増加及び減少特性について評価している。押圧力の時間に対する変化率は、すべての条件において約10kN以上の領域ではほぼ一定であるが、それ以下の押圧力範囲では非線形な挙動を示している。

モータへの印加電圧を上げる事で、押圧力増加および減少のどちらの場合においても押圧力の変化率を増

加させ、目標荷重までの到達時間を短縮させることができる。これは、印加電圧に伴いモータの最高回転数が上昇するためである。

次にピストンとロードセル間の初期隙間の影響について述べる。初期隙間が0.2mmの場合では、12Vと20Vのそれぞれの印加電圧において押圧力が発生するまでに約0.1秒と約0.05秒の時間を要しており、初期隙間が応答性に与える影響は大きい。

表5 試験条件
Test condition

評価項目	押圧力	
	増加特性	減少特性
印加電圧	12V, 20V	
初期隙間	0mm, 0.2mm	—

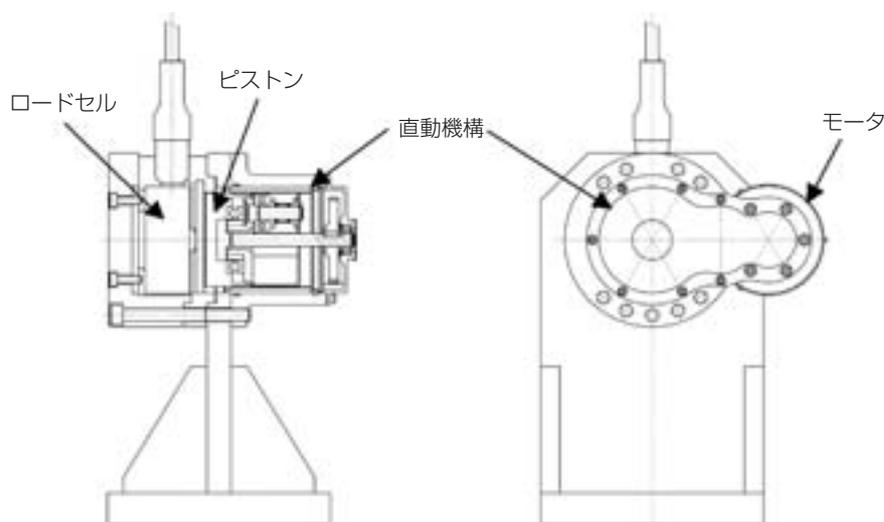


図14 応答性評価試験機
Test rig for measuring the response time

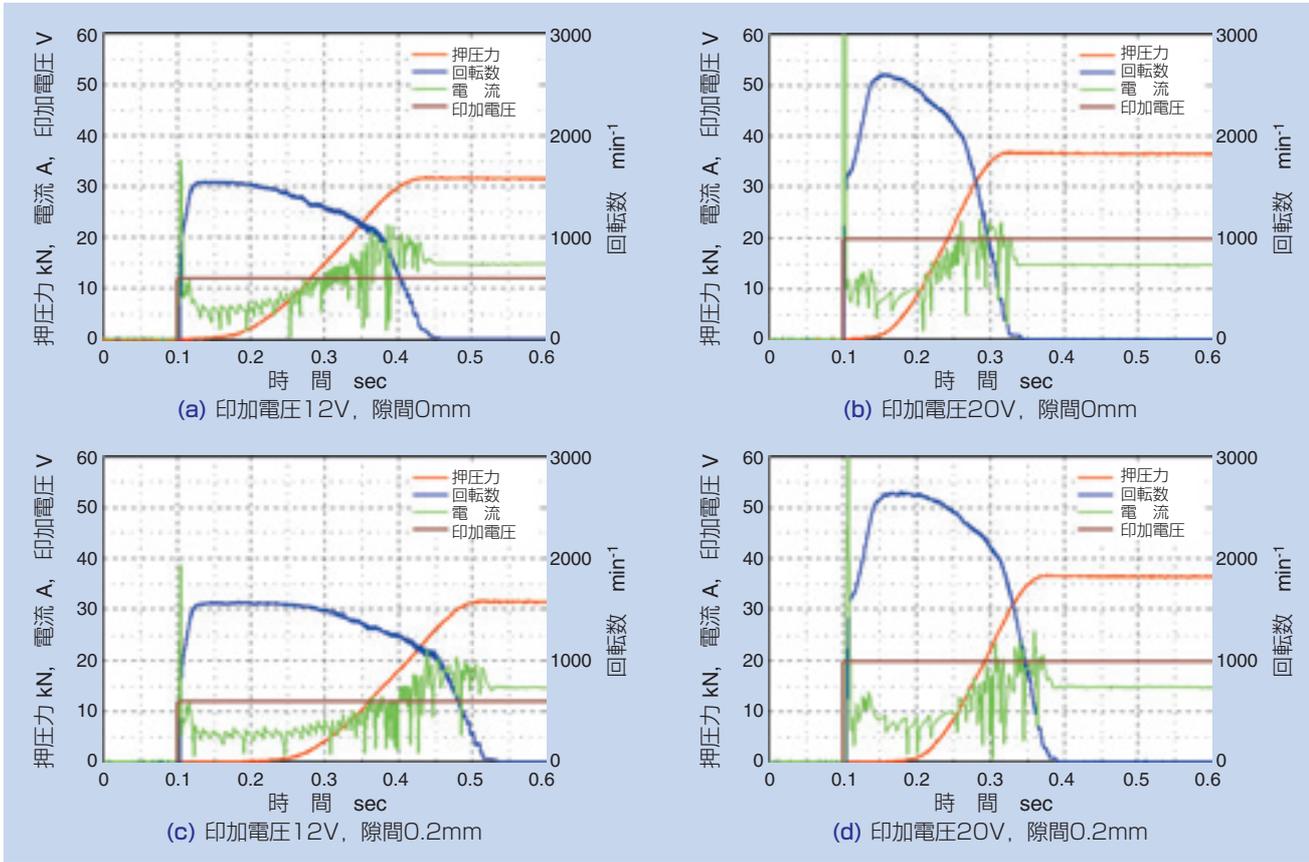


図15 ユニットの応答性(増加特性)
Response time (increase characteristic)

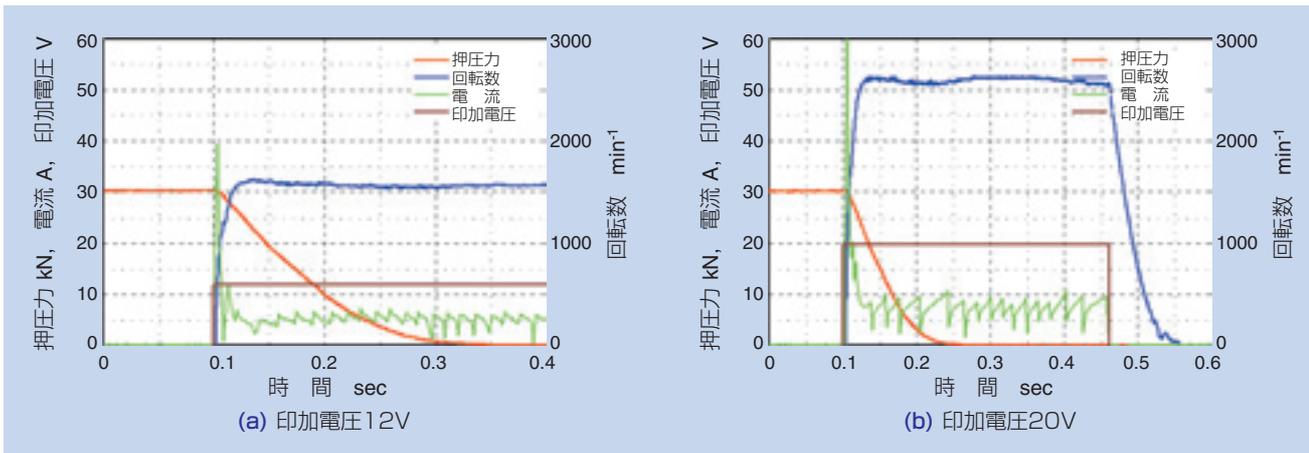


図16 ユニットの応答性(減少特性)
Response time (decrease characteristic)

4.3 実車試験

図17に示すように、試験車両の両後輪に試作ユニットを取り付けた。本ユニットは、特にナックル周辺の改造は行わず、取り付け位置の調整のみで搭載可能である。また、前輪に対しても、大きな改造を行うことなく搭載できることを確認している。図18に示す

システム構成において、コントローラの指令値に対し、歪ゲージにて検出した押圧力をフィードバックし、モータを制御した。後輪の電動ブレーキユニットのみで、約30km/hからの制動試験を行ったが、特に問題なく停車できることが確認できた。なお、今回の試験では、自動車用の12Vのバッテリーを使用している。

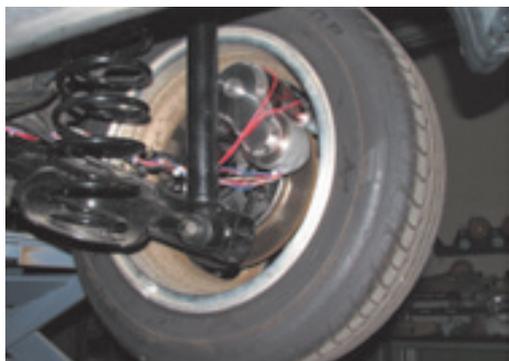


図17 実車搭載状況
Installation of the unit

- (1) 直動機構の効率計算手法を導出し、実験によりその妥当性を確認した。
- (2) 直動機構において、押圧力及び効率の測定を行い、押圧力保持機能を満たすねじ諸元を明確にした。
- (3) モータを含めたユニットとして、応答性評価試験及び実車での制動試験により、その特性を把握した。

5. まとめ

今後、市場投入が見込まれる電動ブレーキユニットに対して、付随する機構を一切使用せずに、高い荷重変換率と高い耐フレット性能を有し、荷重保持機能も併せ持つ独自の直動機構を考案し、直動機構及びモータを含めた電動ブレーキユニットについて評価試験を行い、以下の結果を得た。

参考文献

- 1) 足立智彦：スタビリティコントロールシステム (ESC)に関する動向，自動車技術，Vol.60，No.12 (2006) 28-33.
- 2) 成波・谷口哲夫・波多野 忠・廣瀬敏也：緊急時のブレーキアシスト装置の効果評価について，自動車技術会学術講演会前刷集，No.20065894(2006).
- 3) A. Palmgren：Ball and Roller Bearing Engineering, 3rd ed., Burbank, Philadelphia, (1959) 34.

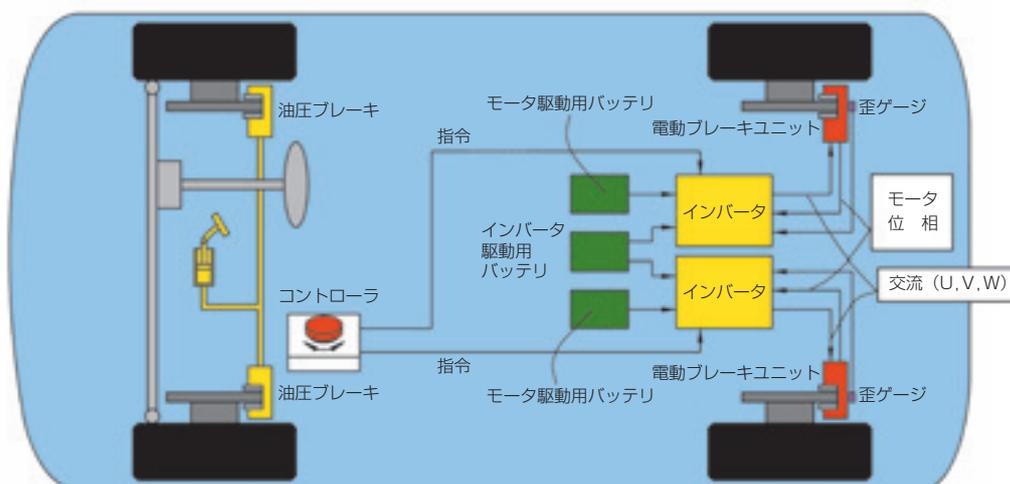


図18 実車試験用ブレーキ駆動システム
Prototype EMB system diagram

執筆者近影



山崎 達也
商品開発研究所
新商品開発部



江口 雅章
商品開発研究所
新商品開発部



牧野 祐介
商品開発研究所
電子応用研究部

エンジン用商品の技術動向と開発商品 The Engine Part Technical Trends and New Products for Engine

漁野 嘉昭* Yoshiaki RYOUNO
 鬼丸 好一* Kouichi ONIMARU
 川端 謙一** Kenichi KAWABATA
 大石 真司** Shinji OOISHI



エンジンの性能は、環境の変化や社会の情勢により大きく影響を受けている。現在では、地球温暖化防止として二酸化炭素（CO₂）削減のため燃費向上の要求が高い。

特に、2015年新燃費基準を達成するためにエンジン用部品は、摩擦損失低減、軽量コンパクト化（長寿命化）によるエンジン質量の低減等が要求されると共に、自動車の機能として各部品の耐久性（信頼性）が必要である。これらの要求に対してNTNが開発したエンジン用商品について紹介する。

Engine specification has been influenced by environmental and social situations. Nowadays, fuel-efficient are demanded to reduce CO₂ that makes green house warming. Especially, engine parts are needed to reduce frictional loss and weight, affected by lifetime, to meet the standard of 2015 new fuel-efficient target. It goes without saying all parts must have durability and reliability. This report says new engine parts product developed by NTN about said requirement.

1. はじめに

EUでは、2012年までにEU内で販売する新車においてCO₂の排出量をエンジン性能向上により平均130g/km以下に低減する新環境規制を明らかにした。米国でもガソリンの消費量を2007年から10年間で20%削減目標を掲げている。

日本に於いては、2015年度を目標年度とする、小型トラック、小型バス、乗用車の新しい燃費基準（表1参照）が法制化される。特に乗用車は、2004年度

表1 2015年度燃費基準
 (2004年度実績に対する燃費改善率)¹⁾
 2015 year fuel-efficient target
 (improvement rate compare with 2004)

自動車の種類	2004年度 実績値	2015年度 推定値	2004年度実績 からの燃費改善率
乗用車	13.6(km/ℓ)	16.8(km/ℓ)	23.5%
小型バス	8.3(km/ℓ)	8.9(km/ℓ)	7.2%
小型貨物車	13.5(km/ℓ)	15.2(km/ℓ)	12.6%

実績に比べて、23.5%、現行燃費基準（2010年度目標）の水準と比べて29.2%燃費が改善されることになる。

このような状況で自動車メーカー各社は、エンジンの動力性能の向上、燃費向上、排気特性の改善に取り組んでおり、新技術を次々に開発している。これらの新技術を支えている要素部品として、NTNでは数多くの商品を開発してきた。

2. 自動車における損失要因・エンジンの摩擦損失比率とエンジン用商品への要求事項

2.1 自動車における損失要因

一例として自動車における損失要因を図1に示す。

エンジンのフリクションは、自動車全体の27%を占めており、エンジンのフリクション低減が燃費向上に結びつくものと考えられる。また、重量低減も燃費向上に効果があるものといえる。

*自動車商品本部 自動車技術部

**自動車商品本部 ニードル軸受技術部

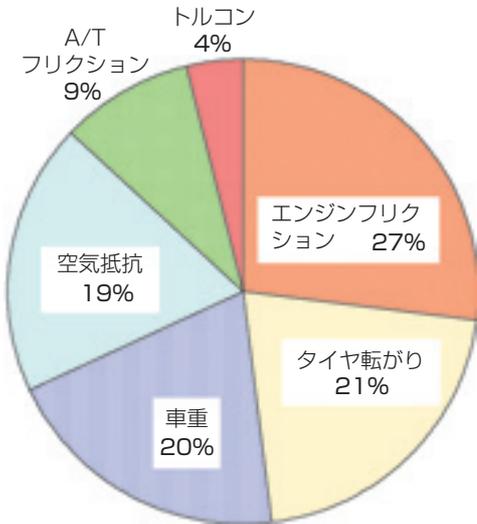


図1 自動車における損失要因 (HWYモード)²⁾
Friction loss ratio at the car (HWY mode)

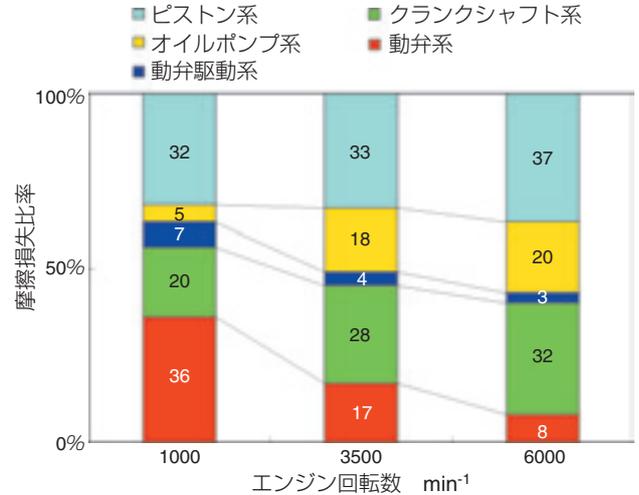


図2 エンジンの摩擦損失比率³⁾
Friction loss ratio of the engine

2.2 エンジンの摩擦損失

一例としてエンジンの摩擦損失比率を図2に示す。

- ① エンジンの摩擦損失は、主に動弁系、クランクシャフト、オイルポンプ系、動弁駆動系、ピストン系の要因で発生している。

各回転により摩擦損失比率に差があるものの、これらの摩擦損失を低減させることにより、燃費が改善されるものとする。

(今回のエンジン用開発商品ではピストン系は取組んでおらず、対象外である。)

- ② オイルポンプの摩擦損失は、3500min⁻¹、6000min⁻¹で大きくなっている。オイルポンプの吐出量と摩擦損失とは相関があり、吐出量を少なくする事で摩擦損失を低減でき、オイルポンプ自体も小型化できる。このことから、燃費低減には、オイルポンプ供給油量の低減が重要と考える。

2.3 エンジン用商品への要求事項

表2にエンジン用商品への要求事項を示す。エンジンでは、各部品での摩擦損失を低減し低燃費化を図ることで、CO₂の排出量低減やエネルギー資源の保全に貢献できるものとする。

2.4 エンジン用開発商品

図3に本報に記載したエンジン用開発商品を示す。これらのうち、以下の商品について次章以降で紹介する。

- (1) 給油レス式チェーンテンショナ
- (2) ロッカーアーム用FAニードル軸受
- (3) 低フリクション対応ニードル軸受
(クランクシャフト支持用,カムシャフト支持用)
- (4) バルブ連続可変機構用ボールねじユニット
[商品紹介] 参照
- (5) エンドピボット型メカニカルラッシュアジャスタ
[論文] 参照

表2 エンジン用商品への要求事項
Requirements for engine products

エンジン部位	エンジン用商品と(要求事項)	目的	環境への影響
動弁系	・バルブ連続可変機構用ボールねじユニット (ポンプ損失低減) ・FAニードル軸受 (小型・長寿命) ・エンドピボット型メカニカルラッシュアジャスタ (オイルポンプの小型化)	低燃費	CO ₂ の排出量低減 (温暖化防止) エネルギー資源の保全 (資源の有効活用)
クランク系	・クランク支持用分割形ニードル軸受 (低摩擦トルク)		
動弁駆動系	・カムシャフト支持用ニードル軸受 (低摩擦トルク) ・給油レス式チェーンテンショナ (オイルポンプの小型化)		
本体	・各部品 (小型、軽量)		

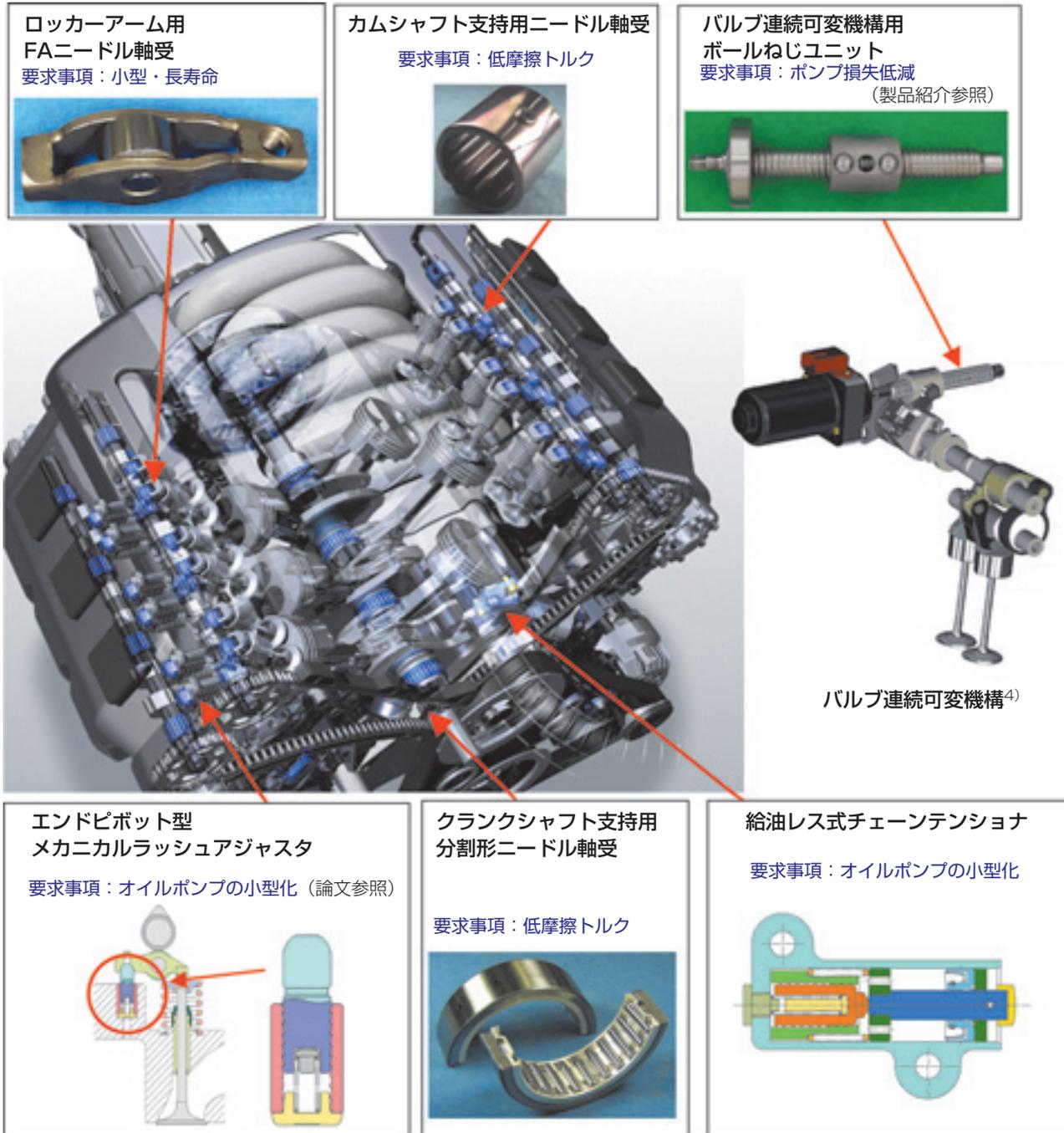


図3 エンジン用開発商品 (代表例)
Typical products for engine

3. 給油レス式チェーンテンショナ

近年、自動車エンジンの高性能化にともない、油圧を利用した装置が多くなってきている。

そのため、オイルポンプが大型となりオイルの配管も複雑化している。しかし、環境問題への対応のため、消費オイル量の低減によるオイルポンプの小型化・軽量化のニーズが高まっている。

これまでNTNが量産してきた「鋸歯ねじ式」と「リング式」の2種類のチェーンテンショナは、エンジンからの供給オイルをダンパとして利用しているが、市場ニーズに応えるためにエンジンからのオイル供給を必要としない「給油レス式」チェーンテンショナを開発した。

以下にこの開発商品を紹介する。

3.1 特長

チェーンテンショナに要求される機能のうち、代表的なものとして「ダンパ機構」と「ノーバック機構」の2つがあげられる。

① ダンパ機構

タイミングチェーンの張力を一定に保つために必要な機構である。チェーンの張力が高すぎるとタイミングチェーンの寿命に影響し、またフリクションロスの要因にもなる。チェーン張力が低すぎるとチェーンの振れが大きくなり、騒音と歯飛びの要因となる。

② ノーバック機構

エンジン停止時に、カムシャフトとバルブの位相により、テンショナに荷重が負荷された状態となる場合がある。その後、エンジンを再始動させた時、テンショナが押し込まれた分振幅が大きくなるため、異音の発生が懸念される。そのため、テンショナにはエンジン停止時にプランジャが押し込まれないノーバック機構が必要となる。

これまでNTNでは、ダンパ機構として、エンジンから供給されるエンジンオイルを利用した油圧ダンパ式（鋸歯ねじ式・リング式）を採用してきた。

また、ノーバック機構は摩擦抵抗を利用した鋸歯ねじ構造（鋸歯ねじ式）か、リングを使用した楔構造（リング式）を採用し、プランジャの押し込まれを防いできた。

給油レス式チェーンテンショナでは、ダンパ機構は鋸歯ねじとスプリングダンパによって構成され、ノーバック機構は鋸歯ねじの摩擦抵抗により機能する。

以上から、給油レス式チェーンテンショナでは、エンジンからのオイル供給を必要としないため、オイルポンプ容量の小型化が可能となり、エンジン側のオイル配管・加工も不要となる。

それに伴い、エンジンの軽量化・低燃費化・低コスト化が期待できる。

3.2 構造と作動

鋸歯ねじ式及びリング式チェーンテンショナの構造を図4に示す。

- ① チェーン弛み時にはプランジャがリターンスプリング力により突出し、チェーンを適正な張力に保持する。

- ② その際、圧力室内の圧力が低下するのでチェックバルブが開きエンジン側からオイルが供給される。
- ③ チェーン張り時にプランジャが押し込まれると、シリンダ及びプランジャによって構成されるリークすきまから圧力室内のオイルを徐々に外部へ排出し、油圧ダンパが働く。また、エンジン特性によっては圧力室内の圧力が一定以上になるとオイルを外部に開放するリリーフバルブを設ける場合もある。

給油レス式チェーンテンショナの構造を図5に示す。

- ① チェーン弛み時にはリターンスプリング力によりロッドが突出し、チェーン挙動に追従し、鋸歯ねじにより機械的なダンパを発生させ、適正な張力を保持する。
- ② また、チェーン張り時にはレバーガイド・ロッドを介して、鋸歯ねじが動的に押し込まれ、チェーンの過張力を防止する。
- ③ 鋸歯ねじとロッドは分割されており、レバーガイドとの摺動による回転力の影響を排除している。
- ④ テンショナ内に密封されたオイルは鋸歯ねじの潤滑に用いており、密封する事によりエンジンオイル（種類、粘度、油圧、劣化）の影響を受けず、安定した性能を発揮する。

3.3 性能評価

一般的なレシプロエンジンにおける、給油レス式チェーンテンショナのモータリング試験特性を図6に示す。

仕様Aでは、リリーフ構造を有しているため、回転数全域で安定した挙動となり、チェーン張力の変化も少ない。リリーフの設定を変更することにより、様々な特性のエンジンへ適用できる。

また仕様Bでは、リリーフ構造が無い場合、高回転域でのチェーン張力が高くなっているが、その分テンショナ振幅は非常に小さくなっており、変動荷重の小さなエンジンに適した仕様となっている。

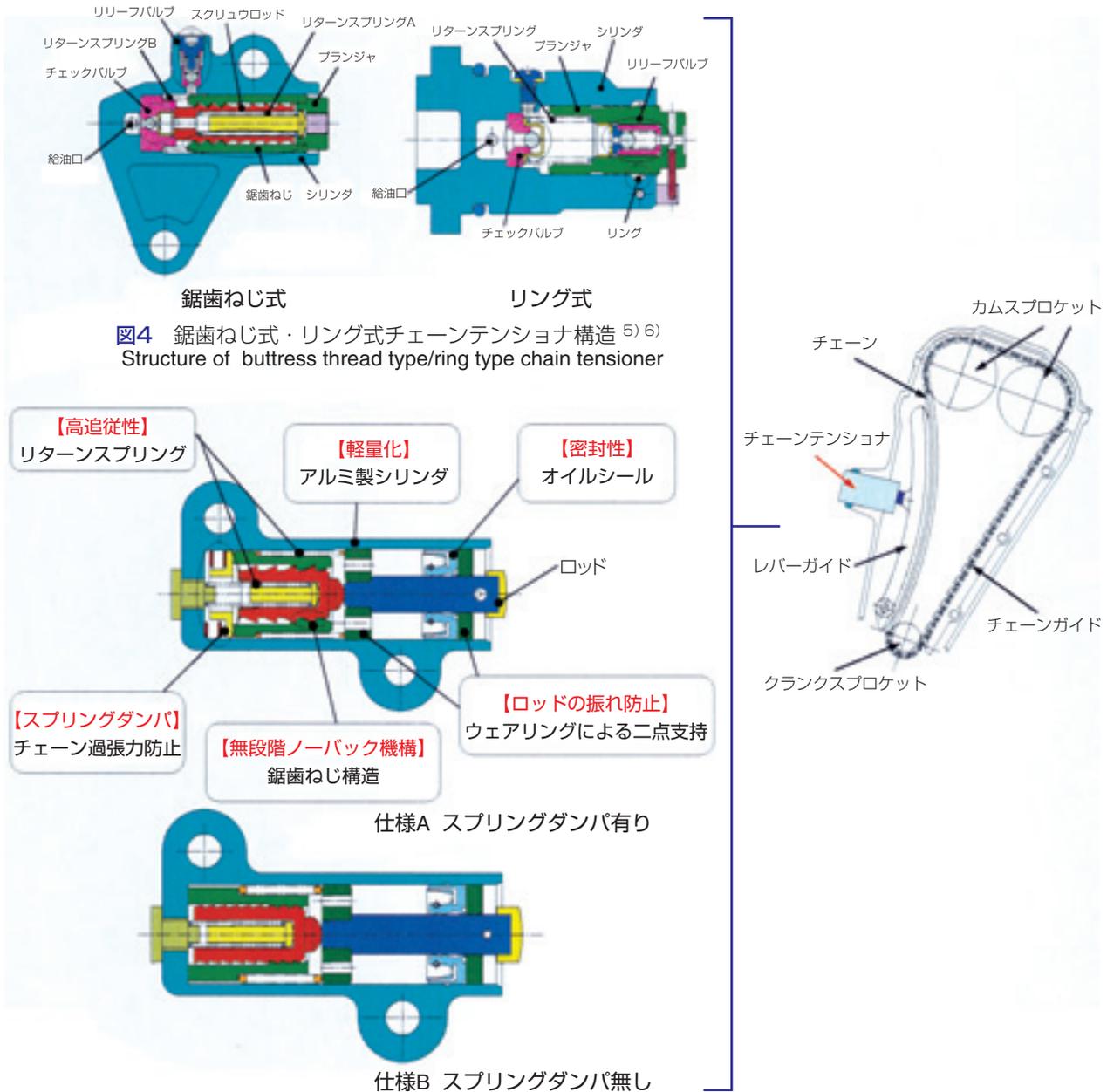


図4 鋸歯ねじ式・リング式チェーンテンショナ構造^{5) 6)}
Structure of butress thread type/ring type chain tensioner

図5 給油レス式チェーンテンショナ構造
Structure of chain tensioner without oil supply

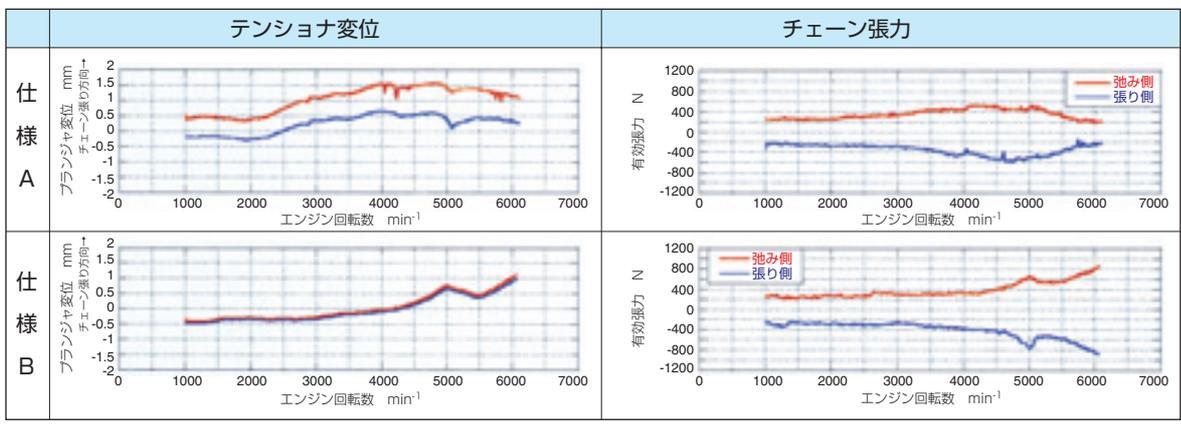


図6 給油レス式チェーンテンショナのモータリング特性
Motoring characteristics of chain tensioner without oil supply

4. ロッカーアーム用FAニードル軸受

NTNでは、鋼材の結晶粒が小さくなると疲労強度が向上する結晶粒微細化強化技術に着目し、軸受鋼の結晶粒を従来の1/2以下に微細化した特殊熱処理（FA処理）を開発した。

「エンジン・ロッカーアーム用FAニードル軸受」は、この技術を採用することにより3.7倍以上の長寿命を実現した。これにより同一使用条件の場合、軸受の幅寸法及び重量を従来の約75%にまでコンパクト・軽量化可能とした。

4.1 ロッカーアーム用軸受の外観及びマイクロ組織

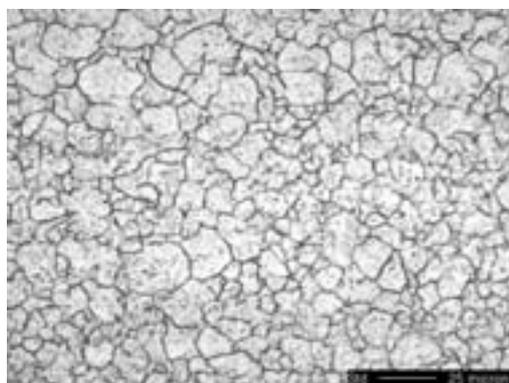
① ロッカーアーム用軸受の外観を写真1に示す。

外輪・ころ・軸で構成され、いずれも材質は軸受鋼である。

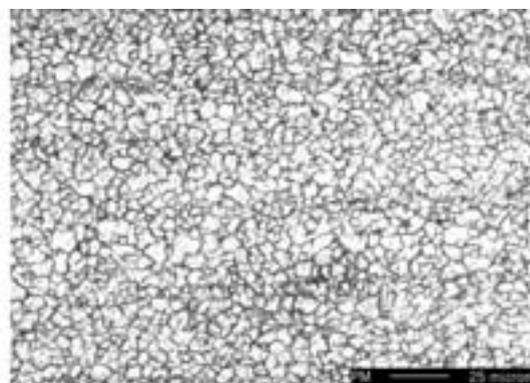
② 従来の標準熱処理品とFA処理品の旧オーステナイト結晶粒界を写真2に示す。



写真1 ロッカーアーム用軸受
Roller Rocker Bearing



標準熱処理品



FA処理品

写真2 旧オーステナイト結晶粒界
The prior austenite grain boundaries

FA処理によって得られた組織は標準熱処理品の組織と比較して、1/2以下の結晶粒径になっている。

4.2 性能評価

FA処理品と現行品の寿命比較を図7に、FA処理品と現行品の面圧差による寿命比較を図8に示す。

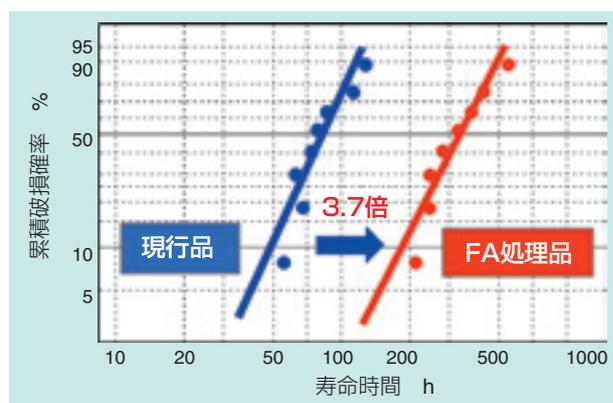


図7 FA処理品と現行品の寿命比較
Comparison of rolling contact fatigue of bearing

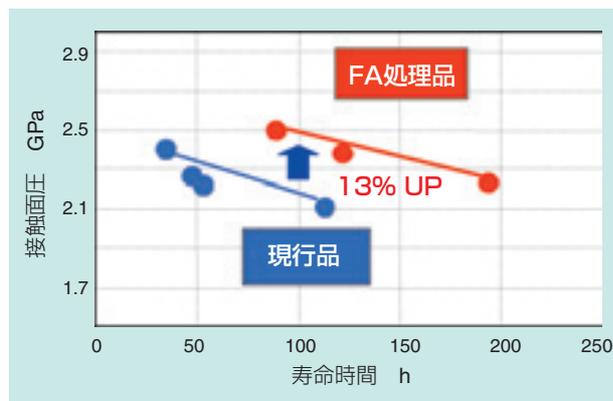


図8 FA処理品と現行品の面圧差による寿命比較
Comparison of rolling contact fatigue of bearing
by face pressure difference

同一条件下でのFA処理品の寿命は、現行品の3.7倍、また、FA処理品のころと軌道輪との面圧は、現行品に対して13%上げることができ、軽量コンパクト化できる。

ロッカーアーム用軸受はアームに固定する際、大別して2つの方法がある。1つはアームと軸をかしめて固定する方法と、もう1つはアームに圧入、ピンや止め輪で固定する方法である。前者は部分的に硬度を確保する高周波焼入れが適用されており、FA処理は後者において適用できる。

5. 低フリクション対応ニードル軸受 (クランクシャフト支持用、カムシャフト支持用)

エンジン各シャフト支持部に低フリクション化を目的として転がり軸受の適用が求められている。クランクシャフトやカムシャフトは、クランク構造になっているため、通常の一休形軸受を軸方向から組み込むことは困難で、且つ非常に低断面構造が必要であることから、分割形滑り軸受やハウジングとシャフトが直接滑る構造が採用されている。

そこで、これらの用途の転がり化対応として、組み込み性向上と低断面構造を実現する新しい分割形のニードル軸受を開発したので紹介する。

5.1 クランクシャフト支持用分割形ニードル軸受

クランクシャフトは、ピストンエンジンの主運動系の中心的な部品で、ピストンの往復運動をコネクティングロッドを介して回転運動に変える機能を有している。このクランクジャーナル部には分割形滑り軸受を用いるのが一般的であるが、転がり軸受に比べ多量のオイル供給が必要である。この部位に転がり軸受を用いるためには低断面構造が必要となる。クランクシャフト支持用分割形ニードル軸受は、二分割の外輪と二分割の保持器付き針状ころから成り、外輪の変形を抑



写真3 クランクシャフト支持用分割形ニードル軸受
Split type needle roller bearing for crankshaft

える分割方法を開発したことで、外輪肉厚を2mmまで可能とした。(写真3)

5.1.1 性能評価

性能評価は自動車エンジンを想定した条件において、分割形滑り軸受とのトルク比較の他、軸受寿命試験、音響測定、油量とトルクとの関係測定等を実施した。ここではトルク測定結果を紹介する。

5.1.2 軸受仕様

性能評価に用いた試験軸受は、内径φ44mm、外径φ58mm、幅18mm、ころ径φ3.5mm、ころ長さ14.8mm、ころ本数26の製品である。本軸受を分割形滑り軸受(内径φ46mm、外径φ50mm、幅14mm)と比較した。

5.1.3 測定条件

本測定では高速外輪回転試験機を用いて行った。表3にクランクシャフト支持用分割形ニードル軸受のトルク測定条件を示す。

5.1.4 測定結果

回転トルク測定結果を図9、起動トルク測定結果を図10に示す。低フリクション対応ニードル軸受評価試験機外観を図11に示す。

表3 クランクシャフト支持用分割形ニードル軸受のトルク測定条件
Split type needle roller bearing for camshaft torque measuring situations

	回転トルク	起動トルク
試験機	NTN高速外輪回転試験機	
負荷荷重	9,150N	1,500N
回転数	1,000, 2,000, 3,000, 6,000min ⁻¹	0~1,000 min ⁻¹ を0.5秒で立ち上げ
油種	エンジンオイル OW-20	
給油条件	100℃, 400ml/min循環給油	常温, 30ml/min循環給油

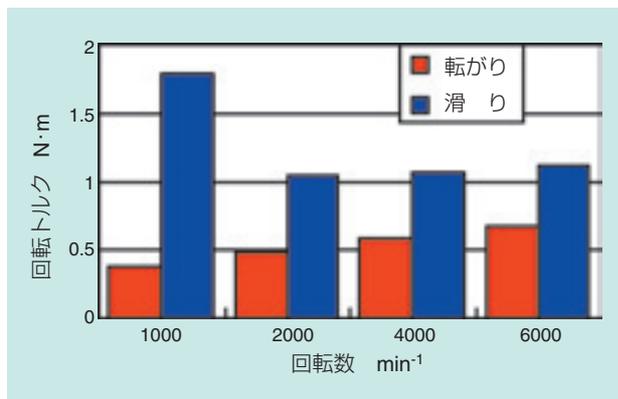


図9 回転トルク測定結果
(クランクシャフト支持用分割形ニードル軸受)
Result of rotation torque measurement
(Split type needle roller bearing for crankshaft)

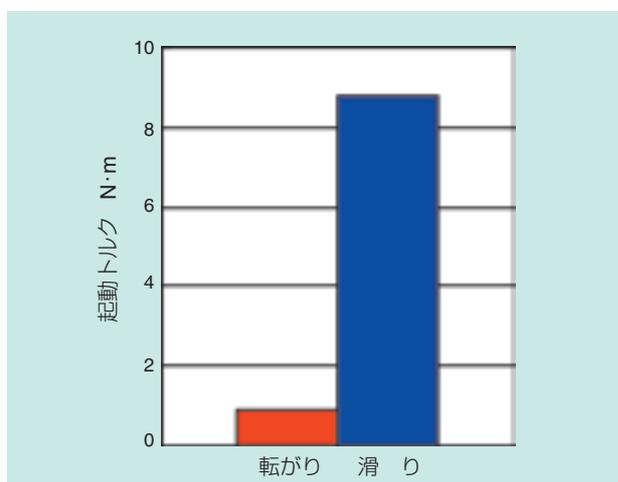


図10 起動トルク測定結果
(クランクシャフト支持用分割形ニードル軸受)
Result of start torque measurement
(Split type needle roller bearing for crankshaft)

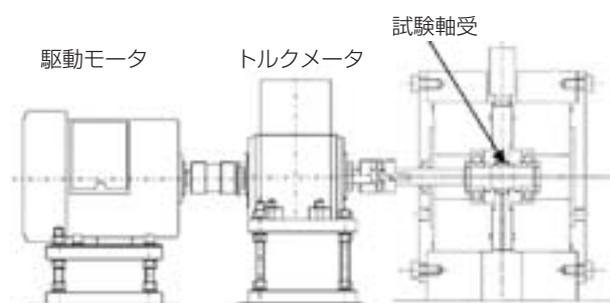


図11 低フリクション対応ニードル軸受評価試験機概観
Over view of test machine for "Low friction needle roller bearing"

開発品は分割形滑り軸受に対して、起動トルクで90~92%減、回転トルクで39~79%減となった。

5.2 カムシャフト支持用分割形ニードル軸受

カムシャフトは、クランクシャフトと同期して回転し、シャフトの一部に設けたカム部でタペットやロッカーアームを介してバルブを開閉する機能を有している。このカムシャフトのジャーナル部には分割形滑り軸受を用いる他、シリンダヘッドがアルミの場合は、アルミ自身が持つ軸受金属作用によりハウジングとシャフトが直接滑る構造が一般的である。

カムシャフト支持用分割形ニードル軸受は、一対の外輪と一つ割樹脂保持器付き針状ころから成り、外輪のプレス加工採用により外輪肉厚を0.6mmまで可能とした。(写真4)



写真4 カムシャフト支持用分割形ニードル軸受
Split type needle roller bearing for camshaft

5.2.1 性能評価

性能評価は自動車エンジンを想定した条件において、滑り軸受相当品とのトルク比較の他、軸受寿命試験、音響測定、外輪位置決め突起の強度測定等を実施した。ここではトルク測定結果を紹介する。

5.2.2 軸受仕様

性能評価に用いた試験軸受は、内径φ23mm、外径φ31.2mm、幅16mm、ころ径φ3.5mm、ころ長さ10.8mm、ころ本数16の製品である。本軸受を滑り軸受相当品(内径φ23mm、外径φ30mm、幅25.8mm)と比較した。

5.2.3 測定条件

本測定では高速外輪回転試験機を用いて行った。表4にカムシャフト支持用分割形ニードル軸受のトルク測定条件を示す。

表4 カムシャフト支持用分割形ニードル軸受のトルク測定条件
Split type needle roller bearing for camshaft torque measuring situations

	回転トルク	起動トルク
試験機	NTN高速外輪回転試験機	
負荷荷重	1,000, 2,000, 2,500N	1,000N
回転数	750, 1,500, 3,000, 4,250min ⁻¹	0~750 min ⁻¹ を0.5秒で立ち上げ
油種	エンジンオイル 0W-20	
給油条件	常温, 200ml/min循環給油	

5.2.4 測定結果

回転トルク測定結果を図12, 起動トルク測定結果を図13に示す。

開発品は滑り軸受相当品に対して, 起動トルクで92~95%減, 回転トルクで35~62%減となった。

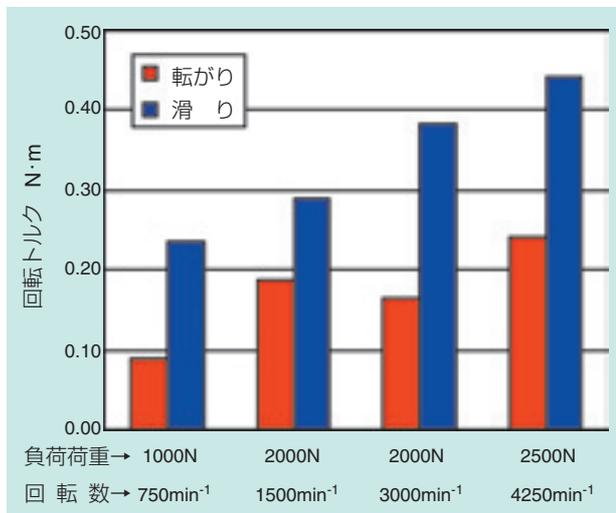


図12 回転トルク測定結果
(カムシャフト支持用分割形ニードル軸受)
Result of rotation torque measurement
(Split type needle roller bearing for camshaft)

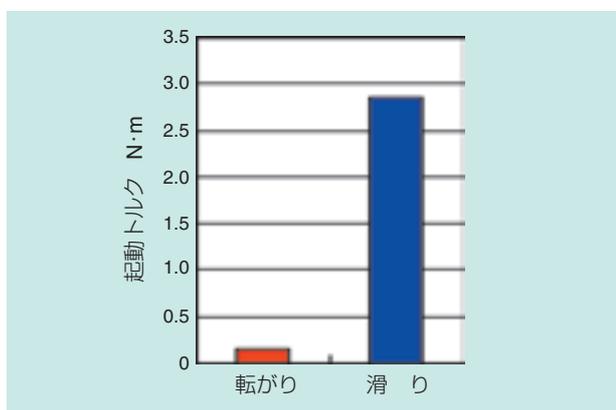


図13 起動トルク測定結果
(カムシャフト支持用分割形ニードル軸受)
Result of start torque measurement
(Split type needle roller bearing for camshaft)

6. おわりに

現在, 内燃機関としてのエンジンは, 低燃費化の為にハイブリッドエンジン, バイオ燃料エンジン, ダウンサイジングによるコンパクト・高出力エンジン, 直噴化, 希薄燃焼化等の開発がおこなわれており, 2015年の燃費規制に向けて, 更なる低燃費化に向けた新たな開発が行われる事が予測できる。

エンジン用商品は, 従来技術の改良 (バルブ連続可変機構の活用によるポンプ損失低減, ローラロックの活用等を含むフリクションの低減, 軽量化・小型化) が更に急速に進むと共に, 新たな機能を持った新商品が必要とされている。

今後も環境規制に対応すべく, エンジン用商品を開発し, 市場展開していく所存である。

参考文献

- 1) 国土交通省 ホームページ
- 2) ISS産業科学システムズ エンジンフリクション低減技術テキスト
エンジンフリクション低減技術
日産自動車(株) パワートレイン事業本部 藤田貴也
- 3) 月刊トライボロジー2003.10 特集Ⅱ自動車のトライボロジー: エンジン編
エンジンの低フリクション化について
スズキ 四輪パワートレイン設計グループ
小杉 尚, 片桐 健
- 4) 日産自動車株式会社 ホームページ
- 5) NTNテクニカルレビュー NO.73 (2005)
オートテンショナの市場技術動向., 北野・田中・中川
- 6) 月刊トライボロジー NO.206 (2004)
オートテンショナの市場技術動向., 北野・田中・中川

執筆者近影



漁野 嘉昭
自動車商品本部
自動車技術部



鬼丸 好一
自動車商品本部
自動車技術部



川端 謙一
自動車商品本部
ニードル軸受技術部



大石 真司
自動車商品本部
ニードル軸受技術部

[製品紹介]

VEL用ボールねじユニット Ballscrew unit for Variable Valve Event & Lift system

数野 恵介* Keisuke KAZUNO



車両の省燃費化、排気ガスのクリーン化への社会的要請が高まっており、従来の可変動弁機構（VTC；クランクシャフトとバルブ全体とのタイミングを可変させる機構）に留まらず、バルブのリフト量と作動角を連続可変する機構をエンジンに搭載する傾向が近年、高まっている。

本機構の電動アクチュエータ部の制御を高効率、かつ高レスポンスに行える機構として、低フリクションでかつ耐久性の高いボールねじユニットが世界で初めて採用された。

本稿では本ボールねじユニットの開発結果、および特長について紹介する。

The demand of fuel economy and clean exhaust emission is continuously increased. As for the technology to contribute this demand, VTC, which makes it possible to change the timing between crankshaft and engine valves opening, is well known. Recently, however, even though the amount of valve lift and event should be controlled continuously for further demand for environment.

NTN has developed a new ballscrew unit, which reduces friction significantly and has good durability. The ballscrew unit can control the electric actuator with higher efficiency and reaction time.

This article introduces the feature of the ballscrew unit.

1. はじめに

ガソリンエンジンの主流である4ストロークエンジンはガソリンと空気をエンジン内部に吸入、圧縮、燃焼、排気する4工程で動力を得ている。

この作用を行っているのがエンジンの頭部に設置されているバルブであり、このバルブを開閉するタイミング、あるいは上下させる距離（リフト量）を変化させることによって車両の燃費、あるいは出力を向上させることができる。

近年、地球環境改善のため、CO₂削減の必要性が高まり、運転条件に合わせて一層きめ細かい制御が可能な連続可変動弁機構の開発が進んでいる。すでに欧州ではウォームギヤを使った機構が数年前より市場に投入されている。これに対して、日産自動車株式会社と株式会社日立製作所殿は、より省電力、高レスポンス化を達成したVariable Valve Event & Lift（以下、VEL）機構の開発に成功した。本機構は、ボールねじが低フリクションで高効率である特長を生かして、機

構全体をコンパクト化しつつ、高い信頼性（安全性）と応答性を達成している。NTNでは、株式会社日立製作所殿のご協力のもと、その連続可変制御を行うアクチュエータの駆動機構となるボールねじユニットを開発した。

本稿では、このボールねじユニットについて紹介する。

2. VELの構造

2.1 VELの外観

図1にVEL機構の外観を示す。

偏心カムを持つドライブシャフトの回転運動を、複数のリンク（リンクAーロッカーアームーリンクBーアウトプットカム）でバルブリフトの上下動に変換する。

この際、アクチュエータ部と連結されたコントロールシャフトの位相を変化させることによって、リンクの位置関係を変え、バルブのリフト量と作動角を連続可変制御している。

*自動車商品本部 自動車技術部

本機構の搭載により、エンジンの出力およびレスポンス向上、燃費の改善、排ガスのクリーン化の効果が挙げられ、特に燃費は約10%改善できるとしている。

2.2 VEL用アクチュエータの構造

アクチュエータ部の構造を図2に示す。

アクチュエータの高レスポンス、省電力を達成するため、ボールねじユニット（写真1参照）が採用されている。DCモータとボールねじ軸をカップリングで連結し、モータの回転力はボールねじユニットの特長である小さい転がり抵抗により、効率良くナットの直線運動に変換され、ナット中央に連結されたリンクを介して、アームの角度位相を変える。このアームはコントロールシャフト端と係合されており、バルブのリフト量と作動角を連続可変制御する。

また、バルブから作用する振動荷重により発生する音・振動を抑えることが重要であり、ボールねじ部は高い効率を確保しつつ、すきまを最適化しており、支持軸受についても小型軽量化が可能でかつすきまの小さい4点接触玉軸受を採用した。

3. VEL用ボールねじユニットの特長

本ボールねじユニットの外観を写真1に示す。

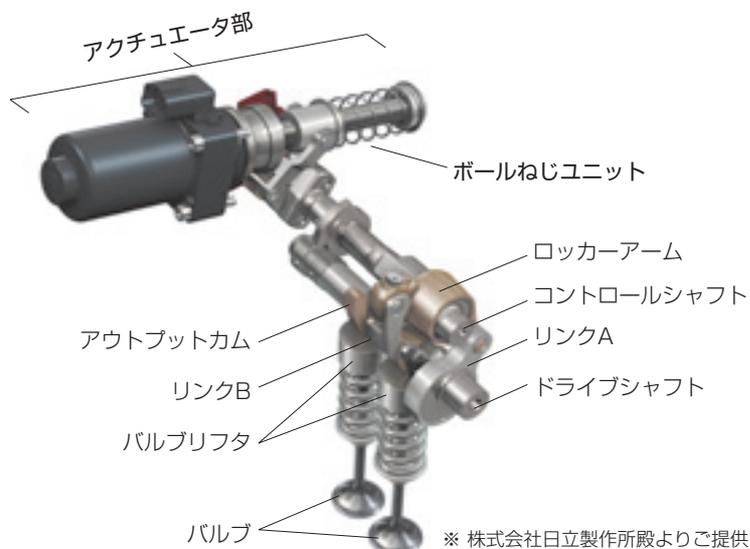


図1 VEL機構の外観
Appearance of VEL system

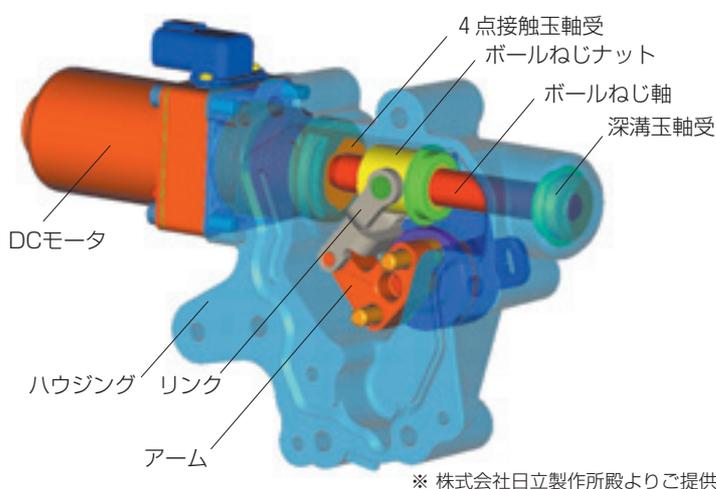


図2 アクチュエータ部構造
Structure of actuator

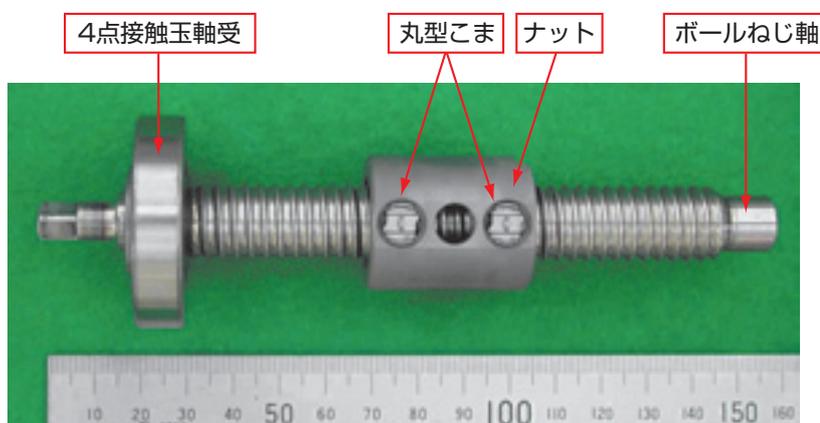


写真1 VEL機構用ボールねじユニット
Ball screw unit for VEL system

本機構に採用されたボールねじユニットは以下に示す特長をもっており、バルブから作用する荷重に対して十分な耐久性を確保しつつ、低コスト化を実現している。

- (1) 丸型こまの採用
 - (2) 加締めによる支持軸受の一体固定
 - (3) ボールねじ軸の油中高周波焼入の採用
 - (4) ナットねじ溝の研削レス化
- 各特長についてそれぞれ、説明する。

3.1 丸型こまの採用

本ボールねじユニットはボール循環方式としてこま式を採用しており、循環部材であるこまについても従来の小判型から丸型に改良を行った。従来の小判型こまを写真2に、丸型こまを写真3、写真4に示す。

本こまは、ナットに形成した円形状の穴にナット内径側より挿入され、ボールが転走しないねじ溝にウイング部を当接させた状態で、ナット外径側に設けられた加締め部を加締め固定する構造である。

従来のこまは小判型形状であったため、ナットのこま穴加工はナット外径側からエンドミルを横方向に動かす加工が必要であった。本ボールねじユニットにおいては、こま穴形状を丸型とし、工具を貫通させるだけで済む形状とすることで、こま穴加工の低コスト化を図った。

更に、バルブから作用する荷重に対してナットからの抜け力を向上させるため、十分な強度を持つ材料を新たに採用している。

従来の小判型こまと丸型こまのナット抜け荷重を比較した結果を図3に示す。

小判型こまに対して、丸型こまは、約1.8倍の抜け荷重に向上している。

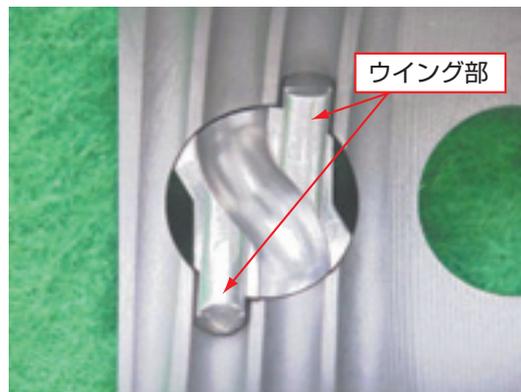


写真3 ナット内径面への固定状況
Appearance of new deflector



写真4 こまの加締め固定状況
Appearance of new deflector staking



写真2 小判型こま
Appearance of past deflector

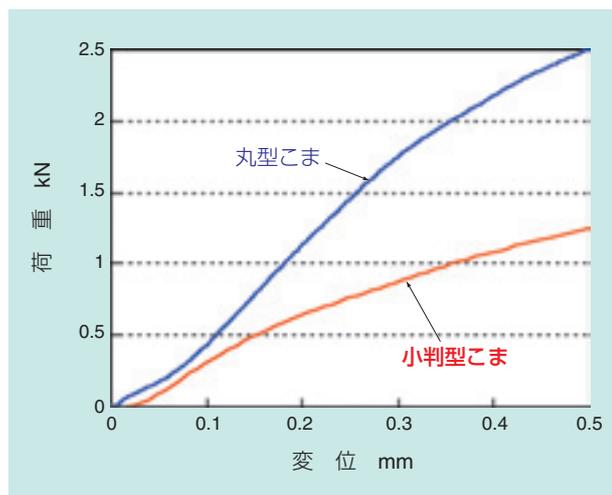


図3 こま変位-荷重曲線
Load-Displacement curve of deflector

3.2 加締めによる支持軸受の一体固定

軸受をボールねじ軸に軸方向固定する場合、ロックナットで締結するか、止め輪を使用することが一般的である。しかし、ロックナットで締結する場合、別部品としてロックナットが必要で、かつボールねじ軸に締結用ねじ部を加工するためコスト的に不利である。さらにロックナットの緩み止めも必要となる。止め輪は、振動荷重が作用する場合、摩耗、破損に注意が必要である。

本ボールねじユニットにおいては、軸受固定に軸の一部を塑性変形させて固定する加締め方式を採用した。写真5、6に軸受加締め部の写真を示す。

写真5のように、軸受を挿入した軸の一部を軸受端面に当接するよう塑性変形させ、軸受をボールねじ軸と一体固定した。

しかし、十分な固定力を確保するため加締め量を増加させると、軸受内輪の真円度に影響が生じる問題があった。そのため、加締め部と軸受端面間に間座を配置することで半径方向の加締め時の変形による荷重のみ低減し、軸受の内輪が変形することを回避した。

本加締め方式による軸受の軸方向抜け力の評価結果を図4に示す。本評価は、軸を固定した状態で、軸受端面に荷重を付与して軸受移動量を測定する方法にて行った。

軸受の抜け力は約7kNであり、ボールねじ軸に作用する軸方向最大荷重の約10倍を確保している。

また、軸受加締め部の振動荷重に対する抜け疲労試験を実施した。

ボールねじ軸に表1に示す振動荷重を付与し、軸受の抜けがないことを確認した。

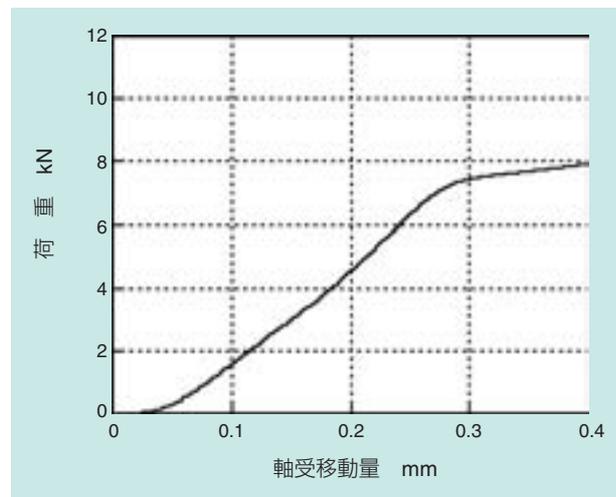


図4 軸受移動量－荷重曲線
Load-Displacement curve of bearing

表1 軸受抜け疲労試験条件
Table of fatigue test condition of bearing coming out

荷重 (kN)	周波数 (Hz)	試験時間 (h)	負荷回数 (×10 ⁷ 回)
0.79±0.77	30	103.5	1.11
1.57±1.55		24	0.25
2.35±2.33		24	0.25
3.13±3.11	20	36	0.25

3.3 ボールねじ軸の油中高周波焼入

従来のボールねじ軸の高周波焼入は、大気中で焼入を行うため、転走面表面の酸化スケール付着が発生し、その除去工程が必須であった。

本ボールねじユニットのボールねじ軸の焼入においては、新たに開発したボールねじ軸と焼入用コイルを油中に設置し、転走面表面と大気との接触を遮断した

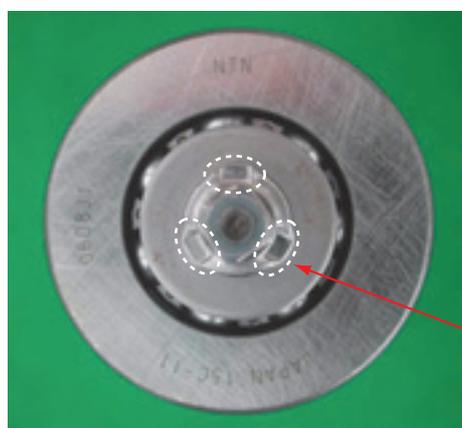


写真5 軸受加締め部（軸方向から）
Appearance of bearing staking
(view from axial side)

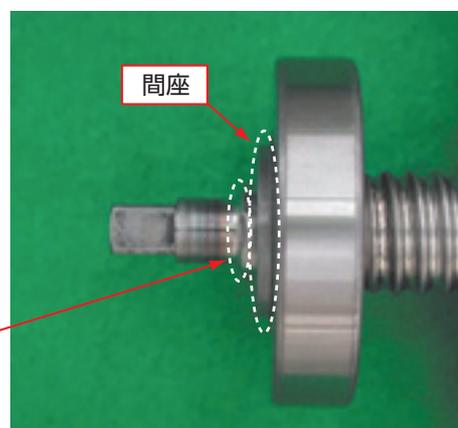


写真6 軸受加締め部（外径方向から）
Appearance of bearing staking
(view from radial side)

状態で高周波焼入を行う。油中高周波焼入を採用した。大気中で通常の高周波焼入を行ったボールねじ軸と、油中高周波焼入を行ったボールねじ軸との酸化スケールの付着状況を写真7に示す。

油中高周波焼入は、酸化スケールがほとんど発生しないため、酸化スケール除去工程の省略が可能となり、優れた表面性状とボールねじユニットの低コスト化を同時に達成した。

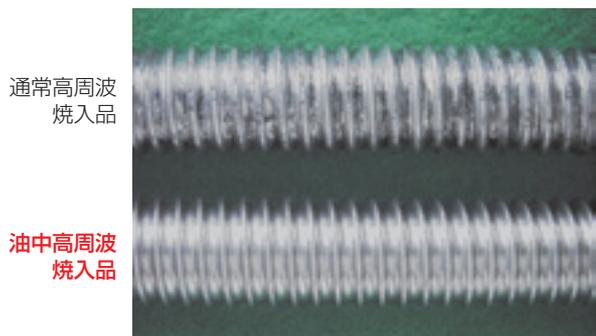


写真7 ボールねじ軸の酸化スケール比較
Comparison of Oxidation scale on the shaft

3.4 ナットねじ溝加工の研削レス化

従来のボールねじナットのねじ溝加工は、研削取代を持ったねじ溝を荒加工し、熱処理後に研削加工を行い、最終のねじ溝形状に仕上げていた。

ねじ研削加工は、ねじ溝の形状精度は確保しやすいが設備が高価であること、および加工時間が長いコスト面での課題があった。

本ボールねじユニットでは、研削レスで十分な耐久性と作動性を確保したナットのねじ溝加工方法を採用した。写真8に研削レスナットの転走面を示す。

NTNでは、NC制御を駆使した高精度切削加工を採用することで、これを実現した。



写真8 研削レスナットの転走面
Surface of no-grinding nut groove

高精度切削加工後、ナットは浸炭焼入される。この時、ねじ溝表面への炉中酸素の影響により粒界酸化層が発生するため、このままボールねじ溝として使用すると耐摩耗性と耐久性に問題がある。

そのため、本ボールねじユニットは、浸炭焼入後にナット転走面に特殊ショットピーニング加工を施すことにより、粒界酸化層を除去してねじ溝の耐摩耗性と耐久性向上を図っている。

NTNでは、ボールねじユニットの保持耐久試験を実施して耐摩耗性を評価した。本試験においては、ボールねじを回転作動させることなく位置保持状態で振動荷重を付与し、試験前後のボールねじすきま増加量を比較した。特殊ショットピーニング有無で比較評価した結果を表2に示す。

特殊ショットピーニング品は、すきまの増加がほとんどなく、良好な耐摩耗性を示した。

次に、特殊ショットピーニング有無で寿命を比較評価した結果を図5に示す。寿命評価試験は、供試品に一定荷重2400Nを付与して、剥離発生までの寿命を比較した。

特殊ショットピーニングなし品とあり品のL₁₀寿命は、それぞれ、9.4×10⁶rev、15.4×10⁶revとなり、約1.6倍の長寿命化を達成している。

最終的に本ボールねじユニットは、台上エンジン評価試験において車両30万km走行相当の耐久試験をクリアしており、高い耐久性と低コストを同時に達成した。

表2 耐摩耗性比較評価結果
Comparison of wear resistance

供試ボールねじ	ショットなし	特殊ショットピーニング
試験荷重	ラジアル、アキシャル複合荷重 1032N, 40Hz	
潤滑	エンジンオイル (5W-30) 1cc/5分、滴下	
試験時間 (h)	68	
ボールねじすきま増加量 (mm)	0.008	0.001

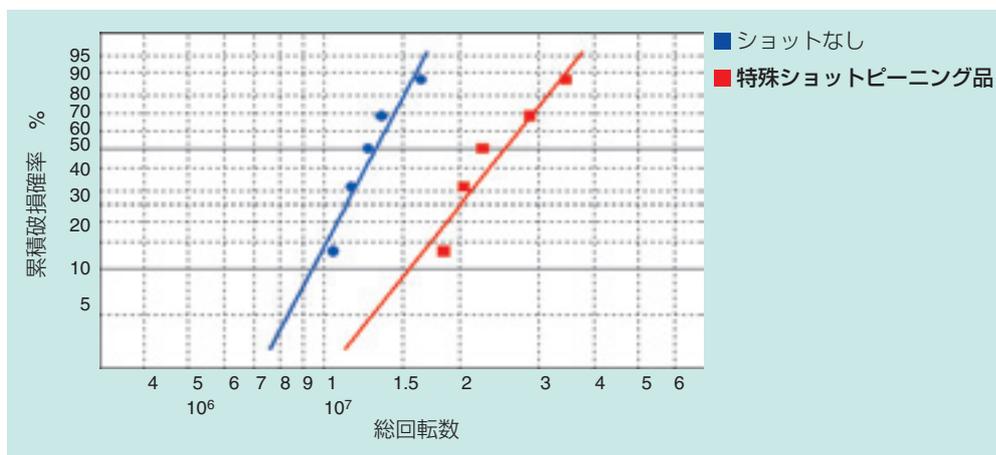


図5 寿命比較評価結果
Comparison of durability

4. おわりに

本稿では各種の新設計、および新加工技術を積極的に採用したボールねじユニットを紹介した。

急速な市場拡大が見られる可変動弁機構にとどまらず、車両各部位の電動化の取り組みが進む中、ボールねじ駆動を検討するケースが急増しており、今後の市場拡大が期待される。

NTNでは更に低コスト化、および耐久性の向上を図るため新たな開発を推進しており、自動車用としてのボールねじの適用範囲を拡大させていく。

最後に、本開発にあたりご協力、および技術資料（評価資料）のご提供をいただいた株式会社日立製作所オートモティブシステムグループの関係者の皆様方に感謝の意を表します。

執筆者近影



数野 恵介
自動車商品本部
自動車技術部

エンドピボット型メカニカルラッシュアジャスタの開発

Development of the End-Pivot Type Mechanical Lash Adjuster

前野 栄二* Eiji MAENO
分校 博志** Hiroshi BUNKO
山口 克久** Katsuhisa YAMAGUCHI



従来の油圧タイプに置き換わる製品として、この歯ねじを利用した機械式のバルブクリアランス自動調整装置（メカニカルラッシュアジャスタ）を開発した。バルブリフトの安定性、伸縮追従性、低温始動特性といった基本特性を評価し、開発品がラッシュアジャスタとして十分な性能を持つことを確認した。また、モータリング耐久試験を実施し、ねじ面摩耗量と面圧の関係を求めた。その結果、試験に使用した1500ccクラスのエンジンの場合、従来品と比較して軸方向に約20%の小型化が可能であることが判った。

NTN has developed the Mechanical Lash Adjuster (MLA) that can replace the conventional Hydraulic Lash Adjuster (HLA). MLA, which applies buttress threads as the adjustment mechanism, shows excellent performance in the fundamental functional tests on the valve-lift stability, valve-lash adjustment speed, and low-temperature characteristic. From the durability tests, it is confirmed that MLA is capable of about 20% axially shorter design in comparison with the conventional HLAs.

1. まえがき

近年、燃費改善の効果を狙い、ローラロッカアーム型の動弁システムを採用する車種が増えてきているが、ロッカアームタイプの動弁システムはダイレクト型と比較して構造が複雑で摩擦箇所も多いため、バルブクリアランスを調整する機構が必要となる¹⁾。

バルブクリアランスの調整機構としては、ねじを手動で調整してから締め付ける固定式と自動調整機構の油圧式ラッシュアジャスタ（HLA）を用いるものが一般的である。しかしながら、固定式は随時クリアランス調整が必要であり、HLAは、エンジンオイル中の気泡が高圧室に浸入すると剛性が低下して異音を生じるといった問題がある²⁾。

本稿では、これらに置き換わる機構として開発したメカニカルラッシュアジャスタ（MLA）の基本的な機能、耐久試験の結果について報告する。

2. 構造

MLAの断面図及びエンジンへの組み込み状態をそれぞれ図1、2に示す。MLAはこの歯ねじとばねを組み合わせて自動調整機構を構成している。

この歯ねじは、ロッカアームの支点となるピボット部材の下方に雄ねじが形成され、ピボット部材を収納するケース内周に雌ねじが形成されている。ピボット部材は圧縮コイルばねにより、上方のロッカアーム側へ押し付けられ、ピボット部材と圧縮コイルばねの間には、回転抵抗を減らすために、上端面が球面形状のスプリングシートが組み込まれている。

*自動車商品本部 自動車技術部

**商品開発研究所 新商品開発部

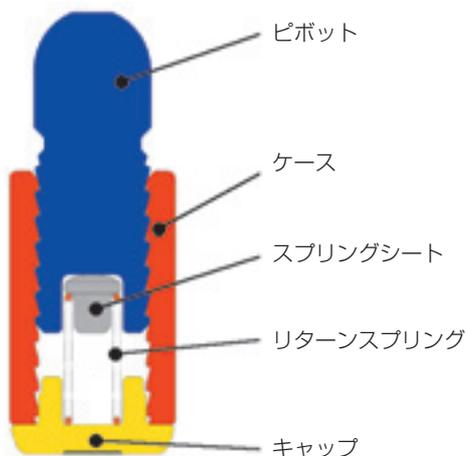


図1 MLAの構造 (断面図)
Cross-section of MLA

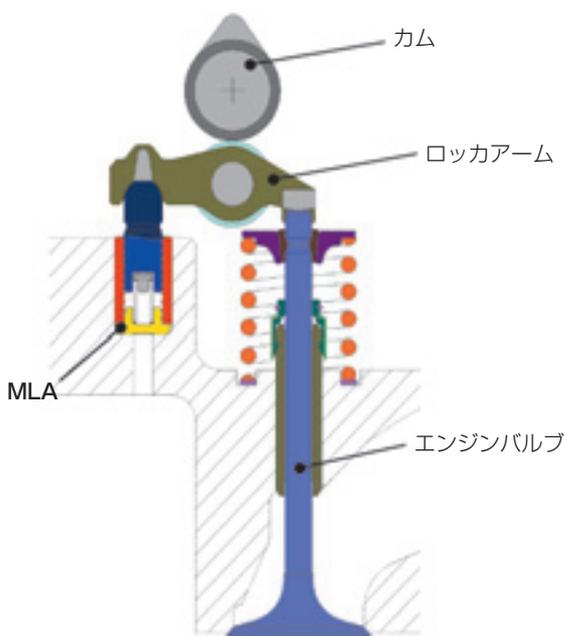


図2 エンジンへの組み込み状態
Installation layout of MLA

るという特徴を持っている。即ち、リード角及び2つのフランク角の角度を適切に設定することで、一方から負荷される軸方向荷重には自立し、他方から負荷される軸方向荷重には滑り回転を生じる特性を与えることができる。NTNメカニカルラッシュアジャスタはこのこの歯ねじの方向性を利用して、バルブクリアランスの自動調整機能を実現している。

この歯ねじの形状を図3に示す。ねじ山の角度は、ピボットの突出方向へは滑り、押し込み方向へは自立し、かつ、押し込み荷重に対して、楔係合による固着を生じない条件を満たすように設計されている。ねじ角度に要求される条件をまとめたものが式(1)である。

$$\left. \begin{aligned} \tan \alpha > \mu_{\max} \sec \theta_2' & \text{ (突出条件)} \\ \tan \alpha > \mu_{\min} \sec \theta_1' & \text{ (自立条件)} \\ \cot \theta_1 > \mu_{\max} \cos \alpha & \text{ (楔角)} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(1)$$

- α : リード角
- θ_1' : ねじリードに直角な断面Aにおけるフランク角 (自立側)
- θ_2' : ねじリードに直角な断面Aにおけるフランク角 (滑り側)
- μ_{\max} : ねじ面間の最大摩擦係数
- μ_{\min} : ねじ面間の最小摩擦係数

ねじリードに直角な断面Aにおけるフランク角 θ' とねじの中心軸を含む断面Bにおけるフランク角 θ の間には、式(2)の関係がある。ただし、MLAに使用するこの歯ねじは α が十分小さく、 $\cos \alpha \approx 1$ と近似できる。

$$\tan \theta' = \tan \theta \cos \alpha \dots\dots\dots(2)$$

3. 作動原理と機能

3.1 作動原理 (この歯ねじについて)

ねじの静的自立 (軸方向静荷重に対して滑り回転を生じない) 条件は、ねじ山の角度 (リード角 α 、及びねじリードに直角な断面におけるフランク角 θ') とねじ面間の摩擦係数との関係によって決定する。即ち、 $\tan \alpha \cos \theta'$ で定義される静的自立摩擦係数 μ_s より実際の摩擦係数 μ が大きければねじは自立し、小さければねじは滑る³⁾。

この歯ねじは、隣り合うねじ面の角度が異なるため、軸方向荷重の向きにより、自立摩擦係数 μ_s の値が異なる

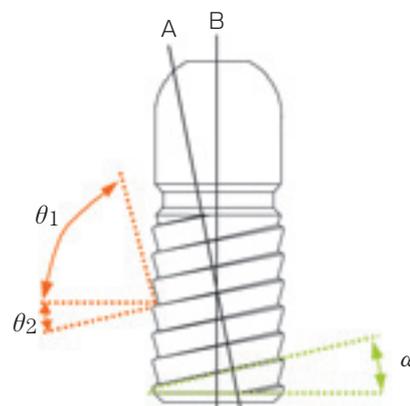


図3 この歯ねじの形状
Shape of the buttress threads

3.2 機能

図4に代表的なバルブクリアランスの変化要因を示す。ラッシュアジャスタには、これらの要因によるバルブクリアランスの変化に応じて伸縮し、バルブクリアランスを一定に保つ機能が求められる。

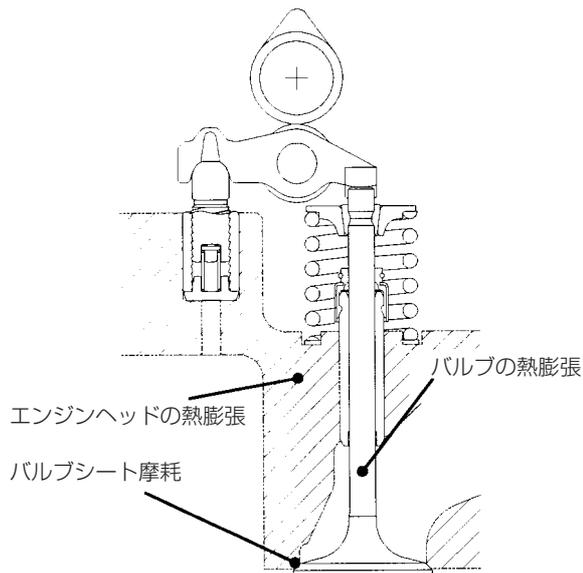


図4 バルブクリアランスの変化要因
Factor of changing valve clearance

3.2.1 定常運転時

カム荷重の入力により自立側のねじ面同士が接触するバルブ開弁時には、スクイズ膜やねじ面の弾性変形により、ねじ面間に僅かな相対滑りを生じるが⁴⁾、閉弁時には、リターン Springs の反力により、滑り側のねじ面同士が接触する位置までピボットが持ち上げられ、その後、戻り回転するため、MLAは一定の高さを維持することができる(図5)。

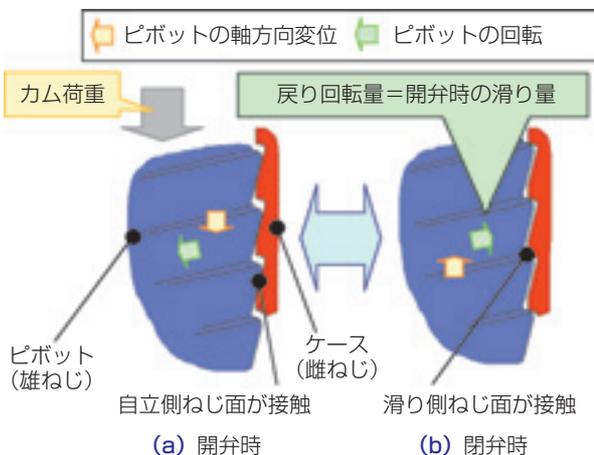


図5 のこ歯ねじの挙動 (定常運転)
Motion of buttress-thread (steady)

3.2.2 バルブクリアランス拡大時の調整

エンジンヘッドの熱膨張等により、バルブクリアランスが拡大するような状況では、開弁時のこの歯ねじの挙動は3.2.1項で述べた定常運転時と同じである。一方、閉弁時には、開弁時に生じたねじ面間の僅かな相対滑りに加えて、新たに広がったバルブクリアランス分も併せて戻り回転するため、MLAは伸長し、結果として、バルブクリアランスは適正值に維持される(図6)。

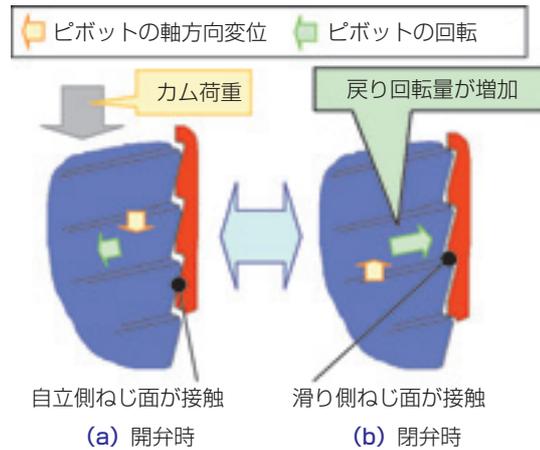


図6 のこ歯ねじの挙動 (バルブクリアランス拡大時)
Motion of buttress-thread (expansion)

3.2.3 バルブクリアランス縮小時の調整

バルブシート面の摩耗等により、バルブクリアランスが縮小するような状況では、一時的にバルブクリアランスがねじのバックラッシュより小さくなっているため、閉弁時に滑り側のねじ面同士が接触する位置までピボットが上昇できず、ピボットに戻り回転が生じない。そのため、開弁時に生じる僅かな滑りが累積されてMLAは徐々に収縮し、結果として、バルブクリアランスは適正值に維持される(図7)。

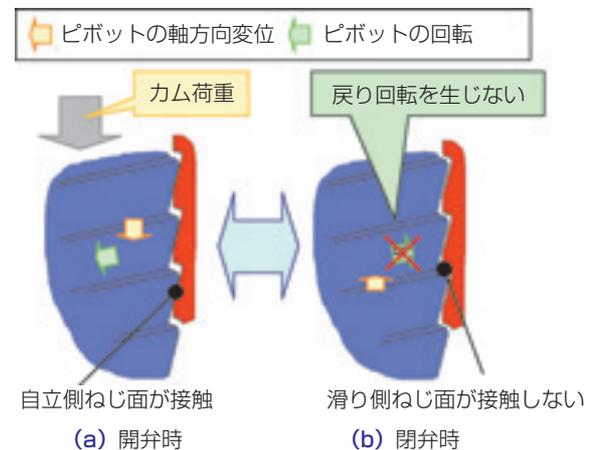


図7 のこ歯ねじの挙動 (バルブクリアランス縮小時)
Motion of buttress-thread (contraction)

4. 評価結果

4.1 バルブリフト安定性

4.1.1 測定方法

定常運転時のバルブリフトの安定性を確認するため、回転数一定と回転数をスイープ（繰り返し変動）させた場合のバルブリフトピークの変動を計測した。図8に試験機の外観を示す。実機エンジン（1500cc）のクランク軸を外部からモータで回転させ、渦電流式のギャップセンサでバルブの位置を検出した。小型のギャップセンサは測定可能な範囲が小さいため、図9に示すように、バルブリフトのピーク付近と着座付近を別々のセンサにより計測した。試験条件を表1に示す。



図8 試験機外観
Engine bench for functional tests

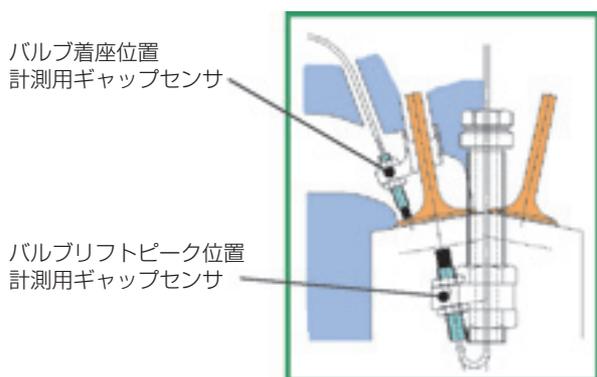


図9 ギャップセンサの取り付け位置
Layout of gap-sensors

表1 試験条件(バルブリフト安定性試験)
Condition of valve-lift stability test

オイル粘度	SAE 0W-20
油 温	約40~130℃（自然昇温）
クランク回転数	① 6000 min ⁻¹ 一定 ② 600~6000 min ⁻¹ スイープ
運転時間	6000 sec

4.1.2 結果

バルブリフトのピーク位置を連続的にプロットした結果を図10及び図11に示す。図10はエンジン回転数が一定の場合の結果であり、図11は回転数をスイープさせた場合の結果である。試験では、開発品のMLAと現行量産品のHLAを1台のエンジンに組み込み、同時に計測している。バルブリフト高さの絶対値は、ねじのバックラッシュ分MLAの方が低いが、バルブリフトピークの変動量は同水準であり、MLAの安定性は十分であることが確認された。

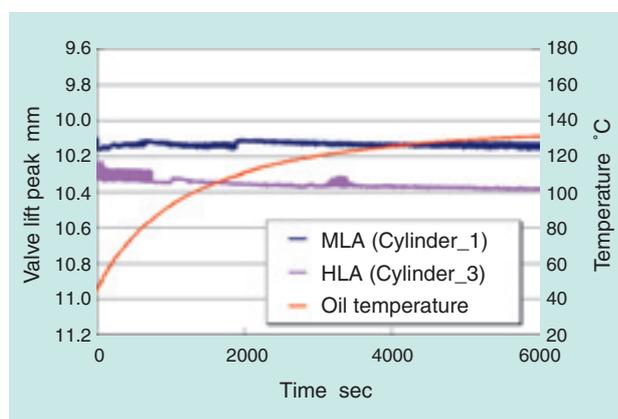


図10 バルブリフトピーク変動（6000 min⁻¹一定）
Valve lift peak (constant-rotation)

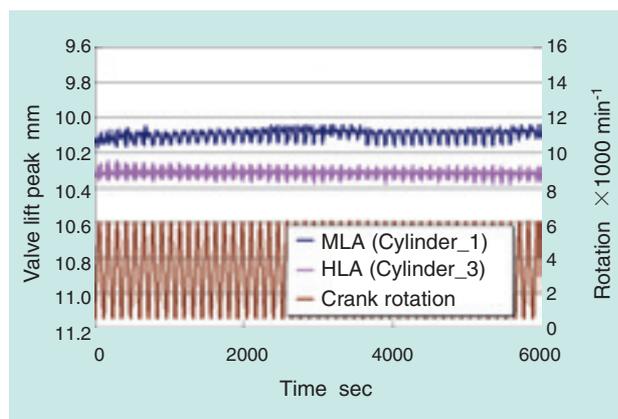


図11 バルブリフトピーク変動（回転数スイープ）
Valve lift peak (cyclic-rotation)

4.2 伸縮追従性

4.2.1 測定方法

エンジン始動直後、まず初めに、高温の排気ガスに曝される排気バルブが熱膨張する。排気バルブが熱膨張するとバルブクリアランスが縮小するが、HLAを使用している場合、元々バルブクリアランスは0であ

り、ラッシュアジャスタの収縮が遅れると圧縮漏れを起す可能性がある。MLAの場合には、この歯ねじのバックラッシがバルブクリアランスの役割を果し、バルブの伸びを吸収する。そのため、直ちに圧縮漏れを起すようなことはないが、伸縮追従性はラッシュアジャスタの性能を示す重要項目であるため、HLAとMLAを比較評価した。図12に試験機の外観を示す。エンジンヘッドを固定用の土台に載せ、タイミングベルトを介してカムシャフトを外部からモータにより駆動した。バルブリフトの位置はバルブの下方からレーザ変位計により検出した。試験条件を表2に示す。

ラッシュアジャスタの伸縮変位は、図13に示すようにバルブフェースとバルブシートとの間にシムを抜き差しし、その際のバルブの挙動（バルブの着座位置とピーク位置）から読み取った。

4.2.2 結果

0.3mmのシムを抜き差しした時のバルブの着座位置とピーク位置の特徴的な挙動を図14及び図15に示す。



図12 試験機外観
Test bench for functional test

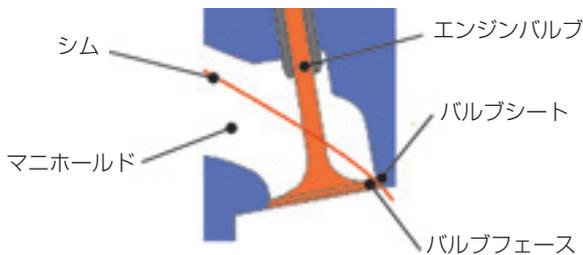
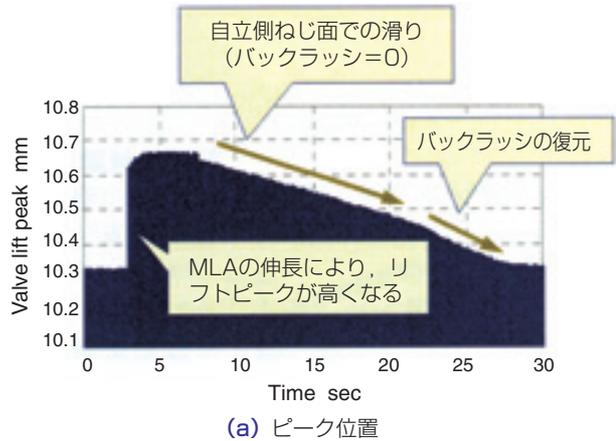


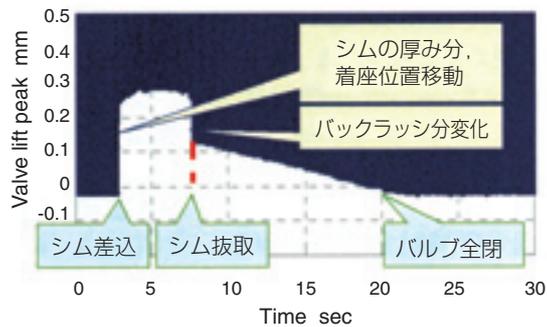
図13 シム挿入方法
Thim insertion diagram

表2 試験条件(伸縮追従性試験)
Condition of adjustment speed test

オイル粘度	SAE OW-20
油 温	約40, 80℃ (温調)
クランク回転数	600, 1000, 2000 min ⁻¹
運転時間	30 sec

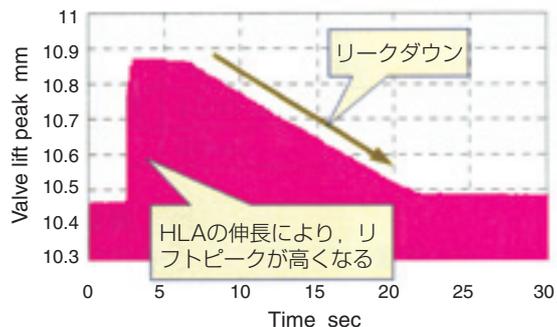


(a) ピーク位置

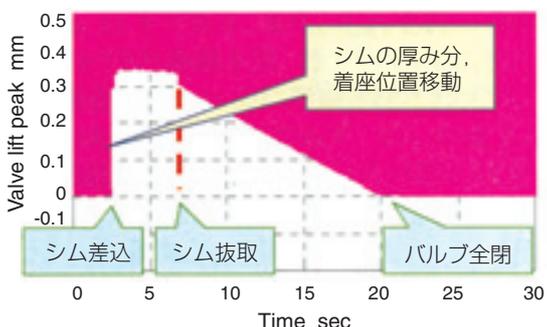


(b) 着座位置

図14 シム抜き差し時のバルブリフト挙動 (MLA)
Valve behavior in adjustment test (MLA)



(a) ピーク位置



(b) 着座位置

図15 シム抜き差し時のバルブリフト挙動 (HLA)
Valve behavior in adjustment test (HLA)

HLA, MLAとも, シム挿入時には, バルブ着座位置が変化するとほぼ同時にピーク位置も変化している。これは, シムの挿入により生じたバルブクリアランスの増加分を瞬間的にラッシュアジャスタが伸びて調整したことを示している。即ち, 伸張速度は熱膨張や摩耗速度に対して十分に速い。

次に, シムを抜いた時には, HLAは徐々に収縮し, 着座位置とピーク位置が同じ速度で元の位置に戻っている。MLAはシムを抜いた瞬間にねじのバックラッシが詰まった状態となり, そこから徐々に押し込まれる。バルブが全閉できるようになってから, さらにねじのバックラッシ分押し込まれて, 元の状態に戻る。

収縮速度は比較的遅く, 場合によっては圧縮漏れの原因となる。ラッシュアジャスタが一定高さ沈み込むのに掛かる時間(収縮時間)を比較した結果を図16に示す。HLAの場合は高圧室からのオイルリークにより収縮するため, 収縮時間は温度に依存するのに対し, MLAの場合は温度依存性が小さく, 回転数に依存している。これは, MLAの収縮が1サイクル毎に生じる僅かなねじ面滑りの累積によるためである。MLAの追従速度は最も遅いアイドルリング時でも, バルブの熱膨張速度と比較して, 十分な速さである。

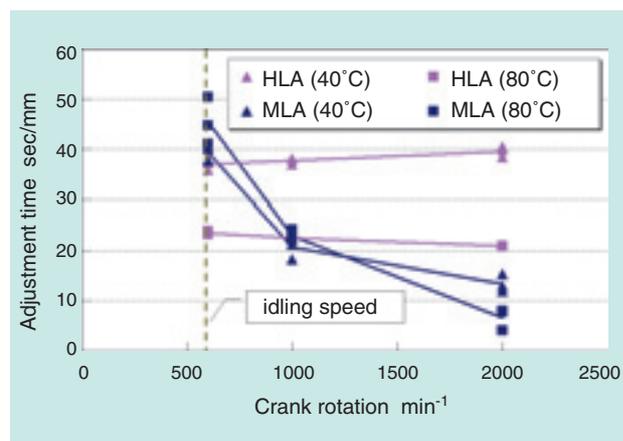


図16 HLAとMLAの収縮速度
Contraction speed of HLA and MLA

4.3 低温始動特性

低温時には, オイルの粘度が上昇するため, 雌雄のねじ面が接近する際にねじ面間に油膜が生じ易くなる(スクイズ効果)。この時生じる油膜(スクイズ膜)によりねじ面間が流体潤滑状態となれば, 摩擦係数が大幅に低下し, ねじの過回転によるバルブリフトロスを生じる。MLAでは, ねじ面間のスクイズ膜を短時間で消散させ, 比較的大きな摩擦力が得られる混合潤滑状態とするため, ねじ面に排油溝を設けると共にねじ面に細かい凹凸を形成している。ねじ面仕様の異なるサンプルについて, 低温始動時のバルブリフト挙動を計測した結果を以下に示す。

4.3.1 測定方法

図12に示すヘッド単体の特性試験機を低温恒温槽で-30℃に冷却して, バルブリフトの変位を計測した。供試体には, ねじ面粗さ及び溝構造の異なる2種類のサンプル(サンプルA, B)を用いた。試験条件を表3に示す。

表3 試験条件(低温始動特性)
Condition of low temp. starting test

オイル粘度	SAE 10W-30
油 温	-30℃ (恒温槽)
クランク回転数	1500 min ⁻¹
運転時間	60 sec

4.3.2 結 果

バルブリフトカーブのピーク位置の変動を図17, 図18に示す。サンプルAでは, エンジン始動直後に約1mmのバルブリフトロスを生じているのに対して, サンプルBを用いた場合のバルブリフトロスは0.1mm以下である。また, それぞれの着座位置のバルブリフト曲線を図19, 20に示す。サンプルAの場合には, カム山に形成されたランプ部がバルブリフトカーブに現れておらず, ねじの過大滑りによりMLAが沈み込み, バルブクリアランスがランプ高さ以上にまで増加していることが分かる。一方, サンプルBでは, ほぼ完全にランプ部が残っており, ねじの滑り量が僅かであることが分かる。

即ち, ねじ面の粗さ及び溝構造を適切に設計することで, -30℃の低温時にもねじ面間の過大な滑りを抑制し, 安定したバルブリフトを得ることが可能であることが確認された。

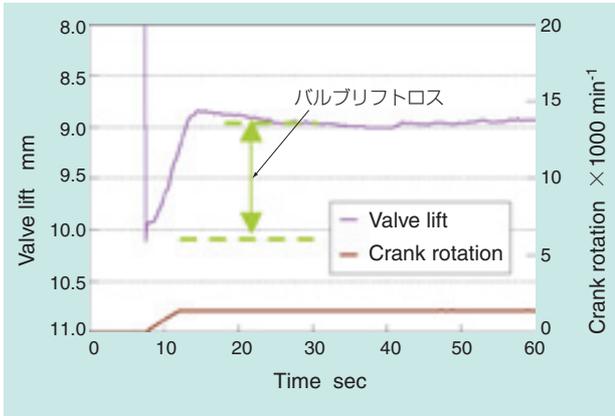


図17 バルブリフトピーク変動 (サンプルA)
Valve lift peak (Sample A)

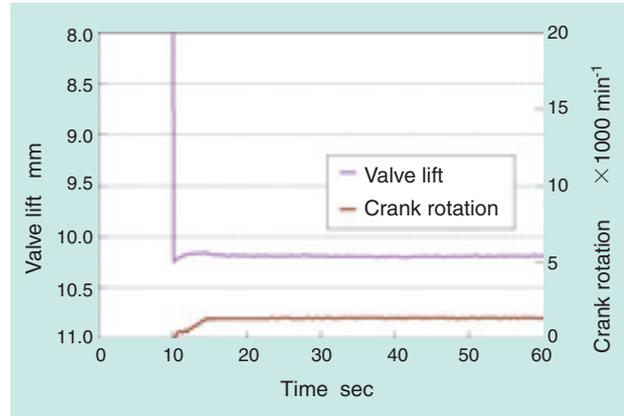


図18 バルブリフトピーク変動 (サンプルB)
Valve lift peak (Sample B)

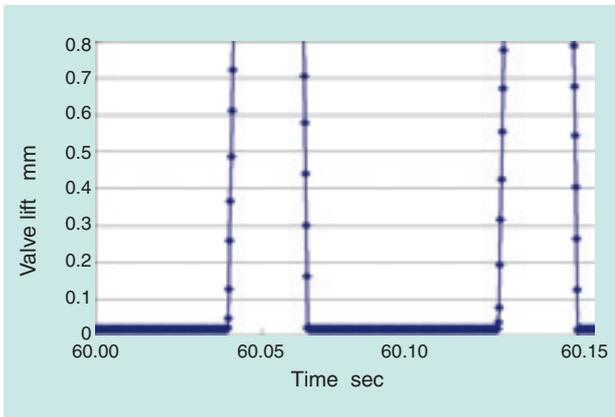


図19 バルブリフトカーブ (サンプルA)
Valve lift curve (Sample A)

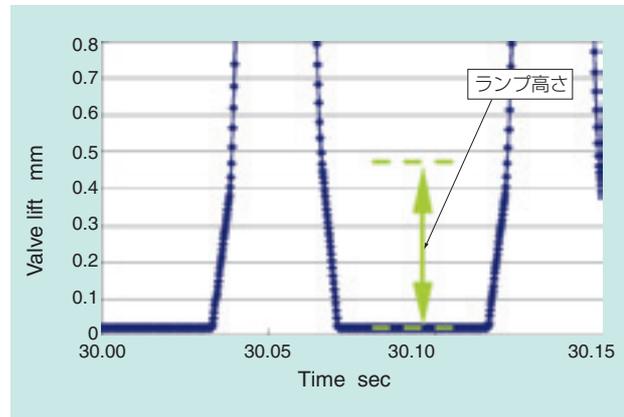


図20 バルブリフトカーブ (サンプルB)
Valve lift curve (Sample B)

4. 4 ねじ面摩耗量の面圧依存性

MLAでは雌雄ねじ面が境界若しくは混合潤滑状態で接触するため、ねじ面の摩耗低減が技術課題となる。

そこで、ねじ面面圧の許容値を把握することを目的に、実機エンジンでのモータリング耐久試験を実施し、ケース部材のねじ面摩耗量を計測した。

4. 4. 1 実験方法

図8に示す実機エンジンのクランクシャフトを外部からモータにより駆動した。供試体は低温始動試験で過大滑りを生じない面性状のものとし、ねじ面の面積を変えることで、面圧を数段階に振り分けている。試験条件を表4に示す。

4. 4. 2 結果

ねじ面に掛る最大面圧とケース部材のねじ面摩耗の関係を図21に示す。最大ねじ面面圧はカムシャフト1回転中におけるMLAに入力される荷重の最大値より算出した。本結果に基づけば、最小限必要なねじ部の

表4 試験条件(モータリング耐久試験)
Condition of the endurance test

オイル粘度	SAE 0W-20
油 温	約110℃ (自然昇温)
クランク回転数	エンジン最高出力回転数

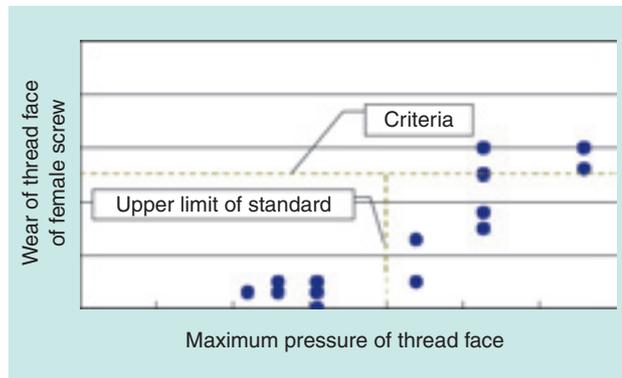


図21 最大ねじ面面圧とケースねじ面摩耗量の関係
Wear on the threaded flank of female screw with respect to maximum flank pressure

噛み合い高さが求められ、適用エンジンに合わせた最適な設計が可能となる。例えば、1500ccクラスのエンジンの場合、同一外径のHLAと比較して軸方向寸法を約20%短縮できる。

5. まとめ

この歯ねじを応用したバルブクリアランス自動調整装置（メカニカルラッシュアジャスタ/MLA）について、その基本的な機能、耐久性を評価し、以下の結果を得た。

- 1) エンジン回転数一定（6000min⁻¹）、及び回転数スイープ（600～6000min⁻¹）時のバルブリフトピークの変動量は、現行量産品の油圧式ラッシュアジャスタ（HLA）を使用した場合と同水準であり、MLAの安定性が十分であることが確認された。
- 2) MLAの収縮速度は回転数に依存し、温度依存性は少ない。また、収縮速度は、最も遅くなるアイドルリング時にも、バルブの熱膨張速度と比較して、十分な速さである。

- 3) ねじ面性状を適切に設計することで、-30℃でのバルブリフトロスを0.1mm以下に抑制可能であることが確認された。
- 4) ねじ面摩耗量とねじ面面圧の関係から、最小限必要なねじ部の噛み合い高さが求められ、適用エンジンに合わせた最適な設計が可能となった。例えば、1500ccクラスのエンジンの場合、同一外径のHLAと比較して軸方向寸法を約20%短縮できる。

参考文献

- 1) 東藤ほか：ガソリンエンジン：ローラアーム，自動車技術，59，2（2005）29.
- 2) 宮村ほか：油圧式ラッシュアジャスタについて，自動車技術，38，9（1984）1110.
- 3) 山本晃著：ねじ締結の原理と設計，養賢堂，（1970）30.
- 4) 分校ほか：鋸歯ねじの動的挙動の基礎解析，日本機械学会2005年度年次大会講演論文集（4），（2005）147.

執筆者近影



前野 栄二
自動車商品本部
自動車技術部

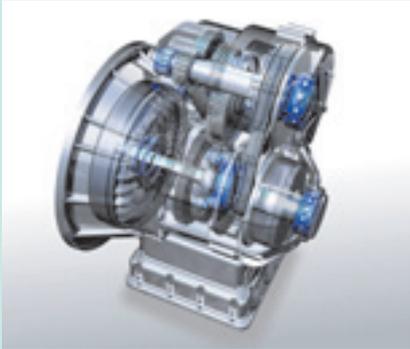


分校 博志
商品開発研究所
新商品開発部



山口 克久
商品開発研究所
新商品開発部

トランスミッション用商品の技術動向と開発商品 Technology Trends and Development Products for Transmission



金本 崇広* Takahiro KANAMOTO
上野 崇* Takashi UENO
片山 昭彦** Akihiko KATAYAMA
佐藤 正範** Masanori SATOU

トランスミッションはエンジンで発生した回転力を駆動軸および駆動輪へ伝える重要な機能部品であるため、使用される軸受にも高い信頼性が要求されている。

更に近年の環境への配慮から低燃費（低フリクション）、小型・軽量化、長寿命といった市場要求も増しており、これらの要求に応えるNTNの開発商品について紹介する。

The transmission is an important functional component in which the rotation power generated by the engine is transmitted to the drive shaft and the drive wheel. Therefore, high reliability is requested for the transmission bearing.

In addition, the market request (low fuel cost = low friction and down sizing, lightening, and long life) increases from the responsible concern for the environment in recent years, too. It introduces the development product of NTN that satisfies these requests here.

1. はじめに

トランスミッションは、マニュアルトランスミッション（以下、MT）、オートマチックトランスミッション（以下、AT）に分類されるが、更に近年では無段変速機（以下、CVT）も多く普及してきた。

各トランスミッション形式の動向としては、MTは国内では縮小傾向であるが、欧州では燃費の良さからしばらくは現状の普及率で推移すると予想される。ATは国内外問わず最も普及している形式であるが、最近では快適性・低燃費から大型車を中心として6～8速の多段化の傾向にあり、将来はこれがATの主流になると予想されている。CVTは市街地走行での低燃費が利点であり、トルク伝達効率の関係から小型・中型車から普及が広がっている。更に最近では、AT・CVTに次ぐ第三の自動変速機と言われているDCT（Dual Clutch Transmissions）の採用が欧州で始まっている。

これらの各トランスミッションの形式を問わず言うことは、低フリクション化の目的から低粘度油が使用される傾向が挙げられる事と、車両重量軽減のためのトランスミッションの小型・軽量化、特にエンジンルーム内への搭載性によりトランスミッション全長の短縮化の傾向が強くなっている。

これより弊社のトランスミッション用商品の開発品に要求される機能としては、低フリクション（低トルク）、小型・軽量化と、それに伴う長寿命が挙げられる。

本報ではこれらをコンセプトにした開発商品について、以下に紹介する。

2. FA (Fine Austenite Strengthening) 処理技術

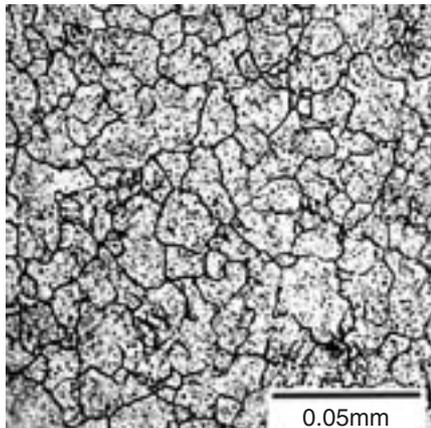
トランスミッション内に使用される軸受は異物の浸入が避けられず、異物圧痕を起点とする早期剥離に至ることがある。

*自動車商品本部 自動車技術部

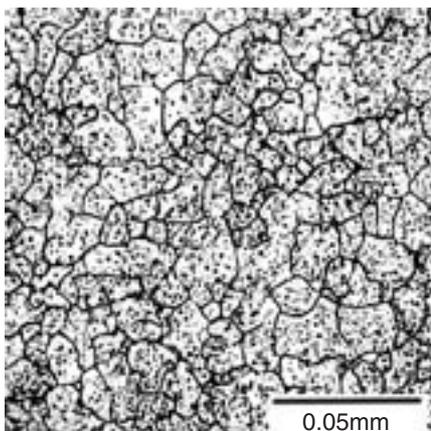
**自動車商品本部 ニードル軸受技術部

NTNでは、鋼材の結晶粒が小さくなると疲労強度が向上する結晶粒微細化強化技術に着目し、軸受鋼の結晶粒を従来の半分以下に微細化した熱処理技術『FA処理』を開発した(写真1)。FA処理は、従来の浸炭窒化処理に加え、特殊な熱処理を施すことで表面損傷に対する耐久性を向上させた長寿命化技術である。

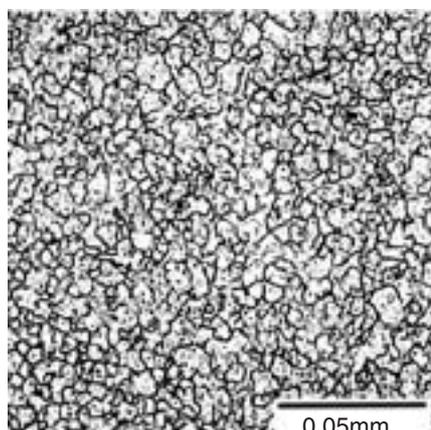
以下に試験結果について紹介する。



普通焼入品



浸炭窒化処理品



FA処理品

写真1 旧オーステナイト結晶粒界
The prior austenite grain boundaries

2. 1 玉軸受の異物混入潤滑条件下での転動寿命試験

試験機の略図を図1に示し、試験条件を表1に示す。混入した硬質異物の粒径は、100~180 μ mであり、比較的大きなものである。

寿命試験結果を表2に示す。FA処理品の L_{10} 寿命は、普通焼入品の3.7倍、浸炭窒化処理品の2.1倍という長寿命となった。圧痕起点型剥離のように局部的な応力集中によって発生する損傷形態においても、結晶粒の微細化は好影響をもたらすことが分かった。

従来より、異物混入潤滑下での寿命は、残留オーステナイト量が多く、かつ、高硬度なほど有利であると報告されているが、表3に示したように、FA処理品は、残留オーステナイト量が浸炭窒化処理品より少ないにも関わらず、長寿命である。結晶粒微細化強化は、残留オーステナイト量の減少に伴って生じる寿命低下を補う以上の効果があると考えられる。

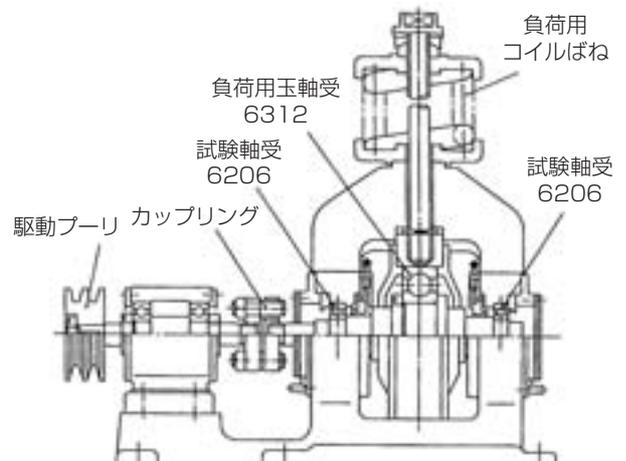


図1 玉軸受転動疲労試験機の略図
NTN rolling contact fatigue test rig for ball bearing

表1 玉軸受6206における異物混入潤滑下の試験条件
Test condition of ball bearing 6206 under contaminated lubrication

荷重 F_r (kN)	6.86
接触面圧 P_{max} (GPa)	3.2
回転速度 (min^{-1})	3000(内輪回転)
潤滑	タービン56 油浴給油、油量約30ml
異物量	0.4g/L
異物の種類	ガスアトマイズ粉： 粒径100~180 μ m、 硬さ HV800程度

表2 玉軸受6206における異物混入潤滑条件下の転動寿命試験結果
RCF (rolling contact fatigue) -life test results of 6206 under contaminated lubrication

熱処理	L_{10} 寿命 (h)	L_{50} 寿命 (h)	L_{10} 寿命比 (普通焼入品を1.0とする)	L_{10} 寿命比 (浸炭窒化処理品を1.0とする)
普通焼入品	13.1	19.4	1.0	0.6
浸炭窒化処理品	23.0	45.5	1.8	1.0
FA処理品	48.0	87.2	3.7	2.1

表3 玉軸受6206の材質特性 (0.05mm深さ位置にて)
Metallurgical properties of ball bearing 6206 (0.05mm depth from surface)

熱処理	旧オーステナイト粒界平均結晶粒径 (μm)	HV硬さ	残留応力 (MPa)	残留オーステナイト量 (%)
普通焼入品	10.5	746	-151	7.1
浸炭窒化処理品	9.4	752	-211	25.5
FA処理品	4.4	733	-233	18.9

2.2 円すいころ軸受30206の異物混入潤滑条件下での寿命試験

試験機の略図を図2に示し、試験条件を表4に示す。混入した硬質異物の粒径は、 $50\mu\text{m}$ 以下の小さな異物を90wt%、 $100\sim 180\mu\text{m}$ の比較的大きな異物を10wt%の割合で含むものとした。

寿命試験結果を表5に示す。FA処理品の L_{10} 寿命は、普通焼入品の4.1倍、浸炭窒化処理品の2.0倍の長寿

命を有しており、結晶粒微細化強化の影響が顕著な結果となった。結晶粒微細化強化は、混入する異物の大きさや、軸受の形状に関わらず、圧痕起点型剥離に対しての長寿命化を可能にする。

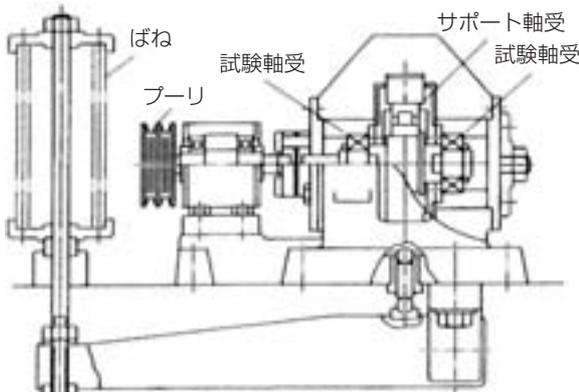


図2 円すいころ軸受転動疲労試験機の略図
NTN rolling contact fatigue test rig for tapered roller bearing

表4 円すいころ軸受30206における異物混入潤滑下の寿命試験条件
Test condition of tapered roller bearing 30206 under contaminated lubrication

荷重 (kN)	F_r	17.64
	F_a	1.5
接触面圧 P_{max} (GPa)	2.5	
回転速度 (min^{-1})	2000(内輪回転)	
潤滑	タービン56 油浴給油, 油量約30ml	
異物量	1.0 g/L	
異物の種類	ガスアトマイズ粉: $50\mu\text{m}$ 以下 (90wt%), $100\sim 180\mu\text{m}$ (10wt%) 硬さ HV800程度	

表5 円すいころ軸受30206における異物混入潤滑寿命の試験結果
The RCF (rolling contact fatigue)-life test results of 30206 tapered roller bearing under contaminated lubrication

熱処理	L_{10} 寿命 (h)	L_{50} 寿命 (h)	L_{10} 寿命比 (普通焼入品を1.0とする)	L_{10} 寿命比 (浸炭窒化処理品を1.0とする)
普通焼入品	101.2	117.3	1.0	0.5
浸炭窒化処理品	211.6	284.5	2.1	1.0
FA処理品	415.6	464.3	4.1	2.0

表6 円すいころ軸受30206の材質特性 (0.05mm深さ位置にて)
Metallurgical properties of tapered roller bearing 30206 (0.05mm depth from surface)

熱処理	旧オーステナイト粒界 平均結晶粒径 (μm)	HV硬さ	残留応力 (MPa)	残留オーステナイト量 (%)
普通焼入品	11.8	792	-107	6.0
浸炭窒化処理品	12.2	763	-265	32.4
FA処理品	5.2	748	-258	23.3

3. グレードアップ円すいころ軸受

自動車の低燃費化を目的として、トランスミッションやデファレンシャルギア用途に使用されている円すいころ軸受には、小型・軽量化、低トルク化のニーズが高まっている。このような中、円すいころ軸受については、

- ① **FA処理**：結晶粒を微細化する金属材料の強化技術を使うことで長寿命化を図り、軸受の小型・軽量化を実現
- ② **高負荷容量設計**：保持器ピッチ円径を大きくすることでころ本数を最大化し、定格荷重と剛性を増大させることができ、軸受の小型・軽量化を実現
- ③ **低トルク保持器仕様**：潤滑油の流入制限による潤滑油の攪拌抵抗の低減と、特殊ポケット形状による保持器ところ間の潤滑油のせん断抵抗低減により、軸受の低トルク化を実現

という改良を行っており、これらを組合せることで、寿命・剛性を低下させることなく低トルク化を実現した「高剛性・超低トルク円すいころ軸受」を開発した。トランスミッションやデファレンシャル用途の軸受において剛性の低下は、ギアの歯当りに影響を与えるため、剛性が低下しない低トルク化の手法は市場ニーズにマッチした技術である。

一方で、燃費向上を目的としてトランスミッションやデファレンシャル用潤滑油の粘度は低粘度化の傾向にあり、潤滑不良により焼付きなど表面損傷にて破損するケースが増加すると考える。この要求への対応として「マイクロHL円すいころ軸受」を開発済みである。

これについては製品紹介にて詳報する。

3.1 剛性を維持した低トルク化の手法

剛性の低下なしに軸受を小型化、低トルク化する設計手法は、高負荷容量設計を取り入れることで可能となる。

低トルク化設計は、円すいころ軸受の各設計パラメ

ータに対する低トルク化への寄与率を分析した結果、ころピッチ円径を小さくするとわずかな剛性低下は生じるものの、大幅な低トルク化が可能であることがわかった。通常、ころピッチ円径を小さくするところ本数は減少してしまうが、高負荷容量設計を適用すればころ本数を減らさない、もしくは増加させることが可能であり、現行軸受と同等の剛性を維持することができる。更に、低トルク保持器仕様を採用することで、油の攪拌抵抗及び保持器の柱ところ間の油のせん断抵抗を低減させることができ、大幅な低トルク化が実現できる。

3.2 高剛性・超低トルク円すいころ軸受の検討例

デフピニオン用途に使用されている30306Dを対象とした低トルク化の検討例を図3に示す。また、表7に軸受諸元を示す。

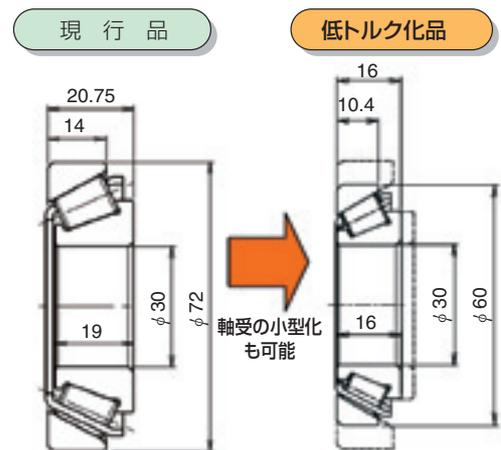


図3 低トルク化検討例
The example of low torque bearing examination

表7 軸受諸元
Bearing internal design

	現行品	低トルク化品
動定格荷重 (kN)	$C_r = 49.0$	$C_r = 33.0$
静定格荷重 (kN)	$C_{0r} = 52.5$	$C_{0r} = 35.5$
ころピッチ円径 (mm)	$\phi 51.54$	$\phi 44.44$
ころ本数 (本)	15	17
質量 (kg)	0.393	0.223

表7に示すように、低トルク部品はトルクを低減し、かつ現行品と同等の剛性を維持するため、ころピッチ円径を小さくしながらもころ本数を2本増加させている。動定格荷重の低下はFA処理による長寿命効果にて補うことにより現行品と同等以上の寿命を確保している。

3.3 高剛性・超低トルク円すいころ軸受の性能確認

低トルク部品と現行品の回転トルク測定結果を図4に示す。また、軸方向弾性変位量の結果を図5に示す。図4に示すように、デフピニオンの常用回転領域である2000~3000 min⁻¹において、50%のトルク低減を実現している。また、図5に示すように、剛性は現行品とほぼ同等である。

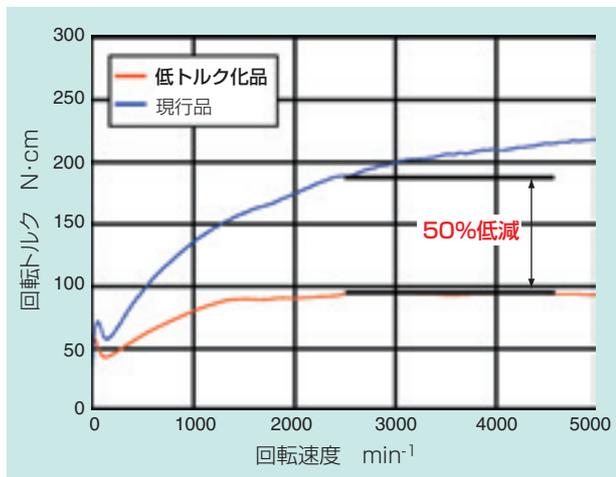


図4 現行品と低トルク部品における回転速度と回転トルクの関係
Relationship between speed and torque of current bearing and low torque bearing

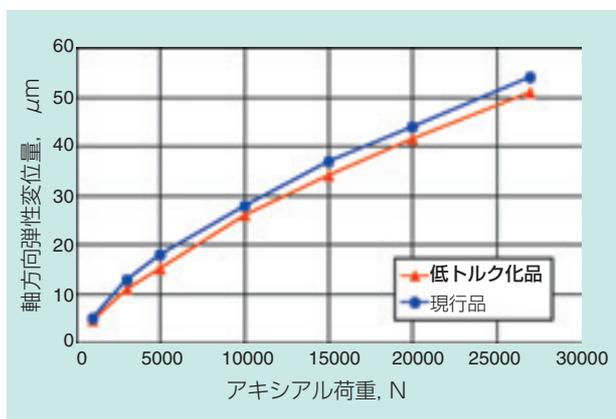


図5 軸方向弾性変位量
Deformation of axial direction

4. 遊星ギア部機能向上への取り組み

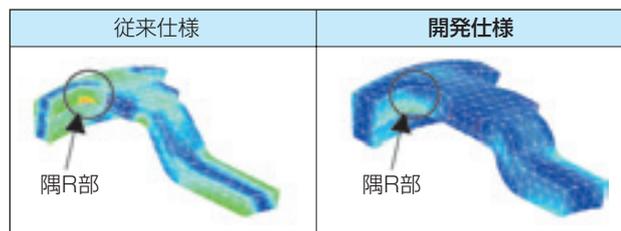
4.1 遊星ギア用高速仕様軸受の最適化

遊星ギア部の回転数が上昇するに伴い、遊星ギアの公転により、ギア、ころに作用する遠心力が増加し、軸受の回転中にころが保持器に繰り返し衝突することで保持器が破損することがある。NTNでは、FEM解析及び遊星運動中の軸受の動的な挙動解析を実施し、高速回転で使用される保持器の最適化を行った。

4.1.1 保持器の応力解析（静解析）

遊星ギアに使用される保持器の破損箇所として最も多いのが、保持器ポケットの隅R部である。保持器の破損を防ぐにはこの部位の発生応力を低減させる必要があり、FEM解析を活用し、保持器形状を最適化することで発生応力を50%低減させた（表8参照）。

表8 FEM解析実施例
Embodiment of FEM analysis



4.1.2 保持器の応力解析（動解析）

FEM解析にて最適化した保持器の遊星運動下における動的な挙動解析を実施した。外輪（遊星ギア）ところ間に作用する面圧および保持器に発生する応力の解析結果例を図6、7に示す。解析結果からは、外輪ころの接触面圧のピーク後に保持器に発生する応力がピーク値を示していることから、負荷域を抜け出したころが保持器と衝突する際、最も保持器強度に影響することが確認された。尚、動解析の詳細については、本誌【論文】「遊星運動下の針状ころ軸受の動力学解析」にて報告しているので参照されたい。

4.1.3 機能評価

動解析結果の妥当性確認のため、遊星変速機に2種類の保持器を組み込み、動解析と同条件で試験を実施した。表9に評価結果を示す。解析での応力が疲労限界を超えていた従来仕様の保持器が全て破損したのに対して、開発仕様の保持器に破損はなく、開発仕様の優位性が確認された。

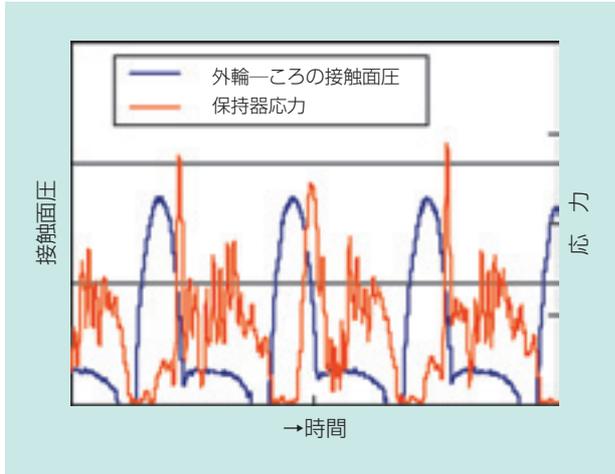


図6 外輪—ころの接触面圧と保持器応力
Relation between outer race-roller surface pressure and cage stress

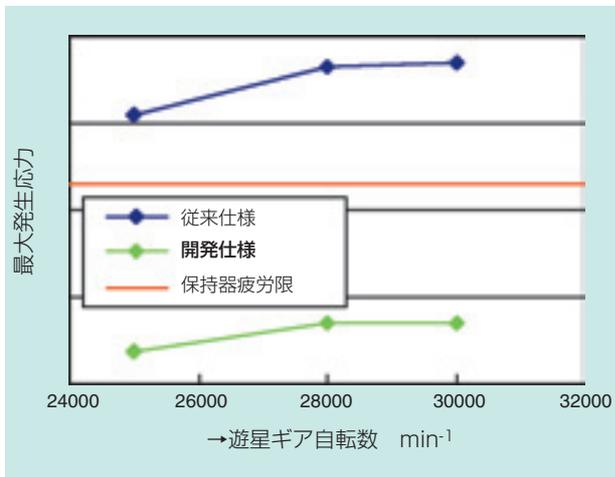


図7 保持器応力の最大値
The maximum value of cage stress

表9 評価結果
Evaluation results of cage intensity

条件	①	②	③
ピニオンギア回転数 (min ⁻¹)	25000	28000	30000
試験後の保持器の状態	従来仕様	破損	
	開発仕様	異常なし (継続運転可能)	

4.2 ギア歯面の耐久性向上

ギアの損傷事例として代表的なものが、ピッチングである。ピッチングが発生するとギア間のノイズ、振動が増加し、伝達効率は低下する。高速回転時には、温度上昇により油膜形成能力が低下し、歯面同士の金属接触によりピッチングが発生するケースがある。

NTNでは油膜形成能力を向上させ、ピーリング（表面起点型剥離）に対する寿命を向上させる手法として特殊表面処理を採用しており、ギア歯面のピッチングも軸受で言うピーリングと同様の表面起点型剥離であると考え、ギア歯面へ特殊処理を適用することでピッチング寿命の向上を図った。図8に特殊表面処理の表面性状イメージ図を示す。図のように表面にディンプル（オイルポット）が生成されており、これにより油膜形成能力が向上する。

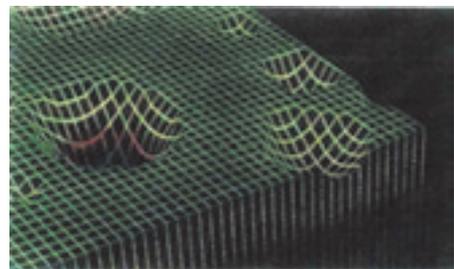


図8 表面性状イメージ図
Image of special surface treatment

4.2.1 ギア歯面のピッチング強度向上

試験ギアの組合せを表10に示す。ピッチング発生までの負荷回数を比較すると、片側のギアに特殊表面処理をすることにより、ピッチング強度が4倍向上し、油膜形成が歯面のピッチングに対して効果的であることが確認された（図9）。また、特殊表面処理のギアにはピッチングは発生していない。

なお、遊星ギア部機能向上への取り組みについては、今回紹介した各要素を組み込み遊星ギアASSY（写真2）として取組んでいる。

表10 試験ギア組合せ
Combination of the gears for examination

	ギアⅠ	ギアⅡ
①	未処理	未処理
②	未処理	特殊表面処理

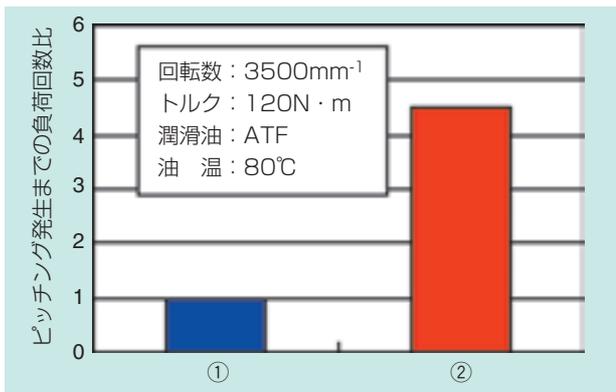


図9 ピッチング強度
Evaluation results of gear pitching



写真2 遊星ギアASSY
Planetary gear assembly

5 三位一体2mm断面スラストニードル軸受

自動車の燃費向上を目的にATの低トルク化に向け、すべり軸受を使用している部分に転がり軸受が採用される動きがある。一方、ATの多段化に伴う軸方向の寸法拡大を少しでも防ぐために、スラスト軸受には低断面化の要求がある。更に、取り扱いが容易でATへの組立工数が削減できる軌道輪付きの三位一体タイプの軸受も要求されている。

これらの要求に応えるため、軌道輪付きながら断面高さを極力抑えた「三位一体2mm断面スラスト軸受」の開発を行った。

なお、ATの多段化に伴う高速化に対応する高速スラストニードル軸受については、【製品紹介】にて詳報する。

5.1 軸受の特長 低断面化（コンパクト化）

軌道輪は板厚0.5mmの薄肉板材を使用しているが、ステーキング部については板厚さの減少を最小限にし強度を十分確保した形状とした。保持器は、Φ1mmころの組込みが可能となる一枚板をプレス加工した構造とした。（図10）

この保持器と、内輪及び外輪軌道輪に設けたステーキングとを係合させ、三位一体を実現し、2mm断面での三位一体スラストニードル軸受は世界初である。

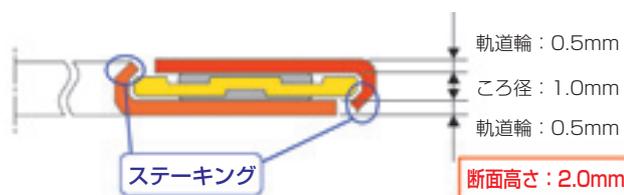


図10 三位一体2mm断面スラストニードル軸受の構造図
Construction of triple-unit 2mm cross section thrust roller bearing

5.2 保持器構造

ころ（Φ1mm）を保持するため新たな構造の保持器を考案した（図11）。一枚板保持器により板厚を最大限確保し、ころ止め部はしごき加工を採用した。また通油性向上としごき加工を容易にするための溝を全周に設けた。

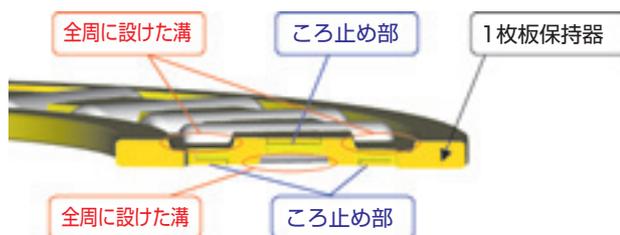


図11 新形状プレス保持器の概略図
Cross section of new shape pressed-cage

5.3 機能評価

低断面スラストニードル軸受の組込みころに最適なクラウニング形状を施し、標準クラウニングころである従来品との機能評価（トルク測定、寿命評価）を実施した。

5.3.1 トルク測定

図12に測定結果を示す。ころに最適なクラウニングを施した開発品の低断面スラストニードル軸受は、標準クラウニングころを組み込んだ従来品に対して37%のトルク低減を達成した。

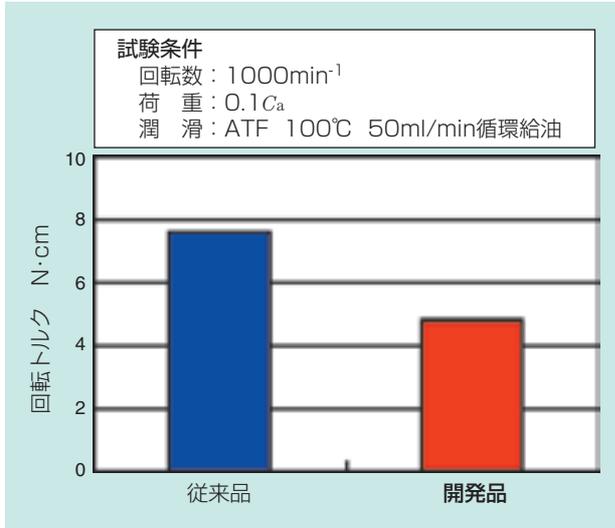


図12 回転トルク測定結果
Results of rotating torque

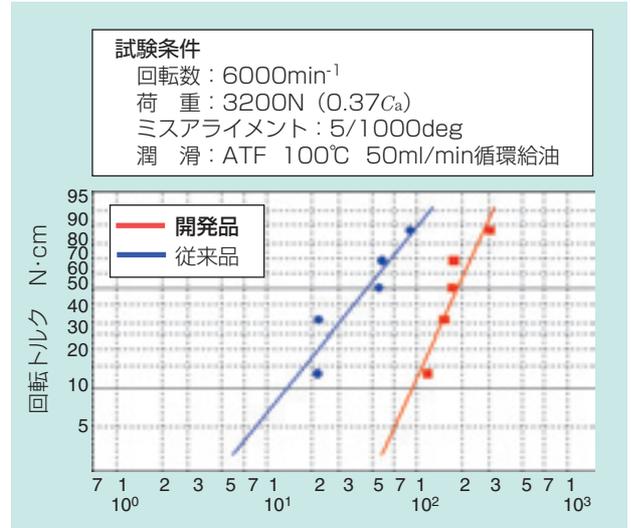


図13 寿命試験結果
Results of life test

5.3.2 寿命評価

図13に軸受の寿命試験結果を示す。

トランスミッションを想定したミスアライメント条件にて評価を実施した結果、最適なクラウニングを施した開発品の低断面スラストニードル軸受は、標準クラウニングころを組み込んだ従来品に対して6.3倍の寿命効果が認められた。

6 おわりに

トランスミッションにおける軸受の使用環境は、今後もさらに過酷になっていく事が予想される。これからもこのような使用環境及び市場要求に応えられる自動車向け商品を開発投入し、環境負荷低減に貢献していきたい。

参考文献

- ・大木, 前田, 中島, NTN TECHNICAL REVIEW NO.71 (2003) ,P2~P7
- ・辻本, 望月, NTN TECHNICAL REVIEW NO.73 (2005) ,P30~P39

執筆者近影



金本 崇広
自動車商品本部
自動車技術部



上野 崇
自動車商品本部
自動車技術部



片山 昭彦
自動車商品本部
ニードル軸受技術部

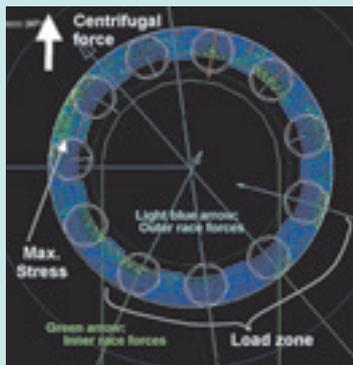


佐藤 正範
自動車商品本部
ニードル軸受技術部

遊星運動下の針状ころ軸受の動力学解析

Dynamic Analysis for Needle Roller Bearings Under Planetary Motion

坂口 智也* Tomoya SAKAGUCHI



遊星変速機のプラネットギヤ支持に用いられる針状ころ軸受の動力学解析ツールを開発した。本ツールはプラネットギヤの2並進自由度、ならびに軸受の針状ころと保持器のそれぞれ3自由度が考慮された2次元解析である。加えて保持器の応力推定のためにComponent-Mode-Synthesis法による保持器の弾性変形を考慮した。

本ツールを用いて、保持器の最大主応力に及ぼす影響を検討した結果、プラネットギヤの自転速度よりも公転速度の影響が大きく、保持器に発生する応力の最大値は公転速度の概ね2乗に比例した。プラネットギヤの公転運動がころに遠心力を与え、この力が非負荷圏でポケットの柱に作用し、その柱の根元部で応力が増加するためである。これに加え、ころが負荷圏を出た直後に遠心力で加速され前方の柱と衝突する場合、また非負荷圏で保持器に作用するモーメントと負荷圏内のころと柱との接触力によるモーメントが釣り合う場合にも、比較的大きな応力が認められた。

A dynamic analysis tool for needle roller bearings guiding planet gears in planetary gear systems had been developed. This tool is a two-dimension analysis considering three degrees of freedom of motion of both rollers and cage and two translational degrees of freedom of motion of planet gear on their radial plane. In addition, elastic deformation of the cage can be simulated using a Component-Mode-Synthesis method in order to evaluate cage stress.

Numerical results on the maximum principal stress of cage using this dynamic analysis tool indicate that effect of planet gear orbital rotation speed on the cage stress is higher than that of planet gear rotation speed and the maximum cage stress is in nearly proportion to the square of the orbital rotation speed. The reason is that stress on the root of cage bar increases in the unloaded zone due to supporting a roller centrifugal force induced by the orbital motion of planet gear. In addition, relatively high stresses of the cage were observed in two follow cases; roller just passing the load zone and accelerating due to centrifugal force collides with the front bar cage bar contact force due to a roller in the load zone equilibrates with cage moments generated by rollers in the unloaded zone.

1. はじめに

転がり軸受は、一对の軌道輪とそれに挟まれる複数の転動体およびその転動体を等間隔に配置する保持器からなる。一般的なアプリケーションでは保持器破損は生じないが、変動荷重下や遊星運動下などの用途では、保持器が破損する場合がある。このような場合、強度向上を図ることになるが、この保持器に作用する力の実験による解明は難しい。よって、保持器挙動を考慮した転がり軸受の動力学解析は、この問題に対する有効な解決法といえる。

保持器の運動を十分に考慮した転がり軸受の動力学解析では、GuptalによるADORE¹⁾が知られているが、保持器は簡易形状かつ剛体仮定に限られる。さらに、

保持器の応力を直接的に求めることはできず、仮にFEMによる構造解析にて干渉力から保持器の応力を求めようとしても、その荷重や支持条件を合理的に与えることは難しい。そこで、筆者は、保持器やころの6自由度の運動ならびに保持器の弾性変形を考慮可能な円すいころ軸受用の動力学解析ツールを、汎用機構解析ソフト上にて開発した²⁾。本ツールで出力した保持器の軌跡や応力は実験事実と一致し、本手法が有効かつ妥当であることを報告した²⁾。

本報では、上記の円すいころ軸受用の動力学解析ツールを遊星運動下の針状ころ軸受に適用し、軸受保持器の応力解析を行った。解析の効率化のために、軸受ラジアル面上の3自由度のみを考慮した動力学解析とした。

*要素技術研究所

2. 動力学解析モデル

解析対象の遊星歯車機構を図1に示す。主な仮定は以下の7つである。これらの仮定により、図2のモデルに簡単化される。

1. 自由度をラジアル面内に限定した2次元動力学解析とする。
2. 遠心力などの見かけの力を考慮する。
3. キャリアに固定された内輪軌道の中心は、キャリア中心回りの円軌道上を一定速度で運動する。すなわちキャリアは、その中心位置を固定したまま、一定速で自転する。

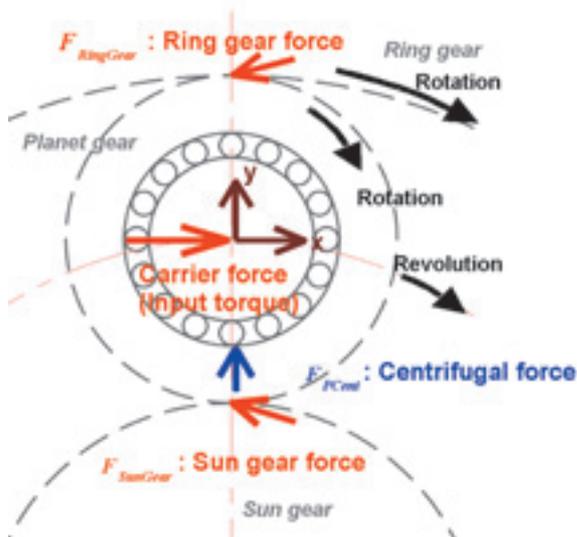


図1 プラネットギヤへの荷重とその運動
Actual forces and motions on a planet gear

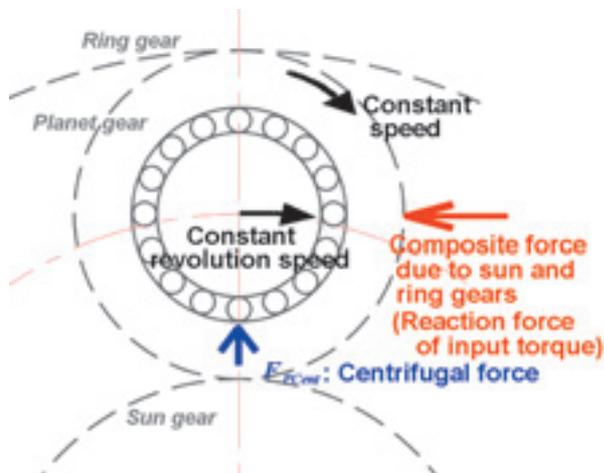


図2 プラネットギヤへの荷重と運動の解析モデル
Analyzed forces and motions on a planet gear

4. 外輪軌道（プラネットギヤ）は2並進自由度を持つ。ただし自転速度は既知条件とする。
5. 軸受のラジアル内部すきまはギヤのかみ合いすきまよりも小さく、プラネットギヤ自身の遠心力は全て、転がり軸受部に作用すると仮定する。すなわち、プラネットギヤに作用するサンギヤならびにリングギヤからの干渉力の和は、伝達トルクの反力相当のみと仮定する（図2）。
6. 保持器は、Component-Mode-Synthesis法⁴⁾に基づく弾性体とし、その弾性変形を考慮する。すなわち、固有変形モードと拘束変形モードの和で表現する。なお、その他の全てを剛体とし、互いの幾何学的な干渉部におき、局所的な弾性接触を考慮する。
7. 一般に3個以上のプラネットギヤがキャリアに設置されているが、全てが等価と考え、一つのプラネットギヤのみを解析対象とする。そのため重力は無視する。

これらの仮定から、従来の軸受動力学解析²⁾と同様に、ころと軌道ならびに保持器との接触力、摩擦力および転がり粘性抵抗を、汎用機構解析ソフト"MSC.Adams"⁵⁾上で記載すれば、プラネットギヤ支持用針状ころ軸受の動力学解析が可能になる。

これらの干渉力の評価手法は、保持器挙動の実験検証で妥当性を確認した円筒ころ軸受の2次元動力学解析³⁾のモデルを踏襲した。次元数の差異はあるものの、円すいころ軸受の場合²⁾と本報との干渉力モデルにおける基本的な考えは同じである。

保持器の弾性体としての取り扱いは、基本的に円すいころ軸受の場合²⁾を踏襲する。ただし、本解析では2次元モデルとするため、図3に示すように、3次元幾何形状の保持器モデルを軸受の中央断面で切断し、そこに2次元平面上の拘束条件を設置する。さらにCraig-BamptonによるComponent-Mode-Synthesis法⁴⁾の拘束変形モードの境界点を保持器の各柱の前記断面の中央点に設置する。汎用機構解析ソフト上での保持器質量は本来のその半分となるため、他の構成要素も軸方向中央で分割して質量や慣性モーメントを2分の1とし、かつこれらに作用する接触力や摩擦力などの干渉力も全て2分の1で記述する。

ころが及ぼすポケットへの干渉力は、ポケットの接触対象面上において、軸受の軸方向中央側の端部に作用すると仮定した。保持器の最大主応力は、ポケット

の柱の根元部で生じることが多いため、上記仮定は応力をわずかに過大評価する傾向にある。

また、保持器は外輪軌道で案内される形式のため、保持器と外輪との接触力と摩擦力を評価する。この保持器外径部の接触力は、**図4**のように外径面上で柱毎に規則的に選択した3つの点において、外輪軌道との幾何学的なめり込み量に応じて計算した。

保持器の弾性変形特性の算出にはFEMソフトの "I-deas NX Series*1" (UGS社) ⁶⁾ を用いた。動力学計算には機構解析ソフト "MSC.Adams" ⁵⁾ ならびにそのオプションである "ADAMS/Flex" ⁵⁾ を用い、応力評価には同オプションの "ADAMS/Durability" ⁵⁾ を用いた。

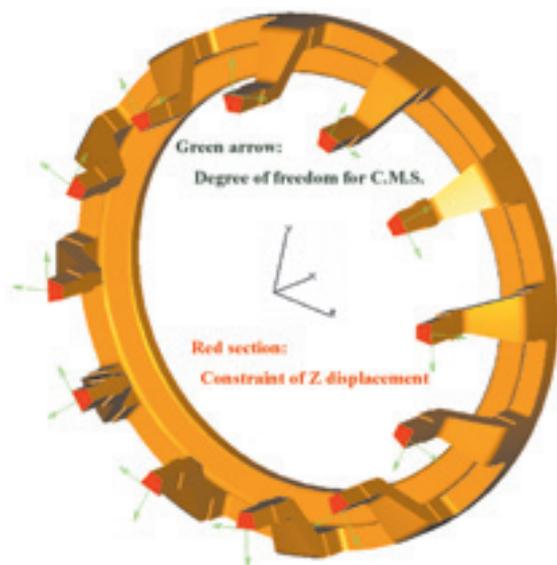


図3 2次元動力学解析に導入する保持器の弾性体モデル
Cage elastic model introduced into two-dimensional dynamic analysis

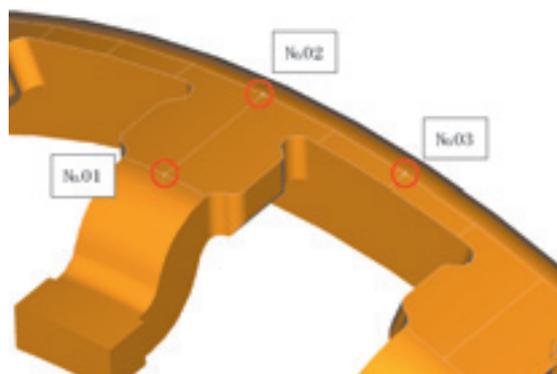


図4 保持器外径面への干渉力評価候補点
Locations of interaction forces on cage outside

*1 I-deas NX Series は米国及びその他の国における UGS Corp. あるいはその子会社の商標又は登録商標です。

3. 解析事例

表1に本研究で用いた、遊星変速機構および針状ころ軸受の諸元を示す。保持器は、プレス成型と溶接で製造される鋼製保持器 (KMJ-S形) であり、外輪案内形式である。

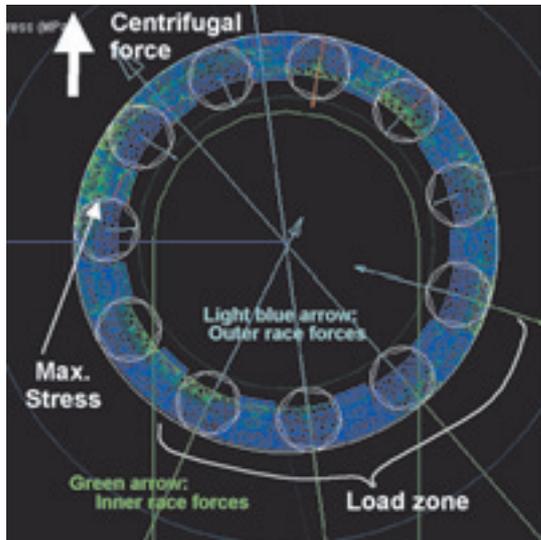
表1 遊星機構および針状ころ軸受の諸元
Specifications of needle roller bearing and planetary gear system

遊星機構	サンギヤのピッチ円直径, mm	184.2
	プラネットギヤのピッチ円直径, mm	57.4
	リングギヤのピッチ円直径, mm	299.0
	プラネットギヤの質量, kg	0.045
軸受諸元	外輪軌道径, mm	19.85
	内輪軌道径, mm	13.85
	ころ直径, mm	2.997
	ころ長さ, mm	13.8
	ころ本数	11
運転条件	プラネットギヤの公転速度 N_c , min^{-1}	5940
	プラネットギヤの自転速度 N_p , min^{-1}	25000
	プラネットギヤ1個当たりの伝達トルク T , $\text{N}\cdot\text{m}$	16, 32
	潤滑油	ISO VG100
	潤滑油の代表温度, $^{\circ}\text{C}$	120

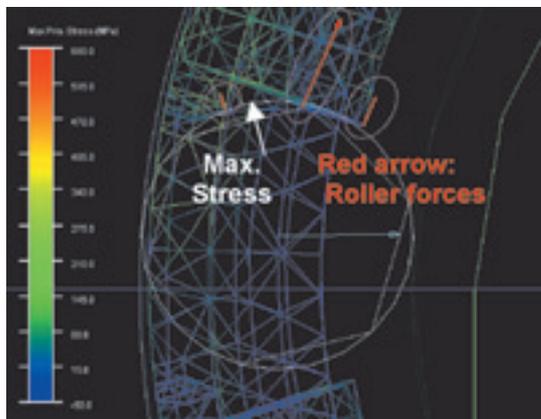
4. 保持器の応力発生機構

プラネットギヤの公転速度 N_c が 5940min^{-1} の場合で、保持器の主応力が最大となった瞬間の解析結果を **図5** に示す。部品の運動方向は **図2** と同じである。 **図5** において、遠心力は図内の上方に作用している。最大主応力は、非負荷圏のころがポケットの柱に接触した際に、その柱の根元部で発生した。この接触力はころの遠心力によるものである。

運転中のころと保持器との接触状態を考察するために、この最大主応力発生位置の応力履歴を **図6** に示す。応力値は保持器材の疲労強度で除した無次元値である。負荷圏の位置を確認するために、対象とする柱の前後のころの遊星機構ラジアル方向への並進変位を併記した。前記の最大主応力は、0.0173 s 時点での現象であり、負荷圏から出た柱は非負荷圏内のころの遠心力を受けるため、そこでの引張と圧縮の応力が **図7** の①や②のように図中の左右の非負荷圏で順次発生する。負荷圏では、軌道面からの摩擦力がころの遠心力よりも大きいため、ころ遠心力は柱に作用しない。 **図6** の0.0212 s において、圧縮応力が認められる。これは、負荷圏後半部において柱とその前方のころとの



a) all over the bearing



b) local view near the maximum principle stress point

図5 遊星運動下の針状ころ軸受の動力学計算例
Analysis result of a needle roller bearing under planetary motion ($N_c: 5940 \text{ min}^{-1}$, $T = 32 \text{ N} \cdot \text{m}$)

接触（図7③）を意味し，結果として保持器には自転を減速させるモーメントが負荷する．減速モーメントの発生理由は，非負荷圏において保持器に加速側のモーメントが作用するためである．保持器外径と外輪軌道との摩擦力ならびに負荷圏が図7内の右側へシフトした場合の非負荷圏のころ遠心力により，保持器の加速モーメントが生じる．

図6では，負荷圏を出た直後に比較的大きな引張応力のピークも認められる．負荷圏内の最後部ではポケット内の後方へころが位置しているが，負荷圏を出た直後に遠心力で加速し，前方の柱と衝突するためである（図7④）．

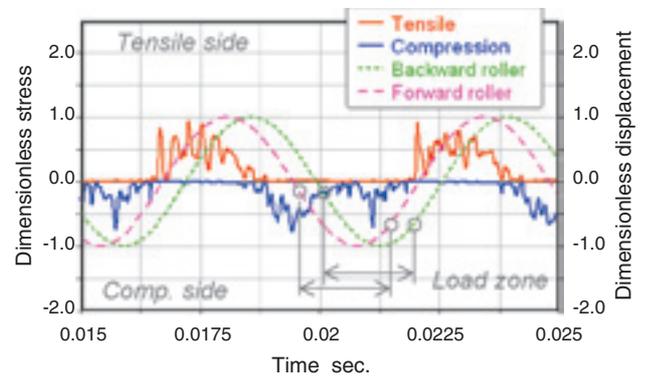


図6 保持器ポケットの柱根元部の応力履歴とその柱の隣接ころの遊星機構ラジアル方向への並進変位
Stress histories of a cage pocket bar and the adjacent rollers displacements along the radial direction of planetary gear system

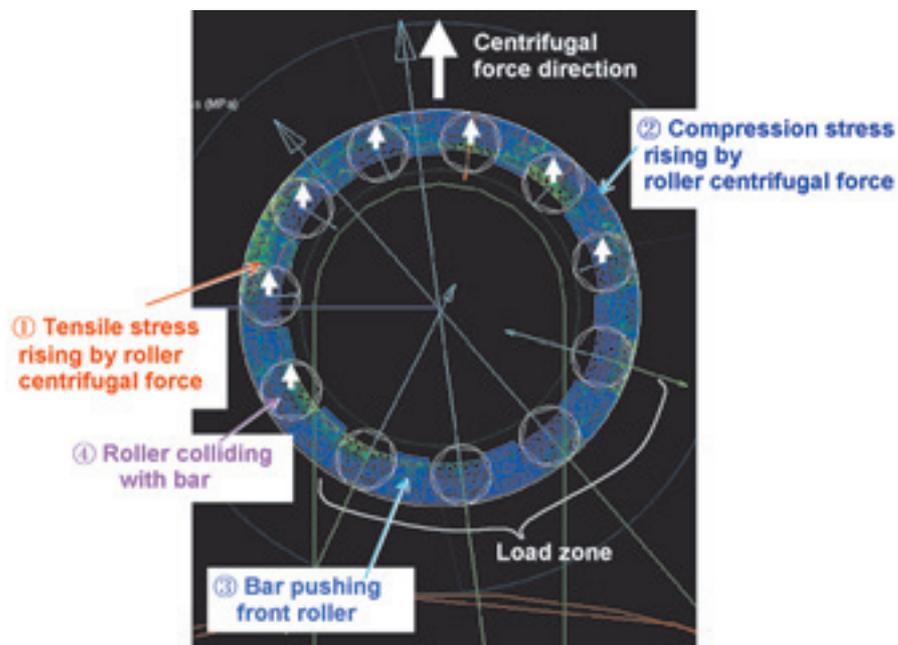


図7 遊星運動下の保持器応力の主な上昇要因
Principal mechanisms to make cage stress rise under planetary motion

5. 保持器応力に及ぼす遊星変速機の 運転条件の影響

プラネットギヤの公転速度に対して、疲労限で無次元化した保持器の最大主応力を整理すると図8となる。伝達トルク T の大きさを32Nmと16Nm、ならびにその向きを逆とした場合の計算結果もプロットした。伝達トルクの大きさや向きが異なると、応力の差異も認められるものの、プラネットギヤの公転速度の増加とともに保持器応力も概ね増加する。前節で述べたようにこの遠心力と保持器応力との相関は高く、図8の応力はプラネットギヤの公転速度の2乗に概略比例している。

伝達トルク T が32Nmで速度が約7000 min^{-1} の場

合に大きな応力が生じているが、図7の④の現象時に発生していた。ところが、8000 min^{-1} の場合には、プラネットギヤの遠心力の増加による負荷圏位置のシフトもあり、図7の④の衝突は顕著でなく、このような結果になった。

伝達トルクの向きを反転した条件に着目すると、5000 min^{-1} 以下の速度では $T=-32\text{Nm}$ での応力が、

$T=-16\text{Nm}$ でのそれより大きい、6000 min^{-1} 以上になると、逆転している。高速回転下で $T=-16\text{Nm}$ の場合には図7の④の衝突にて大きな応力が生じた。しかしながら、 $T=-32\text{Nm}$ の場合では、負荷圏の最後部に位置するところが既に公転前方の柱と接触し始め、ころとその前方の柱との相対速度差が小さいために、図8のように比較的小さな応力に留まっている。

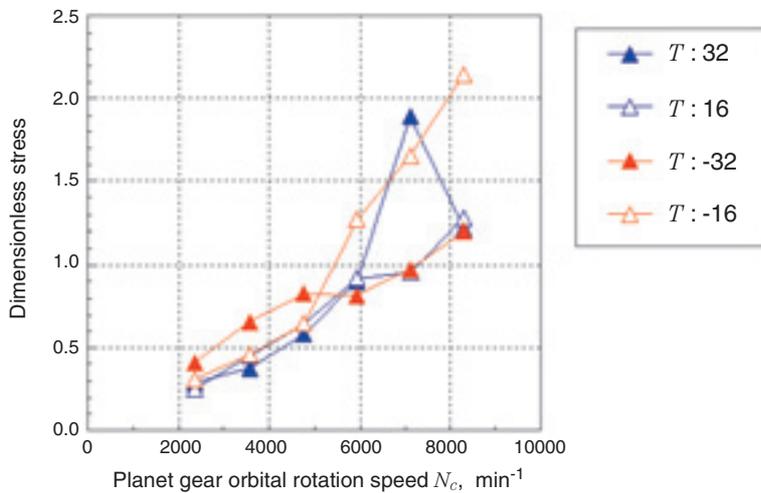


図8 プラネットギヤの公転速度ならびに伝達トルク T に対する保持器の最大主応力 (T : 伝達トルク[N·m])
Cage stress with various speeds of planet gear orbital rotation and transmitted torque

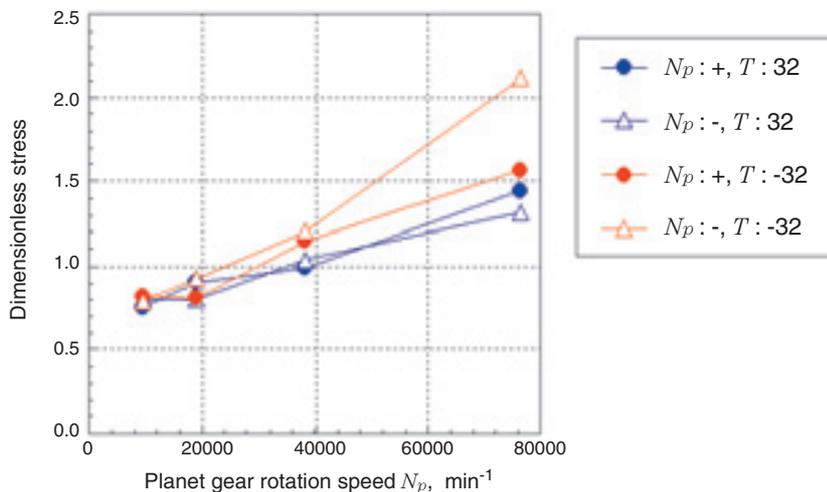


図9 プラネットギヤの自転速度 N_p ならびに伝達トルク T に対する保持器の最大主応力 (N_p の符号: プラネットギヤの回転の向き, T : 伝達トルク[N·m])
Cage stress with various speeds of planet gear rotation and transmitted torque

図8において、同じプラネットギヤの公転速度内で保持器応力に大きな変化を与えるのは負荷圏を出た直後のころと柱の衝突現象(図7の④)であった。保持器の最大主応力に及ぼす伝達トルクの大さの影響が無視できると仮定して、約7000min⁻¹の速度での結果に着目すると、衝突現象が生じるT32の応力は16のその100%増となる。他方T-16の応力は-32のその70%増となる。よって、衝突現象の発生により、保持器の最大応力は、衝突現象未発生時に比べ、85%程度増加すると整理すればよいことが推察される。

プラネットギヤの公転速度を5940min⁻¹に固定し、プラネットギヤの自転の速度と向きならびに伝達トルクの向きを変えた場合の保持器の無次元化した最大主応力を図9に示す。プラネットギヤの自転速度に対する全条件の保持器応力は速度の0.34乗に比例している。自転速度の増加による保持器応力の増加は、ころと保持器との相対速度差の増加のためである。

これらの2つの図より、保持器応力に及ぼすプラネットギヤの公転速度の影響が非常に大きいことがわかる。これは、前節で述べたとおり、遠心力に起因するものである。また伝達トルクの向きや大きさ、ならびにプラネットギヤの自転速度やその向きを変えると、保持器応力は変化する。特に負荷圏最後部のころが、保持器ポケット内でのころの公転後方に位置し、負荷圏脱出時に遠心力で加速され前方の柱と衝突する際に応力が急増する場合があり、衝突未発生の場合と比較し85%程度の応力増加が推定される。

本衝突現象が顕著となる運転条件は、負荷圏出口部のころの公転運動の角度や非負荷圏での保持器に作用するモーメントなどで決定されると考えられるが、その詳細は今後の課題である。

6. おわりに

遊星運動下の針状ころ軸受の2次元動力学解析ツールを開発した。本ツールでは、転がり軸受の構成要素の中で機械強度の低い保持器の弾性変形を考慮でき、その変形から保持器に生じる応力も算出できる。本ツールを用いて、遊星運動下の針状ころ軸受の構成要素間の干渉力ならびに保持器の応力を検討した。

保持器の最大主応力に及ぼす影響は、プラネットギヤの自転速度よりも公転速度の方が大きく、概ね公転速度の2乗に比例した。プラネットギヤの公転運動がころに遠心力を与え、この力が非負荷圏でポケットの柱に作用し、その柱の根元部で応力が増加するためである。これに加え、負荷圏最後部のころが、保持器ポケット内でのころの公転後方に位置し、その負荷圏脱出時に遠心力で加速され前方の柱と衝突する場合、また非負荷圏で保持器に作用するモーメントと負荷圏内のころと柱との接触力によるモーメントが釣り合う場合にも、比較的大きな応力が認められた。

参考文献

- 1) Gupta, P. K.: Advanced Dynamics of Rolling Elements, Springer-Verlag, New York (1984).
- 2) Sakaguchi, T., and Harada, K.: "Dynamic Analysis of Cage Stress in Tapered Roller Bearings," Proc. ASIATRIB 2006 Kanazawa, Japan, (2006)649-650.
- 3) 坂口, 上野: 円筒ころ軸受の保持器挙動解析, NTN Technical Review, 71(2003)8-17.
- 4) Craig, R. R., and Bampton, M. C. C.: "Coupling substructures for dynamic analysis," AIAA J., 6(7), (1986)1313-1319.
- 5) MSC.Adams (MSC.Software社の登録商標): <http://www.mscsoftware.co.jp/products/adams/>
- 6) I-DEAS: <http://www.ugs.jp/product/nx/i-deas.html>

執筆者近影



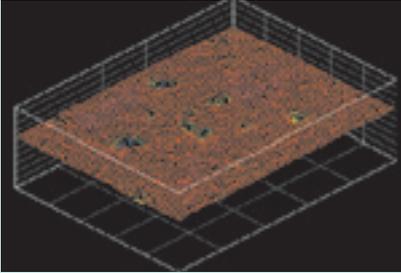
坂口 智也
要素技術研究所

[製品紹介]

マイクロHL円すいころ軸受

Micro HL Tapered Roller Bearing

上野 崇* Takashi UENO



自動車のトランスミッションやデファレンシャルギアは燃費向上を目的として、使用オイルの低粘度化が進んでいる。オイルの低粘度化により、軸受寿命が極端に短くなる事例も見られるようになってきており、このような過酷潤滑条件下においても、計算寿命を満足する軸受が求められている。これらの要求に応えるべく、円すいころ軸受用に最適化した微小ディンプル加工を施したころを組込んだ「マイクロHL円すいころ軸受」を開発した。本稿では、その構造と特徴、評価試験の結果を紹介する。

With the viscosity of the oil used in automobile transmissions and differentials being steadily reduced, oil film parameter lambda is falling below 0.5 (VG10 oil used). In order to handle such increasingly severe lubrication conditions, NTN has developed "Micro HL(high-lubrication) tapered roller bearings."

Micro HL treatment forms finer dimples in the metal than conventional HL treatments and maintains surface roughness equal to super-finish. Thanks to the micro oil pot effect, adequate oil films can form even under the severe lubrication conditions of lambda 0.2 to 0.5, conditions under which it is difficult for oil film to form. This process, therefore, maintains calculated service life by reducing lubrication limitations.

1. はじめに

近年、自動車のトランスミッションやデファレンシャルギアに使用されるオイルは省燃費化（CO₂排出量の削減）や、低温時における操作性低減を目的として、低粘度化が進んでいる。さらに、ユニットの小型化及び、エンジンの高出力化により油温が上昇する傾向にあり、これもまた潤滑油粘度を低下させる要因として挙げられる¹⁾。

このような中、これらに適用される軸受は、油膜形成が良好な場合に起こる内部起点型剥離ではなく、油膜形成が不十分なためピーリング、スミアリングや焼付きなどの表面損傷により破損するケースが増える。表面損傷により破損する軸受は短寿命であり、信頼度90%の転がり疲れ寿命を満足しない。これらの要求に応えるようにNTNでは低粘度潤滑条件下に対応した「HL軸受」を開発している²⁾。「HL軸受」は、ころ表面にディンプルをつけることで油溜りの効果を得ており、低粘度潤滑条件下における油膜形成能力が向上する。然しながら、つば部が滑り接触している円す

いころ軸受にHLを適用させた場合、つば部の耐焼付き性が低下することがあった。

今後のさらなる潤滑油の低粘度化を考慮し、円すいころ軸受に最適化したHL仕様ころを組込んだ「マイクロHL(High-Lubrication)円すいころ軸受」を開発した。図1に油膜パラメータ（内容は後述する）と標準軸受に対する寿命比との関係を示す。図1に示すように、HL軸受では油膜パラメータ0.2以下において、

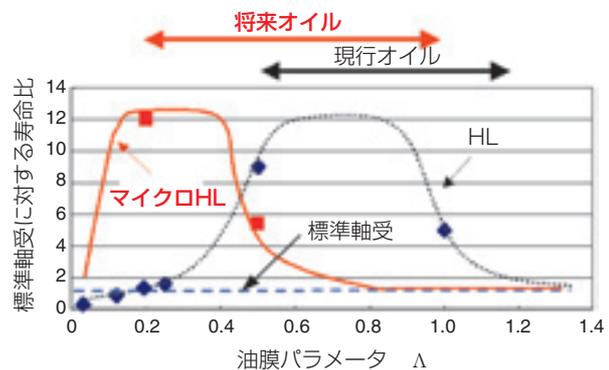


図1 油膜パラメータと標準軸受に対する寿命比との関係
Relationship between oil film parameter and life ratio compared to standard bearing

*自動車商品本部 自動車技術部

標準軸受よりも短寿命となる結果である。それに対し、マイクロHL円すいころ軸受は非常に過酷な潤滑条件下である油膜パラメータ0.5以下においてHLよりも油膜形成能力が高く、長寿命である。本稿では、その構造と特徴、評価試験の結果を紹介する。

2. 油膜パラメータについて

軸受寿命は一般に軸受部品の接触部油膜厚さと合成粗さとの比により弾性流体潤滑理論（EHL理論）から求められる油膜パラメータと良い相関があることが広く認められている³⁾。従って、転がり軸受の各種表面損傷を防ぐためには、接触部の油膜パラメータを大きくすることが有効である。以下に油膜パラメータの式を示す。

$$\text{油膜パラメータ } \Lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} \dots\dots (1)$$

ここで、

h_{\min} ：最小油膜厚さ [μm]

σ_1 ：軌道輪軌道面の自乗平均粗さ [μm]

σ_2 ：ころ転動面の自乗平均粗さ [μm]

油膜パラメータを大きくするためには、①運転条件下における潤滑油の粘度を高くすること、②軌道輪、ころの合成粗さを小さくすることが挙げられる。しかしながら、1項で述べたように、前者は潤滑油の低粘度化及び油温上昇により逆に低くなる傾向にある。また、後者は既に超仕上げ加工が行われていることから、大幅な改良は不可能である。

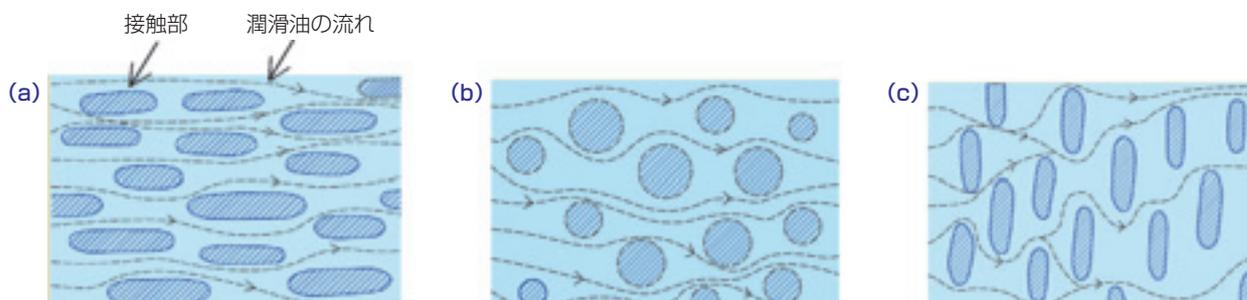
3. マイクロHLの基本原則

油膜パラメータを大きくすることは上述の通り困難であることから、マイクロHLは後述の三つのアプローチから改良を行った。

3.1 潤滑油の流れモデルからのアプローチ

HL、マイクロHLの両方に共通する基本的な考え方を、[図2](#)に示す接触部内潤滑油の流れモデル⁴⁾により説明する。[図2](#)の(a)～(c)は2次元的に同様な表面粗さとしているが、仕上げ面の方向性の違い（3次元的表面粗さが異なる）によりハッチングした表面粗さの突起変形による接触部が異なり、破線で示した潤滑油の流れに影響を及ぼすことを示している。[図2](#)に示すように、潤滑油の流れやすさは[流れ易い(a)→(b)→(c)流れ難い]の順であるが、これとは逆に、接触部内に入った潤滑油が接触部に留まる時間が長いことは油膜形成能力が高いことを示し、[油膜形成能力が高い(c)→(b)→(a)油膜形成能力が低い]の順である。すなわち、2次元的表面粗さは同じでも、3次元的表面粗さである仕上げ面の方向性が油膜形成に及ぼす影響が大きいことを示している。

ここで、仕上げ面の方向性が油膜形成能力に及ぼす影響を確認する。2円筒試験機と試験片を[図3](#)に示す。試験片は周方向加工目（[図2\(a\)](#)に相当）と軸方向加工目（[図2\(c\)](#)に相当）を用意した。[図4](#)に示すように、軸方向加工目に仕上げた試験片は油膜形成能力が高く、油膜パラメータが向上していることを示している。



[図2](#). 仕上げ面の方向性と潤滑油の流れモデル

Directional characteristics of finished surfaces and their effect on lubricant movement in a flow model

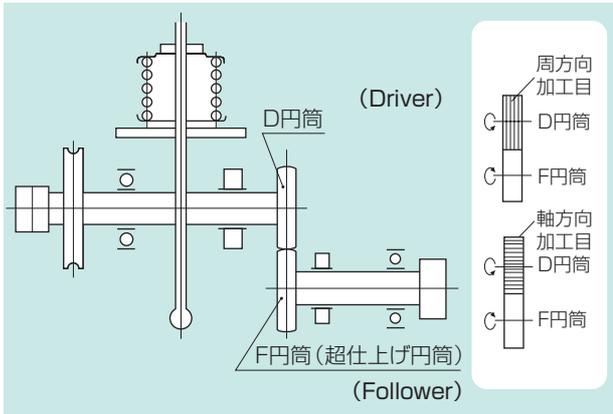


図3 NTN型2円筒試験機と試験片
NTN's dual cylinder tester and test specimen



図5 微小ディンプル部を有する円すいころ表面の観察
Observation of roller surface with finer dimples

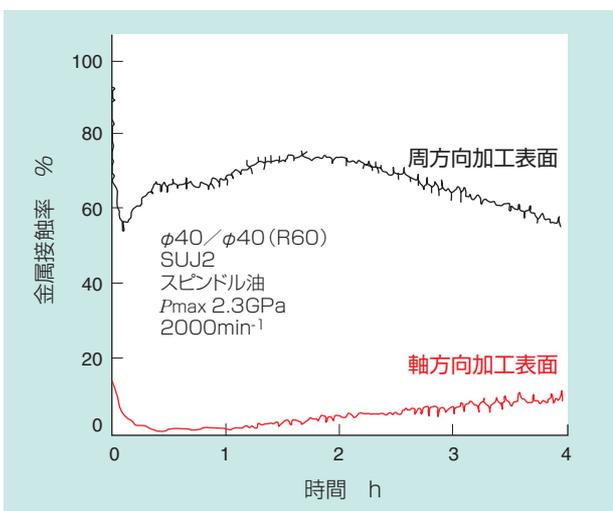


図4 仕上げ面の方向性が油膜形成能力に及ぼす影響
The influence of finished surface directional characteristics on oil film formation

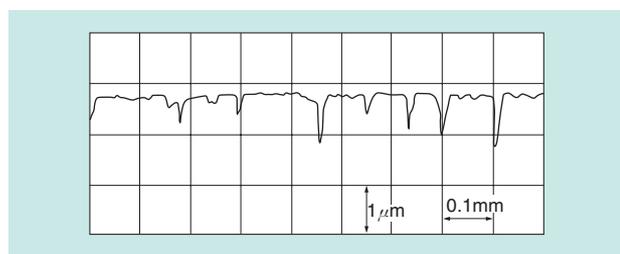


図6 微小ディンプル部を有する円すいころ表面形状
Cross-sectional view of roller surface track with finer dimples

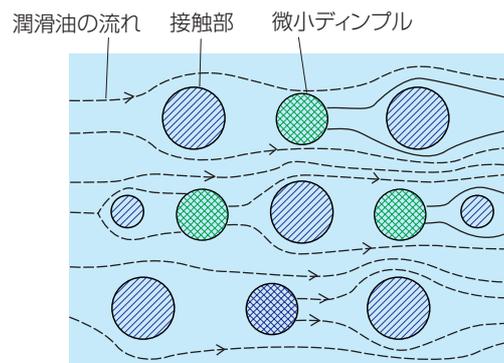


図7 微小ディンプル部を有する表面における潤滑油の流れモデル
A flow model showing fluid on finer dimples contact surface

3.2 表面ディンプル形状からのアプローチ

HL, マイクロHLの両方に共通する基本的な考え方である。微小ディンプルを付けた表面写真を図5に示す。図5の黒い箇所が微小ディンプル部である。ころ表面を粗さ計で測定した結果を図6に示す。ころ表面に付けた微小ディンプル部が谷となって現れている様子が判る。

この表面を潤滑油の流れモデルにあわせて解説すると、図7のようになる。図7に示すように、ハッチング部が表面粗さの突起変形による接触部であり、クロスハッチング部が微小ディンプル部である。破線は潤滑油の流れを示している。転がり方向は紙面の左から右で、潤滑流体は平滑面の接触部を迂回して流れる。さらに、微小ディンプル部で油量が増加し接触面内を流れるため、従来の周方向加工目に仕上げた面よりも油膜形成能力の向上が期待できる。

3.3 円すいころ軸受に適用するための最適粗さ

円すいころ軸受のころ大端面と内輪大つば面の間では滑り接触が生じている。特に耐焼付き性が要求される円すいころ軸受ではこれら滑り接触面には超仕上げを施しているが、HL仕様円すいころの表面粗さは、超仕上げ面より劣っている。そのため、油膜パラメータ0.5以下のような非常に過酷な潤滑条件下では、HLの油膜形成効果で補いきれず金属接触が発生してしまう。従って、円すいころ軸受に適用するHLは、超仕上げ加工レベルの表面粗さとした。

以上、三つのアプローチから改良を行ったものがマイクロHL円すいころ軸受である。

4. マイクロHL円すいころの構造

図8に3次元表面形状比較を示す。マイクロHL加工を施したころ表面は、超仕上げ加工レベルの表面粗さを確保しつつ、微小ディンプルを形成している。

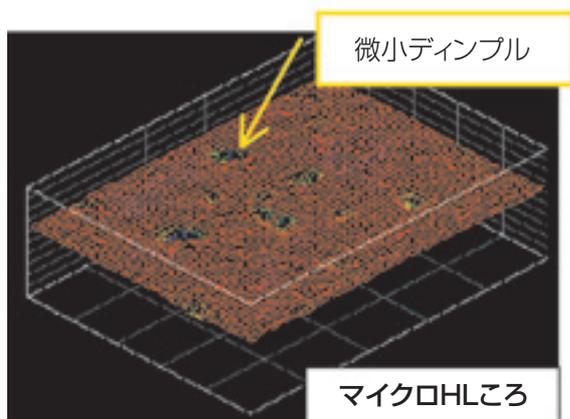
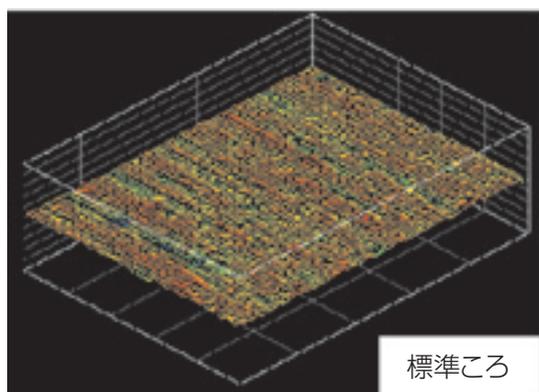


図8 マイクロHL円すいころと標準円すいころの3次元表面形状の比較
Comparison of 3D surface track between micro HL treated roller and standard roller

5. マイクロHL円すいころ軸受の性能

マイクロHL円すいころ軸受の性能評価のため、極めて過酷な低粘度潤滑条件下である油膜パラメータ $\Lambda = 0.2$, 0.5 (標準的な油膜パラメータ $\Lambda = 1.5$ 程度) にて寿命試験を実施した。

油膜パラメータ $\Lambda = 0.2$ における試験条件を表1に示し、表2に試験軸受の仕様を示す。また、図9に寿命試験結果を示す。本条件は、極めて過酷な潤滑条件であるため、標準軸受では計算寿命92hを大幅に下回

る9.6hで軌道輪表面起点にて破損する結果となった。これに対し、マイクロHL円すいころ軸受は計算寿命を満足する130h以上となり、標準軸受に対し13倍以上の長寿命化が確認された。

表1 試験条件
Test condition

荷重条件	$F_r=19.1\text{kN}$, $F_a=6.4\text{kN}$ ($P/C=0.41$)
回転速度	$N_r=2500\text{ min}^{-1}$
潤滑油	JOMO HIGH SPEED FLUID VG1.5 (清浄油)
潤滑方法	油浴 (オイルレベルは、軸心)
計算寿命	$L_{10}=92.2\text{h}$

表2 試験軸受の仕様
Comparison of test bearing spec

	軌道輪	ころ
標準軸受	軌道面：超仕上げ つば部：超仕上げ	転動面：超仕上げ ころ大端面：超仕上げ
HL	軌道面：超仕上げ つば部：超仕上げ	HL仕様
マイクロHL	軌道面：超仕上げ つば部：超仕上げ	マイクロHL仕様

軸受サイズ	$\phi 45 \times \phi 81 \times 16$ (mm)
動定格荷重	$C_r=42\text{kN}$
静定格荷重	$C_{or}=52\text{kN}$

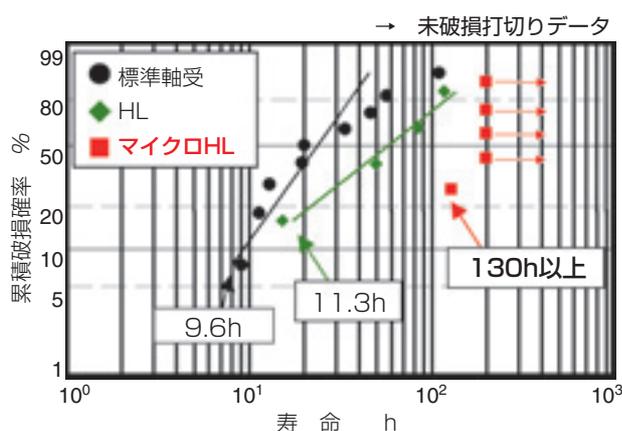


図9 寿命試験結果 ($\Lambda=0.2$)
Bearing life test results under severe lubrication conditions of $\Lambda=0.2$

油膜パラメータ $\Delta = 0.5$ における試験条件を表3に示し、表4に試験軸受の仕様を示す。また、図10に寿命試験結果を示す。マイクロHL円すいころ軸受は、計算寿命88hを大幅に上回る600h以上を示し、標準軸受に対し5倍以上の長寿命化が確認された。

表3 試験条件
Test condition

試験条件	$F_r=20\text{kN}$, $F_a=10\text{kN}$ ($P/C=0.49$)
回転速度	$N_i=2500 \text{ min}^{-1}$
潤滑油	新日本石油スーパーオイルT10 (VG10清浄油)
潤滑方法	油浴 (オイルレベルは、ころ最下端位置)
計算寿命	$L_{10}=88\text{h}$

表4 試験軸受の仕様
Comparison of test bearing spec

	軌道輪	ころ
標準軸受	軌道面：超仕上げ つば部：超仕上げ	転動面：超仕上げ ころ大端面：超仕上げ
マイクロHL	軌道面：超仕上げ つば部：超仕上げ	マイクロHL仕様

軸受サイズ	$\phi 40 \times \phi 76.2 \times 17.5$ (mm)
動定格荷重	$C_r=46.5\text{kN}$
静定格荷重	$C_{or}=56\text{kN}$

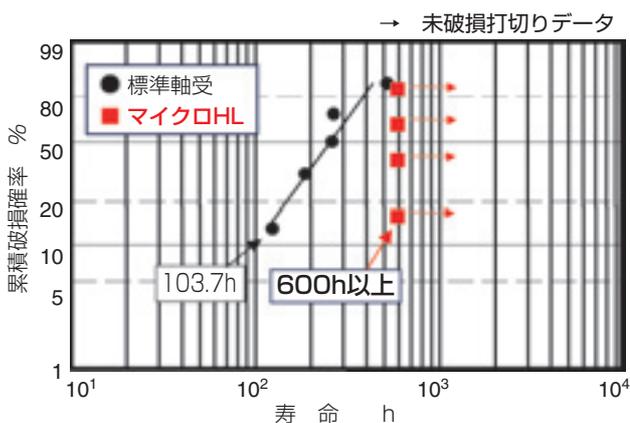


図10 寿命試験結果 ($\Delta = 0.5$)
Bearing life test results under severe lubrication conditions of lambda 0.5

6. おわりに

以上のように、微小表面改質により過酷潤滑条件における油膜形成能力の向上を実現したマイクロHL円すいころ軸受は、将来的な潤滑油の低粘度化に対応できる軸受であると考えられる。

また、マイクロHL円すいころ軸受は、潤滑不足が生じやすい高速回転用途や、潤滑油量が制限された条件下、さらに、低昇温が求められる部位等への適用が考えられ、今後、幅広く市場展開されることが期待される。

参考文献

- 1) 功刀俊夫, “駆動系潤滑油” トライボロジスト, 39, 10 (1994) 845.
- 2) NTNカタログ, “HL軸受” CAT.NO.3020/J
- 3) 山下龍城 “転がり軸受とEHL”, トライボロジスト, 49, 4, (2004) 330.
- 4) Patir N. & Cheng H.S., "An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication," Trans. ASME, J.Lub.Tech., 100(1978) 12.

執筆者近影



上野 崇

自動車商品本部
自動車技術部

高速スラストニードル軸受 High-speed Thrust Needle Roller Bearings

尾林 光介* Kosuke OBAYASHI



ハイブリッド車用モータユニットの小型化やオートマチック・トランスミッションの多段化に伴う高速化に対応する「世界最高速の d_{mN} 値^{※1} 150万を可能にする高速スラストニードル軸受」を開発した。

NTN corporation (hereafter NTN) has developed a high-speed thrust needle roller bearing to enable 1.5 million d_{mN} value to meet the high speed requirements of high powered electric motor units for hybrid cars and the multiple gear range of automatic transmissions.

In recent years, high-speed needle roller bearings have become required for high powered electric motor units for hybrid cars and the multiple gear range of automatic transmissions in the pursuit of more fuel efficiency vehicles.

NTN's design features the following:

- Improved surface finish of the cage pocket contact with the roller end, while maintaining the conventional cage configuration which has a good oil flow.
- Special contact configuration of roller end and cage pocket which does not affect roller movement.
- Point contact of the roller end and cage pocket at the center point of the roller end with low circumferential velocity is made possible by the configuration of roller end curvature.

These features enable to curb the wear and seizure of the cage, and improve the permissible rotational speed from the conventional 860,000 d_{mN} to the world's highest 1.5 million d_{mN} . In addition, the temperature rise at high-speed operation is reduced by 36% in comparison with conventional bearings while the lubrication reliability is improved.

1. まえがき

近年、自動車の低燃費化が進む中、ハイブリッド車用モータユニットの小型化やオートマチック・トランスミッションの多段化に伴い、市場ではスラストニードル軸受の高速化が望まれている。

開発した高速スラストニードル軸受（写真1）は、通油性が良好なNTN標準保持器（写真2）のW形状をベースとし、最適設計することにより、軸受の許容回転数を向上させ、 d_{mN} 値150万を実現した。

本稿では、高速スラストニードル軸受の特長、性能を紹介する。

※1 d_{mN} 値= d_m （軸受のピッチ円径, mm）× n （回転速度, min^{-1} ）

例： $d_m=100\text{mm}$ の軸受を $n=10,000 \text{ min}^{-1}$ で回転した時の d_{mN} 値は $100 \times 10,000=100$ 万

2. 高速スラストニードル軸受の構造

高速スラストニードル軸受（表1、表2）は、ころ端面が接触する保持器外径側ポケット面（保持器外環内周面：表2）に特殊加工を施すことにより、接触面の表面性状（面粗度）を向上させた。

また、特殊加工により、保持器外径側ポケット面ところ端面との接触面が広いことから、接触状態が保持器またはころの動きに左右されず、安定した接触状態を維持することが可能である。

そして、ころの端面形状を、曲率形状とすることにより、ころの周速の遅い中心点と保持器外径側ポケット面とを確実に点接触させることが可能であり、PV値を低減した。

さらに、ころと保持器の案内すきま、案内位置やころのクラウニング形状を最適化することにより、ころに自由度を持たせ保持器がころの挙動を極力阻害せ

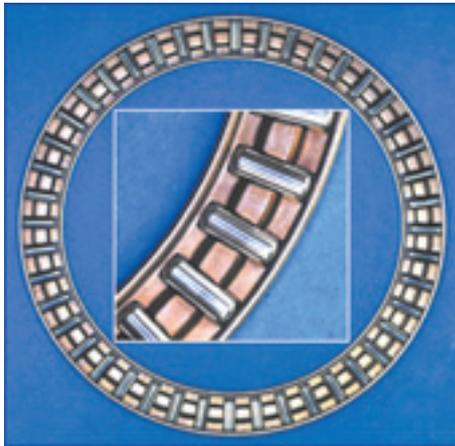


写真1 開発品：高速スラストニードル軸受
High-speed Thrust Needle Roller Bearings

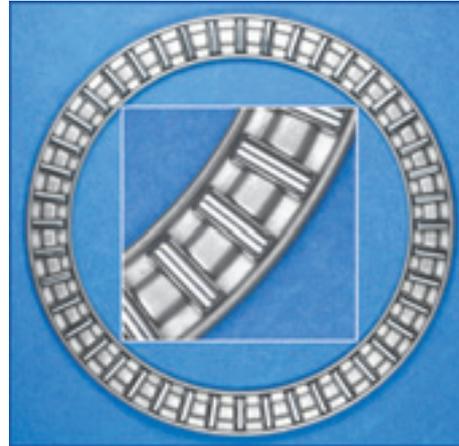
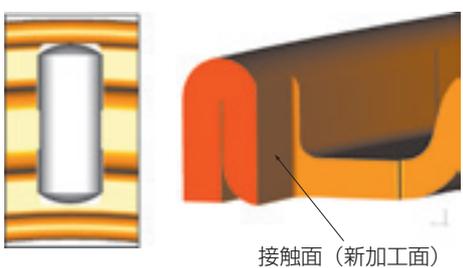
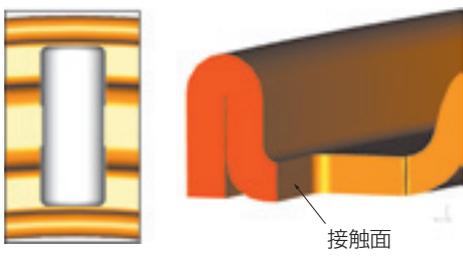


写真2 現行品
Current Bearings

表1 開発品，現行品の概略図
Diagrammatic illustration of development bearing and current bearing

軸受仕様	概略図
開発品	 <p>保持器外径側ポケット面に曲率形状端面ころが接触</p>
現行品	 <p>保持器外径側ポケット端面にころ端面(平面)の一部が接触</p>

表2 開発品，現行品の保持器外径側ポケット面拡大図
Enlarged illustration of development bearing and current bearing

軸受仕様	保持器外径側ポケット面
開発品	 <p>接触面 (新加工面)</p>
現行品	 <p>接触面</p>

ず，ころの自立性を重視している．その結果，軸受の摩耗や温度上昇を抑制し，軸受の許容回転数を向上させ， d_{mn} 値150万を実現した．

3. 高速スラストニードル軸受の特長

- ① 世界最高速
： d_{mn} 値150万（現行品比76%向上）
[軸受ピッチ円径 ϕ 72mm品にて回転速度21000 min^{-1}]
- ② 温度上昇の抑制
：軸受温度上昇36%低減（現行品比）
[油温80℃， d_{mn} 値86万における運転時]
- ③ 保持器強度
：1.3倍（現行品比）

4. 性能評価

性能評価は、現行品をベンチマークとして、応力解析、許容限界回転数確認試験、温度上昇確認試験等を実施した。ここでは、その性能評価結果の一部を紹介する。

4.1 性能評価軸受仕様

性能評価に用いた試験軸受は、内径φ63、外径φ80、幅2.5mmの製品である。

表3に開発品、現行品の軸受仕様を示す。

4.2 保持器応力解析

開発品と現行品の保持器応力をFEM解析にて実施した結果を示す。

(1) 解析条件

図1に解析条件を示す。

解析条件は、保持器内外径面を完全拘束し、ころ案内位置に線荷重を負荷している。

(2) 解析結果

表4に解析結果を示す。

表3 開発品、現行品の軸受仕様比較
Comparison of bearing specifications

軸受仕様	開発品	現行品
軸受サイズ (mm)	内径φ63×外径φ80×幅2.5	
基本動定格荷重 C_a (N)	27800	
基本静定格荷重 C_{0a} (N)	143000	
保持器形式	鋼板製新形状保持器	鋼板製W形保持器
PCD (mm)	72.0	71.5
ころ本数 (本)	44	44

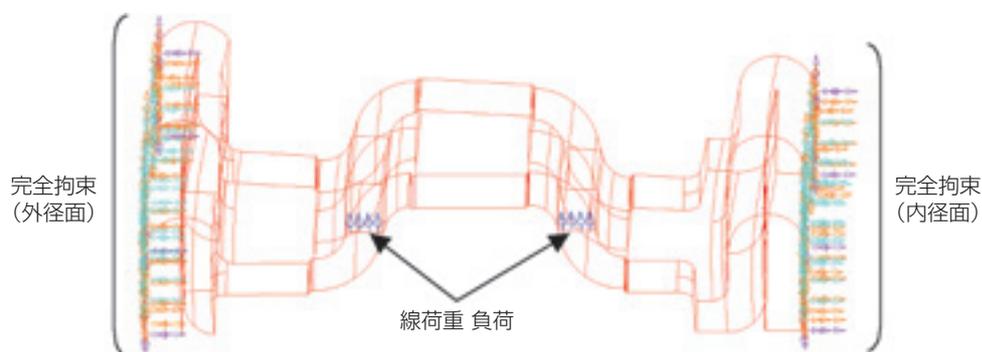
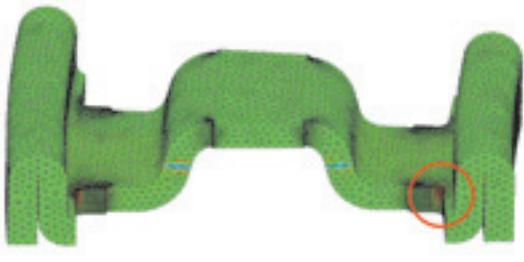
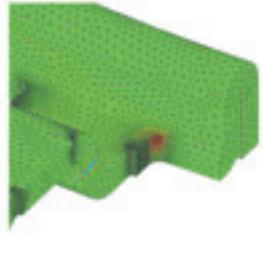
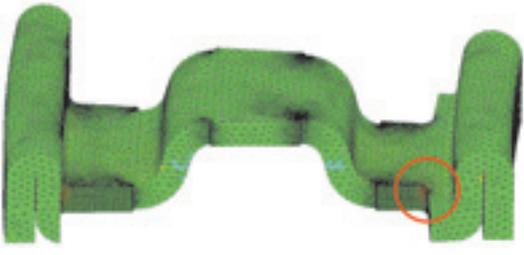
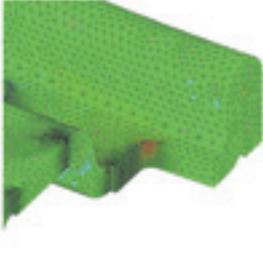


図1 解析条件
Analytical condition

表4 解析結果
Analytical result

軸受仕様	最大主応力発生位置／ポケット内径側隅R部		最大主応力比
現行品			1
開発品			0.77

現行品と開発品の柱強度比較を実施した結果、現行品に対し開発品の最大主応力比は、0.77であり、約1.3倍の強度向上となる。

開発品は、ポケット位置が現行品と比べ外径側に位置する。よって、ポケット内径側隅R部の柱幅が大きくなることにより、強度が向上する。更に、ポケット外径側隅R部においても、隅R部の柱幅が大きくなり、且つ、保持器柱部だけでなく保持器外径側鏝部を含め変形することから、強度が約1.5倍向上する。

上記2点により、開発品の高速スラストニードル軸受は現行品と比べ、保持器の柱強度向上においても優れている。

4.3 許容限界回転数

許容限界回転数確認試験には、NTN横型スラスト試験機を用いた。

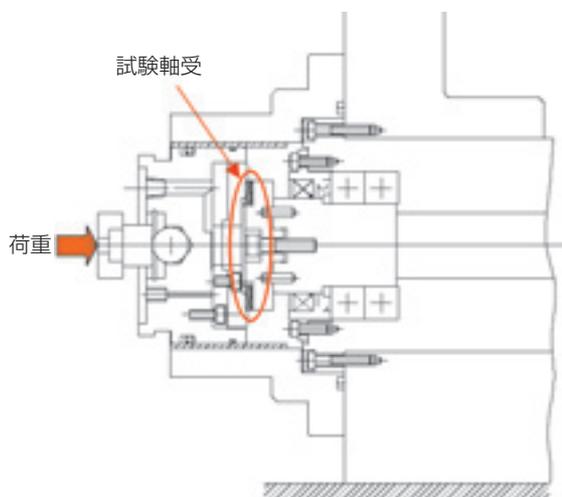


図2 NTN横型スラスト試験機概略図
Diagrammatic illustration of NTN horizontal type thrust bearing test rig

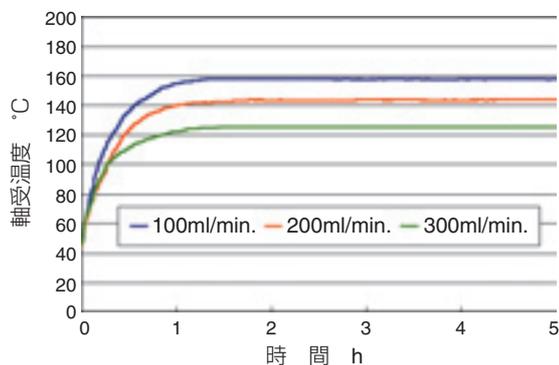


図3 油量毎の温度上昇比較
Temperature-rise comparisons of each oil quantity

図2にNTN横型スラスト試験機の概略図を示す。

(1) 試験条件

表5に許容限界回転数の確認試験条件を示す。

(2) 試験結果

図3に開発品の軸受温度を示す。また、表6に試験後の保持器外径側ポケット面、ころ端面外観状況を示す。

油量100, 200, 300ml/min.にて試験した結果、全て保持器ドリリング摩耗は認められず、本条件において、開発品は、油量に依存せず試験機の限界である21000min⁻¹ (d_{mn}値 151万) で運転可能であり、この値を許容限界回転数とした。

油量100ml/min.において、現行品は13000min⁻¹ (d_{mn}値 93万) 時に保持器ドリリング摩耗、ころ端面摩耗が発生している。よって、現行品の許容限界回転数は、12000min⁻¹ (d_{mn}値 86万) である。

図4に油量100ml/min.における現行品と開発品の許容限界回転数を比較した結果を示す。

開発品の許容限界回転数は現行品の約1.7倍以上(現行品比76%向上) である。

表5 許容限界回転数 確認試験条件
Limiting speed test condition

試験機	NTN横型スラスト試験機
回転速度	21000 min ⁻¹ (d _{mn} 値151万)
アキシアル荷重	1961 N
潤滑	アポロイルATF-DX 循環給油：100, 200, 300 ml/min. 初期油温：80℃
運転停止条件	ドリリング摩耗*2発生、振動異常
運転時間	5時間

*2 ドリリング摩耗：ころ(ころの外径側端面)が遠心力等によって、保持器外径側ポケット面に押付けられ、且つ、ころが自転することにより生じる保持器外径側ポケット面の摩耗

表6 試験後の保持器外径側ポケット面、ころ端面外観状況
Externals situation of cage and roller edge side

油量	100ml/min.	200ml/min.	300ml/min.
保持器			
ころ			

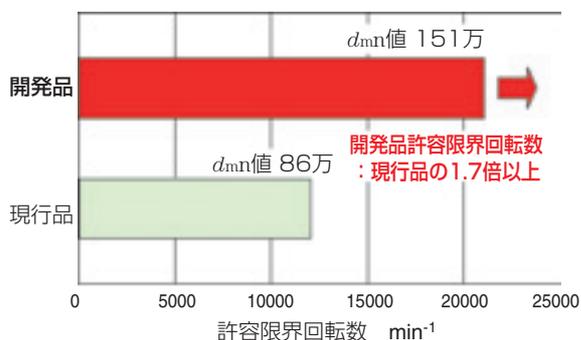


図4 許容限界回転数比較 (油量100ml/min.)
Comparison of Limiting speed

4.4 温度上昇確認試験

温度上昇確認試験には、図2に示したNTN横型スラスト試験機を用いた。

(1) 試験条件

表7に温度上昇確認試験条件を示す。

(2) 試験結果

本条件において、現行品の許容限界回転数は、油量

表7 温度上昇確認試験条件
Temperature-rise test condition

試験機	NTN横型スラスト試験機
回転速度	現行品の許容限界回転数
アキシャル荷重	2780 N
潤滑	アポロイルATF-DX 循環給油：100, 200ml/min. 初期油温：80℃
運転停止条件	ドリリング摩耗発生，振動異常
運転時間	5時間

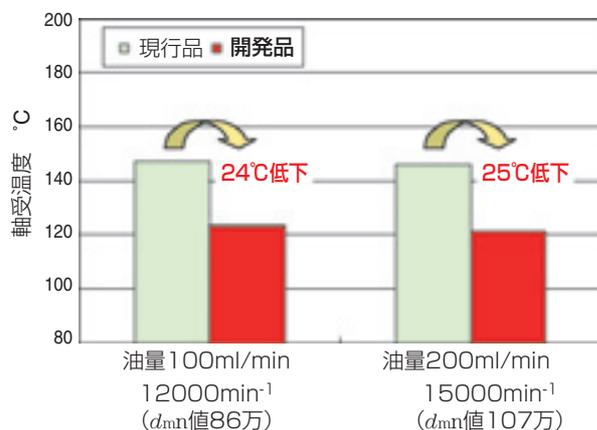


図5 現行品の許容限界回転数時における開発品、
現行品の温度上昇比較
Temperature-rise comparison between development bearing
and current bearing by limiting speed for current bearing

100ml/min.では、回転速度12000min⁻¹ (d_{mn}値86万) であり、油量200ml/min.では、回転速度15000min⁻¹ (d_{mn}値107万) である。

温度上昇確認試験では、現行品の許容限界回転数時における開発品、現行品の軸受温度を確認した。

図5に現行品の許容限界回転数時における開発品、現行品の温度上昇比較を示す。

油量100ml/min., 回転速度12000 min⁻¹ (d_{mn}値86万) において、開発品の軸受温度は、現行品に比べ約24℃低い結果であり、開発品は軸受温度上昇を36%低減することができる。

また、油量200ml/min., 回転速度15000 min⁻¹ (d_{mn}値107万) では、開発品の軸受温度は、現行品に比べ約25℃低い結果であり、開発品は軸受温度上昇を38%低減することができる。

開発品は、現行品と比較し軸受温度が低く、軸受からの発熱も抑制されている。

5. あとがき

本稿では、高速スラストニードル軸受について紹介した。

ハイブリッド車用モータユニット、オートマチック・トランスミッション、CVTの他に一般産業機械用としても本開発品の適用範囲は広いと考える。

今後はアプリケーション毎に本開発品の最適化を進めていく。

執筆者近影



尾林 光介

自動車商品本部
ニードル軸受技術部

電装・補機用商品の技術動向と開発商品 Technology trends and development products for accessory

藤庭 郁雄* Ikuo FUJINIWA
村松 誠* Makoto MURAMATSU
田中 唯久* Tadahisa TANAKA



自動車の環境対応、高機能化などの要求を受けて、NTNでは電装・補機用商品の長寿命化、高機能化、及び軽量・コンパクト化に貢献する商品を開発した。本稿ではこれら開発商品の構造、特長並びに評価試験結果を紹介する。

In response to the demand of environmental correspondence, high performance, etc. for automobile, NTN developed the accessory products which contribute to long-life, high performance, light weight, and compact. In this paper, we introduce the structure, the feature, and evaluation test result of these development products.

1. はじめに

自動車は20世紀末から21世紀にかけて、パッシブセーフティからアクティブセーフティへの進化、環境保護意識の高まり、利便性の向上要求等の要素が絡み合い、安全、環境（低燃費）、快適性、そして低コストを大きな柱に発達してきた。

それに伴い、電装・補機を始めとする自動車部品に対して、長寿命化、信頼性向上（＝安全）、環境負荷物質の廃止、軽量化、コンパクト化（＝環境、低燃費）、振動軽減、静粛性向上、手動から電動への移行（＝快適性）等、要求される水準はますます厳しくなっている。

NTNではこれらの要求に対し、軽量コンパクトな電磁クラッチ用軸受、電気負荷増大に対応するオルタネータ用軸受、補機ベルトの静粛性・長寿命化を支える補機ベルト用オートテンショナやクラッチ内蔵プーリユニット等の商品を開発することで応えている。なお、これらの商品には、環境負荷物質が一切含まれていないことは言うまでもない。

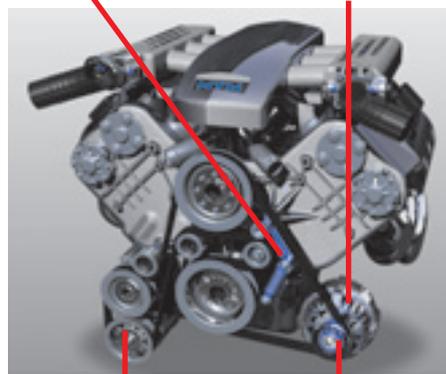
図1にエンジン概略図と上記NTN商品の適用例を示す。以下の各章ではこれらNTN商品が自動車の発展

にどのように関わり、貢献しているかを紹介する。

なお、クラッチ内蔵プーリについては、商品紹介「オルタネータ用小型クラッチ内蔵プーリ」に別掲とする。

補機ベルト用オートテンショナ

オルタネータ用軸受



電磁クラッチ用軸受

クラッチ内蔵プーリ

図1 エンジン概略図
Engine and accessory device

*自動車商品本部 自動車技術部

2. 電磁クラッチ用複列軸受

カーエアコンの電磁クラッチ用軸受は、外部からの水分や塵埃が侵入し易い環境で使用されるため、軸受本来の寿命を確保するには、高い密封性を有するシール機能を具備することが必須である。また、近年の信頼性向上要求に対して、グリースの高温長寿命化が課題となっている。今回、これらの要求に応えた軸受を開発したので紹介する。

開発したシールは、FEMや品質工学によりシールリップの接触角度、先端形状やシールが接触する相手摺動面の表面粗さを最適化し、低速回転から高速回転まで安定した密封性を有している。図2に電磁クラッチ用複列軸受の断面図を、図3に従来品と開発品のシールリップ部形状を示す。また、グリースの長寿命化については、外輪回転に適したウレア系増ちょう剤の適用によって従来品比2倍の長寿命グリースを開発した。

表1に従来品と開発品のグリース性状を示す。

以上に加えて開発した軸受の特長を以下示す。

- ① 耐泥水性向上
 - ・従来品に対して泥水浸入量を約1/10に抑制 (図4)
 - ・高速回転時においても安定した耐泥水性を確保
 - ・薄肉軸受(断面高さが標準品の約70%)にも対応可能
- ② 高温長寿命
 - ・従来品に対して約2倍の長寿命を確保 (図5)
- ③ 環境対応
 - ・亜硝酸ソーダを含有しないグリース

表1 グリース性状表
Grease properties

	当社従来品	開発品
増ちょう剤	ジウレア	ジウレア
基油	エーテル油+PAO	エーテル油
基油粘度 mm ² /s(40°C)	72.3	100
発錆率 %	10.2	0.8
亜硝酸ソーダ	含有	非含有

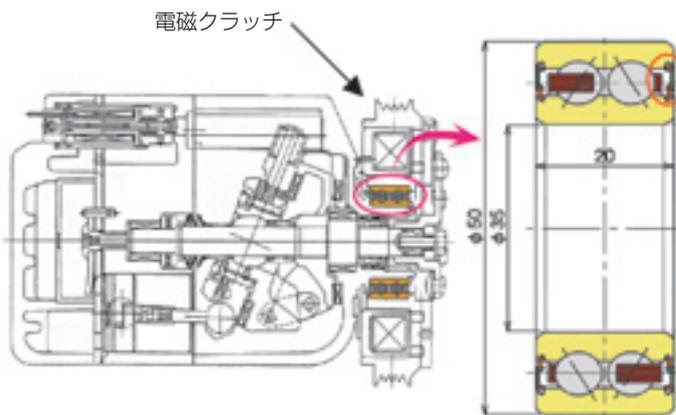


図2 電磁クラッチ用複列軸受
Cross-section of double-row bearing for electromagnetic clutch

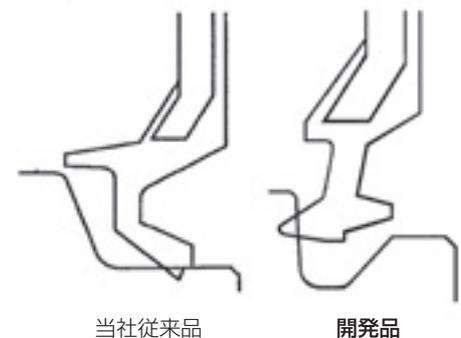


図3 シールリップ部の形状
Cross-section of seal lip

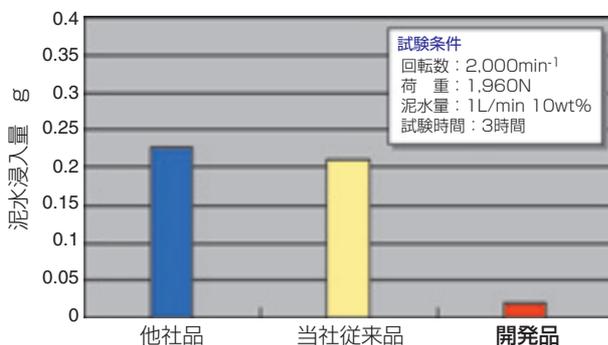


図4 シール性の評価試験結果 (シール泥水試験)
The evaluation test result of seal nature

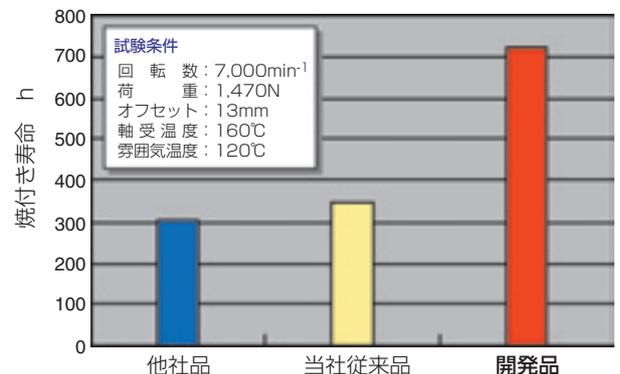


図5 耐久性の評価試験結果
The evaluation test result of durability

3. オルタネータ用高温長寿命玉軸受

自動車用発電機は当初、ダイナモと呼ばれる直流発電機であったが、電装品の装着率増加に伴い、小型で発電能力の大きいオルタネータが使われるようになった。オルタネータには通常、2個の深溝玉軸受が使用されており、オルタネータの小型化、軽量化、高出力化に寄与している。

快適性や安全性、および燃費向上のため車載の電動化が進んだ現在では、オルタネータのさらなる発電量アップが求められている。そのため、運転時の軸受の温度は、現在の150℃から180℃程度まで上昇することが予測され、高温下で寿命が長く、かつオルタネータ用軸受に特徴的な剥離（脆性剥離）のない軸受が求められている。今回、180℃でも連続使用可能なオルタネータ用玉軸受を開発したので紹介する。

図6にオルタネータの構造図、図7に軸受概略断面図を示す。軸受はロータ、ファン、プーリを含む軸を支持し、ハウジングに取り付けられている。フロント軸受は荷重点（プーリ）に近いことから耐荷重性が、リア軸受は周囲の放熱性がよくないことから耐熱性が

要求される。軸受各構成部品の特長は以下のとおりである。

① 軸受材質

軸受材には高炭素クロム軸受鋼（SUJ2）を採用し、安価で長寿命を実現した。さらに、特殊熱処理を施して高温での寸法安定性を確保するとともに、耐熱性剥離性を向上させた。図8に脆性剥離寿命比較試験結果を示す。

② 保持器

保持器にはボールの進み遅れによる荷重が絶えず負荷されるため、高い強度が必要とされる。また、ボールを安定して保持するためには、広い温度範囲でポケットすきまが安定していることが重要である。本保持器材料には、高温性に優れた芳香族ポリアミド樹脂を採用し、これら要求に対応している。

③ シール

ゴム材質は、新開発の耐熱アクリルゴムを使用し、180℃での使用を可能にした。図9にシールゴム材料の耐熱寿命線図を示す。

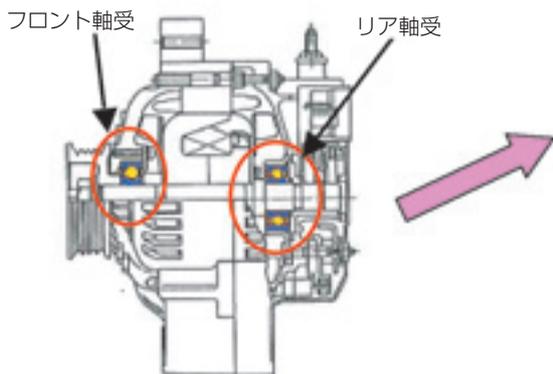


図6 オルタネータ概略図
Cross-section of alternator

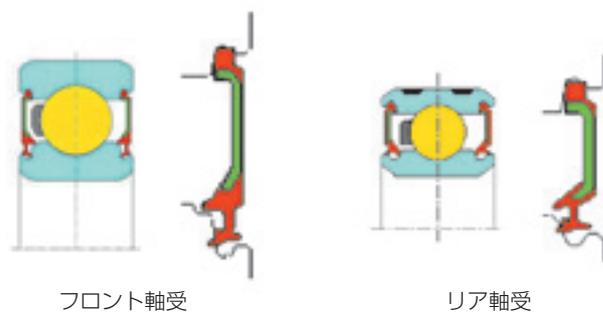


図7 オルタネータ用高温長寿命玉軸受
Cross-section of bearing and seal

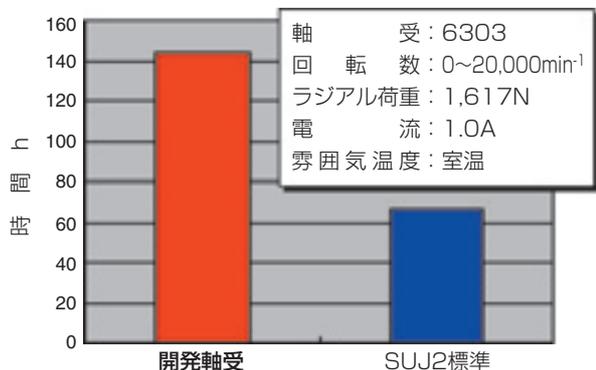


図8 脆性剥離寿命試験結果
Test result of brittle flaking life

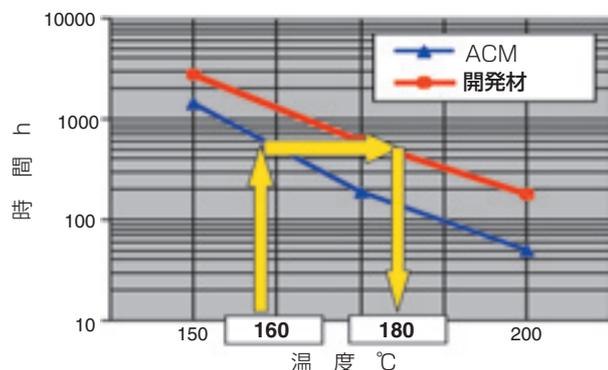


図9 ゴム材料耐熱寿命線図
Durability by seal material

また、常に締代を確保した公差設定とし、低トルクで、かつグリース洩れや外部からの異物侵入を防止したリップ形状を形成している。

④ グリース

水素結合力を強化させたウレア系増ちょう剤を使用し、添加剤を工夫して高温での寿命を従来比50%向上させた。表2に開発グリースの性状表を、図10に180℃グリース寿命試験結果を示す。同時に、脆性剥離寿命も従来品に対して2倍に向上させた。

なお、このグリースは、亜硝酸ソーダを含有しない環境対応グリースである。

⑤ 膨張補正軸受

リア軸受は、通常は外輪とハウジングの間はすきま嵌合される。ハウジング材質はアルミであることが多く、運転中に軸受がクリープしてハウジングが摩耗すると、発電性能に悪影響を及ぼす。NTNでは、外輪外径部に、線膨張係数が大きく耐熱性に優れた樹脂製リングを冠した膨張補正軸受を開発し、ハウジングの摩耗防止を図っている。

表2 グリース性状表
Grease properties

		開発グリース	従来グリース
増ちょう剤		芳香族ウレア	芳香族ウレア
基油		エーテル+PAO	エーテル+PAO
基油動粘度 mm ² /s	40℃	53.5	72.3
	100℃	8.5	10.1
混和ちょう度 (60w)		286	300
滴点 (℃)		>260	227

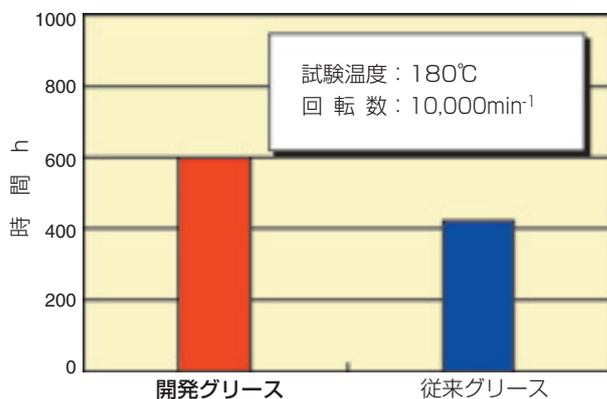


図10 グリース寿命試験結果
Test result of grease life

4. 補機ベルト用オートテンショナ

近年、環境への配慮が高まる中、エンジンの小型軽量化のため、補機類を1本のベルトで駆動するサーペンタイン式が多く採用され、ベルトの伸びや張力調整にオートテンショナが必要となっている。

補機ベルト用オートテンショナには、ダンパの構造として、摩擦式と油圧式の2種類があり、NTNでは、高いダンパ力と高い信頼性により油圧式を採用している。

NTN製オートテンショナの特徴を以下に、構造を図11に示す。

① 軽量

油圧ダンパ部のケースであるシリンダとばね座は、アルミダイカスト製とし、鋼製のバルブスリーブとの組合せにより軽量化と耐摩耗性を両立している。

② 高信頼性

油圧ダンパ部の作動オイルの密封にオイルシールを採用し、ダンパ内部を気液二層構造とすることでオイル漏れに対する信頼性を確保している。プーリアーム部とエンジン側それぞれの連結部には、高強度のゴム製ブッシュを採用し、耐摩耗性を向上させ悪環境下での使用を可能にしている。

③ チューニング

一般的なレシプロエンジンにおいて、オートテンショナには図12に示すエンジクランクの角速度変化に起因する回転2次の正弦波状荷重が入力される。

また、図13に示すように、エンジンの回転領域においては、エンジンや補機類の負荷に応じたベルト張力変化が発生し、回転数の低い領域 (2000min⁻¹以下) では特に大きなベルト張力変化があるため、高いダンパ力が必要とされる場合が多い。

油圧ダンパの減衰としては、図14に示すような一方向ダンパであり、そのダンパ力は、エンジン毎の特性に合わせて高ダンパ仕様や低ダンパ仕様など最適設定を行うことが可能である。また、リターンスプリングをケースの外側に配置し、多様なベルト張力要求にも対応可能である。

更に、エンジンの小型軽量化や低燃費に貢献する商品として、一層小型軽量で低コストを追求した小型補機ベルト用オートテンショナ (図15) の開発も進めていく。

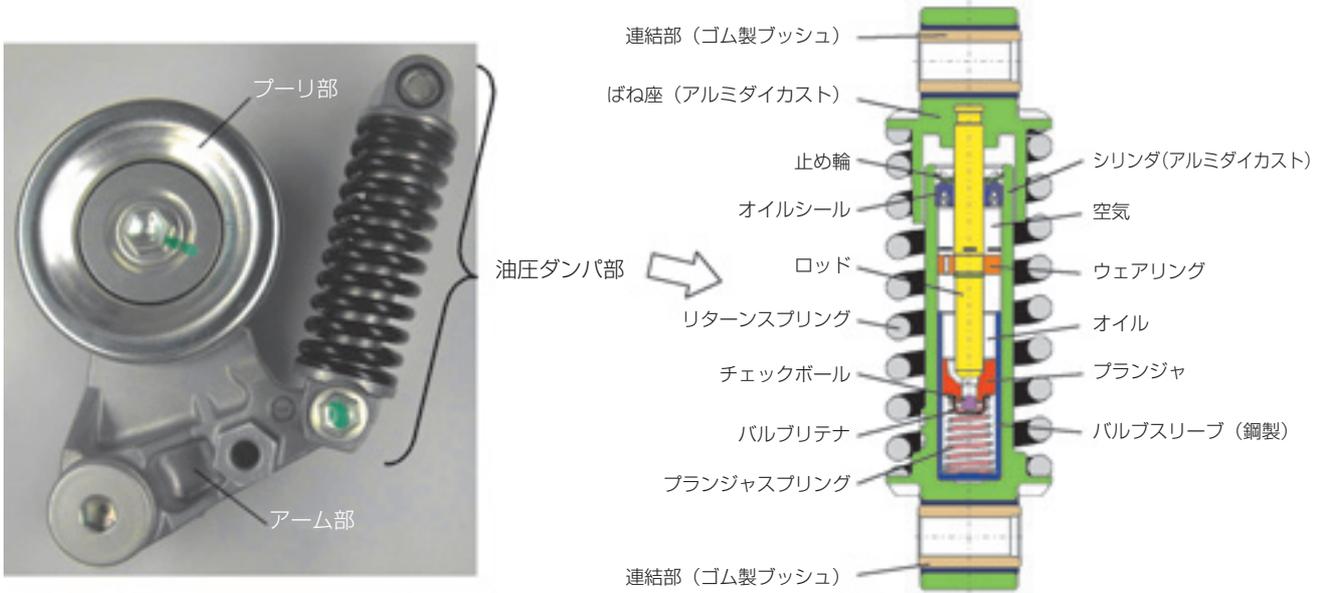


図11 補機ベルト用オートテンショナ構造
Sectional view of auto-tensioner for accessory belt

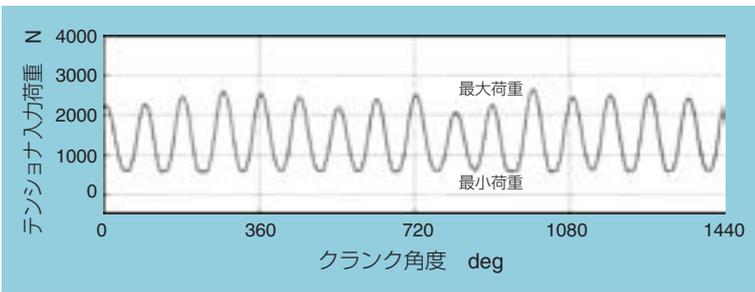


図12 クランク角速度の生波形
Angular velocity of crank pulley

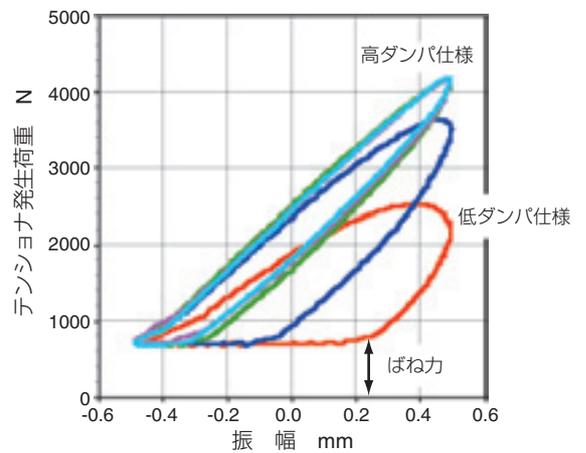


図14 ダンパ特性
Damping characteristics

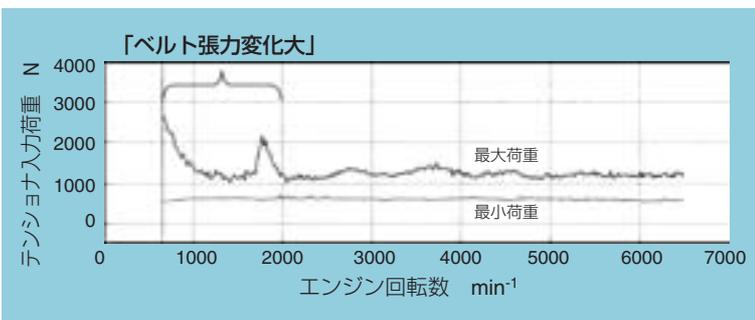


図13 オートテンショナへの入力荷重変動
Auto-tensioner input load variation depend on engine speed



図15 小型補機ベルト用オートテンショナ
Compact auto-tensioner for accessory belt

5. おわりに

本稿では、自動車の電装補機品の動向及び、NTNの取り組みについて紹介した。このような電装補機用商品が自動車の安全性、環境対応要求に合致した商品として広く市場展開されることを期待する。

また、電装補機用商品に対する要求はますます高まってくることが予想されるため、要求環境に対応できる高機能商品の開発を一層進めていきたい。

参考文献

- 1) 北野, 田中, 中川: NTN TECHNICAL REVIEW No.73 P116 (2005)

執筆者近影



藤庭 郁雄
自動車商品本部
自動車技術部



村松 誠
自動車商品本部
自動車技術部



田中 唯久
自動車商品本部
自動車技術部

電装補機軸受用長寿命グリース『NA103A』の開発 Development of Long Life Grease 'NA103A' for Automotive Components

川村 隆之* Takayuki KAWAMURA
三上 英信* Hidenobu MIKAMI



自動車の電装補機部品に使用される転がり軸受は、年々高温化し、苛酷な環境にさらされている。そのため、軸受に封入されるグリースには、他用途と比較して、格段に高い高温耐久性と耐脆性はく離性が要求される。

本稿では、摩耗に着目したユニークな脆性はく離の短時間での再現方法について述べるとともに、従来グリースを、電装補機用軸受で求められるあらゆる性能で凌駕した新規開発「NA103A」グリースの特徴について紹介する。

Recently, as automotive components have become progressively more compact, ball bearings are required to operate at higher temperature, rotational speed and load.

In such cases, grease life and brittle flaking life have become more critical in determining the bearing's overall life than rolling contact fatigue life.

This report presents a novel and unique method to generate brittle flaking in a short time, and also introduces newly developed grease NA103A for automotive electrical instruments and auxiliary devices.

NA103A is greatly improved on the common greases, including enhanced endurance ability under high temperature and anti-brittle flaking ability.

Moreover, this grease excludes hazardous materials such as sodium nitrite and barium compounds etc. NA103A is expected to be applied to several kinds of automotive applications.

1. まえがき

近年、自動車の小型化、軽量化および静粛性向上の要求に伴い、電装補機部品（オルタネータ、電磁クラッチ、補機プーリ等）の小型化、軽量化が図られている。その一方で装置の高出力、高効率化が要求され、電装補機においては、小型化に伴って生じる出力の低下を高速回転させることで補う手法が採られている。このため、転がり軸受はますます高温にさらされる傾向にあり、とりわけ発電量のアップが求められるオルタネータ用軸受では、使用温度が現在の150℃から180℃程度にまで上昇すると考えられている。高温になるとグリース寿命が大幅に低下すると考えられる^{1~3)}ため、将来的には従来グリースでは要求寿命を満足できないと予想される。

また、電装補機の駆動ベルトがVベルトからVリブDベルトに変更された1980年代後半から90年代初

頭にかけて、転がり軸受の転走面に白色組織変化を伴った特異な早期はく離（脆性はく離）が問題になった^{4, 5)}。現在ではウレアーエーテル基油系の対策グリースにより、市場での不具合は激減している⁶⁾ものの、使用条件が過酷化することで脆性はく離問題の再燃が懸念される。しかしながら、脆性はく離は短時間での再現が非常に困難であることから、実験的な検証が十分できず、有効な対策を講じることができないのが実情であった。

本報では、摩耗に着目したユニークな脆性はく離の短時間での再現方法を紹介する。また、その評価で得られた知見をもとに開発した、高温耐久性、耐脆性はく離性、耐冷時異音性、防錆性に優れる電装補機軸受用グリース「NA103A」を紹介する。

2. 脆性はく離の短時間での再現方法

自動車電装補機軸受において、まれに白色の組織変化を伴う早期はく離（脆性はく離）が発生する。NTNでは図1に示したメカニズムにより水素脆性はく離が発生する^{4~10)}と考えている。これまでに様々な対策が採られているが、実験的な検証が困難であった。

筆者らは、ボールオンディスク試験機（図2）を用いた油中摺動試験を行い、摩耗が多い試験では鋼への水素侵入量も多くなることを見出した（図3）^{11~13)}。摩耗が水素侵入を促進させることに着目し、摩耗を促進させるために通電させながら軸受を運転し、短時間での脆性はく離の再現を試みた^{14~16)}。

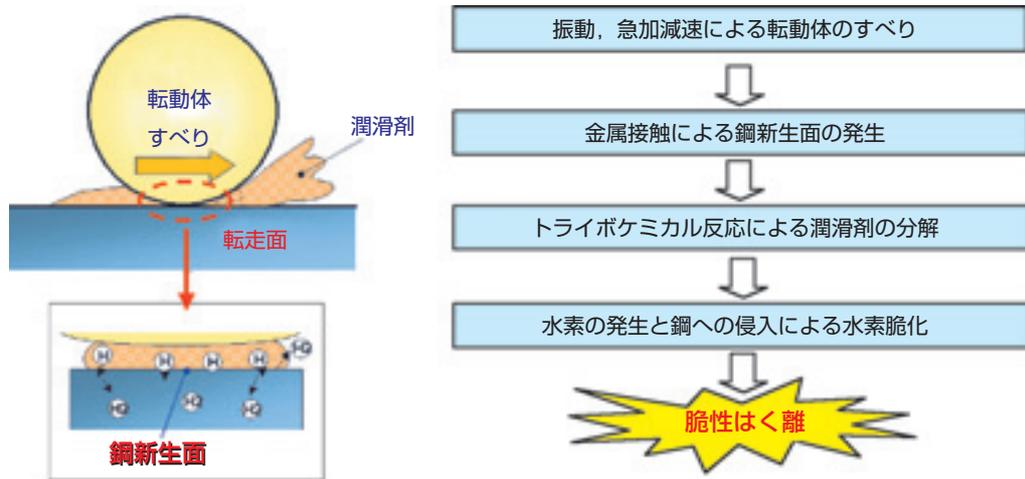


図1 脆性はく離の発生メカニズム
Estimated mechanism for brittle flaking

試験条件
 鋼球 : SUJ2製
 リング : SUJ2製(φ24.1mm×φ17.3mm×1mm)
 油温 : 100℃
 すべり速度 : 0.3m/s
 面圧 : 3.0GPa

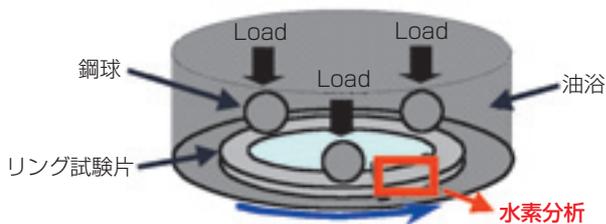


図2. 油中ボールオンディスク試験機
Test apparatus for sliding test in oil

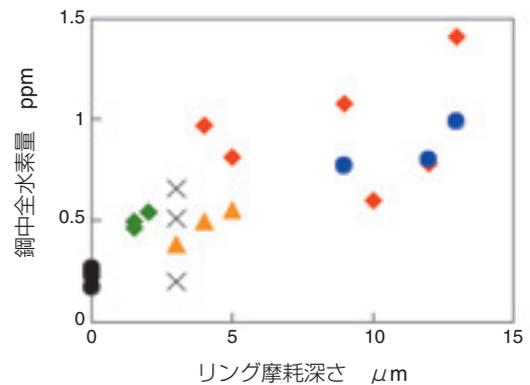


図3. 摩耗量と鋼中水素量の関係
Relationship between amount of hydrogen in steel and wear depth

2.1 実験方法

図4に試験機の概略図を示す。この試験機は、供試軸受と支持軸受で回転軸を支持している。絶縁材を挟んでハウジングを左右に2分割しており、端子A-B間に通電することで、端子A→供試軸受→回転軸→支持軸受→端子Bの経路で電気が流れる構造となっている。

表1, 2にそれぞれ供試グリース, 実験条件を示す。実験は内輪回転の急加減速条件下で一定電流を負荷した状態で実施した。また、電流の向きを変えて実験し、その影響も調査した。

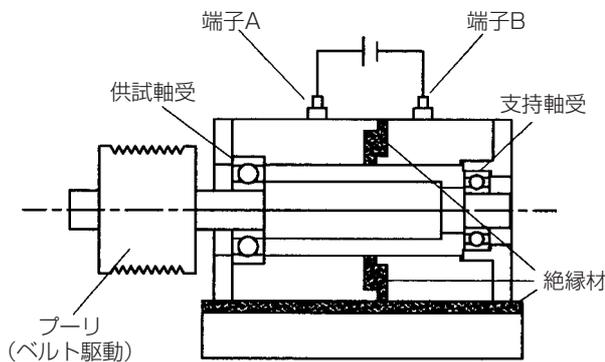


図4 通電はく離試験機
Bearing test equipment

表1 供試グリース
Test greases

グリース	Grease A	Grease B
増ちょう剤	ウレア	ウレア
基油	PAO+エステル	ADE+PAO
動粘度 mm ² /s (40°C)	40	72
ちょう度	250	300

表2 実験条件
Test conditions

供試軸受	深溝玉軸受 (6203)
グリース封入量 (g)	0.86
回転速度 (min ⁻¹)	0から20,000の急加減速
雰囲気	室温
プーリ荷重 (N)	1,617
軸受荷重 (N)	2,332
電流 (A)	0.1~3
停止条件	振動が初期の10倍

2.2 実験結果と考察

実験結果を表3に示す。無通電の場合、Grease A, Grease Bとも300時間以上の運転が可能であったが、通電下ではいずれも短時間ではく離が生じた。はく離は内輪, 外輪, 鋼球のいずれの部位にも発生した。はく離部及びその断面写真を図5に示す。断面に白色の組織変化が見られ、脆性ははく離の特徴を有している。

電流とはく離寿命の関係を図6に示す。通電下では電流が大きくなるに従って短時間ではく離が発生する。3Aを負荷するとはく離寿命は10時間程度となる。また、3Aでは各グリースで寿命差は見られないが、電流が小さくなると、グリースの種類によって寿命時間に差が見られ、Grease Aよりも耐脆性はく離性を重視したGrease Bの方が長寿命となっている。

図6に示したように、Grease A封入軸受は0.5Aの通電下で約20時間運転すると白色の組織変化を伴ったはく離が発生する。水素脆化との関連性を調査するため、Grease A封入軸受を0.5A通電下で3~15時間運転し、運転停止30分後の鋼球の水素量を測定した。水素量は、昇温ガスクロマトグラフ装置を用い、180°C/hで400°Cまで昇温させ、その間に放出される水素を測定した。運転時間と水素量の関係を図7に示す。運転時間が長くなるにつれて鋼中水素量は増加する。以上から、本実験による短時間のはく離は水素

表3 はく離寿命実験結果
Test results

No.	グリース	電流 A	はく離時間 h	はく離部位	
				電流の流れ	
				内輪→外輪	外輪→内輪
1	Grease A	0	>300	—	—
2		0.1	88.0	—	鋼球
3		0.5	20.7	—	鋼球
4			19.0	鋼球	—
5		22.1	—	鋼球	
6		2.0	8.6	—	外輪, 鋼球
7			12.4	内輪	—
8		3.0	13.1	内輪	—
9			13.6	内輪, 鋼球	—
10		Grease B	0	>300	—
11	0.1		>150	—	—
12	0.3		81.0	—	鋼球
13	0.5		32.3	—	鋼球
14			45.8	—	外輪
15	1.0		16.8	—	鋼球
16	2.0		9.5	—	外輪

脆化の可能性が高いといえる。

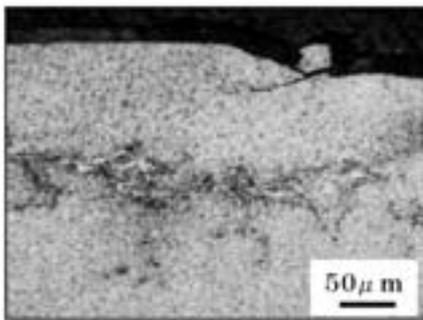
表3に示したように、電流の向きによりはく離発生部位が変化する。電流を内輪から外輪に流した場合、はく離は内輪又は鋼球に発生し、電流の向きを逆にすると、外輪又は鋼球にはく離が発生する。すなわち、はく離は+側でのみ発生している。+側ではく離が発生する理由を解明するため、スラスト玉軸受を用いて

電流の向きを変えて通電しながら運転した結果、+側の部位が選択的に摩耗することがわかった¹⁵⁾。

以上のことより、図8に示した通り、通電により軸受の+側の部位で摩耗が促進され、摩耗により生じた新生面によってグリースが分解して水素が発生する。これが鋼へ侵入することにより脆性はく離に至ると推察する。



外観状況
Flaking on a raceway



断面状況
Cross-sectional view of tested bearing

図5 はく離部の一例（外輪）
Flaking (outer ring)

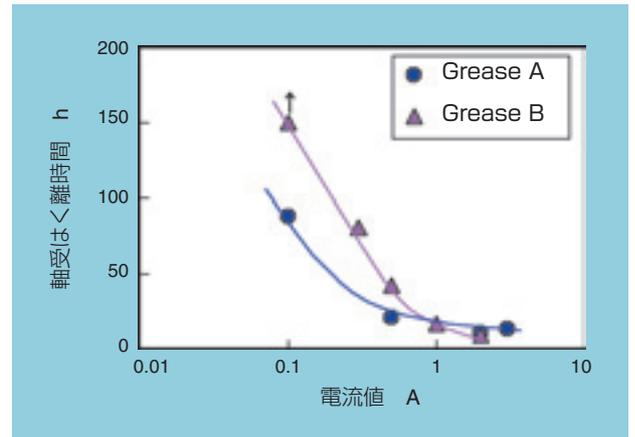


図6 電流値とはく離時間の関係
Relationship between electric current and bearing life

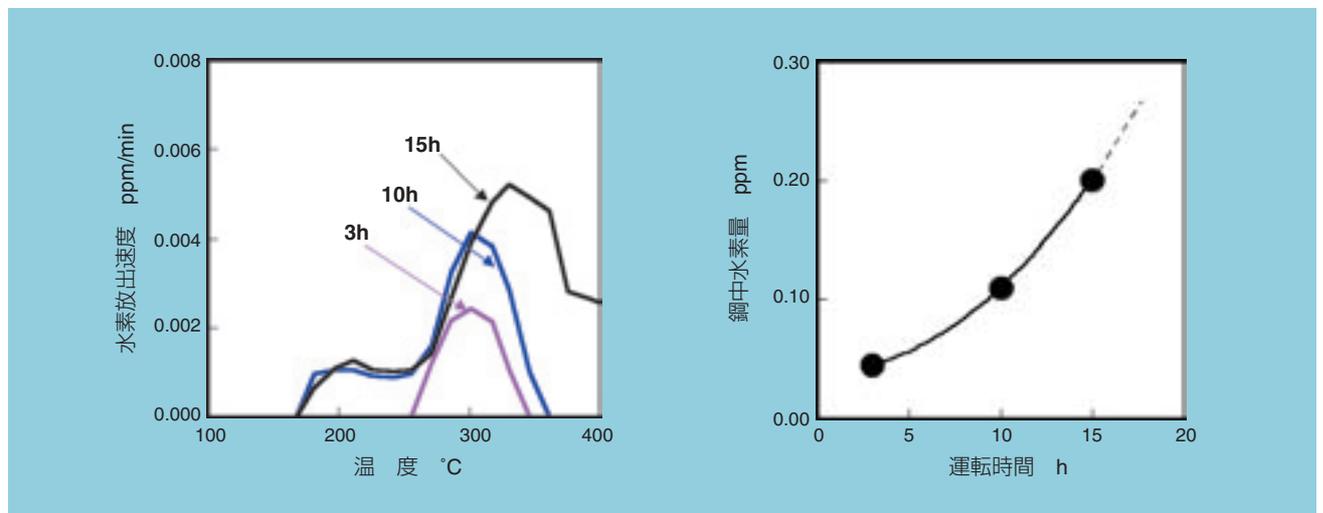


図7 運転時間と鋼中水素量の関係
Relationship between amount of hydrogen and running time

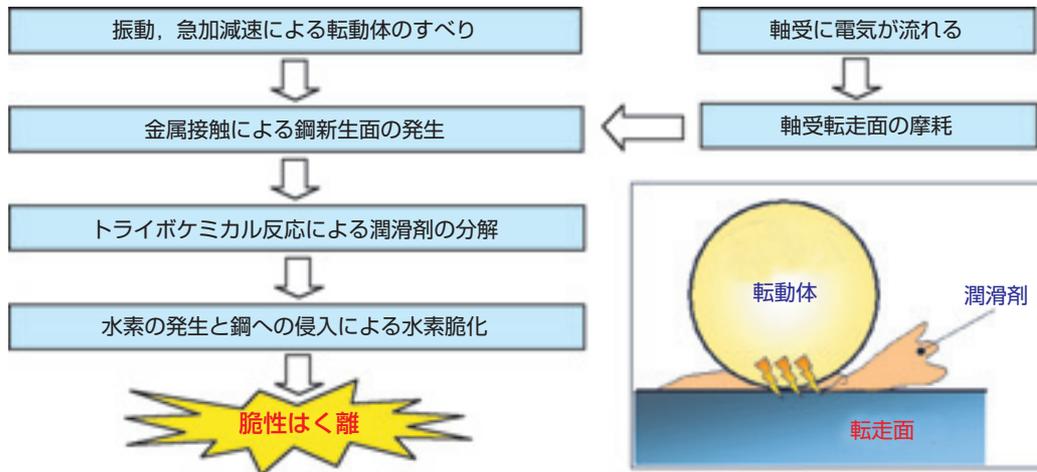


図8 加速評価法での脆性はく離の発生メカニズム
Estimated mechanism for brittle flaking of bearing endurance test with electrical

3. 電装補機軸受用グリース「NA103A」

電装補機軸受用グリースには、高温耐久性、耐脆性はく離性、耐冷時異音性、防錆性などが要求される。表4に示すように、いずれも合成油を基油としたウレアグリースが使用され、耐冷時異音性を重視したグリース（従来品A）、耐脆性はく離性を重視したグリース（従来品B）が使用されている。これらの従来グリースに対して、電装補機用軸受で求められるすべての性能を向上させた「NA103A」を開発した。

3.1 NA103Aグリースの組成と性状

「NA103A」グリースは、従来品Bと同様に増ちょう剤にウレア化合物、基油にエーテル油とPAO油の混合油を使用している。適切な動粘度とすることで、高速回転時のグリースの自己発熱を抑制しながら、低温か

ら超高温の幅広い温度範囲で使用することができる。

従来品Bと異なる点は、複数の添加剤により鋼新生面を不活性化させて脆性はく離を防止するとともに、高温耐久性を向上させたことである。また、亜硝酸ソーダ、バリウム化合物に代表される環境負荷物質を一切排除している。NA103Aグリースの性状を表4に示す。

3.2 高温耐久性

NA103Aグリースについて、150℃と180℃での高温耐久試験（ASTM D3336準拠）を実施した。従来品とNA103Aグリースの試験結果を図9に示す。NA103Aグリースは、いずれの温度条件においても、従来品A、Bの1.5～2倍の耐久性を有する。NA103Aグリースは、最適な酸化防止剤を添加しているため、酸化劣化が抑制されて高温長寿命となる。

表4 電装補機軸受用グリース
Greases for automotive components

グリース	NA103A	従来品 A	従来品 B	試験方法
増ちょう剤	ウレア	ウレア	ウレア	
基油	エーテル+PAO	PAO+エステル	エーテル+PAO	
基油動粘度 mm ² /s (40℃)	54	40	72	JIS K2220.23
混和ちょう度 60W 25℃	286	250	300	JIS K2220.7
滴点 °C	260<	250	240	JIS K2220.8
離油度 mass% 100℃ 24h	3.0	0.2	1.7	JIS K2220.11
酸化安定度 kPa 99℃ 100h	20	20	20	JIS K2220.12
低温トルク mN・m -30℃	起動	271	220	JIS K2220.18
	回転	63	45	

試験条件
軸受：6204軸受 封入量：1.8g 回転速度：10000min⁻¹ 荷重： $F_a=F_r=67N$

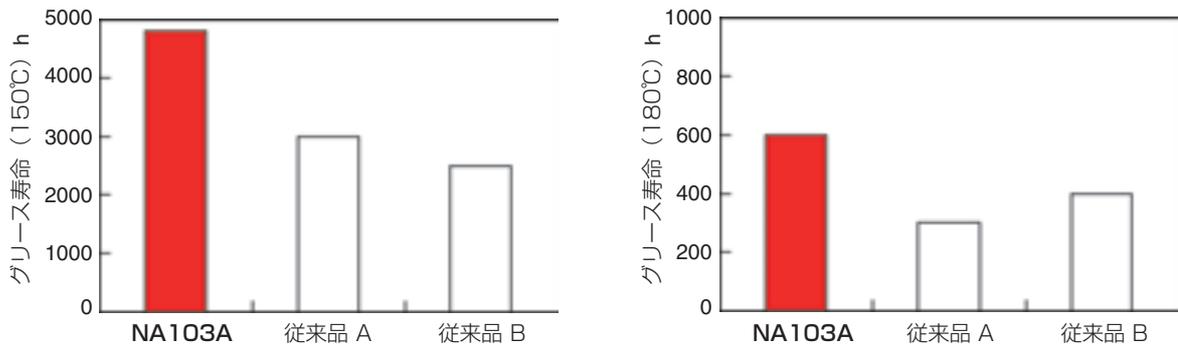


図9 高温耐久性評価結果
Bearing endurance test results under high temperature

3.3 耐脆性はく離性

NA103Aグリースについて、2項で記載した通電による加速試験法で耐脆性はく離性の評価を行った。図10に示すように、NA103Aは鋼新生面を不活性化させる添加剤の作用効果により、従来品Aの2倍以上、従来品Bの1.5倍の耐脆性はく離性を有する。

試験条件
軸受：6203軸受
封入量：0.86g
回転速度：0から20000min⁻¹の急加減速
荷重： $F_r=2332N$
電流：0.5A

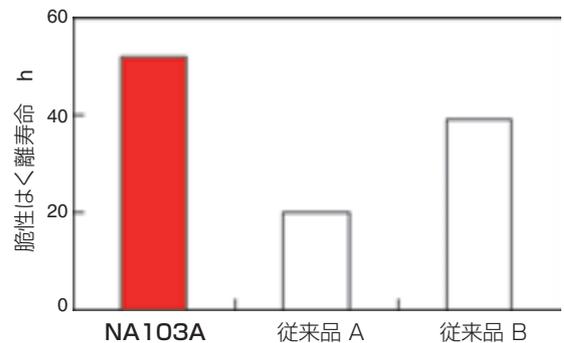


図10 耐脆性はく離性評価結果
Brittle flaking test results

3.4 耐冷時異音性

深溝玉軸受を組み込んだベルトプリーにおいて、プリー仕様や運転条件によっては、寒冷地での始動時に笛吹き音 (HOOT Noise) と呼ばれる冷時異音が発生することがある。この異音は500~1000Hzの周波数で音圧が100dBAを超える場合があり、大変耳障りな音である。この冷時異音は転動体の自励振動によってプリー系が共振し、外輪が軸方向に振動 (並進運動) して発生すると考えられ、グリースの種類が音の発生に大きな影響を及ぼすことがわかっている。

テストプリーに組み込んだ試験軸受を-60°Cで5時間冷却した後、図11の試験機に取り付け、ベルトテンションをかけて、軸受温度が-20°Cになった時点で運転を開始し+10°Cになるまで運転する。その間の冷時異音の発生率を確認した。図12に示すようにNA103Aグリースは、低温性に優れた従来品Aと同等の耐冷時異音性を有しており、耐冷時異音性に優れる。

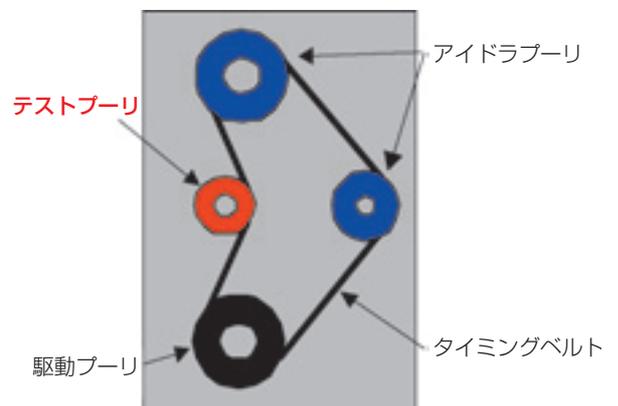


図11 冷時異音測定試験機
Hoot noise measurement

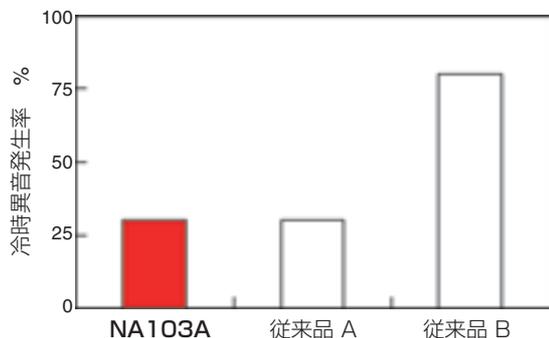


図12 耐冷時異音性評価結果
Rate of hoot noise generation at low temperature

3.5 防錆性

図13にNA103Aの防錆試験結果を示す。評価方法としては、供試グリースを塗布した円錐ころ軸受(30204)を1%塩化ナトリウム水溶液に浸漬し、40℃、湿潤雰囲気(湿度90%)に48時間放置した後、外輪転走面を周方向に32等分し、さびの認められた区画数を32で除して発生率を算出した。NA103Aグリースは、従来品と同等以上の防錆性を有していることを確認した。

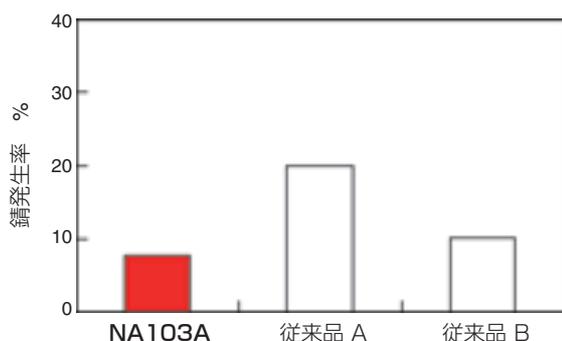


図13 防錆性評価結果
Rust prevention ability of greases

4. あとがき

NA103Aグリースは、従来品と比べて、自動車電装補機軸受用グリースに求められる高温耐久性、耐脆性はく離性、耐冷時異音性、防錆性のいずれにも優れたグリースである。とりわけ、高温耐久性と耐脆性はく離性が、いずれも従来品の1.5倍以上の耐久性を持つことから、発電量のアップが求められ、より高温環境にさらされるオルタネータ用軸受への適用が期待される。

また、より安全性の高い添加剤、基油、増ちょう剤を使用しているため、自動車電装補機軸受の性能向上と環境負荷低減に大きく貢献できるものと考えられる。

参考文献

- 1) Booser, E. R. (1974), "Grease Life Forecast for Ball Bearings", Lubrication Engineering, 30, pp 536-541.
- 2) Kawamura, T. Minami, M. and Hirata, M. (2001), "Grease Life Prediction for Sealed Ball Bearings", Tribology Transactions, 44, 2, pp 256-262.
- 3) 川村隆之, 南政美, 平田正和. (2001), "密封玉軸受のグリース寿命予測", NTN TECHNICAL REVIEW No.69, pp 76-81.
- 4) 玉田健治, 前田喜久男, 対馬全之. (1992), "電装・補機用軸受にみられる新しいタイプのミクロ組織変化", NTN TECHNICAL REVIEW No.61, pp 29-35.
- 5) 野崎誠一, 藤本広司郎, 玉田健治. (1992), "電装・補機用軸受の脆性剥離と長寿命化", NTN TECHNICAL REVIEW No.61, pp 36-39.
- 6) 野崎誠一, 岡阪誠, 久保田好信, 赤部成吾. (1996), "電装補機用軸受の技術動向" NTN TECHNICAL REVIEW No.65, pp 65-72.
- 7) Tamada, K. and Tanaka, H. (1996), "Occurrence of Brittle Flaking on Bearings used for Automotive Electrical Instruments and Auxiliary Devices," Wear, 199, pp 245-252.
- 8) Kino, N. and Otani, K. (2003), "The Influence of Hydrogen on Rolling Contact Fatigue Life and its Improvement," JSAE Review, 24, pp 289-294.
- 9) 木野伸郎, 山本建, 尾谷敬造, 内山典子. (2004), "水素脆性型早期剥離の要因解析", 機械学会論文集 (A編), 70, 696, pp 54-61.

- 10) 濱田洋志, 松原幸生. (2006), "軸受鋼の引張・圧縮疲労及び転がり疲労に及ぼす水素の影響", NTN TECHNICAL REVIEW No.74, pp 50-57.
- 11) 川村隆之, 小原美香, 玉田健治. (2004), "油中ボールオンディスク試験での鋼への水素侵入量の測定", トライボロジー会議予稿集 (東京2004-5), pp 173-174.
- 12) 川村隆之, 小原美香, 玉田健治. (2004), "油中ボールオンディスク試験での鋼への水素侵入量の測定 (第2報)", トライボロジー会議予稿集 (鳥取2004-11), pp 593-594.
- 13) Kohara, M. Kawamura, T. and Egami, M. (2006), "Study on Mechanism of Hydrogen Generation from Lubricants", Tribology Transactions, 49, pp 53-60.
- 14) Mikami, H. and Kawamura, T. (2007), "Influence of Electrical Current on Bearing Flaking Life", SAE International, 2007-01-0113.
- 15) 川村隆之, 三上英信. (2007), "軸受はく離におよぼす通電の影響" トライボロジー会議予稿集 (東京2007-5), pp 267-268.
- 16) 川村隆之, 三上英信. (2007), "通電下の脆性はく離におよぼすグリース添加剤の影響", トライボロジー会議予稿集 (佐賀2007-9), pp 57-58.

執筆者近影



川村 隆之
要素技術研究所



三上 英信
要素技術研究所

[製品紹介]

オルタネータ用小型クラッチ内蔵プーリ Compact Clutch Integrated Pulley for Alternator



佐藤 光司* Koji SATO
御厨 功* Isao MIKURIYA

トルク変動の大きいエンジンでは、補機駆動ベルトに作用する張力変動の低減やスリップ音の防止を図るため、オルタネータに装着するクラッチ内蔵プーリの採用が増加している。NTNでは、当社従来品と同等の高トルク容量を維持しながら小型で高速回転に対応できるクラッチ内蔵プーリを開発した。

The demand of Clutch Integrated Pulley (CIP) for alternator is increasing, in order to reduce belt slip noise and fluctuation, especially for engines having large torque vibration.

NTN has developed the compact CIP keeping same torque capacity with our standard type and making it possible to rotate in higher speed.

1. はじめに

燃費の良いディーゼルエンジンは、圧縮比が高いためエンジンのトルク変動が大きい。クラッチ内蔵プーリ (Clutch Integrated Pulley: 以下CIP) は、このトルク変動が大きいディーゼルエンジンのオルタネータ (alternator, 発電機) に装着され、ベルトの張力変動を小さくすることで、ベルト寿命の向上とベルトスリップ音の発生を防止している。また、ガソリンエンジンにおいても、燃費改善のための直噴化やアイドル回転数の低下などによりベルトの張力変動が大きくなる傾向にあり、CIPが必要になると予測される。一方、車両の軽量化やエンジン回りのコンパクト化からエンジン補機類の小型、軽量化のニーズは強く、トルク変動の大きいディーゼルエンジンでは高トルク容量が、使用回転数の高いガソリンエンジンへの適用には高速回転への対応が必要になる。

NTNでは、軸の小径化と共にスプラグ式クラッチやサポート軸受の設計仕様を見直すことで、従来の高トルク容量を維持しつつ、また、高性能グリースを採用することで高速空転性能を向上させた小型CIPを開発した。本報ではこの小型CIPについて紹介する。

2. CIPの適用部位

図1にCIPが取り付けられる補機駆動ベルトシステムを示す。オルタネータやエアコン用コンプレッサ、パワーステアリング用ポンプ等の補機がエンジンのクランクプーリからベルトを介して駆動される。その中で、オルタネータは回転部の慣性モーメントが大きいので、前述したように、ベルトの張力変動を低減する目的で、オルタネータにCIPが取り付けられる。

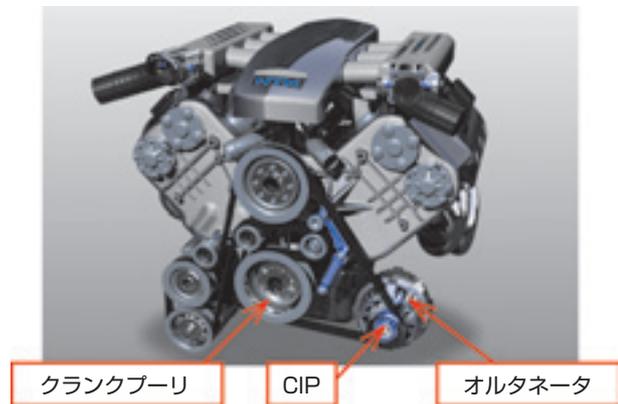


図1 補機駆動ベルトシステム
Front end accessory drive system

3. CIPの構造と機能

3.1 CIPの構造

CIPの断面図を図2に示す。軸とプーリの間にスプラグ式クラッチを内蔵し、クラッチの両側をサポート軸受にて支持している。

クラッチ部は保持器と、そのポケットに挿入されたスプラグ、ばねで構成され、プーリに圧入された外輪と軸との間で一方向クラッチを形成している。

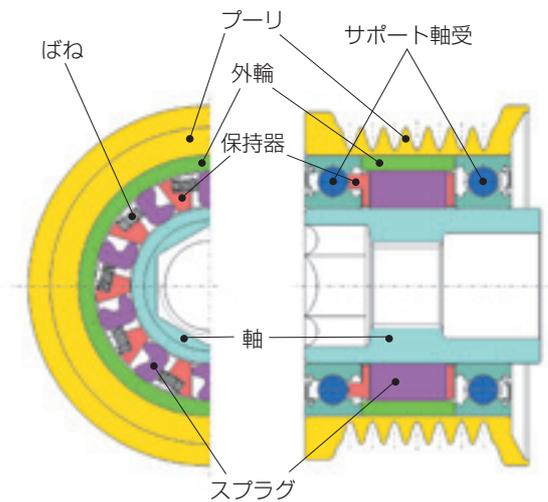


図2 クラッチ内蔵プーリの構造図
CIP structure

3.2 スプラグクラッチの作動原理

スプラグは図3に示すように、傾きが変わることによって、高さが変化するように設計されている。例えば図3で、スプラグが反時計方向に転動した場合はスプラグ高さが低くなり (H_1)、時計方向に転動した場合はスプラグ高さが高くなり (H_2)、その H_1 と H_2 の関係は $H_1 < H_2$ となる。

これに対して、図4に示すようにスプラグを挿入する外輪内径 D_o と軸外径 D_s で形成される空間 [以下、

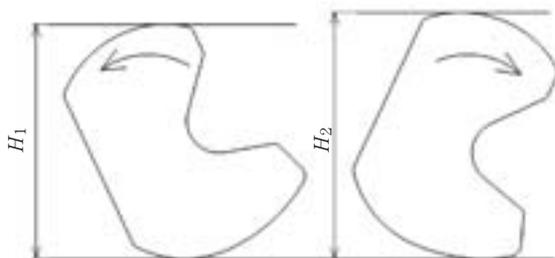


図3 スプラグの傾動
Sprag Tilting

スプラグ空間 = $(D_o - D_s) / 2$] は常に一定である。図4に示すように外輪の回転速度が軸の回転速度を上回る場合、つまり外輪と軸でスプラグを時計方向に回転させる場合、スプラグ高さがスプラグ空間よりも高くなるので、外輪と軸は噛合う。一方、外輪の回転速度が軸の回転速度を下回る場合、つまり外輪と軸でスプラグが反時計方向に回転する場合は、スプラグ高さがスプラグ空間よりも低くなり、外輪と軸は空転する。

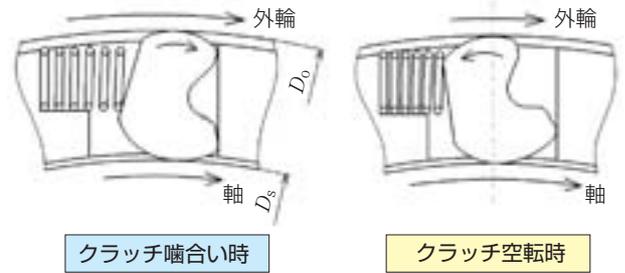


図4 スプラグクラッチの作動原理
Operational principle of sprag clutch

3.3 CIPの機能

回転変動の大きいエンジンで慣性モーメントの大きい補機 (オルタネータ) を駆動すると、プーリおよびベルトの駆動系にトルク変動が生じる。そのため、ベルトには大きな張力変動が加わりベルトが短寿命となることがある。そこで、プーリに一方向クラッチを内蔵することによってトルク変動に伴う回転変動を吸収し、ベルトに作用する張力変動を低減することでベルトの長寿命化を図る。

図5に示すように、回転変動によりエンジン回転速度 (V_1) が遅くなった際、慣性モーメントの大きいオルタネータは速度 (V_3) を維持しようとする。 $V_2 < V_3$ の時、クラッチは空転するため回転変動を吸収し、ベルトの張力変動を低減するとともに、エンジン急加減速時のベルトスリップ音を防止する。

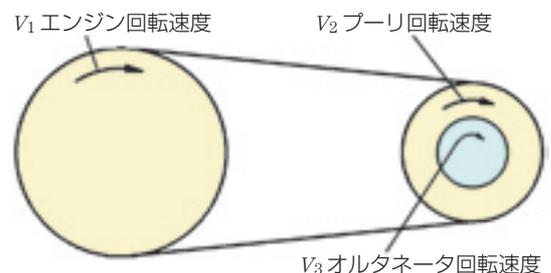


図5 クラッチ内蔵プーリの作動原理
CIP Operation

図6に固定プーリとCIPを取り付けた場合の回転速度変動とラジアル荷重変動のデータを示す。なお、本測定では、ベルト張力の変動の代替特性としてプーリに作用するラジアル荷重を測定している。固定プーリでは、ラジアル荷重（ベルト張力）に大きな変動が発生しているのに対して、CIPを取り付けた場合はラジアル荷重（ベルト張力）の変動が大幅に低下できていることがわかる。

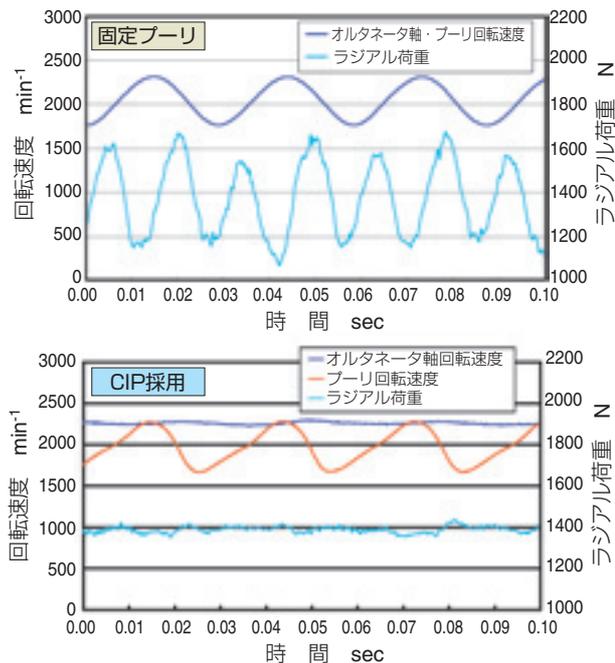
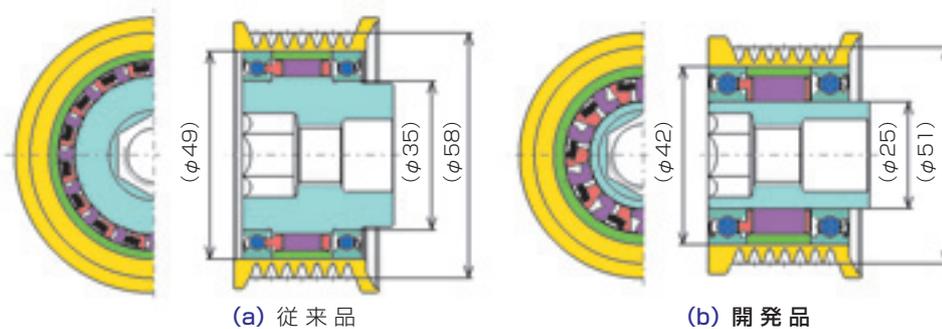


図6 回転変動試験による比較
Comparison of Idling test between solid pulley and CIP



項目	従来品	開発品
軸	外径φ37mm 段付き	外径φ25mm ストレート
プーリ径	最小φ58mm	最小φ51mm
サポート軸受	6807 外輪特殊	6905 標準
スプラグ	高さ4mm×長さ8.8mm 16個	高さ6mm×長さ12.2mm 10個
ばね	16個	10個
重量	520g	400g

図7 従来品と開発品の仕様比較
Specifications of current CIP and compact CIP

4. 小型CIPの特徴

2000年から主にディーゼルエンジン用に生産している当社従来品に対し、同等の高トルク容量を維持しながらプーリの小径化を実現し、更にガソリンエンジンの高速回転にも対応可能なCIPを開発した。その開発品と従来品の比較を図7に示す。開発品では、主に下記の点について設計仕様の見直しや最適化を図った。

- ① 軸とサポート軸受を小径化して、プーリを小径化
- ② スプラグの改良（断面拡大，曲率拡大など）により高トルク容量の確保
- ③ 高性能グリースの採用による高速空転性能の向上
- ④ 軸のストレート化により，作り易さを向上

これらにより，開発品には下記の特長がある。

- 高トルク容量：従来品と同等（定格トルク90Nm）
- 小型：従来品よりプーリ径を7mm小径化（最小φ51）
- 軽量：約20%軽量化
- 高速空転性能を向上

5. 評価試験

ベルト駆動システムにおける小型CIPの機能を確認するため、各種単体試験を行った。以下にそれら結果の抜粋を示す。

5.1 機能評価

5.1.1 急加減速試験

急加減速試験は、エンジンの低回転と高回転の間の急激な加速、減速を再現して、クラッチの空転特性を評価する試験である。

図8に示すように、急加減速時においてクラッチが十分な空転機能を有していることが確認できる。

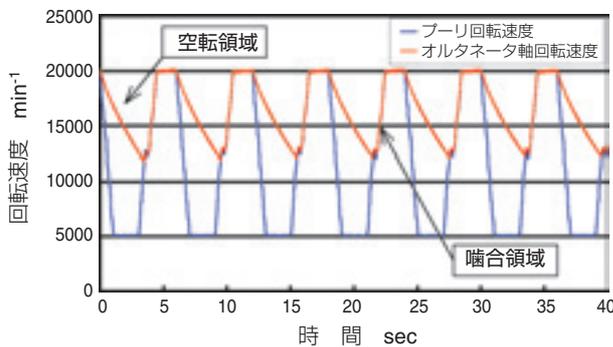


図8 急加減速試験結果
Results of Cycled speed test

5.1.2 回転変動試験

回転変動試験は、アイドリング時のように高周波で回転変動の大きい状態を再現させ、クラッチの噛合い特性を評価する試験である。

図9に示すように、高周波の回転変動でもクラッチの噛合い特性に問題ないことが確認できる。

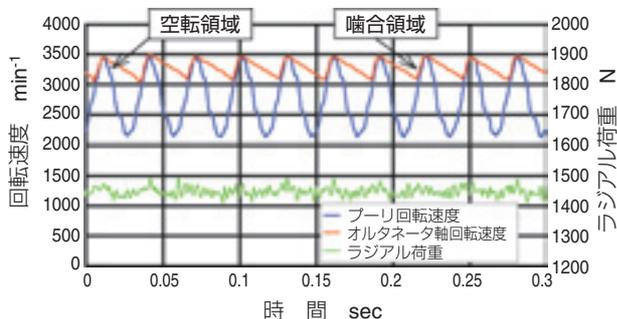


図9 回転変動試験結果
Results of Idling test

5.2 グリース選定試験

高速回転時の空転性能を向上する上で、グリースの選定が重要である。各種グリースを比較試験した結果、熱安定性・油膜形成能力が高く、耐摩耗性向上に寄与するグリースAを選定した。従来品（グリースB）と比較評価した結果を図10に示す。

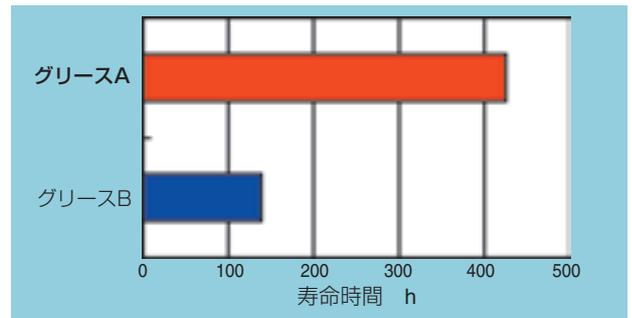


図10 グリース比較試験
Grease life comparison

5.3 耐久性評価

CIPの耐久性を評価するため、以下の試験項目にて十分な耐久性を確認した。

- ① 急加減速試験：5000⇔20000min⁻¹
- ② 回転変動試験：2500min⁻¹ ±15%
- ③ 高速耐久試験：18000min⁻¹

6. まとめ

本稿では、軸の小径化やスプラグの改良、高性能グリースの採用により開発した、小型で高機能なクラッチ内蔵プーリを紹介した。今後、ディーゼルエンジンや低燃費ガソリンエンジンを対象とし、補機駆動ベルトの信頼性向上に寄与するコンパクトな製品として市場展開を図っていく。

執筆者近影



佐藤 光司
自動車商品本部
自動車技術部



御厨 功
自動車商品本部
自動車技術部

米国潤滑学会(STLE) 2006年 Captain Alfred E. Hunt賞

引張歪みによる軸受鋼のころがり疲労きれつの進展*
Crack Propagation of Rolling Contact Fatigue
in Ball Bearing Steel Due to Tensile Strain

対馬 全之** Noriyuki TSUSHIMA

Crack propagations or failure modes in rolling element bearings, which had been difficult to explain via conventional crack propagation mechanisms such as the orthogonal shear stress mechanism, were discussed from the viewpoint of a tensile strain mechanism. Contact stresses are compressive in three axes, whose values differ from each other, then strain can be tensile in one of these directions, acting at a right angle to the direction of the maximum compressive stress. A crack is considered to propagate by this tensile strain. When contact stress is small, a crack produced by some cause can propagate by this elastic tensile strain. When contact stress is large, residual tensile strain is produced by plastic deformation, which can also influence the crack propagation. Several failure modes of rolling element bearings, which had been difficult to explain, were explained by tensile strain.

1. まえがき

ころがり疲労におけるきれつの発生・進展メカニズムには、従来から種々の説がある。1940年代にLundberg-Palmgrenは、ころがり疲労試験後の軸受の断面に、表面に平行に存在する停留きれつを観察したことから、表面に平行に作用する剪断応力 τ_o (orthogonal shear stress) をころがり疲労を支配する応力と考えた。それ以来、 τ_o をきれつの発生・進展を支配する応力と考えるのが定説になっている。

しかしながら、本文に例を引用して述べるように、 τ_o では説明できない現象がある。例えば、残留応力が存在する場合のきれつの発生と進展、転動体の破断あるいははめ合い応力下での内輪の破断である。これらの破損は残留応力やはめ合い応力の量と密接に関係しているが、 τ_o の値は残留応力やはめ合い応力の存在に影響されない。従ってこれらの破損は τ_o によって説明出来ない。

1980年代になり、種々の理論が出現した。ZwirleinとSchlicht¹⁾は相対引張応力 (relative tensile stress) -ある方向の応力から静水圧応力を差し引いたもの- の概念を提案し、3軸圧縮主応力下でのきれつの発生・進展に及ぼす影響を論じた。ころがり接

触においては、3つの主応力はすべて圧縮応力であるが、静水圧応力を差し引いた応力は引張りであることがあり、この応力をSchlichtは相対引張応力と呼んだ。VoskampとHollox²⁾ およびVoskamp³⁾は過大接触応力下での塑性変形により生成した引張残留応力のきれつの発生・進展に及ぼす影響を論じている。最近では、 τ_o ではころがり疲労に及ぼす残留応力の影響を評価できないとして、HarrisとMcCool⁴⁾はミーゼスの相当応力を、Zaretsky⁵⁾はミーゼスの相当応力ないし最大剪断応力 τ_{45} を、軸受寿命を支配する応力として妥当であるとしている。

一方Lyman⁶⁾は、1967年に、ころがり疲労のメカニズムに関して引張歪みの寄与を述べており、1996年に室と山本^{7)・8)}は、フレーキング、ピッチング、スポーリングなどのころがり疲労のメカニズムを、3軸圧縮主応力下でのきれつ進展の統一理論として、引張歪みにより説明しようとした。

本論文は、室の研究を引き継ぎ、室⁹⁾が開発したプログラムを使用して、ころがり疲労きれつの進展を引張歪みにより説明するものである。説明を明瞭にするための適用例として、これまで、きれつ進展のメカニズムを説明できなかったころがり軸受破損例について記述した。

*米国潤滑学会 (STLE) 2006年 Captain Alfred E. Hunt賞受賞論文の和訳 (Tribology Transactions, 47(2004), p567.)

**元軸受技術研究所

2. 計算プログラム

各部の応力計算および歪み計算には、室が開発したプログラムを使用した。そのソースコードは公開⁹⁾されており、概略を本論文に補遺として加えた。今回は言語をBasicからFortranに変更したが、本質的な変更はしていない。このプログラムでは、1点集中荷重で生じる応力に対してBoussinesqの式を用い、任意の位置における応力は、ヘルツの分布荷重に相当するように多数の1点集中荷重を与え、そのときの夫々の応力を加え合わせるものである。塑性歪み計算は、先に求めた応力に対してMerwinとJohnson¹⁰⁾の手法に準じて行う。この方法は、物体内の1点を計算点とすると、荷重点の移動に伴って応力が増大し、応力が材料の弾性限を越えた時、偏差応力がPrandtl-Reussの歪み増分理論に従って変化するとし、変化後の値を塑性偏差応力とすると、弾性偏差応力と塑性偏差応力との差が残留応力である。除荷後には、ころがり方向と軸方向の歪みはそのまま、深さ方向の残留応力をころがり方向および軸方向の残留応力に変換して、消去している。しかしながら、室のプログラムでは、この深さ方向の残留応力は次の負荷に際しころがり方向と軸方向の残留応力に変換しない。そして、深さ方向の残留応力を零とする。この手順により、計算が安定したという。またミーゼスの相当応力 σ_M を降伏剪断応力 k で除した値が $\sqrt{3}$ を超えたときに塑性変形が起こるとし、塑性偏差応力は弾性偏差応力に $\sqrt{3}/\sigma_M$ を乗ずるという簡単な方法を取った。残留応力計算に対するこの修正により、修正なしの場合にはある負荷サイクルと次の負荷サイクルの間で大きくばらついた計算結果が安定したという⁹⁾。

座標は、ころがり方向をx軸(x方向)、軸方向をy軸

(y方向)、深さ方向をz軸(z方向)とした。そして、例えばxy面と云えばx軸とy軸が構成する面を云う。接触楕円の長軸半径を a 、短軸半径を b とする。荷重移動は $x=-2.0b$ から $+2.0b$ までである。求めた応力値は、剪断降伏応力 k で除して無次元化しており、求めた歪みにはヤング率を乗じて、応力の単位に換算して表示し、材料強度との比較を容易にした。通常の文献では、材料強度は歪みの値でなく、応力値で表示されているからである。焼入した軸受鋼の剪断降伏応力は約1GPa(単軸の剪断降伏応力 k は単軸の引張降伏応力を $\sqrt{3}$ で除した値になる)であるので、以下の表に示された値はGPa単位と考えて良い。

3. 引張歪みによるき裂進展例

ここでは引張歪みによるき裂進展の説明として、4つのころがり疲労破損を示す。これらは τ_0 などの通常のメカニズムでは説明が難しいものである。試験片形状、材料、寸法及び潤滑を表1に示す。

リング試片の破断と剥離

$\phi 50$ リング試片の表層に予め残留引張応力を与えないでころがり疲労試験を行った場合は、荷重の大きさに関わらず、破損形態は剥離であるが、予め残留引張応力を与えてころがり疲労試験を行うと、荷重が小さいときは割れに至り、荷重が大きいときは剥離¹¹⁾に至る現象がある。剥離せずに割れが生じたリング試片の外観を図1に示す。

これらの異なる破損形態の説明として、図2(a)、(b)に示したX線による残留応力測定から、荷重が小さい時(図2(a))は残留圧縮応力の生成は小さく、表面に発生したき裂は内部へ進展可能であるが、荷

表1 本論文で解析した引張歪みによるき裂進展の例
Examples of crack propagation analyzed by tensile strain in this paper

例	試片,寸法(材料)	相手試片,寸法(材料)	a/b	P_{max} (GPa)	すべり	潤滑	本文図(文献)
A	リング(SUJ2) 外径:50mm, 副曲率:50R	リング(SUJ2) 外径:53mm, 副曲率:50R	1.6	3.0 4.6	なし	タービン油 パッド給油	図1, 図2 (11)
B	リング(SUJ2) 外径:50mm, 副曲率:25.0R	リング(SUJ2) 外径:53mm, 副曲率:26.5R	1.0	5.0	なし	タービン油 パッド給油	図3, 図4 (11)
C	玉軸受6303 外輪(SUJ2)	9/32鋼球(SUJ2)	5.5	2.9	なし	グリース	図6 (12)
D	球面ころ軸受23160 内輪(SUJ3)	球面ころ(SUJ3)	54.0	2.0	なし	グリース	図7 (13)

重が大きい時 (図2 (b)) は、残留圧縮応力が生成するので、深さ方向のきれつ進展が妨げられ、剥離に至ることが述べられている¹¹⁾。しかしながら当時は、きれつ進展についての定量的な説明は困難であった。

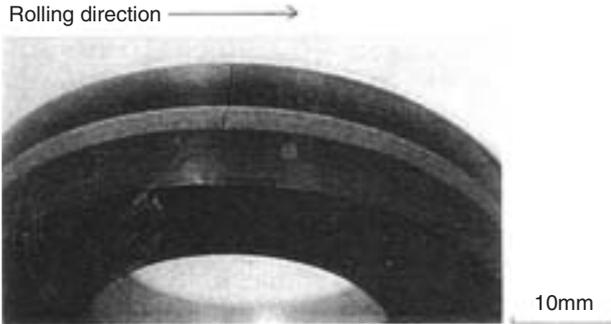


図1 $P_{max}=3GPa$ で試験して破損したリング試片¹¹⁾
Fracture of ring specimen tested at $P_{max}=3GPa$

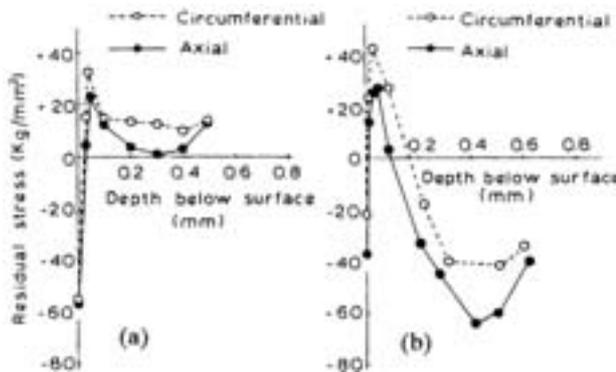


図2 (a) $P_{max}=3GPa$, 及び (b) $P_{max}=4.6GPa$ で試験後、X線測定したリング試片の残留応力分布¹¹⁾
Residual stress distributions of ring specimen measured by X-ray

表2 予め残留応力を与えないリング試片の最初の負荷による接触面下の応力計算
(計算条件: $P_{max}=3.0GPa$, $RS1=0GPa$, $RS2=0GPa$, $a/b=1.6$)
Calculated stresses under contact surface for ring specimen not given residual stress

z/b	σ_x	σ_y	σ_z	τ_o	τ_{45}	$\sigma_M/\sqrt{3}$
0.01	-2.52	-2.26	-3.18	0.14	0.33	0.48
0.1	-1.99	-1.88	-2.98	0.46	0.50	0.61
0.2	-1.54	-1.54	-2.92	0.62	0.69	0.80
0.3	-1.17	-1.26	-2.82	0.68	0.83	0.93
0.4	-0.88	-1.02	-2.70	0.69	0.91	1.02
0.5	-0.65	-0.82	-2.56	0.68	0.95	1.06
0.6	-0.48	-0.66	-2.41	0.66	0.96	1.07
0.7	-0.35	-0.53	-2.25	0.63	0.95	1.05
0.8	-0.25	-0.42	-2.10	0.59	0.92	1.02
0.9	-0.18	-0.33	-1.94	0.56	0.88	0.98
1.0	-0.12	-0.26	-1.80	0.52	0.84	0.93

以下、これについて、引張歪みによる説明を試みる。

表2と表3は $P_{max}=3.0k (=3.0GPa)$ でころがり接触するとき、最初の負荷時におけるリング試片の転走跡中央部 ($x=0, y=0$) の x 軸方向, y 軸方向, z 軸方向の応力 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ と、最大剪断応力 τ_{45} および τ_o , そしてミーゼスの相当応力 σ_M を $\sqrt{3}$ で除した値の計算結果を示す。

ころがり疲労試験では、リング試片に通常の熱処理を施し、そのいくつかには通常の熱処理後、高周波加熱により表層を高温で焼戻し、表層に引張りの残留応力を与えた。表2は標準熱処理を施した試片の応力を示す。表3は、予めころがり方向に引張残留応力 $RS1=0.4k (=0.4GPa)$, 軸方向に引張残留応力 $RS2=0.2k (=0.2GPa)$ を与えた試片の応力計算結果を示す。RS1, RS2の値は図2 (a), (b) のX線測定結果から推定した。なおこの試験では接触楕円比は $a/b=1.6$ であるので、計算は $a/b=1.6$ で行った。深さ z は接触楕円短軸半径 b で除して無次元化している。

表2と表3を比較すれば、同じ深さにおいて τ_o の値は同一であるが、他の応力値は異なっている。残留応力の存在に無関係に τ_o の値は同じであるが、破損形態は異なっている。従って、 τ_o がきれつ進展を支配しないことは明らかである。

それぞれ $P_{max}=3.0k$ および $4.6k$ でころがり接触したときの残留応力の計算結果を表4 (a), (b) に示す。軸方向の位置 (すなわち y 座標) により、残留応力の値は異なるので、図2のX線測定値と比較するために、転走跡を覆うX線照射面積内からの応力平均値に近い

表3 予め残留応力を与えたリング試片の最初の負荷による接触面下の応力計算
(計算条件: $P_{max}=3.0GPa$, $RS1=0.4GPa$, $RS2=0.2GPa$, $a/b=1.6$)
Calculated stresses under contact surface for ring specimen given residual stress

z/b	σ_x	σ_y	σ_z	τ_o	τ_{45}	$\sigma_M/\sqrt{3}$
0.01	-2.12	-2.06	-3.18	0.14	0.53	0.49
0.1	-1.59	-1.68	-2.98	0.46	0.69	0.62
0.2	-1.14	-1.34	-2.92	0.62	0.89	0.80
0.3	-0.77	-1.06	-2.82	0.68	1.03	0.93
0.4	-0.48	-0.82	-2.70	0.69	1.11	1.10
0.5	-0.25	-0.62	-2.56	0.68	1.15	1.05
0.6	-0.08	-0.46	-2.41	0.66	1.16	1.06
0.7	0.05	-0.33	-2.25	0.63	1.15	1.05
0.8	0.15	-0.22	-2.10	0.59	1.12	1.02
0.9	0.22	-0.13	-1.94	0.56	1.08	0.98
1.0	0.28	-0.06	-1.80	0.52	1.04	0.93

値として $y=0.5a$ のときの応力計算結果を示した。 RR_x はころがり方向(x方向)の残留応力、 RR_y は軸方向(y方向)の残留応力であり、表ではそれぞれ剪断降伏応力 k で除して、無次元化している。これらの値は、塑性変形が飽和に達した状態あるいは飽和に近く、以後の塑性変形が微小になった状態での値である。それぞれ表4(a)、4(b)の残留応力は図2(a)、(b)のX線測定結果にほぼ類似していると云える。

表5は $y=0.5a$ のときのzx面で、各深さにおける残留引張歪み E_{1zxr} 、および $x=-2b$ から $+2b$ の範囲における弾性引張歪み E_{1zx} の最大値を表す(E_{1zxr} 及び E_{1zx} はz軸とx軸が形成する面における主引張歪みである)。この弾性引張歪みの最大値は、接触面の外部(すなわち $x<-1.0b$ 、あるいは $x>+1.0b$)にあり、表中の値、例えば $0.45 \pm 30x$ は、弾性引張歪みが荷重の移動に伴ってその値を変え、最大歪み 0.45 は、 $x<0$ のときはx軸に対して時計回りに $+30^\circ$ 、 $x>0$ の点ではx軸に対して時計回りに -30° 傾いていることを表す。すでに述べたように、歪みの値はヤング率を乗じた値で、相当する応力値に換算している。

表5をみれば $P_{max}=3.0k$ の場合、きれつが深さ方向に進む時、 $z=0.22\text{mm}$ 以上の深さでは残留引張歪み E_{1zxr} は極めて小さくなる(すなわち、ほぼ $0.02k=0.02\text{GPa}$)。疲労き裂の進展に必要な臨界の応力拡大係数 ΔK_{Ith} は $5\text{MPa}\sqrt{m}$ であるので、この場合きれつが進展可能な応力値は、 $5 \div \sqrt{\pi} \times 0.0002 = 0.2\text{GPa}$ であり($\because \Delta K_I = \Delta \sigma \sqrt{\pi a}$)、上述の 0.02GPa より大きい。従って、きれつは残留引張歪みで進み得ない

ことが分かる。一方、弾性引張歪み E_{1zx} は十分大きい(0.30GPa 以上)ので、この弾性引張歪みにより、きれつは深さ方向に進展可能である。弾性引張歪みの方向は、 $z=0.11\text{mm}$ 以降では、接触点の移動に伴って、例えば -30° から $+30^\circ$ まで変化するので、きれつは、角度を変えながらジグザグに深さ方向に進展すると考えられる。

一方、表5の $P_{max}=4.6k$ の場合、 $z=0.25\text{mm}$ 付近でも残留引張歪み E_{1zxr} が大きく、ほぼ 0.30GPa で、この歪みにより、きれつが進展可能である。この場合、残留引張歪みの向きはz方向(表では $0z$ で表す)であり、きれつはこれに直角に、すなわち表面(xy面)に平行に進み、やがて剥離へ至る。弾性引張歪み E_{1zx} は 0.5GPa であるので、これによってもきれつは進展可能であるが、歪みの向きが荷重点の移動と共に変化するので、きれつ進展への寄与は小さく、きれつは、主として残留引張歪み E_{1zxr} により、表面に平行に進展すると考えられる。

円形接触のきれつ進展

副曲率をもつ $\phi 50$ リング試片のころがり疲労試験において、接触楕円が円形、すなわち楕円比が $a/b=1$ の場合、きれつ発生位置は、転走跡の中央でなく、中央から $2a/3$ 離れた位置であるという現象¹¹⁾がある。図3にこの様子を示した。きれつは転走跡の中央から $2a/3$ 離れた位置に発生し、ころがり方向に対してほぼ 45° 傾いた方向に進展する。転走跡の中央に向かったきれつは、転走跡の中央に達した後、ころがり方向

表4 予め残留応力を与えたリング試片の $y=0.5a$ における残留応力計算
Calculated residual stresses at $y=0.5a$ of ring specimen given residual stress

(a) $P_{max}=3k,$ $RS1=0.4k, RS2=0.2k$				(b) $P_{max}=4.6k,$ $RS1=0.4k, RS2=0.2k$			
z/b	z, mm	RR_x/k	RR_y/k	z/b	z, mm	RR_x/k	RR_y/k
0.01	0.005	0.40	0.20	0.01	0.008	0.40	0.20
0.1	0.05	0.40	0.20	0.1	0.08	0.35	0.15
0.2	0.11	0.40	0.20	0.2	0.17	-0.23	-0.25
0.3	0.16	0.30	0.14	0.3	0.25	-0.59	-0.58
0.4	0.22	0.02	-0.02	0.4	0.33	-0.59	-0.59
0.5	0.27	-0.08	-0.06	0.5	0.42	-0.65	-0.63
0.6	0.32	-0.05	-0.03	0.6	0.50	-0.63	-0.63
0.7	0.38	0.07	0.03	0.7	0.58	-0.91	-0.68
0.8	0.43	0.22	0.11	0.8	0.66	-0.60	-0.46
0.9	0.49	0.35	0.18	0.9	0.75	-0.34	-0.27
1.0	0.54	0.40	0.20	1.0	0.83	-0.35	-0.25

表5 予め残留応力を与えたリング試片の $y=0.5a$ における残留 E_{1zxr} 及び弾性主歪み E_{1zx} の計算
Calculated residual and elastic strains E_{1zxr}, E_{1zx} at $y=0.5a$ on zx -plane of ring specimen given residual stress

(a) $P_{max}=3k,$ $RS1=0.4k, RS2=0.2k$				(b) $P_{max}=4.6k,$ $RS1=0.4k, RS2=0.2k$			
z/b	z, mm	E_{1zxr}/k	E_{1zx}/k	z/b	z, mm	E_{1zxr}/k	E_{1zx}/k
0.01	0.005	0.35 0x	0.53 0x	0.01	0.008	0.35 0x	0.63 0x
0.1	0.05	0.35 0x	0.42 0x	0.1	0.08	0.31 0x	0.43 $\pm 45x$
0.2	0.11	0.35 0x	0.45 $\pm 30x$	0.2	0.17	0.12 0z	0.45 $\mp 36z$
0.3	0.16	0.26 0x	0.44 $\pm 31x$	0.3	0.25	0.29 0z	0.50 $\mp 27z$
0.4	0.22	0.02 0x	0.33 $\pm 36x$	0.4	0.33	0.30 0z	0.48 $\mp 25z$
0.5	0.27	0.04 0z	0.29 $\pm 36x$	0.5	0.42	0.32 0z	0.46 $\mp 24z$
0.6	0.32	0.02 0z	0.30 $\pm 29x$	0.6	0.50	0.31 0z	0.42 $\mp 27z$
0.7	0.38	0.06 0x	0.38 $\pm 18x$	0.7	0.58	0.40 0z	0.45 $\mp 12z$
0.8	0.43	0.19 0x	0.52 0x	0.8	0.66	0.26 0z	0.33 $\mp 22z$
0.9	0.49	0.31 0x	0.64 0x	0.9	0.75	0.16 0z	0.31 $\pm 42x$
1.0	0.54	0.35 0x	0.68 0x	1.0	0.83	0.14 0z	0.29 $\pm 36x$

に進展する。また、きれつは、表面に平行にも進展し、やがて剥離に至る。次に、きれつが転走跡の中央から $2a/3$ 離れた位置に発生する理由を引張歪みの視点から考察する。

図4は $P_{max}=5.0\text{GPa}$ で疲労試験した後の転走跡のX線による残留応力測定結果であるが、内部の残留圧縮応力にバランスするように、表面層には、引張りの残留応力が発生している。今回用いた計算プログラムでは、任意の深さでの応力計算は、その上下層と無関係であるので（すなわち他の深さの残留応力に影響を与えないので）、内部の塑性変形した層の残留圧縮応力にバランスして発生する塑性変形しない表面層に生じる残留引張応力は計算できない。そこで、このような残留引張応力を予め加えることにした。この種の表面層の残留引張応力は、隣接する内層に生成する残留応力の値に依存し、軸方向の位置 y によって異なると考えられるので（言い換えると、内部の層の残留圧縮応力が大きいほどこの種の残留引張応力は大きい）、まず、 $z=0.15b$ のところでそれぞれの y の位置における残留応力を計算し、 $z=0.05b$ の深さでのこの種の残留引張応力は $z=0.15b$ での残留圧縮応力値の符号を変えたものとした。

表6は深さ $z=0.05b$ において、塑性変形が飽和に達した後の xy 面上の弾性最大/最小主歪み E_{1xy} , E_{2xy} および残留最大/最小主歪み E_{1xyr} , E_{2xyr} を示す。表6の代表値を図示すれば図5の如くなる。 $y=0.7a$ ($=2a/3$), $x=\pm 1.2b$ 付近に弾性引張歪み E_{1xy} の最大値があり、きれつがこの位置で発生することが理解できる。すなわち円形接触の場合は、表面きれつの起点は転走跡の中

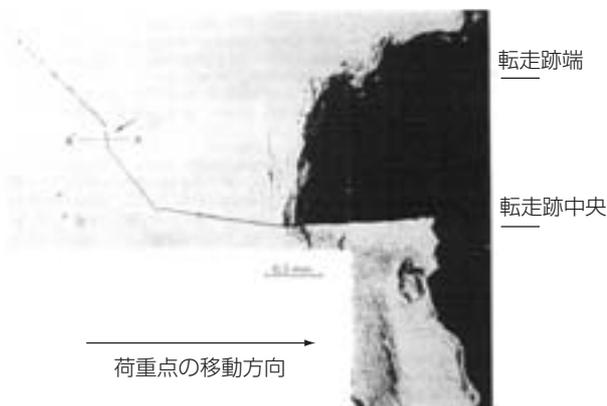


図3 円形接触における表面きれつの発生と進展¹⁾
矢印はきれつの起点
Crack initiation and propagation on the surface in circular contact, arrow shows crack origin

央でなく、 $y=2a/3$ の位置である。一方、弾性引張歪みは $y=0.7a$, $x=\pm 1.2b$ で、 x 軸に対して約 $+36^\circ$ なし -36° 傾いている。すなわち、きれつはこの歪み方向に垂直に両方向に進展可能である。図3ではきれつはほぼこの角度で進展しているが、1方向しか進展していない。きれつの進展方向は他の因子、例えば接線力にも影響を受けると考えられる。小さいすべりを与えた場合、上試験片と下試験片では、きれつの進展方向が逆になることは確認されている¹⁾。

オルタネータ用軸受の異常剥離

オルタネータ用軸受外輪は図6のように剥離することが多い。外観は小さい剥離であるが、断面を観察すれば、深さ方向に無数の長いきれつが進展している¹²⁾。通常の剥離と比較して深さ方向にきれつが進展するのが特徴であり、ときには 0.6mm ($z=2.5b$) より深く、まれには 0.8mm ($z=3b$) よりも深い。そのメカニズムは不明であった。この深さ方向のきれつの進展を引張歪みの視点から考察する。この場合、破損の原因として潤滑剤の分解で発生した水素によることが明らかにされている¹²⁾。

外輪と玉との接触における接触楕円比は $a/b=5.5$ である。疲労試験は $P_{max}=2.9\text{GPa}$ で行っているので、 $P_{max}=2.9\text{GPa}$ のときの各深さに対して計算した弾性引張歪みと角度を表7に示す。表6から10において、例えば表7では $z=0.1b$ の時、 $x=-0.2b$ と $+0.2b$ 位置

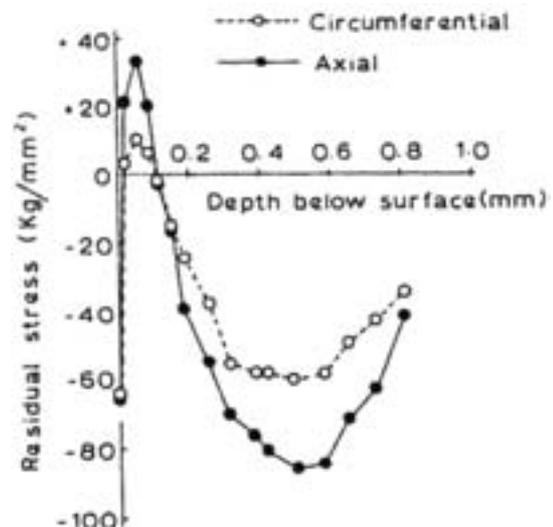


図4 $P_{max}=5.0\text{GPa}$ で試験後、X線測定したリング試片の残留応力分布¹⁾
Residual stress distribution of ring specimen measured by X-ray after tested with $P_{max}=5.0\text{GPa}$

表6 円形接触における $z=0.05b$ での xy 面上の残留及び弾性主歪み E_{1xyr} , E_{1xy} とその方向,
 E_1 と E_2 はそれぞれ最大及び最小の主歪みを表す(計算条件: $P_{max}=5.0k$, $a/b=1$)
 Residual and elastic principal strains E_{1xyr} , E_{1xy} and their directions on xy -plane at $z=0.05b$ for
 circular contact, E_1 and E_2 are maximum and minimum principal strains, respectively.

x \ y	0a		0.3a		0.7a		1.0a	
	E_{1xy}/k	E_{2xy}/k	E_{1xy}/k	E_{2xy}/k	E_{1xy}/k	E_{2xy}/k	E_{1xy}/k	E_{2xy}/k
-2.0b	0.14 0x	-0.18	0.31 7x	-0.05	0.43 29x	0.19	0.14 27x	-0.15
-1.8b	0.16 0x	-0.22	0.34 8x	-0.09	0.46 30x	0.16	0.16 29x	-0.18
-1.6b	0.20 0x	-0.28	0.37 10x	-0.14	0.49 31x	0.11	0.18 32x	-0.21
-1.4b	0.23 0x	-0.36	0.40 11x	-0.22	0.52 33x	0.06	0.21 36x	-0.25
-1.2b	0.21 0x	-0.47	0.39 13x	-0.32	0.56 36x	-0.02	0.23 40x	-0.30
-1.0b	-0.20 0x	-0.64	0.06 16x	-0.46	0.55 40x	-0.13	0.26 -45y	-0.36
-0.8b	-0.52 0x	-0.96	-0.19 20x	-0.76	0.31 -42y	-0.26	0.26 -39y	-0.43
-0.6b	-0.96 0x	-1.17	-0.66 25x	-0.98	0.20 -35y	-0.49	0.21 -31y	-0.50
-0.4b	-1.23 0x	-1.29	-0.94 34x	-1.01	-0.11 -24y	-0.68	0.04 -22y	-0.57
-0.2b	-1.36 0y	-1.37	-1.10 -38y	-1.17	-0.29 -12y	-0.79	-0.17 -11y	-0.63
0b	-1.38 0y	-1.42	-1.15 8y	-1.19	-0.35 0y	-0.83	-0.18 0y	-0.66
0.2b	-1.36 0y	-1.37	-1.09 40y	-1.18	-0.29 12y	-0.79	-0.17 11y	-0.63
0.4b	-1.23 0x	-1.29	-0.93 -35x	-1.11	-0.11 24y	-0.68	0.04 22y	-0.57
0.6b	-0.96 0x	-1.17	-0.65 -26x	-0.98	0.20 35y	-0.49	0.21 31y	-0.50
0.8b	-0.52 0x	-0.96	-0.18 -21x	-0.77	0.31 42y	-0.26	0.26 39y	-0.43
1.0b	-0.20 0x	-0.64	0.06 -17x	-0.47	0.55 -40x	-0.13	0.26 45y	-0.36
1.2b	0.21 0x	-0.47	0.40 -14x	-0.32	0.56 -36x	-0.02	0.23 -40x	-0.30
1.4b	0.23 0x	-0.36	0.40 -12x	-0.22	0.52 -33x	0.06	0.21 -36x	-0.25
1.6b	0.20 0x	-0.28	0.37 -11x	-0.15	0.49 -31x	0.11	0.18 -32x	-0.21
1.8b	0.16 0x	-0.22	0.34 -10x	-0.09	0.46 -30x	0.16	0.16 -29x	-0.18
2.0b	0.14 0x	-0.18	0.31 -9x	-0.05	0.43 -29x	0.19	0.14 -27x	-0.15
	E_{1xyr}/k	E_{2xyr}/k	E_{1xyr}/k	E_{2xyr}/k	E_{1xyr}/k	E_{2xyr}/k	E_{1xyr}/k	E_{2xyr}/k
	0.01 0y	-0.03	0.15 -19y	0.13	0.39 0y	0.26	0 45y	0

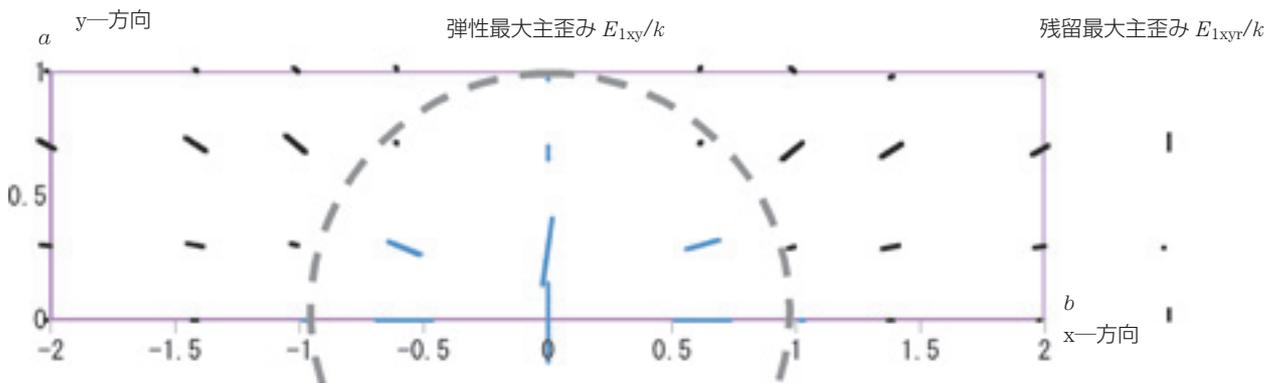


図5 表6に示した $z=0.05b$ における xy 面上の残留主歪み及び弾性主歪みとその方向
 (点線の大円は円形の接触面を表す。黒色の線(引張)は弾性最大主歪み E_{1xy}/k あるいは
 残留最大主歪み E_{1xyr}/k であり、青色の線(圧縮)は弾性最大主歪み E_{1xy}/k である)
 Residual and elastic principal strains and their directions on xy -plane at $z=0.05b$ shown in Table 6



図6 オルタネータ用軸受外輪の周方向断面き裂¹²⁾
 Cracking on circumferential section of alternator bearing
 outer ring

表7 オルタネータ用軸受外輪の主歪みと方向の計算
(計算条件: $P_{max}=2.9k$, $y=0$, $a/b=5.5$)
Calculated principal strains and their directions for
alternator bearing outer ring

$z \backslash x$	$0b$	$-0.2b$ $+0.2b$	$-0.6b$ $+0.6b$	$-1.0b$ $+1.0b$
0.1b	-1.04 ± 0x	-1.00 ± 5x	-0.7 ± 17x	0.26 ± 37z
0.2b	-0.65 ± 0x	-0.61 ± 6x	-0.3 ± 20x	0.32 ± 40z
0.3b	-0.34 ± 0x	-0.30 ± 6x	-0.0 ± 21x	0.36 ± 43z
0.4b	-0.09 ± 0x	-0.07 ± 7x	0.16 ± 22x	0.38 ± 44x
0.5b	0.09 ± 0x	0.11 ± 7x	0.28 ± 22x	0.40 ± 42x
0.6b	0.22 ± 0x	0.24 ± 7x	0.35 ± 22x	0.41 ± 40x
0.7b	0.31 ± 0x	0.33 ± 7x	0.40 ± 22x	0.42 ± 38x
0.8b	0.38 ± 0x	0.39 ± 7x	0.43 ± 21x	0.42 ± 36x
0.9b	0.42 ± 0x	0.42 ± 7x	0.44 ± 20x	0.42 ± 34x
1.0b	0.45 ± 0x	0.45 ± 6x	0.45 ± 20x	0.42 ± 33x
1.2b	0.46 ± 0x	0.46 ± 6x	0.45 ± 18x	0.41 ± 30x
1.4b	0.46 ± 0x	0.45 ± 6x	0.44 ± 17x	0.39 ± 28x
1.6b	0.44 ± 0x	0.43 ± 5x	0.41 ± 16x	0.37 ± 25x
1.8b	0.41 ± 0x	0.41 ± 5x	0.39 ± 14x	0.35 ± 24x
2.0b	0.38 ± 0x	0.38 ± 5x	0.37 ± 13x	0.33 ± 22x
2.5b	0.32 ± 0x	0.32 ± 4x	0.31 ± 11x	0.28 ± 19x
3.0b	0.27 ± 0x	0.26 ± 3x	0.26 ± 10x	0.24 ± 16x
4.0b	0.19 ± 0x	0.19 ± 3x	0.18 ± 8x	0.18 ± 13x
5.0b	0.14 ± 0x	0.14 ± 2x	0.13 ± 6x	0.13 ± 10x

表8 オルタネータ軸受外輪の表面に垂直な剪断応力 τ_0
の計算 (計算条件: $P_{max}=2.9k$, $y=0$, $a/b=5.5$)
Calculated shear stress τ_0 acting at right angle to the
surface for alternator bearing outer ring

$z \backslash x$	$0b$	$-0.2b$ $+0.2b$	$-0.6b$ $+0.6b$	$-1.0b$ $+1.0b$	$-1.2b$ $+1.2b$	$-1.6b$ $+1.6b$
0.1b	±0	±0.06	±0.21	±0.42	±0.08	±0.01
0.2b	±0	±0.11	±0.38	±0.55	±0.24	±0.05
0.3b	±0	±0.15	±0.50	±0.62	±0.37	±0.11
0.4b	±0	±0.19	±0.56	±0.66	±0.46	±0.17
0.5b	±0	±0.21	±0.60	±0.68	±0.52	±0.23
0.6b	±0	±0.22	±0.60	±0.68	±0.55	±0.28
0.7b	±0	±0.22	±0.59	±0.67	±0.57	±0.32
0.8b	±0	±0.22	±0.57	±0.66	±0.58	±0.36
0.9b	±0	±0.21	±0.55	±0.64	±0.58	±0.39
1.0b	±0	±0.20	±0.52	±0.61	±0.57	±0.41
1.2b	±0	±0.18	±0.46	±0.56	±0.54	±0.42
1.4b	±0	±0.15	±0.40	±0.51	±0.50	±0.42
1.6b	±0	±0.13	±0.35	±0.45	±0.46	±0.41
1.8b	±0	±0.11	±0.30	±0.40	±0.42	±0.39
2.0b	±0	±0.10	±0.26	±0.36	±0.38	±0.37
2.5b	±0	±0.07	±0.19	±0.27	±0.29	±0.31
3.0b	±0	±0.05	±0.14	±0.20	±0.22	±0.25
4.0b	±0	±0.03	±0.08	±0.12	±0.14	±0.16
5.0b	±0	±0.02	±0.05	±0.07	±0.09	±0.11

表9 球面ころ軸受内輪の主歪みと方向の計算
(計算条件: $P_{max}=2.0k$, $RS1=0.1k$, $y=0$, $a/b=5.4$)
Calculated principal strains and their directions for
spherical roller bearing inner ring

$z \backslash x$	$0b$	$-0.2b$ $+0.2b$	$-0.6b$ $+0.6b$	$-1.0b$ $+1.0b$
0.1b	-0.73 ± 0x	-0.71 ± 5x	-0.5 ± 17x	0.16 ± 37z
0.2b	-0.46 ± 0x	-0.43 ± 6x	-0.2 ± 20x	0.21 ± 40z
0.4b	-0.06 ± 0x	-0.04 ± 7x	0.12 ± 22x	0.26 ± 44x
0.6b	0.17 ± 0x	0.18 ± 7x	0.26 ± 22x	0.30 ± 39x
0.8b	0.29 ± 0x	0.30 ± 7x	0.33 ± 21x	0.32 ± 35x
1.0b	0.35 ± 0x	0.35 ± 6x	0.35 ± 19x	0.33 ± 32x
1.5b	0.38 ± 0x	0.38 ± 5x	0.36 ± 16x	0.33 ± 25x
2.0b	0.36 ± 0x	0.36 ± 4x	0.34 ± 13x	0.31 ± 21x
2.5b	0.33 ± 0x	0.33 ± 4x	0.32 ± 11x	0.30 ± 17x
3.0b	0.30 ± 0x	0.30 ± 3x	0.29 ± 9x	0.28 ± 14x
3.5b	0.28 ± 0x	0.28 ± 3x	0.27 ± 8x	0.26 ± 12x
4.0b	0.26 ± 0x	0.26 ± 2x	0.26 ± 7x	0.25 ± 11x
5.0b	0.23 ± 0x	0.23 ± 2x	0.23 ± 5x	0.23 ± 9x
6.0b	0.21 ± 0x	0.21 ± 1x	0.21 ± 4x	0.21 ± 7x
8.0b	0.19 ± 0x	0.19 ± 1x	0.19 ± 3x	0.19 ± 5x
10.0b	0.17 ± 0x	0.17 ± 1x	0.17 ± 2x	0.17 ± 4x
12.0b	0.16 ± 0x	0.16 ± 1x	0.16 ± 2x	0.16 ± 3x
14.0b	0.15 ± 0x	0.15 ± 0x	0.15 ± 1x	0.15 ± 2x
16.0b	0.14 ± 0x	0.14 ± 0x	0.14 ± 1x	0.14 ± 2x
20.0b	0.13 ± 0x	0.13 ± 0x	0.13 ± 1x	0.13 ± 1x

表10 球面ころ軸受内輪の表面に垂直な剪断応力 τ_0 の計算
(計算条件: $P_{max}=2.0k$, $RS1=0.1k$, $y=0$, $a/b=5.4$)
Calculated shear stress τ_0 acting at right angle to the
surface for spherical roller bearing inner ring

$z \backslash x$	$0b$	$-0.2b$ $+0.2b$	$-0.6b$ $+0.6b$	$-1.0b$ $+1.0b$	$-1.2b$ $+1.2b$	$-1.6b$ $+1.6b$
0.1b	±0	±0.04	±0.14	±0.29	±0.06	±0.01
0.2b	±0	±0.08	±0.26	±0.38	±0.17	±0.04
0.4b	±0	±0.13	±0.39	±0.46	±0.32	±0.12
0.6b	±0	±0.15	±0.42	±0.48	±0.39	±0.20
0.8b	±0	±0.15	±0.40	±0.46	±0.41	±0.26
1.0b	±0	±0.14	±0.36	±0.43	±0.41	±0.29
1.5b	±0	±0.10	±0.27	±0.35	±0.35	±0.31
2.0b	±0	±0.07	±0.19	±0.27	±0.28	±0.28
2.5b	±0	±0.05	±0.14	±0.20	±0.22	±0.24
3.0b	±0	±0.04	±0.11	±0.16	±0.18	±0.20
3.5b	±0	±0.03	±0.08	±0.13	±0.14	±0.17
4.0b	±0	±0.02	±0.07	±0.10	±0.12	±0.14
5.0b	±0	±0.01	±0.04	±0.07	±0.08	±0.10
6.0b	±0	±0.01	±0.03	±0.05	±0.06	±0.07
8.0b	±0	±0.01	±0.02	±0.03	±0.03	±0.04
10.0b	±0	±0.00	±0.01	±0.02	±0.02	±0.03
12.0b	±0	±0.00	±0.01	±0.01	±0.02	±0.02
14.0b	±0	±0.00	±0.01	±0.01	±0.01	±0.02
16.0b	±0	±0.00	±0.00	±0.01	±0.01	±0.01
20.0b	±0	±0.00	±0.00	±0.00	±0.01	±0.01

で $-1.00 \pm 5x$ となっているが、これは $x=-0.2b$ での主歪みは $-1.00k$ で x 軸に対し時計方向に $+5^\circ$ 傾いており、 $x=+0.2b$ では主歪みは $-1.00k$ で x 軸に対し時計方向に -5° 傾いていることを示す。深さ $z=1.0b$ ($=0.25\text{mm}$) 以降では、 x 方向すなわち表面に平行な引張歪みが最大であり、その値は応力値に換算して $0.45k$ ($=0.45\text{GPa}$) である。 $z=2.5b$ ($=0.6\text{mm}$) のところでも、 0.32GPa に相当する引張歪みが存在する。水素による材料の劣化により、この歪みの値できれつが x 軸に直角に、すなわち深さ方向に発生・進展することは可能であろう。

一方、表面に垂直に働く剪断応力 τ_0 の値を表8に示した。深さ $1.0b$ ($=0.25\text{mm}$) 付近の剪断応力 τ_0 は $x=-1.0b$ と $x=+1.0b$ で 0.6GPa 程度であるが、深さ方向に進むにつれて、 τ_0 は急激に減少する。 $z=2.5b$ ($=0.6\text{mm}$) では 0.3GPa 以下である。高硬度鋼では、きれつ進展に要する剪断応力は引張応力値の3倍程度必要であり、この程度の剪断応力値できれつが発生・進展するのは不可能であろう。従って、きれつは引張歪みで進展したと説明する方が妥当であろう。

球面ころ軸受内輪の割れ

ある種の球面ころ軸受内輪は、はめ合い応力の下で使用されるが、はめ合い応力が 0.1GPa を越えると、使用中に内輪割れが発生することがある。破断は、はめ合い応力の小引張応力と接触応力の大圧縮応力の繰返しによるものと考えられている¹³⁾。図7は割れた破面を示す。きれつは表面近傍の $z=0.05b$ ($=0.04\text{mm}$) に発生し、内部に向かって $z=4b$ ($=3\text{mm}$) 程度までジグザグに進展し、その後滑らかな破面を形成しながら、徐々に深さ方向に進み、 $z=20b$ ($=16\text{mm}$) で急速に破断している。3mmまでのジグザグなきれつ進展及び3mmから16mmまでの滑らかなきれつ進展の理由はまだ明らかにされていない。以下では、きれつ進展のメカニズムを引張歪みの視点から考察する。

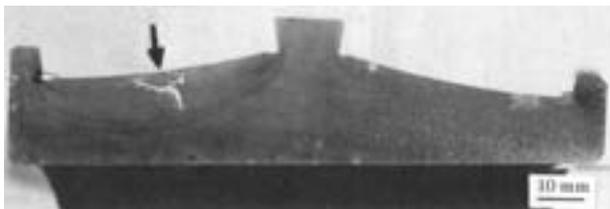


図7 球面ころ軸受内輪の破断¹³⁾。矢印は起点を表す
Fracture of spherical roller bearing inner ring.
Arrow shows crack origin.

内輪とところとの接触面の楕円比は、 $a/b=54$ である。使用中のヘルツ接触応力として $P_{\max}=2.0k$ ($=2.0\text{GPa}$) を仮定する。引張歪みとその方向についての計算結果を表9に示す。なお、はめ合い応力 $RS1$ として、周方向(x 方向)に $0.1k$ ($=0.1\text{GPa}$) を与えた。例えば $z=0.6b$ ($=0.45\text{mm}$) より深い場合、荷重点が移動する(x が $x=-1b$ から $+1b$ に移動)に従って、引張り歪みは $z=4b$ ($=3\text{mm}$) まで、 x 軸に対して $+10^\circ$ 以上から -10° 以下と連続的に方向を変える。従って、この深さ範囲では、きれつは時々方向を変えて進展するので、破面上ではジグザグな模様が形成すると考えられる。 $z=4b$ ($=3\text{mm}$) 以降では、引張歪みの方向は x 軸に対して $\pm 10^\circ$ 以内であり、きれつは滑らかな破面を形成して深さ方向に進展する。表10に示した表面に垂直に働く剪断応力 τ_0 は、 $z=4b$ ($=3\text{mm}$) 以降になるとかなり小さくなり、これによるきれつの進展は困難である。

破壊力学によれば、きれつはきれつ尖端の応力拡大係数範囲 ΔK_I が材料の臨界値 ΔK_{Ith} を越えるときに進展可能である。焼入れした軸受鋼では ΔK_{Ith} は $5\text{MPa}\sqrt{m}$ である¹³⁾。応力拡大係数範囲 ΔK_I は概略 $\Delta\sigma\sqrt{\pi a}$ (a :きれつ深さ)であり、ここで $\Delta\sigma$ は応力範囲である。今回の場合、応力は負荷時の表9の値から除荷時のはめ合い応力 0.1GPa に変わる。従って $\Delta\sigma$ は表9の値から 0.1GPa を引いたものとなる。

きれつが深さ 3mm ($z=4b$) から 16mm ($z=20b$) まで進展可能か考える。表9から $z=4b$ のときの歪みから換算した応力はほぼ 0.26GPa である。従って $z=4b$ での応力範囲 $\Delta\sigma$ は $0.16\text{GPa}=160\text{MPa}$ である。 $z=4b$ ($=0.003\text{m}$) 深さにおいて、 ΔK_I は $160\sqrt{\pi} \times 0.003 = 15.5\text{MPa}\sqrt{m}$ であり、臨界値 $5\text{MPa}\sqrt{m}$ より大きい。従って、きれつは疲労で進展可能である。同様に、 $z=20b$ ($=0.016\text{m}$) では、応力範囲は $0.03\text{GPa}=30\text{MPa}$ であり、 $\Delta K_I=30\sqrt{\pi} \times 0.016=6.7\text{MPa}\sqrt{m}$ である。この値は臨界値 $5\text{MPa}\sqrt{m}$ よりも大きい。従ってきれつは疲労により少なくともこの深さまで進展可能である。しかしながら、深さ 0.016m では、はめ合い応力 σ による応力拡大係数 K_{Ic} は $\sigma\sqrt{\pi a}=100\sqrt{\pi} \times 0.016=22.4\text{MPa}\sqrt{m}$ で、本材料の破壊靱性値 K_{Ic} ($21\text{MPa}\sqrt{m}$ と推定¹³⁾) に到達する。従って急速破断が生じる。

4. 考察

著者らは、これまで、ころがり疲労寿命に及ぼす熱処理応力¹⁴⁾、はめ合い応力¹⁴⁾、あるいは、機械加工による残留応力¹⁵⁾の影響について報告し、例えば0.2GPa程度の比較的小さな引張応力が存在する場合でも、この引張応力と接触応力による圧縮応力の繰返しにより、すなわち、小引張応力-大圧縮応力の繰返しにより、疲労きれつが発生することを証明してきた¹¹⁾。しかしながら、本文に記したように、このような引張応力が存在しない場合でも、きれつが進展する現象がある。その場合でも、引張歪みを引張応力と等価と考えることにより、きれつの発生・進展の説明が可能になる。接触応力は3軸方向ともに圧縮応力であるが、3方向の圧縮応力が等しくないため、いずれかの方向に引張歪みが発生する。この引張歪みがきれつ進展に十分大きくなることもある。この引張歪みに注目すれば、これまで説明できなかった軸受の破損現象が説明できる。

圧縮による硬い材料の破壊現象として、圧縮応力の作用する方向と平行にきれつが発生することは、これまでいくつか報告されている。例えば、軸受鋼製円筒に軸方向に圧縮荷重を加えたとき、縦割れすることがあり¹⁶⁾、あるいは棒状の大理石に側圧をかけると、円周方向にきれつが発生する¹⁷⁾。疲労による冷鍛工具ノックピンの縦割れ¹⁸⁾も報告されている。これらの論文には破壊のメカニズムは明確に記述されていないが、室⁹⁾が指摘するようにきれつ進展は引張歪みによると解釈して良いと思われる。これまで、ころがり疲労以外の方法で、引張歪みにより疲労きれつを発生・進展させた報告は少ない。今後、この種の実験が望まれる。

5. まとめ

従来、ころがり疲労のメカニズムとして、表面に平行に働く剪断応力 τ_0 が、きれつの発生・進展を支配する応力と考えられてきた。しかしながら、ころがり軸受の破損解析において、 τ_0 では説明できない破損現象がある。特に、はめ合い応力下での内輪の破断のように、きれつが深さ方向に深く進展する現象である。接触応力は、3軸方向とも圧縮応力であるが、3方向でそれぞれ値が異なるので、最大圧縮応力の方向と直角方向に引張歪みが発生する。この引張歪みにより、き

れつが進展すると考える。接触応力が小さいときは、何らかの理由で発生したきれつは、この弾性引張歪みで進展し、接触応力が大きいときは、塑性変形により残留引張歪みが発生し、この残留引張歪みがきれつの進展に影響を与える。

参考文献

- 1) O.Zwirlein & H.Schlicht: "Rolling Contact Fatigue Mechanism - Accelerated Testing Versus Field Performance," ASTM STP 771, (1982) 358.
- 2) A.P.Voskamp & G.E.Hollox, "Failsafe Rating of Ball Bearing Components," ASTM STP987, (1988) 102.
- 3) A.P.Voskamp: "Microstructural Changes During Rolling Contact Fatigue," Doctoral Thesis, (1997) 184.
- 4) T.A.Harris & J.I.McCool: "On the Accuracy of Rolling Bearing Fatigue Life Prediction," ASME, 95-TRIB-31.
- 5) E.V.Zaretsky, J.V.Poplawski & S.M.Peters: "Comparison of Life Theories for Rolling-Element Bearings," STLE, 39 (1996) 237.
- 6) J.Lyman: "Reversing Normal Strains Produced by Rolling Contact Load," Trans. ASME, J. Lubrication Technology, 89 (1967) 76.
- 7) 室博, 山本隆司: フレーキング, エッジフレーキング, ピッチング, スポーリングなど転がり接触の各種疲れ破損に対する統一仮説としての引張りひずみ説, トライボロジー会議予稿集(北九州 1996-10) 25.
- 8) H.Muro & T.Yamamoto: "Simulation of Pitting and Spalling in Rolling Contact Fatigue Based Upon Tensile Strain Theory for Crack Propagation," Proc. Int. Trib. Conf., Yokohama 1995, (1996) 1327.
- 9) 室博: 転がり疲れきれつ進展のもう1つの見方, 転がり疲れシンポジウム前刷集, (1993) 31.
- 10) J.E.Merwin & K.L.Johnson: "An Analysis of Plastic Deformation in Rolling Contact," "Proc. Inst. Mech. Engrs," 177 (1963) 676.
- 11) H.Muro, N.Tsushima & M.Nagafuchi: "Initiation and Propagation of Surface Cracks in Rolling Fatigue of High Hardness Steel," Wear, 35 (1975) 261.
- 12) K.Tamada & H.Tanaka: "Occurrence of Brittle Flaking on Bearings used for Automotive Electrical Instrument and Auxiliary Devices," Wear, 199 (1996) 245.

- 13) N.Tsushima, H.Nakashima & H.Muro: "Fracture Toughness of Ball Bearing Steel and Its Application to Bearing Failure Analysis," 日本材料強度学会誌, 10 (1975) 91.
- 14) K.Maeda & N.Tsushima: "Influence of Preexisting Residual Stress on Rolling Contact Fatigue Life," Int. Conf. on Residual Stress, (1986) 899.
- 15) K.Maeda, H.Nakashima & N.Tsushima: "The Influence of Residual Stress in Radial Direction Upon Rolling Contact Fatigue Life," Int. Conf. on Residual Stress, ICRS-3, (1992) 1371.
- 16) 室博: 軸受鋼焼入状態の強さの考察, NTN ベアリング エンジニア, 3 (1953) 286.
- 17) 佐藤和郎, 宮内修平, 森隆之: 側圧によるぜい性材料のディスクング, 材料科学, 14 (1977) 280.
- 18) 浜中徹: 冷鍛工具の破壊とその対策, 金属材料, 8, 7 (1968) 54.

補遺: 室による残留応力計算プログラム

本論文における残留応力と残留歪みの計算は室のプログラムを使用して実施した。以下簡単に室の計算プログラムを記述する。

任意の深さにおいて, ころがり方向へ $x=-2b$ から $+2b$ まで間隔 $0.1b$ 離れた 41 点 $x=X_1, X_2, \dots, X_n, \dots, X_{41}$ の応力分布を次のようにする。

$$\begin{aligned} X_1 & (\sigma_{x1}, \sigma_{y1}, \sigma_{z1}, \tau_{xz1}, \tau_{yz1}, \tau_{xy1}), \\ X_2 & (\sigma_{x2}, \sigma_{y2}, \sigma_{z2}, \tau_{xz2}, \tau_{yz2}, \tau_{xy2}), \\ & \dots \\ X_n & (\sigma_{xn}, \sigma_{yn}, \sigma_{zn}, \tau_{xzn}, \tau_{yzn}, \tau_{xyn}), \\ & \dots \\ X_{41} & (\sigma_{x41}, \sigma_{y41}, \sigma_{z41}, \tau_{xz41}, \tau_{yz41}, \tau_{xy41}) \end{aligned}$$

ここで $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ はそれぞれ x, y, z 方向の垂直応力, $\tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{xy}$ はそれぞれ xz, yz, xy 面上の剪断応力である。 x_n におけるミーゼスの相当応力 σ_{Mn} は,

$$\sigma_{Mn} = \{ [(\sigma_{xn} - \sigma_{yn})^2 + (\sigma_{yn} - \sigma_{zn})^2 + (\sigma_{zn} - \sigma_{xn})^2 + 6(\tau_{xzn}^2 + \tau_{yzn}^2 + \tau_{xyn}^2)] \div 2 \}^{1/2}$$

次にころがり接触において, 任意の点に接触応力 P_1, P_2, \dots, P_{41} が順次負荷されると仮定する。ここで P_1, P_2, \dots, P_{41} はそれぞれに x_1, x_2, \dots, x_{41} に負荷される応力である。

任意の点の応力 $\sigma_{xn}, \sigma_{yn}, \sigma_{zn}$ をそれぞれ弾性偏差応力 s_{xn}, s_{yn}, s_{zn} , と静水圧応力 s_n に分解する。すなわち $\sigma_{xn} = s_{xn} + s_n, \sigma_{yn} = s_{yn} + s_n, \sigma_{zn} = s_{zn} + s_n$, ここで $s_n = (\sigma_{xn} + \sigma_{yn} + \sigma_{zn})/3$ 。従って, $s_{xn} = \sigma_{xn} - s_n, s_{yn} = \sigma_{yn} - s_n, s_{zn} = \sigma_{zn} - s_n$ 。次に, もし σ_{Mn} が $\sqrt{3}$ より大きいと, 塑性変形により弾性偏差応力 s_{xn}, s_{yn}, s_{zn} と剪断応力 $\tau_{xzn}, \tau_{yzn}, \tau_{xyn}$ は, σ_{Mn} の値に依存して, $s_{xn} \times \sqrt{3}/\sigma_{Mn}, s_{yn} \times \sqrt{3}/\sigma_{Mn}, \dots, \tau_{xyn} \times \sqrt{3}/\sigma_{Mn}$ に変化すると仮定する。

従って, 任意の点において, 応力 P_1 が負荷するとき,

もし σ_{M1} が $\sqrt{3}$ より大きければ残留応力が生成され, 各残留応力 RS_{x1}, \dots, RS_{xy1} は次のように計算される。

$$RS_{x1} = s_{x1}' - s_{x1} = s_{x1} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M1}) - s_{x1} \dots \dots \dots [A1]$$

$$RS_{y1} = s_{y1}' - s_{y1} = s_{y1} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M1}) - s_{y1} \dots \dots \dots [A2]$$

$$RS_{z1} = s_{z1}' - s_{z1} = s_{z1} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M1}) - s_{z1} \dots \dots \dots [A3]$$

$$RS_{xz1} = \tau_{xz1}' - \tau_{xz1} = \tau_{xz1} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M1}) - \tau_{xz1} \dots \dots \dots [A4]$$

$$RS_{yz1} = \tau_{yz1}' - \tau_{yz1} = \tau_{yz1} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M1}) - \tau_{yz1} \dots \dots \dots [A5]$$

$$RS_{xy1} = \tau_{xy1}' - \tau_{xy1} = \tau_{xy1} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M1}) - \tau_{xy1} \dots \dots \dots [A6]$$

ここで $s_{x1}, s_{y2}, \dots, \tau_{xy1}$ は弾性偏差応力で, $s_{x1}', s_{y1}', \dots, \tau_{xy1}'$ は塑性偏差応力である。 $RS_{x1}, RS_{y1}, \dots, RS_{xy1}$ をそれぞれ $\sigma_{x1}, \sigma_{y1}, \dots, \tau_{xy1}$ に加算し, もしこの新しい σ_{M1} が $\sqrt{3}$ より大きかったら, 式[A1]–[A6]の計算を σ_{M1} が $\sqrt{3}$ より小さくなるまで繰返す。

次の応力 P_2 を負荷するとき, 式[A1]–[A6]で計算した残留応力 RS_{x1}, \dots, RS_{xy1} を P_2 に加え, もし $\sigma_{M2} > \sqrt{3}$ ならば式[A7]–[A12]のように, 新しい残留応力が生成する。

$$RS_{x2} = s_{x2}' - s_{x2} = s_{x2} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M2}) - s_{x2} \dots \dots \dots [A7]$$

$$RS_{y2} = s_{y2}' - s_{y2} = s_{y2} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M2}) - s_{y2} \dots \dots \dots [A8]$$

$$RS_{z2} = s_{z2}' - s_{z2} = s_{z2} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M2}) - s_{z2} \dots \dots \dots [A9]$$

$$RS_{xz2} = \tau_{xz2}' - \tau_{xz2} = \tau_{xz2} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M2}) - \tau_{xz2} \dots \dots \dots [A10]$$

$$RS_{yz2} = \tau_{yz2}' - \tau_{yz2} = \tau_{yz2} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M2}) - \tau_{yz2} \dots \dots \dots [A11]$$

$$RS_{xy2} = \tau_{xy2}' - \tau_{xy2} = \tau_{xy2} \times (\sqrt{3}/\sigma_{M2}) - \tau_{xy2} \dots \dots \dots [A12]$$

最後の応力 P_{41} が負荷した後, 生成する残留応力は $RS_{x41}, RS_{y41}, RS_{z41}, RS_{xz41}, RS_{yz41}$ および RS_{xy41} である。

ここまでの計算方法は, 塑性偏差応力の式以外は, MerwinとJohnsonの方法¹⁰⁾と同じである。JohnsonはPrandtl-Reussの増分理論を使用して塑性偏差応力を求めているが, それには微分方程式の解が必要である。微分方程式の解を求めると, 計算値のばらつきが大きくなる。それ故, 室は弾性偏差応力に

$\sqrt{3}/\sigma_M$ を乗じるという簡単な方法で塑性偏差応力を求めた。

Johnsonによれば、除荷後、深さ方向の残留応力 RS_{z41} を次式を用いて x と y 方向の残留応力 RS_{x41} と RS_{y41} に変換している。何故ならば、深さ方向には応力は存在しないからである。但し、x 軸と y 軸の歪みはそのままにしている。

$$(RS_{x41}) = RS_{x41} - RS_{z41} \times \nu / (1 - \nu) \dots\dots\dots [A13]$$

$$(RS_{y41}) = RS_{y41} - RS_{z41} \times \nu / (1 - \nu) \dots\dots\dots [A14]$$

$$(RS_{z41}) = 0 \dots\dots\dots [A15]$$

ここで、 (RS_{x41}) 、 (RS_{y41}) 、 (RS_{z41}) は変換後の新しい残留応力で、 ν はポアソン比である。残留歪みは残留応力から計算する。

Johnson と異なり、室のプログラムは次の負荷に際して式[A13]と[A14]を使用した変換を行わない。但し式[A15]は使用する。その場合、少し理論からの逸脱があるが、式[A13]と[A14]を使用すると、計算した残留応力がある時点の負荷とその次の負荷との間で大きくばらついた。式[A13]と[A14]において、 RS_{x41} と RS_{y41} は負であり、 RS_{z41} は正であるので、式[A13]と[A14]を使用しないことは、次の負荷時に、より小さい残留応力を与えることに相当する。それにより残留応力計算が安定する。

著者のコメント

現象を模擬するには計算値が1つの値に収束することが重要である。塑性変形は降伏点、加工硬化、塑性変形による接触応力の変化、材料の流れ、残留応力の生成、負荷サイクルなど種々多数の因子を含み、正確な式で表現することは難しい。著者は、本論文で使用した室の残留応力計算法は、本文中に記載したように、実際の値と類似した妥当な値を算出すると考える。

ころがり接触による残留応力の計算には有限要素法など他の方法もあるが、上述のように、如何に正確な道具を使用しても多くの因子により影響される現象を正確に模擬することは簡単ではない。室のプログラムは通常のパソコンで実施可能であり、この意味でこのようなプログラムは非常に有用であると考える。



米国潤滑学会 会長 D. McCoy氏からHunt賞を戴く筆者 (2006年10月 サンアントニオ市にて)

執筆者近影



対馬 全之
元 軸受技術研究所

Essential Elements for Ecology

品質と環境をつくるNTN



風力発電装置
増設機用軸受
外径：820mm

NTN[®]

www.ntn.co.jp

クリーンエネルギーを支える、NTNのベアリング

2006年度 日本機械学会 奨励賞(技術)

ころ軸受の対数クラウニングとその最適化手法*

Logarithmic Profile of Rollers in Roller Bearing and Optimization of the Profile

藤原 宏樹** Hiroki FUJIWARA
川瀬 達夫** Tatsuo KAWASE

ころ軸受において、ころと軌道面が接触するとき、接触領域の端部に過大な圧力が発生することがある。これをエッジロードと呼ぶ。エッジロードを避けるため、ころもしくは軌道輪にはクラウニングが設けられている。Lundbergは、軸方向の面圧分布が均一になるクラウニングとして、対数関数式で表されるクラウニングを提唱した。Johns-Goharはこれを改良し、実用的な関数式とした。しかし、Johns-Goharのクラウニングでは、ころがチルトしたとき、エッジロードが生じる。また、加工上、クラウニングにはストレート部が必要であるが、Johns-Goharのクラウニングにはストレート部が存在しない。本研究では、Johns-Goharの式に3つの設計パラメータ K_1 、 K_2 、 z_m を導入し、ころがチルトしたときにもエッジロードが生じないようにし、かつ、ストレート部を設けられるようにした。 K_1 は荷重の係数であり、 K_2 は有効長さでクラウニング部の長さの比であり、 z_m は有効長さ端部でのドロップ量である。さらに、これらのパラメータを効果的に定めるために、数理的最適化手法を導入した。最適化によって、最大面圧を最小化、もしくは転動疲労寿命を最大化できる。最適化手法のアルゴリズムとして、目的関数の勾配を必要としないRosenbrock法を採用した。面圧分布の計算にはマルチレベル法を用いた。最大面圧と転動疲労寿命に関して、最適化事例を示す。

When a bearing roller is in contact with raceways, excessive pressure peaks occur at the ends of the contact rectangles. They are called edge loading. Roller and/or raceway profiles are usually crowned to prevent edge loads. Lundberg developed a logarithmic function as a crowned profile. The profile gives an axially uniform pressure distribution. Johns-Gohar improved the function for convenience of manufacturing. However, the Johns-Gohar profile yields edge loading when the roller is tilted. Also, the profile allows no straight portion on the roller surface although it is desirable to have a flat region from the viewpoint of machining. In this study, we modified the Johns-Gohar logarithmic function to exclude edge loading even when the roller is tilted allowing a flat region. Three parameters, K_1 , K_2 and z_m , are introduced into the Johns-Gohar function. These have the following meanings: K_1 : coefficient of load, K_2 : ratio of crowning length to effective contact length, z_m : crown drop at edge of effective contact length zone. In addition, a mathematical optimization method is used to efficiently determine a set of the parameters. An optimization problem is considered to minimize the maximum contact pressure P_{max} , or to maximize the rolling fatigue life L_{10} . A Rosenbrock method is adopted as the optimization algorithm. The method requires no evaluation of gradients of the objective function. Pressure distribution is calculated by making use of a multilevel method. Some examples are demonstrated to verify the proposed method for both P_{max} and L_{10} .

1. 緒 論

円筒面や円すい面が接触するとき、接触の端部では応力集中が生じて接触面圧が過大となることが知られている。この端部の過大な接触面圧をエッジ応力と呼ぶ。通常、ころ軸受ではエッジ応力を避けるため、ころ転動面と軌道輪軌道面のいずれかあるいは両方にクラウニングが施されている。図1に、ころにクラウニ

ングを施した円筒ころ軸受の概略図を示す。クラウニングによって生じた半径の減少量をドロップ量と呼ぶ。クラウニングの形状には直線、単一の円弧あるいは複数の円弧の組合せなどがあるが、Lundbergは対数関数で表されるクラウニング（以下、対数クラウニング）を考案した¹⁾。Lundbergの曲線を用いれば、面圧分布を軸方向に均一にできる。ただし、この曲線は、有効接触長さの端部でドロップ量が無限大になる。

*日本機械学会論文集 C編 72巻(2006) pp.3022 - 3029より転載

**要素技術研究所

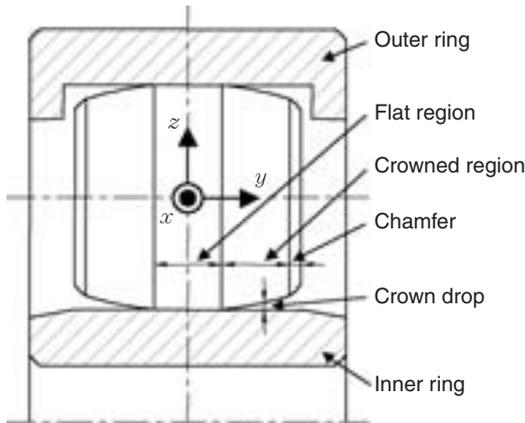


図1 円筒ころ軸受におけるころクラウニングの模式図
Schematic drawing of a crowned roller
in a cylindrical roller bearing

Lundbergは端部のドロップ量について、近似的に有限の値を与えているが、設計条件によっては形状が不連続になるという欠点がある。Johns-Goharはこれを改良した対数関数式を示した²⁾。

ところで、転がり軸受のハウジングと軸は厳密には平行ではなく、ミスアライメントが存在する。また、ミスアライメントは、荷重の負荷による軸のたわみなどによって変化する。このとき、ころは図1のx軸まわりに回転し、内輪あるいは外輪に対して傾斜する。これをチルトと呼ぶ。Johns-Goharの曲線では、ころのチルトによりエッジ応力が発生する。

Reusnerはクラウニングを対数形状とすることで、ミスアライメント下であっても、エッジ応力を発生させず、長寿命となると述べている³⁾が、その具体的な形状については示していない。

高田らは、Lundbergの対数曲線と円弧を組み合わせて、ミスアライメント下で長寿命となるクラウニングを提案している⁴⁾。この方法はミスアライメントに対応するクラウニング量をLundbergの接触理論と別個の円弧の式を用いている点で計算が複雑化するという問題がある。

鎌本らは、内部応力に着目して、最適形状を与える関数式を示している⁵⁾。すなわち、ころと軌道輪の接触部近傍におけるMisesの相当応力あるいはTrescaの相当応力が軸方向に均一になる場合に、材料の受けるダメージが最小になり、長寿命となるとしている。しかし、鎌本らが与えたクラウニング曲線を表す関数式にはミスアライメントの影響が考慮されていない。

浦田は、ころの中央から端に移るにしたがって曲率

半径が小さくなるような複数の円弧を組み合わせたクラウニングを提案している⁶⁾。このクラウニングはミスアライメント下でもエッジ応力を生じないことが示されているが、設計方法自体にはミスアライメントが考慮されておらず、許容ミスアライメントが不明確である。

また、上記のいずれの報告もそこで提案されたクラウニングの最適設計方法については詳述していない。本報の目的は、設計が容易な対数関数式を提案し、その最適化手法を示すことにある。具体的には、Johns-Goharの式をさらに改良し、ミスアライメントによるエッジ応力の発生を防止できる設計手法を提案する。Johns-Goharの式に3つの設計パラメータを導入して設計の自由度を向上させた関数式を導入する。本式を用いれば、接触部に任意のストレート部長さを設けることもできる。さらに、これらのパラメータは数理的最適化法を用いて最適化することが可能であり、その方法を示す。

2. Johns-Goharの対数関数式とその改良

Johns-GoharはLundbergの式を改良し、次式を示した²⁾。

$$z(y) = \frac{2Q}{\pi l E'} \ln \frac{1}{1 - (1 - 0.3033b/a)(2y/l)^2} \quad \dots(1)$$

ここで

a : 有効接触長さの1/2

b : 接触半幅

$$E' : \text{等価ヤング率} \left(= \frac{E}{1 - \nu^2} \right)$$

E : ヤング率

ν : ポアソン比

l : 有効接触長さ

Q : 荷重

y : 軸方向位置

$z(y)$: 軸方向位置 y におけるドロップ量

ところがこの式を適用したとき、後述の手法によって計算するとエッジ応力を発生する場合があります。ミスアライメント下ではこの傾向は顕著となる。また、円筒ころや円すいころは加工上あるいは機能上、ストレート部を有することが望ましい場合もあるが、この式ではストレート部を設けることができない。

この問題を解決するため、式(1)に3つの設計パラメータ K_1 , K_m , z_m を導入して、式(2)のように書き換える。

$$z(y) = \frac{2K_1Q}{\pi lE'} \times \ln \frac{1}{1 - \left(1 - 0.3033K_m \frac{b}{a}\right) \left\{ \frac{y - (a - y_m)}{l/2} \right\}^2} \quad (2)$$

ここで、 y_m はストレート部の長さを表し、

$$y_m = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1 - \exp\left(-z_m \frac{\pi lE'}{2K_1Q}\right)}{1 - 0.3033K_m b/a}} \dots\dots\dots (3)$$

で与えられる。

上述したように、円筒ころ軸受のころにはストレート部を設ける場合がある。式(3)を用いれば、クラウニング長さ y_m は K_1 , K_m , z_m を与えることによって定めることができるが、設計パラメータとして y_m を直接与えたほうが便利である。そこで、式(3)から K_m を求め、式(2)に代入して整理すると、

$$z(y) = \frac{2K_1Q}{\pi lE'} \times \ln \frac{1}{1 - \left\{1 - \exp\left(-\frac{z_m \pi lE'}{2K_1Q}\right)\right\} \left\{ \frac{y - (a - y_m)}{y_m} \right\}^2} \quad (4)$$

と書ける。さらに、 K_2 を

$$y_m = K_2 a$$

のように定義すると

$$z(y) = A \ln \frac{1}{1 - \left\{1 - \exp\left(-\frac{z_m}{A}\right)\right\} \left(\frac{y - a}{K_2 a} + 1 \right)^2} \dots\dots (5)$$

ただし、 $A = \frac{2K_1Q}{\pi lE'}$

が得られる。このとき、各設計パラメータは次のような意味を持つ。

- K_1 : Q の倍率
- K_2 : a に対するクラウニング長さの割合
- z_m : 有効接触長さ端部でのドロップ量

K_1 は幾何学的にはクラウニング部の曲率に対応している。図2に各パラメータの指示部と形状の対応を示す。

これらの設計パラメータを最適に選択すれば、ころがチルトしてもエッジ応力を生じない対数クラウニングを設計することができる。

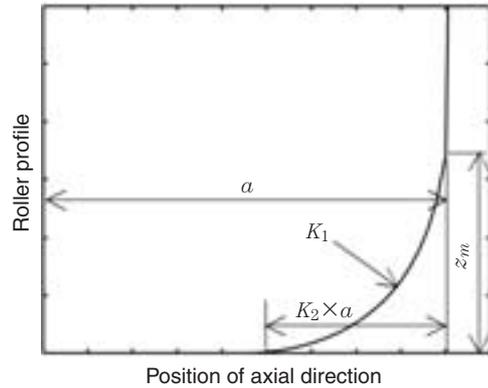


図2 対数形状のパラメータ
Logarithmic profile parameters

3. 接触面圧の計算方法

接触部断面の模式図を図3に示す。2つの面の接触部では圧力が発生し、非接触部では圧力は発生しない。すなわち、二面間の距離を $h(x, y)$ とすると、

$$\begin{aligned} h(x, y) > 0, p(x, y) = 0 & \text{ 非接触部} \\ h(x, y) = 0, p(x, y) > 0 & \text{ 接触部} \end{aligned} \dots\dots\dots (6)$$

となる関係にある。

二面間の距離 $h(x, y)$ は二物体の弾性接近量を h_0 (< 0)、半無限弾性体の表面形状を $g(x, y)$ 、半無限弾性体表面の変位量を $u(x, y)$ とおくと、

$$h(x, y) = h_0 + g(x, y) + u(x, y) \dots\dots\dots (7)$$

と書ける。このとき、面圧 $p(\eta, \zeta)$ と変位量 $u(x, y)$ は式(8)の関係にある。

$$u(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{p(\eta, \zeta) d\eta d\zeta}{\sqrt{(x - \eta)^2 + (y - \zeta)^2}} \dots\dots (8)$$

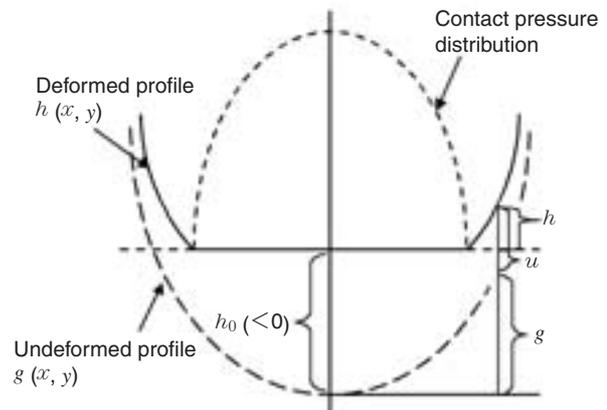


図3 接触変形と面圧分布
Contact deformation and pressure distribution

ここで、 (η, ζ) は xy 平面上の座標点である。すなわち、式 (8) は、 (x, y) での変位量は、すべての点における面圧 p の影響を受け、その影響の大きさは (x, y) と (η, ζ) の距離に逆比例することを意味している。

また、面圧の面積分は法線荷重 Q に等しいから

$$Q = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} p(x, y) dx dy \dots\dots\dots (9)$$

のように表せる。

以上の連立方程式を、反復法を用いて数値的に解いた。一般的な反復法では、計算対象空間に設けた格子間隔に対して長波長の誤差成分が収束しにくいという欠点がある。また、通常の方法では、格子点数を n とすると、式 (8) の計算に $O(n^2)$ のオーダーの計算時間が必要となる。そこで、マルチレベル法⁷⁾を用いて高速化して数値計算を行った。マルチレベル法とは、反復法による連立方程式の収束計算を高速化するマルチグリッド法と、式 (8) の二重積分を $O(n \log n)$ の速度で実行するマルチレベル マルチインテグレーション (MLMI) を組み合わせた高速演算アルゴリズムである。

4. 対数クラウニングを与えたころの接触面圧分布

図4に示す円筒ころと内輪の接触について考える。クラウニングはころのみに与えることにする。材料は、ころ、内輪とも軸受鋼とする。計算格子は接触領域を軸方向256分割、周方向32分割とする。

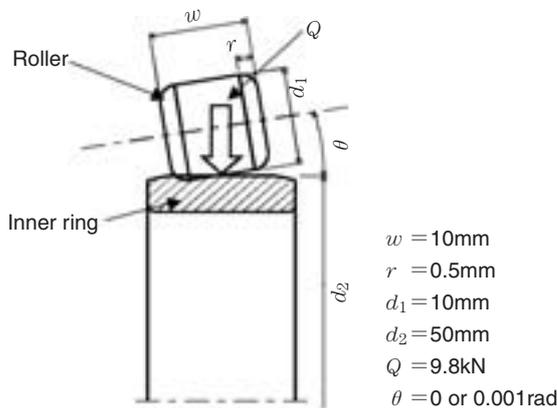


図4 面圧計算に用いるころと内輪
Schematic drawing of a roller and an inner ring used in contact pressure calculation

チルト角を0radとしたときのクラウニング形状と面圧分布の関係を図5に示す。クラウニングを設けないとき、ころ有効接触長さ端部で10.7GPaと極めて大きなエッジ応力を生じている。Johns-Gohar曲線でもエッジ応力が生じており、最大値は3.7GPaである。クラウニングがない場合に対しJohns-Gohar曲線の場合、エッジ応力の値は約1/3となっているが、エッジ応力の値は計算格子のサイズに依存するので、単純に数値の比較はできない。しかし、ここでは同じサイズの計算格子を用いているので、大小関係の議論には問題はない。

一方、式 (2) によるクラウニングの場合、図4の条件では、

$$K_1 = 1, K_2 = 1, z_m = 12.7 \mu m$$

とすれば、Johns-Gohar曲線と一致するが、例えば

$$K_1 = 1.4, K_2 = 1, z_m = 14 \mu m$$

とすれば、エッジ応力は発生しない。

$K_2 = 1$ とすると、有効接触長さの全領域にクラウニングを施すことになる。 $K_2 = 0.5$ として、クラウニング領域を a の1/2とすると、面圧分布は図5に示すように、接触部の中央部で減少し、両端付近でやや増大する。ただし、この面圧の増大は、クラウニング部と面取部の交点の接触によるスパイク状の面圧増加ではなく、すなわちエッジ応力とは異なる。

ころに0.001radのチルトを与えたときの面圧分布を図6に示す。Johns-Gohar曲線では、チルト角0radの場合と同様、エッジ応力の発生が見られる。

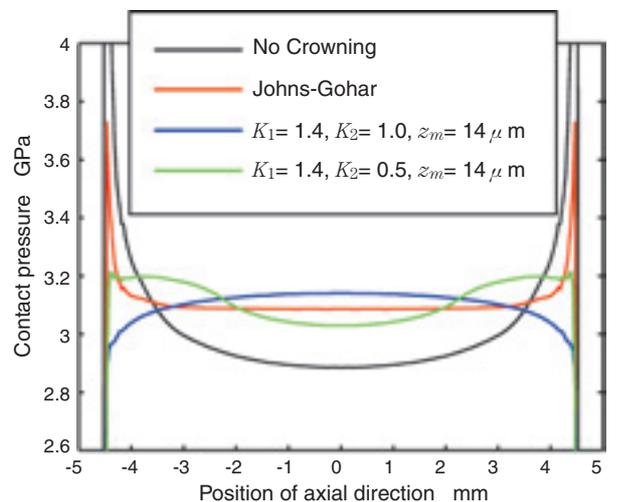


図5 チルト角0radの場合の面圧分布
Contact pressure distributions when the tilting angle is 0 rad

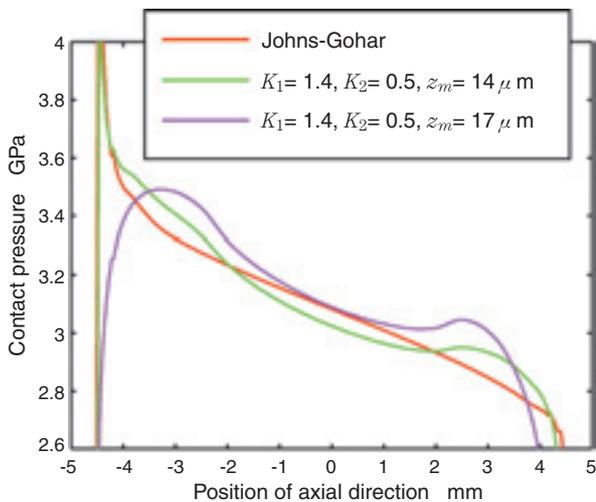


図6 チルト角0.001radの場合の面圧分布
Contact pressure distributions
when the tilting angle is 0.001 rad

“ $K_1=1.4, K_2=0.5, z_m=14\mu\text{m}$ ” はチルト角0radではエッジ応力は発生しなかったが、チルト角0.001radではエッジ応力が発生している。そこで、 z_m を $14\mu\text{m}$ から $17\mu\text{m}$ に大きくして

$$K_1=1.4, K_2=0.5, z_m=17\mu\text{m}$$

とすると、エッジ応力の発生を防止できる。

5. 設計パラメータの最適化

5.1 最適化アルゴリズム

上述のように設計パラメータを変更することによって、最大面圧を低減することが可能であるが、その最適値を解析的に与えることは困難である。そこで、計算機を用いて、設計パラメータを自動的に最適化する手法を考える。

最適化アルゴリズムには、共役勾配法、焼き鈍し法、遺伝的アルゴリズムなど種々のものが提案されている。本問題に関して、例えば、目的関数を最大面圧あるいは転動疲労寿命とした場合、それらの導関数の解析的な導出は不可能であり、数値微分も困難であるので、直接探索法の一つであるRosenbrock法⁸⁾を採用する。概略は次のとおりである。

- ① 変数空間に方向ベクトルを定め、変数値を方向ベクトルに沿って変化させる。
- ② 変数値の変化により、目的関数が改善されればその変化を受容し、悪化すれば棄却する。
- ③ ①、②を所定回数繰り返したのち、収束していれば終了する。収束していなければ方向ベクトルを

修正して①に戻る。

Rosenbrock法に限らず、最適化手法は解の収束性に対して初期値依存性が強い。ここで言う解の収束性とは収束解自体と収束解が得られるまでの計算量を意味する。最適化問題において良好な初期値を定めることは重要な問題である。

本研究では、次のような方法で初期値を決定する。なお、目的関数には面圧に限らず転動疲労寿命を採用することもできるが、下記の説明では最大面圧 P_{max} を目的関数とする。

- ① 初期値を探索する設計パラメータの範囲と、その範囲内でのそれぞれのパラメータの値の個数を指定する。
- ② K_1, K_2, z_m の値の個数がそれぞれ l, m, n であるとき、 $(l \times m \times n)$ 個の設計パラメータの組合せが設定される。すべての組合せについて面圧計算を実行し、 P_{max} を求める。
- ③ P_{max} が最小となる組合せを最適化の初期値として採用する。

5.2 最適化の例

円筒ころ軸受のクラウニングの最適化計算例を示す。ころのみにクラウニングを設けた場合は、ころと外輪間の最大面圧よりどころと内輪間の最大面圧のほうが大きくなる。したがって、クラウニングの最適化を考える上では、ころと内輪の接触について検討すればよい。ころにクラウニングを設けると、ミスアライメント条件下では、ころは内輪に対して、ミスアライメントの1/2だけチルトすると考える。

以下、本章の計算例では図4の幾何形状、荷重条件とし、材料はころ、内輪とも軸受鋼とした。

5.2.1 チルト角が0radの場合

表1の条件で最適化を行った。初期値探索によって得られる設計パラメータと最大面圧の関係を図7に3D等高線グラフで示す。図7(a)~(f)では、 K_2 を0~1の間で0.2ずつ変化させている。各グラフでは、各 K_2 における、 K_1, z_m, P_{max} の関係を示す。

表1 最適化条件No.1
Optimizing condition No. 1

Objective function	Maximum pressure
Roller tilting angle	0 rad
Initial value searching area of K_1	1 ~ 3
Initial value searching area of K_2	0 ~ 1
Initial value searching area of z_m	5 ~ 20 μm

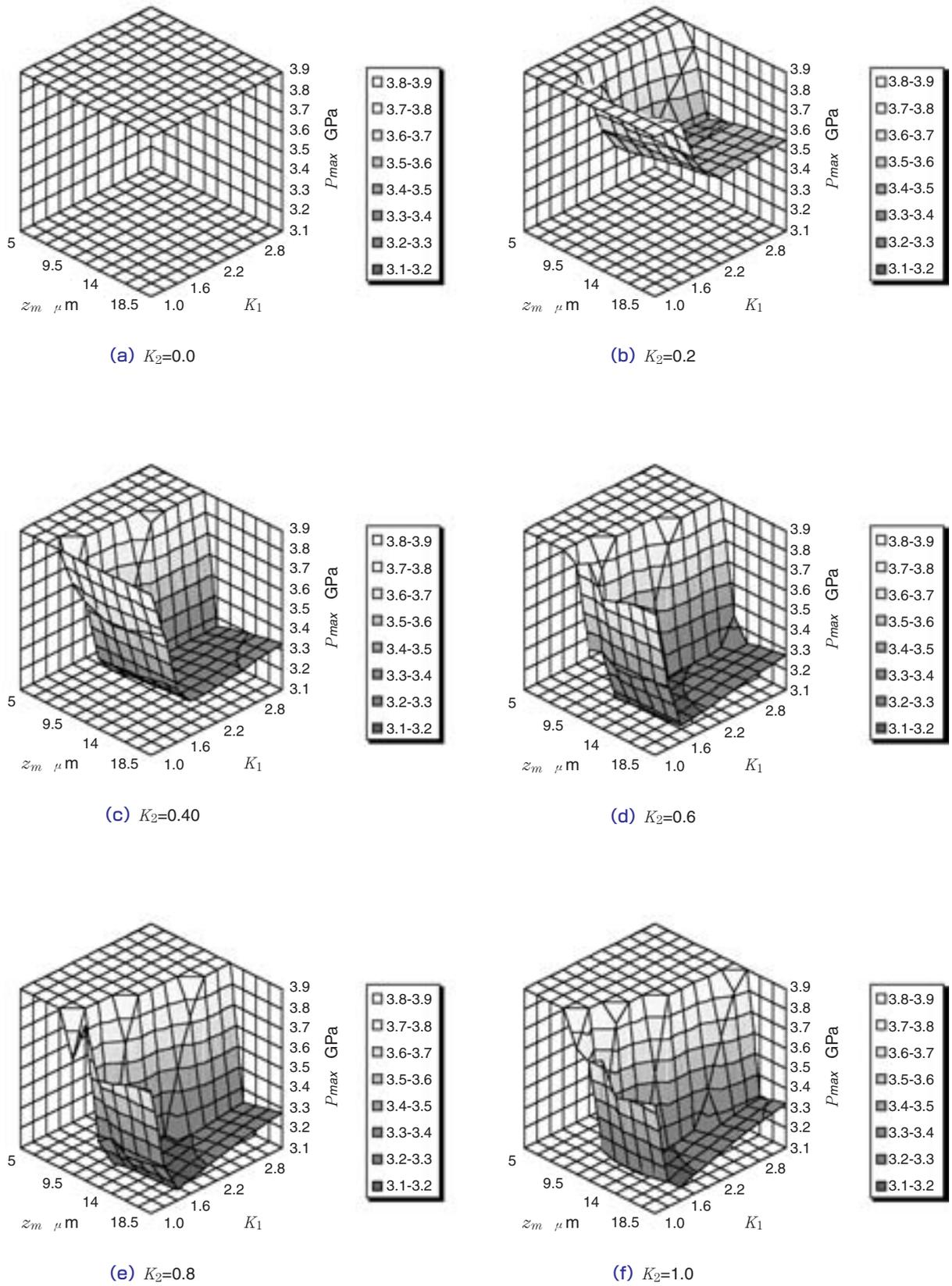


図7 最適化条件No. 1 での設計パラメータと最大面圧
Design parameters and maximum pressure under the optimizing condition No. 1

最適な初期値は図7(e)に見られるように

$$K_{10} = 1.4$$

$$K_{20} = 0.8$$

$$z_{m0} = 12.5 \mu\text{m}$$

であった。Rosenbrock法によって最適化した結果、設計パラメータの最適値

$$K_1 = 1.295$$

$$K_2 = 0.879$$

$$z_m = 12.684 \mu\text{m}$$

が得られた。最適設計パラメータによるクラウニングのとき、面圧分布は図8のように軸方向にほぼ均一となる。

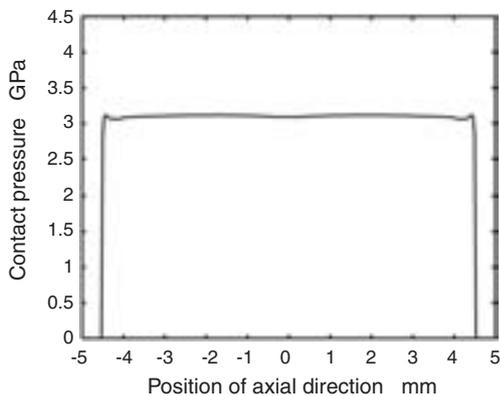


図8 最適化条件No.1に対する最適形状での面圧分布
Pressure distribution of the optimized profile under the condition No.1 ($K_1 = 1.295, K_2 = 0.879, z_m = 12.684 \mu\text{m}$)

5.2.2 チルト角が0.001radの場合

ころにチルトがあり、かつ、ストレート部を設けた場合について検討した。すなわち、 K_2 を0.5で固定し、最適化の対象から除外した。最適化の条件を表2に示す。

最適な初期値は

$$K_{10} = 2.8$$

$$z_{m0} = 16 \mu\text{m}$$

であった。最適化によって、設計パラメータの最適値

$$K_1 = 2.779$$

$$z_m = 16.253 \mu\text{m}$$

が得られた。このとき、面圧分布は図9のようになる。チルトがあるため、軸方向の負の位置で最大面圧が発生し、ストレート部を設けたため、中央部での面圧分布が凹型となっている。

本手法ではこのように、チルトがある場合や、ストレート部を設けた場合であっても最適な対数クラウニングを設計することが可能である。

表2 最適化条件No.2
Optimizing condition No. 2

Objective function	Maximum pressure
Roller tilting angle	0.001 rad
Initial value searching area of K_1	2 ~ 4
Initial value searching area of z_m	10 ~ 30 μm

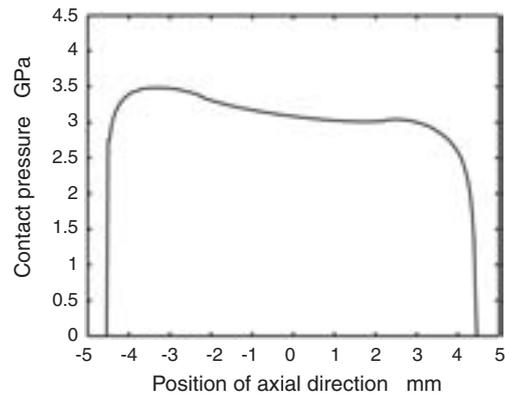


図9 最適化条件No.2に対する最適形状での面圧分布
Pressure distribution of the optimized profile under the condition No.2 ($K_1 = 2.779, K_2 = 0.5, z_m = 16.253 \mu\text{m}$)

5.2.3 寿命を目的関数とした場合

最適化の目的関数としてころの転動疲労寿命を用いることもできる。寿命の計算はHarrisの方法⁹⁾によった。最適化の条件は表3のとおりである。

最適な初期値は

$$K_{10} = 1.2$$

$$K_{20} = 0.9$$

$$z_{m0} = 11 \mu\text{m}$$

であった。最適化によって、設計パラメータの最適値

$$K_1 = 1.065$$

$$K_2 = 0.982$$

$$z_m = 10.799 \mu\text{m}$$

が得られた。ここで採用した最適化の条件ではエッジ応力の発生を許容しているため、このときの面圧分布は図10のようになり、両端でエッジ応力が発生している。

5.2.4 対数クラウニングの形状

以上の条件で最適化された対数クラウニングの形状を図11に示す。“最適化条件1 (目的関数 最大面圧, チルト角0rad)”と“最適化条件3 (目的関数 寿命, チルト角0rad)”を比較すると、形状の差異はほとんどないことがわかる。ところが、寿命を目的関数とすると、図10のようにエッジ応力が生じる。図7を見ると、 K_2 を固定して考えたとき、最大面圧を目的関数

表3 最適化条件No.3
Optimizing condition No. 3

Objective function	Rolling fatigue life
Roller tilting angle	0 rad
Initial value searching area of K_1	1 ~ 3
Initial value searching area of K_2	0 ~ 1
Initial value searching area of z_m	5 ~ 20 μ m

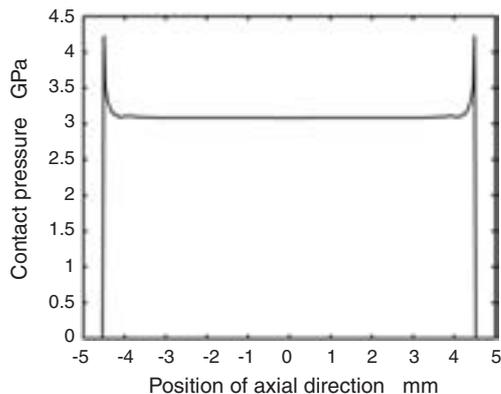


図10 最適化条件No.3に対する最適形状での面圧分布
Pressure distribution of the optimized profile under the condition No.3 ($K_1 = 1.065$, $K_2 = 0.982$, $z_m = 10.799$ mm)

としたときの最適点より K_1 あるいは z_m がわずかに小となった場合に、最大面圧が急激に増加することがわかる。この最大面圧の増加はエッジ応力が発生したために生じている。定性的には、面圧が大きければ寿命は短くなるが、エッジ応力のような局所的な面圧の増加は、Harrisの寿命の計算方法ではその影響が小さい。したがって、最適化の目的関数にいずれを採用するかによって、ころの形状はほぼ同じであるにも関わらず、エッジ応力の発生の有無が異なる。

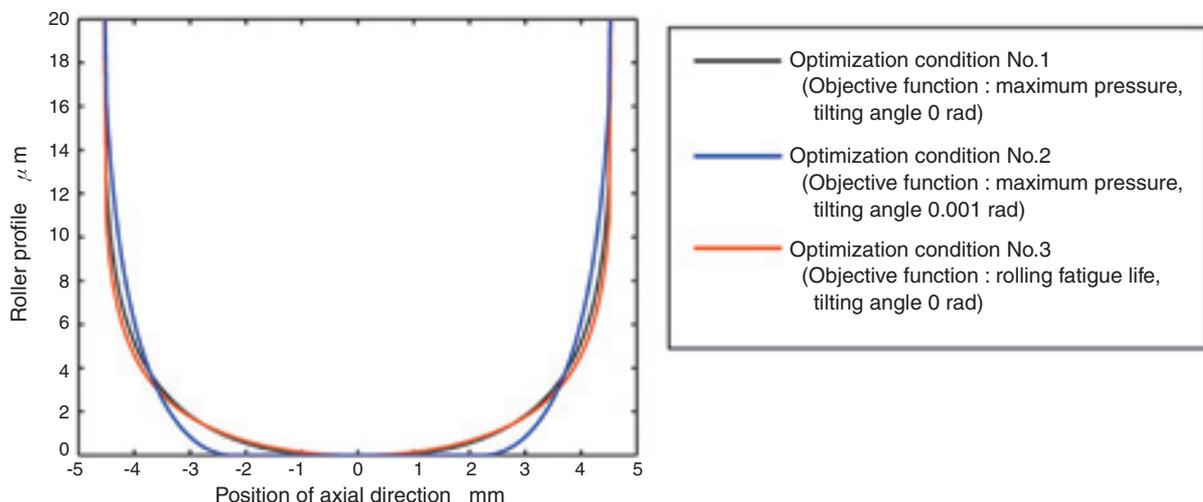


図11 最適化条件No.1~3に対する最適形状
Optimized roller profiles under the conditions No. 1 to 3

6. 結論

ころ軸受の対数クラウニングの設計において、対数クラウニングの式に設計パラメータを導入し、数値的最適化法を用いて、そのパラメータを決定する方法を提案した。

具体的には、Johns-Goharの関数式を改良し、設計の自由度を向上させた対数クラウニング式を示した。導入した設計パラメータは次の3つである。

K_1 : 設計荷重の倍率、幾何学的にはクラウニング部の曲率に影響

K_2 : 原点から面取部までの長さに対するクラウニング長さの割合

z_m : 有効接触長さ端部でのドロップ量

K_2 は基本形状の設計時に定めることもあるので、この場合には K_1 と z_m のみを最適化すればよい。最適の条件は最大面圧最低または寿命最長とした。最適化アルゴリズムにはRosenbrock法を用いた。これらの設計パラメータを数値的に最適化することでミスアライメント条件下においても、ころ軸受の最適な対数クラウニングが得られる。

下記に本手法の特徴をまとめる。

- (1) 対数クラウニングを設計する場合、ミスアライメントを考慮するに際して、従来、その影響を対数関数と分離して扱っていたものを本手法では設計パラメータの形で扱うことによって対数式の中に取り入れた。
- (2) 3つの設計パラメータがクラウニング形状と対応していることによって、パラメータの値のみで

クラウニング形状の特徴を表現できる.

- (3) ストレート部を設計パラメータとすることによって, ストレート部と対数クラウニングの組合せを容易に且つ大きい自由度で可能にした,
- (4) 対数クラウニング設計に数値最適化手法を取り入れるという新たな設計手法を提案した.

文 献

- 1) Lundberg, G., Elastic Contact Between Two Semi-Infinite Bodies, *Forschung auf den Gebiete des Ingenieurwesen*, 5(1939), pp.201-211. (in German)
- 2) Johns, P. M. and Gohar, R., Roller bearings under radial and eccentric loads, *Tribology International*, 14(1981), pp.131-136.
- 3) Reusner, H., The logarithmic roller profile — the key to superior performance of cylindrical and taper roller bearings, *Ball Bearing Journal*, 230(1987), pp.2-10.
- 4) Takata, H. et al., Experimental Study of Fatigue Life of Profiled Roller Bearings, *NSK Technical Journal*, 653(1992), pp.1-7. (in Japanese)
- 5) Kamamoto, S. et al., Research on Crowning Profile to Obtain The Maximum Load Carrying Capacity for Roller Bearings, *KOYO Engineering Journal*, 159(2001), pp.44-51.
- 6) Urata, S., Investigation of Optimum Crowning Profile of Cylindrical Roller Bearings Part 2, *FUJIKOSHI Engineering Review*, 56(2000), pp.14-23. (in Japanese)
- 7) Venner, C. H. and Lubrecht, A. A., *Tribology Series, 37 Multilevel Methods in Lubrication*, (2000), Elsevier Science B. V.
- 8) Bazarra, M. S. et al., *Nonlinear Programming*, (1993), p.291, John Wiley & Sons.
- 9) Harris, T. A., *Rolling Bearing Analysis*, Forth Edition, (2000), pp.728-729, John Wiley & Sons.

執筆者近影



藤原 宏樹
要素技術研究所



川瀬 達夫
要素技術研究所

日本設計工学会 2005年度 The Most Interesting Reading賞

転がり軸受の回転精度解析 Run-out Analysis for Rolling Element Bearing

坂口 智也* Tomoya SAKAGUCHI

1. はじめに

転がり軸受の回転精度解析に関する解説記事である。玉軸受におけるラジアル平面内の玉と内輪の並進変位を考慮した準静的解析により、内輪の3軸方向の回転振れ特性に及ぼす玉と内外輪の形状誤差ならびに玉の公転配置間隔の影響を検討した例を紹介した。併せて実験による回転精度の検討結果も紹介した。

本解説記事は、社団法人日本設計工学会の会誌「設計工学」2005年 第40巻 第10号に掲載され、同学会より、年間に掲載された論文以外の記事のうち、その内容が最も興味深いものとして表彰された。また、記事中の解析手法は、本誌No.69の通りである。

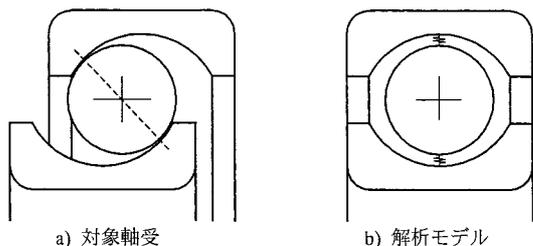


図1 玉軸受と解析でのモデル
Sections of an actual ball bearing with an axial load and the simplified model

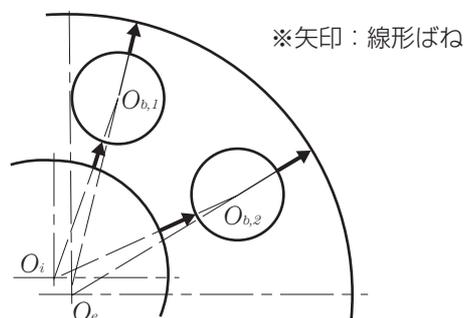


図2 ラジアル面上の線形ばね
Schematic of linear springs on radial plane of a bearing

2. 解説記事の要約

玉軸受の回転精度に及ぼす軸受構成要素の幾何形状誤差および玉の公転配置間隔の影響を解析するために、転動体と軌道面との接触力をラジアル面上の線形ばねでモデル化（図1、図2）し、かつ玉の公転配置角を任意設定可能な、シミュレーションプログラムを開発した。

実験検証より、本シミュレーションの妥当性を確認した。また構成要素の形状誤差と回転精度との関係を調査した結果、玉数を Z とすると、うねり角数が Z ならびに $Z \pm 1$ の軌道面真円崩れが存在すると、回転精度が悪化することを示した。

純アキシアル荷重下でミスアライメントがない場合には、実用上十分な玉軸受の回転精度が推定できると考える。今後は、回転速度が増加しつつある各種機械を低騒音化する目的で、ラジアル荷重が作用している場合の回転精度の解析技術が進展すると予想する。

執筆者近影



坂口 智也
要素技術研究所

第4回 モノづくり部品大賞 奨励賞

結晶粒の微細化による軸受鋼の長寿命化「FA処理軸受の開発」

Improving Rolling Contact Fatigue Life of Bearing Steels Through Grain Refinement "Development of the FA bearing"

大木 力* Chikara OHKI

要約

鉄系材料におけるHall-Petchの法則に従った結晶粒微細化強化による強度向上は、特にフェライト相において有名であるが、オーステナイト相、マルテンサイト相でも成り立つことは既に確かめられている。フェライト系、オーステナイト系材料では、結晶粒の微細化は比較的容易に行うことが可能であり、制御圧延等の実用化にも成功している。一方、軸受用材料のようなマルテンサイト系材料には、鋼材の熱処理工程に焼入工程が必要となるために、微細化が困難であった。具体的な方法としては、繰返し焼入を行うGrangeの方法、オースフォーミング等が挙げられるが、工数がかかり過ぎ、工業的な実用段階にあるとはいえない。

今回開発したFA処理は、多大な工数をかける必要がなく、熱処理の改良によって、結晶粒の微細化強化、窒素の固溶強化、析出強化を併せ備えさせたものである。図1に標準熱処理とFA処理の旧オーステナイト結晶粒を示す。鋼種はSUJ2である。標準熱処理に比較して、FA処理は旧オーステナイト結晶粒の平均粒径が半分の約5 μ mに微細化されている。FA処理品は標準熱処理品よりも破壊応力、圧痕形成面圧(転動体を押し付けた時、残留圧痕深さが転動体直径の1/10000になる最大接触面圧)が向上し、転動疲労寿命も長寿命であった。表1に性能の概略を示す。

構造用金属材料開発の方向性として、結晶粒微細化があるのは確かであり、今後、本技術は幅広く展開されていくと考えられる。これからの世界動向を考慮すると、合金成分の添加や非効率な製造工程による鋼の高強度化は望ましいとはいえない。今後、FA処理軸受の普及を通じて、省エネルギー化や、環境負荷の低減に貢献できれば、幸甚である。

表1 性能概略(鋼種はSUJ2)
A summary of characteristics

	FA処理品と従来浸炭窒化処理品の比*1
破壊応力	1.2
圧痕形成面圧*2	1.1
経年寸法変化*3	0.7
異物混入潤滑寿命*4	2

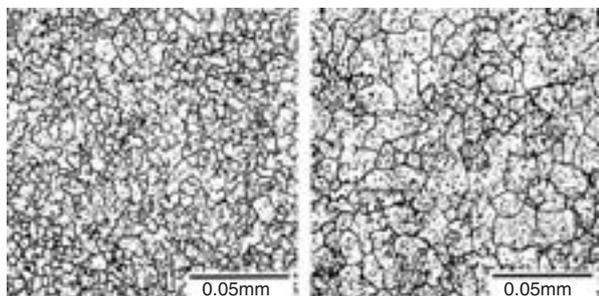
*1 従来浸炭窒化処理品を1とする

*2 残留圧痕深さが転動体直径の1/10000になる最大接触面圧

*3 120℃×2500h保持後、数値の低い方が優れる

*4 テーバ軸受30206、面圧2.5GPa

異物：HV800のガスアトマイズ(50 μ m以下：100 \times 180 μ m=9:1)を1g/L潤滑油中に混入



FA処理

標準熱処理

図1 旧オーステナイト結晶粒
Prior austenite grain boundary

執筆者近影



大木 力

要素技術研究所

第12回 アドバンスド ディスプレイ オブ ザ イヤー 2007 (ADY) 優秀賞

カラーフィルタ修正装置 (NRS-3000シリーズ)
LCD Color Filter Repair System (NRS-3000 Series)

1. はじめに

NTNでは、1990年に液晶のTFT（薄膜トランジスタ）電極のショート欠陥をレーザでカットして修正する装置を商品化し、FPD（フラットパネルディスプレイ）の欠陥修正装置分野に参入して以来、インクを微小領域に安定して塗布する機能を開発、その他、修正に用いる各種機能の開発を行い、現在までに多くの実績と経験を積んできました。

この度、新規開発のインク塗布機構による修正品位の向上と修正タクトタイムの短縮、および液晶ディスプレイ用カラーフィルタに発生する欠陥の自動修正機能の開発により、FPD製造プロセスの省エネルギー化への貢献が認められ、ADY優秀賞を受賞しました。

本賞は、過去1年間に発売されたFPD関連装置の中で優れた装置を分野別に表彰するもので、カラーフィルタ修正装置は、検査・リペア・測定部門で表彰されました。写真1に装置外観を示します。（装置概略寸法：W3m×D4m×H3m）

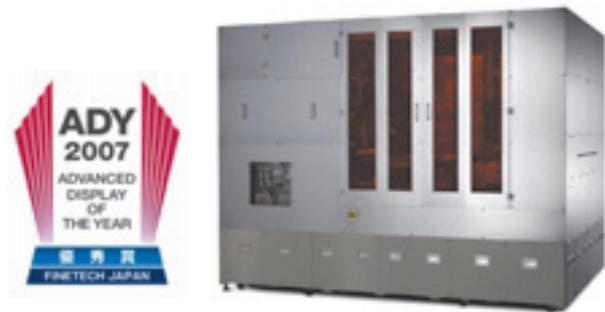


写真1 装置外観

2. カラーフィルタ修正装置概要

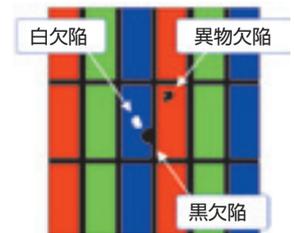
液晶ディスプレイのカラーフィルタ製造工程では、図1に示す、白欠陥（色抜け）、黒欠陥（混色）、異物欠陥（ゴミ付着等）が発生する場合があります。カラーフィルタ修正装置は、この欠陥を修正する装置です。

白欠陥は、色が抜けた部分に本来の画素色と同色のインクを塗布して修正を行います。黒欠陥は、欠陥部をYAGレーザでカットし、白欠陥に変換してからインクを塗布して修正します。異物欠陥は、黒欠陥同様レーザでカットして塗布修正、または、部分的に研磨することで修正を行います。

山中 昭浩* Akihiro YAMANAKA

今回表彰を受けたNRS-3000シリーズでは、インク塗布機構を大幅に改良し、修正タクトタイムを当社従来装置比で、1/3以下に短縮しました。また、最近の液晶ディスプレイの高精細化に対応するため、インクを塗布する塗布針の先端に特殊加工を施し、基板と塗布針が接触している時間により、インク塗布量を数plから数十pl（1plは、1兆分の1リットル）の範囲で制御可能とし、修正品位の向上を実現しました。

さらに、従来は、修正工程は自動化が困難とされ、作業者が欠陥状態を確認して修正条件を決めていましたが、当社独自の画像処理アルゴリズムの開発により、業界で初めて自動化を実現しました。これにより、これまで装置毎に一人必要であった作業者の省人化を可能としました。

図1 カラーフィルタ欠陥例
Defects in a CF panel

3. まとめ

本稿で紹介したカラーフィルタ修正装置以外にも、プラズマディスプレイの欠陥修正装置他、多くのFPDに対応した修正装置を開発展開しております。最近ではSED（Surface-Conduction Electron-emitter Display）、有機EL（organic electroluminescence）ディスプレイ、電子ペーパー等新しいディスプレイの開発も急速に進み、量産化も始まりつつあります。今後も、これらディスプレイの発展に寄与できる装置を目指し、開発を進めていきます。

執筆者近影

山中 昭浩
精機商品事業部
プロダクトエンジニアリング部



高分解能回転センサ付ハブベアリング

車両安全制御の高度化に貢献



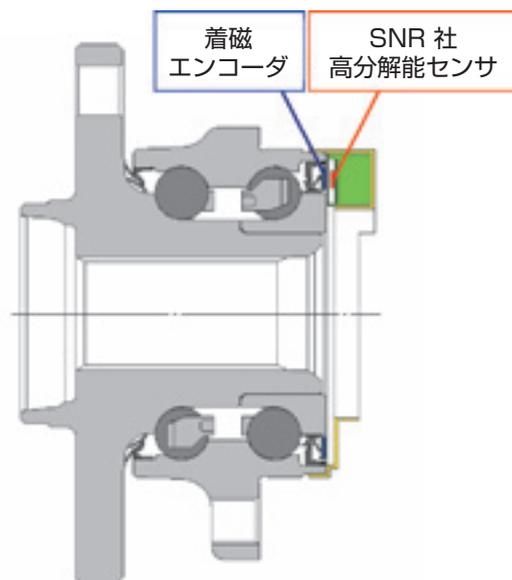
特長

- ① 高分解能な回転信号（従来比40倍，磁気エンコーダは従来と同じ）
- ② AB相パルス出力により回転方向の判別も可能
- ③ 従来のハブベアリングと同じ外部寸法で，駆動輪，従動輪共に適用可能

用途

- 乗用車用ハブベアリング

構造



環境対応型転がり軸受

保持器，シール，グリースに**生分解性材料**を使用し，
転がり軸受廃棄時の環境負荷低減を実現！



特長

- ① 保持器とシールの生分解性が60%以上
[グリーンプラマーク適合]
- ② グリースの生分解性が60%以上
[エコマーク適合]
- ③ 使用温度範囲：-30～70℃
- ④ 許容回転数： d_{mn} 値 35万
(従来汎用品とほぼ同一)

構造

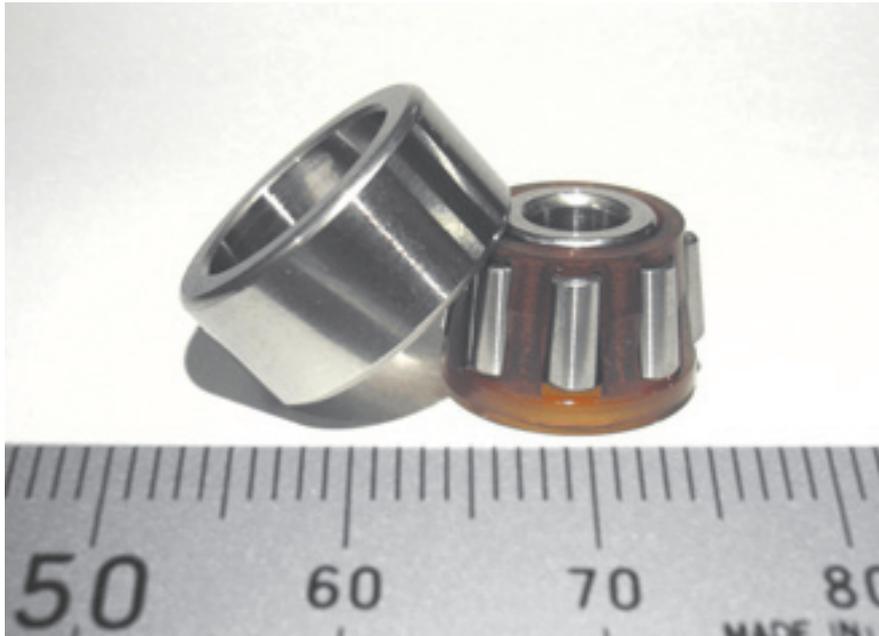
- 保持器とシールには，ポリエステル系生分解性樹脂の強度，耐熱性を改良して適用
- グリースは，基油に生分解率が60%であるエステル系合成油を採用

※**グリーンプラマーク**：生分解性プラスチックに与えられる公的な認定マーク

※**エコマーク**：生分解性材料（プラスチックを除く）またはそれらを使用した商品に与えられる公的な認定マーク

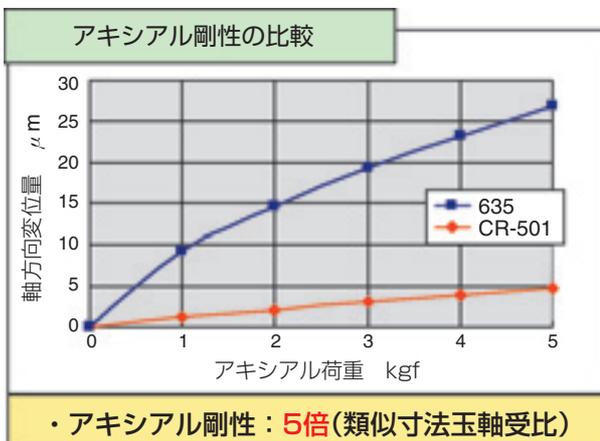
世界最小円すいころ軸受

軸受内径φ5mmの円すいころ軸受で
類似の玉軸受と比較して、長寿命&高剛性を実現！

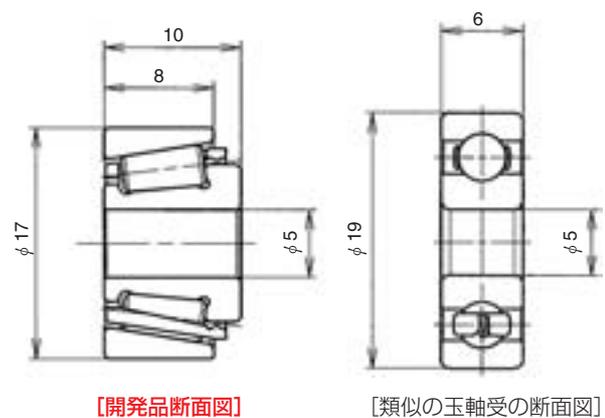


特長

- ① **【世界最小径】**
内径φ5mm×外径φ17mm×幅10mm
- ② **【長寿命化】**
類似の玉軸受の14倍
- ③ **【高剛性】**
アキシャル剛性が、類似の玉軸受の5倍以上



構造



用途

- 減速機，医療機器，ロボット関節部など

MQCJ潤滑アンギュラ玉軸受

内輪冷却と転動面への最適少量潤滑機構を設けた
新ジェット潤滑の採用で**世界最高速**を実現！



特長

- ① **世界最高速**の高速運転
 - ・定圧予圧 : d_{mn} 値500万
(従来のエアオイル潤滑比90%向上)
 - ・定位置予圧 : d_{mn} 値 360万
(従来のエアオイル潤滑比40%向上)
- ② 動力損失：エアオイル潤滑と同等
- ③ 給排油システムの簡素化
外筒冷却油と軸受潤滑油の兼用

用途

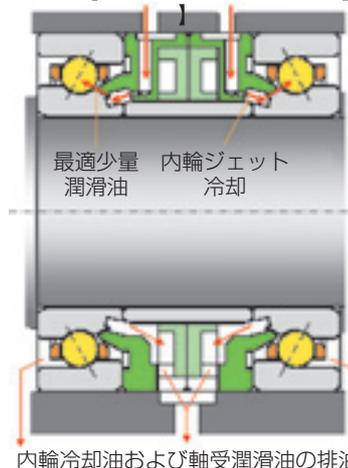
- 工作機械用超高速主軸（金型加工用およびアルミ加工用マシニングセンタ）

※MQCJ潤滑：
Minimum Quantity and Cooling Jet 潤滑

構造（実現手段）

1. 内輪冷却と最適給油を実現した
内輪冷却スクープ溝と特殊ノズル間座の採用
2. 超高速かつ高剛性が可能となる
軸受内部設計の最適化
3. 高速・高面圧運転での耐久性に優れた
特殊内外輪材料

潤滑油【1~2.5L/(min・1軸受)】



超高速シール付アンギュラ玉軸受

新グリース「SE-1」、内部設計の最適化により、
世界最高レベルの超高速運転を実現！



特長

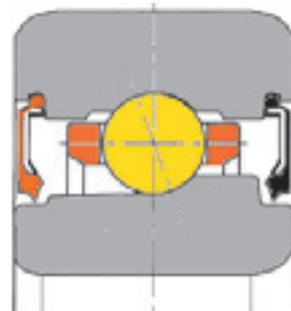
- ① **世界最高レベル**の高速回転性能を有する
シール付アンギュラ玉軸受
 d_{mn} 値 170万：従来比20%向上
- ② 組み付け時の軸受洗浄作業やグリース封入作業が不要
- ③ 外部潤滑供給装置が不要

用途

- 工作機械用主軸（マシニングセンタおよびタッピングマシン）

構造

- 1. 内部設計の最適化
⇒ 高速性&低発熱
- 2. 新開発グリース「SE-1」の採用
⇒ 高速・長寿命
- 3. 軌道輪に特殊開発材を採用
⇒ 耐焼付性向上



[超高速シール付きアンギュラ玉軸受断面図]

鉄道車両・車軸用 新高速仕様軸受ユニット(新RCT軸受)

軸受メンテナンス周期が2倍以上に延長



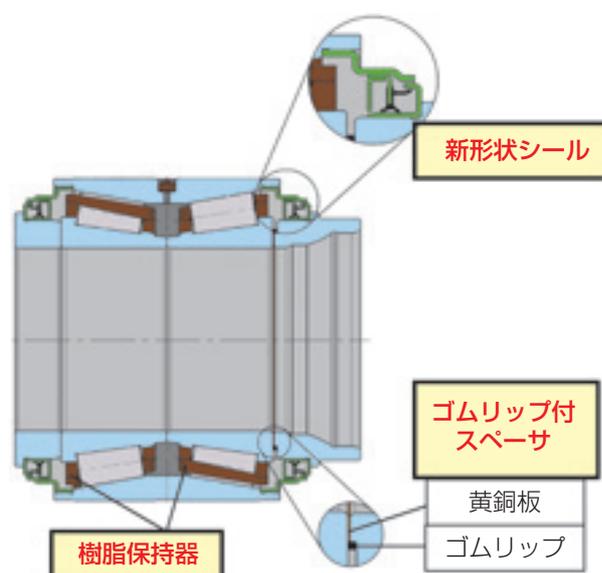
特長

- ① **特殊樹脂製保持器**
耐衝撃性を有する特殊樹脂材料の採用，摩耗量の抑制により潤滑寿命の長寿命化
- ② **ゴムリップ付きスペーサ**
車軸の動的撓みによる内輪と後蓋間のフレットングの抑制
- ③ **新形状シール**
低温度上昇により潤滑寿命の延長

用途

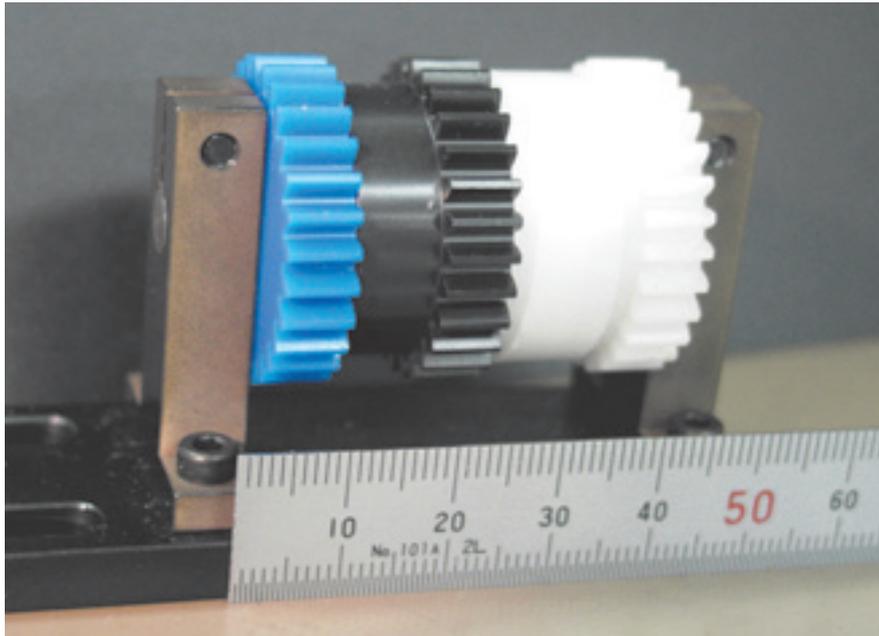
- 鉄道車両用車軸支持軸受

構造



事務機用 紙反転ユニット

プリンタ，コピー機の両面印刷機構の紙送りを
反転モータなしで円滑化



特長

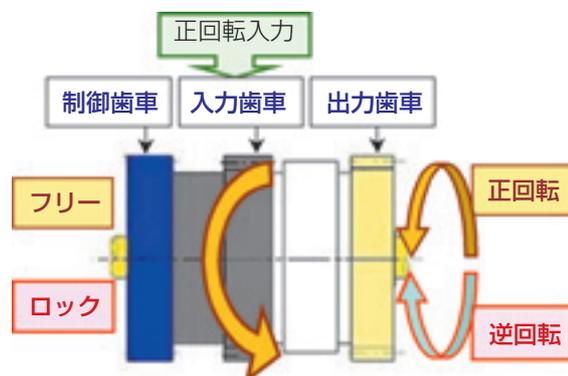
- ① 出力歯車は，入力歯車と同じ速度で正逆回転が可能
- ② 反転専用モータ不要

用途

- 両面印刷可能な複写機・プリンタの紙送り方向の切り替え機構部

構造

- 入力歯車，出力歯車，制御歯車の3つの歯車で構成され，入力歯車は常に一方（正転方向）に回転する。
- 制御歯車に制動を与えない時（フリー），制御歯車と出力歯車は正転方向（入力歯車と同一）に回転する。
- 一方，制御歯車に制動を与え回転を止めた時（ロック），出力歯車は入力歯車と逆方向に回転する。



カラーフィルタ自動修正装置

フラットパネルディスプレイ用カラーフィルタ欠陥の自動修正で作業能率の向上・省人化を実現！



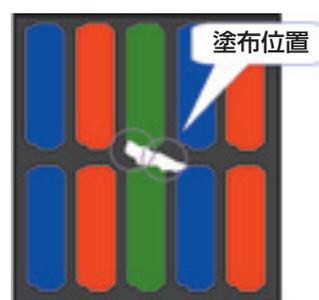
特長

- ① 独自の画像処理技術により欠陥位置を特定し、その種類、色に応じて異常箇所の**自動除去（レーザカット）と自動塗布を実施**
- ② 自動修正により、**作業能率の向上と省人化を実現**

用途

- カラーフィルタ欠陥修正
(黒欠陥, 白抜け欠陥, 混色)

欠陥修正方式



白抜け欠陥の修正
(○部は塗布位置自動算出結果)



黒欠陥の修正
(□部はレーザーカット位置自動算出結果)