

NSK TECHNICAL JOURNAL

SEPTEMBER • 2004

No.677

自動車用製品特集



NSK TECHNICAL JOURNAL

SEPTEMBER・2004 No.677

自動車用製品特集

解説・論文

自動車用製品特集号に寄せて	取締役 代表執行役専務 町田 尚	1
ハブユニット軸受の動向と最新技術	坂本 潤是	2
EPS用ブラシレスモータ開発における シミュレーション技術の活用	百々 雄志, 江 春浩, 中山 幸雄	11
ステアリングコラム/ジョイントの動向と最新技術	山田 康久, 山田 貴次	19
電装用軸受の動向と最新技術	池谷 正道	25
転がり軸受の低トルク化技術	荒牧 宏敏	32
変速用マジバンドの最新技術	藤井 完, 顧 暁明, 高林 秀明	39
AT用軸受の動向と最新技術	大坪 竜也, 角川 聡	46
変形を考慮したハーフトロイダルCVTの効率計算	落合 成行	54

商品紹介

軽自動車用ハブユニット軸受 HUBK		61
コラムタイプ電動パワーステアリング		63
高耐久タペットローラ NSK LCube シリーズ		66
高耐久複列アンギュラ玉軸受		68
高耐久複列円すいころ軸受		70

NSK TECHNICAL JOURNAL

SEPTEMBER • 2004 **No.677**

Special Issue — Automotive Products

Special Articles

Preface — NSK's Automotive Products	H. Machida	1
Trends and New Technologies of Hub Unit Bearings	J. Sakamoto	2
Simulation Technology for Developing EPS Brushless Motors	Y. Momo, C. Jiang, S. Nakayama	11
The Trend and the Latest Technology of a Steering Columns /Joints	Y. Yamada, T. Yamada	19
Latest Trends and Technologies of Automotive Electrical Component Bearings	M. Iketani	25
Low Frictional Torque Technology of Rolling Bearings	H. Aramaki	32
Latest Technologies Applied to AT Maji-Band®	T. Fujii, X. Gu, H. Takabayahi	39
Trends and New Technologies of Automatic Transmission Bearings	T. Ootsubo, S. Kadokawa	46
Efficiency Analysis of Half-Toroidal CVT Considering Deformation of Pivot Shaft	M. Ochiai	54

New Products

HUBK Series of Hub Unit Bearings for Minivehicles		61
Column Type Electric Power Steering		63
NSK LCube Series of Highly Durable Tappet Rollers		66
Long-Life Double-Row Angular Contact Ball Bearings		68
Long-Life Double-Row Tapered Roller Bearings		70

自動車用製品特集号に寄せて

取締役 代表執行役専務

町田 尚

H. Machida



1908年にフォード社が大量生産方式のT型フォードを発表して以来、年々増加してきた世界の自動車保有台数は、現在、約8億台にまで達しています。この約100年間、自動車産業は成長を続け、諸産業の牽引役として重要な役割を果たしてきました。

その自動車の歴史の中で、弊社は1917年に円すいころ軸受を自動車に使用していただいて以来、自動車産業の発展と共に歩んでまいりました。1950年には浸炭軸受を自動車用として初めて量産し、その後、1960年代に始まった日本国内における急速なモータリゼーションの進展の中で、自動車の各種用途に特化した専用軸受や自動車関連部品の研究開発を進めてまいりました。弊社の開発商品の歴史をたどってみますと、シャシー系では、ホイール用軸受について初代ハブユニットから第二世代、第三世代へとユニット化を進展させ、さらにインテリジェント化に対応したセンサ付ハブユニット軸受を開発してまいりました。ステアリングシステムでは、1959年にボールスクリュー式ステアリングを、1971年にラック&ピニオン式ステアリングを開発いたしました。さらに、ステアリング安全コラム、電動チルトテレスコピックコラムと開発してまいりました。エンジン補機系の軸受では、自動車の進化に合わせたカークラー電磁クラッチ用軸受、オルタネータ用軸受、ウォーターポンプ用軸受などの開発を行ってまいりました。ドライブトレイン系では、ワンウェイクラッチを1966年に、フリクションプレートを1973年に商品化し、オートマチックトランスミッションの高性能化・高機能化に対応したニードル軸受、耐久性が各段に向上した密封クリーン軸受、燃費向上に貢献する低トルク円すいころ軸受なども開発してまいりました。

これからの自動車は、基本機能である走行安定性、低燃費に加え、心地よさ、知能化、地球環境に対するやさしさが、ますます強く求められていくと予測されます。弊社では、省エネルギーの追求、環境にやさしくといった時代の要求に先駆けて、1988年に電動パワーステアリングを軽自動車用に開発し、1999年には夢の無段変速機としてハーフトロイダルCVTを世界で初めて実用化いたしました。さらに現在、コア技術である材料、潤滑、解析、メカトロ技術を結集して、電動パワーステアリングやハーフトロイダルCVTに続く次世代の新商品の開発や、さらなる低摩擦化、小型化、長寿命化、高機能化など将来に向けた研究開発に総力をあげて取り組んでおります。本特集号では、自動車用製品に関する取組みの中から、最近の技術成果と製品のいくつかをご紹介します。これらが、お客様のなんらかのご参考になれば幸いです。

今後、研究開発力をさらに強化して、時代の要求に応える自動車技術の進歩に貢献していく所存です。皆様のなご一層のご指導、ご支援をお願い申し上げます。

ハブユニット軸受の動向と最新技術



坂本 潤是*

坂本 潤是

Trends and New Technologies of Hub Unit Bearings

by J. Sakamoto

The development of hub unit bearings for motor vehicles has made rapid progress in the area of unitization by integrating several axle components in order to meet the demand for automotive parts that realize weight and size reductions, and improved performance. In this article, we will discuss the latest trends and technologies that apply to hub unit bearings for the purpose of improving performance, making weight reductions, lowering torque, and enhancing capabilities by incorporating low flange run-out and integrated ABS sensors. We will also show how the hub unit bearings can further promote the environmentally friendly goals of the automotive industry.

1. まえがき

2. ハブユニット軸受の動向

2.1 HUB

2.2 HUB

2.3 HUB

3. ハブユニット軸受の各形式とその要求特性

4. ハブユニット軸受の付加技術

4.1 ハブユニット軸受用高性能シール

4.2 揺動加締め

5. 最近の動向

5.1 軽量化

5.2 低トルク化

5.3 ブレーキジャダー低減への対応

5.4 ABS技術への対応

6. あとがき

1. まえがき

1980年頃からのFF（前輪駆動）車の急速な普及に伴い、自動車用ホイール軸受は小型・軽量化、作業性向上の要求を受け、ナックル・ハブ等の周辺部品を一部取り込むことでユニット化が飛躍的に進んだ。

さらに近年、自動車業界における環境及び安全への取り組みが一層加速し、自動車用ホイール軸受も様々なニーズに対応するため、基本性能の向上や新たな高機能を付加している。

本稿では、ホイール用軸受（以下、ハブユニット軸受）の構造の動向とその最新技術について紹介する。

2. ハブユニット軸受の動向

ハブユニット軸受は、そのユニット化の形式から世

代別に分けられる、現在、第一世代（以下、HUB ）、第二世代（以下、HUB ）、第三世代（以下、HUB ）の3タイプが量産されており、小型・軽量化、信頼性向上といったニーズに貢献している。図1にハブユニット軸受構造の変遷の一例を示す。

最近では、ばね下重量軽減による走行安定性の改善や低燃費の目的で、従来の鋳鉄製ナックルに対して軽量であるアルミ製ナックルが多く採用され始めており、ボルトにて車体への組付けが容易なHUB 、HUB の採用が増加している。

2.1 HUB （写真1）

HUB には、背面組合せ軸受の外輪を一体化した複列アンギュラ玉軸受または複列円すいころ軸受がある。軸受組付け後、所定の予圧範囲に入るように予め初期アキシタルすきまが適正に設定されているので、自動車組立工程において間座等による予圧調整が不要

* 軸受技術センター 自動車軸受技術部

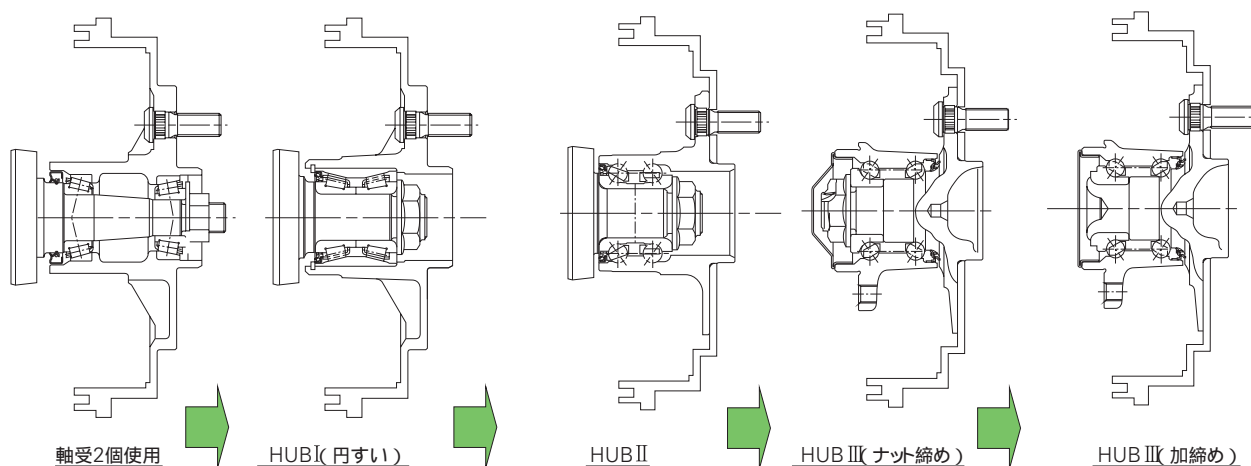


図1 従動輪用軸受形式の返遷
 Fig. 1 Transition of hub unit bearings for the non-driven wheel

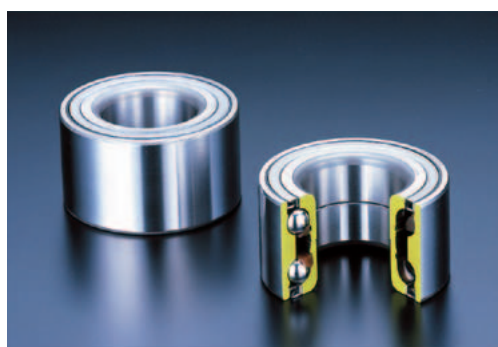


写真1 HUB
 Photo 1 HUB



写真2 HUB
 Photo 2 HUB

である。さらに、自動車メーカーで装着される外装シールに代わり、軸受にシールを内蔵した形式が多い。

2.2 HUB (写真2)

HUB は、軸受外輪にフランジが設けられており、フランジにブレーキロータ・ホイールが固定される場合とフランジにより車体に固定される場合がある。HUB に対して部品点数の削減や軽量化及び組付け性の向上を図った軸受である。

2.3 HUB (写真3)

HUB は、軸受内外輪にフランジが設けられている。内輪のフランジにブレーキロータ・ホイールが固定され、外輪のフランジで車体に固定される。HUB を発展させた形式の軸受である。さらに、ABSセンサーの内蔵が容易である。

3. ハブユニット軸受の各形式とその要求特性

ハブユニット軸受の各形式について、要求される特性に基づく特徴を表1に示す。



写真3 HUB
 Photo 3 HUB

4. ハブユニット軸受の付加技術

4.1 ハブユニット軸受用高性能シール

自動車のホイール軸受用シールに要求される性能としては、泥水耐久性（自動車の中で最も低い位置にあるため）、耐高温性（シール近傍には制動部材があるため高温になる可能性があるため）がある。表2に代表的なハブユニット軸受用シール各形式の耐泥水性能を示す。

表1 ハブユニット軸受の形式と特性
Table 1 Condition data

特 性	項 目	HUB		HUB				HUB
		ボール	円すいころ	ボール		円すいころ		
				外輪回転	内輪回転	外輪回転	内輪回転	
機能性	負荷容量							
	剛性							
	回転トルク							
	耐焼付き性							
コンパクト	アクスル重量							
	断面スペース							
	幅スペース							
信頼性	シール性	シール無	シール無					
		シール有	シール有					
	使用時の予圧範囲							
	サービス時の信頼性							
メンテナンス	予圧管理							
	組付け性							
	サービス性							

記号説明 : は優, は良, は可

4.2 揺動加締め

HUB の内輪締結機構として「揺動加締め方式」が多く採用され始めている。揺動加締め方式とは、フランジ付き内輪の端部を揺動加締めで塑性変形させ、別体内輪を固定する方式である。

揺動加締め方式にすることで従来のナット方式に対して以下のメリットが考えられる。

従動輪用HUB (図2): 小型・軽量化, 低コスト化

駆動輪用HUB (図3): 予圧管理不要, 駆動輪用軸受と従動輪用軸受の共通化

5. 最近の動向

近年の地球規模の環境問題から自動車業界においては、軽量化と低燃費化が強く望まれている。

これらの要求に対して、ハブユニット軸受では軸受の軽量・コンパクト化、そして低トルク化で環境への貢献をしている。

5.1 軽量化

5.1.1 ユニット化による軽量化

ハブユニット軸受は、前述のようなユニット化の進行によりアクスル重量の軽量化にも貢献してきた。図4にその一例を示す。

HUB からHUB へユニット化が進んだ時、約180g、さらにHUB からHUB が進んだ時、約120gの重量軽減が実現できた。

5.1.2 FEM解析による形状の極限設計

フランジ部を有するHUB , HUB は、FEM(有

限要素法)解析技術の導入により、強度や剛性を保ちながら軽量化設計が図られている。

図5にフランジ部のFEM解析例を示す。

また、写真4に軽自動車用に開発されたハブユニット軸受(HUBK)を示す。この軸受の各部の肉厚は極限まで薄くされている。

5.2 低トルク化

燃費低減に対しては、ハブユニット軸受では、「低トルク化」で貢献している。

5.2.1 軸受部の低トルク化

軸受部のトルクに影響する様々な因子のうち、最も影響を及ぼすのは、軸受の形式と予圧である。図6は各軸受形式のトルクの比較であり、形式の進化と共に、ハブユニット軸受は低トルク化の傾向にある。

5.2.2 シール部の低トルク化

ハブユニット軸受のトルクに占めるシールトルクの割合は大きく、シールの低トルク化はハブユニット軸受全体の低トルク化に大きく寄与する。

しかし、基本的にはトルクと耐泥水性能は相反する関係にある。リップ形状、材料を最適化することで低トルク化を実現している。

5.3 ブレーキジャダー低減への対応

車両でのブレーキ使用時の振動、すなわちブレーキジャダーに起因する慢性的な問題を解決すべく、完成時のブレーキディスクの振れ低減に取り組んでいる。

その取り組み方に違いはあるものの、ハブユニット

表2 ハブユニット軸受内蔵用シール
Table 2 Hub unit bearing seals

シール形式	シール構造	耐泥水性能
ハイインテグラルシール	 <p>ステンレス鋼板</p> <p>ステンレス鋼板</p>	AA
低トルク形 ハイインテグラルシール	 <p>低炭素鋼板</p> <p>ステンレス鋼板</p>	A
3枚リップシール	 <p>低炭素鋼板</p>	A
2枚シール	 <p>低炭素鋼板</p> <p>低炭素鋼板</p>	BB
ガータースプリング形シール	 <p>低炭素鋼板</p> <p>ステンレス鋼線</p>	B
軸シール	 <p>低炭素鋼板</p>	C

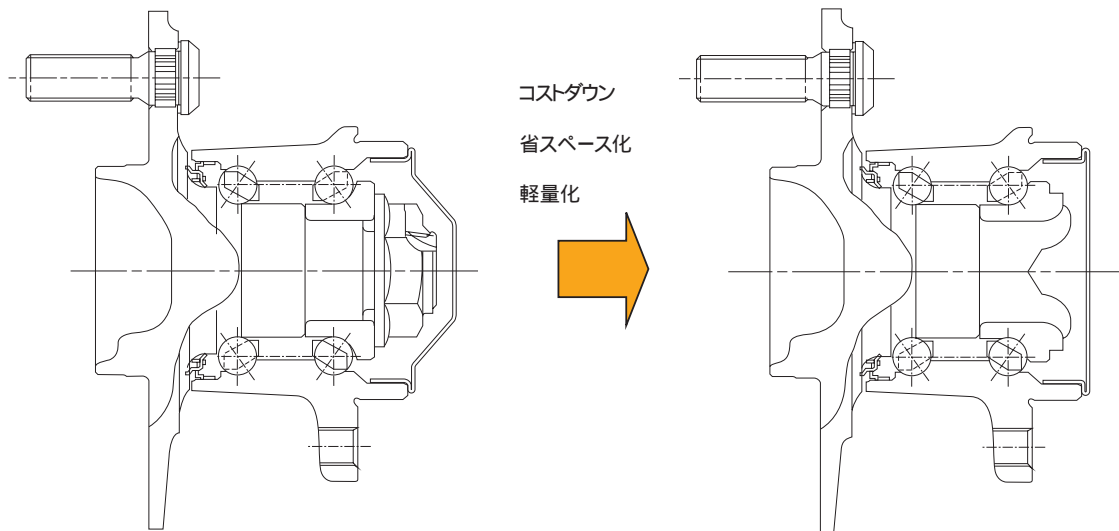


図2 従動輪内輪締結構造
 Fig. 2 Structure of the inner ring clamping mechanism for non-driven wheels

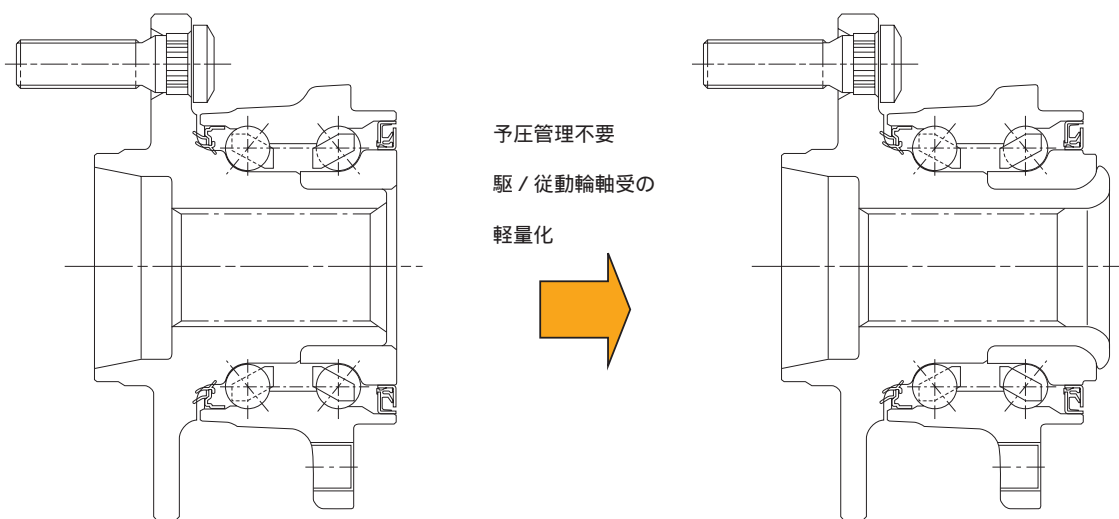


図3 駆動輪内輪締結構造
 Fig. 3 Structure of the inner ring clamping mechanism for driven wheels

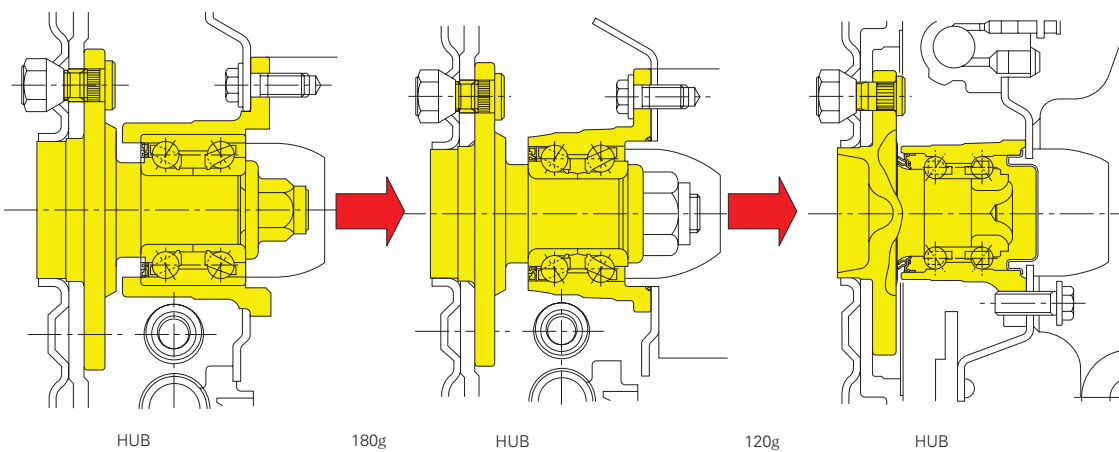
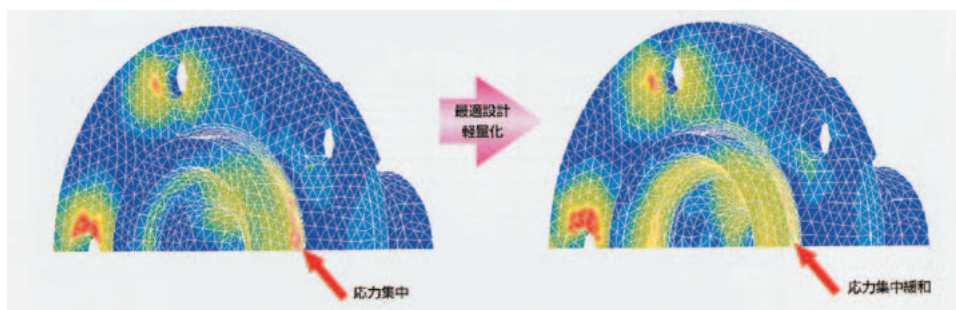
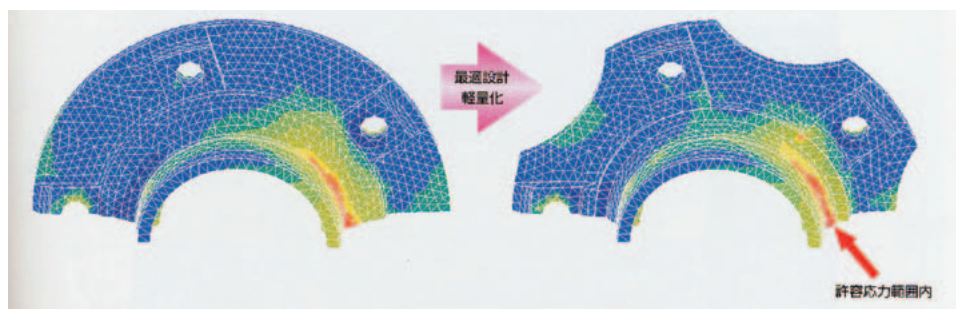


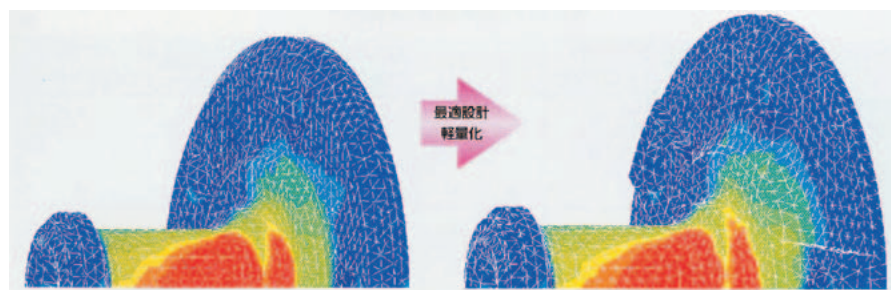
図4 ユニット化による軽量化の実施例
 Fig. 4 Weight reduction achieved by integration of bearings and peripheral components



ハブフランジパイロット内径部の薄肉化



ハブフランジ外径余肉部の削除



ハブフランジ厚さの薄肉化

図5 FEM解析例

Fig. 5 Sample of FEM analysis



写真4 軽自動車専用ハブユニット
Photo 4 Hub unit bearings for minivehicles

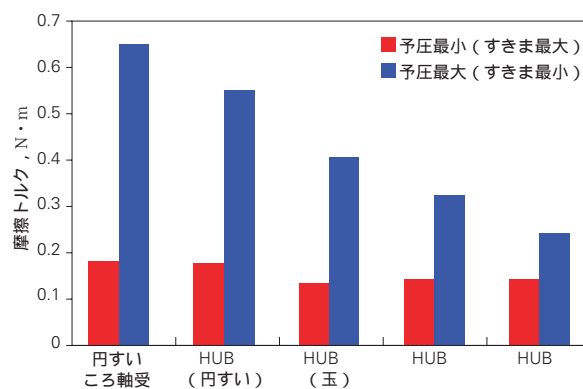


図6 各軸受形式の摩擦トルクの比較 (直進条件, 回転数 500min^{-1})

Fig. 6 Comparison of friction torque for each type of hub unit bearings (straight travel at 500min^{-1})

軸受単品でのフランジ振れ低減は共通した要求であり, NSKでは要求に満足できるレベルにフランジ振れを低減する加工技術を確立した.

5.4 ABS技術への対応

電子制御された安全装置の一つに, アンチロックブ

レーキシステム（以下、ABS）がある。ABSは、車輪の回転速度をセンサで検出し、その信号から車輪の回転状態を判断し、適正な制動信号を制動油圧装置に送ってブレーキの利き具合を制御する。このABSに対応するためハブユニット軸受では、回転速度検出のためのセンサロータを装着したもの、さらにはセンサをも内蔵したものが製品化されている。

5.4.1 センサロータ付ハブユニット軸受

従来のアクスル構造の一例を図7に示す。車輪回転速度検出のための被検出リングは、焼結金属製もしくは機械加工された歯車形状センサロータであり、それぞれ駆動輪では等速ジョイントに、従動輪では軸受の外輪に圧入され、回転速度センサがナックルに固定されている。使用されているセンサ形式としてはパッシブセンサ（電磁誘導方式）が主流である。本センサは、センサとセンサロータとの間の磁気の変化により発生する誘導起電力を出力信号（電圧）として使用する方式である。したがって、出力信号の大きさは回転速度に依存するため、低回転での計測は不利である。

最近では、前述の歯車状センサロータに代わり、磁性ゴムを用いた多極磁石エンコーダが多く採用され始めている。この多極磁石エンコーダは、従来のセンサロータと比較して非常に軽量である。また容易にシールと一体化させることができるため、部品点数削減に

伴う小型・軽量化も可能である。センサロータに多極磁石エンコーダを採用することで、磁気抵抗素子・ホール素子等の半導体素子を用いたアクティブセンサの普及が進んでいる。このセンサの大きな特徴は、回転速度に依存しないため、低回転での計測が可能なことである。また、被検出体である多極磁石エンコーダを適用することで、センサ自身は磁石が不要になり、コンパクト化が可能になる。図8にHUB、HUBの装着例を示す。

5.4.2 ABSセンサ内蔵ハブユニット軸受

最近のホイール軸受の技術動向のひとつとして、前述のセンサロータとABSセンサを軸受内に組付け一体化した構造、すなわち、ABSセンサ内蔵ハブユニット軸受の普及がある。

ABSセンサ内蔵ハブユニット軸受を大きく分類すると、環状センサ内蔵、列間センサ内蔵、エンドキャップタイプセンサ内蔵の3種類となる、詳細を以下に解説する。

<環状センサ内蔵ハブユニット軸受>

環状センサ内蔵ハブユニット軸受は円環形状のパッシブセンサを内蔵した形式である（図9）。小形・軽量であり、軸受内のデッドスペースを有効利用できる。また、センサ出力が大きいいため、パッシブセンサとしては低速での検出が可能である。

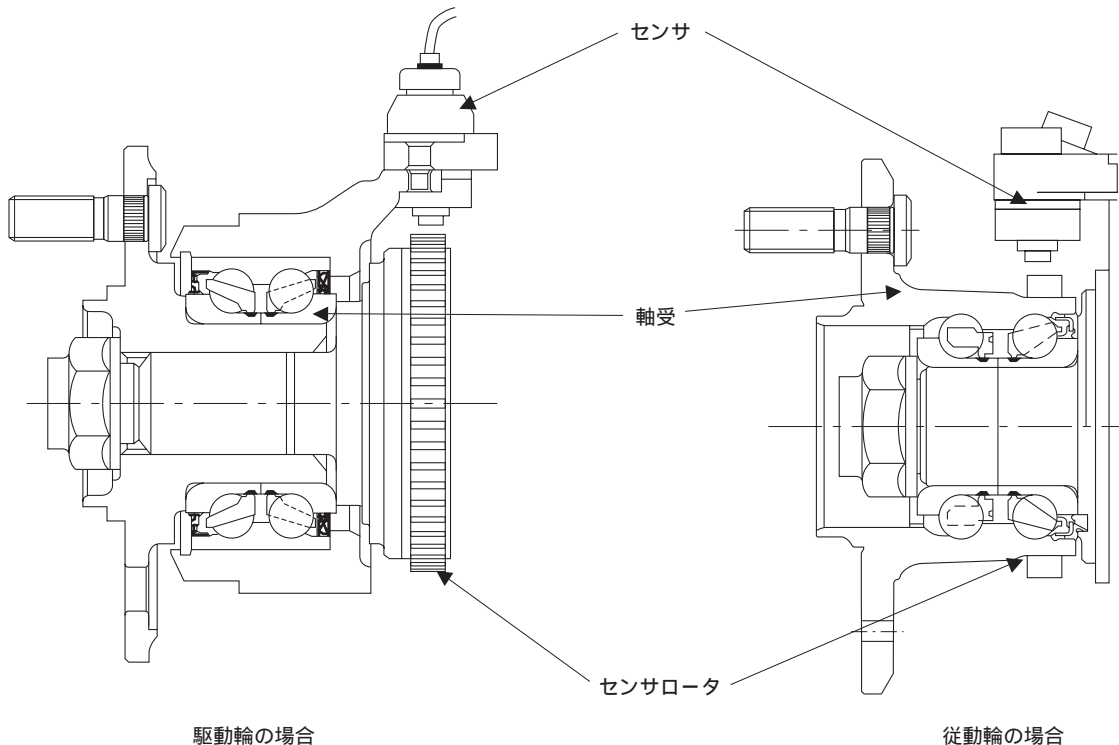


図7 従来のアクスル構造の一例
Fig.7 Example of a conventional axle structure

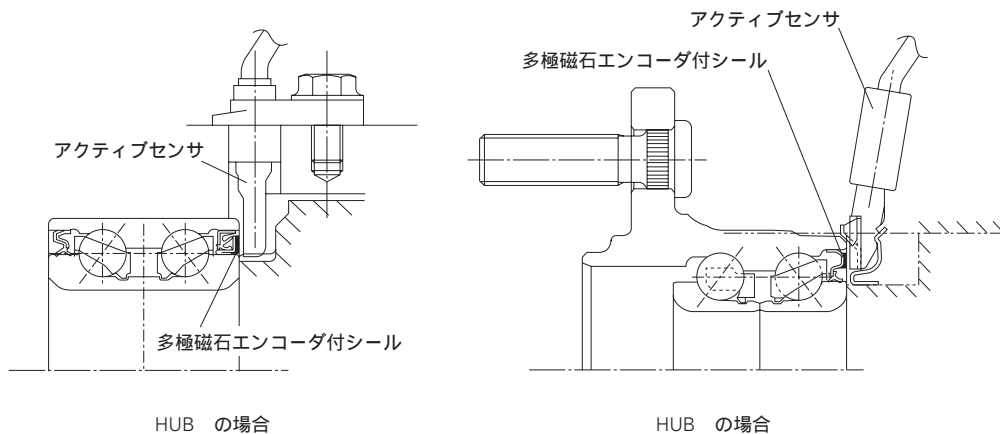


図8 多極磁石エンコーダのHUB HUB への適用例
 Fig. 8 Example of HUB and HUB with a multipole magnetic encoder

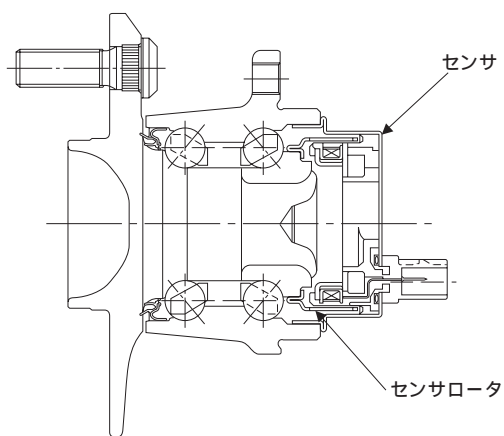


図9 環状センサ内蔵ハブユニット軸受
 Fig. 9 Hub unit bearing with annular sensor

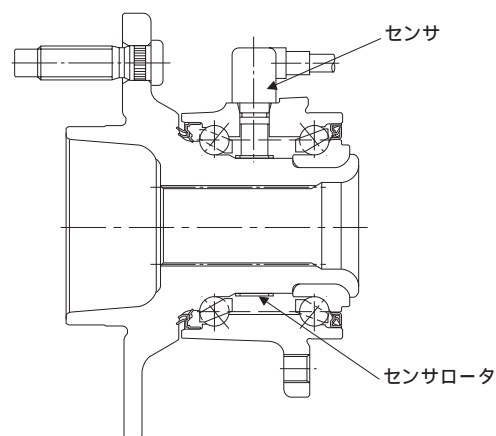


図10 列間センサ内蔵ハブユニット軸受
 Fig. 10 Hub unit bearing with sensor between rows

従動輪に適した構造である。

<列間センサ内蔵ハブユニット軸受>

列間センサ内蔵ハブユニット軸受は、二つの転動体列の間にセンサを内蔵した形式である(図10)。両列の間にセンサを配置しているため、路面からの入力荷重による軸受変形の影響が少なく、エアギャップの変動が少ない。

駆動輪・従動輪のいずれにも適用可能であるが、センサの取付けスペースに制約のある駆動輪にメリットのある構造である。

センサは、パッシブセンサ、アクティブセンサのいずれのタイプでも装着可能である。

<エンドキャップタイプセンサ内蔵ハブユニット軸受>

エンドキャップタイプセンサ内蔵ハブユニット軸受は、エンドキャップにセンサを固定した構造である(図11)。センサ形式としては、キャップにスティック状のセンサを固定した別体タイプとキャップ一体タイプがある。別体タイプはセンサメーカーの標準品センサを流用でき、センサの交換も容易である。また一

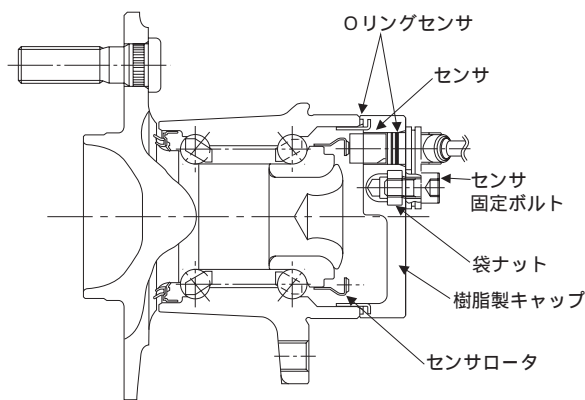


図11 エンドキャップセンサ内蔵ハブユニット軸受 (センサ別体タイプ)
 Fig. 11 Hub unit bearing with end-cap sensor (separated type)

体タイプはコンパクト化が可能である。

前述の環状センサ内蔵タイプと同様に従動輪に適した構造である。

センサは、パッシブセンサ、アクティブセンサのい

ずれも装着可能である。

いずれの形式もセンサ及びセンサロータをハブユニット軸受に内蔵することで、信頼性と機能を向上させることができる。

6. あとがき

以上、最近のハブユニット軸受について、その最新

技術動向を紹介した。

車両の高制御化・IT化の流れは、ますます加速・進化（ユニット化・モジュール化）していくものと思われる。今後もこれらの課題、さらにニーズを先取りし、アクスルのユニット化・高機能化に関する課題に取り組んでいく。

EPS用ブラシレスモータ開発におけるシミュレーション技術の活用



百々 雄志



江 春浩

百々 雄志* , 江 春浩* , 中山 幸雄*

Simulation Technology for Developing EPS Brushless Motors



中山 幸雄

by Y. Momo , C. Jiang , S. Nakayama

In recent years, market share for electric power steering (EPS) systems has expanded from compact and subcompact vehicles to include midsize vehicles. In this article, we will discuss the development process of NSK's EPS brushless motor.

In order to meet the demands of our customers, we have had to shorten our development time to correspond with the release of new vehicle models and have had to reduce prototype-manufacturing costs. The necessity to make some design trade-offs in order to meet these requirements, while ensuring an optimum quality design, has played an important role in our development process. Consequently, we succeeded in applying these requirements towards the design of our EPS brushless motor by applying the V-model for simulation modeling.

1. まえがき
2. EPS用ブラシレスモータ開発プロセスについて
 - 2.1 EPS用ブラシレスモータ開発の課題
 - 2.2 V型モデルを活用したブラシレスモータ開発における特徴
3. ブラシレスモータシステム設計段階におけるシミュレーション開発環境
 - 3.1 要求仕様フェーズにおけるシミュレーション開発
 - 3.2 統合開発環境を活用したブラシレスモータシステム設計手法について
4. ブラシレスモータ要素設計技術におけるシミュレーション開発環境
 - 4.1 制御設計におけるシミュレーション技術
 - 4.2 ECU設計におけるシミュレーション技術
 - 4.3 モータハード設計におけるシミュレーション技術
5. 実車評価とシミュレーション技術の統合
6. ま と め

1. まえがき

近年，EPS製品の市場は軽自動車，小型自動車から中型自動車へと規模が拡大している．その技術的背景としては，

- ・ 運転者の操舵をアシストするモータの高出力化への対応（ブラシモータからブラシレスモータ）

- ・ 制御システムによる多様な操舵性能への対応
- ・ 燃費向上，環境負荷への低減が挙げられる．

同時に，EPS開発においては，モデルチェンジに合わせた開発周期短縮への対応，試作コストの削減，設計トレードオフを考慮した最適設計および開発品質の向上が求められる．

これらの要求に応えるために，NSKでは，EPS用ブラシレスモータ開発においてシミュレーション技術を

* NSKステアリングシステムズ株式会社 EPS技術部

活用したV型モデルを開発し、上記課題に対して効果が得られた。

本報では、EPS用ブラシレスモータ開発の開発プロセスについて報告する。

2. EPS用ブラシレスモータ開発プロセスについて

2.1 EPS用ブラシレスモータ開発の課題

EPS製品における市場要求は、

- ・ 開発期間の短縮
- ・ 試作コストの削減
- ・ 開発品質の向上

が挙げられる。さらに、EPS製品における開発はシステム化の傾向にあるため、開発プロセスはより複雑化され、より高度化された開発が求められている。

ブラシレスモータの開発では、製品設計上のトレードオフ関係が多く、さらに試作品のリードタイムに3ヶ月以上を要するという特徴がある。その結果、限られた開発期間内で開発のPDCAサイクルを十分に回すことができなかった。したがって、EPS開発においては、このブラシレスモータの開発プロセスの改善に早急に取り組む必要があった。ここで、ブラシレスモータの開発プロセスについて具体的に説明する。

EPS用ブラシレスモータに求められる性能要求としては、

- ・ コギングトルクの低減化
- ・ トルクリップルの低減化
- ・ ロストルクの低減化
- ・ 低騒音化

が挙げられる。各設計パラメータと上記要求性能は多くのトレードオフ関係から成り立っている。ブラシレスモータに求められる要求性能に関する特性要因図を

図1に示す。

トレードオフ関係の代表例としてモータの高出力化とロストルク、騒音及び操舵フィーリングの関係が挙げられる。モータの高出力化に伴い、ロストルクに起因する磁束密度、鉄損が高くなるためロストルクは増大する。このロストルクの増大は、ステアリングホイール中立付近の操舵反力の感度が低下する等、操舵フィーリング性能に大きく係わってくる要因の一つである。さらに、モータの高出力化はより排気量の大きい高級車に求められ、低騒音化、操舵フィーリングへの要求はよりハイレベルな性能が求められる。

また、EPSシステムは製品の特徴上、モータ軸とステアリングホイールが機械的に繋がり、かつ運転者は常時ステアリングホイールを握っている。そのため、モータより発するコギングトルク、トルクリップルの脈動トルクは操舵フィーリングを左右する大きな要因の一つに挙げられる。このコギングトルク、トルクリップル、ロストルクは減速比倍されて運転者に伝わるため、高出力モータにおいては、定格トルクの千分台の性能が要求される。

同様に、低騒音化は車室内での快適性を向上させる要因の一つである。そのため、ドライバー近くに位置するEPSに求められるレベルは非常に厳しい。特にEPS用モータ音はEPS製品から発生する騒音の主因である。音は制御からの音を含めた磁気的な音と軸受から発するメカ的な音が挙げられる。これらの音はモータが発生する放射音として伝播されるため、音源そのものであるモータから発生する音を低減する必要がある。

以上のように、ブラシレスモータ開発では多くの設計トレードオフがあるため、シミュレーションを用いた開発プロセス改善が有効である。さらに設計仕様によっては、各要素開発で評価出来る性能と、最終的に

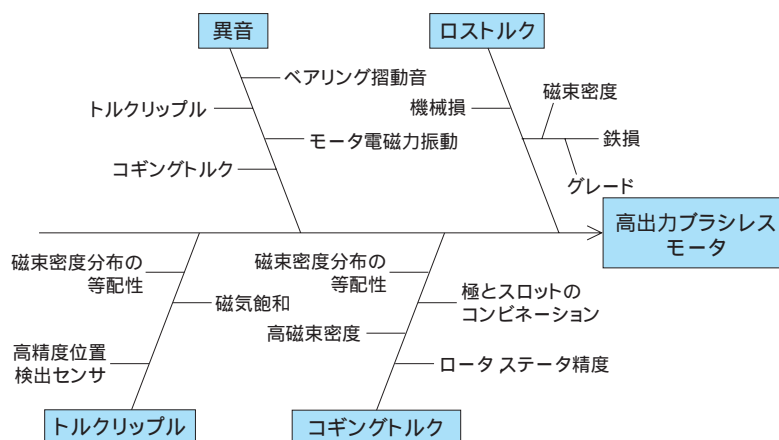


図1 ブラシレスモータに求められる性能
Fig. 1 The required performance for brushless motor

実車上で評価すべき性能とがある。したがって、各性能評価を対応した設計段階に反映させるため、V型モデルに基づいた開発プロセスを構築した。

2.2 V型モデルを活用したブラシレスモータ開発における特徴

初めに、一般的なV型モデルの特徴について述べる。V型モデルとは、上流から下流に向けて、仕様要求を詳細化し設計仕様に反映し設計するプロセスと、下流から上流に向けて、設計されたものが設計仕様の要求どおりに機能されていることを検証するプロセスとに分けられる。この両プロセスをV型に示す事により、設計プロセスと検証プロセスの関係を明確にしている。以上により、開発品の品質向上が実施できるプロセス手法として広く活用されている。

NSKでは、ブラシレスモータ開発において、設計プロセスを仕様要求、システム設計、要素設計とに分け、各設計プロセスにおける検証プロセスを実車テスト、ベンチテスト、単体テストとした三層構造のV型モデルを構築した。ここでは、MATLAB®/ Simulink®*を活用し、全てのプロセスで独自の専用チューニングデバイスを共有することで、各プロセス間のデータ授受の一元化とベースデータの共有化を可能とした。図2に本V型モデル開発工程の概要を示す。以降、図2を基に各工程を説明する。

2.2.1 第一層、仕様要求と実車テスト

第一層は、ブラシレスモータの仕様要求に対し、実車評価において仕様が満足されているかを検証する工

程である。ここでの評価が商品性を決める最終工程となり、この工程における不適合は設計プロセス初期からの見直しとなる。そのため、各プロセスにおける検討結果を十分に検証し、次のプロセスに進めていくことが重要であり、最終工程での不具合発生をなくするための施策となる。

2.2.2 第二層、ブラシレスモータにおけるシステム設計とベンチテスト

第二層では、ブラシレスモータにおけるシステム設計として、基本的な制御技術およびブラシレスモータ基本仕様の構築、検証プロセスとしてベンチテストをおこなう。ブラシレスモータ基本仕様の構築にあたりシミュレーション技術を活用し、制御システムを含めた設計検討をおこなう。

ここでは、MATLAB / SimulinkとJMAG**間のインターフェースを構築することにより、ブラシレスモータシステム設計の最適化を目指した統合開発環境IDE (Integrated Development Environment) を構築した。本プロセスではシステム設計仕様に対し、ベンチテストによる評価が仕様に満足しているかを検証する工程である。

2.2.3 第三層、ブラシレスモータ要素設計と単体テスト

第三層は、第二層で得られた最適仕様要件を受け、要素ごとに詳細設計をした仕様に対し単品テストを実施し、仕様との整合性を検証する工程である。本工程での評価手法として以下の3点が挙げられる。

(1) EPS制御システム仕様について

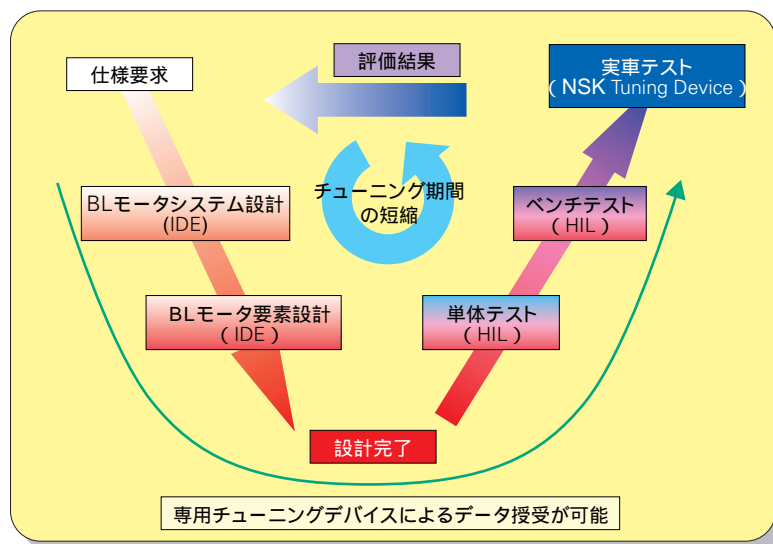


図2 V型モデル概要

Fig. 2 Outline of V character model

*MATLAB, Simulinkは、The Math Works, Inc.の登録商標です。

**JMAGは、株式会社日本総合研究所の登録商標です。

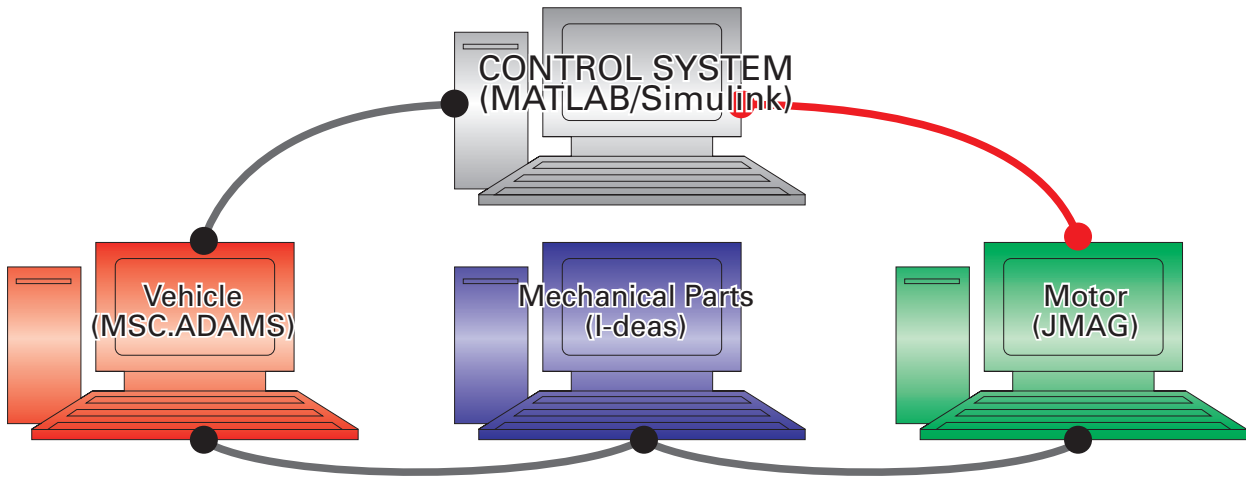


図3 統合開発環境
Fig. 3 Integrated development environment

EPS制御システムにおいてはMATLAB / Simulinkを活用して、制御仕様の検討、アルゴリズムの構築及び制御仕様との同定検証を行い、その結果に基づいて仕様の妥当性を評価する。

(2) ECU詳細仕様について

ECU詳細設計においては、TargetLinkを活用して評価する。MATLAB / Simulinkで構成されたモデルからTargetLinkによりC言語コードのプログラムへ自動生成されることで、開発効率の向上と開発期間の短縮が可能となる。

(3) モータハード詳細仕様について

モータハード詳細設計においては、dSPACEを活用して評価する。MATLAB / SimulinkデータをdSPACEに実装する事により、ロバスト性の検証、機能開発、パラメータ設計さらにはモータハードウェアのパラッキ感度評価を実施し、モータハードに関する最適設計検証をおこなう。

3. ブラシレスモータシステム設計段階におけるシミュレーション開発環境

3.1 要求仕様フェーズにおけるシミュレーション開発

ここでは、基本的な制御技術の構築およびモータ基本仕様の検討をおこなう。EPS制御システムをMATLAB / Simulinkで、車両特性を機構解析ソフト(MSC.ADAMS*)で、モータ特性を電磁界解析ソフト(JMAG)で、機械要素をI-deas**で構築する。さらに各要素を連成化することにより、

- ・ システムデザインの最適化

- ・ EPS仕様に対する初期検討
- ・ フェールセーフ機能評価

を目的としたIDEを構築した。図3にIDE概要を示す。本報では、制御システム(MATLAB / Simulink)とモータ(JMAG)間のIDEである連成解析手法について特に取り上げ、以下の節に述べる。

3.2 統合開発環境を活用したブラシレスモータシステム設計手法について

システム設計手法においてはMATLAB / SimulinkとJMAGの連成解析手法により、最適システム要件を構築する。MATLABは、科学技術計算のための数値計算、データ解析、ビジュアルイゼーション、そしてプログラミング機能を統合したテクニカルコンピューティング環境である。Simulinkは、ダイナミックシステムのモデル化においてもっとも広く普及したソフトウェアパッケージである。本ソフトを活用することで、よりスピーディーに、より信頼性の高い制御ソフトの開発が実現可能である。

しかし、MATLAB / Simulinkモデルでは、モータ特性に関する入力項目は抵抗とインダクタンスのみの簡素化モータモデルとなる。そのため、モータ特性評価として重要なコギングトルク、電機子反作用、インダクタンスの変化、損失等の考慮がされず、求めるべき性能のトレードオフ関係を十分に検討することができない。

電磁界解析ソフト(JMAG)は、モータ等電磁機器の製品開発・設計を支援する、実績と高い評価を持つソフトウェアであり、モータ性能の解析ツールとして活用している。しかし、JMAGによる解析では、モータ単体の特性については高精度で評価可能であるが、駆動回路の特性、電流制御方法が考慮できないため、

*MSCは米国MSC Software Corporationの登録商標です。

**I-deasはUGS Corp.の登録商標です。

システムとしての最適検討ができない。

本問題を解決するには、JMAGによるモータモデルと、MATLAB / Simulinkによる駆動制御系の解析手法を統合したシミュレーション環境が必要である。このため、JMAGとMATLAB / Simulinkの連成解析方法を検討し、JMAG - MATLAB / Simulink間のインターフェースを株式会社日本総合研究所¹⁾と共同で開発し、図4に示すIDEを構築した。また、図5にMATLAB / Simulinkにより構成した電流制御系及び駆動系と、JMAGで構成したモータモデルの連成解析図を示す。JMAG、MATLAB / Simulink個々に解析した結果に対し、MATLAB / Simulinkで構成した駆動制御系モデル（インバータ回路、電流検出含む）にJMAGで構成したモータモデルを組み込み、電流制御系のパラメータ設計をしたことによる、転流時の電流変動とトルク変動の低減効果を図6に示す。連成解析による結果では、MATLAB / Simulinkによるシミュレーション結果と比べ、トルク波形は電機子反作用等の影響を受けた波形

形状となっている。また、JMAGによるシミュレーション結果と比べ、トルク波形にひげのようなリップルが無く、連成解析では、より実車特性に近い結果が得られた。

4. ブラシレスモータ要素技術におけるシミュレーション技術

要素設計技術では、システム設計段階で構築したIDEソフト資産を、MATLAB / Simulinkをプラットフォームとして結合し、MATLAB / SimulinkのデータをdSPACE、TargetLinkそれぞれのベースデータとして共有化したことで、要素開発効率が向上した。各要素開発におけるそれぞれのプロセスについて以下の節で述べる。

4.1 制御設計におけるシミュレーション技術

このプロセスでは、制御設計の詳細検討の過程においてシミュレーションを活用した評価をおこなう。IDEで構築したモデルに対し、MATLAB / Simulinkによる制御仕様の検討、アルゴリズムの構築及び制御仕様との同定検証を行い、その結果に基づいて仕様の妥当性を評価する。

制御仕様の妥当性は、

- ・ モータ転流、電圧飽和の最適化
- ・ モータ逆起電圧推定の最適化

等の達成の程度によって評価される。一例として、図7にモータ転流制御に関するシミュレーション結果を示す。

図7右図は、従来の電流制御による、電流波形とトルクの関係を示す。電流の脈動に起因してトルク変動

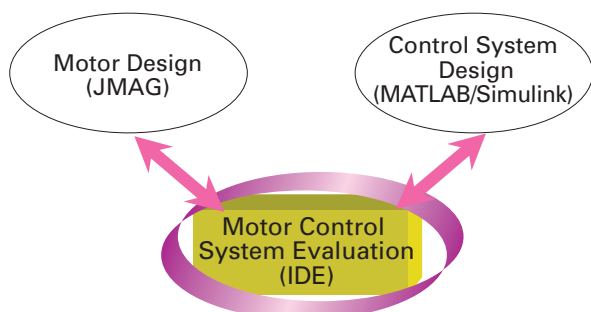


図4 JMAGとMATLAB/Simulinkによる統合開発環境
Fig. 4 JMAG and MATLAB/Simulink by integrated development environment

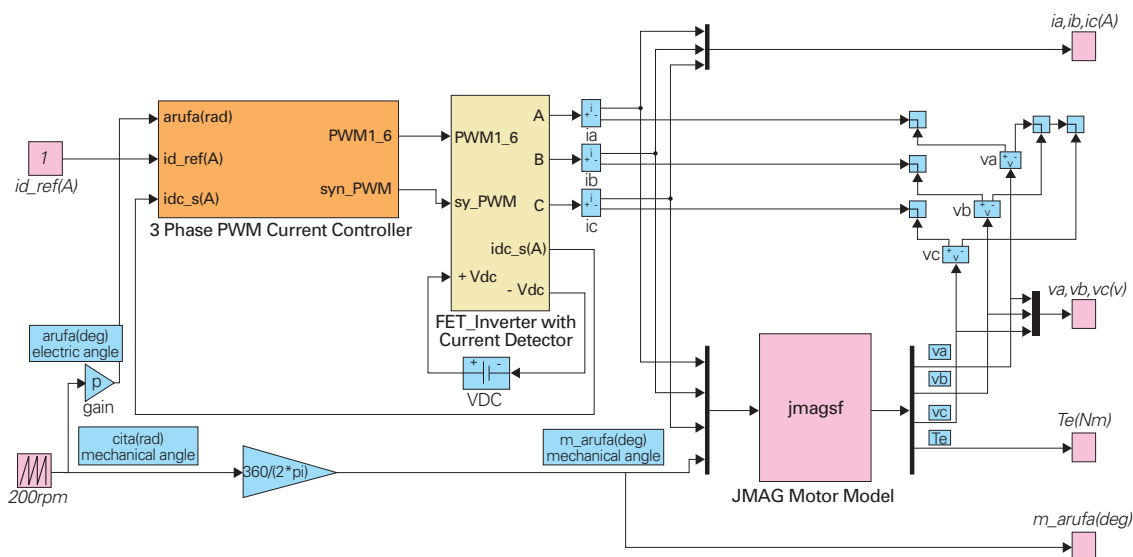


図5 MATLAB/Simulink、JMAG連成解析図
Fig. 5 Mutual application analysis diagram in MATLAB / Simulink and JMAG

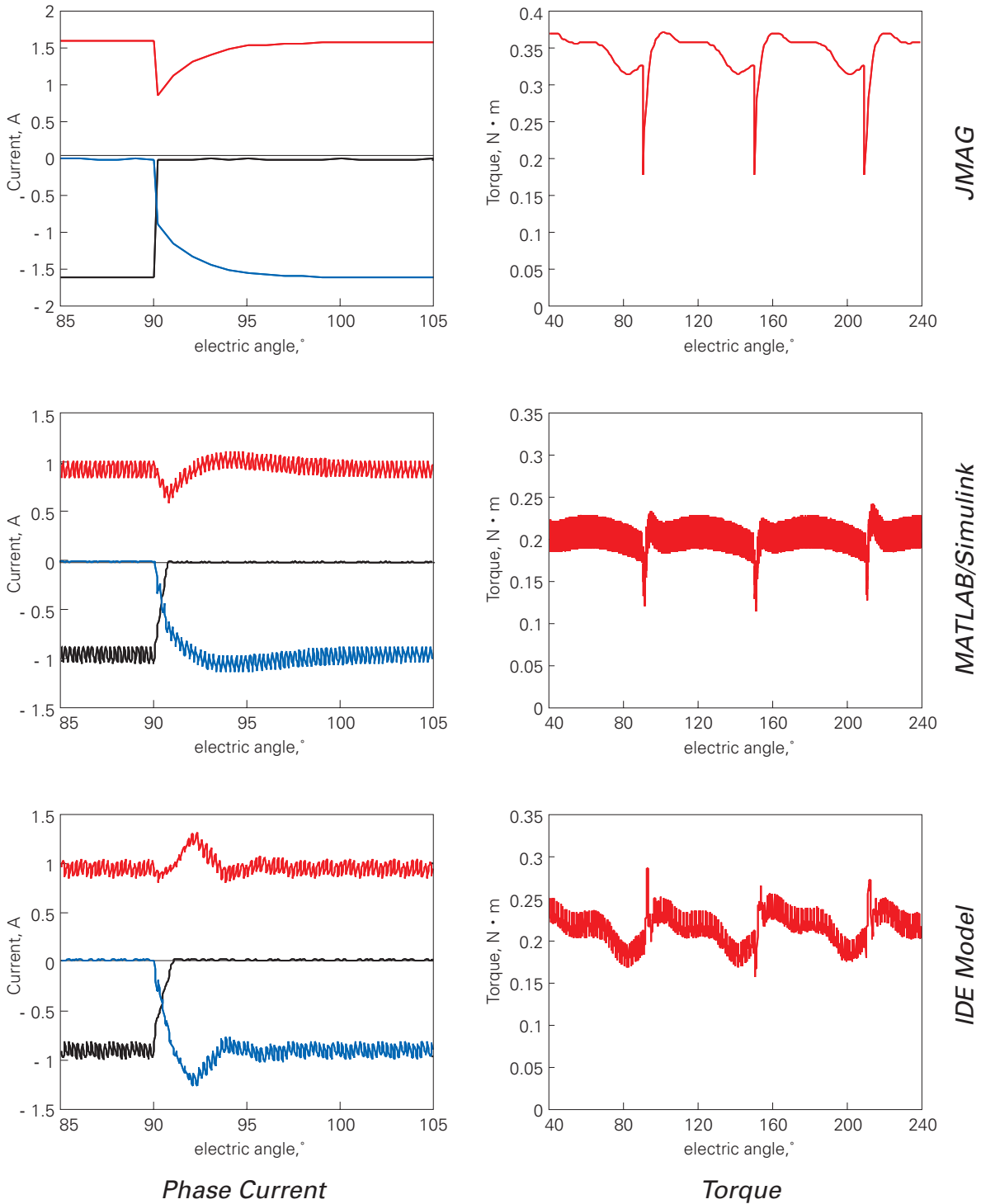


図6 JMAG , MATLAB/Simulink及び連成解析によるシミュレーション結果
 Fig. 6 Simulation result by JMAG MATLAB/Simulink and mutual application analysis

が発生していることが伺える．このトルクの脈動が騒音の発生要因の主因となるため，電流波形が脈動しないようにする対策が必要となる．この電流波形の脈動を対策した結果を図7左図に示す．転流時の電流波形の乱れを無くすことで，トルクの脈動が大幅に減少していることがわかる．

4.2 ECU設計におけるシミュレーション技術

このプロセスでは，ECU詳細設計についてTargetLinkを活用して評価をおこなう．MATLAB / Simulinkで構成されたモデルからTargetLinkによりC言語コードのプログラムへ自動生成されることで，開発効率の向上と開発期間の短縮が可能となる．

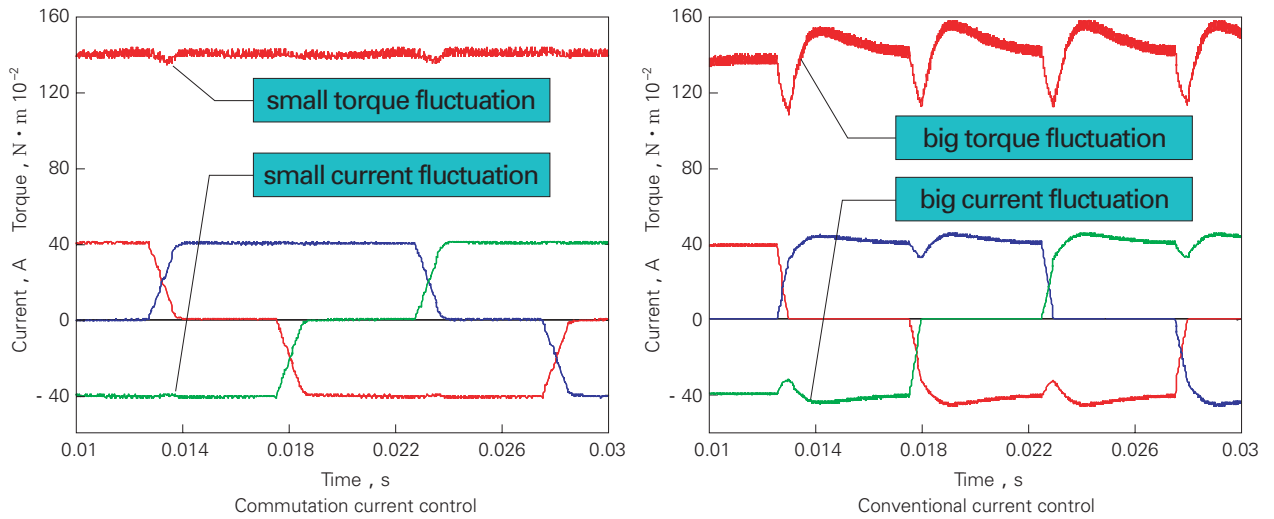


図7 転流制御のシミュレーション結果
 Fig. 7 Simulation result of commutation current control

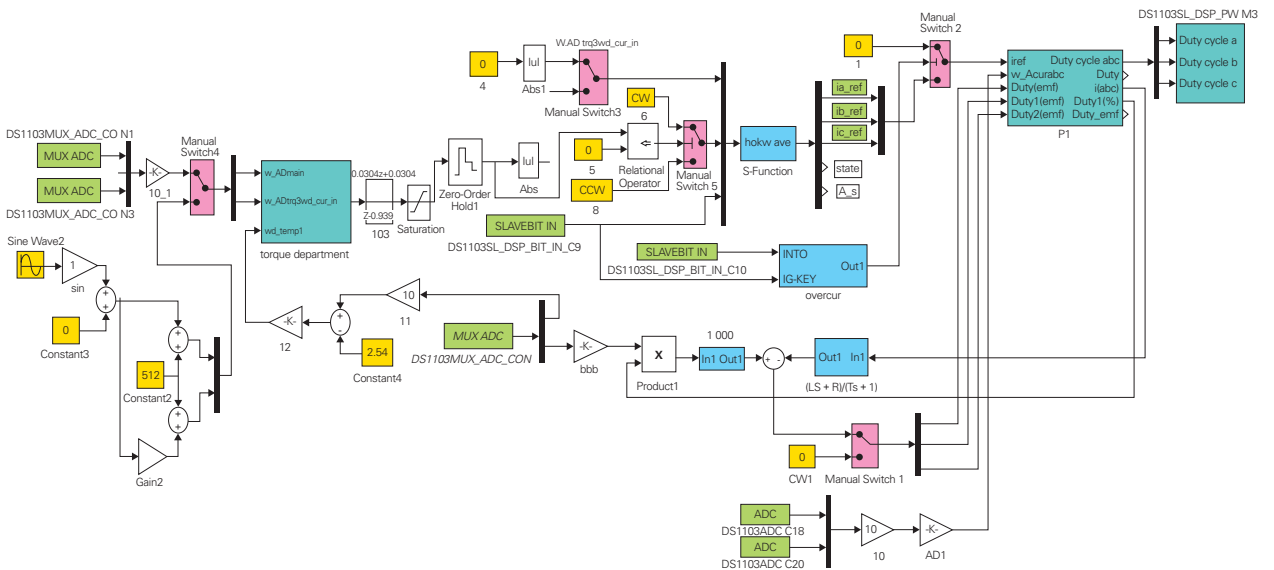


図8 dSPACEシミュレーションモデル
 Fig. 8 dSPACE simulation model

4.3 モータハード設計におけるシミュレーション技術

このプロセスでは、モータハード詳細設計に関し、dSPACE を用いた制御系シミュレーションと実際のモータハードウェアを組合せ、性能を評価している。

dSPACEシミュレータの特徴としては、

- ・豊富なインターフェース機能の搭載
- ・Simulinkベースのモデルの実装
- ・コード生成から実装まで短時間で可能
- ・対話的な操作でのモニタリング及びデータ計測
- ・オンラインでのパラメータチューニングが可能
- ・変数値の連続表示
- ・実行中の複数の計器パネル表示

等が挙げられる。dSPACEにより、ロバスト性の検証、

機能開発、パラメータ設計さらにはモータハードウェアのバラツキ感度評価が効率良く実行できる。図8にブラシレスモータにおけるdSPACEシミュレータモデルを示す。

5. 実車評価とシミュレーション技術の統合

実車評価を想定したドライビングシミュレータ環境の概要を図9に示す。ここでは、操舵反力をシミュレートする装置を説明する。

ステアリングホイールの操舵角信号、操舵角速度信号等をPC内に構築した車両モデルにインプットしてラック軸力を算出し、それにもとづいてアクチュエータ制御を行う。図10に実車走行結果とドライビングシミュレータ結果を示す。図10左図は、定常円旋回

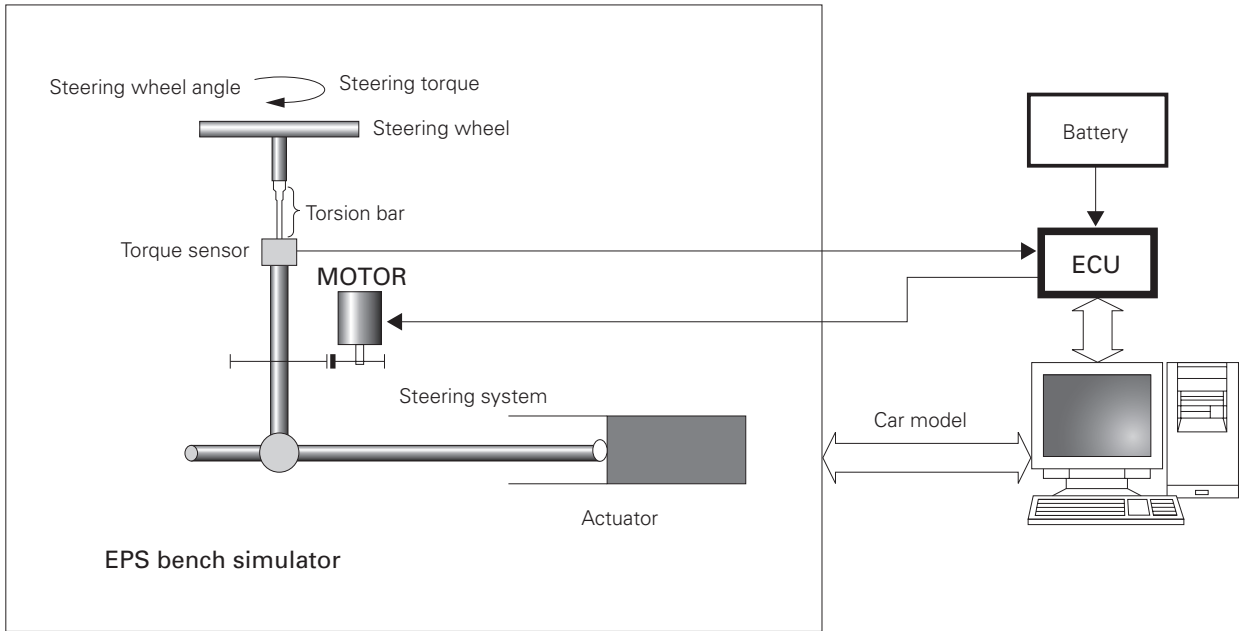


図9 ドライビングシミュレータ
Fig. 9 Driving simulator

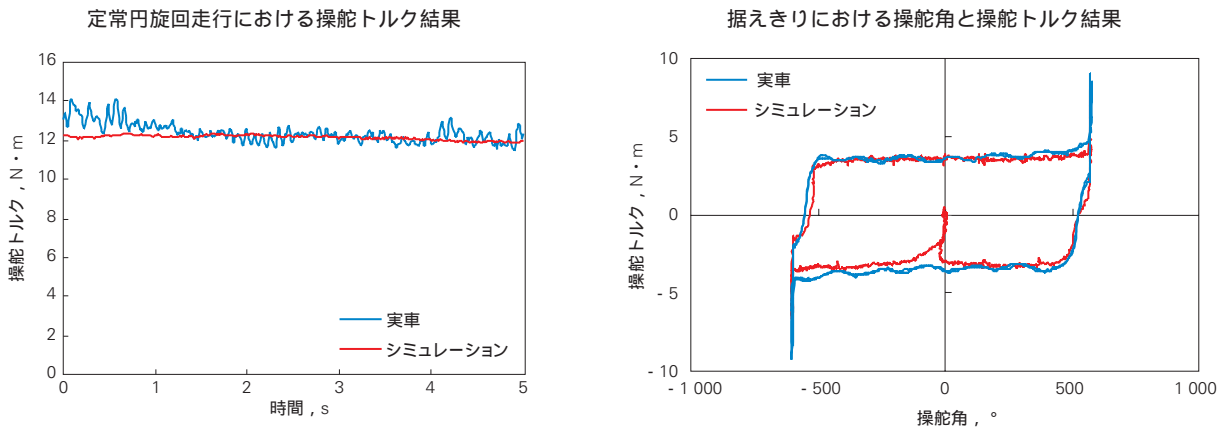


図10 ドライビングシミュレータと実車による評価結果
Fig. 10 Evaluation result of driving simulator and vehicle

走行時の操舵トルクの実車結果とシミュレーション結果である。実車結果に対し、シミュレーションにより得られたトルク値はほぼ同等の結果であり、実車と同等がとれたシミュレーションモデルであると言える。同様に、右図は据えきり時の操舵角と操舵トルクの関係について、実車とシミュレーション結果を比較した図である。左図同様、実車とシミュレーション結果はほぼ一致しており、実車と関連のあるシミュレーション結果である。

これにより、実車上では困難であったブラシレスモータのフェールセーフ再現実験が事前に評価できるようになった。

6. ま と め

V型モデルをベースに、シミュレーション技術を活

用した独自の開発プロセスを構築することで、ブラシレスモータを開発していく過程で問題となる性能評価について、ブラシレスモータ固有の課題を改善する手法を確立する事が出来た。今後、本手法をEPSシステム開発に応用し、商品開発期間の短縮と、他社に先駆けた新商品の市場投入が実現できるシステムの開発を進めていく。

参考文献

1) 陳 慧 ; "JMAGとMatlab / Simulinkの連成解析"; JMAG User Conference 2000 (2000)

ステアリングコラム/ジョイントの動向 と最新技術



山田 康久

山田 康久* , 山田 貴次*

The Trend and the Latest Technology of a Steering Columns /Joints



山田 貴次

by Y. Yamada, T. Yamada

Steering systems must be highly reliable. This is especially true for the steering mechanisms incorporating a sliding shaft, which has become increasingly important due to its vibration absorbing qualities and its ability to collapse in the event of a head-on collision. At NSK, we have focused our attention on the influence the sliding shaft has on vehicle stability and control. We have thus developed a hybrid sliding shaft that combines the strengths of turning and sliding functions. Furthermore, our newly developed column-type EPS allows for the transfer of large torque. Our new development provides drivers with more accurate steering response and contributes to straight tracking at high speeds for overall precise and responsive steering.

- | | |
|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. ステアリングシステムに求められるスライダ
ーの機能 3. 操縦安定性への影響 4. ステアリングシステムの性能を向上させるス
ライダーの構造 <ul style="list-style-type: none"> 4.1 樹脂コーティングタイプスプライン | <ul style="list-style-type: none"> 4.2 すきま調整タイプスプライン 4.3 ハイブリッドスライダー 5. スライダー構造とその特性 <ul style="list-style-type: none"> 5.1 スライド部の張り剛性 5.2 スライド特性 5.3 実車での操縦安定性 6. あとがき |
|--|---|

1. まえがき

近年、自動車メーカー各社から求められるステアリングコラム及びジョイント（以下ステアリングシステムと記述）に対する機能は、より高度化している。NSKにとってそれらのニーズに応える高機能商品の開発が不可欠であることは勿論、タイムリーに供給することが非常に重要であることは言うまでもない。ステアリングシステムにおいては、主に操縦安定性、衝突安全性、位置調整機能や防振機能による快適性等の機能が求められており、多機能でありながら、重要保安部品として、非常に高い信頼性が求められる製品である。

このような背景からNSKでは、数々の要素部品の開発を行ってきた。特に操舵軸のスライド機構は、走行時の振動吸収や衝突時のコラプス機能を果たすため、重要視されてきた。この機能を更に高めワールドクラスの操縦安定性を目指すことで、ステアリングシステムが本来持ちうるアクティブセーフティーのポテンシャルを最大限に高めることができた。本報は、要素部品の中でも特に機能上重要な役割を担うステアリング操舵軸のスライド機構について紹介する。

2. ステアリングシステムに求められるスライダーの機能

ステアリングシステムは、ドライバーとくるまが、常に情報を伝達し合う「マン-マシンインターフェース」として非常に重要な機能を担っている。その機能

* NSKステアリングシステムズ(株) ステアリング技術部

は、ドライバーがステアリングホイールを介してトルクを伝達し、意図する方向へ曲がる機能であり、車両の挙動やロードインフォメーションをドライバーに伝える機能でもある。つまり、トルクを伝達することが、主目的であるが、いかにドライバーの意思通り、かつ快適に操作できるかが、ステアリングシステムに課せられた重要な課題である。

前述の観点から、ステアリングシステムに求められる性能を、操縦安定性、快適性、衝突安全性、車両への組付性に分類し、個々の機能との関連を表1に示す。以下にその機能について説明する。

(1) “十分なスライドストロークを有する”

スライダを中間軸のジョイント間に配置した場合(図1)、操舵トルクが負荷された際に、ジョイント間に発生するモーメント力を軸方向に吸収する機能が求められる。また、ローピボットチルト機構の場合(図2)、レイアウト上の制約からアッパー側のジョイント中心とチルト回転中心が異なる場合、チルトを上下に調整した際に、ジョイント間寸法が変化してしまう。この場合にも、軸方向の変位量を吸収することで、操舵時のフリクションを抑え、スムーズなハンドリングを実現することができる。

快適性に関しては、中間軸に配置されたスライダがサブフレーム構造の車両の相対変位をスムーズに吸収することでステアリングホイールへの不快な振動の伝達を抑制することができる。また、テレスコピックの機能がある場合には、主軸あるいは、中間軸において、軸方向にスライドする必要があるため、一般的に40～50mmのストローク量が必要である。

衝突安全性に関しては、その車両が必要とする一次衝突時のストローク量(コラプス量)を有する必要がある。必要ストローク量は車両によってさまざまである。

車両への組付け性は、中間軸のスライド部を数十mm伸縮させることで、容易に中間軸とピニオン軸の締結作業をすることができる。

(2) “低い荷重でスライドする”

(1)項で挙げた状況のうち、衝突時のケースを除いて、人が簡単に手で動かせる程度の低荷重でスライドできることが必要となる。

(3) “回転方向ガタが小さい”

操舵系において最も配慮されなければならない項目である。スライド部とジョイント部の回転方向のガタを最小限に抑えることで、操縦安定性、特に高速直進安定性、微小舵角でのコントロール性を向上させることができる。

(4) “操舵トルク変動が小さい”

ドライバーに操舵トルクのムラを感じさせず、快適に安定した操舵をすることが重要である。ジョイント間位相を最適に設定すること。また、前述したようにローピボットチルト機構の場合、ジョイント間寸法の変化をスライダが吸収することで、操舵軸に発生する“こじれ”をキャンセルし、トルク変動を低く抑えることができる。

(5) “操舵トルク(フリクション)が小さい”

ステアリングシステムが持つ操舵時のフリクションを適切な値に抑えることで、車両全体の運動バランスを取り易く出来る。フリクションの発生源としては、操舵軸を支持するベアリング、中間軸のジョイントが挙げられる。また、前述したようにローピボットチルト機構の場合、ジョイント間寸法の変化をスライダが吸収することで、操舵軸に発生する“こじれ”をキャンセルし、回転トルクを低く抑えることができる。

表1 スライダに関連するステアリングシステムの機能

Table 1 The Functions of steering system relevant to the slider

	必要とされる機能	操縦安定性	快適性	衝突安全性	車両組付性
1	十分なスライドストロークを有する				
2	低い荷重でスライドする				
3	回転方向ガタが小さい				
4	操舵トルク変動が小さい				
5	操舵トルク(フリクション)が小さい				
6	高剛性である				
7	環境温度の変化による特性の劣化が少ない				
8	耐久性に優れている				
9	異音の発生がない				

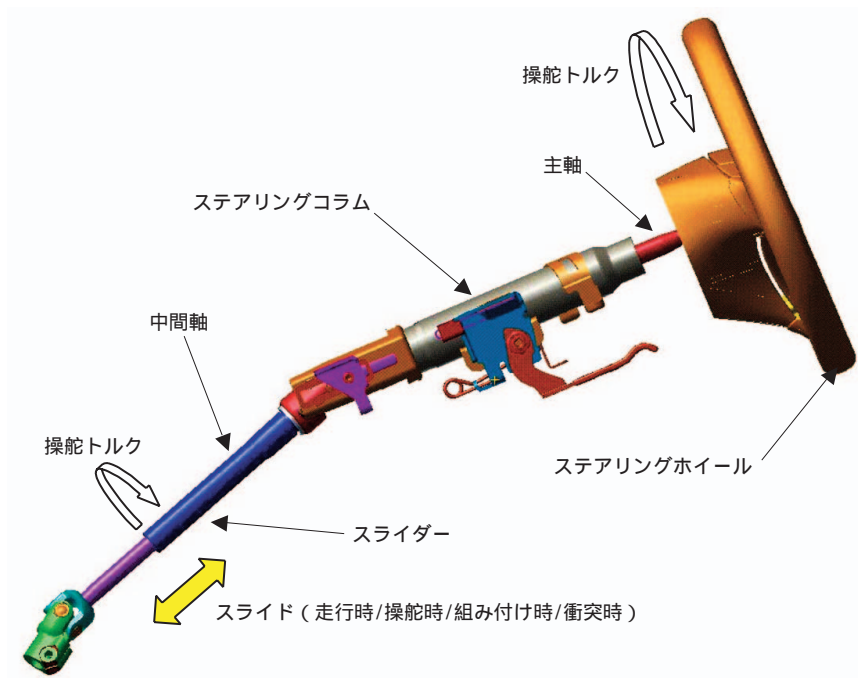


図1 スライダの働き
Fig. 1 Functions of slider

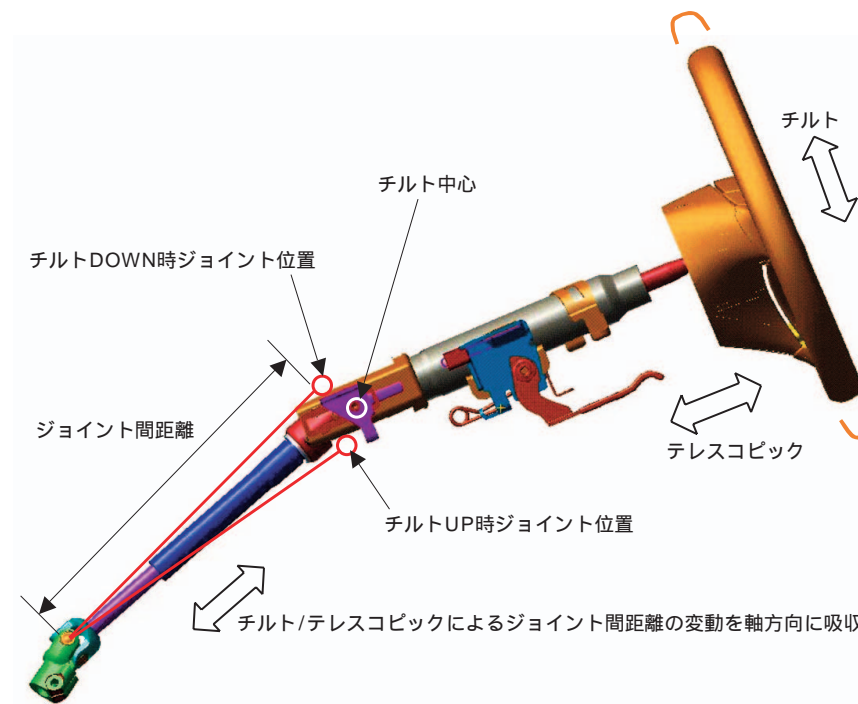


図2 チルト/テレスコピック操作時のスライダの働き
Fig. 2 Functions of slider in tilt/telescopic motion

(6) “高剛性である”

操舵軸系全体の振り剛性が、車両の性格によって求められる最適の剛性値に管理できることが、望ましい。

(7) “環境温度の変化による特性の劣化が少ない”

温度変化に依存しない材質、潤滑剤を使用することが必要となる。特に、中間軸は、車室内からエンジンルームに渡って配置されることがあり、低温から高温に至るまでその特性を維持することが必要となる。

(8) “ 耐久性に優れている ”

初期の品質特性を長期に渡って保ち続けることが、重要である。特に、従来構造のジョイントやスライダ一等の可動部は、“ なじみ ” が出来、作動抵抗は、減少するが、ガタが増加してくる。この特性劣化を抑えることが必要となる。

(9) “ 異音の発生がない ”

高品質を維持する上で非常に重要である。異音の発生源は、回転部及びスライド部のガタ、スティックスリップ等である。これら可動部のガタを抑え、かつスティックスリップが発生しない構造、潤滑を採用することで、異音の発生を抑えることができる。

前述した全ての機能を果たすことで、操縦安定性、快適性、衝突安全性、作業性の全ての要求仕様を高次元で実現することができる。特に、中間軸に配置されたスライダが非常に重要な役割を果たしていることがわかる。

3. 操縦安定性への影響

次に中間軸用スライダが、操縦安定性へ及ぼす影響について着目する。

ステアリング系にガタなどの不安定領域が存在すると、操舵に対するヨーレイトゲインが低下し、位相遅れが大きくなるなど、一体感のあるステアリングを得ることが難しい。逆に、ガタが全く無く、ステアリング系の剛性が高過ぎると、路面の外乱や振動の伝達が大きくなってしまい、快適性の面で好ましくない。

また、油圧パワーステアリング系のアシスト特性や、EPSの制御によっても車両の性格は大きく変化する。そのため、車両の性格に合わせて操縦性と快適性のバ

ランスを取りながら、ステアリング系の特性チューニングを行っていく必要がある。しかしながら、油圧パワーステアリングやEPSが制御出来なかったゾーンがステアリング系で発生する“ ガタ ” などの不安定領域である。ステアリング系の可動部で発生しうるガタは、高速走行時のレーンチェンジの操縦安定性に大きく影響する。高速走行時は、操舵に対する車両応答の正確さ、車両の直進性・外乱安定性、ステアリングの一体感等が重視される。これらの性能を満足させるために、中間軸に出来る限りの機能を盛り込んだ高機能スライダの構造について紹介する。

4. ステアリングシステムの性能を向上させるスライダ構造

4.1 樹脂コーティングタイプスプライン (図3)

現在最も多く使われている構造である。スプライン形状をしたシャフトに樹脂コーティングが施してあり、スリーブと嵌合されている。テレスコピック機能の要求が発端となり量産化。主軸用、中間軸用共に広く使用されている。

長所：スライド部は樹脂を介して接触しているため、ガタ感や異音の発生を抑えることができる。シャフトとスリーブとのマッチングを行っているため、ガタを最小限に抑えつつ、低荷重でスライドできる。

短所：熱の影響を受けやすい為、エンジンや排気管の近くなど、高温となる環境下には、不向きである。

4.2 すきま調整タイプスプライン (図4)

軸方向にスリットの入った中空シャフトの内側に予

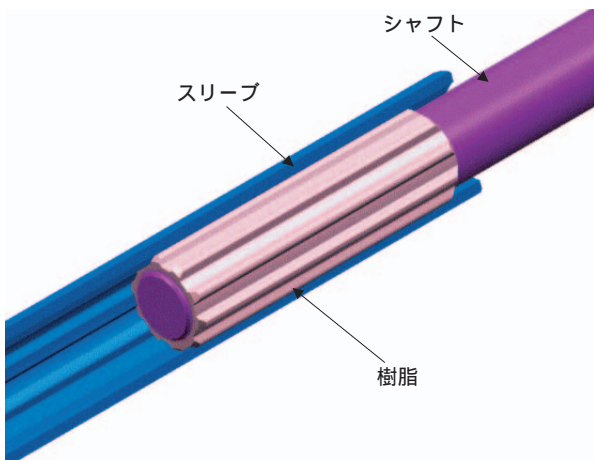


図3 樹脂コーティングタイプスプライン
Fig. 3 Resin coated spline type

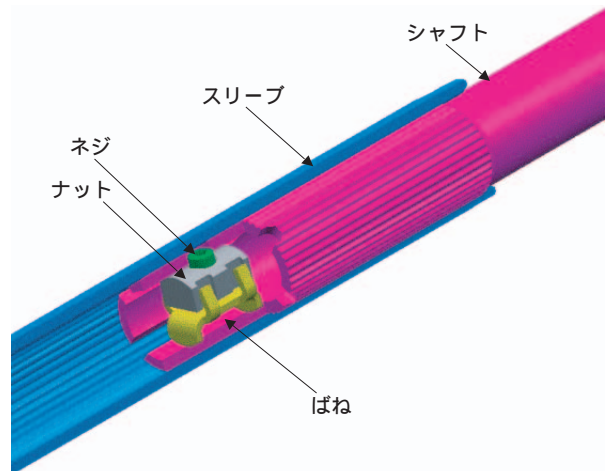


図4 すきま調整タイプスプライン
Fig. 4 Expandable spline type

圧用ばねと調整用ナット，ボルトが配置されている．シャフトとスリーブはスプライン嵌合されており，シャフトの内側から最適な予圧が掛かるようにネジで調整を行う．テレスコピック用として主軸に，また，耐熱性を必要とする中間軸に常時スライド用として採用されている．

長所：スライド部は，ばね力によって常時予圧が掛かっているため，回転方向ガタは発生しない．シャフト，スリーブとも表面硬化処理が可能であり，耐摩耗性が高く，熱の影響も受けにくい．

短所：トルクが負荷された際にスライド荷重が上昇する．

4.3 ハイブリッドスライダ（図5）

“転がり”と“滑り”，両者の長所を組み合わせたハイブリッドタイプのスライダを開発した．スライドする際には，ボールが転動することで，スムーズなスライドを行い，トルクが負荷された際には，ピンが接触することで確実にトルクを伝達する構造とした．

長所：スムーズなスライドを実現．耐久性，耐熱性に優れる．

5. スライダー構造とその特性

5.1 スライド部の捩り剛性

スライド部がスプライン構造の場合（図6），シャフトとスリーブ間に存在する回転方向ガタを完全に無くすることは出来ない．しかし，微小なガタが存在するものの，樹脂を介することで，ガタを感じさせない特長を持っている．今回開発したハイブリッドスライダ

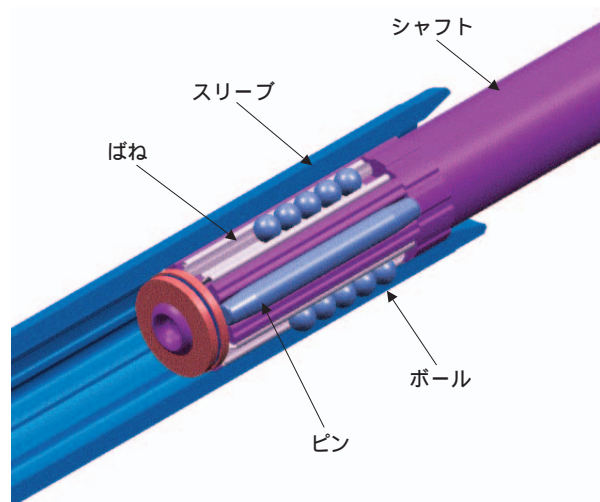


図5 ハイブリッドスライダ
Fig. 5 Hybrid slider

の場合，（図7）転がり部に予圧が働いているため，オンセンター付近に適度な剛性を持った低剛性領域が存在する．更に，トルクが負荷されるとピンがリジッドに当たるので，高剛性が得られる．この特性を持つことで，コラムタイプEPSの大トルク伝達も可能でありながら，高速走行時の操舵に対する車両応答の正確さ，車両の直進性，ステアリングの一体感等を飛躍的に向上させることができる．また，路面からの外乱入力を適度に抑える役割も果たす．なお，操舵系全体のバランスを考えた場合，EPS制御技術¹⁾と組み合わせることが最良と考える．

5.2 スライド特性（図8）

操舵トルクが負荷されるのと同時に微小な軸方向変位をスライダが，スムーズに吸収できることが重要であることは既に述べた．スプライン構造の場合，スライド部は滑り摺動であるため，負荷されたトルクに比例してスライド荷重が増加する．これに対し，ハイブリッドスライダの場合，高速走行時の操縦安定性が議論されるべき操舵トルクでは，低スライド荷重を維持することができる．

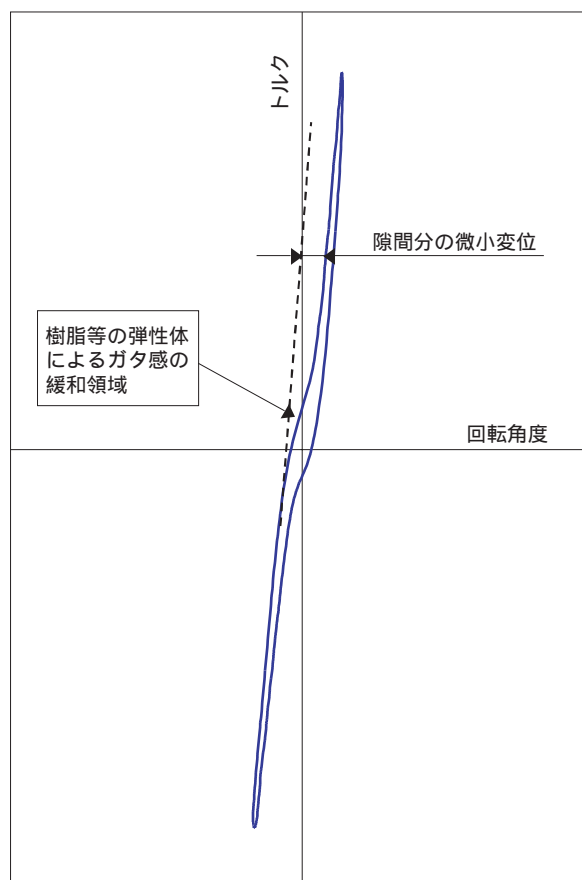


図6 スプラインタイプスライダの捩り剛性線図
Fig. 6 Torsional rigidity of spline type slider

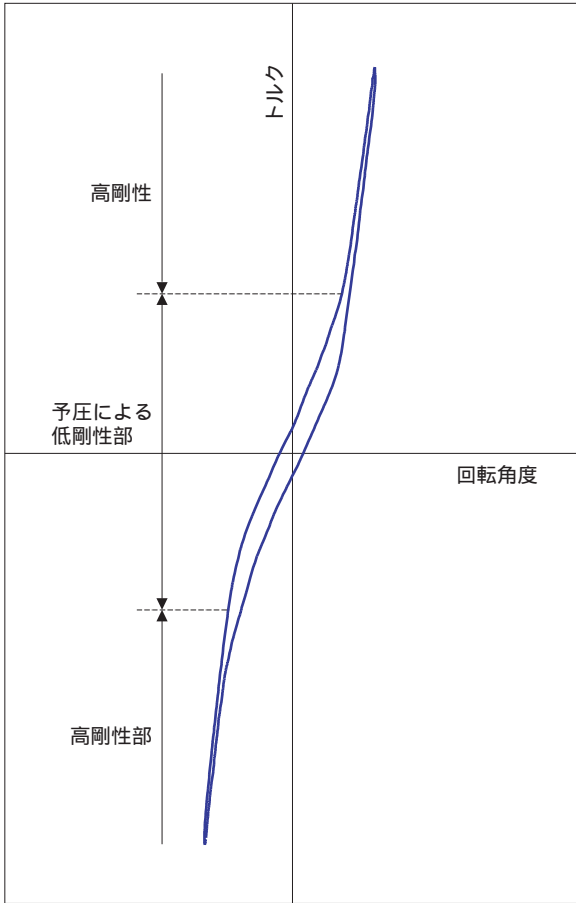


図7 ハイブリッドスライダの捩り剛性線図
Fig. 7 Torsional rigidity of hybrid slider

5.3 実車での操縦安定性

操縦安定性の評価は、未だドライバーによる主観的評価によるところが大きい。高速走行時の微小舵角域で定量的な比較データを得るのは難しいが、今回、操舵特性が向上した一例を紹介する。図9と図10は時速100km/h走行時の操舵角と操舵トルクの関係を示したものである。

図9は中間軸にハイブリッドスライダを使用した結果である。ニュートラル付近からのトルクの立ち上がりが良く、トルクのつながりが滑らかであることが分かる。これに対し、図10は中間軸がスライドしない構造であり、トルクのつながりがスムーズでないことが分かる。

6. あとがき

本報では、ステアリングシステムに使われるスライダの機能と、量産品から開発品に至るまで、各製品の性能を紹介した。特に操縦安定性に対する影響は、

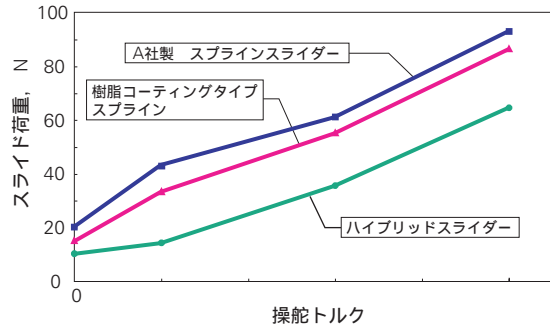


図8 操舵トルク対スライド荷重
Fig. 8 Steering torque vs sliding force

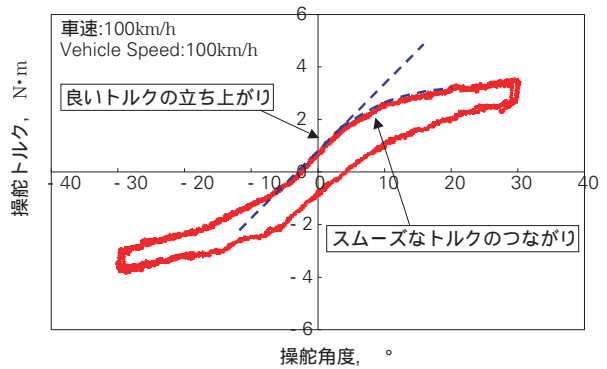


図9 ハイブリッドスライダの操舵特性
Fig. 9 Steering characteristic of hybrid slider

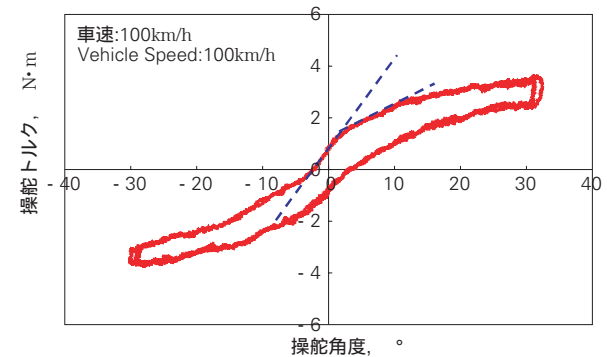


図10 リジッドシャフトの操舵特性
Fig. 10 Steering characteristic of rigid shaft

今まで注目されなかった分野であり、潜在的ニーズを先取りし、自動車メーカー各社に好評を得ている。今後も、要素開発の高度化を進めて、高機能ステアリングシステムとして提供していきたい。

参考文献

1) 遠藤 修司, 小林 秀行, "EPS制御技術", NSK Technical Journal, 676 (2003) 55 - 60

電装用軸受の動向と最新技術



池谷 正道*

池谷 正道

Latest Trends and Technologies of Automotive Electrical Component Bearings

by M. Iketani

This article discusses the latest trends and technologies of the automotive electrical accessory bearings for alternators, air conditioner compressors, idle pulleys, water pumps, and electrical accessory motors.

1. まえがき
2. オルタネータ用軸受
 - 2.1 オルタネータ用軸受の使用環境
 - 2.2 オルタネータ用軸受の主な特長
3. エアコンプリー用軸受
 - 3.1 エアコンプリー用軸受の使用環境
 - 3.2 エアコンプリー用軸受の主な特長
4. ベルトテンション・アイドラプリー軸受ユニット
 - 4.1 ベルトテンション・アイドラプリー軸受ユニットの使用環境
 - 4.2 ベルトテンション・アイドラプリー軸受ユニットの種類
5. 水ポンプ用軸受
 - 5.1 水ポンプ用軸受の使用環境
 - 5.2 水ポンプ用軸受の主な特長
6. モータ用軸受
 - 6.1 モータ用軸受の使用環境
 - 6.2 モータ用軸受の主な特長
7. あとがき

1. まえがき

近年、自動車を取り巻く環境は大変厳しいものになってきており、高効率・低燃費・安全・快適性といった要求を満たすべく、エンジンの電装品に使用される軸受も高機能化やユニット化が進んでいる。

ここでは、これら電装品に使用される軸受の最近の動向と技術について述べる。

2. オルタネータ用軸受

2.1 オルタネータ用軸受の使用環境

エンジンの高性能化、電子制御化、各部の電動化により電力需要が増え、オルタネータには小型高出力が求められている。また、高級車向けでは静粛性の要求

も高い。そのような環境の中、軸受には高温・高速・静音性が要求されている。

また、環境への配慮よりアイドルストップのパターンが組み入れられ、オルタネータがスタータを兼ねる装置も開発されている。それらにより軸受の使用条件にも変化が見られてきた。

2.2 オルタネータ用軸受の主な特長

オルタネータがポリVリブドベルトで駆動される(図1)ようになった1980年代半ばころから、市場においてフロント軸受外輪に白色組織変化を伴った早期はくりの発生があり、問題になっていた。

NSKは1992年にウレア・エーテル系グリース(MA7)を開発し、この問題を解決させ、軸受の高温高速長寿命化を達成した。

しかし最近になって、オルタネータの使用条件がさらに過酷になるに従い、ウレア・エーテル系グリース

* 軸受技術センター 電装・エンジン技術部

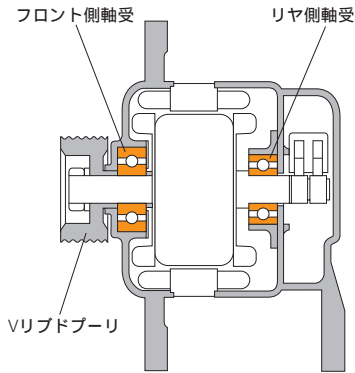


図1 オルタネータの概略断面
Fig. 1 Cross-section view of alternator



写真1 はくり部直下白色組織変化
Photo 1 White structure flaking

表1 グリース性状
Table 1 Grease characteristics

グリース名		HAB	HA1	MA7
外 観		黒色バター状	淡褐色バター状	淡褐色バター状
増ちょう剤		ジウレア	ジウレア	ジウレア
基油粘度	40	100	100	100
	mm ² /s	100	13	13
混和ちょう度	25	290	280	290
低温トルク	-30	300	330	300
	起動	100	120	200
回転				

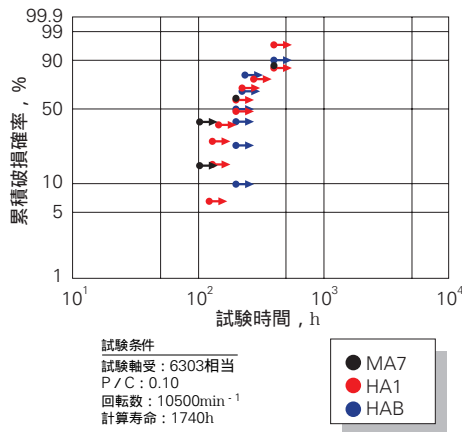


図2 オルタネータシミュレーション試験結果
Fig. 2 Alternator simulation test results

でも、厳しい条件下ではごくまれに上記同様の白色はくりが発生する事が確認されている。(写真1)

そこでNSKは、このはくり発生メカニズムを解明し、静電気の影響による鋼中への水素浸入が鍵と考え、静電気による電位差を解消するために、グリース中にカーボンパウダーを添加し、導電性を高めたHABグリースを開発した。

表1にHABグリースと従来グリースの代表性状を示す。

図2に非常に過酷な条件である弊社オルタネータシミュレーション試験結果を示す。

3. エアコンプリー用軸受

3.1 エアコンプリー用軸受の使用環境

カーエアコンは、エンジン補機ベルトによりプーリーを回転させ、そのプーリーを介してコンプレッサを駆動している。プーリー部には動力伝達を断続する電磁式軸継手（電磁クラッチ）が使用され、エンジン回転中でも、エアコンを必要とする時だけコンプレッサを回転させることができる。その中央に複列アンギュラ玉軸受が装着され、外輪回転で使用されている。

近年、コンプレッサの高速化や省スペース化が進み、軸受としても高温・高速下での信頼性向上や小型化への対応のニーズが増えてきている。

3.2 エアコンプリー軸受の主な特長

3.2.1 高信頼性グリースの採用

エアコンプリーは、最高回転数が7 000~13 000 min⁻¹、最大ラジアル荷重が1500N、最大オフセット量が25mm、最高軸受温度が160℃と使用条件が過酷になってきている。このため高温・高速・長寿命を

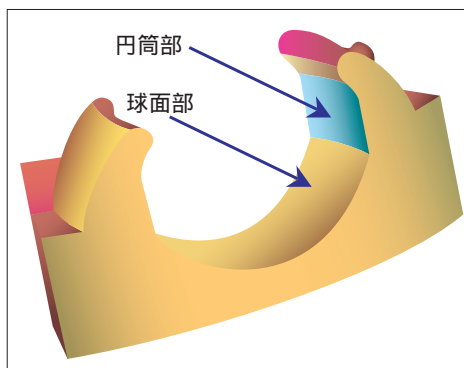


図3 アクシアル円筒ポケット保持器
Fig. 3 Axial-cylindrical pocket cage

中心として、より信頼性の高いグリースが求められている。

NSKでは、従来のENSグリースの耐焼付き性を向上させたMA6グリースを開発し、続けてさらに耐はくり性を向上させたMA8グリースを開発した。MA8グリースはその信頼性が認められ、現在ではコンプレッサブリー用軸受のグリースとして主流になっている。

表2にNSKグリースの代表性状を示す。

表2 グリース性状
Table 2 Grease characteristics

グリース名		ENS	MA6	MA8
外 観		乳白色バター状	淡黄色バター状	淡黄色バター状
増ちょう剤		ジウレア	ジウレア	ジウレア
基油粘度	40	32	79	76
	mm ² /s 100	5.8	11	11
混和ちょう度	25	276	265	276
低温トルク	-30			
	mN・m	起動 27	190 40	176 39

表3 シール形式と性能
Table 3 Types of seal and related performance

シール形式	DU	DUK	DUM	DUM改
シール構造				
高 速 性				
防水(防塵)性				
グリース漏れ性				

3.2.2 潤滑性向上保持器 (アクシアル円筒ポケット)の採用

NSKでは、先述の高信頼性グリースに加え、潤滑性を向上したアクシアル円筒ポケット保持器を開発し、採用している。図3にアクシアル円筒ポケット保持器の形状を示す。この保持器は、一般的には単一球面であるプラスチック保持器ポケットの一部を円筒形状にし、回転時にも常に転動体へ潤滑剤が供給できるよう改良したものである。

3.2.3 高性能シールの採用

既述のとおり、エアコンプリー用軸受は高荷重・高温・高速という厳しい環境下で使用される。また、悪路や雨水を考慮して耐水性の要求も増えている。

NSKでは、これらの要求に対し、外輪回転用の高性能接触シールを採用している。

表3に代表的なシール形式と性能を示す。

3.2.4 小型化への対応

エアコンの省スペース化に伴い、軸受の小型化への要求が高まっている。NSKでは、これらの要求へ対

表4 軸受仕様
Table 4 Bearing specifications

名 番	35BD5222	35BD5212	BY35	35BD4820	35BD4520
軸受構造					
外径寸法 (mm)	52	52	52	48	45
内径寸法 (mm)	35	35	35	35	35
幅寸法 (mm)	22	12	12	20	20

応し、様々なサイズの軸受ラインナップをそろえている。

表4に代表的な軸受を紹介する。

4. ベルトテンション・アイドラプリー軸受ユニット

4.1 ベルトテンション・アイドラプリー軸受ユニットの使用環境

オルタネータやエアコンなどのエンジン周り補機は、エンジンのクランクとつながれたベルトによって駆動されている。このベルトの張力やレイアウトを自在にするために、テンションプリーおよびアイドラプリーが使用されている。

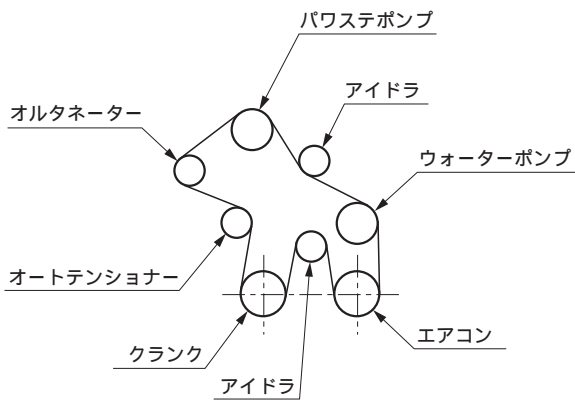


図4 エンジンベルトレイアウト
Fig. 4 Engine belt layout

近年、エンジンの軸方向寸法を抑える為、ベルト一本で全部の補機を駆動するサーペンタイン方式(図4)が主流になって来ており、伝達力を高くするため、ポリVのリブ数が増え(8リブ等)、ベルトの幅も広くなって来ている。

オートテンションプリーは、ベルトの緩み側に取付けるのが一般的で軸力も自身が与える張力で決まってくる。ところが、アイドラプリーの場合は、引張り側でベルト巻付きが大きく、エアコンコンプレッサ他、補機の変動荷重を受けるため、負荷としてもかなり過酷である。

これらのプリー軸受ユニットに要求される機能としては、高負荷容量、高温・高速、高密封性能があげられ、最悪試験条件としては、荷重：3 000N、回転数：18 000min⁻¹等、かなり過酷な使用条件となることがある。

4.2 ベルトテンション・アイドラプリー軸受ユニットの種類

プリーの形状としては、ベルトの正面を受けるポリVタイプとベルトの背面を受けるフラットタイプがあり、金属製の切削品や鋼板プレス製、さらに軽量とコストダウンの要求から樹脂製も使用されて来ている。(図5参照)

樹脂プリーの場合は、精度向上の為の特殊な成形技術や、融雪剤(塩化カルシウム)に対しても耐久に優れた材料を採用している。

代表的な軸受としては、6301、6203が挙げられる。高機能軸受仕様としては、エアコンプリー用軸受とほぼ同様の仕様を開発採用している。

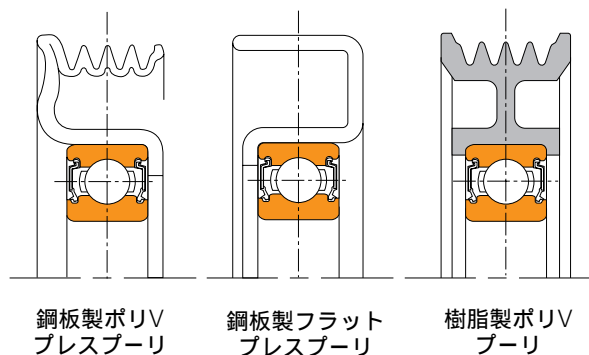


図5 プーリ形式
Fig. 5 Types of pulleys

アキシャル円筒ポケット保持器：潤滑性向上による低温異音防止と焼付き寿命向上
DUM改タイプシール：軽トルク，高密封性（グリース漏れ防止，耐水性向上）
MA・HA系グリース：耐白色はくり防止，焼付き寿命向上

5. 水ポンプ用軸受

5.1 水ポンプ用軸受の使用環境

図6に水ポンプの概略断面を示す。

近年，自動車の長寿命化や高性能化，低燃費化への要求が高まる中，水ポンプの信頼性及び軽量化がますます重要な課題となっている．特にエンジンの高性能化に伴いエンジンの発熱量は増加し，水ポンプへの要求も一層厳しいものになってきている．この課題に応える手段として信頼性向上に向けて軸受シールの改良，軽量化に向けて各種軸受タイプをそろえ対応を行ってきている．

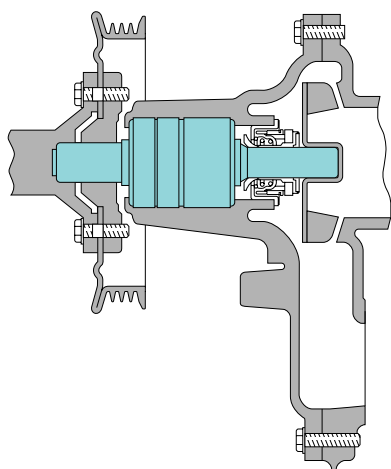


図6 水ポンプ軸受の概略断面
Fig. 6 Cross-section view of water pump bearing

5.2 水ポンプ用軸受の主な特長

これまで市場で使われてきた軸受の調査を行ってきた結果，故障モードのほとんどがLLC + 水がメカニカルシール側から軸受内部に浸入，その後潤滑不良にいたるといったケースであることが解ってきた．そのため，従来のシールに第3リップとスリンガーを設けることによって，主リップに到達する水や蒸気の量をこの部分で絞り込み，主リップへの水の影響，ひいては軸受内部への水の影響を緩和し密封性を向上させた．

図7と図8にシール形式とその比較試験結果を示す．

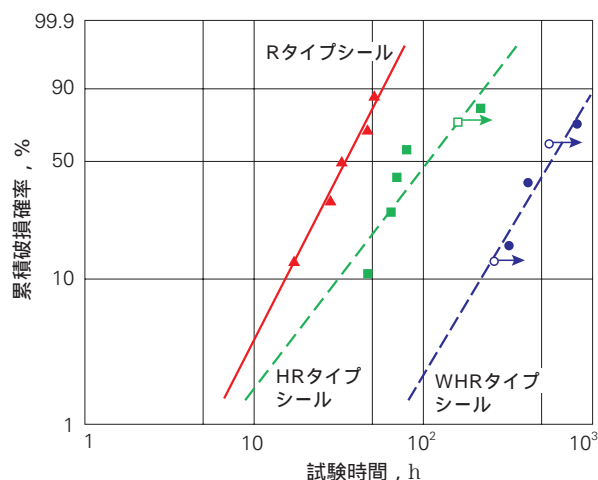


図7 シールの破損確率
Fig. 7 Percentage of seal failures

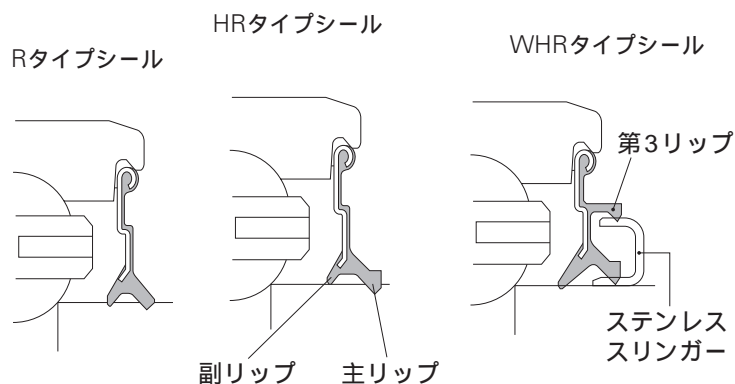


図8 シール形式
Fig. 8 Types of seals

6. モータ用軸受

6.1 モータ用軸受の使用環

近年、自動車には低燃費、高効率、安全性が要求されると共に、電子制御化も急速に進展している。そのため、使用されるモータの数は飛躍的に増えている。

吸気精密制御による有害排出物低減化のための、電動スロットル、ISCV（アイドルスピードコントロールバルブ）、EGR（排気ガス再循環装置）、高効率化目的の、EPS（電動パワーステアリング）、電動水ポンプ、電動ファン、安全性向上のための、ABS（アンチロックブレーキシステム）等が使用されている。これらのものは、ほとんどすべてモータで駆動・制御されており、FCV（燃料電池車）が実用化されるとモータ需要は、さらに飛躍的に増加する。

6.2 モータ用軸受の主な特長

代表的な自動車用モータにおける軸受仕様の特長について以下に示す。

6.2.1 電動ファンモータ用軸受

電動ファンモータ用軸受は、高温長寿命・はめあい寸法の維持（部品点数の低減のため、圧入のみで位置決めする）が要求されるため、耐熱性を有するグリース、高温寸法安定化処理した軌道輪、高密封非接触金属シールドを採用しており、優れた性能が得られている。主な軸受仕様は次の通りである。

- (1) シール：高密封性シールド（ZZ1）
- (2) 保持器：プラスチック保持器
- (3) グリース：EA3グリース（専用グリース）
- (4) 高温寸法安定性仕様：特殊熱処理
（この特殊熱処理は高温寸法安定性と同時に、耐圧痕性の向上も得られる。）

6.2.2 プロアモータ用軸受

プロアモータ用軸受は、高信頼性とモータの組立工程費用削減を目的に、メタルから転がり化が進められている。プロアモータは運転席近くに装着されることから静粛性が特に要求される。したがって軸受も極低騒音を維持することが重要である。主な軸受仕様は次の通りである。

- (1) シール：軽接触シール（DDW）
- (2) 保持器：プラスチック保持器
- (3) 音響等級：極静音仕様（ERU6）
- (4) グリース：音響に優れたNS7グリース

- (5) 取扱い不良による耐圧痕仕様：特殊熱処理
（高温寸法安定性も実現。耐圧痕性については図9参照）

6.2.3 ABSモータ用偏心軸受

ABSモータは、偏心軸を回転させることにより、偏心軸に取り付けられた軸受の外径面がプランジャを上下に動かして高圧のブレーキ液を吐出する構造である（図10参照）。従来、偏心軸の部分にはニードル軸受または標準的な玉軸受が使用されていたが、偏心軸加工費用の低減を図る目的で内輪内径を偏心させた軸受の採用検討が始まっている。

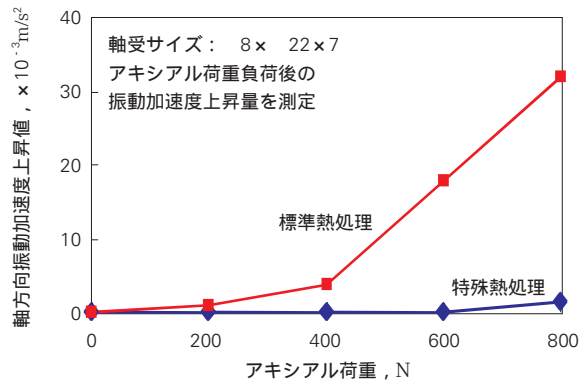


図9 熱処理による振動加速度上昇値比較線図
Fig. 9 Acceleration between special heat treatment and standard heat treatment

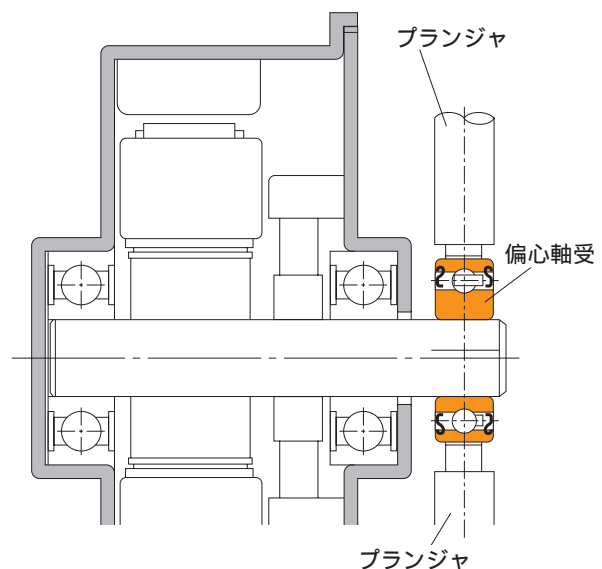


図10 ABSモータ部及び偏心軸受
Fig. 10 ABS motor and eccentric bearings

6.2.4 スロットルサポート用軸受

スロットルチャンバ（電子制御スロットル含む）は吸入空気量を制御する装置で、昨今コスト低減を図る目的で、従来チャンバ内の気密性を確保するために使用されていた軸シールを削減し、軸受シールでその役割を果たさせる傾向にある。そのため、サポート用軸受のシールには、軸シールの代替として高气密性を要求されるようになった。

NSKでは、チャンバ内で発生する負圧や正圧に対

して軸受シールによる気密性を確保するために各種解析、評価試験を実施し、多様な気密性要求に対応する最適シール仕様技術を確立した。

7. あとがき

本稿では、最近のエンジン電装品に使用される軸受のトレンドおよび技術について紹介した。

今後、電装品に使用される軸受に要求される機能は、ますます多様化すると考えられ、使用環境に対応できる高機能軸受の開発をさらに進めていきたい。

転がり軸受の低トルク化技術



荒牧 宏敏*

荒牧 宏敏

Low Frictional Torque Technology of Rolling Bearings

by H. Aramaki

In recent years, low frictional torque technology of rolling bearings have had to meet increasingly stricter requirements in response to growing concerns over environmental issues, such as the reduction of green house gases and conservation of natural resources. In this article, we will briefly discuss the basics of rolling friction and sliding friction of bearings. Then, we will cover details on how bearing design, contact angle, seals, and surface roughness can influence the lowering of torque in bearings. Lubricating methods and feeding rates are also critical factors that we will expand on. Finally, examples will be given of the optimum selection of bearings for lowered frictional torque for ball bearings and tapered roller bearings.

1. はじめに
2. 摩擦解析技術
3. 軸受摩擦の影響因子
 - 3.1 軸受諸元の影響
 - 3.2 接触角の影響
 - 3.3 シールの影響
 - 3.4 粗さの影響
 - 3.5 給油量の影響
4. 軸受形式の選択による低トルク化
5. おわりに

1. はじめに

転がり軸受は荷重を支えながら滑らかに軸を回転させるための機械要素であるから、長時間にわたり最小の損失で動力を伝達させる耐久性と低摩擦・低トルクが要求される。特に近年はCO₂削減や省資源といった環境への関心の高まりから低トルク化の要求が厳しくなっている。

工作機械主軸用軸受は、加工の高効率化を実現するため高速回転の要求が強く、高速でも温度上昇が小さく焼付かない低トルク仕様が求められる。低トルク・高速回転を実現させるため、小径ボールの採用、みぞRの最適化、耐摩耗・耐焼付き材料の採用などの設計・材料技術を用いた高速軸受の開発が行われている。また、給油法においても、大量の油で冷却するジェット潤滑やアンダーレース潤滑が使われる。一方、コスト・省エネルギーを重視したオイルエア潤滑¹⁾や

スーパーリーン潤滑²⁾、グリース給脂³⁾などの微量油潤滑法の開発が進められている。

自動車用軸受の場合、材料あるいは設計面での長寿命化技術によりサイズダウンを実現し、それが結果的に低トルク化も実現させてきた歴史がある。しかし、環境面でのニーズの高まりからさらなる低トルク化が要求されている。

本報では、軸受のトルク発生要因を外観し、数値計算技術を用いながら低トルクの可能性の検討を行う。

2. 摩擦解析技術

玉軸受の摩擦要因を図1に示す。一般に転がり摩擦は繰り返し応力によって生じる材料のヒステリシス損失が主原因であるが、転がり軸受の場合は材料のヒステリシス損失は小さく、潤滑剤の粘性抵抗が転がり摩擦の主要因になる⁴⁾。

図2は円すいころ軸受の摩擦要因を示す。円すいころ軸受では、機構上ころとつばとの接触部に滑りがあるため、滑り摩擦が働く。この滑り摩擦は低速域で摩

* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

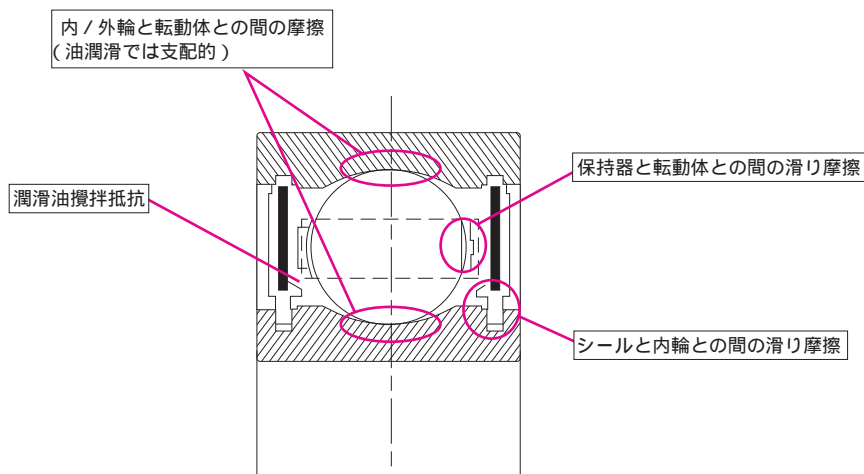


図1 玉軸受の摩擦要因
Fig. 1 Friction areas of a ball bearing

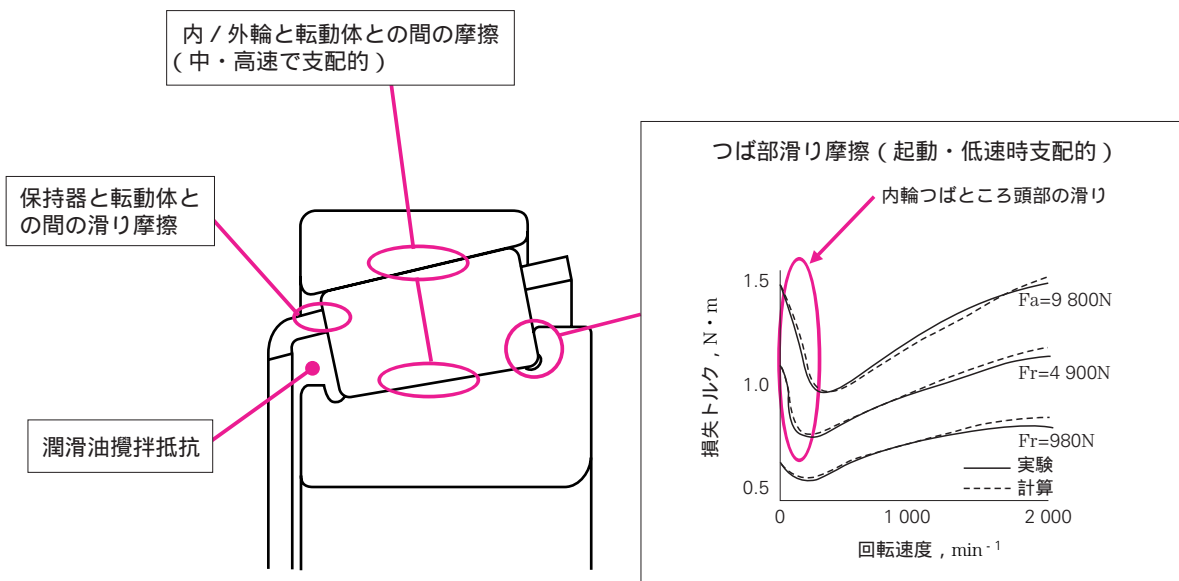


図2 円すいころ軸受の摩擦要因
Fig. 2 Friction areas of a tapered roller bearing

擦の主要因になるが、高速になるにつれて小さくなる。一方、転動体と軌道輪接触部での摩擦は回転数とともに大きくなり、中・高速では支配的になる。

転動体と軌道輪の接触部には1~3GPaという高い接触面圧が発生し、EHL（弾性流体潤滑）理論で説明できる油膜が発生する。その際、転がり方向におけるEHL流体圧力分布の非対称性および接触入り口における流体のせん断抵抗による摩擦モーメントが発生する。これが転がり軸受における摩擦損失の主要因となる。

転がり摩擦は、接触部の油膜が厚くなるほど（粘度大、速度大）、また流体圧力が高くなるほど（荷重大）、大きくなり、油膜が薄くなると減少する。油膜が粗さ

と同程度の場合、粗さ突起部で金属接触が生じ、そこでもいくらかの荷重を支持するようになるため、油膜による荷重支持割合が小さくなり、転がり摩擦は減少する⁵⁾。

回転輪（通常内輪）と転動体の滑り摩擦は転動体が転がる駆動力になる。転がり摩擦（抵抗）と鈎合う滑り摩擦が発生することにより転がり運動が発生する。転がり摩擦が滑り摩擦を上回ると幾何的な転がり運動ができなくなりスキッピングとよばれる滑りが発生する。この現象は低荷重・高速回転で発生しやすくなる。高速でのスキッピングは摩耗やスキッピング損傷とよばれる表面損傷を発生させる危険がある。

玉軸受や球面ころ軸受では、その幾何形状により正

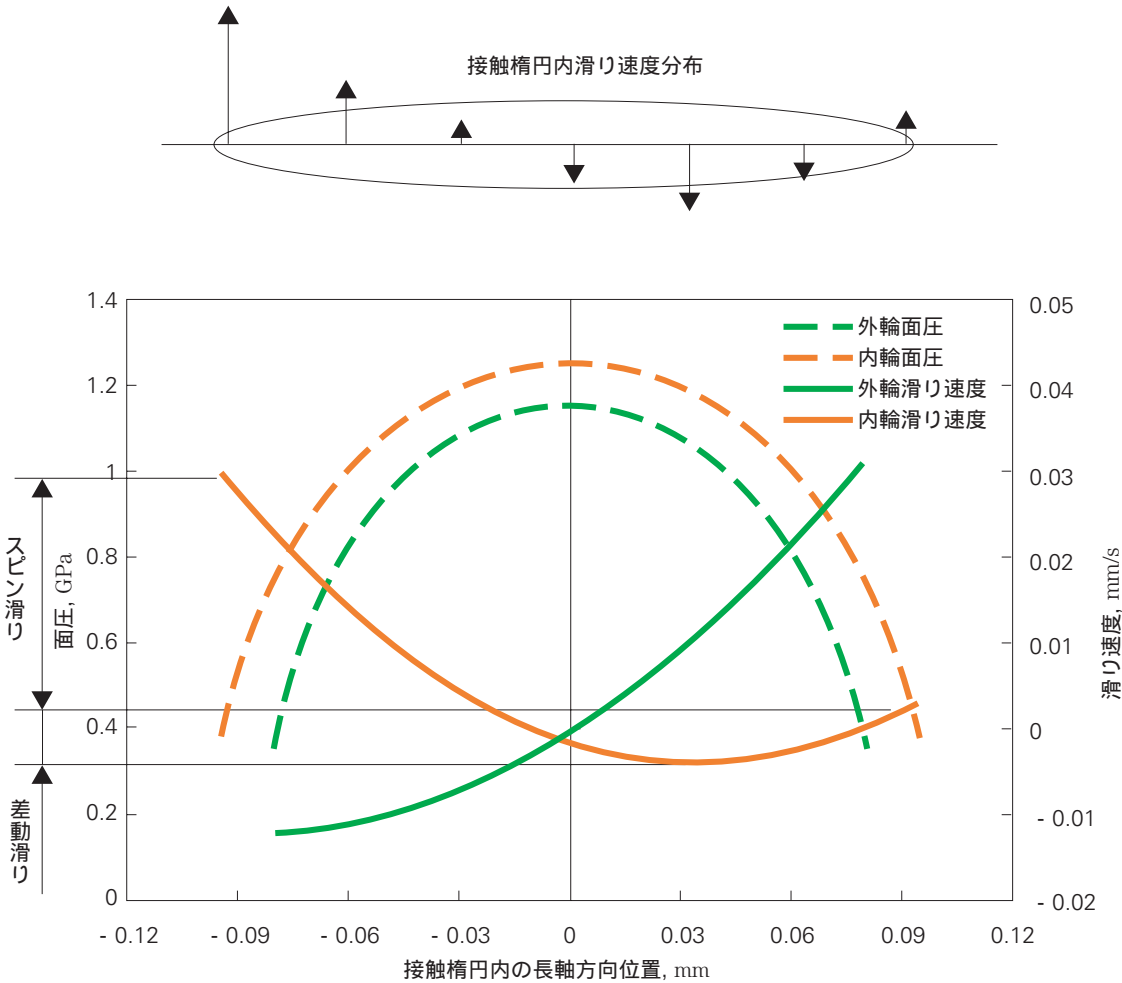


図3 玉軸受接触楕円内の面圧・滑り速度分布
 Fig. 3 Contact pressure and slip velocity distribution in the contact ellipse area of a ball bearing

負の滑り摩擦が接触部に必ず発生する。図3に玉軸受における接触楕円内の滑り速度および面圧分布の計算値を示す。図より滑り速度は接触面内に分布していることが分かる。放物線形状の分布は溝および玉・ころが曲率を有しているために発生する滑りで差動滑りと呼ばれている。また、左右両端部で滑り速度が異なるのはスピン滑りと呼ばれている。これはアンギュラ玉軸受や球面ころ軸受に発生する滑りである。円すいころ軸受の場合、内外輪の接触角が軸心上で交わる設計がされているため、スピン滑りは発生しない。滑り分布は接触楕円の位置と大きさによって決まるため、荷重条件を考慮した設計諸元の検討が重要になる。

3. 軸受摩擦の影響因子

3.1 軸受諸元の影響

図4は円すいころ軸受トルクに及ぼす設計諸元の影響を計算で調べた結果である。HR30306C (外径72mm, 内径30mm, 幅20.7mm)の現行設計値を

1とし、他の設計値は固定させてパラメータスタディを行った。運転条件はアキシャル荷重10kN, 速度 $6\,000\text{min}^{-1}$ とした。なお、ころ径のパラメータスタディでは接触角(カップ角)を一定に保つためPCDを変化させており、接触角に関してはころ径を一定に保つためにPCDを変化させている。図中赤線がトルクの計算値、緑線が最大面圧比、青線が寿命比を示す。ここで、寿命とトルクはころ径の影響を除き同じ符号の傾きになっている。すなわち、トルクが減少すると寿命も減少してくる。ころ径についてはトルクと寿命が逆符号の傾きになっている。ころ径が大きくなると転がり摩擦が小さくなるというより、PCDが小さくなるためトルクが減少している。さらに、接触角を大きくすると転動体荷重は小さくなるがPCDも大きくなるため、トルクが大きくなる結果になっている。したがって、PCDのトルクに及ぼす影響が比較的大きいことが分かる。すなわち、長寿命化対策を行いダウンサイズ化(PCD小)することが低トルクには有効な手段となる。

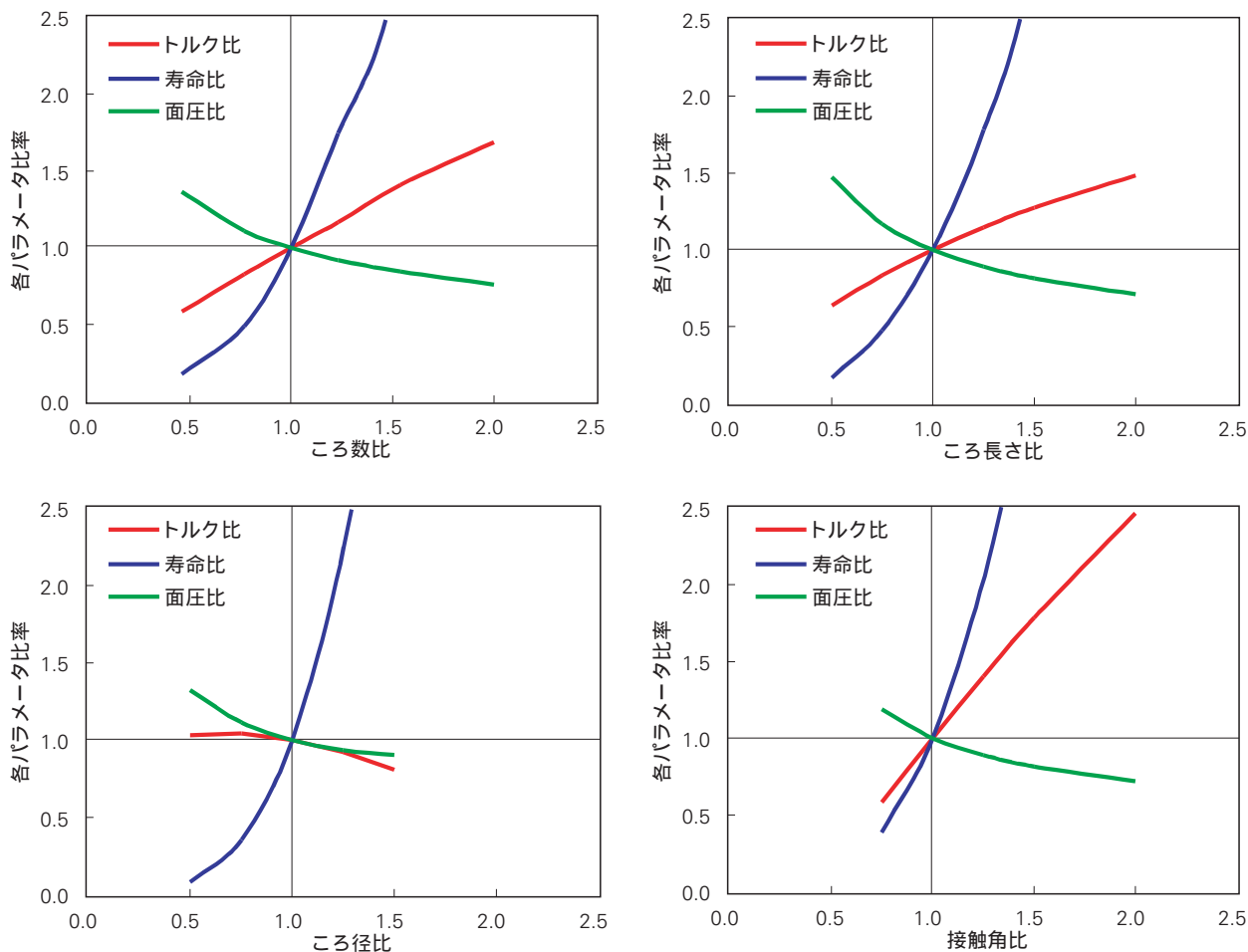


図4 円すいころ軸受トルクに及ぼす設計諸元の影響

Fig. 4 Frictional torque comparison for various parameters of a tapered roller bearing

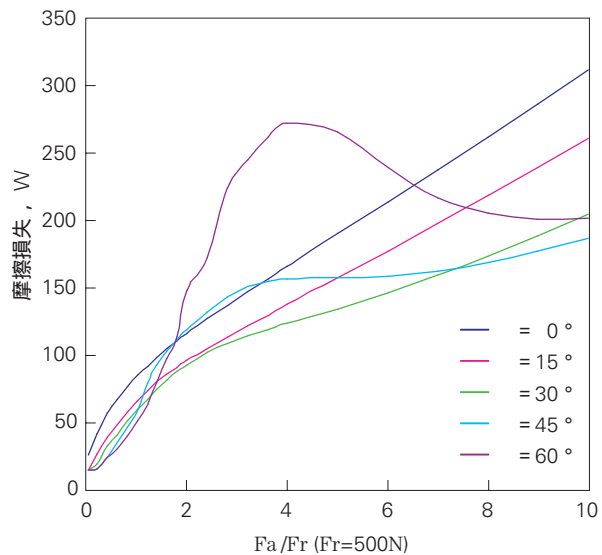


図5 玉軸受の摩擦損失 ~ 接触角の影響 ~

Fig. 5 Frictional loss of a ball bearing for varying contact angles

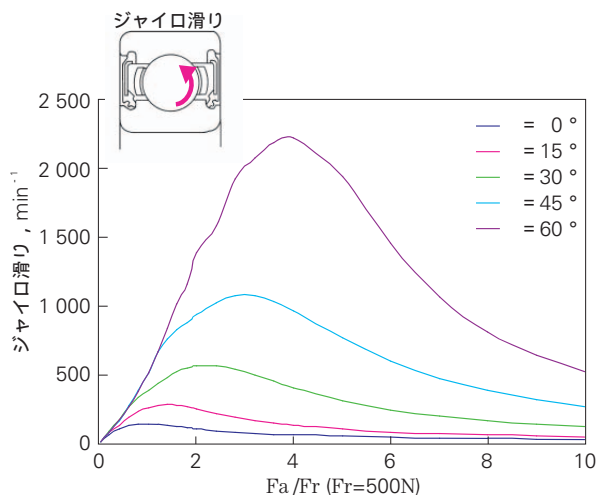


図6 玉のジャイロ滑り

Fig. 6 Gyroscopic slip of a ball

3.2 接触角の影響

アンギュラ玉軸受においては適切な接触角の選定がトルク低減に有効となる。ラジアル荷重500N, 回転速度8 000min⁻¹を固定し, アキシャル荷重を変化させた場合の計算軸受摩擦損失の変化を図5に示す。対象は外径75mm, 内径33mm, 幅20mmのアンギュラ玉軸受で接触角を0, 15, 30, 45, 60°に変化させている。図よりアキシャル荷重が大きくなるにつれて接触角が大きい方が摩擦損失は小さくなっているのがわかる。しかし, $F_a / F_r = 2 \sim 4$ では特に接触角60°の軸受摩擦損失が大きくなっており, さらにアキシャル荷重が大きくなると摩擦損失が低下する現象が見られる。この現象を説明するために図6に玉のジャイロ滑りを示す。玉が接触角をもって回転すると玉にジャイロモーメントが作用するためジャイロ滑りが発生する。この滑りは荷重が大きいと接触部での摩擦によって抑えられるが, 荷重が十分でないときジャイロモーメントが接触部での摩擦を上回るため, ジャイロ滑りが発生する。したがって, 摩擦損失の急激な上昇が見られる。このように, 高速回転や荷重が小さい条件で接触角が大きい軸受を使用する際は十分な検討が必要である。

3.3 シールの影響

グリースを封入した密封軸受や自動車のトランスミッション用に用いられる密封クリーン軸受にはシールが装着されている。図7にトランスミッション用密封クリーン軸受およびシールを外した軸受のトルク測定結果を示す。試験軸受は内径25mm, 外径62mm, 幅17.5mmの玉軸受である。潤滑はVG32相当の油を用いた強制循環給油で, アキシャル荷重300, 500,

700Nについて速度を変化させて実験を行っている。図よりシールトルクは軸受トルクの20%~50%を占めることが分かる。したがって, シールの低トルク化がシール付き軸受のトルクを左右する。シール性能を保ちつつ緊迫力をできるだけ小さくするとともに摩擦係数が低いシールの研究開発が進められている。

3.4 粗さの影響

相原らは粗さと転がり摩擦の関係を調べ, 粗さが増すと転がり摩擦が減少することを示した⁵⁾。油膜厚さが粗さと同程度になると粗さ突起の接触が発生し, 荷重の一部を粗さ突起が受け持つようになる。そのため潤滑剤が受け持つ荷重が減少し, 転がり摩擦が減少してくる。したがって, 転がり軸受の軌道面粗さを大きくすると軸受の摩擦が減少する可能性がある。図8は玉軸受の軌道面粗さを大きくした場合の計算結果を示す。対象軸受は外径68mm, 内径25mm, 幅19mmの玉軸受で, ラジアル荷重1 000N, アキシャル荷重1 000N, 回転数2 000min⁻¹で計算した。また, 粗さに対する油膜厚さの比である油膜パラメータが2.0および0.25になるように粗さを設定した。図より転がり摩擦は確実に減少しているが, 滑り摩擦が増加しているのが分かる。玉軸受の場合, 溝, 玉の曲率による滑り(差動滑り, スピン滑り)が接触面内に正負の符号を持ち存在する。このため, 粗さを大きくして転がり摩擦を減らしても粗さ突起の接触による金属接触部の摩擦が大きいため滑り摩擦による損失が増加する。したがって, 粗さを大きくすることによる転がり摩擦の減少と滑り摩擦の増加が相殺してトルクの減少は限定されたものになる。

一方, 円すいころ軸受の場合は様子が異なってくる。

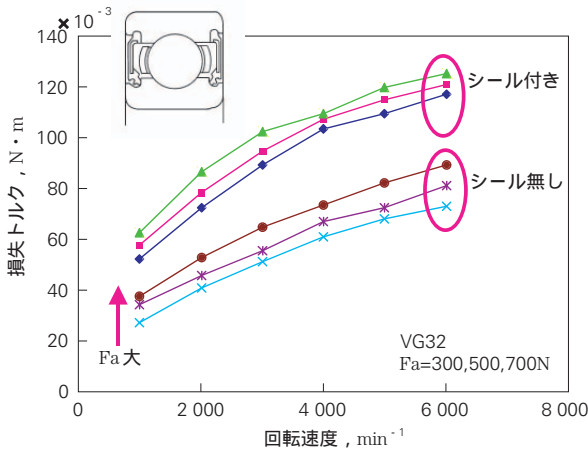


図7 シールのトルクに及ぼす影響
Fig. 7 Comparison of bearing torque for bearings with and without seals

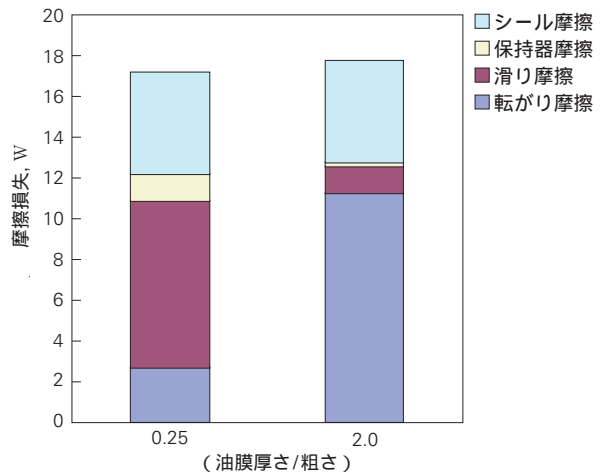


図8 玉軸受の粗さによる摩擦損失の変化
Fig. 8 Comparison of frictional loss of ball bearings based on surface roughness

図9は円すいころ軸受HR30306C（外径72mm，内径30mm，幅20.7mm）の軌道面粗さを大きくした場合の計算結果である．ここではラジアル荷重3 000N，アキシャル荷重3 000N，回転速度2 000min⁻¹で計算を行っている．円すいころ軸受のように軌道面での接触部全体に渡り純転がりに近い軸受の場合，玉軸受の作動滑りやスピン滑りのような無駄な滑りがなく，転がり摩擦に釣合うだけの滑りしか発生しない．このため，転がり摩擦の低下に応じて滑り摩擦も小さくなっている．したがって，転がり摩擦の低下がそのままトルクの減少につながってくる．ここで粗さを大きくすることのデメリットは寿命の減少である．粗さを大きくすることで突起部の接触が発生し，表面起点はくりやピーリングが発生する可能性が高くなる．表面強化

方法の開発がここではキーになってくる．

3.5 給油量の影響

給油量を減らすことでトルクを抑えることができる．無駄な油を極力減らし，ぎりぎりの油量で潤滑する方法である．工作機械主軸の潤滑方法で採用されているオイルエア潤滑¹⁾やスーパーリーン潤滑²⁾がそれにあたる．図10に給油量とトルクおよび外輪温度上昇の実験結果を示す．試験軸受は6208を用いた．アキシャル荷重は1 960N，3 920Nの2通りとし，回転数は1 000min⁻¹とした．VG32相当の油を用い，微量油領域ではオイルエア潤滑により，その他は強制循環給油により油を供給した．図10より油量の減少とともに，トルクも減少していることが分かる．一方，温度上昇は給油量100mL/min程度で最大値が現れている．給油量が多いとトルクは大きくなるが，同時に油が持ち去る放熱量も大きくなり，結果として温度上昇の最大値が現れることになる．給油量を小さくすることはそれだけ油が持ち去る放熱量を小さくすることになるため，放熱条件が悪い場合は焼付きの危険性が出てくる．また，熱的な外乱に対しても敏感になるため，十分な注意が必要である．

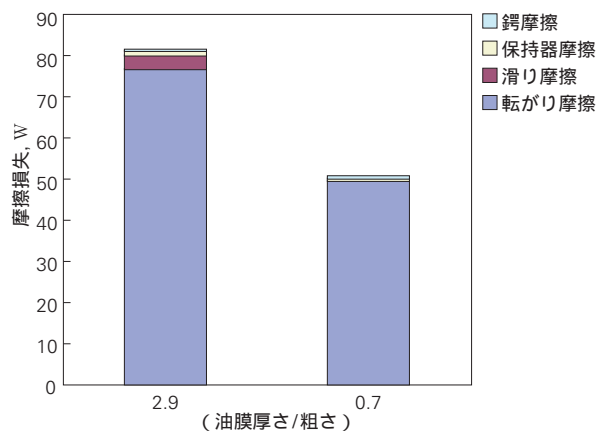


図9 円すい軸受の粗さによる摩擦損失の変化
Fig. 9 Comparison of frictional loss of tapered roller bearings based on surface roughness

4. 軸受形式の選択による低トルク化

軸受形式の選択が動トルクには重要な要因となる．図11に玉軸受と円すいころ軸受の摩擦損失の計算比較を行う．比較軸受はHR30306Cと6306である．両軸受ともに同じ内外径寸法（外径72mm，内径32mm）

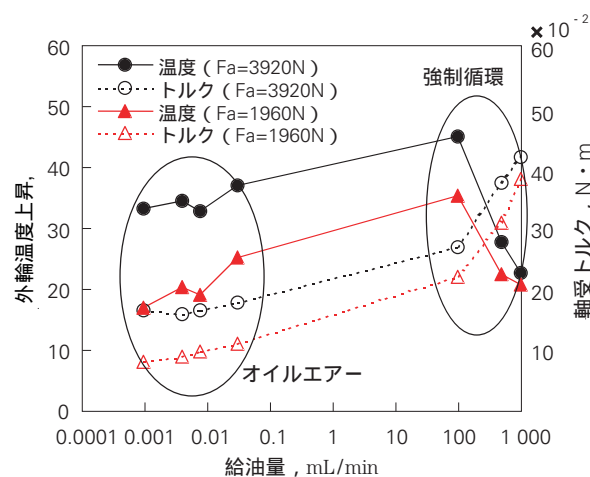


図10 玉軸受の給油量とトルク・温度上昇
Fig. 10 Oil feed rate, frictional torque, and temperature rise of a ball bearing

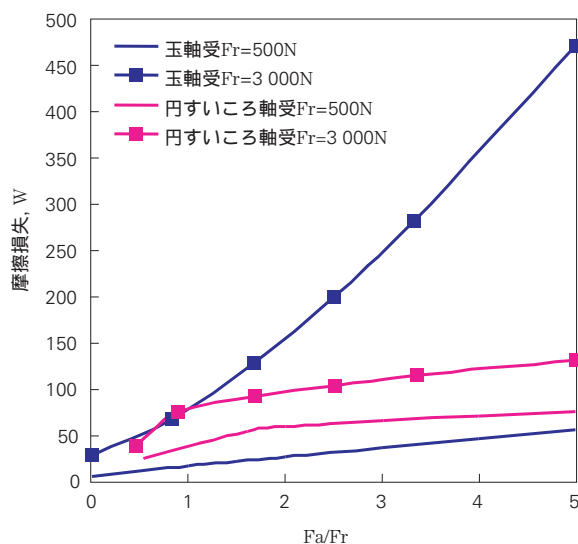


図11 玉軸受と円すいころ軸受の摩擦損失
Fig. 11 Comparison of frictional loss for a ball bearing and a tapered roller bearing

であるが幅は若干HR30306Cの方が大きくなっている。ここではラジアル荷重を500N, 3 000Nに固定してアキシャル荷重を変化させる計算を行った。なお、単列円すいころ軸受にラジアル荷重のみをかけることはできないので、ラジアル荷重に見合うアキシャル荷重を最低荷重とした。図より、荷重が小さい場合 ($F_r = 500\text{N}$)、計算したすべての範囲で玉軸受の方が円すいころ軸受より低くなっている。しかし荷重が大きくなると ($F_r = 3\ 000\text{N}$) 円すいころ軸受の方が玉軸受より摩擦損失は小さくなっている。点接触の玉軸受の摩擦損失は荷重に敏感であるが、線接触の円すいころ軸受は比較的荷重に鈍感である。したがって、荷重が大きくなると円すいころ軸受の方がトルクは小さくなっていく。玉軸受の方が円すいころ軸受より摩擦が小さいとは限らず、荷重を十分検討する必要がある。このように軸受の形式により摩擦の速度依存性や荷重依存性が異なるため、最大荷重のみで比較するのではなく、運転条件全体での検討が重要である。

5. おわりに

転がり軸受の低トルク化技術について述べた。軸受トルクは寿命と相反関係にあるため、長寿命化技術を用いることで寿命の余裕度を低トルクに回す、あるいは

はその逆が可能になる。軸受使用条件により軸受トルクは大きく異なるため、設計面では潤滑法および軸受形式および配列の選択も極めて重要である。

環境に対する関心が高まる中、ますます転がり軸受の基本機能である耐久性と低トルク化に対する要求は厳しくなると思われるが、時代にあった製品を提供できるように研究開発を進めていく。

参考文献

- 1) 小野瀬 喜章, “工作機械主軸の高速化に対応した軸受と潤滑”, NSK Technical Journal, 646(1986), 32-46.
- 2) 杉田 澄雄, “超高速スピンドル”, NSK Technical Journal, 676(2003), 11-15.
- 3) 青木 満穂, 森田 康司, “グリース補給潤滑ビルトインモータスピンドルの開発”, NSK Technical Journal, 676(2003), 16-25.
- 4) S.Aihara, “A New Running Formula for Tapered Roller Bearings Under Axial Load” Trans., ASME, JOT, 109(1987), 471-478.
- 5) 相原 了, 澤本 毅, “EHL接触部のころがり粘性抵抗に及ぼす表面粗さの影響”, 潤滑, 31-11(1986), 805-811.

変速用マジバンドの最新技術

藤井 完* , 顧 暁明* , 高林 秀明*



藤井 完



顧 暁明

Latest Technologies Applied to AT Maji-Band®

by T. Fujii , X. Gu , H. Takabayahi



高林 秀明

Various products with paper-based wet-friction material have been developed for smoother shifting of automatic transmissions (AT). Band brakes have been featured as the friction engagement elements for planetary gears, which provide higher holding-torque capacity than same-size multiple disc brake caused by a self-energizing mechanism. The advantages that should be focused on are better shift quality for the release element for upshifting because of the different torque capacity in the drum rotating direction. In 1988, Borg-Warner developed the Maji-Band® product (coiled-steel straps joined into bands) that is lightweight and compact for by higher torque capacity (approximately 3.5 times more) and lower drag torque. However, it is difficult to control shift quality as the engaging element for upshifting is caused by instability in attaining the required torque to dynamically follow the servo-applied force. This article describes a more robust Maji-Band® that is controlled mainly by servo-applied force in comparison with multiple disc brake.

1. まえがき
2. マジバンドの構造と特徴
 - 2.1 マジバンドの構造
 - 2.2 マジバンドの特徴
3. トルク発生のメカニズム及び制御特性
 - 3.1 バンドのトルクの計算式
(セルフエナジー)
 - 3.2 現行バンドの制御性 (P - T 特性)
4. 変速特性改善の取り組み
 - 4.1 巻付き角 の影響
 - 4.2 摩擦特性の改善
 - 4.3 温度依存性と経時変化の低減
5. 変速用マジバンド
6. ま と め

1. まえがき

オートマチックトランスミッション(以下AT)のスムーズな変速のために、ペーパー湿式摩擦材をしゅう動部とした様々な摩擦材関連製品が開発されている。その中でもバンドブレーキはATの遊星歯車列の反力要素として広く使用されており、相手ドラムに巻付く係合メカニズムから同寸法の多板ブレーキに比べて高い静的トルク容量を有している。また、ドラムの制動方向によるトルク容量の違いからシフトアップ時の開放要素として良好な変速特性が得られる等の利点があ

る。1988年にボグ・ワーナー社が開発した二重巻きのプレス形ダブルラップバンド(マジバンド)は更にそのトルク容量の向上(一重巻きバンドに比べて約3.5倍)と引きずりトルクの低減を実現し、ATの軽量・コンパクト化に寄与してきた。一方でシフトアップ時の締結要素としては変速性能の制御(アプライ荷重に対するトルクの追従性)が難しいとの指摘がされており、バンドトルクの発生機構に対する挙動解析やモデル化も含めた影響因子の研究がなされてきた^{1)~3)}。本報では、バンドのアプライ荷重に対するトルク発生機構を明確にすると共に、その影響因子を抑制できる構造を持ち、多板ブレーキと同等以上の制御性を持つロバストなマジバンドを紹介する。

* NSKワーナー(株) 技術部材技グループ

2. マジバンドの構造と特徴

2.1 マジバンドの構造

バンドブレーキは、バンドと相手ドラム及びアプライ荷重を発生するサーボシステムから構成される。図1に、マジバンド及びドラムのセットを示す。マジバンドはアンカー部をピンで固定され、他方のアプライ部にサーボシステムから作動されるロッドにより締結

力を得る。このとき内側にあるドラムに巻付くことによりドラムの制動を行うことができる。マジバンドはブリッジを介してアプライ部からアンカー部に向けて連結されており二重の巻付き角（以下）でドラムを保持している。

2.2 マジバンドの特徴

マジバンドは、1988年にボーク・ワーナー社が開発した二重巻きプレス形ダブルラップバンドであ

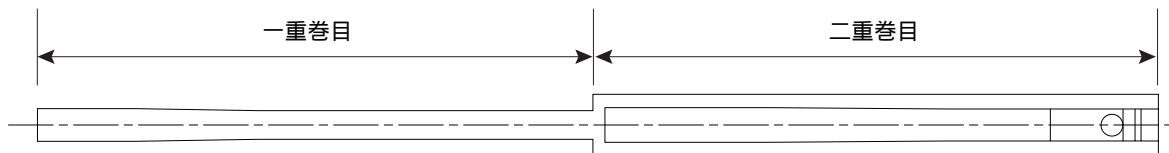


図1 マジバンドの構造とドラムとのセット
Fig. 1 Construction of a Maji-Band® and drum set

表1 多板ブレーキとマジバンドとの比較
Table 1 Comparison of a multiple disc brake and Maji-Band®

	多板ブレーキ	現行マジバンド
サイズ		
重さ		
引きずりトルク		
耐熱性		
セルフエナジー変速性		
ディエナジー変速性		

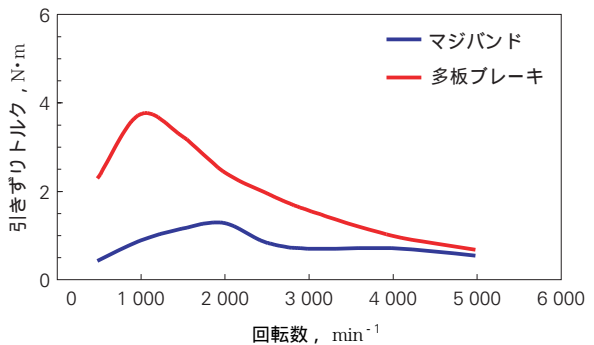


図2 マジバンドの引きずりトルク
Fig. 2 Drag torque of the multiple disc brake and Maji-Band®

る。表1に多板ブレーキとマジバンドの特徴を示す。一般的にバンドブレーキは、ドラムの制動方向によるトルク容量の違いからシフトアップ時の開放要素として良好な変速特性が得られる等の利点があり、相手ドラムに巻付く方向（以下セルフエナジー）に発生する高い静的トルク容量から同寸法の多板ブレーキに比べて軽量・コンパクト化を可能にする。一方、シフトアップ時の締結要素としては変速制御が難しいとされてきた。

図2に空転時の引きずりトルクの比較を示す。マジバンドは開放時の固定位置が多板ブレーキのプレートに比べて安定しており、同じトルク容量を発生するためのしゅう動面積も小さくてすむため、全回転領域における引きずりトルクを低減することができる。

また、マジバンドは、トルク容量に対するエネルギー容量が小さいものの、径方向の設計自由度が大きくドラムの熱容量を十分に確保することが可能である。また、ドラムの油孔により軸心から拡散するATFをしゅう動面に保持させることもできる。このことから図3に示すように同じトルクを発生させた場合、多板ブレーキに比べてしゅう動面温度を抑制することが可能となる。

3. トルク発生メカニズム及び制御特性

3.1 バンドのトルクの計算式（セルフエナジー）

ここで、バンドにおけるアプライ力と発生トルクの静的な関係式を以下に示す⁴⁾。

$$T = (e^{\mu} - 1) FR \dots\dots\dots (1)$$

- T : トルク
- μ : 摩擦係数
- : 巻付き角
- F : アプライ荷重
- R : 作動半径

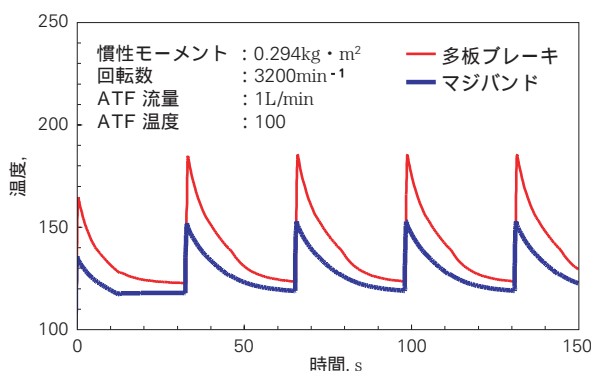


図3 しゅう動面温度の比較
Fig. 3 Sliding surface temperatures of the multiple disc brake and Maji-Band®

実際には、バンドとドラムの間にかかる接触圧が巻付きによる制動力の増幅によりアプライ部からアンカー部にかけて大きくなっていることから、この式で表される摩擦係数（以下 μ ）が摩擦力の概念的な値（ μ は摩擦状態の指標であり、バンドでは接触圧に分布を生じていることから摩擦状態は位置によって異なる）であることが分かる。

これまでの研究は、発生トルクに対して、影響因子も含めた μ を変数として考え、過渡状態の摩擦現象を論じている¹⁾²⁾。多板ブレーキと同様に μ を定数もしくは影響因子の関数として扱うことができれば、摩擦材製品を制御するためにアプライ力に対して直接にトルクを追従させることが可能となる。

3.2 現行バンドの制御性（P-T特性）

図4に現行マジバンドのP-T特性を示す。

多板ブレーキは、摩擦板と相手板の間で発生した摩擦力が直接トルクになるため、しゅう動面にアプライ荷重が加えられた時点でトルクが発生する（発生トルクはアプライ荷重に対して原点を通る）。一方で、マジバンドは、バンドとドラムとの間で発生する摩擦力が係合初期にバンド本体の反力に打ち勝ってドラムに巻付く力として働き、その後制動力の増幅を起こしながらトルク伝達する機構を持つ（発生するトルクの値はアプライ力に対して切片を生じる）。このため、低いアプライ荷重のときに発生するトルクは、これまでの研究でその影響が論じられてきたATFの粘度（流体トルク）や摩擦力（固体接触トルク）を変化させる温度、相対速度、摩擦材内部のATFの透過性等に大きく左右される¹⁾²⁾。また、これらの因子が予測できなければ理想的な制御性（アプライ力に直接従うトルクが発生し、その変化に正確に追従する³⁾⁴⁾）を得ることができないことになる。一般的にはバンドの制御性の難しさはこの影響因子の複雑さによるものであり、

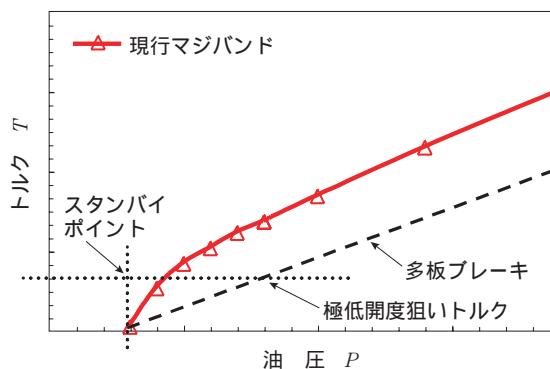


図4 現行マジバンドのP-T特性
Fig. 4 Pressure and torque characteristics of a conventional Maji-Band®

アプライ力によるトルクの応答性が可逆的に再現できない(バラツキ)要因ともなっている。

4. 変速特性改善の取り組み

以上で述べた通り、マジバンドはATの変速を支える機械要素として多くの利点を有するものの、シフトアップ時の変速の制御性改善が適用に向けての課題であることが分かる。現在までに、締結要素としてのマジバンドの係合特性については様々な研究がなされてきており、その内容は主にアプライ荷重に対するトルクの追従性とその影響因子に関する挙動解析とモデル化及び制御性¹⁻³⁾に関するものである。

一方で、セルフエナジーの際にマジバンドが起こす巻付きによる制動力の増幅は、高いトルク容量を持つマジバンドの機械特性であり、その巻付きの過渡特性について解析した例はない。以下、著者らが取り組んだマジバンド変速性改善の内容について紹介する。

4.1 巻付き角 の影響

バンドのトルク計算式において、巻付き角 は通常定数として扱われ、締結時の静的なトルク容量を表す。一方、バンド係合時の過渡状態においては、巻付き角 は、巻付く過程において変化しているため、バンドそのものの形状(2重巻き)を表す値に過ぎない。

図5に低荷重における巻付き角 と発生トルクの関係を示す。

マジバンドの特徴で述べたように、係合初期の過渡状態のなかに、バンド本体が反力に打ち勝ってドラムに巻付く過程が存在する。

ここで、機械的にバンドの巻き付く順番(の時間制御)を段階的に変化させることが出来れば発生トルクの形状を意図的に制御することが可能である。つまり、マジバンドが取り付けられた状態での剛性を利用することにより、巻付きの順番や位置を形状として特

徴付けられることができればトルク形状の調整が可能であると思われる。

トルクの計算式における μ 及び θ を収束した値として捕らえた場合、これらはバンドの係合終了時のトルク(静的容量)を表していることが分かる。また、バンドがトルクを発生するためには、係合初期の過渡状態においてバンド本体が反力に打ち勝ってドラムに巻付く必要があり、その過程においては、 μ 及び θ は作動荷重の大きさによっても変化する。

開発品は、図5に示すように低荷重域であるバンドアプライ力が低い場合には、マジバンドが取り付けられた状態での剛性に打ち勝つ十分な力がないため、初期食い付きが遅れている。一方、図6に示すように高荷重域では、係合初期においても、マジバンドが取り付けられた状態での剛性に十分に打ち勝つ力があるため、初期食い付きが遅れることなく、現行マジバンドと同等のトルク特性を有する。図7に開発マジバンドのP-T特性を示す。

開発マジバンドは、巻付き角 を制御することによって、マジバンドの特長であるセルフエナジーでの高トルク容量を損なうことなく、低荷重域のトルクレベルを制御することができる。開発マジバンドでは、トルクの発生が原点を通るように設計されており、理想的なP-T特性が達成されている。

図8に低荷重域のSAE #2による慣性吸収式試験のトルク波形を示す。前節で述べたようにマジバンドのエンドトルクに見られる静的容量は、巻付き角 が示す形状が同じであれば理論的に変化することがない。このため開発マジバンドのトルク形状は、食い付きトルクの抑制で係合初期から締結状態に向かってエンドトルクが立ち上がった形になる。また、エンドに向かったトルク変化は、結果として変速終了時のエンドショックにつながる。

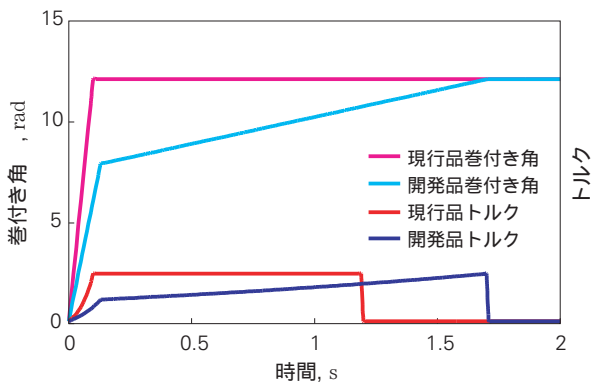


図5 低荷重における巻付き角 とバンドトルクの挙動
Fig. 5 Band torque and contact angle () under light load

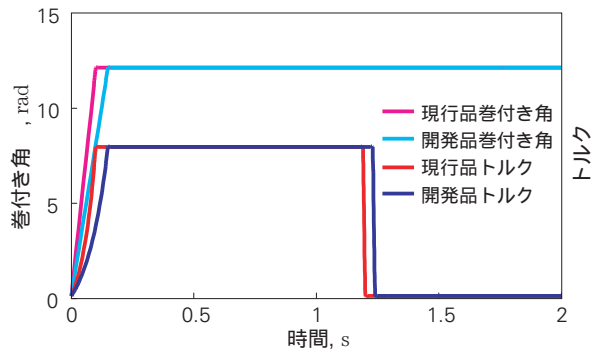


図6 高荷重における巻付き角 とバンドトルクの挙動
Fig. 6 Band torque and contact angle () under heavy load

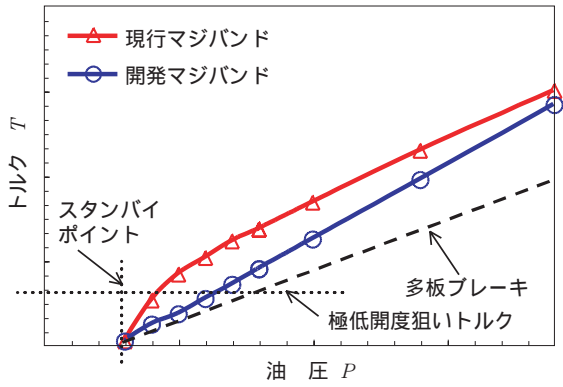


図7 開発マジバンドの P - T 特性
Fig. 7 Pressure and torque characteristics of the newly developed Maji-Band®

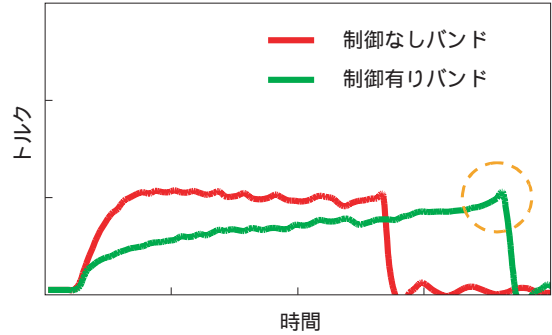


図8 巻付き角 の制御によるトルク波形
Fig. 8 Torque of the newly developed Maji-Band® under contact angle control

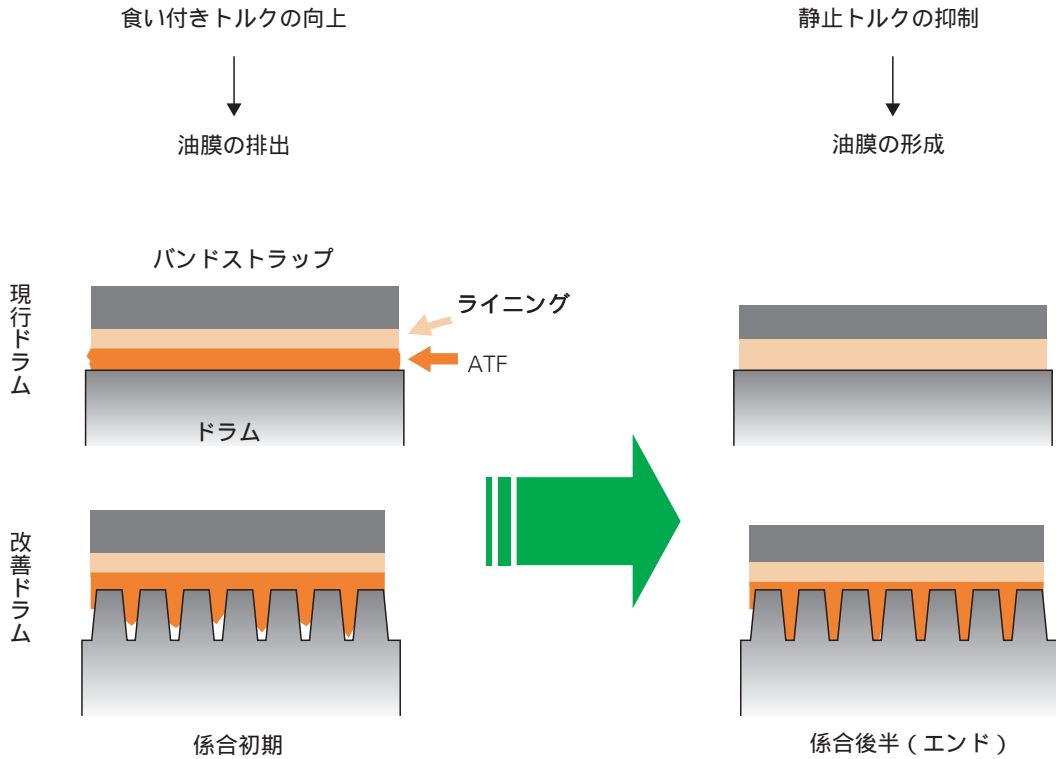


図9 ドラム表面状態のイメージ図
Fig. 9 Drum surface conditions

4.2 摩擦特性の改善

トルクの計算式が示すようにマジバンドのトルク発生は制御因子であるアプライ荷重とともに巻付き角と摩擦係数 μ に影響される。摩擦材製品の摩擦特性は摩擦材及びATFの潤滑状態に左右されるため、溝も含めた摩擦材仕様により調整することが可能である。図9に開発マジバンドの相手しゅう動材であるドラムの表面状態のイメージについて示す。ドラム表面にしゅう

動方向に平行な溝を設け、摩擦材の摩耗を抑制しスムーズな係合を得るために、溝の頭頂部はつぶした状態とした。その結果、係合初期においてしゅう動面に介在するATF油膜を排出することにより、食い付きトルク発生を向上させた。一方、係合終了時にはATF油膜を保持させることにより、急激なエンドトルクの発生を防ぎ、スムーズな変速を実現することができた。図10に改善ドラムのトルク波形を示す。

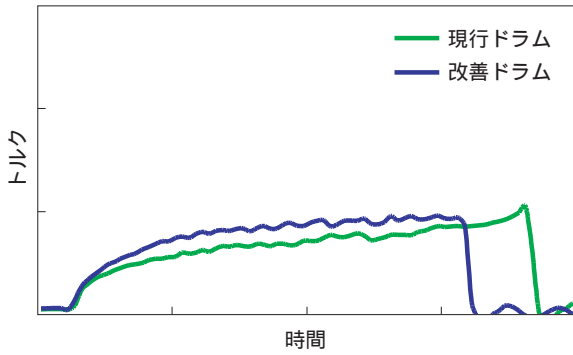


図10 表面処理ドラムによるトルク波形の改善
 Fig. 10 Torque of the improved drum with surface treatment

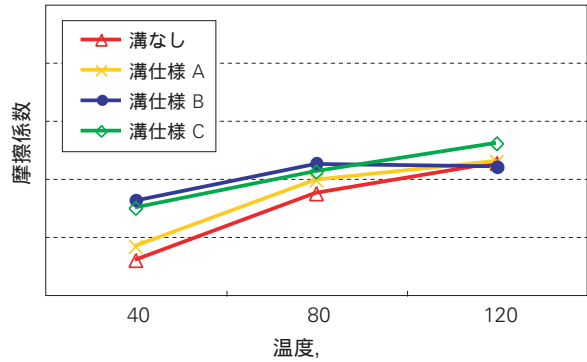


図11 溝による温度依存性の改善
 Fig. 11 Improved temperature dependency for different groove types

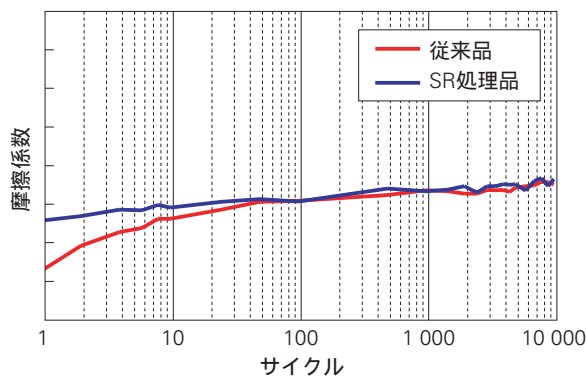


図12 開発バンドのなじみ性
 Fig. 12 Break-in behavior of the newly developed Maji-Band®

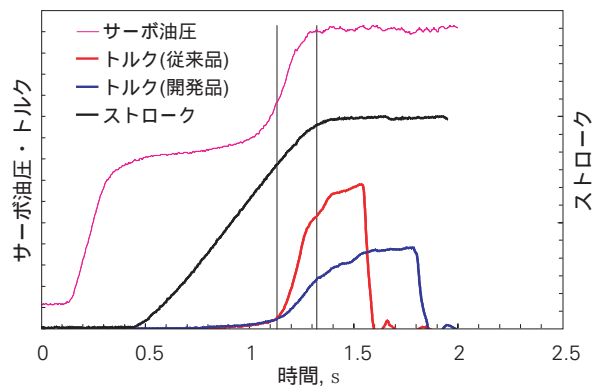


図13 サーボピストンにおけるバンド特性
 Fig. 13 Band torque and stroke using servo piston

4.3 温度依存性と経時変化の低減

ATへの適合に対しては理想的な単体トルク波形及び使用環境への適合性、経時変化の抑制が必要である。特により良い変速特性を得るためには使用環境に適応する能力（使用環境変化による性能の変化）やなじみ性（経時的な変化、作動の再現性）などが求められる。使用環境に適合する能力の中でも、温度依存性（使用温度による性能の差）が最も重要である。

ここで、温度依存性とは使用ATFが温度変化による粘度の変化等により、トルク形状、トルクレベルが変化することである。この使用環境によるトルク形状の変化は変速制御の油圧の追従性を大きく左右する。開発マジバンドにおいては、温度依存性を改善するため、マジバンドの摩擦材に設けた溝仕様の最適化を行った。図11に溝仕様の違いによる温度依存性を示す。ここで、溝なし品は40℃での摩擦係数に比べて、120℃の方が高くなっている。一方、最適な溝を設けることによりこの温度依存性を抑制できることがわかる。一般的に摩擦材のトルクは流体トルクと固体接触

トルクに分解して考えることができ、温度が高くなるにつれて摩擦係数が高くなるのは、ATFの粘度の低下に伴う油膜の減少によるものと考えられる。このATF油膜の制御を溝仕様で最適化することにより流体トルクの温度依存性を抑制できた。

開発マジバンドには溝仕様Bを適用している。

また、マジバンドはその構造上から、ライニングのSR（Surface Reform）を施すことが困難とされていたが、開発マジバンドは変速性能の安定性実現のために摩擦特性の経時変化の抑制をSR処理にて改善した。図12はなじみ処理によるトルクの経時変化を示す。

5. 変速用マジバンド

ATにおいて最適な変速制御を実現するためには、トルクの食い付きポイント（スタンバイポイント）及びエンドトルクの制御が重要である。従来、マジバンドが変速部位として制御が難しいと言われる理由の一つは、トルクの食い付きポイントが不安定なことである。図13にサーボピストンを使用した極低開度セルフエナジーのトルク波形を示す。通常のSAE #2にお

表2 多板ブレーキと現行マジバンド，開発マジバンドとの比較
Table 2 Comparison of a multiple disc brake, conventional Maji-Band®, and newly developed Maji-Band®

	多板ブレーキ	現行マジバンド	開発マジバンド
サイズ			
重さ			
引きずりトルク			
耐熱性			
セルフエナジー変速性			
ディエナジー変速性			

ける慣性吸収式の試験は，摩擦特性の評価として試験の再現性と簡便性から空圧ピストンによる一定の棚圧を加える方式になっている．一方，図13は，トルク発生の過渡特性をピストンストロークの挙動も含めて解析したものである．ここで安定した食い付きポイントを持つためには，トルクの発生が制御油圧に対して低感度である必要がある．

現行マジバンドは，制御油圧に対する感度が高い上，P - T特性が図4で説明したように低荷重域において直線性がないため，油圧の変化に対してトルク変化が大きくなり，食い付きポイントの制御が難しくなる．結果として狙った変速特性が得られず，その再現性も低いため，時として変速時のショックを伴う．一方，開発マジバンドは，直線性があり，なおかつ原点を通るP - T特性を有し，極低荷重域において制御油圧に対する感度が低いため，安定した食い付きポイントが得られる．これにより，再現性の良いスムーズな変速制御が可能となった．

6. ま と め

以上で述べたように，開発マジバンドは多板ブレーキに比べて，表2に示したように現行マジバンドが持っている軽量・コンパクトなどの特長を生かしながら，セルフエナジーの変速特性が改善されている．また，開発マジバンドは，今までと変わりなくブレーキ部位として使用できることに加え，大幅な変速特性の改善により，変速部位としても多板ブレーキに遜色のない変速特性を得ることが可能となった．

マジバンドは，変速に使えるマジバンドとして新しく生まれ変わり，今後のATの軽量・コンパクトを支える機械要素として適合していくことが期待される．

参考文献

- 1) Fujii, Y., Tobler, W.E. and Snyder, T.D. " Prediction of wet band brake dynamic engagement behavior Part 1: mathematical model development ", Proc Instn Mech Engrs, Part D, Journal of Automobile Engineering, 2001, 215 (D4)
- 2) Fujii, Y., Tobler, W.E. and Snyder, T.D. " Prediction of wet band brake dynamic engagement behavior Part 2: experimental model validation ", Proc Instn Mech Engrs, Part D, Journal of Automobile Engineering, 2001, 215 (D4)
- 3) Snyder, T.D. and Denault C. C. " Quantification of Friction Component Engagement Controllability " 2001, 01-1156, Society of Automotive Engineers, New York
- 4) Fanella, R. Design of Band. In " Design Practices: Passenger Car Automatic Transmissions, 3rd edition " 1994, pp.419-426, Society of Automotive Engineers, New York
- 5) Fanella, R. Development and testing of bands. In " Design Practices: Passenger Car Automatic Transmissions, 3rd edition " 1994, pp.427-430, Society of Automotive Engineers, New York

AT用軸受の動向と最新技術

Trends and New Technologies of Automatic Transmission Bearings

大坪 竜也* , 角川 聡**



大坪 竜也



角川 聡

by T. Ootsubo, S. Kadokawa

Greater efficiency is required of automatic transmissions, which have become the mainstream transmission of modern vehicles in Japanese and North American markets. This trend is in response to automakers placing more emphasis on developing vehicles with better fuel economy and lower exhaust emissions. The bearings used in automatic transmissions of these vehicles, including six-speed automatic transmissions, must meet stringent requirements for low frictional torque, high-speed performance, compact size, and long life. In this article, we will introduce the latest in NSK bearing technologies that respond to these very needs.

- 1. まえがき
- 2. AT技術の動向と軸受に要求される性能
- 3. AT用軸受の低摩擦トルク化
 - 3.1 プラネタリーピニオン軸受
 - 3.2 スラストニードル軸受
 - 3.3 シャフト・ギヤ支持軸受
- 4. あとがき

1. まえがき

自動車におけるトランスミッションは、運転状況に応じて最適な駆動力をタイヤに伝える重要な役割を担っている。マニュアルトランスミッション（以下、MT）では、ギヤを入れ替える際にドライバーがクラッチペダルを踏みながらシフトレバーを操作してギヤを選択する必要がある。この一連のシフト操作の煩わしさからドライバーを開放し、状況判断とステアリング及びブレーキ操作に集中できる環境を提供してくれるのがオートマチックトランスミッション（以下、AT）である。かつては、「燃費が悪い」、「加速が滑らかでない」と言われていたATであるが、性能の向上により、今では世界の多くの国々で主流となっている。

本報ではAT技術の進歩を支えている要素部品のひとつである軸受の特徴と最新技術を紹介する。

2. AT技術の動向と軸受に要求される性能

現在、各自動車メーカーが最も力を入れているのは、「低燃費かつ低排出ガス車の開発」であり、エンジンの改良、駆動系の高効率化、走行抵抗の低減等に関する新しい技術が次々と世に送り出されている。ATに関する低燃費化技術の代表例を表1に示す。

表1 ATにおける低燃費化技術と軸受に要求される性能
Table 1 Bearing performance requirements

ATに関する低燃費化技術	軸受に要求される性能
・トルクコンバータのロックアップ	▶ 低摩擦トルク
・フリクションロスの低減	
・ATFの攪拌抵抗の低減	▶ 高速回転対応
・電子制御化	
・多段化	▶ 小型かつ長寿命
・小型化 / 高トルク容量化	

* 軸受技術センター 自動車軸受技術部
** 軸受技術センター ニードル軸受技術部

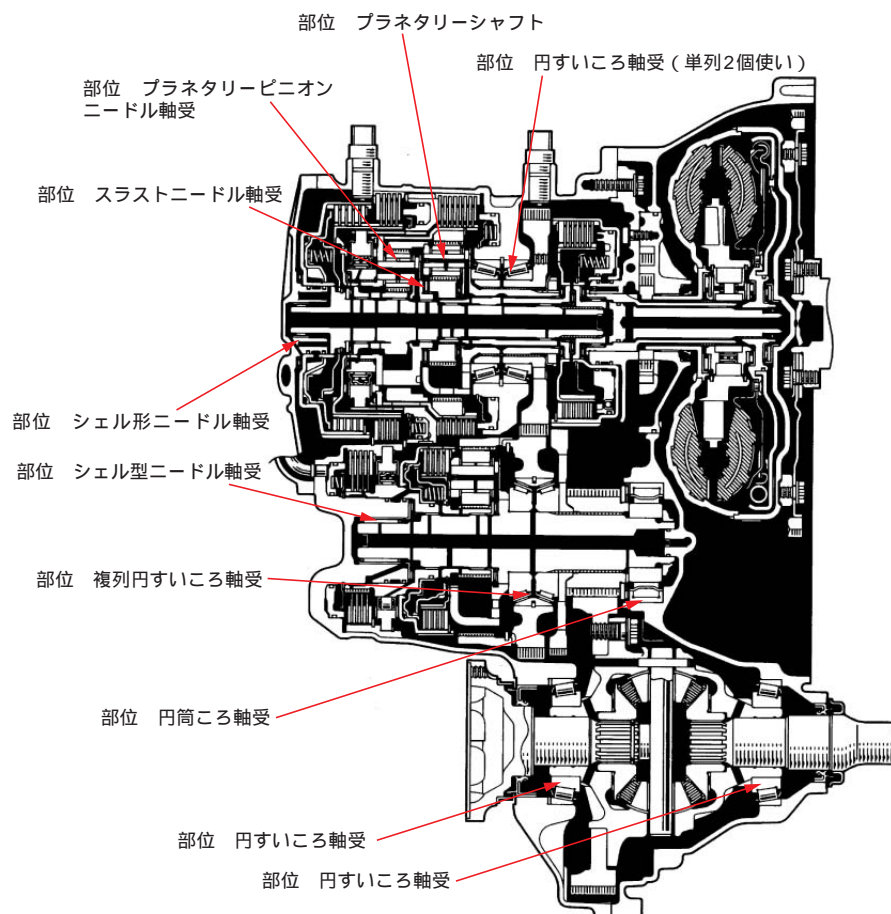


図1 ATの断面図¹⁾

Fig. 1 Cross-section view of an AT¹⁾

表2 AT用軸受 (代表例)

Table2 Physical location of bearings in an AT

使用部位	軸受形式	参照頁
プラネタリーギヤ	プラネタリーピニオンニードル軸受	48～49頁
	プラネタリーシャフト	49頁
プラネタリーギヤ間	スラストニードル軸受	49～51頁
シャフト・ギヤ支持	インターミディエイトシャフト	シェル形ニードル軸受
	カウンターシャフト	
カウンタードライブギヤ	円すいころ軸受 (単列2個使い)	51～52頁
カウンタードリブンギヤ	複列円すいころ軸受	70～71頁
ディファレンシャル	円すいころ軸受	51～52頁

<フリクションロスの低減>

一例として、図1にFF車用遊星歯車式5速ATの断面図を、表2に使用されている軸受の一覧を示す。このように、ATには多くの軸受が使用されている。

図2に、ATの動力伝達損失に占める軸受の摩擦トルクの割合を示す。これは机上検討によって得られたものであるが、これによると軸受の摩擦トルクを半分にするれば、燃費が1%程度改善できる見込みがある。

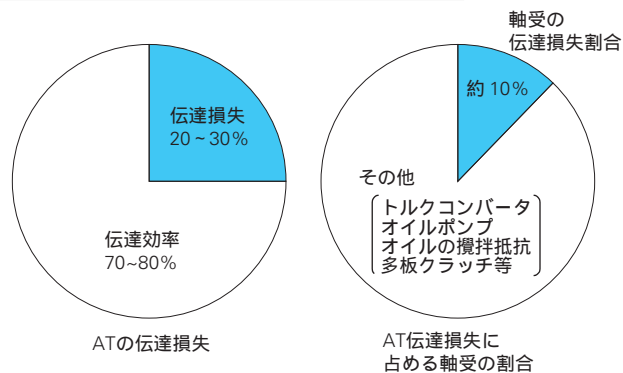


図2 ATの伝達損失に占める軸受の割合

Fig. 2 Frictional loss rate of AT bearings

<ATの多段化>

2002年以降、6速ATを初めとする多段AT搭載車が相次いで発売され注目を集めている。それらの多くがLepelletier方式と呼ばれる新ギヤトレインを採用し、小型軽量化を実現している。この方式では、プラネタリーピニオンの回転速度が非常に速くなるため、高速回転に対応するプラネタリーピニオン軸受が、コンパクトな6速ATを成立させるカギとなっている。

<小型化/高トルク容量化>

ATが小型化していくと、当然軸受に許されるスペースも小さくなる。軸受が小さくなると軸受の負荷容量は低下し、結果として軸受寿命が短くなる。また、ATの大きさを変えずに入力トルク容量を上げることは、軸受の負荷荷重が増加することになり、この場合も軸受寿命は短くなる。したがって軸受の長寿命化技術は、ATの小型かつ高トルク容量化において重要な技術であり、重量軽減による車の低燃費化に貢献している。

以上を整理すると、低燃費化という観点からAT用軸受に要求される性能は、

- (1) 低摩擦トルク
- (2) 高速回転対応
- (3) 小型かつ長寿命

と言える。(表1参照)

以下に、ATの各部位に使われる軸受の特徴、NSKの最新技術を表2に示す軸受形式の順番で紹介する。

3. AT用軸受の低摩擦トルク化

3.1 プラネタリーピニオン軸受

3.1.1 プラネタリーピニオンニードル軸受のケージ&ローラ化

ATの多段化やギヤ比のワイド化による影響で、プラネタリーピニオン部の回転速度は高速化している。図3にATの多段化に伴うプラネタリーピニオンニードル軸受の使用条件(過酷度)の変化を示す。軸受に作用する遠心力と軸受内部の滑り部分の速度パラメータからなる指標を過酷度指数として定義すると、6速ATは3速ATに対して約7倍も使用条件が過酷になっている。

プラネタリーピニオンニードル軸受の高速回転対応と低摩擦トルク化技術として、従来の総ころタイプ(図4)からケージ&ローラタイプ(図5)への変更がある。

(1) 従来の軸受形式：総ころタイプ

保持器による拘束が無いため、ころが不安定になり、プラネタリーピニオン部分の組立に手間がかかる。ころ

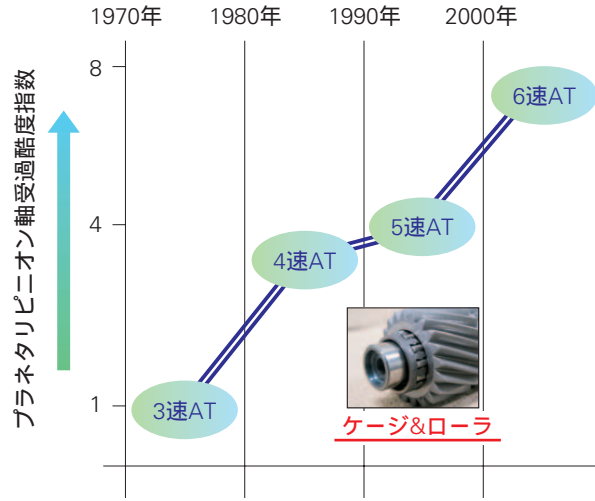


図3 ATの多段化とプラネタリーピニオンニードル軸受過酷度指数
Fig. 3 Severity index of needle roller bearings in multi step ATs

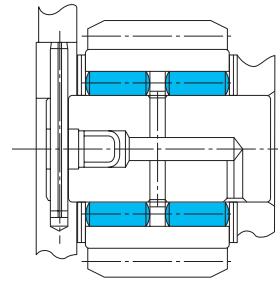


図4 総ころタイプ

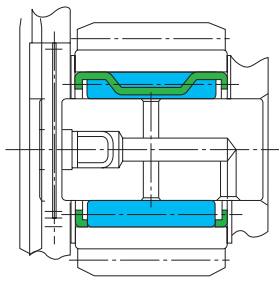


図5 ケージ&ローラタイプ

Fig. 4 Full-complement roller bearings

Fig. 5 Cage and roller assembly

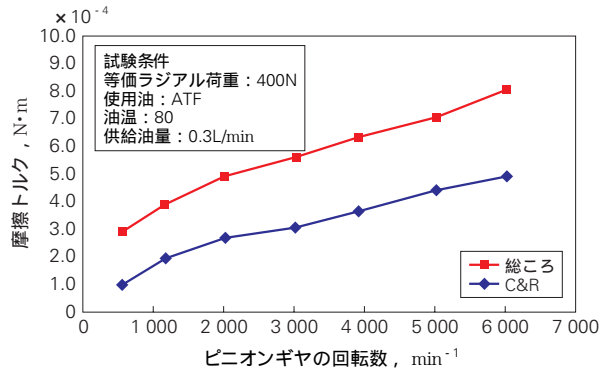


図6 総ころタイプとケージ&ローラタイプの摩擦トルク比較
Fig. 6 Frictional torque comparison of full-complement roller bearings and cage-and-roller assemblies

の本数が多いので負荷容量は大きいですが、ころ同士の滑り摩擦により、摩擦トルク・発熱が大きくなる。

(2) 最近の軸受形式：ケージ&ローラタイプ

ころの本数が少ないので負荷容量は下がるが、保持器によってころ同士の滑り摩擦を解消できる。図6は摩擦トルク低減効果の一例である。ピニオン自転数 1 000min⁻¹以上の領域で、総ころタイプに対しケー

ジ&ローラタイプは約40%の摩擦トルク低減を達成している。さらにケージ&ローラタイプの設計最適化により許容回転数の向上、軽量化及び組立て性向上のメリットが得られる。

3.1.2 プラネタリーシャフトの耐久性向上

前項のプラネタリーピニオンのケージ&ローラ化により、従来の総ころタイプに比べ、ころの本数は減少し、ころとシャフトの間の接触面圧が増加するため、シャフトの耐久性は低下する。そこでNSKは、軸受鋼製のプラネタリーシャフトに特殊熱処理(浸炭窒化)を施すことで耐久性向上を図り、ケージ&ローラ化を成立させた。しかしながら、この技術も次のような場合には不利になる。FF6速ATにも採用されているRavigneauxタイプと呼ばれるプラネタリギヤは、シングルピニオンとダブルピニオンを組み合わせた構造である。特に2連ギヤがついているピニオンは、その長さゆえロングピニオンと呼ばれ、ピニオン軸受も軸方向に長くなり、質量が増加する。その結果、高速回転時の遠心力が大きくなるため、作用する荷重の大きさという点でも過酷な使用条件となる。またコンパクトなATでは、プラネタリー部の最高温度が従来よりも高くなる傾向にある。

このような高荷重・高温条件下においては、全体に高濃度の残留オーステナイトを析出させている特殊熱処理シャフトに膨張・変形が生じてしまい、通常熱処理シャフトよりも短寿命になる事があった。そこで、これらの欠点を克服するため、必要な部分にだけ残留オーステナイトを析出させることができる特殊高周波熱処理を採用した。図7に特殊高周波熱処理品の特徴、図8に変形加速試験によるシャフト変形量測定結果を示す。また、これまでシャフトのキャリアへの固定はピンによる固定しかできなかったが、熱処理範囲をコントロールできる特殊高周波熱処理にすると、シャフト端部を焼入れ前の硬さのままにして、端部加締めによる固定が可能になった。

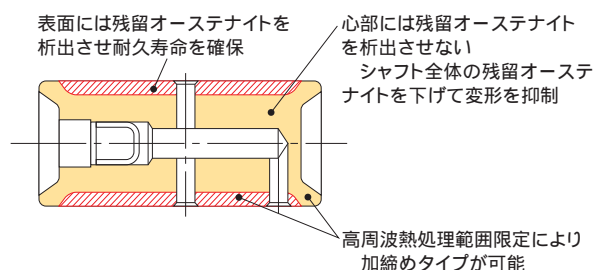


図7 ピニオンシャフト 特殊高周波熱処理品の特徴

Fig. 7 Features of special induction heat treatment for planetary shafts

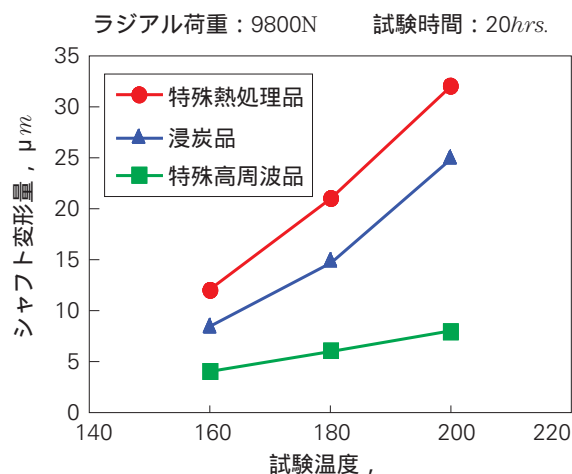


図8 熱処理とピニオンシャフト変形量の関係

Fig. 8 Relationship between the amount of shaft deformation and heat treatment

3.2 スラストニードル軸受

スラストニードル軸受においてもプラネタリーピニオン用ニードル軸受と同じく効率向上、高速化の要求がある。スラストニードル軸受の低摩擦トルクアイテムとしては以下の(1)~(4)がある。

(1) ころの本数少,ころ径大設計

ころの本数を少なくすることで、ころと軌道面の接触面積の総和を小さくし、摩擦トルクを低減している。ころの本数を少なくしたことによる負荷容量の低下は、ころ径を大きくすることで補っている。これはAT用スラストニードル軸受の基本的な設計思想である。(図9参照)

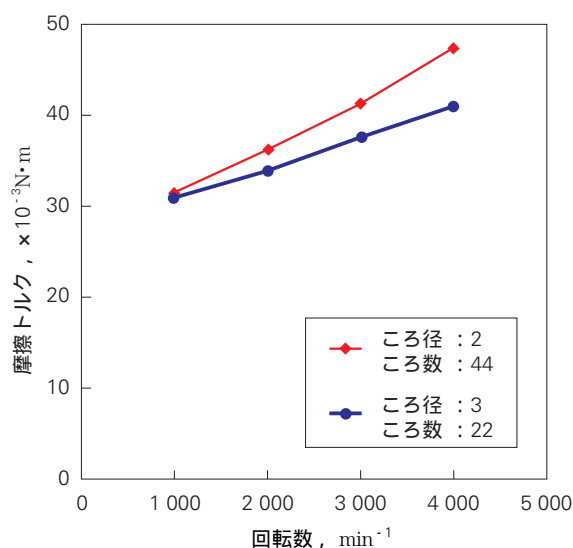


図9 スラストニードル軸受のころ数・ころ径と摩擦トルクの関係

Fig. 9 Relationship between frictional torque and roller specifications

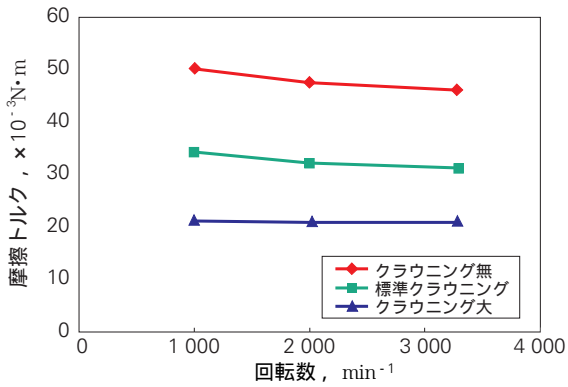


図10 スラストニードル軸受のころクラウニングと摩擦トルクの関係

Fig. 10 Relationship between frictional torque and roller crowning

(2) ころ転動面のクラウニング

ころの転動面にクラウニングを施すことで、ころと軌道面の接触面積の総和を小さくし、摩擦トルクを低減している。これもAT用スラストニードル軸受の基本的な設計思想である。(図10参照)

(3) 保持器1ポケット2ローラー化

スラストニードル軸受のころは、ラジアル軸受の転動体と同様、自転しながら回転(軸)中心に対して公転運動をしている。スラストニードル軸受のころでは、ころの自転運動によるころ外径面の周速はころの長手方向で均一であるが、ころの公転運動によるころ外径面の速度は、ころの長手方向内周側で遅く、外周側では速くなる。このため、ころは滑りを伴った回転しており、滑りの度合いは内周側と外周側の周速の差が大きい程、すなわちころの長さが長い程大きくなり、摩擦トルクも大きくなる。したがって、1個の保持器ポケットに長いころを一本入れる代わりに短いころを2個(2ローラー)入れると、摩擦トルクを低減することができる。(図11, 図12参照)

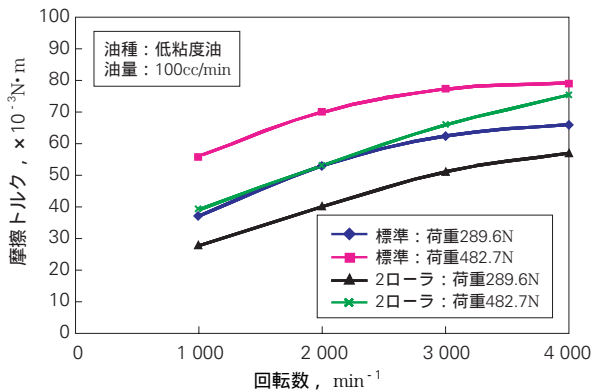


図11 1ポケット2ローラー化スラストニードル軸受と従来設計仕様軸受の摩擦トルク比較

Fig. 11 Frictional torque comparison of cages for conventional thrust needle bearings, and bearings with two rollers per pocket

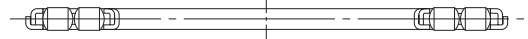


図12 1ポケット2ローラー化スラストニードル軸受
Fig.12 Thrust needle bearing with two rollers per pocket

(4) ころ端面形状と保持器形状の改良

潤滑油の供給量が極めて少ない場合や非常に高速で回転する場合、ころが遠心力で保持器ポケットの外周側に押し付けられて(図13参照), 保持器が摩耗する場合があります。(写真1参照)

この対策として、丸い端面形状のころを使用してころの自転中心近傍(回転周速が最も遅い部分)で保持器と接触させることで、保持器の摩耗防止と低摩擦トルク化が可能となった。(図13, 14参照)

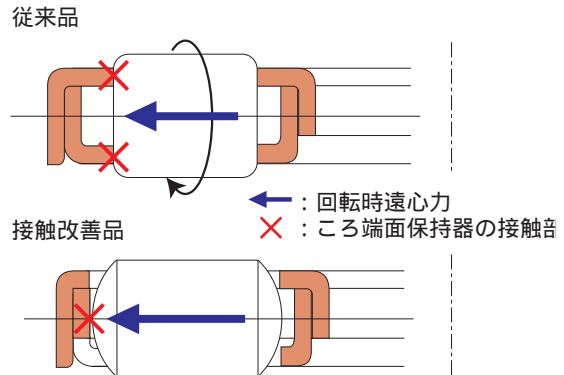


図13 従来品と接触改善品のころと保持器の接触位置比較
Fig. 13 Contact point of conventional cage and the improved-contact type cage



写真1 従来品の保持器摩耗例(赤色円内)
Photo 1 Wear of cage pocket



写真2 接触改善品 試験終了後外観写真
Photo 2 Improved contact-type cage

試験条件
 相対回転数：18 000min⁻¹
 荷重：200N

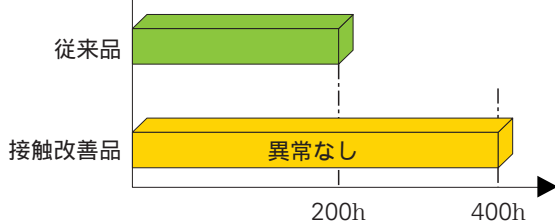


図14 従来品と接触改善品の比較試験結果
 Fig. 14 Comparison of seizure test results of the conventional cage and the improved contact-point cage



写真3 銅ブッシュとシェル形ニードル軸受
 Photo 3 Bushing and drawn cup needle roller bearing

3.3 シャフト・ギヤ支持軸受

3.3.1 シェル形ニードル軸受

ATの高速化に伴って、すべり軸受（銅合金のブッシュ）を使用していた部位にシェル形ニードル軸受を適用する例が増えている。摩擦トルク低減効果が大きく、環境負荷物質である鉛（Pb）が含まれる銅合金を敬遠する動きもあり、今後も採用が拡大すると予測される。銅ブッシュからの置き換えであることから、ニードル軸受にも銅ブッシュの肉厚と同じ断面高さが要求される。NSKは、1のころとそれを保持可能とした高精度樹脂射出成型技術による樹脂保持器によって、薄肉断面シェル形ニードル軸受を実現した。写真3に銅ブッシュと薄肉断面シェル形ニードル軸受の外観を、図15にそれぞれの摩擦トルクを示す。

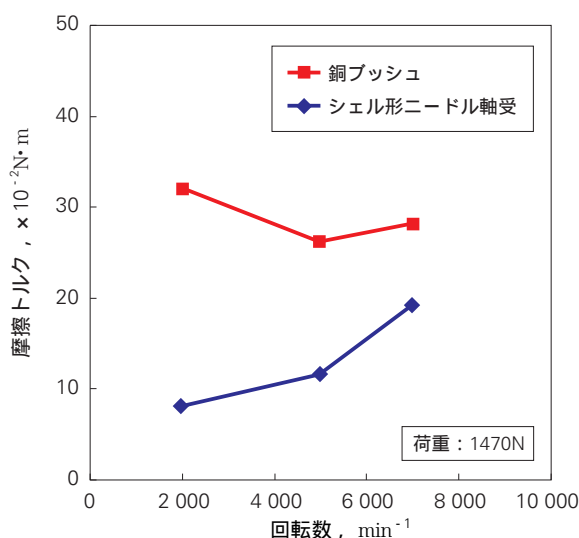


図15 銅ブッシュとシェル形ニードル軸受の摩擦トルク比較
 Fig. 15 Frictional torque comparison of bushings and drawn cup needle roller bearings

3.3.2 低摩擦トルク円すいころ軸受

負荷容量の大きい円すいころ軸受は、高トルク容量ATに採用される事が多い反面、摩擦トルクが大きいというデメリットがある。円すいころ軸受の摩擦トルク T は次式で表わすことができる。

$$T = T_r + T_s$$

T_r ：内外輪軌道面とこころ転動面との転がり摩擦

T_s ：内輪大つばとこころ頭部の間の滑り摩擦

図16に示すように、低速回転域では滑り摩擦 T_s 、高速回転域では転がり摩擦 T_r が支配的となる。

(1) 第1世代低摩擦トルク円すいころ軸受

滑り摩擦 T_s の低減については、内輪大つば部表面粗さの向上、こころ頭部表面粗さの向上及びこころ頭部形状の改良を行った。転がり摩擦 T_r の低減については、軌道面クラウニング形状の改良を行った。これらの効果により、従来品に比べて約20%のトルク低減を実現した。(図17)

(2) 第2世代低摩擦トルク円すいころ軸受

第1世代では、内部設計（ころ径、ころ長さ、ころ本数、接触角）は従来そのままとして、接触部の表面粗さや形状の改良により低摩擦トルク化を実現した。

この第2世代では、高速回転域で支配的となる転がり摩擦 T_r の低減を内部設計の最適化によって実現している。低摩擦トルク重視の内部設計を行うと、寿命と剛性は共に低下してしまう。そこで、円すいころ軸受が通常2個1組で使用されることに着目して、使用条件に応じ2個の寿命バランス・剛性バランスを最適化することにより、2個トータルでの寿命・剛性を損なうことなく低摩擦トルク設計（図18）を可能とした。これにより、高速回転時の転がり摩擦トルク T_r を第1世代に対し最大約20%低減することができる。(図17)

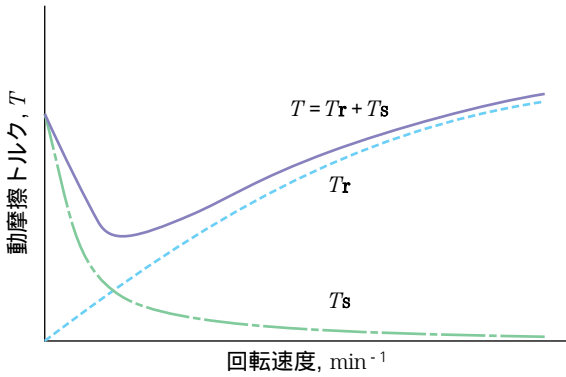


図16 T_r と T_s の関係
Fig. 16 Correlation between T_r and T_s

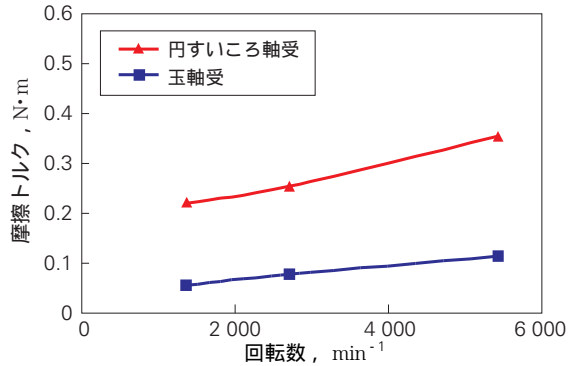


図19 玉軸受化による摩擦トルク低減効果
Fig. 19 Frictional torque comparison of tapered roller bearings and ball bearings

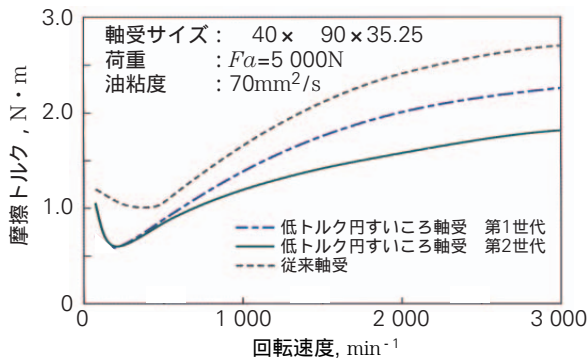


図17 低摩擦トルク円すいころ軸受と従来品の摩擦トルク比較
Fig. 17 Frictional torque comparison of low-friction tapered roller bearings and conventional tapered roller bearings

NSK独自の軸受解析プログラム (BRAIN²) や材料・熱処理技術を用い、寿命・静的強度・剛性の低下を可能な限り抑えた設計が可能となった。図19に円すいころ軸受の玉軸受化による摩擦トルク低減効果を示す。

3.3.4 長寿命化材料・熱処理技術

トランスミッションの潤滑油中にはギヤの摩耗粉等の異物が浮遊しており、フレーキングのほとんどは異物噛み込みによる圧痕の縁を起点とした表面起点型フレーキングである。表面起点型フレーキングは、図20に示す様に“異物の噛み込み 圧痕の生成 圧痕縁での応力集中 圧痕縁に亀裂発生 亀裂進展”の過程を経て発生する。ATF中の異物はMTのギヤオイルのそれよりも少ないと言われているものの、実際にAT実機試験終了軸受の軌道面の状況や疲労解析³⁾の結果から、MTと同様に表面疲労が進行している事が分かる。図21にAT実機耐久試験終了軸受の疲労解析結果を示す。

早期フレーキングの原因となる圧痕縁の応力集中を緩和するには、残留オーステナイト量を多くする事が有効である。残留オーステナイトは柔らかい組織であり、量を増やしながらかさを高くすることは相反する特性である。NSKは、これらの相反する特性を同時実現するために、微細な炭窒化物を多量に析出させ分散強化する技術⁴⁾を開発した。独自の鋼種SACと新熱処理法の組合せによって得られた組織(写真4)は、通常浸炭品の組織(写真5)と比較して、微細な炭窒化物が均一に分布している。この技術を採用したTFシリーズ軸受は、図22に示す様に軸受鋼や従来の浸炭鋼と比較して優れた寿命特性を有しており、多くのATに採用されている。

この長寿命化技術は、軸受の小型化を可能にするだけでなく、低摩擦トルク設計によって低下する軸受の

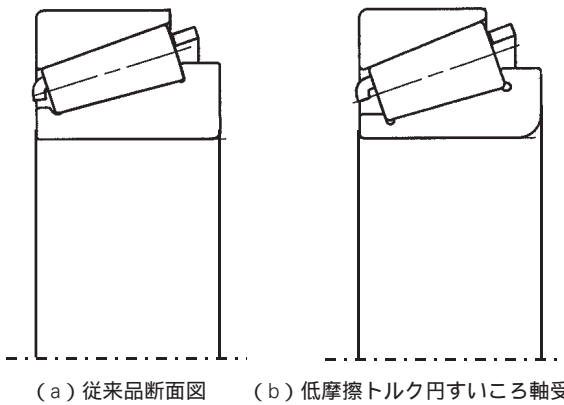


図18 標準円すいころ軸受(a)と低摩擦トルク円すいころ軸受(b)
Fig. 18 Cross-section views of (a)conventional design and (b)low frictional torque design

3.3.3 円すいころ軸受の玉軸受化による摩擦トルク低減

円すいころ軸受を玉軸受に置換える事で更なる低摩擦トルク化が可能である。単なる軸受形式の置換えであれば、寿命・静的強度・剛性の大幅な低下を伴うが、

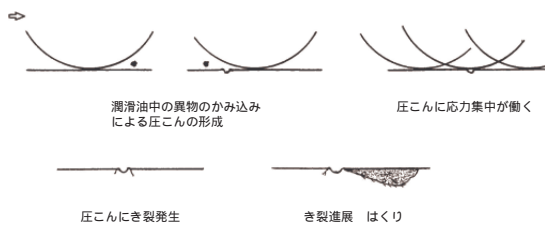


図20 表面起点型フレーキングの発生過程
Fig. 20 Process of surface originated flaking

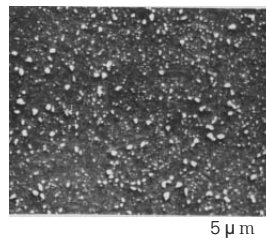


写真4 SAC鋼 + 浸炭窒化法による金属組織
Photo 4 Microstructure of carbonitrided SAC steel

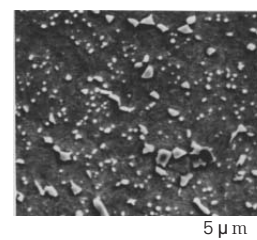


写真5 通常浸炭品の金属組織
Photo 5 Microstructure of carburized conventional steel

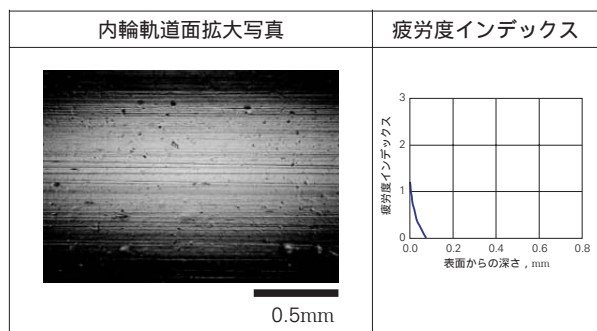
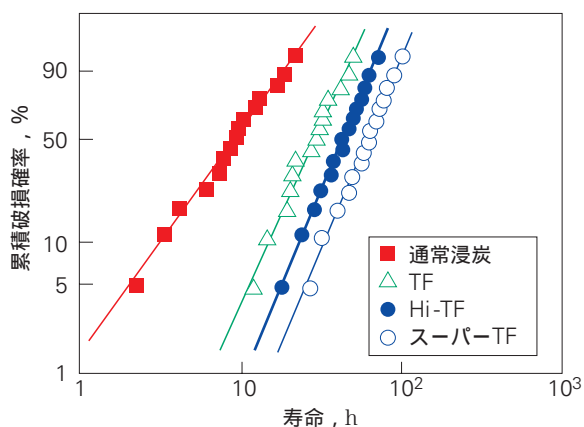


図21 AT実機耐久試験終了軸受 疲労解析結果
Fig. 21 Fatigue analysis of bearing endurance test for an AT



試験条件
 $P/C=0.43$ 油浴潤滑
 $N=4\ 000\text{min}^{-1}$
 混入した異物
 硬さ 870HV
 径 74 ~ 147 μm
 量 150ppm

図22 円すいころ軸受の異物混入潤滑条件下の寿命試験結果
Fig. 22 Life test results of bearings contaminated lubrication

耐久性を補う役割を果たしたり、円すいころ軸受から玉軸受へ置き換えの適用可能範囲を広げたりすることで、燃費向上において欠くことのできない技術となっている。

4. あとがき

本報では、高効率化が進むATに用いられている軸受の特徴、最新技術を紹介した。ATだけでなく、CVT（無段変速機）についても同様に高効率化が進んでおり、CVT特有のニーズも生まれている。

トライボロジー技術、材料・熱処理技術、精密加工技術の応用により、更なる高効率化のニーズに応える商品を今後も開発していきたい。

参考文献

- 1) トヨタ自動車株式会社, “電子技術マニュアルNo.7A02510”, カムリ ACV3#系, (2003)
- 2) 荒牧宏敏, “転がり軸受運動摩擦解析プログラムパッケージBRAIN”, NSK Technical J., 633(1997)1-7
- 3) 古村恭三郎他, “転がり軸受の疲労解析 (第3報)”, NSK Technical J., 646(1986)18-25
- 4) 村上保夫, “浸炭窒化による長寿命化技術”, NSK Technical J., 673(2002)3-6

変形を考慮したハーフトロイダルCVTの 効率計算



落合 成行

落合 成行*

Efficiency Analysis of Half-Toroidal CVT Considering Deformation of Pivot Shaft

by M. Ochiai

This article describes efficiency analysis of a half-toroidal continuous variable transmission (CVT) that takes into consideration deformation of the pivot shaft. Recent advancements made in automotive transmissions require the development of a high-performance half-toroidal CVT that is compact, highly efficient, and provides high-torque capability. In order to develop such a high-performance CVT, CVT efficiency must be predicted accurately. In CVTs, a large load is applied to a traction contact point to obtain traction force, which may cause deformation and displacement of some CVT components. Until now, conventional analysis failed to consider the deformation of CVT components. NSK has developed a new calculation method for predicting half-toroidal CVT efficiency with greater precision.

1. まえがき
2. 一体型，別体型ピボット軸の比較
3. ピボット軸の変形を考慮したパワーローラの性能計算
 - 3.1 ピボット軸の変形を考慮した計算モデル
 - 3.2 軸受荷重分担の計算結果
 - 3.3 パワーローラ軸受損失と保持器の摩擦
4. ピボット軸の変形とCVTバリエータ効率
 - 4.1 CVTバリエータ効率の計算方法
 - 4.2 実験結果との比較
5. あとがき

1. まえがき

近年の自動車用自動変速機の発展に伴い，ハーフトロイダルCVT（以後CVTと略す）には更なる性能向上が要求されている．CVTの課題としては，高効率化，高トルク化，小型化などが挙げられるが，このような高性能CVTを実現するには，CVT効率を正確に予測することが重要になる．

図1にCVTの概略図（ダブルキャピティ型CVTのフロント側）を示す．エンジンから入力された動力が，ローディングカム，入力ディスク，パワーローラ，出力ディスクへと伝達される¹⁾．ここで，入・出力ディ

スクとパワーローラ間の動力伝達は，トラクション面に発生するトラクション力によって行われるが，その際，トラクション面には高い圧力を発生させる必要がある．このため，CVTを構成する部品（入・出力ディスク，パワーローラ，トラニオンなど）には大きな押し付け力やトラクション力が作用し，変形が生じる．従来，CVT効率計算²⁾には，このような変形は考慮されていなかったが，更なる高効率化を図るにはより正確な効率予測が必要になると考えられる．また，小型化や高トルク化を行うには，変形がCVT効率にどの程度影響するのか定量的に把握することが重要になる．

このような背景から，変形の影響を考慮に入れたより正確なCVT効率計算手法の確立が求められていた³⁾⁴⁾．本稿では，トラクション力によるパワーロー

* 総合研究開発センター 基盤技術研究所

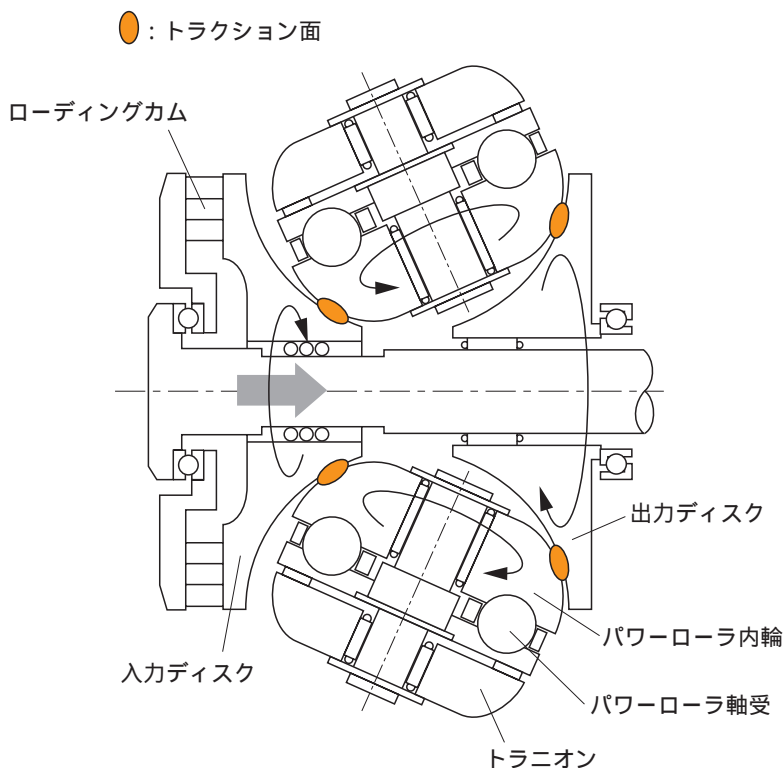


図1 ハーフトロイダルCVTの概略図
Fig. 1 Schematic view of a half-toroidal CVT

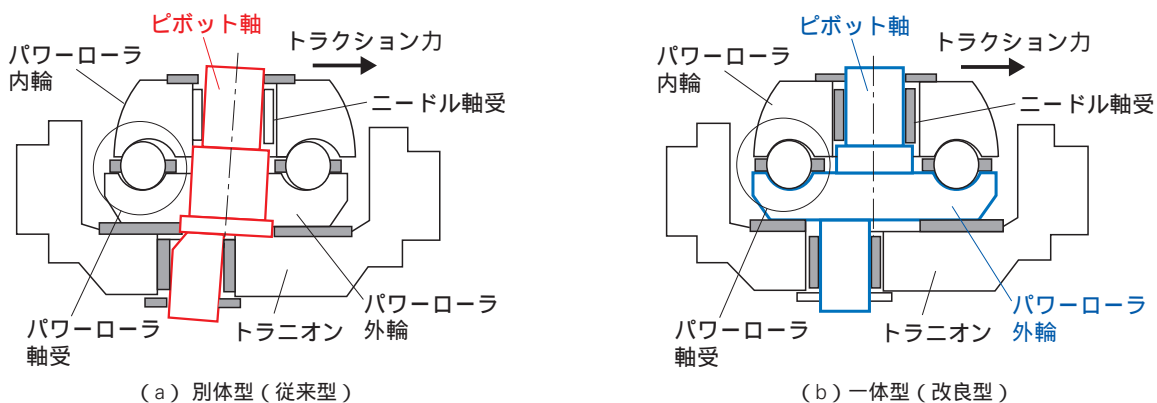


図2 一体型・別体型ピボット軸
Fig. 2 Separate type and integrated type of pivot shaft

ラピボット軸の変形を考慮した効率計算について紹介する。

2. 一体型，別体型ピボット軸の比較

CVTの効率計算に際しては軸受損失を算出する必要がある。ここで、ダブルキャピティ型CVTにおいてはパワーローラ軸受の損失が支配的となるため、これを正確に見積もることが重要となる⁵⁾。

図2は、パワーローラの支持構造を表した模式図である。図2(a)に示す別体型は従来の構造であり、加

工上の制約からピボット軸とパワーローラ外輪が別部品で構成されている。本構造ではピボット軸とパワーローラ外輪の締結はすきまばめであるため、パワーローラ内輪にトラクション力(ラジアル荷重)が作用した際にピボット軸が傾き、パワーローラ内輪と外輪のレース面が図2(a)のようにラジアル方向に相対変位をおこす。これに対し、図2(b)に示す一体型は、加工上の問題を解決し、ピボット軸とパワーローラ外輪を同一部品で形成させた新規構造である。別体型に比べて部品点数が減るため加工コストも安いメリットが

ある．図3は，ラジアル荷重が作用した際のパワーローラ内輪とトラニオンの相対変位量を，一体型と別体型で比較した実験結果である．別体型は，パワーローラ外輪との締結剛性が小さいためラジアル剛性が小さくなっているが，一体型にすることでラジアル剛性が大幅に改善されている．ラジアル剛性が小さいと，内・外輪の相対ラジアル変位が大きくなるため軸受内部の転動体挙動が変化し，CVT効率に悪影響を及ぼすことが考えられる．

3. ピボット軸の変形を考慮したパワーローラの性能計算

3.1 ピボット軸の変形を考慮した計算モデル

上述のように，一体型と別体型ではラジアル剛性に差が出るのがわかった．しかしながら，従来の計算方法ではピボット軸の剛性を考慮していないため，これらの違いを効率計算に取込み，要因分析することができなかった．そこでNSKでは，これらの違いを計算可能とする方法を新たに考案した．

本解析に用いた計算モデルを図4に示す．ピボット軸は1次元の梁としてモデル化した．また，ラジアル方向の荷重はパワーローラ軸受（スラスト玉軸受）とニードル軸受で支持できるようにした．なお，軸受は

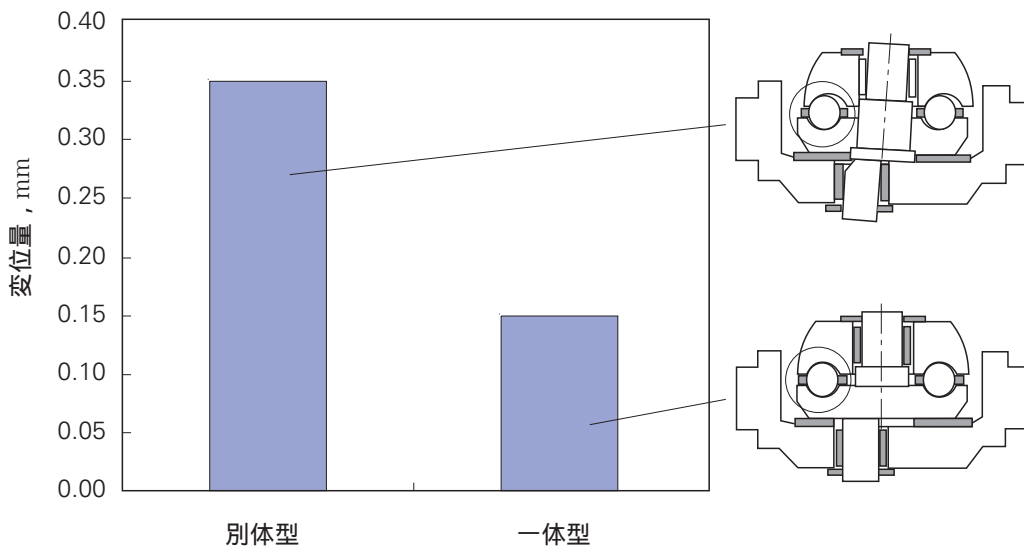


図3 ピボット軸の変形による内輪の変位 ($F_r=2000N$)
 Fig. 3 Amount of inner ring displacement for both types of pivot shaft under $F_r=2000N$

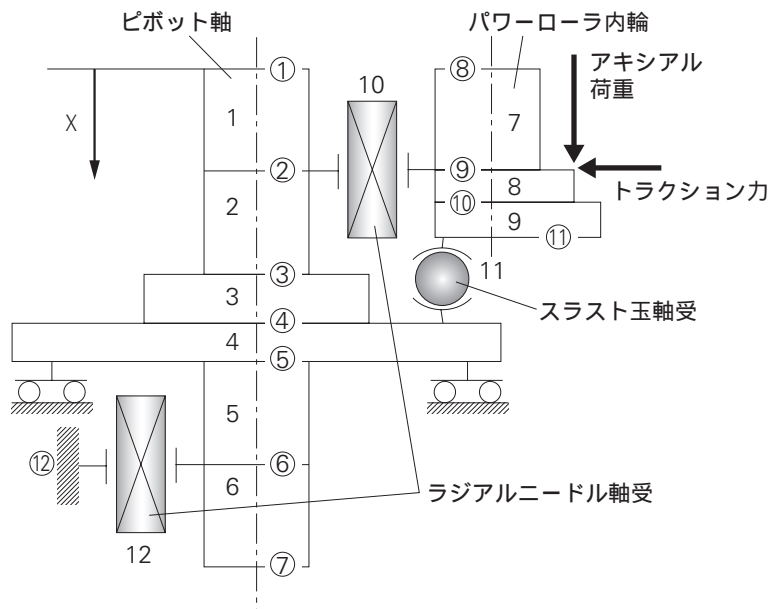


図4 パワーローラの計算モデル
 Fig. 4 Calculation model of power roller

表1 CVT諸元
Table 1 CVT specifications

キャピティ径	132 mm
ディスク半径	40 mm
半頂角	62.5 °
変速幅	0.5 ~ 1.9
最高トルク	350 N·m

ギャップを持つ非線形バネであり、並進方向（ラジアル、アキシャル）、回転方向に互いに連成している。このモデルを用いることにより、ピボット軸の変形が考慮され、各軸受の荷重分担を算出できる。計算には、NSK軸受解析プログラムBRAIN⁶⁾を用いた。BRAINでは、軸受の各転動体に作用する荷重や面圧分布、転動体とレース面、保持器接触面との間に生ずる摩擦損失など、様々な軸受特性を計算することができる。

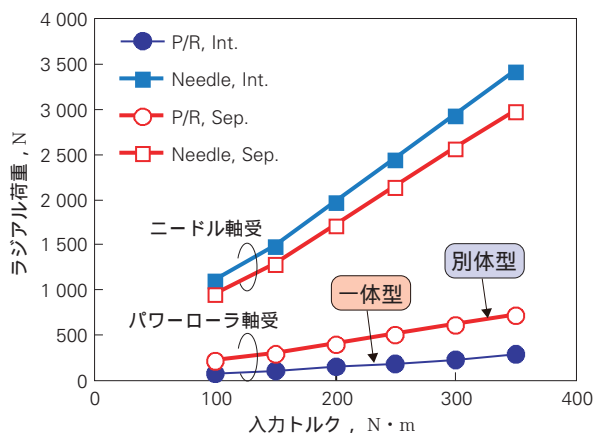


図5 軸受に作用するラジアル荷重 ($i=1.0$)
Fig. 5 Radial load of bearings for speed ratio of $i=1.0$

3.2 軸受荷重分担の計算結果

表1は、計算に用いたCVT諸元である。パワーローラ回転数及びパワーローラに作用する荷重は、表に示した諸元から運転条件に応じて算出される。

図5は、パワーローラ軸受とニードル軸受に作用するラジアル荷重と入力トルクの関係を示した計算結果である。一体型、別体型共に、ニードル軸受のラジアル荷重がパワーローラ軸受の荷重より大きいことがわかる。パワーローラ軸受及びニードル軸受に加わるラジアル荷重は、入力トルクの増加と共に増加するが、荷重分担の割合は、一体型、別体型共に入力トルクに関係なくほぼ一定になっている。

図6は、入力トルク $T_{in}=350N\cdot m$ におけるパワーローラ軸受とニードル軸受のラジアル荷重分担率を3種類の変速比について示した計算結果である。パワーローラ軸受の荷重分担率は、変速比によって若干の差が現れるものの、図6(a)の別体型ではおおむね2割程度、(b)の一体型では1割程度になっている。図3に示したように、別体型ではピボット軸の剛性が小さいため、パワーローラ内輪の変位が大きくなる。このため、パワーローラ軸受のラジアル荷重分担割合が大きくなっている。

3.3 パワーローラ軸受損失と保持器の摩擦

図7は、パワーローラ軸受の発熱量（損失）を、一体型、別体型について計算した結果である。図のように、別体型の発熱量は、一体型の発熱量を上回っている。ここで、別体型と一体型において、保持器以外の発熱量の差はほとんど現れていないが、保持器と転動

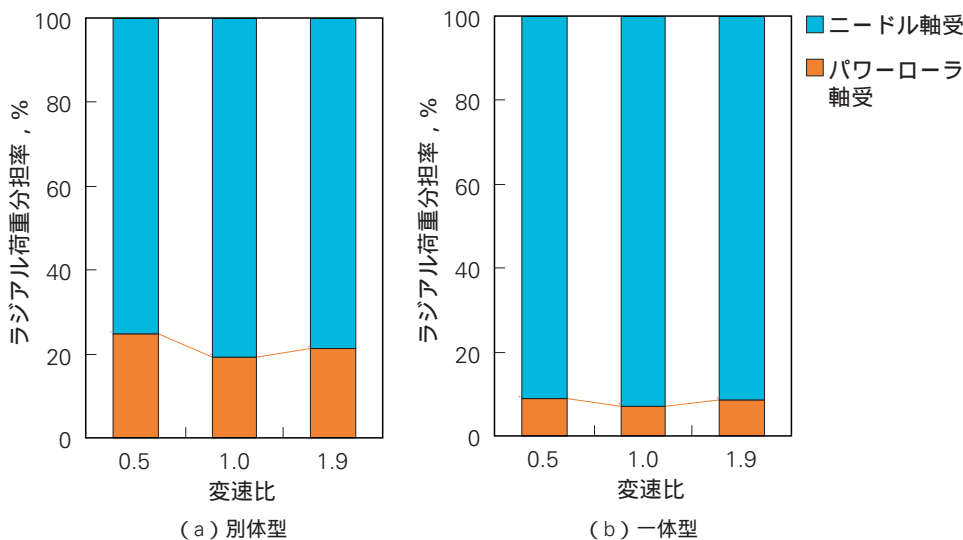


図6 ラジアル荷重分担率
Fig. 6 Various load-sharing ratios

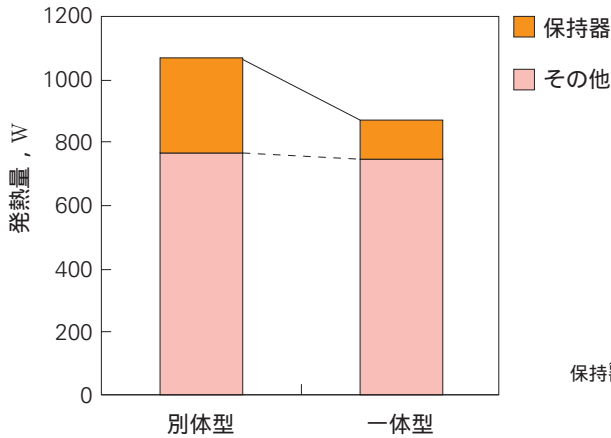


図7 パワーローラ軸受の発熱 ($i=1.9, n_{in}=2000\text{min}^{-1}, T_{in}=350\text{N}\cdot\text{m}$)

Fig. 7 Heat generation of power roller bearings when $i=1.9, n_{in}=2\ 000\text{min}^{-1}, T_{in}=350\text{N}\cdot\text{m}$

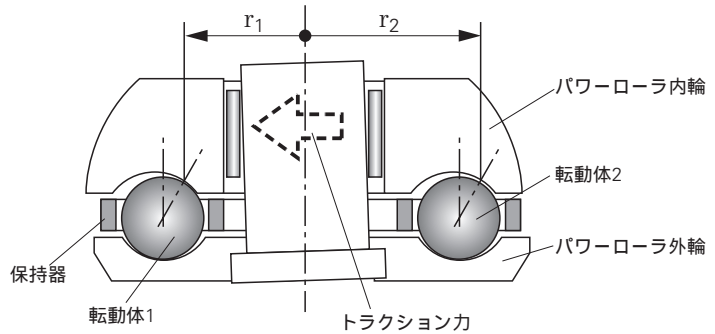


図8 パワーローラ内外輪のずれ

Fig. 8 Misalignment between the power roller inner and outer rings

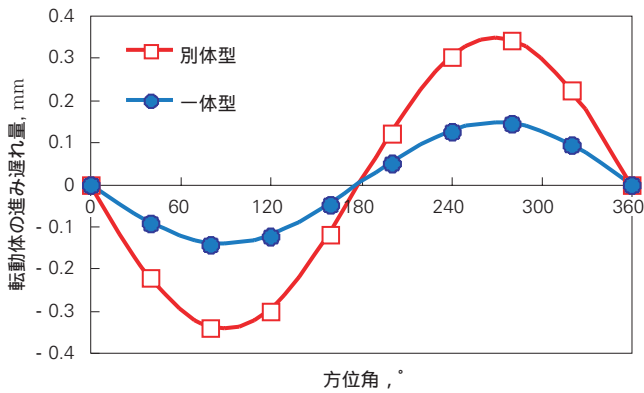


図9 転動体の進み遅れ ($i=1.9, n_{in}=2\ 000\text{min}^{-1}, T_{in}=350\text{N}\cdot\text{m}$)

Fig. 9 Ball excursion when $i=1.9, n_{in}=2\ 000\text{min}^{-1}, T_{in}=350\text{N}\cdot\text{m}$

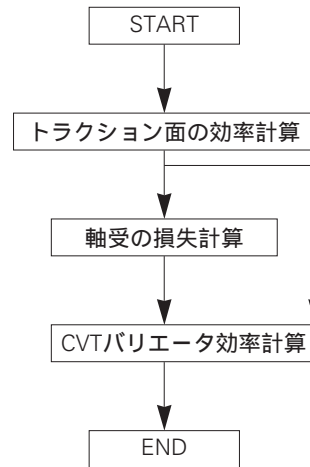


図10 ハーフトロイダルCVT効率計算の流れ

Fig. 10 Flow diagram for calculating half-toroidal CVT efficiency

体間の摩擦発熱は別体型の方が大きくなっている。上述したように、ラジアル荷重は別体型の方が一体型より大きい、アキシャル荷重が支配的であるため、玉と軌道面との接触部における発熱量の差は見られない。

図8は、パワーローラ内外輪がずれた場合のパワーローラの状態を示した模式図である。パワーローラにトラクション力が作用すると、パワーローラ内輪/外輪間にずれが生じ、図のような接触角をもつ。このとき、パワーローラ内輪レース面の接点と回転軸との距離（回転半径）が左右非対称 ($r_1 < r_2$) になるため、転動体1は接触角をもたない通常の場合の走行速度に比べて遅く、逆に転動体2は早く走行する。この走行速度差に起因して、転動体の走行には進みと遅れが生じる。

図9は、接触角の変化から算出した各転動体の進み遅れ量を示したものである。転動体間の進み遅れ量の

差は、別体型の方が大きくなっている。進み遅れ量の差が保持器ポケットと玉間のすきまより大きいと保持器は強い拘束力を受ける。保持器と転動体の間に生じる摩擦力はこの拘束力の増加と共に増加し、パワーローラの発熱量も上昇する。したがって、別体型の保持器発熱量は、一体型に比べて大きくなる。

4. ピボット軸の変形とCVTバリエータ効率

4.1 CVTバリエータ効率の計算方法

図10にCVT効率計算の手順を示す。バリエータ効率の値は、トラクション面の効率と軸受損失の結果から計算される。CVTの動力伝達効率は、速度伝達効率とトルク伝達効率の積で次式(1)のように表される。

$$p = T \cdot S \dots\dots\dots (1)$$

ここに,

$$T = T_1 T_2 - 4 T_2 e_1 T_{brg} / T_1 \dots\dots\dots (2)$$

$$s = (1 - Cr_1)(1 - Cr_2) \dots\dots\dots (3)$$

T : トルク伝達効率
 s : 速度伝達効率

e_1 : 入力側変速比 (r_1 / r_2)
 Cr : クリーブ
 T_1 : 入力トルク
 T_{brg} : パワーローラ軸受トルク

添え字 1 : 入力側トラクション面における値
 2 : 出力側トラクション面における値

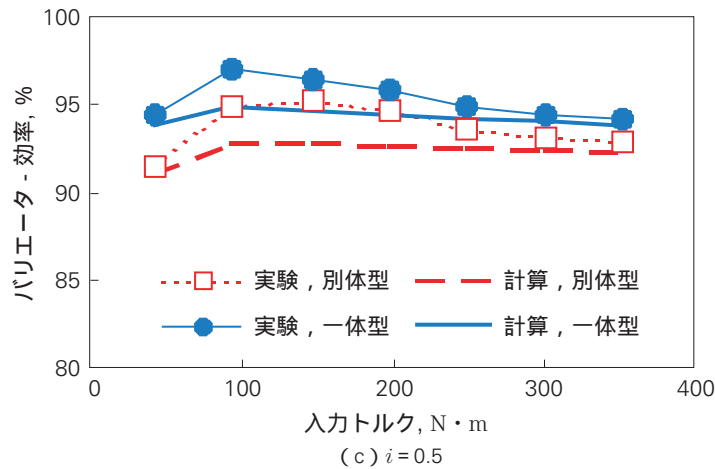
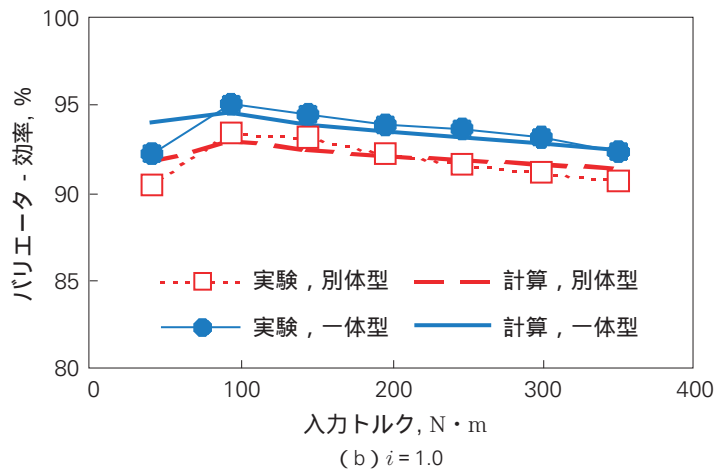
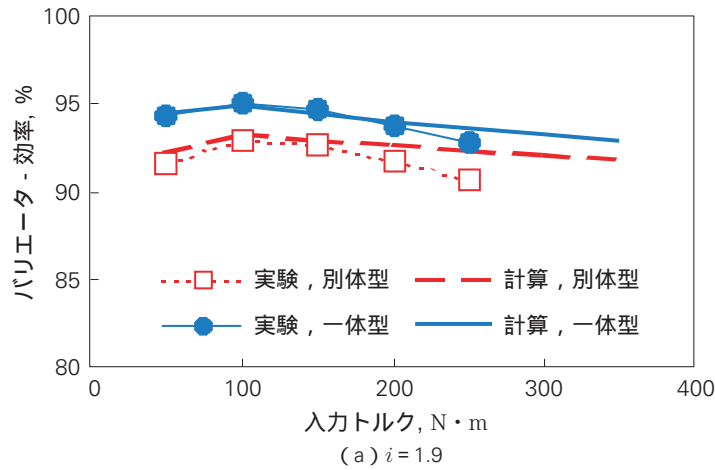


図11 入力トルクとCVTバリエータ効率 ($n_{in}=2000\text{min}^{-1}$)
 Fig. 11 Efficiencies of CVT variator with input torque at $n_{in}=2000\text{min}^{-1}$

4.2 実験結果との比較

図11は、入力軸回転数 $n_{in}=2\ 000\text{min}^{-1}$ における入力トルクとCVTバリエータ効率の関係を、計算と実験で比較した結果である。図11(a)は変速比 $i=1.9$ (減速)の場合を、(b)は $i=1.0$ (等速)の場合を、(c)は $i=0.5$ (増速)の場合をそれぞれ示している。図から、一体型のバリエータ効率は、いずれの変速比においても別体型を約2%も上回っており、大幅に改善されていることがわかる。また、従来の計算方法では、これらの効率差を予測することは不可能であったが、ピボット軸の変形を考慮した本計算結果では、一体型と別体型の効率差がよく表現できている。変速比 $i=1.9$ における実験結果と計算結果は、低トルク領域においてよく一致しているが、トルクの増加に伴い、計算結果は実験結果をしいに上回っていくことが確認される。これは、トルクの増加と共に押付荷重が増大し、ディスクやトラニオンの変形が顕在化してくるためと考えられる。したがって、このような変形の影響を考慮することにより、更に正確な効率計算が可能になると考えられる。一方、変速比 $i=0.5$ の低トルク領域において、計算結果は実験結果よりも低く現れる傾向が見られる。この原因については、今後、更に検討していく予定である。

5. あとがき

本稿では、パワーローラを支持するピボット軸の変形の影響を考慮したCVT効率計算について述べた。ピボット軸の変形を考慮することにより、一体型と別体型の効率差を計算できることを示した。本解析手法を用いて、さらなる高性能CVTの開発を行っていきたい。

参考文献

- 1) 町田 尚, 村上 保夫, “トラクションドライブ式無段変速機パワーロスユニットの開発 第1報”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 669 (2000) 9-20.
- 2) 田中 裕久, トロイダル型無段変速機に関する研究(第1報, 速度伝達効率とトルク伝達効率), 日本機学会論文集, 53-491 C (1987) 1500-1506.
- 3) 落合 成行, 菊池 文, 野木 高, “ハーフトロイダルCVT高率計算の高度化(第1報), 自技会講演論文集, No.21-03 (2003) 1-4.
- 4) 落合 成行, 湯川 謹次, “ハーフトロイダルCVT高率計算の高度化(第2報), 自技会講演論文集, No.65-03 (2003) 9-12.
- 5) 田中 裕久, “トロイダルCVT”, (2000) 64, コロナ社
- 6) 栗田 伸一, “軸受性能のコンピュータシミュレーション技術”, NSK TECHNICAL JOURNAL, 673 (2002) 31-35.

商 品

紹 介

軽自動車用ハブユニット軸受 HUBK

HUBK Series of Hub Unit Bearings for Minivehicles

ホイール軸受は自動車のモジュール化，プラットフォーム統合化の動きと連動して，従動輪を中心に世界規模でHUB へ移行している．

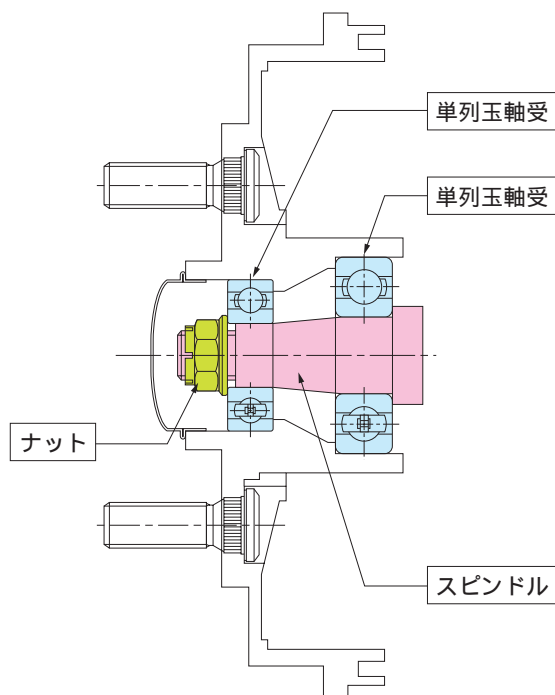


図1 従来構造の例

Fig. 1 Cross-section view of conventional hub bearing for minivehicles

この動きと並行して，軽自動車枠拡大の動きによって販売量の増えている軽自動車をターゲットにしたHUB =HUBKの開発をスタートした．車両に見合った必要最低限の機能・性能は確保し，軽量化・低コストにポイントを置くことにより，量産化に成功した．以下にその構造，特長等について紹介する．

1. 構 造

従来は，2個の単列玉軸受をスピンドルに嵌合して使用しており，ナットによって軸受がスピンドルから抜け出ることを防止している構造になっていた（図1）．

HUBKは，ハブスピンドル及び外輪にフランジを設けている複列アンギュラ玉軸受である（写真1）．ハブスピンドルのフランジには，ハブボルトが同一円周上等間隔に複数個圧入されており，ナットによってホイールと締結される．外輪のフランジには，通し穴が複数箇所加工されており，ボルトによってサスペンション部材と締結される．内輪とハブスピンドルは揺動加締めによって一体化されており，内輪がハブスピンドルから抜け出ることを防止すると同時に，適切な予圧を付与している．また，内輪外径部に嵌合固定されているパルサーリングが回転することにより，外輪端部に嵌合固定されているABSセンサーが，車輪の回転速度を検出する（図2）．



写真1 HUBK

Photo 1 NSK's HUBK series

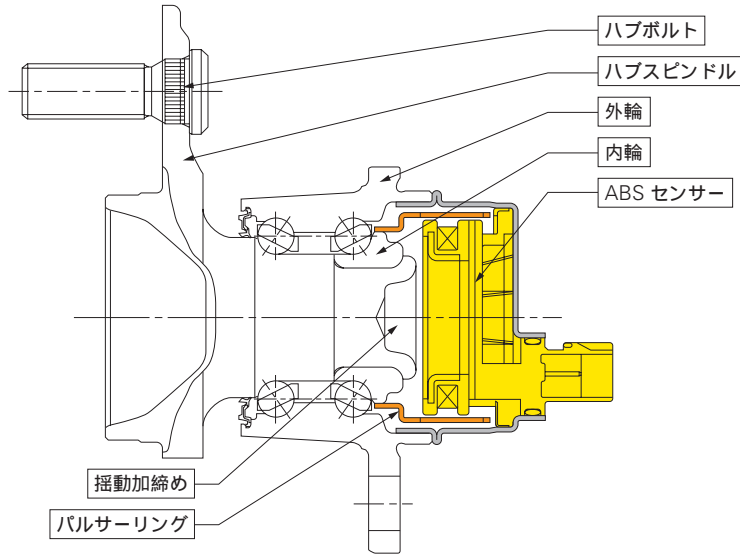


図2 HUBKの断面図
Fig. 2 Cross-section view of the HUBK hub unit bearing for minivehicles

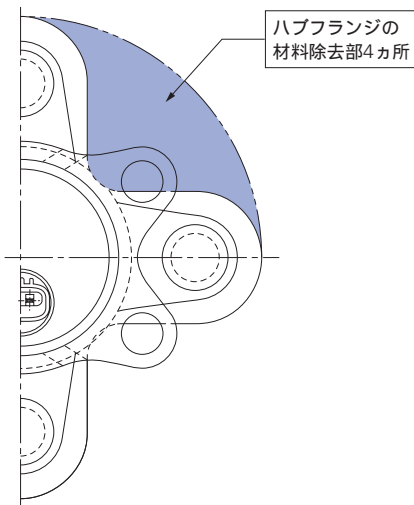


図3 HUBKの平面図
Fig. 3 Plane view of HUBK hub unit bearing

2. 特 長

2.1 軽 量 化

FEMを用いて、ハブスピンドルと外輪の強度解析・剛性解析を行い、各部板厚や形状が最適となるように設計した。ハブフランジの強度・剛性に寄与しない部分を取り除き、応力集中を許容範囲で押さえて外径部形状を最適設計し、ハブフランジの大幅な軽量化を実現した(図3)。

また、揺動加締めによって内輪とハブスピンドルは一体化され、内輪がハブスピンドルから抜け出ることを防止している。これによって、従来使用していたナットと、ハブスピンドルのネジ部が不要となり、この部分の軽量化が可能となった。

2.2 低コスト化

仕様の最適化と加工工程の見直しを行い、低コスト化を実現した。

- 各部寸法許容差と精度の見直し
- 最適形状設計による材料削減
- 揺動加締めによる部品点数削減

2.3 ABSセンサーの信頼性向上

近年、安全走行へのニーズの高まりと共に、自動車へのABS(Antilock brake system)の装備が標準になりつつある。ABSを制御するためには、車輪の回転速度を正確に検出する必要がある。従来、外部に配置されていたABSセンサーとパルサーリングを軸受の内部空間に配置することにより、小石の衝突やゴミの付着を完全に防止することができ、信頼性を向上させた。

2.4 組み付けの容易性

従来、自動車メーカーの組み立てラインで行っていた、単列玉軸受のスピンドルへの嵌合、ナット締め、ABSセンサー組み付け、パルサーリングの組み付け等の工程が不要となる。車両への組み付けが極めて容易になると同時に、工数と組み付け時間の削減によるコストダウンも可能となる。

3. 用 途

軽自動車の従動輪ホイール用軸受に使用されている。

4. ま と め

市場ニーズ・車両特性に合わせた、更なる軽量化・低コスト化を目指して開発を進めていく予定である。

商 品

紹 介

コラムタイプ電動パワーステアリング

Column Type Electric Power Steering

自動車を取り巻く環境問題から、省エネルギー、CO₂削減等地球環境にやさしい商品開発が求められ、燃費向上の観点から従来の油圧パワーステアリングより省エネルギーである電動パワーステアリング（EPS）が注目されている。今回、軽自動車用として小型低コスト・高性能コラムタイプEPSを開発・商品化したので以下に紹介する。（写真1）

1. システム概要

図1にコラムタイプEPSのシステム構成を示す。

EPSシステムはドライバーのハンドル操作力を感知するトルクセンサ、その信号を演算処理するコンピューターユニット（ECU）、ECUからの出力に従い回転力を発生するモータ、モータの回転を減速してハンド

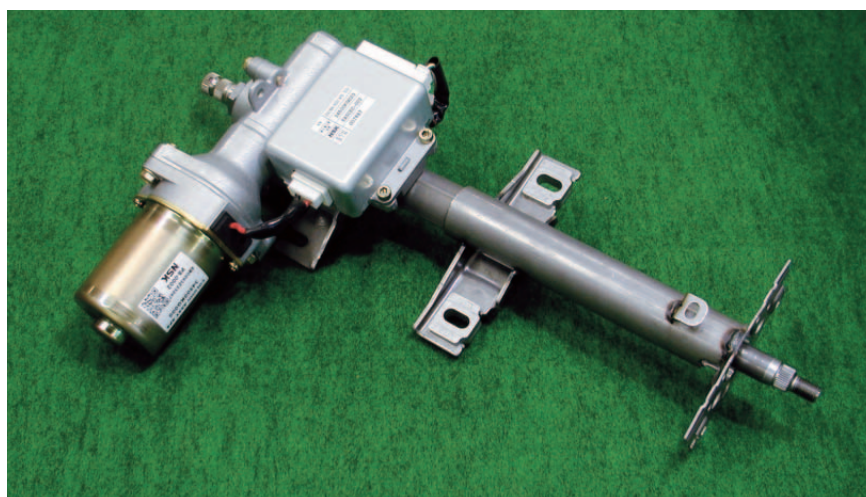


写真1 コラムタイプEPS
Photo 1 Column type EPS

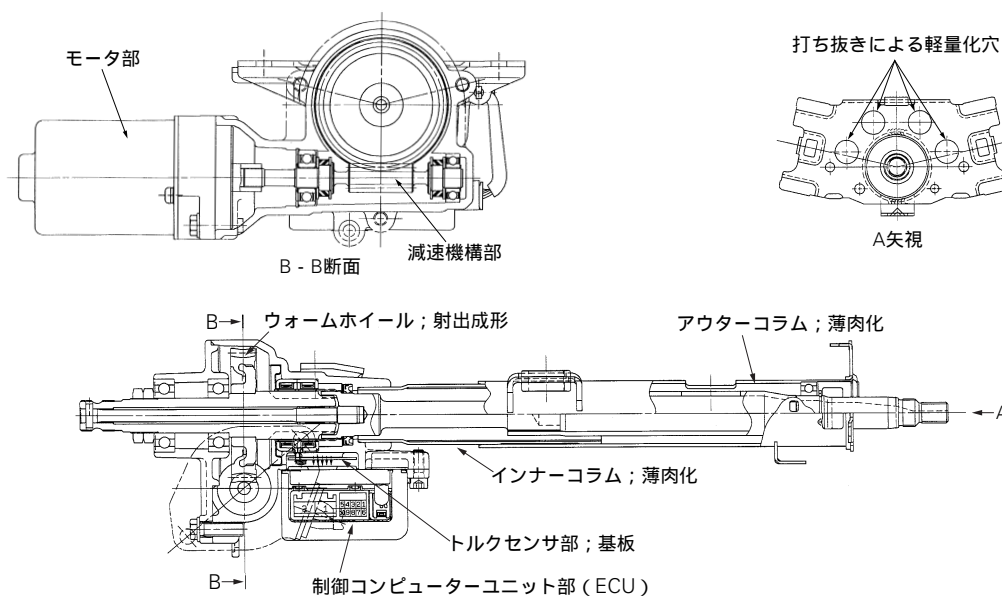


図1 システム構成図
Fig. 1 Construction of column type EPS

ル操作力を軽減する減速機構部から構成される。

2. EPSの特長

(1) 低コスト化

- ・減速ギア部；ウォームホイールを射出成形とし、低コスト化を図った。
- ・ECU部；ECUをトルクセンサ部の下側に配置し、ECUのヒートシンクがセンサ部のカバーを兼ねる構造として部品点数削減を図った。
さらにECUの基板を3枚構造(ベース, HIC(Hybrid Integrated Circuit), パワーモジュール)とし、他機種との部品共通化より小型・低コスト化を図った。
- ・トルクセンサ基板部；トルクセンサは実績のある非接触式を採用。基板上に実装されている特定用途向けIC(以下ASIC)をフルカスタム化することによりASICの低コスト化を図った。(写真2)
- ・モータ部；小型ブラシモータの標準化を図り、シリーズボリュームを確保し低コスト化を図った。

(2) 軽量化

ステアリングサポート支持剛性を確保した上でブラケット, コラムパイプ等を薄肉化, さらにスイッチブラケット部に軽量化穴を設置し軽量化を図った。

(3) 高性能化

- ・ECU；次世代制御の採用
従来のNSSH制御による滑らかな操舵フィーリングに加え, タイヤからの反力を推定するSAT(Self Aligning Torque)フィードバック制御を新たに追加し, ステアリングのセンター感, 切り増し時の手ごたえ感, さらに舵角センサレスでの自然なハンドル戻りを実現した。
- ・モータ部
ブラシとコンミテータの当りを最適化し, ブラシホルダアッシのフローティング構造を採用せず作動音向上を実現した。

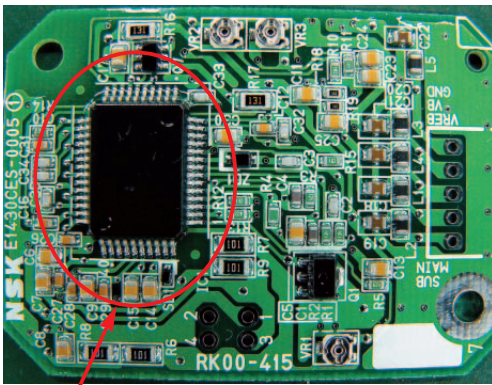
3. EPS仕様

表1にシステムの仕様を示す。

4. ま と め

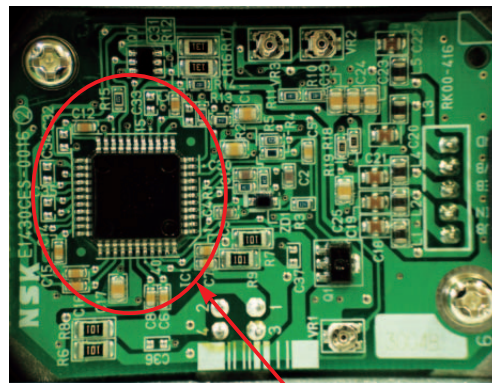
軽自動車用として小型低コスト・高性能コラムタイプEPSを商品化した。これをベースに今後標準化を図りながらさらに広範囲でのEPS採用を目指していく。

現行ASIC 搭載基板



現行ASIC

新 ASIC 搭載基板



小型新ASIC

写真2 トルクセンサ基板
Photo 2 Torque sensor circuit board

表1 EPSシステム仕様
Table 1 EPS system specification

項 目	内 容	
アッセンブリ	アシストトルク	21.6 N・m
減速ギア	形式	ウォーム&ウォームホイール (樹脂ギア;射出成形);2条
	減速ギア比	16.5 : 1
モータ	形式	DCブラシモータ
	定格電流	30 A
	定格回転数	1 360 min ⁻¹
	定格トルク	1.54 N・m
トルクセンサ	形式	非接触式自己インダクタンス方式
	電源電圧	DC9.5 V
コントローラ	定格電圧	DC12 V
	モータ電流制限範囲	0 ~ 30 A
	通信機能	オフボードダイアグ通信機能
	故障診断機能	初期診断, 常時診断 (故障確定時に 不揮発性メモリにダイアグコードを記憶)
制御内容		1) 位相補償制御
		2) ロバスト安定化補償制御
		3) 摩擦補償制御
		4) 慣性補償制御
		5) 収れん性制御
		6) SATフィードバック制御

商 品

紹 介

高耐久タペットローラ **NSK LCube** シリーズ

NSK LCube Series of Highly Durable Tappet Rollers

エンジン動弁系のフリクション低減アイテムとして知られるローラ付ロッカーアームは、最近の環境問題、燃費規制の影響で急速な拡がりを見せている。1984年に国内初の量産を開始して以来、この部位に使用されるタペットローラ軸受を、相手部品であるカムとの相性により、その仕様を使い分けしてきた。それは、カム機構の運動特性からカムとローラの接触部における潤滑油膜が形成されにくいいため、カムとの相性により、ローラ外径面に表面損傷を発生させることがあったためである。また相手部品のカムの仕様と使用条件によってはカムにダメージを与えることもあった。

そこで今回、カムの多様な材料・熱処理・表面仕上状態に適応し、カムも損傷させることのない特殊な表面加工を施した高耐久タペットローラ - NSK LCube シ

リーズを開発した。(写真1, 2)

1. 特 長

- ・従来の滑りから転がり方式に変えることで、動的ロストルクを60%低減(図1)した。
(Low friction)
- ・ローラ外径面の平坦面に深い谷形状(図2)の油溜りを形成したことにより、カムとの接触部における希薄潤滑時の油膜切れを防止し、かつ平坦部(山形状が無い)は粗さレベルでの局部面圧上昇を緩和することができた。
(Lean lubrication resistance)
- ・ローラ外径面粗さの変化及び方向性が無い均一な表面を実現したので、カムとの接触状態を良好に保つ事ができる。
(カム材質、粗さ変化に対するロバスト性が向上)
(Long life)



写真1 高耐久タペットローラ - NSK LCube
Photo 1 NSK LCube series highly durable tappet rollers

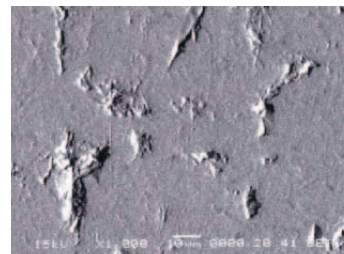


写真2 NSK LCube タペットローラの表面
Photo 2 SEM image showing outer surface of tappet roller

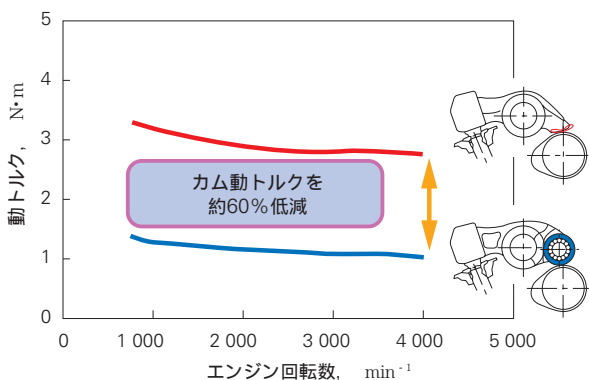


図1 低フリクション化
Fig. 1 Torque comparison of a cam and valve lifter (tappet) assembly and a roller-type valve lifter (roller tappet) assembly

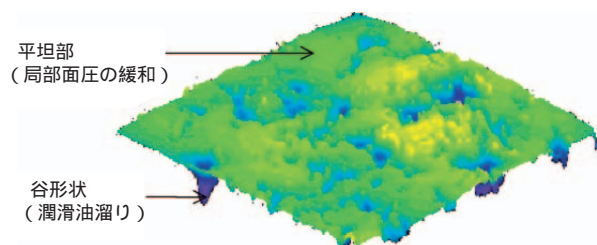


図2 ローラ外径面形状
Fig. 2 Surface profile of tappet roller

NSK LCubeとは、頭文字がLとなる上記の3つ (Cube) の特長を持った製品である。

2. 希薄潤滑下での長寿命化

動弁系では潤滑環境が悪い場合、油膜が薄い希薄な潤滑状態となり、互いの表面が金属接触する。軸受単体の再現試験にて、従来の仕上加工を施した軸受では500h程度で表面損傷を生じるのに対し、今回のNSK LCube軸受は1000h 経過後も何ら損傷を生じることなく使用が可能であり、従来品に対し2倍以上の長寿命化を実現できた。(図3)

3. 用途

- ・ 自動車エンジン用タペット
- ・ 自動車用燃料噴射ポンプ
- ・ その他、ころ軸受用ころ、ピン等

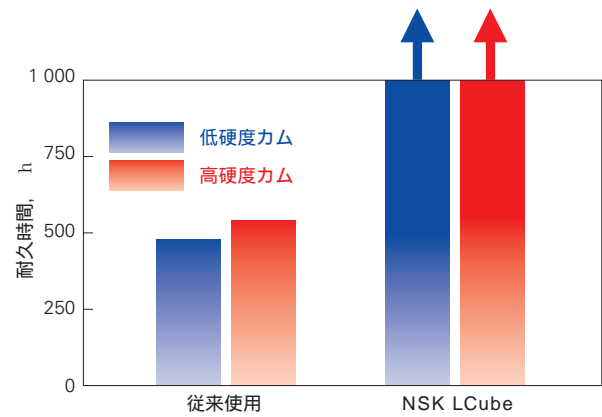


図3 ローラ仕様別試験結果

Fig. 3 Comparison of bearing durability test results of conventional tappet rollers and NSK LCube tappet rollers

商 品

紹 介

高耐久複列アンギュラ玉軸受

Long-Life Double-Row Angular Contact Ball Bearings

「低燃費かつ低排出ガス車」の実現を目指して、トランスミッションは効率向上、軽量・小型化が進められている。オ・トマチックトランスミッション（以下AT）も多段化及びフリクションロス低減によるトルク伝達効率の向上が図られているが、その一方で小型化とエンジンの高出力・高速回転化により、AT内部の部品には優れた耐久性が要求される。

NSKでは、このような多様で厳しい市場ニーズに対し、ATのギア支持用途に向けて高耐久複列アンギュラ玉軸受（写真1）を開発した。以下に、製品の内容について紹介する。

1. 構造および仕様

図1に高耐久複列アンギュラ玉軸受の断面図を示す。この例では、相手部品（ケースあるいはギア）に対して軸受外輪が抜けないように、止め輪が用いられる。

内輪は2つ割れで、軸ナットの締め込みにより2つの内輪はお互いにピッタリと接して、軸受に予圧が与えられる。この複列アンギュラ玉軸受では、シャフト・ケースのはめあいしめしろ、軸ナット締付けによる軸力等を考慮した初期内部アキシャルすきまが設定される。これにより、規定の締付けトルクで軸ナットを締めるだけで、ねらいのすきま/予圧に設定することができる。

軸受内の潤滑は、2つ割れ内輪の突合せ部に油溝が設けられており、軸心から供給される潤滑油がこの油溝を通して軸受内に送り込まれる。

代表的な軸受の仕様を表1に示す。

2. 特 長

(1) 優れた耐久性

軸受鋼+特殊熱処理あるいはNSK独自のTF化技術を採用し、軸受のスペースを拡大することなく耐久性を確保している。

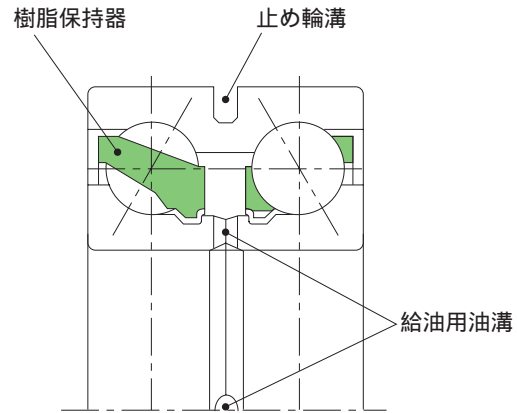


図1 高耐久複列アンギュラ玉軸受の断面

Fig. 1 Cross section view of a long-life double-row angular contact ball bearing



写真1 高耐久複列アンギュラ玉軸受外観

Photo 1 Long-life double-row angular contact ball bearings

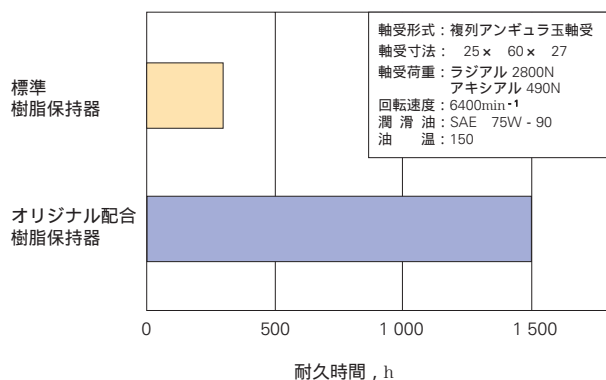


図2 樹脂保持器の高温耐久試験結果
Fig. 2 High temperature endurance test result of polymer cages

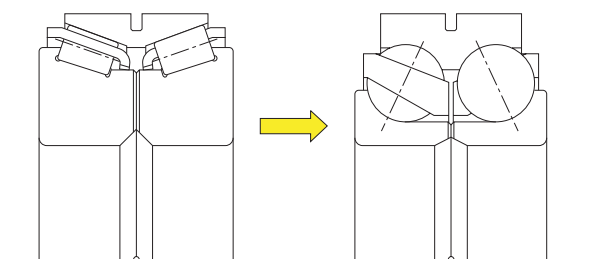


図3 円すいころ軸受からアンギュラ玉軸受へ置きかえ
Fig. 3 Cross section view of a tapered roller bearing that has been replaced with an angular contact ball bearing

表1 AT用複列アンギュラ玉軸受の仕様 (量産品)
Table 1 Specifications of mass-produced angular contact ball bearings for ATs

寸法 (mm)	内径: 27 ~ 56
	外径: 63 ~ 91
	幅: 28 ~ 36
形状	外輪止め輪溝付
	外輪フランジ付
	外輪油穴付
	外輪スプライン付

軸受の保持器には、軸受の高負荷容量（玉径大）設計に適した樹脂製保持器を採用している。樹脂製保持器には、軽量・低摩擦係数という特長もあり、軸受の高速回転時の耐久性向上にも寄与している。NSKオリジナル配合の樹脂材料は、図2に示すように優れた高温耐久性を有している。

(2) 低摩擦トルク

一般的に、玉軸受は円すいころ軸受よりも摩擦トルク（回転抵抗）が小さい。しかしながら、同じ軸受サイズの玉軸受と円すいころ軸受を比べると、玉軸受の方が負荷容量が小さく、転がり疲れ寿命も短くなる。この問題に対し、NSKは荷重条件に応じた最適な玉軸受の内部設計と独自の長寿命化材料・熱処理技術により玉軸受の適用範囲を広げ、ATの高効率化に貢献している。図3に円すいころ軸受をアンギュラ玉軸受に置きかえた際の軸受断面を示す。

3. まとめ

高耐久複列アンギュラ玉軸受は、小～中排気量クラスの乗用車用ATに量産採用されている。今後も高耐久性、サイズダウン、低摩擦トルクに対する強い市場ニーズに応える新商品を開発して行く予定である。

商 品

紹 介

高耐久複列円すいころ軸受

Long-Life Double-Row Tapered Roller Bearings

近年、オートマチックトランスミッション（以下AT）用軸受には、高容量、高剛性、小形化そして低摩擦トルクという性能が要求されている。それらの要求に対し、これまでにNSKではさまざまな取組みを行ってきた。

その中で、限られたサイズ内で高容量、高剛性が求められる部位、特に中～高出力エンジン搭載FF車の遊星歯車式AT用として開発した高耐久複列円すいころ軸受について、その特長を紹介する。

1. 構造および仕様

AT用複列円すいころ軸受の外輪形状は、相手部品（ケースあるいはギア）との取付け方法の違いにより、

主に2つのタイプに分けることができる。ひとつは外輪に止め輪溝があるタイプ（写真1及び図1）、もうひとつは外輪にフランジと止め輪溝が付いているタイプ（写真2及び図2）である。外輪形状の特徴として、ワンウェイクラッチのインナーレースを固定するためのスプラインが設けられている。

複列円すいころ軸受の内輪は2つ割れになっており、2つの内輪がお互いに接しているタイプ（図1）と、2つの内輪の間に間座をはさみこんでいるタイプ（図2）がある。図1のタイプでは、軸ナットの締め込みにより2つの内輪はお互いにピッタリと接して、軸受に予圧が与えられる。この複列円すいころ軸受では、シャフト・ケースのはめあいしめしろ、軸ナット締め付



写真1 高耐久複列円すいころ軸受
Photo 1 Long-life double-row tapered roller bearings

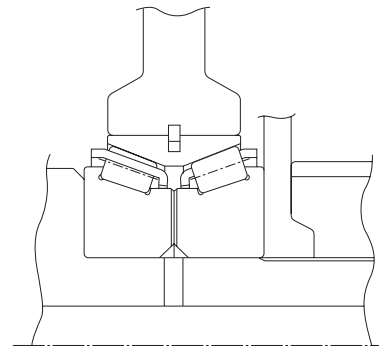


図1 高耐久複列円すいころ軸受の取り付け例
Fig. 1 Example of mounted long-life double-row tapered roller bearing



写真2 フランジ付き複列円すいころ軸受
Photo 2 Double-row tapered roller bearings with outer mounting flange

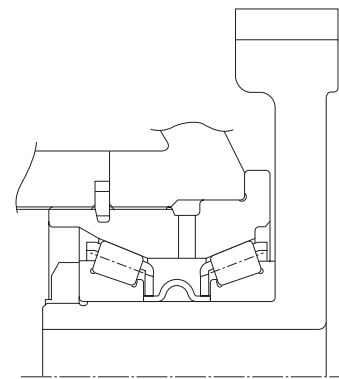


図2 高耐久複列円すいころ軸受（外輪フランジ付き）の取り付け例
Fig. 2 Example of mounted long-life double-row tapered roller bearing with outer mounting flange

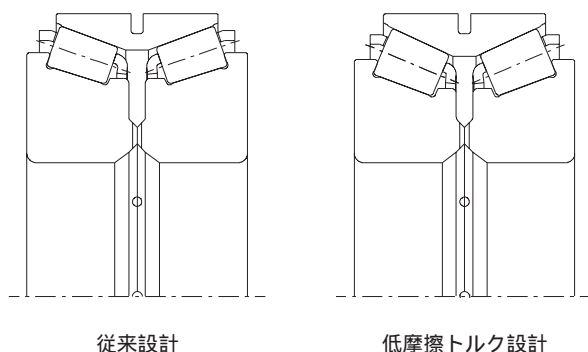


図3 内部設計の比較

Fig. 3 Cross section views of the newly developed bearing (right) and a conventional bearing (left)

けによる軸力等を考慮した初期内部アキシャルすきまが設定される。これにより、規定の締付けトルクで軸ナットを締めるだけで、狙いのすきま/予圧に設定することができる。

また、図1のタイプは、2つ割れ内輪の突合せ部に油溝が設けられており、軸心から供給される潤滑油がこの油溝を通して軸受内に送り込まれる。

2. 特 長

(1) 高容量・高剛性

同サイズの円すいころ軸受と玉軸受を比べると、円すいころ軸受の方が負荷容量が大きく、転がり疲れ寿命も長くなる。したがって、限られたスペース内でより大きな負荷容量が必要な場合は、円すいころ軸受が採用されている。また、高剛性であることから、ギアの嚙合点変位を小さくでき、ギアノイズの軽減に効果がある。

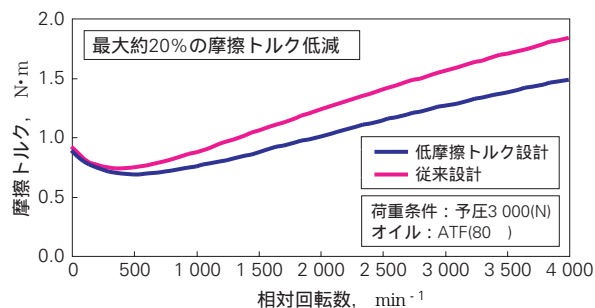


図4 摩擦トルク比較

Fig. 4 Frictional torque comparison of newly developed and conventional bearings

(2) 低フリクション

NSKの長寿命化材料・熱処理技術による小形化、NSK独自の解析プログラム(BRAIN)を用いた内部設計の最適化により、摩擦トルクの低減を達成した。図3、4に同一サイズにおける低摩擦トルク化の一例を示す。

3. ま と め

高耐久複列円すいころ軸受は中～高出力エンジン搭載FF車のAT用として量産化されている。高容量、高剛性、小形化そして低摩擦トルクというニーズは、今後もますます高まると考えられる。これらのニーズにこたえる高機能商品の開発に取り組んでいく所存である。

本社	TEL.03-3495-8200(代)	FAX.03-3495-8240	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
電機情報販売部	TEL.03-3779-7282(代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
産機販売部	TEL.03-3495-8472(代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
精機販売部	TEL.03-3779-7296(代)	FAX.03-3779-7435	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
中部地域	TEL.052-249-5710(代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中央区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
西日本地域	TEL.06-6945-8159(代)	FAX.06-6945-8177	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル6F)	〒540-0031
アフターマーケット部	TEL.03-3779-7278(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
営業推進部	TEL.03-3779-7251(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
第一営業部	TEL.03-3779-7251(代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
第二営業部	TEL.06-6945-8158(代)	FAX.06-6945-8175	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル8F)	〒540-0031
販売技術部	TEL.03-3779-7315(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
中部地域	TEL.052-249-5720(代)	FAX.052-249-5711	愛知県名古屋市中央区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
西日本地域	TEL.06-6945-8168(代)	FAX.06-6945-8178	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル5F)	〒540-0031
東北支社	TEL.022-261-3735(代)	FAX.022-261-3768	宮城県仙台市青葉区一番町1-2-25(仙台NSビル)	〒980-0811
日立支社	TEL.0294-28-1501(代)	FAX.0294-28-1503	茨城県日立市大みか町4-13-23(ナフコビル3F)	〒319-1221
北関東支社	TEL.027-321-2700(代)	FAX.027-321-2666	群馬県高崎市栄町16-11(高崎イーストタワー3F)	〒370-0841
長岡営業所	TEL.0258-36-6360(代)	FAX.0258-36-6390	新潟県長岡市東坂之上町2-1-1(三井生命長岡ビル7F)	〒940-0066
東京支社第一営業部	TEL.03-3779-7324(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
札幌営業所	TEL.011-231-1400(代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北二条東11-23	〒060-0032
東京支社第二営業部	TEL.03-3779-7312(代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
東京支社第三営業部	TEL.03-3779-7289(代)	FAX.03-3779-7435	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8575
宇都宮営業所	TEL.028-624-5664(代)	FAX.028-624-5674	栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル1F)	〒321-0966
西東京支社	TEL.0426-45-7021(代)	FAX.0426-45-7022	東京都八王子市明神町4-7-14(八王子ONビル8F)	〒192-0046
甲府営業所	TEL.055-222-0711(代)	FAX.055-224-5229	山梨県甲府市住吉2-3-23(中沢ビル)	〒400-0851
西関東支社	TEL.046-223-9911(代)	FAX.046-223-9910	神奈川県厚木市中町2-6-10(東武太朋ビル5F)	〒243-0018
長野支社	TEL.0266-58-8800(代)	FAX.0266-58-7817	長野県諏訪市中洲5336-2(諏訪貿易流通会館轟ビル4F)	〒392-0015
上田営業所	TEL.0268-26-6811(代)	FAX.0268-26-6813	長野県上田市常磐城4-4-23(YJMビル)	〒386-0027
静岡支社	TEL.054-253-7310(代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市伝馬町9-1(河村ビル4F)	〒420-0858
名古屋支社第一営業部	TEL.052-249-5730(代)	FAX.052-249-5731	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
名古屋支社第二営業部	TEL.052-249-5740(代)	FAX.052-249-5741	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
名古屋支社第三営業部	TEL.052-249-5750(代)	FAX.052-249-5751	愛知県名古屋市中区新栄2-1-9(雲竜フレックスビル西館2F)	〒460-0007
北陸支社	TEL.076-242-5261(代)	FAX.076-242-5264	石川県金沢市八日市1-770	〒921-8064
京滋支社	TEL.077-564-7551(代)	FAX.077-564-7623	滋賀県草津市大路1-8-1(南洋軒ビル5F)	〒525-0032
大阪支社第一営業部	TEL.06-6945-8154(代)	FAX.06-6945-8173	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル7F)	〒540-0031
大阪支社第二営業部	TEL.06-6945-8164(代)	FAX.06-6945-8176	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル6F)	〒540-0031
松山営業所	TEL.089-941-2445(代)	FAX.089-941-2538	愛媛県松山市千舟町4-6-1(フコク生命ビル6F)	〒790-0011
兵庫支社	TEL.0792-89-1521(代)	FAX.0792-89-1675	兵庫県姫路市南駅前町100(パラシオ第2ビル8F)	〒670-0962
中国支社	TEL.082-285-7760(代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州3-7-19(広島日精ビル)	〒732-0802
広島営業所	TEL.082-285-7760(代)	FAX.082-283-9491	広島県広島市南区大州3-7-19(広島日精ビル)	〒732-0802
福山営業所	TEL.084-954-6501(代)	FAX.084-954-6502	広島県福山市曙町5-29-10	〒721-0952
九州支社	TEL.092-451-5671(代)	FAX.092-474-5060	福岡県福岡市博多区博多駅東2-10-35(JT博多ビル8F)	〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-337-2771(代)	FAX.096-348-0672	熊本県熊本市武蔵ヶ丘1-6-93(ブラッサHIKARI)	〒862-8001

NSKプレジジョン株式会社

本社 TEL.03-3779-7219(代) FAX.03-3779-7644 東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル) 〒141-8560

日本精工株式会社

本社	TEL.03-3779-7111(代)	FAX.03-3779-7431	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
産業機械軸受本部	TEL.03-3779-7227(代)	FAX.03-3779-7644	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
アジア事業本部	TEL.03-3779-7145(代)	FAX.03-3779-7433	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
東日本自動車第一部(厚木)	TEL.046-223-8881(代)	FAX.046-223-8880	神奈川県厚木市中町2-6-10(東武太朋ビル5F)	〒243-0018
東日本自動車第一部(富士)	TEL.0545-57-1311(代)	FAX.0545-57-1310	静岡県富士市永田町1-124-2(安田生命ビル2F)	〒417-0055
東日本自動車第二部(大崎)	TEL.03-3779-7361(代)	FAX.03-3779-7439	東京都品川区大崎1-6-3(日精ビル)	〒141-8560
東日本自動車第二部(名古屋)	TEL.052-566-4633(代)	FAX.052-566-4640	愛知県名古屋市中村区名駅2-45-7(松岡ビル2F)	〒450-0002
東日本自動車第三部(太田)	TEL.0276-46-6410(代)	FAX.0276-46-6444	群馬県太田市飯田町1053(OKビル3F)	〒373-0851
東日本自動車第三部(宇都宮)	TEL.028-624-4270(代)	FAX.028-624-4271	栃木県宇都宮市今泉3-9-4(NA宇都宮ビル3F)	〒321-0966
中部日本自動車部(豊田)	TEL.0565-31-1920(代)	FAX.0565-31-3929	愛知県豊田市下市場町5-10	〒471-0875
中部日本浜松自動車部	TEL.053-456-1161(代)	FAX.053-453-6150	静岡県浜松市田町330-5(遠鉄田町ビル4F)	〒430-0944
西日本自動車部(広島)	TEL.082-284-6501(代)	FAX.082-284-6533	広島県広島市南区大州3-7-19	〒732-0802
西日本自動車部(大阪)	TEL.06-6945-8169(代)	FAX.06-6945-8179	大阪府大阪市中央区北浜東1-26(大阪日精ビル5F)	〒540-0031

お問い合わせは ☎0120-502260コールセンターまたは、もよりの支社・営業所にお申し付けください。

NSK販売店

NSK TECHNICAL JOURNAL

SEPTEMBER 2004 No.677

印刷 平成16年9月17日
 発行 平成16年9月22日
 編集人 正田 義雄
 発行人 永島 雅美
 印刷所 久下印刷株式会社
 発行所 **日本精工株式会社**
 広報部 TEL 03-3779-7054
 東京都品川区大崎1-6-3日精ビル

無断転載を禁ずる

このジャーナルの内容については、技術的進歩及び改良に対応するため製品の外観、仕様などは予告なしに変更することがあります。なお、ジャーナルの制作には正確を期するため細心の注意を払いましたが、誤記脱漏による損害については責任を負いかねます。

非売品



日本精工株式会社

