

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY・2018

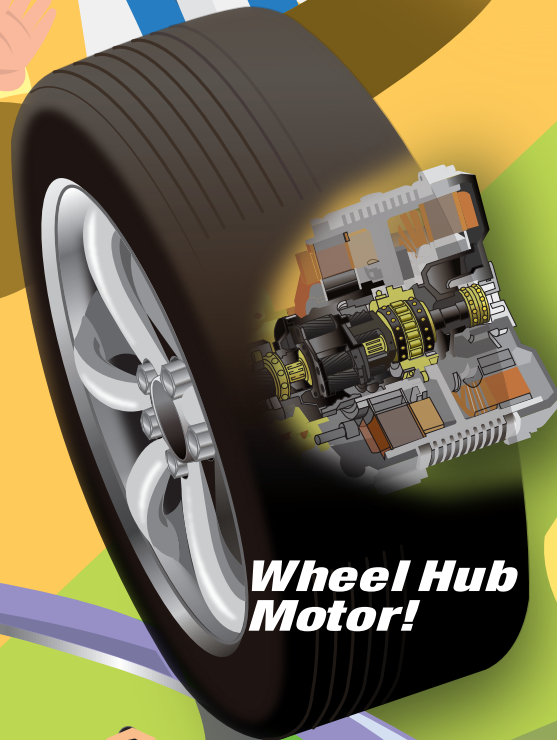
No. 690

自動車用製品特集号

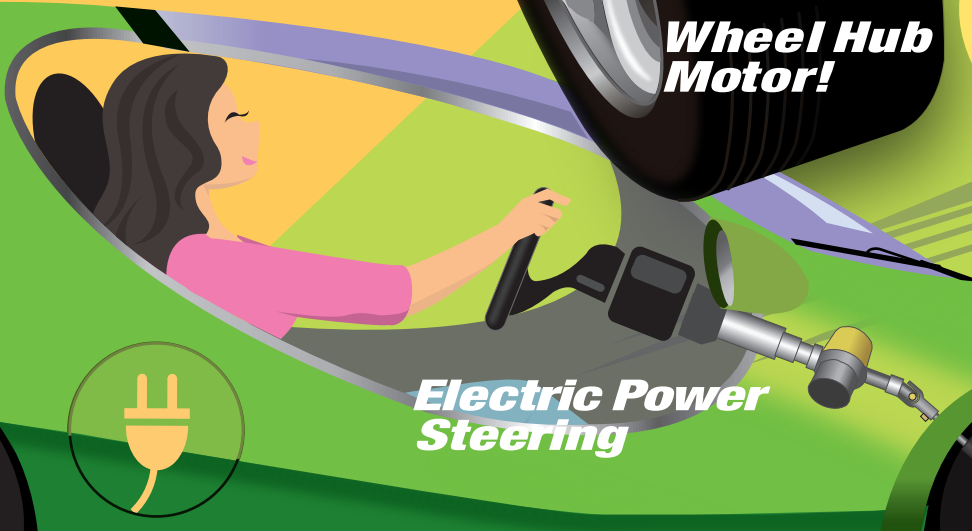
*To Make a Contribution
to Next-Generation
Automobile Society*



*Automatic
driving
technology*



*Wheel Hub
Motor!*



*Electric Power
Steering*



NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY・2018

No. 690

巻頭言

自動車用製品特集号によせて 執行役常務 後藤 伸夫 1

解説・論文2 モータ式ホイールハブモータを搭載した実験車両とその走行評価
..... 森田 竜峰, 山本 慎, 大池 充 2

実機相当環境下におけるトラクションカーブ推定 板垣 浩文 10

システム全体の再構築からはじめる派生開発の効率化 大場 正也 23

コラムタイプ EPS ギヤボックス薄肉軽量化技術
..... 吉川 武文, 小池 徹也, 石井 貴之 35

ハブユニット軸受の最新動向 坂口 尚 43

円すいころ軸受の低フリクション技術 齋川 友司郎 51

かくはん抵抗の低減を目的とした円すいころ軸受と玉軸受の CFD 解析
..... 温 穎怡, 宮田 慎司 60表面性状劣化を抑制した改良転動体による転がり軸受の高機能化
..... 小俣 弘樹, 岩永 泰弘, 植田 徹, 植田 光司 70枯渇潤滑下 EHL における供給油量と油膜厚さの関係について
..... 丸山 泰右, 齋藤 剛 83**商品紹介**

CVT 用高信頼性低トルク玉軸受 ベルトトップ 8 96

自動車変速機向け 超長寿命ニードルローラ 98

樹脂ピン式内部収縮ステアリングコラム 100

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY·2018 No. 690

Preface

Automotive Products and Technologies N. Goto 1

Technical Papers

Transmission-Equipped Wheel Hub Motor Consisting of Two Electric Motors and

The Performance Evaluation R. Morita, S. Yamamoto, M. Oike 2

Estimation of Traction Curves Under Practical Operating Conditions H. Itagaki 10

Improving the Efficiency of Derivative Development Through Systematic Restructuring M. Oba 23

Weight Reduction of Column-Type EPS Through Gearbox Thinning T. Kichikawa, T. Koike, T. Ishii 35

Recent Technical Trends in Hub Unit Bearings T. Sakaguchi 43

Low-Friction Technology for Tapered Roller Bearings Y. Saikawa 51

CFD Analysis of Tapered Roller Bearings and Ball Bearings for

Reducing Agitation Torque Y. Wen, S. Miyata 60

Enhanced Performance of Rolling Bearings by Improving the Resistance of

Rolling Elements to Surface Degradation H. Komata, Y. Iwanaga, T. Ueda, K. Ueda 70

Relationship between Supplied Oil Flow Rates and Oil Film Thicknesses under

Starved Elastohydrodynamic Lubrication T. Maruyama, T. Saitoh 83

New Products

BELTOP8 High-Reliability and Low-Friction Ball Bearings for CVTs 96

Super-Long-Life Needle Rollers for Automobile Transmissions 98

Plastic Pin Internal Contractile Steering Column 100

自動車用製品特集号によせて

自動車技術総合開発センター所長
執行役常務
後藤 伸夫



皆様、NSKのTechnical Journal No.690を手にとって頂き、誠にありがとうございます。

今号は自動車用製品特集号と称して、自動車に係る弊社の新技術、新商品を取り揃えて紹介をしております。是非、ご一読をお願い申し上げます。

読者の方々もご存知のように、近年の自動車の進歩、変革は著しく、「自動運転、車共有、常時ネット接続、電動化」や「外部状況検知→認識&判断→機動」といった新たなワードセットが使われるようになり、Automotiveと言う表現よりもMobilityといった表現の方が相応しい位の今までに無い将来像が描かれつつあります。これは自動車社会がその創始以来求めてきた究極の姿への過程であり、大きな方向性である、地球環境保全、交通安全確保に沿った動きでもあります。

こうした動きに対して、弊社はMotion & Controlの領域で対応してきました。その領域の中には従来から求め続けられてきた機械要素の軽量化、低損失化、等があり、新たに、電動化を含む新動力源への対応、コンピューター制御による細やかで迅速な制御、等が加わってきます。弊社は4つのコアテクノロジー（トライボロジー、材料、数値シミュレーション、メカトロニクス）を基に機械要素（軸受、直動製品）、システム製品（例：EPS）の機能・性能向上を図ってきました。今号では従来からの製品群の最新技術・製品だけでなく、前述の新しいワードセットに乗った新技術も紹介させていただきます。

今後も皆様の尚一層のご指導、ご鞭撻をお願い申し上げます。

2 モータ式ホイールハブモータを搭載した実験車両とその走行評価

森田 竜峰*, 山本 慎*, 大池 充*



森田 竜峰



山本 慎

Transmission-Equipped Wheel Hub Motor Consisting of Two Electric Motors and The Performance Evaluation

R. Morita, S. Yamamoto, M. Oike



大池 充

Electrification of cars is rapidly proceeding in recent years. Wheel hub motors are known as one of the most promising electrical drive units, because they are applicable to various types of vehicle, such as hybrid electric vehicles (HEVs), electric vehicles (EVs), and fuel cell vehicles (FCVs). However, commercialization has yet to be achieved due to the difficulty in motor miniaturization while delivering both large drive torque and sufficient maximum speed. NSK has focused on the problem and developed a downsizing technology of the wheel hub motor by using two small electric motors and a unique transmission. The wheel hub motor has two speeds (Low/High) for forward and achieves shockless and smooth gear shifting by controlling the rotational directions and speeds of the two electric motors. We have built a test vehicle in order to conduct driving tests and confirmed fundamental functions and performance of the wheel hub motor.

1. まえがき
2. 電気自動車における変速機能の必要性
3. 2モータ式ホイールハブモータの構造と特長
4. ホイールハブモータの変速の仕組み
 - 4.1 Lowモードの動作
 - 4.2 Highモードの動作
 - 4.3 後退の動作
5. 実験車両のシステム構成と制御方法
 - 5.1 実験車両とそのシステム構成
 - 5.2 Lowモードの制御方法
 - 5.3 Highモードの制御方法
 - 5.4 変速の制御方法
 - 5.5 後退モードの制御方法
6. 走行試験結果
 - 6.1 High/Low変速試験結果
 - 6.2 後退モードでの走行試験結果
7. あとがき

1. まえがき

ホイールハブモータ（インホイールモータと呼ばれることも多い）は車体構造に依存せず、HEV、EV、FCVなど様々な駆動形式に対応できるため、自動車の多様化に適した駆動装置として注目されている。

ホイールハブモータは、エンジンやトランスミッションなどドライブトレイン部品を削減できるので、軽量化¹⁾により自動車の消費エネルギーを減らして環境性を向上できる。また、各ホイールの駆動力を自在

に制御できるため、安全性²⁾が向上する。さらに、室内空間を拡大できることから快適性も向上する。

様々な利点がある一方、必要な駆動性能を十分満たし、かつホイール近傍への搭載性も確保するためにホイールハブモータを小さく軽く設計・製造するのは大変難しく、未だ広く実用化されるには至っていない。

これらの問題を解決する方法の一つとして、筆者らは変速機構を内蔵した2モータ式ホイールハブモータ

* 自動車技術総合開発センター パワートレイン技術開発部

タを開発した。本稿では筆者らが提案するホイールハブモータの構造、変速の仕組み、制御方法について報告すると共に実験車両による試験結果について紹介する。

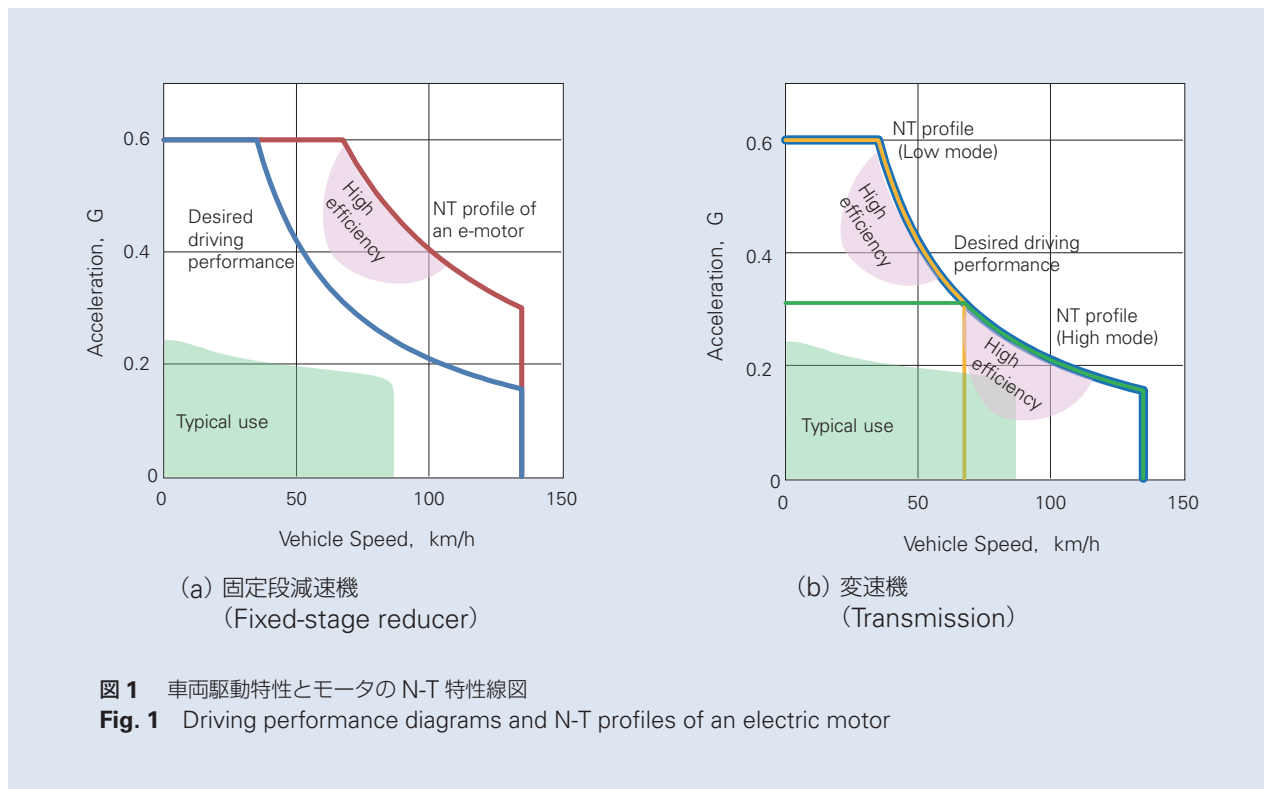
2. 電気自動車における変速機能の必要性

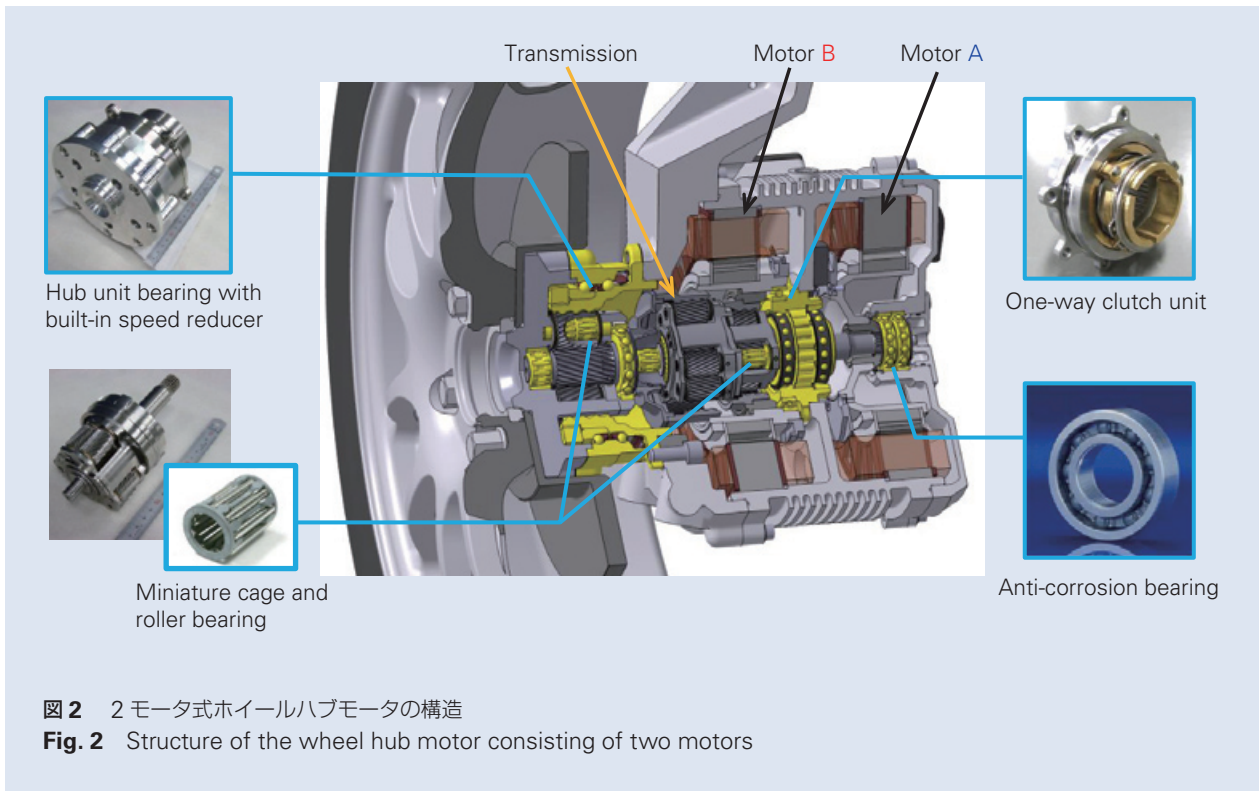
現在の電気自動車に搭載されている電動駆動装置は、トランスミッションではなく、固定段の減速機を採用しているものがほとんどである³⁾。

一般的に自動車に必要とされる駆動特性線図と、モータのトルク - 回転速度特性線図は相似でないことが多い。従って、減速機を用いた場合、自動車に必要な駆動特性を得るには、モータ動力に余剰部分が生じ

る。これを示したものを図1(a)に示す。このように減速機を用いて必要駆動特性を満足させようとすると、より大きなモータが必要となる。これはホイールハブモータのように、より小型化、かつ軽量化が求められる駆動装置にとって好ましくない。

一方、2速の変速機を備えた場合、自動車が必要とする駆動特性とモータのトルク - 回転速度特性は図1(b)に示す様になる。自動車の最大出力とモータと変速機を組合せた場合の出力特性はよく一致し、図1(a)に示すようなモータの余剰出力を削減できるため、ホイールハブモータを小型化できる。その他にも、モータ効率の良い領域が拡大し、かつ駆動特性線図上で常用される領域が接近するので、電気自動車の効率が向上し、当然航続距離も延長できる。





3. 2モータ式ホイールハブモータの構造と特長

2モータ式ホイールハブモータは、図2に示すように、2つのインナーロータ式モータ、2つの遊星歯車とワンウェイクラッチユニットからなる変速機、終減速機を内蔵したハブユニット軸受により構成される。変速機は2つのモータの内径部に配置されている。ワンウェイクラッチユニットは変速動作に用いられ、シングルピニオン遊星歯車のキャリアの回転方向を一方に規制する。変速機の出力は、サスペンションアップライトに取り付けられた終減速機内蔵ハブユニット軸受で約1/4に減速され、トルクを増幅してホイールに伝達される。試作したホイールハブモータの歯車構成を図3に、一輪あたりの主要性能を表1に示す。

2モータ式ホイールハブモータは、1モータと固定段減速機の組合せと同等の性能を実現した場合、約30%の軽量化が可能である。

2モータ式ホイールハブモータは、2つのモータの回転方向を変化させることによって変速する。具体的には、

- 1) 低速かつ大トルクの Low モード
 - 2) 高速かつ小トルクの High モード
 - 3) 後退
- の3つのモードを選択できる。

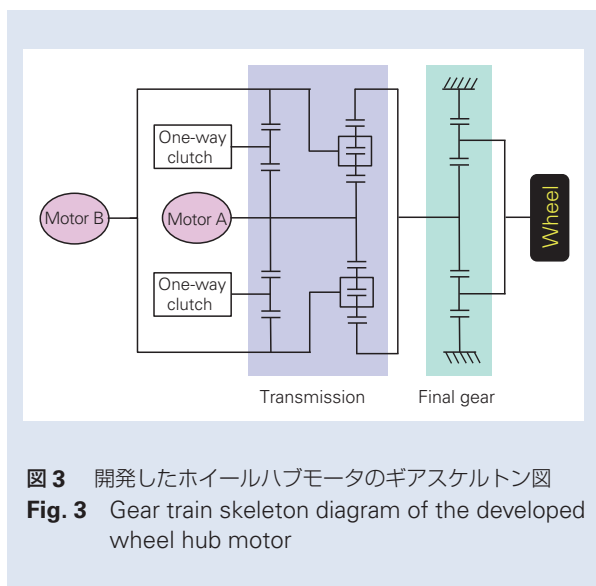


表1 2モータ式ホイールハブモータの仕様
Table 1 Major specifications of the developed wheel hub motor

Item	Value
Max. power	25 kW
Max. torque (Low mode)	850 Nm
Max. torque (High mode)	400 Nm
Max. vehicle speed	135 km/h

4. ホイールハブモータの変速の仕組み

4.1 Low モードの動作

Low モードでの各部の回転方向とトルク方向を説明するためのレバー図を図 4 に示す。

ワンウェイクラッチユニットが係合され、ダブルピニオン遊星歯車のリングギア (R2) の支点が前進側へ動くためには、モータ A に対しモータ B の回転方向とトルクの向きを逆にする必要がある。またダブルピニオン遊星歯車のリングギア R2 とワンウェイクラッチユニットの支点 C1 を僅かにずらす (シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車のサンギアとリングギアの歯数比を僅かにずらす) ことで大きな減速比を得ている。Low モードでは、モータ A の動力がダブルピニオン遊星歯車のリングギア R2 に伝達される際に、一部の動力がダブルピニオン遊星のキャリア (C2) からシングルピニオン遊星のリングギア (R1) に流れ、再びシングルピニオン遊星のサンギア (S1) を駆動する動力循環経路を形成する。ワンウェイクラッチユニットが係合する Low モードでは、モータ A とモータ B の回転速度比は一定である。Low モードの場合、モータ A、B のどちらか一方が動作すれば、他方が失陥しても前進可能であるため、フェールセーフの点で有利である。

4.2 High モードの動作

High モードでは、モータ B のトルクの向きはモータ A と同じになり、ワンウェイクラッチユニットが分離されることでシングルピニオン遊星歯車のキャリアは自由に回転できる。このときシングルピニオン遊星歯車のリングギアからサンギアに向かう動力循環経路はなくなる。結果、High モードのレバー図は図 5 のようになる。

モータ A の動力はダブルピニオン遊星歯車のサンギア (S2) へ、モータ B の動力はダブルピニオン遊星歯車のキャリア (C2) へ伝達され、ダブルピニオン遊星歯車のリングギア (R2) から終減速機に出力される。このとき 2 つのモータのトルク方向が同じであれば、モータ B の回転方向によらず High モードになる。

4.3 後退の動作

後退時のレバー図を図 6 に示す。後退時はワンウェイクラッチが分離しており、本質的に High モードと同じ状態にあるが、ホイールの回転方向のみ異なる。車両を後退させるためには終減速機のサンギア (S3) とダブルピニオン遊星歯車のリングギア (R2) を後退側に回転させる必要があるが、2 つのモータを同じ回転数にしては後退できない。なぜならワンウェイク

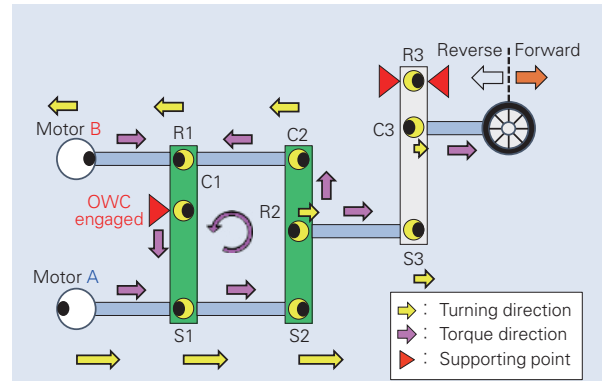


図 4 Low モードのレバー図
Fig. 4 Lever diagram for low mode

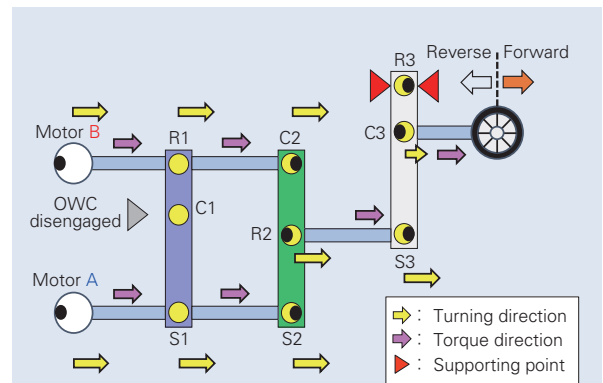


図 5 High モードのレバー図
Fig. 5 Lever diagram for high mode

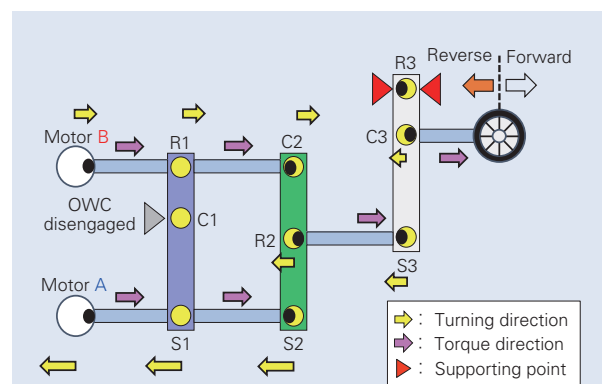


図 6 後退動作のレバー図
Fig. 6 Lever diagram for reverse mode

ラッチユニットがシングルピニオン遊星歯車のキャリア(C1)の回転方向を一方向に規制するからである。従って、前進する向きのホイールの回転方向をCW、後退する向きのホイールの回転方向をCCWと定義すると、後退時は、モータAをCCW方向、モータBをCW方向に回転させ、ワンウェイクラッチユニットを係合させないよう2つのモータの回転速度比をある一定の範囲内に保つ必要がある。

モータAとモータBの回転速度が図7の領域(a)内にあるとき、ホイールは後退方向に回転する。一方、モータAとモータBの回転速度が領域(b)にあるとき、前進方向に回転する。ただし領域(c)ではワンウェイクラッチが係合するので、モータAとモータBの回転速度が領域(c)になることはない。各領域の境界は、変速機を構成する歯車の歯数比によって一意に決定される。

5. 実験車への搭載と制御方法

5.1 実験車両とそのシステム構成

ホイールハブモータの機能を評価するために実験車両を製作した(図8)。この実験車両はメインフレームと前後のサブフレームを分離することができ、ホイールハブモータ以外の電動駆動装置や電動パワーステアリングなどの実験にも対応できる。ホイールハブモータのインバータは前部サブフレーム内に配置され、電源コントロールボックスは座席背面に配置される。現在、ホイールハブモータは前2輪に搭載している。

実験車両のシステムの構成を図9に示す。実験車両はdSPACE社製のタンデムAutoBoxで制御されている。AutoBoxはアクセルペダル角度、前進後退の切替スイッチの状態、Low/Highの切替スイッチの状態等から、トルク指令値あるいは速度指令値を計算して2台のインバータに送信する。1つのインバータは1輪を制御し、インバータはホイールハブモータ内部にあるモータAとモータBを個別に制御する。インバータは電源コントロールボックスから定格400Vの直流電源を供給される。電源コントロールボックスは安全を確保するためAutoBoxとは独立している。ホイールハブモータ内部の2つのモータの回転角度および回転速度は渦電流式の角度センサで検出される。

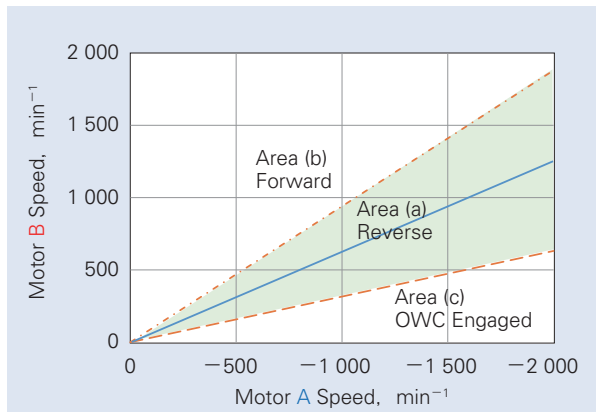


図7 後退動作が成立するモータA、Bの回転速度比
Fig. 7 Rotational speed ratio of motor A and B for reverse operation

5.2 Lowモードの制御方法

LowモードではモータAとモータBはどちらもトルク制御される。コントローラはインバータにアクセルペダル角度に比例した大きさのトルク指令を与える。モータAにはCW方向、モータBにはCCW方向にトルク指令値を与える。このときワンウェイクラッチが係合し、シングルピニオン遊星歯車のキャリアの回転が規制される。シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の間で動力が循環すると共に、大きな減速比を実現できる。

5.3 Highモードの制御方法

HighモードではモータAをトルク制御、モータBを速度制御する。モータAは、アクセルペダル角度に比例したCW方向のトルク指令を受け、モータBはモータAの回転速度を目標値として、モータAに追従するよう速度制御される。モータAの回転速度をモータBの速度目標値として参照する際、センサで検出した速度をローパスフィルタで平滑化する必要がある。このフィルタは、特定条件下でモータ回転が振動的になるのを抑制する効果を持つ。

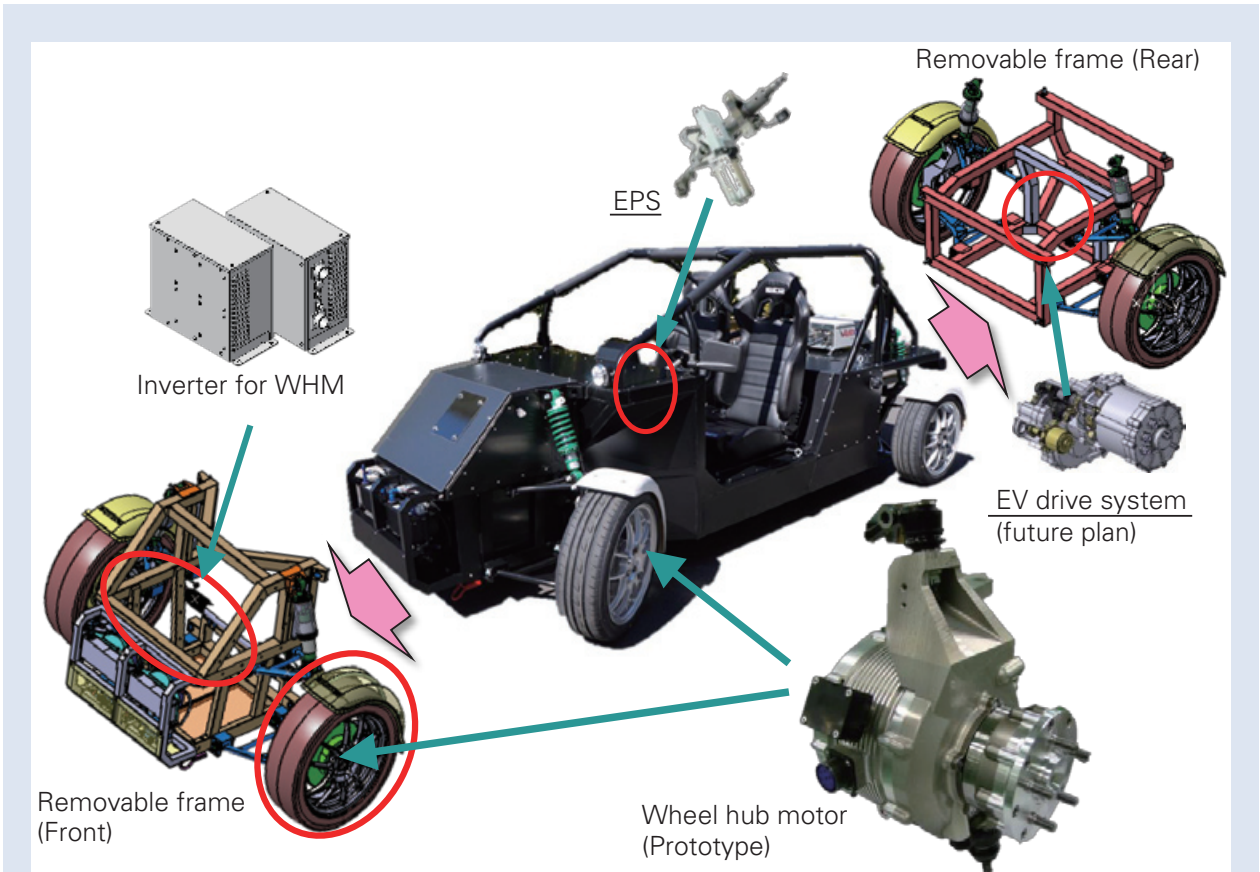


図 8 ホイールハブモータ実験車両
Fig. 8 Test vehicle for wheel hub motor

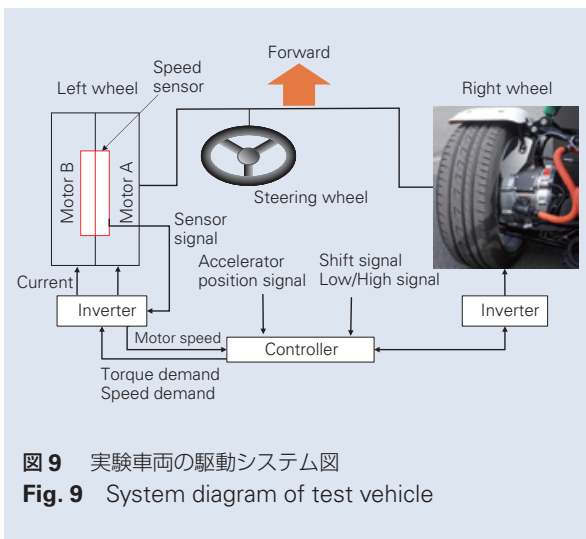


図 9 実験車両の駆動システム図
Fig. 9 System diagram of test vehicle

5.4 変速の制御方法

2 モータ式ホイールハブモータは、Low モードと High モードを変速ショックなく相互に切替え可能である。Low モードから High モードへの変速はワンウェイクラッチが分離する動作なので任意のタイミングでモードを切替えても変速ショックは発生しない。

一方、High モードから Low モードへの変速はワンウェイクラッチの係合によりホイールトルクの急激な変化が生じることから、変速ショックを抑制するための制御が必要となる。具体的には、変速直前のホイールトルクと、ワンウェイクラッチが係合した直後のホイールトルクが一致し、かつモータ B の出力トルクが極力小さくなるように制御する。ワンウェイクラッチが係合するまで変速開始直後のモータトルクを維持し（約 200 ms）、その後 Low モードの指令値に一致するようにトルク指令値を徐々に増加させる。これにより大きな加速度でワンウェイクラッチが係合することを防止するとともに、係合直後のホイールトルクの急変動、つまり変速ショックを抑制することができる。

5.5 後退モードの制御方法

2 モータ式ホイールハブモータで後退動作を実現するためには、ワンウェイクラッチが分離した状態でモータを駆動し、ホイールを後退方向に回転させる必要がある。このとき、モータ B の回転方向とトルク出力方向は一致しないため、モータ A とモータ B はどちらも速度制御される。

後退する場合、AutoBox はアクセルペダル角度に応じて、モータ A とモータ B の回転速度が図 7 の領域 (a) 内に存在するよう、インバータに速度指令を与える。後退中は速度制御されているため、アクセルペダル角度に対する速度指令値の感度が高すぎると、操作性や乗り心地が悪化する。この対策として後退中にアクセル開度を急激に減少させた場合、2 つのモータの速度指令値の時間変化率に制限をかけることにより、滑らかに後退できるように制御している。

6. 走行試験結果

6.1 High/Low 変速試験結果

図 10 に Low モードから High モードへの走行中変速試験の結果を示す。変速開始は時刻 = 0 s であり、時刻 = 0 s より前が Low モード、時刻 = 0 s より後が High モードである。時刻 = 0 s まではモータ A、モータ B は共にトルク制御で互いに逆向きに回転している。時刻 = 0 s に Low モードから High モードに変速させた直後からモータ A とモータ B の回転速度が連続的に変化し最終的に一致する。変速前後でホイール速度に不連続はない。また、車両の前後方向加速度にも大きな変動はないので変速ショックがないことが確認できる。

図 11 に High モードから Low モードへの走行中変速試験の結果を示す。変速開始は時刻 = 0 s のときであり、時刻 = 0 s より前が High モード、時刻 = 0 s から遷移モードへ移行し、それより後が Low モードである。時刻 = 0 s のとき、モータ B は速度制御からトルク制御に切替わる。このときのモータ A 及びモータ B へのトルク指令は、変速開始前の High モードのときのホイールトルクと同じホイールトルクとなる様に出力を調整している。具体的には、モータ A には Low モードでアクセルペダル角度から定めたトルク指令の 0.7 倍、モータ B には 0.1 倍のトルク指令を与えワンウェイクラッチが係合するまで維持する。この間、モータ B はモータ A と逆向きに回転する。ワンウェイクラッチの係合が完了したとき、モータ A と B は Low モードの回転数比となる。ワンウェイクラッチが係合完了するまで十分な時間が経過した

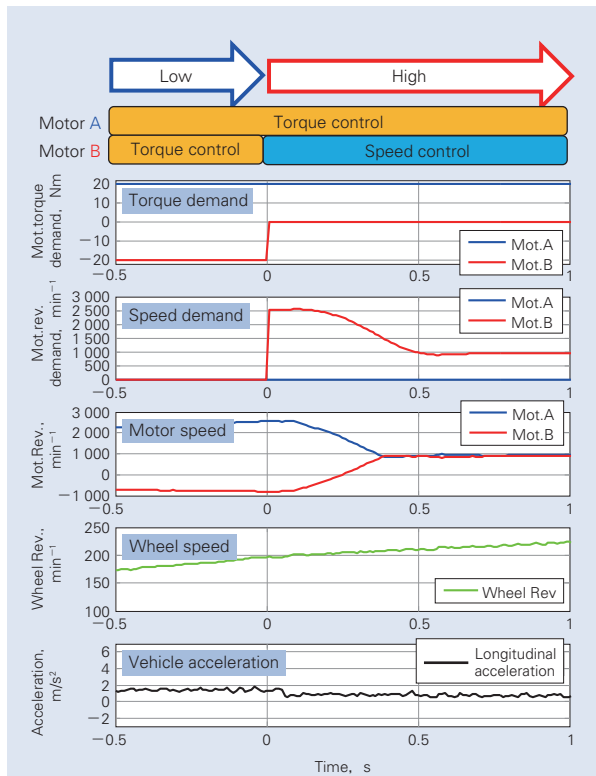


図 10 Low モードから High モードへの変速試験結果
Fig. 10 Test results for upshift

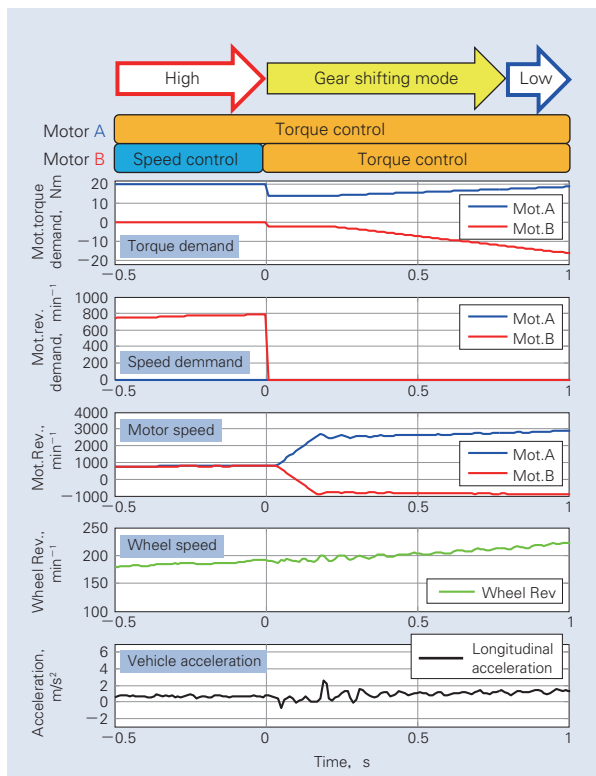


図 11 High モードから Low モードへの変速試験結果
Fig. 11 Test results for downshift

200 ms 以降，アクセルペダル角度によって定められるトルク指令と一致するよう，2つのモータのトルク指令を徐々に増加させる．この一連の制御の間，変速開始から完了までの間でホイール速度に不連続はない．また，変速直後に前後方向加速度にわずかな変動はあるものの，大きなスパイク状の波形は無いことから，変速ショックがないことが確認できる．

6.2 後退モードでの走行試験結果

後退モードの走行試験の結果を図 12 に示す．モータ A, B の目標回転速度は図 7 の領域 (a) の中央を通る直線上を目標値とした．これはモータ速度が極低速のとき外乱により2つのモータの速度の関係が崩れ，後退可能な領域 (a) の外へ侵入しないようマージンを確保するためである．この直線上を目標にモータ A, B を駆動させるとホイールは後退する向きに回転することが確認できた．また，時刻 = 5 s でアクセルペダルを戻しているが，指令値の変化率を制限することで，車両速度がアクセルペダル角度に敏感に追従せず，トルク制御の場合と同様に滑らかに減速できることも確認した．

7. あとがき

2モータ式ホイールハブモータを開発し，その試作機を搭載した実験車両で基本性能を確認した．車両試験では，Low モード，High モード，後退の基本動作を確認した他，走行中にショックなく変速できる事も確認した．

本開発はホイールハブモータユニットに使用される機械要素の商品化を目標としている．現在，商品化を目指しているものは以下の要素である．

1. 減速機内蔵ハブユニット軸受
2. プラネタリ用ミニアチュアケージ & ローラ
3. ワンウェイクラッチユニット
4. 耐電食絶縁軸受

ホイールハブモータの開発を通じて次世代の機械要素に求められる性能をいち早く把握し，ホイールハブモータが実用化された場合に備える．

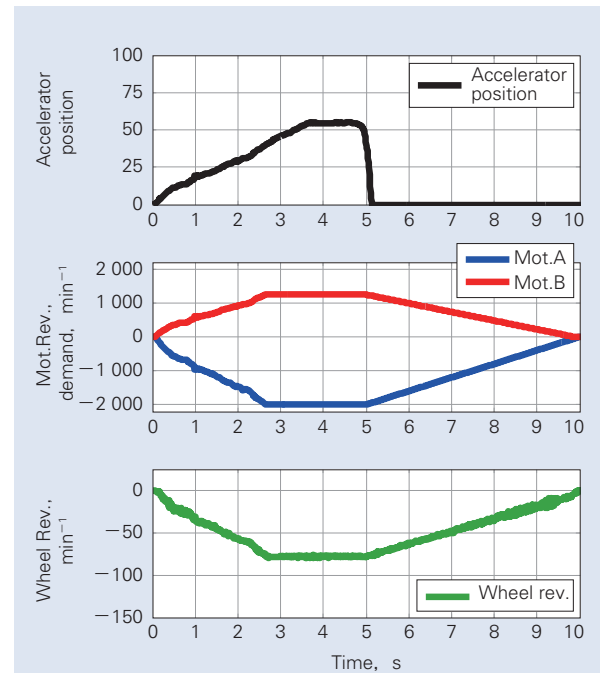


図 12 後退の走行試験結果

Fig. 12 Test results for operation in reverse

参考文献

- 1) S. Murata, "Vehicle Dynamics Innovation with In-Wheel Motor," Proc. EVTeC'11, (2011) 1-6.
- 2) 藤本博志, "インホイールモータとタイヤ横力センサを用いた電気自動車の運動制御", 自動車技術, 65-3 (2011) 91-97.
- 3) 福留秀樹, "インホイールモータによる車両前後振動低減", 自動車技術会 2015 年秋季大会学術講演会予稿集, (2015) 448-453.

実機相当環境下におけるトラクションカーブ 推定

板垣 浩文*



板垣 浩文

Estimation of Traction Curves Under Practical Operating Conditions

H. Itagaki

To make the traction drive device compact, lightweight, and highly efficient, it is important to accurately estimate traction curves that express the rheological behavior of the oil film formed at the contact area of the rolling elements. A method for estimating traction curves based on creep theory has been proposed. Compared with other methods, this method features few free parameters in the mathematical model, allowing for simple calculations.

The method requires curve fitting using measured traction curves to identify a parameter (limit shear stress) depending on temperature. However, it is more practical to obtain this temperature-dependent limit shear stress without curve fitting; therefore, this paper proposes a method for estimating traction curves that can simultaneously estimate the limit shear stress by applying conventional methods based on creep theory.

1. 緒言
2. トラクションカーブに及ぼすスピンの影響
3. 粘着理論に基づくトラクションカーブ推定
 - 3.1 計算手順
 - 3.2 トラクションカーブ推定結果
4. 限界せん断応力マップを用いたトラクションカーブ推定
 - 4.1 提案するトラクションカーブ推定方法
 - 4.2 提案方法によるトラクションカーブ推定結果
5. 結言

1. 緒言

トラクションドライブ装置は、滑らかな表面をもつ一對の回転体同士を押付け、その接触部に形成される油膜を介して動力を伝達する装置であり、低騒音、低振動、無段変速が可能であるなどの特長を有する。これらの特長を生かし、トラクションドライブ装置は、自動車や航空機、その他各種産業用機械の増・減速機や変速機として利用されている。

トラクションドライブ装置の一つに、**図 1** に示すトロイダル型無段変速機がある。トロイダル型無段変速機は、**図示**のように、ローラの傾転角度を変化させる、すなわち、ディスク回転軸からの接触点までの距離（回転半径 R_1 、 R_2 ）を変化させることで変速比 ($i_v =$

R_1/R_2)を無段階に変更できる装置である。

押付力 F_c を受けながら回転する一對の回転体（ディスク、ローラ）の接触部には、弾性流体潤滑膜が形成され、油膜のせん断抵抗として生じる接線力（トラクション力 F_t ）が回転体間で伝達される。このトラクション力 F_t は押付力 F_c に比例し、その比例定数はトラクション係数 ($\mu = F_t/F_c$) と呼ばれる。また、駆動側回転体の周速度 U_1 に対して、被駆動側回転体の周速度 U_2 はわずかに遅くなるが、この周速度差 ($\Delta U = U_1 - U_2$) と駆動側回転体周速度との割合をクリープ率 ($C_r = \Delta U/U_1$) と定義する。

トラクション係数 μ は、クリープ率 C_r に応じて、

* 自動技術総合開発センター パワートレイン技術開発部

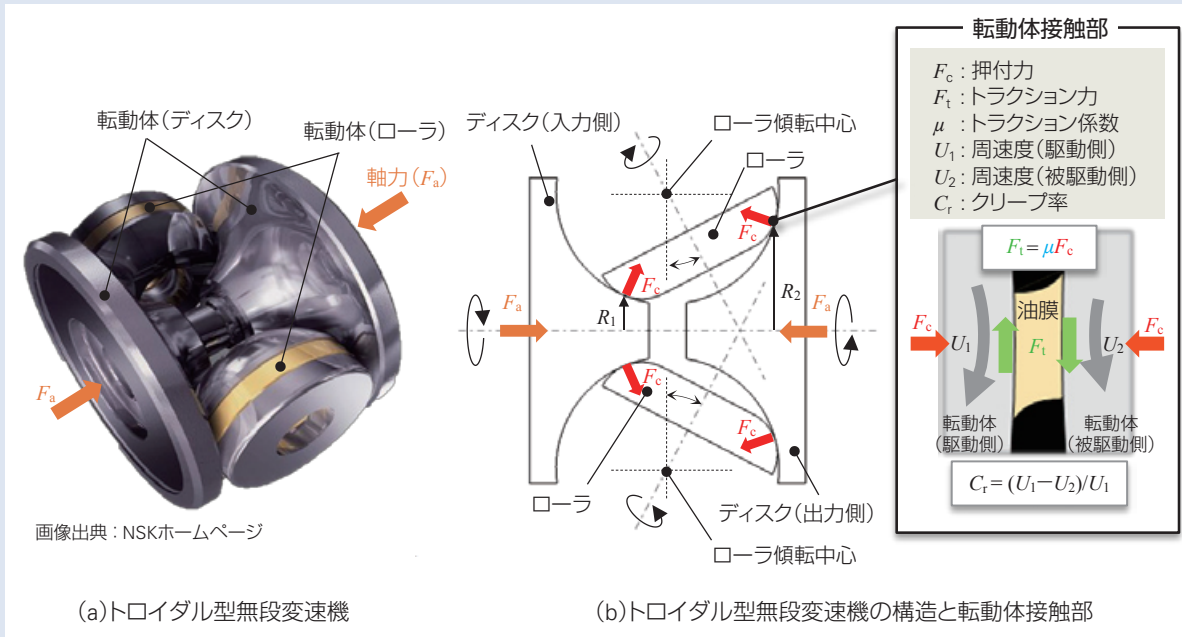


図1 トロイダル型無段変速機の概要
 Fig. 1 Outline of a toroidal continuously variable transmission

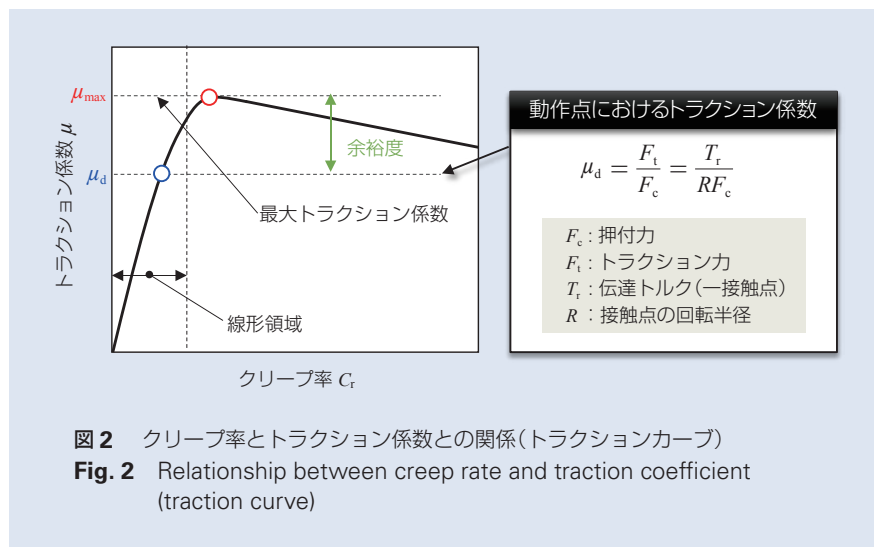


図2 クリープ率とトラクション係数との関係(トラクションカーブ)
 Fig. 2 Relationship between creep rate and traction coefficient (traction curve)

図2のような変化を示すことが知られており、この $\mu - C_r$ 曲線をトラクションカーブと呼ぶ。図示のとおり、トラクション係数は、クリープ率の増加に伴って直線的に増加し(線形領域)、次第にその勾配を鈍化させながら、最大値 (μ_{max}) を示した後に減少に転じる傾向がある。トラクション係数がクリープ率の増加に対して減少することは、転動体に過大なすべりが生じ、動力伝達ができないことを意味し、この状態は回避しなければならない。すなわち、駆動条件(伝達トルク

T_r 、押付力 F_c 、接触点回転半径 R とする) における動作点のトラクション係数 ($\mu_d = T_r / (R \cdot F_c)$) は、図2中に示すとおり、トラクションカーブの線形領域に存在するようにしなければならない。

トラクションカーブの形状は、クリープ率以外にも、運転条件(油温、周速度、接触面圧、スピンなど)によって変化することが知られている^{1)~11)}。そのため、トラクションドライブ装置に与える押付力 F_c の決定にあたっては、運転条件によるカーブ形状の変化も考慮

し、想定される全運転条件において、 μ_d が μ_{max} に対して十分な余裕度をもつようにしなければならない。この余裕度を安全側に設定する、すなわち、 μ_d を小さくするためには、上記の関係式 ($\mu_d = T_i / (R \cdot F_c)$) から明らかのように、 F_c を大きくすればよい。しかしながら、徒に F_c を大きくすると、それを受容するために装置の寸法や重量を増大させなければならず、これは伝達効率や寿命の低下につながる。したがって、トラクションドライブ装置の機能保証と性能向上(小形・軽量化及び高効率化)のためには、実機で想定される条件下のトラクションカーブ形状を正確に把握した上で、最適な諸元を決定する必要がある。

トラクションカーブの推定方法については、これまで数多く提案されており^{11)~18)}、その一つに粘着理論に基づく方法¹⁸⁾がある。同方法は、鉄道のレールと軌道との間の駆動力、制動力の評価のために用いられる理論¹⁹⁾を応用したものであり、他の方法に比べ、計算に用いられる数値モデル(油膜のレオロジーモデル)のフリーパラメータが少なく、簡便であるという特長がある。実験結果を用いた同定を要するフリーパラメータは一つだけであるが(限界せん断応力)、これには温度依存性がある。限界せん断応力と温度との関係は、トラクションカーブの実測結果(トラクションカーブ負勾配部の回帰曲線)から得られるクリープ率の関数として表現し、これをレオロジーモデルに与えることで考慮する。(詳細については第3章を参照)。

ところで、レオロジーモデルのフリーパラメータを同定する際には、転動体の形状が実機よりも単純な要素試験機(例えば四円筒試験機^{7)~8)}や二円筒試験機^{9)~11)}などで取得したトラクションカーブを用いるのが便利である。これは、転動体の変形その他の影響を極力排除し、油膜固有の値としてフリーパラメータを得ることで、それらを転動体形状が異なる様々な実機に活用できるからである。このような実用の観点からすれば、油の限界せん断応力をクリープ率の関数として考慮する上記の従来方法には、改良の余地がある。なぜならば、転動体の形状や寸法が異なる(熱容量が異なる)場合には、クリープ率に対する温度上昇量に差異

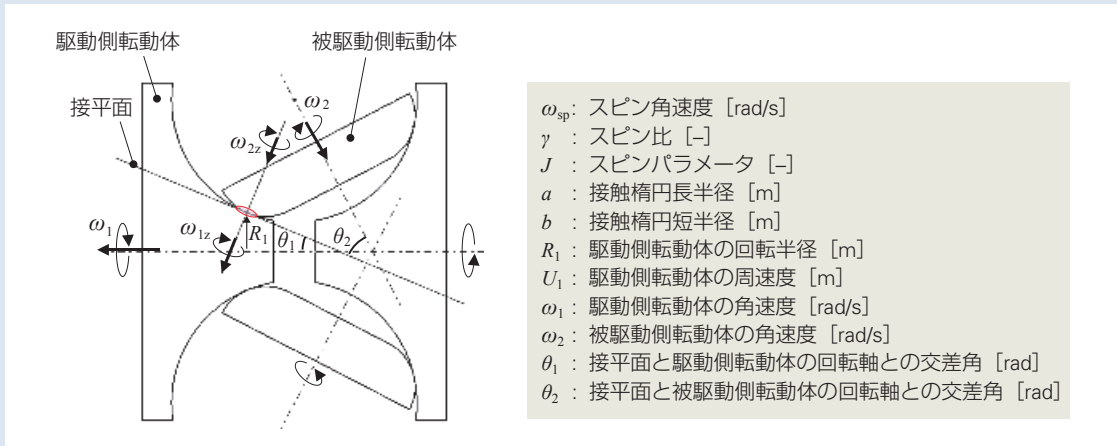
があるため、限界せん断応力とクリープ率との関係にも差異が生じると考えられるからである。すなわち、従来方法によれば、対象とする機種ごとにトラクションカーブを測定し、それらの負勾配部の回帰曲線を予め求めておく必要がある。

そこで、本稿では、粘着理論に基づく従来方法を応用したトラクションカーブ推定方法を提案する。提案方法では、クリープ率の変化に伴う油膜内部温度上昇、そして油膜内部温度に応じて変化する限界せん断応力を求めながらトラクションカーブを推定する。

2. トラクションカーブに及ぼすスピンの影響

トラクションドライブ装置の転動体の多くは、その接触部にスピンを伴う。スピンについて、トロイダル型無段変速機を例にとって説明する。スピンとは、**図3**に示すように、当接する二つの転動体の回転軸と接平面とが一点で交差しないうちに生じる回転運動であり、その相対角速度をスピン角速度(ω_{sp})と呼ぶ。スピン角速度 ω_{sp} は、転動体の角速度の接平面法線方向成分の差($\omega_{sp} = \omega_1 \sin \theta_1 - \omega_2 \sin \theta_2$)として表され、その影響度は、スピン比(γ)やスピンパラメータ(J)などで評価される。これらの定義式は、**図3**中に示すとおりであり、同式からわかるように、トロイダル型無段変速機の場合、変速動作によってスピンの量が頻繁に変化する。

次に、トラクションカーブに及ぼすスピンの影響について説明する。筆者らは、実際のトラクションドライブ装置で想定される高パワーかつスピンを伴う条件におけるトラクションカーブ測定を行うため、高出力二円筒試験機を開発している^{10)~11)}。同試験機の概略図を**図4**に示す。同試験機では、二つのローラを異なる周速度で回転させることでクリープを与え、トラクション係数を測定する。供給油温、周速度、面圧(押付力)のほか、一方のローラの回転軸を傾斜させることでスピン比の調整が可能である。同試験機によるトラクションカーブの測定結果の一例を**図5**に示す。



定義	数式
スピン角速度	$\omega_{sp} = \omega_{1z} - \omega_{2z} = \omega_1 \sin \theta_1 - \omega_2 \sin \theta_2$
スピン比	$\gamma = \frac{\omega_{sp}}{\omega_1}$
スピンパラメータ	$J = \frac{\omega_{sp} \sqrt{ab}}{U_1} = \frac{\gamma \omega_1 \sqrt{ab}}{R_1 \omega_1} = \frac{\gamma \sqrt{ab}}{R_1}$

図3 転動体接触部におけるスピン
Fig. 3 Spin in the rolling element contact area

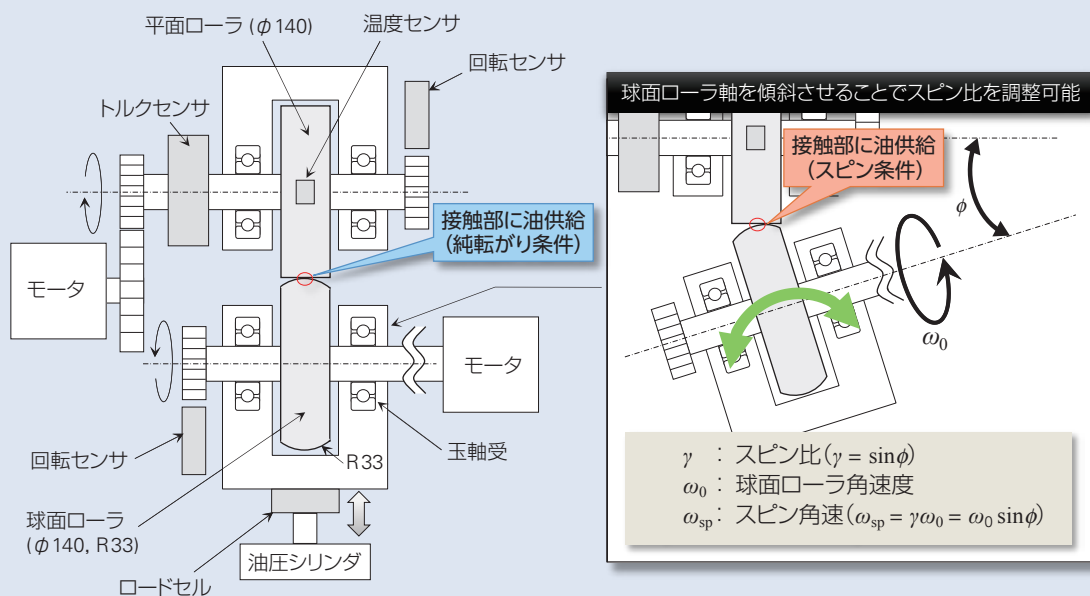


図4 高出力二円筒試験機の概略図^{10), 11)}
Fig. 4 Schematic of a high-power two-roller traction tester^{10), 11)}

同図には、スピンがない場合(純転がり条件と呼ぶ)とスピンがある場合(スピン条件と呼ぶ)におけるトラクションカーブを表示している。スピン比以外の運転条件(周速度、面圧、油温)は同一である。試験に用いた油(トラクション油)の性状は、表1に示すとおりである。図5より、同一の面圧、周速度、油温でも、スピンの影響によって、純転がり条件の場合に比べてカーブの立上りが鈍化し、最大トラクション係数が低くなるのがわかる。また、同図(a)及び(b)の結果

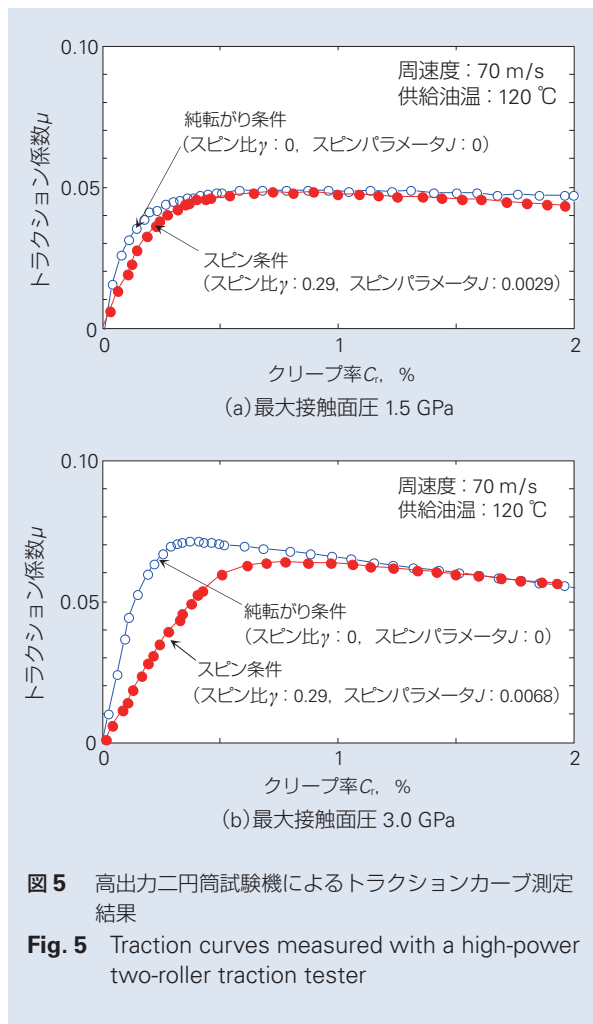


図5 高出力二円筒試験機によるトラクションカーブ測定結果

Fig. 5 Traction curves measured with a high-power two-roller traction tester

表1 トラクション油の性状値

Table 1 Rheological properties of traction oil

性状値		値
密度 (大気圧, 15°C)		0.934 g/cm ³
動粘度	40°C	19.74 mm ² /s
	100°C	4.45 mm ² /s
圧力粘度係数	40°C	21.2 GPa ⁻¹
	100°C	14.4 GPa ⁻¹

を比較すると、スピンによるトラクション係数の低下の程度は、スピンパラメータJがより大きい同図(b)の結果において、より顕著であることがわかる。

粘着理論に基づくトラクションカーブ推定方法は、純転がり条件下のトラクションカーブ形状から、同一周速度、面圧、油温、かつスピン条件におけるトラクションカーブ形状を算出するものである。したがって、同方法は、トロイダル型無段変速機をはじめとする、運転中にスピン量が頻繁に変動するような装置に対して、特に有効な方法であるといえる。

そこで、本稿では、従来の粘着理論に基づく方法を応用したトラクションカーブ推定方法を提案するとともに、その妥当性をトラクションカーブの推定結果と実測結果との比較によって評価している。なお、以降に示すトラクションカーブの実測結果は、全て上記の高出力二円筒試験機によって得られたものであり、試験に用いたトラクション油の性状は表1に示すとおりである。

3. 粘着理論に基づくトラクションカーブ推定

本章では、粘着理論に基づく従来のトラクションカーブ推定方法について説明する。

3.1 計算手順

計算手順の概要を図6及び以下に示す。

(1) 接触領域の要素分割

Hertz 接触理論によって求められる接触領域を要素分割し、楕円中心を原点とする座標系を設定する。また、面圧分布 $P(x, y)$ 及びすべり速度 $u(u_x, u_y)$ 分布を求める。

(2) せん断応力分布の算出

各座標点において、弾性せん断応力ベクトル τ_e 及び、限界せん断応力 τ_L を求め、両者の大きさを比較する。そして、より大きさの小さい方をその座標点におけるせん断応力 $\tau(x, y)$ とする。

(3) トラクション係数の算出

各座標点におけるせん断応力の x 方向(転がり方向)成分 $\tau_x(x, y)$ に要素面積を乗じ、それらの総和をトラクション力 F_t とし、トラクション係数 ($\mu = F_t/F_c$) を算出する。

(4) トラクションカーブの生成

計算範囲の各クリープ率において、以上の手順(1)～(4)に従ってトラクション係数を求める。

手順(2)で求めるせん断応力について詳しく説明する。

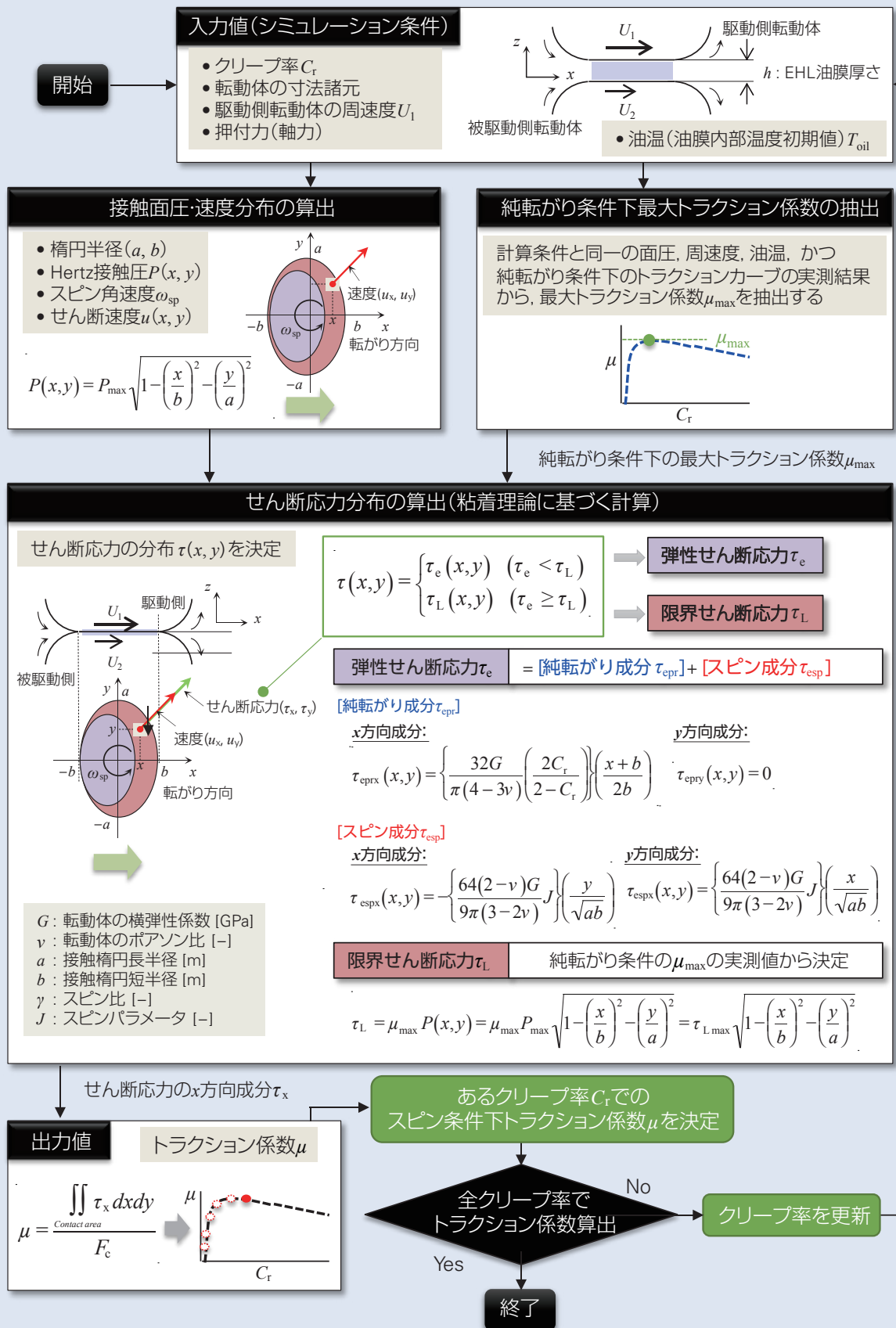


図 6 粘着理論に基づくトラクションカーブ推定方法

Fig. 6 Method for estimating traction curves based on creep theory

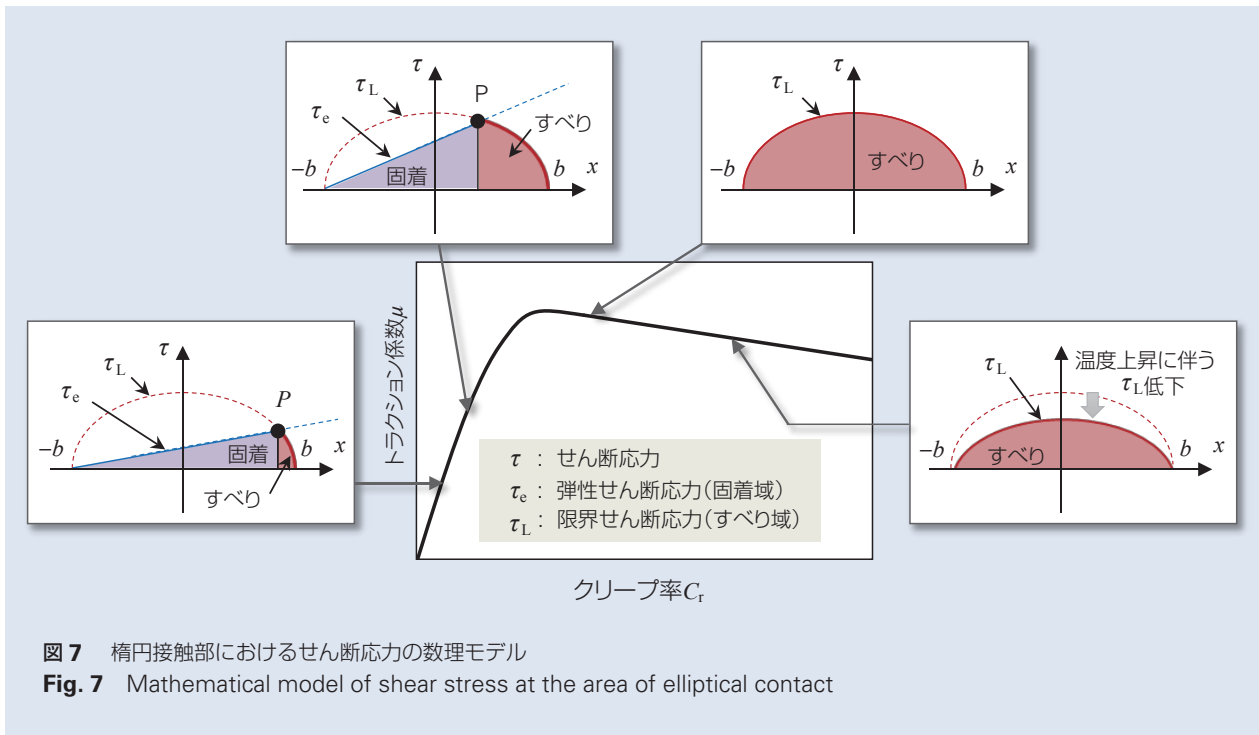


図7 楕円接触部におけるせん断応力の数理モデル
 Fig. 7 Mathematical model of shear stress at the area of elliptical contact

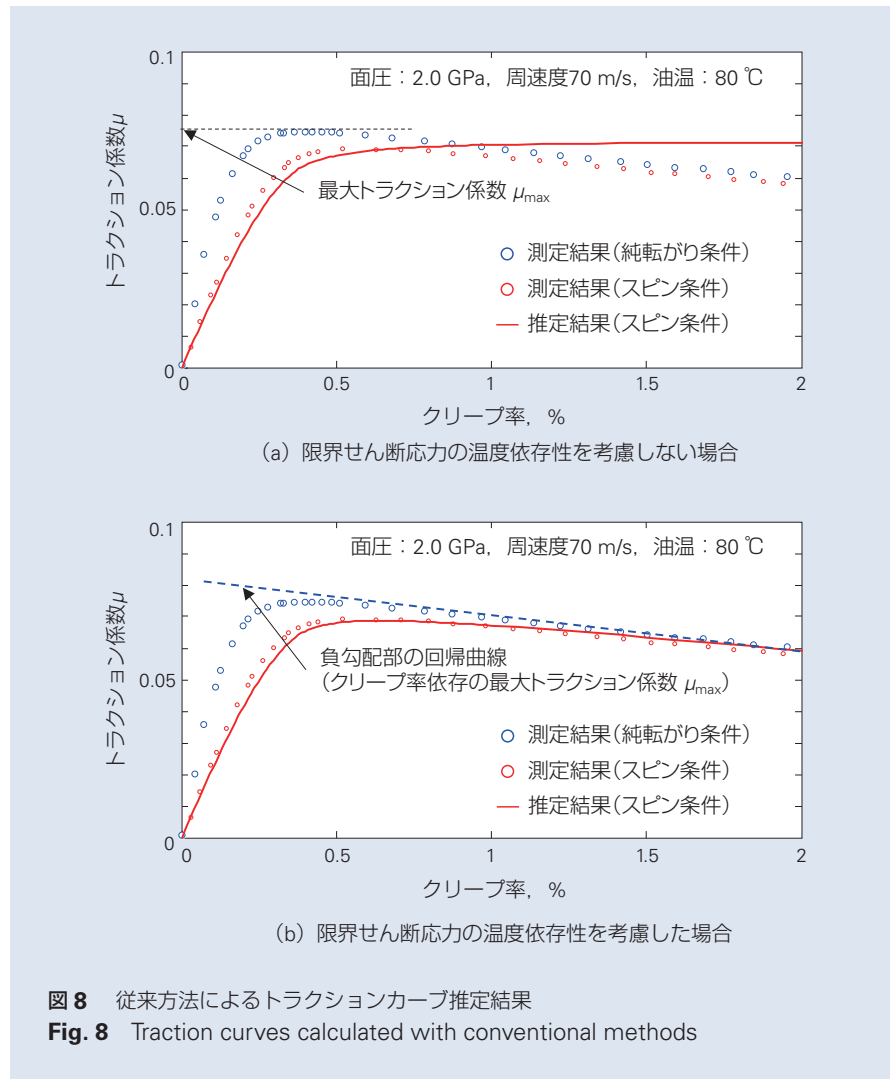
本計算によれば、接触楕円内部のせん断応力分布は図7に示すようになる。クリープ率が大きい場合ほど、弾性せん断応力は大きくなり、限界せん断応力との交点Pは左側に移動し、すべり領域（限界せん断応力に達している領域）が拡大する。このことは、トラクションカーブにおいて、トラクション係数の変化がクリープ率の増加に伴って鈍化し、やがて最大値に到達する過程に対応している。また、トラクション係数は、最大値に到達した後は減少に転じるが、これは、せん断発熱に伴う温度上昇によって限界せん断応力が低下するためである。

なお、限界せん断応力は、図6中の式で表されるように、その分布は面圧分布に従うものとする。ここで、最大トラクション係数 μ_{max} については、その値が、計算条件と同一の面圧、周速度、油温で、かつ純転がりの条件において既知であるものとして扱う。

3.2 トラクションカーブ推定結果

前節で説明した手順で求めたトラクションカーブ推定結果(最大面圧 P_{max} : 2.0 GPa, 周速度 U : 70 m/s, 油温 T_{oil} : 80°C, スピン比 γ : 0.29) を、同一条件における実験結果とともに図8に示す。

同図(a)に表示する結果を得る際、同図に併記する純転がり条件下のトラクションカーブ実測結果から得た μ_{max} の値を用いて限界せん断応力を算出した。トラクションカーブの立上りから最大トラクション係数までの領域では、推定結果と実測結果がよく一致しているものの、最大トラクション係数に到達した後の領域では一致していない。これは、温度上昇に伴う限界せん断応力の低下を計算に考慮できていないためである。



そこで、純転がり条件下のトラクションカーブの負勾配部から回帰曲線(図 8(b)中青線で表示)を求めた。そして、これをクリープ率依存の μ_{max} として、限界せん断応力の算出に用いた。その結果を図 8(b)に示す。同図によると、スピン条件下の推定結果と実測結果が負勾配部でも一致しており、限界せん断応力の温度依存性が考慮できていることがわかる。

4. 限界せん断応力マップを用いたトラクションカーブ推定

前章で説明した従来方法では、限界せん断応力の温度依存性は、クリープ率に対するトラクション係数の低下量として間接的に考慮される。しかしながら、ク

リープ率に対する温度上昇量は、対象とする装置の転動体の形状や寸法、すなわち熱容量によって異なるため、より汎用的なトラクションカーブ推定のためには、限界せん断応力を油膜内部温度の関数として表す方がよい。

そこで、本章では、以上の点に鑑みて従来方法を改良するとともに、同提案方法の妥当性を検証する。

4.1 提案するトラクションカーブ推定方法

提案方法によるトラクションカーブ計算手順の概要を図 9 に示す。基本的な計算手順は前章に示した従来方法と同様であるが、限界せん断応力の求め方が異なる。

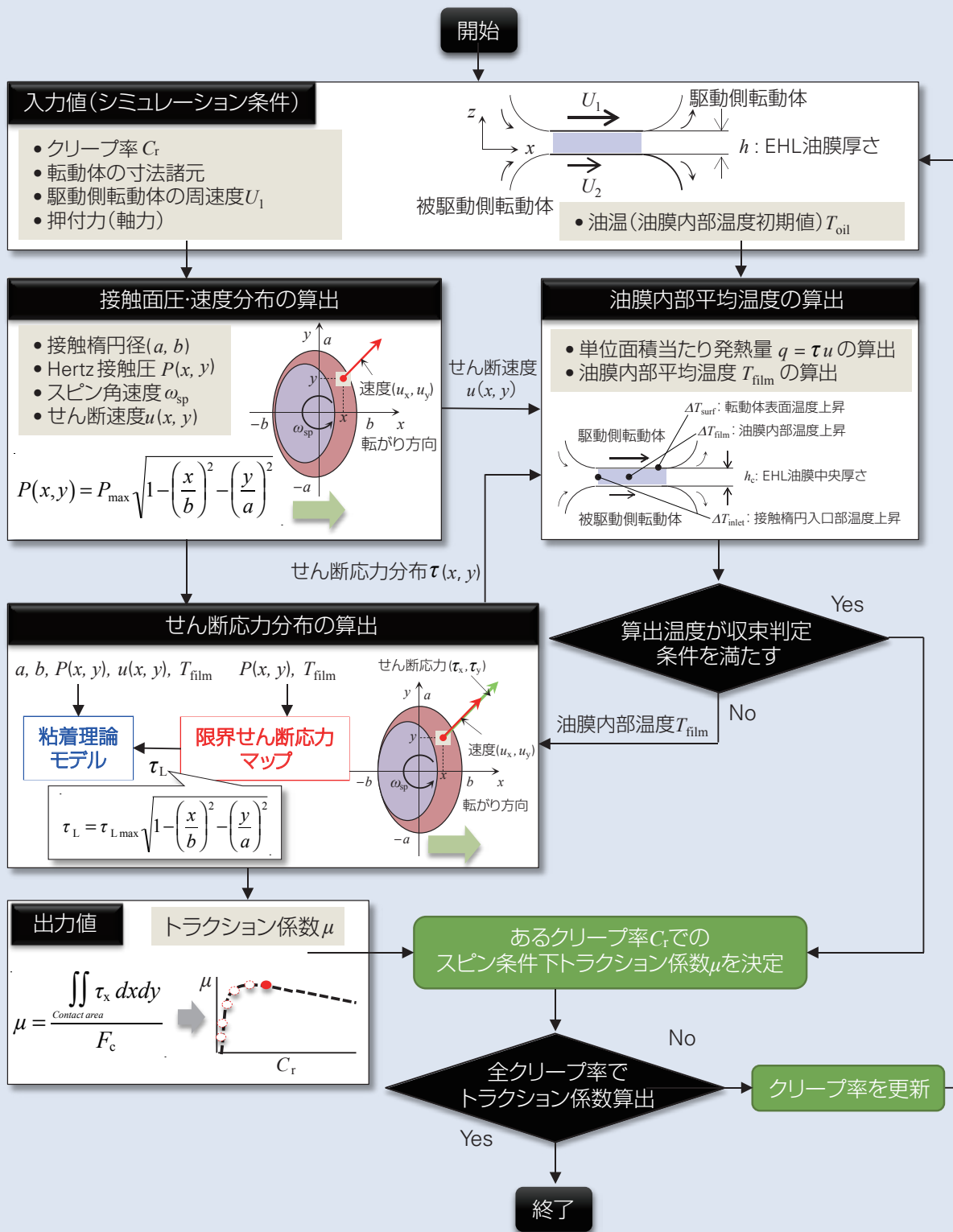


図9 限界せん断応力マップを用いたトラクションカーブ推定方法

Fig. 9 Method for estimating traction curves using a data map of limit shear stress

提案方法による限界せん断応力の算出には、データマップ(限界せん断応力マップ)から参照される値を利用する。この限界せん断応力マップは、接触面圧、純転がり条件下での限界せん断応力の最大値 $\tau_{L,max}$ 、及びそれを用いて算出される油膜内部平均温度の推定値から作成される。高出力二円筒試験結果から作成した限界せん断応力マップを図 10 に示す。

限界せん断応力の最大値 $\tau_{L,max}$ は、最大接触面圧 P_{max} と最大トラクション係数の積 ($\tau_{L,max} = \mu_{max} P_{max}$) として求められる。トラクションカーブの推定の際には、限界せん断応力マップから参照される $\tau_{L,max}$ を図 9 中に示す数式に代入し、接触楕円内部の限界せん断応力分布を与える。

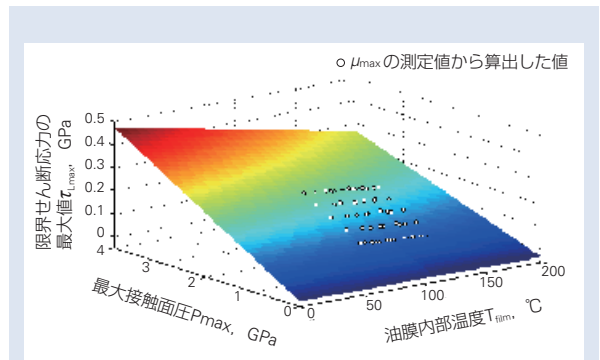
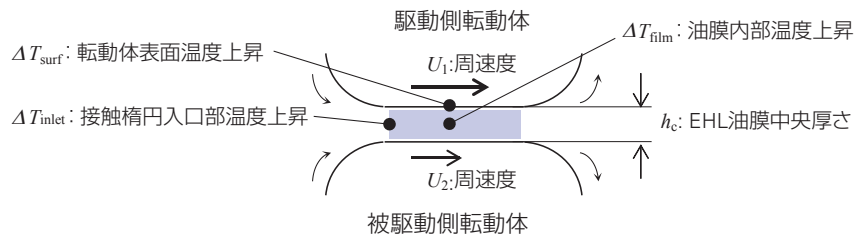


図 10 限界せん断応力マップ
Fig. 10 Data map of limit shear stress



- U_{mean} : 転動体の平均周速度 [m/s] ($U_{mean} = (U_1 - U_2) / 2$)
- η_0 : 大気圧下の絶対粘度 [Pa·s]
- K_{f0} : 大気圧下の油の熱伝導率 [W/(m·K)]
- K_f : 高圧下の油の熱伝導率 [W/(m·K)]
- Δx : 発熱長さ [m]
- q : 単位面積当たりの発熱量 [W/m²] ($q = \tau \cdot u$)
- k_m : 転動体材料の熱伝導率 [W/(m·K)]
- ρ_m : 転動体材料の密度 [kg/m³]
- c_m : 転動体材料の比熱 [J/(kg·K)]
- α : 油の圧力粘度係数 [Pa⁻¹]
- P : 接触楕円内各座標点でのHertz接触圧 [Pa]
- h_c : 中央油膜厚さ(Hamrock-Dowsonの式)

定義	数式
油膜内部温度	$T_{film} = T_{oil} + \Delta T_{inlet} + \Delta T_{surf} + \Delta T_{film}$
接触楕円入口部での平均温度上昇量	$\Delta T_{inlet} = \frac{U_{mean} \eta_0}{5K_{f0}}$
転動体表面の平均温度上昇量	$\Delta T_{surf} = \sqrt{\frac{\Delta x}{2\pi k_m \rho_m c_m U_{mean}}} \cdot q$
転動体表面温度に対する油膜温度上昇量	$\Delta T_{film} = \begin{cases} \frac{h_c}{8K_f} \cdot q (\alpha \cdot P \leq 25) \\ \frac{h_c}{4K_f} \cdot q (\alpha \cdot P > 25) \end{cases}$

図 11 油膜内部温度の数理モデル
Fig. 11 Mathematical model for estimating oil-film temperature

油膜内部平均温度 T_{film} は、**図 11** に示すように、供給油温 T_{oil} 、接触楕円入口部での平均温度上昇量 ΔT_{inlet} 、転動体表面の平均温度上昇量 ΔT_{surf} 、及び転動体表面温度に対する油膜温度上昇量 ΔT_{film} の和であるものとする ($T_{\text{film}} = T_{\text{oil}} + \Delta T_{\text{inlet}} + \Delta T_{\text{surf}} + \Delta T_{\text{film}}$)。ここで、 ΔT_{surf} については、接触楕円内部の各点における値を算出した後、それらを平均することで得る。 ΔT_{film} についても、同様にして得る。

限界せん断応力マップを作成する際、 ΔT_{surf} と ΔT_{film} の算出に必要な単位面積当たりの発熱量 q ($q = \tau \cdot u$) については、Hertz 接触理論による平均面圧 P_{mean} ($P_{\text{mean}} = 2/3 P_{\text{max}}$) と最大トラクション係数の実測値 μ_{max} から算出されるせん断応力 ($\tau = \mu_{\text{max}} P_{\text{mean}}$)、及び転動体周速度差 ΔU を用いて算出する。一方、作成したマップを参照してトラクションカーブを推定する際には、接触楕円上のせん断応力分布とすべり速度分布から各座

標点上の q を求め、それらを油膜内部温度の算出に用いる。

なお、油膜内部温度とせん断応力分布は互いに依存して変化することから、両者は繰返し計算によって得る。繰返し計算は、供給油温を油膜内部温度の初期値として与えて開始し、油膜内部温度の計算結果の変化が閾値以内に収束するか、計算回数が上限に到達するまで実行する。

4.2 提案方法によるトラクションカーブ推定結果

提案方法によってトラクションカーブを推定し、実測結果と比較した。その結果を**図 12** 及び **図 13** に示す。**図 12** 及び **図 13** には、最大接触面圧が 2.0 GPa 及び 3.0 GPa の場合の結果をそれぞれ表示している。また、各図には、周速度と油温度が異なる条件における結果を併記している。

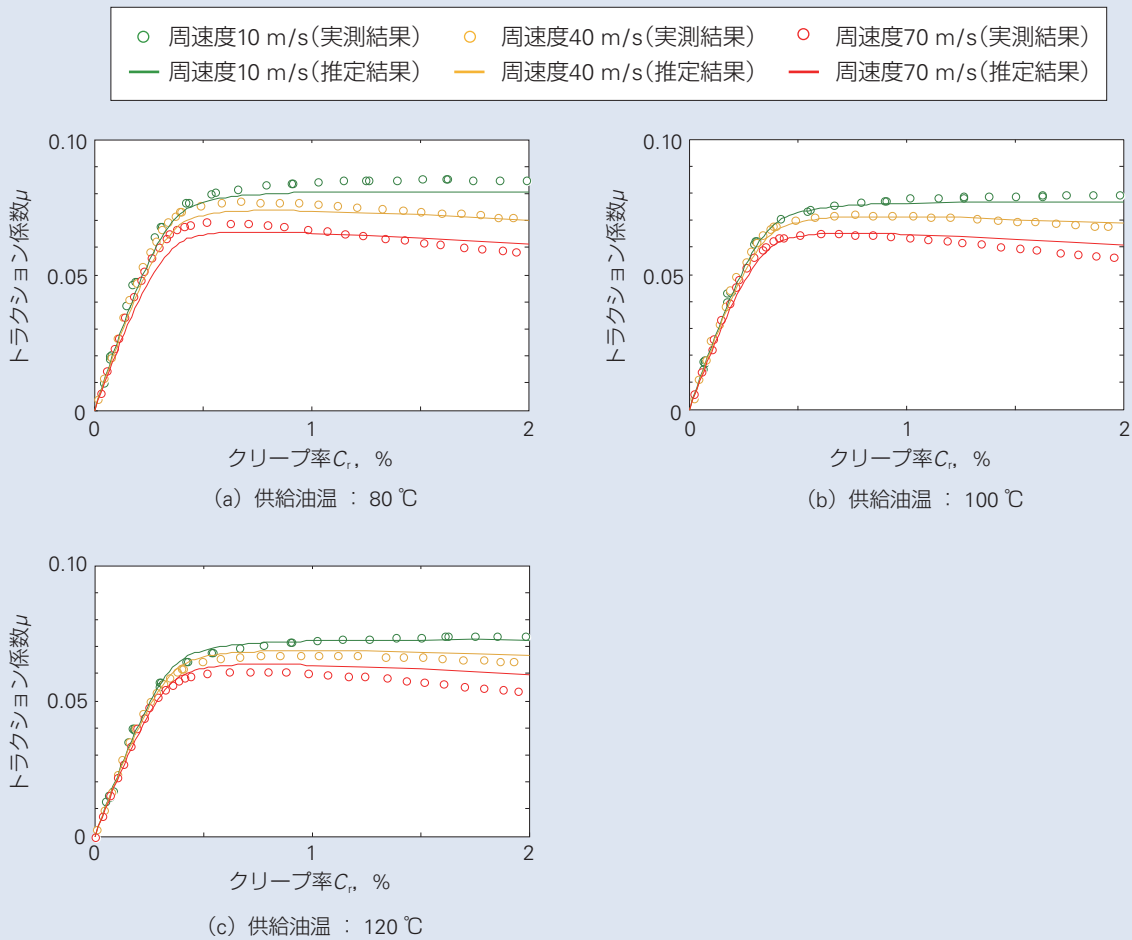


図 12 提案方法によるトラクションカーブ推定方法(最大接触面圧：2.0 GPa)

Fig. 12 Traction curves calculated with the proposed method (maximum contact pressure: 2.0 GPa)

各図において、推定結果と実測結果を比較すると、カーブの立上り部、最大値、負勾配部のいずれにおいても、両者はほぼ一致している。

以上の結果から、提案方法によれば、純転がり条件下のトラクションカーブ実測結果（トラクションカーブ負勾配部の回帰曲線）が未知の場合にも、温度上昇に伴う限界せん断応力の低下量を推定でき、それを用いてスピン条件下のトラクションカーブを算出できるといえる。

とおりである。

- 提案方法によれば、温度上昇に伴う限界せん断応力の低下量を推定しながらトラクションカーブを求めるため、従来方法による計算で用いる実測結果（トラクションカーブ負勾配部の回帰曲線）は不要である。
- 提案方法によるトラクションカーブ推定結果を高出力二円筒試験機による実測結果と比較したところ、両者はほぼ一致し、提案方法が実機相当条件下で適用できることが確認できた。

5. 結言

トラクションドライブ装置の機能保証と性能向上に資することを目的とし、粘着理論に基づく従来方法を応用したトラクションカーブ推定方法を提案するとともに、その妥当性を評価した。その結果は以下に示す

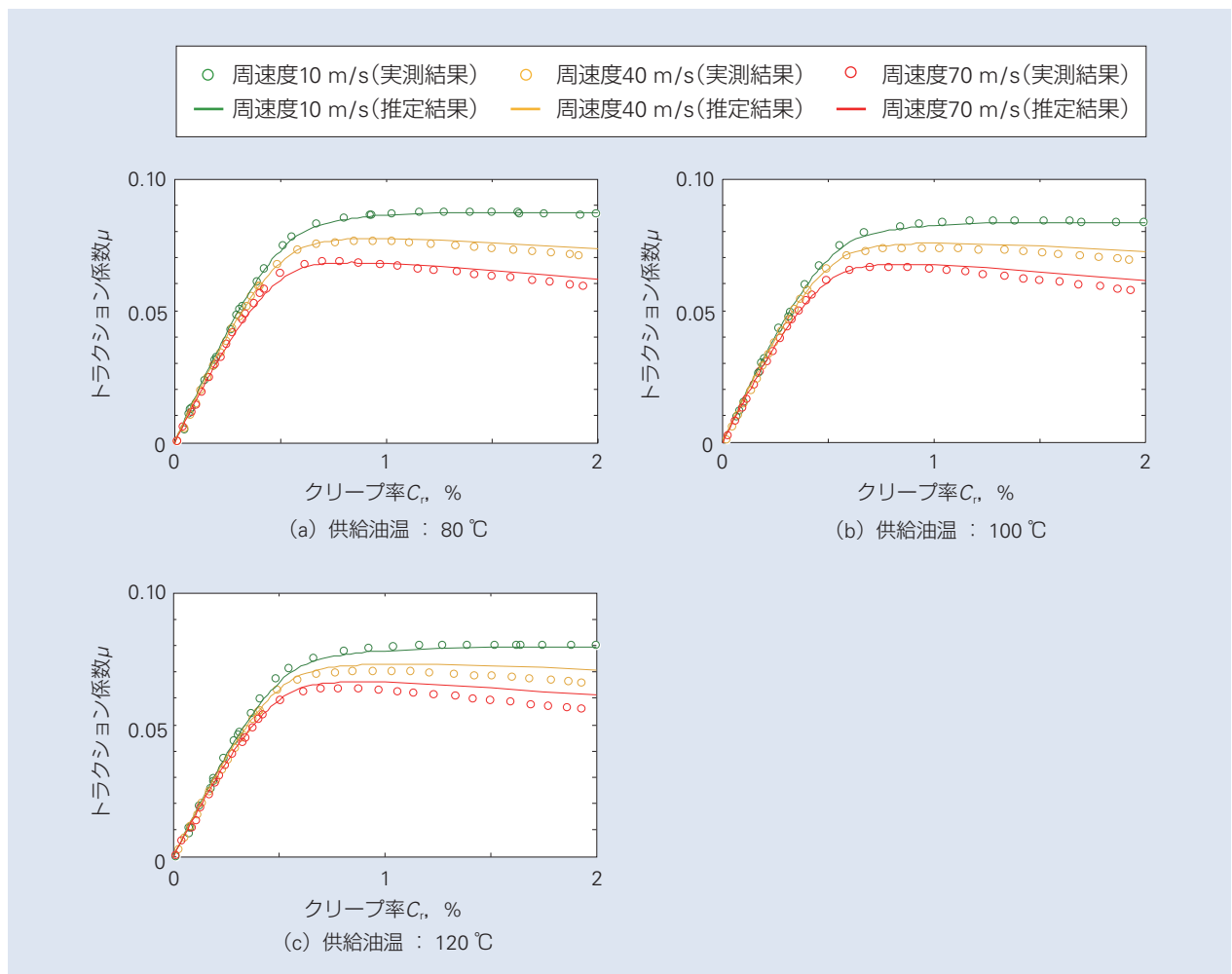


図 13 提案方法によるトラクションカーブ推定方法(最大接触面圧：3.0 GPa)
 Fig. 13 Traction curves calculated with the proposed method (maximum contact pressure: 3.0 GPa)

参考文献

- 1) L. D. Wedeven, G. G. Wedeven, S. H. Kratz, T. E. King, J. L. Linden, F. Caracciolo and D. G. Mcwatt, "USCAR traction test methodology for traction-CVT fluids," SAE Technical Paper, 2002-01-2820 (2002) 1-31.
- 2) L. D. Wedeven, T. E. King, J. L. Linden, F. Caracciolo and D. G. McWatt, "WAMhs Traction Machine and Test Methodology for USCAR," Proc. 13th International Colloquium Tribology, Esslingen, (2002) 1873-1887.
- 3) 牧野智昭, 川瀬達夫, "トラクション特性に与えるスピンの影響", トライボロジスト, 44-1 (1999) 53-60.
- 4) 川端隆太, 村木正芳, "スピンと横滑りに基づく転がりと直角方向のトラクション", 日本機械学会論文集 C 編, 71-708 (2005) 2643-2650.
- 5) H. Achiha, S. Natsumeda, Y. Nakamura, and I. Fujishiro, "Traction characteristics under high contact pressure, high rolling speed and high temperature," Proc. International Tribology Conference Yokohama 1995, 1, (1996) 139-144.
- 6) 村木正芳, 木村好次, "弾性流体潤滑膜のせん断挙動に及ぼす温度上昇の影響", 日本機械学会論文集 C 編, 56-528 (1990) 2226-2234.
- 7) H. Hata, T. Gouda and M. Koishi, "Traction Performance of Traction Fluid under the Severe Conditions," Proc. International Tribology Conference Nagasaki 2000, 1, (2000) 603-607.
- 8) 畑一志, 青山昌二, 宮地智巳, "出光トラクション油の各種性能, 特性", Idemitsu Tribo Review, 28 (2005) 1-21.
- 9) 加藤康志郎, 岩崎俊明, 加藤正名, 井上克己, "2円筒試験による潤滑油の限界せん断応力の評価", 日本機械学会論文集 C 編, 58-546 (1992) 558-564.
- 10) 高出力二円筒試験機の開発とトラクションカーブ測定, NSK technical journal, 689 (2017) 27-35.
- 11) H. Itagaki, H. Hashiguchi, M. Kita, and H. Nishii, "Development of a High-Power Two-Roller Traction Tester and Measurement of the Traction Curve," Tribology Online, 11-6 (2016) 661-674.
- 12) 牧野智昭, 川瀬達夫, "非線形粘弾性モデルに基づくトラクション特性値の算出(第1報):トラクション測定およびカーブフィッティング", トライボロジスト, 43-5, (1998) 421-428.
- 13) 田中裕久, "トロイダル CVT", (2000) 13-24, コロナ社.
- 14) T. Mawatari, A. Nakajima and H. Matsumoto, "Shear Stress Analysis of EHL Oil Films Based on Thermal EHL Theory -Effect of Inlet Oil Temperature-, " Tribology Online, 3-5 (2008) 268-273.
- 15) 富田充朗, 田淵元樹, 佐野敏成, "最大トラクション係数推定手法の検討(第1報)", 自動車技術会学術講演会前刷集, 35-11 (2011) 1-4.
- 16) 富田充朗, 佐野敏成, 井ノ上雅至, "最大トラクション係数推定手法の検討(第2報)", 自動車技術会学術講演会前刷集, 119-12 (2012) 5-8.
- 17) T. Sano, M. Tomita, M. Inoue, Y. Takeuchi and M. Yoninaga, "Study of the Prediction Method for Maximum Traction Coefficient," SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems -, 6-2 (2013) 568-577.
- 18) 中村裕一, 船橋正根, "弾性接触理論によるスピンを伴う油固化高面圧トラクション曲線近似評価", 日本機械学会論文集 C 編, 72-717 (2006) 1653-1659.
- 19) 白 官錫, 京極啓史, 中原綱光, "低速域・低すべり率域におけるレール/車輪間の過渡的粘着特性:トラクション係数に及ぼす雰囲気の影響", 日本機械学会論文集 C 編, 73-726, (2007) 611-618.

システム全体の再構築からはじめる 派生開発の効率化



大場 正也*

大場 正也

Improving the Efficiency of Derivative Development Through Systematic Restructuring

M. Oba

In order to continue business in a diversifying and complicated market environment, it is necessary to refine design in stages from a systematic viewpoint and build a method of derivative development based on core assets. In this article, we will introduce the contents of our efforts in working towards this goal.

By defining the development process and creating products accordingly, we can verify the validity of the process and work on improvements from this point forward. After this, we will establish core assets, define the derivative development process, and shift these ideals into practice for verification.

1. まえがき
2. 取り組みの目的
 - 2.1 対象製品およびビジネス状況
 - 2.2 解決すべき課題
 - 2.3 目指す姿
3. 方針
 - 3.1 課題
 - 3.2 採用した方法論
4. 取り組み内容：USDM を用いた要求仕様書
 - 4.1 要求の明確化
 - 4.2 共通・固有の見極めと表現
5. 取り組み内容：PFD を用いた開発プロセス構築
 - 5.1 階層的な開発プロセスの構築
 - 5.2 派生開発プロセスの構築
6. 今後の計画

1. まえがき

要求の多様化・複雑化，ならびに市場投入の短納期化が進む昨今の製品開発において，派生開発の置かれている環境は厳しくなる一方である。当社の自動車部品事業もその例外ではなく，製品のバリエーションが増大することによる品質・コストへの影響が無視できないレベルになっている。そこで，将来にわたってこの状況に立ち向かっていくために，全製品のベースとなる“標準成果物”を階層化されたシステム開発の全階層について整備し，それを用いて効率的な派生開発を

行う“プロダクトライン開発”ができるようになることを目指している。この標準成果物＝コア資産を開発するにあたり，派生開発向けに提唱されている USDM (Universal Specification Describing Manner)¹⁾ や PFD (Process Flow Diagram)³⁾ といった各種手法を実践している。

本論文では，これらの手法を実践する上で工夫した点や得られた気づき，今後の展望を述べる。

* ステアリング R&D センター 次世代コラム EPS 開発部

2. 取り組みの目的

2.1 対象製品およびビジネス状況

本論文で取り上げる製品は、自動車向け電動パワーステアリング(Electric Power Steering :以降, EPS)である。車両の電動化や低燃費化に伴い, パワーステアリングも従来の油圧式から電動式への移行が進んでおり, 昨今の乗用車における採用はEPSが多数を占める。EPSは自動運転の実現にも必須の技術となっており, 今後もその市場規模は拡大が続くと見込まれる。

当社はこの市場に独立系のシステムサプライヤとして参入しており, 国内外の複数のカーメーカー, および複数の車種向けに製品を納入している。すなわち, “拡大の続く市場に対し, 多数のバリエーションとなる製品を同時に開発している”というビジネス状況となっている。

2.2 解決すべき課題

このビジネスを今後も継続していく上で, 昨今生じている開発コストの上昇傾向が強く懸念されている。

今やEPSは車両の“曲がる”を単体で実現するシステムだけではなく, 車両全体としての複雑な協調動作を担うシステムであることが求められている。例えば自動駐車支援や車線維持支援など, ドライバーによる直接の操舵ではなく車両からの指示と協調する機能が既に商品化されている。近未来の自動運転に向けた車車間・路車間といったネットワーク接続の高度化と共にセキュリティ対応の強化も求められている。このようにEPS開発に求められる要求は, 今後ますます多様化・複雑化していくことが見込まれる。

この背景を一因として, 開発コストの増大が続いている。ある期間のソフトウェア開発に関わる人員数, およびその人員の工数不足を賄う外注費用の変遷を見ると, 右肩上がりの増加が起こっていることが確認できた(図1)。

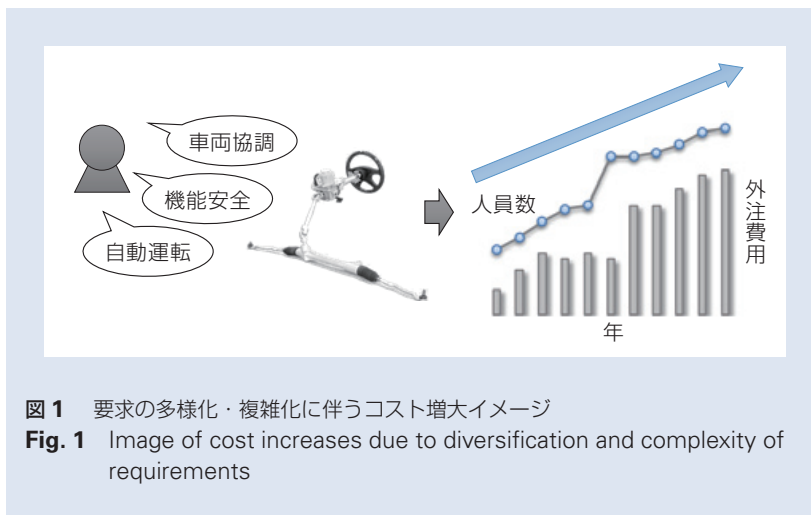
要求の多様化・複雑化は, コスト増に対する外部要因としての位置付けである。その他に内部要因として, 当社のシステム開発スタイルも影響を及ぼしていると考えられる。

複数の製品を同時に開発する上では, 既存の製品をベースとした派生開発が行われている。これがカーメーカー毎, さらに車種毎の“一品一様”で進化しており, ビジネスの拡大に応じてそのバリエーションが増え続ける傾向にある。この派生の様子はこれまで収束する気配を見せることはなく, このままの開発スタイルを継続するとバリエーションが発散し開発現場に破綻を招いてしまうことが懸念される(図2)。

2.3 目指す姿

前節で挙げた課題に対応するためには, 与えられる市場要求に一品一様で都度応えていくやり方ではなく, 明確な再利用戦略を以って自社製品の“コア資産”を形成し, 顧客要求との差分を開発することで製品を実現していくスタイルに変わっていくことが必要である。すなわち“一品一様”の派生開発スタイルから脱却し, コア資産を基にした“プロダクトライン型”の派生開発を行える仕組みを構築することを目指す(図3)。

ここで, コア資産とする対象は“EPSシステム”全体とし, システム開発は図4に示すような段階的に詳細化される階層構造を持った構成要素の集合と捉え, それぞれの階層でコア資産を形成していく。



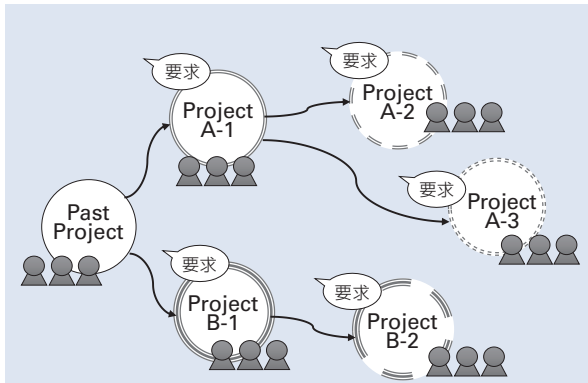


図2 これまでの開発スタイル
Fig. 2 Development style until now

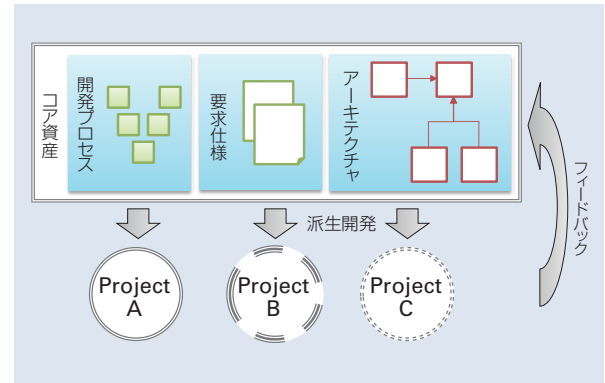


図3 目指す開発スタイル
Fig. 3 Target development style

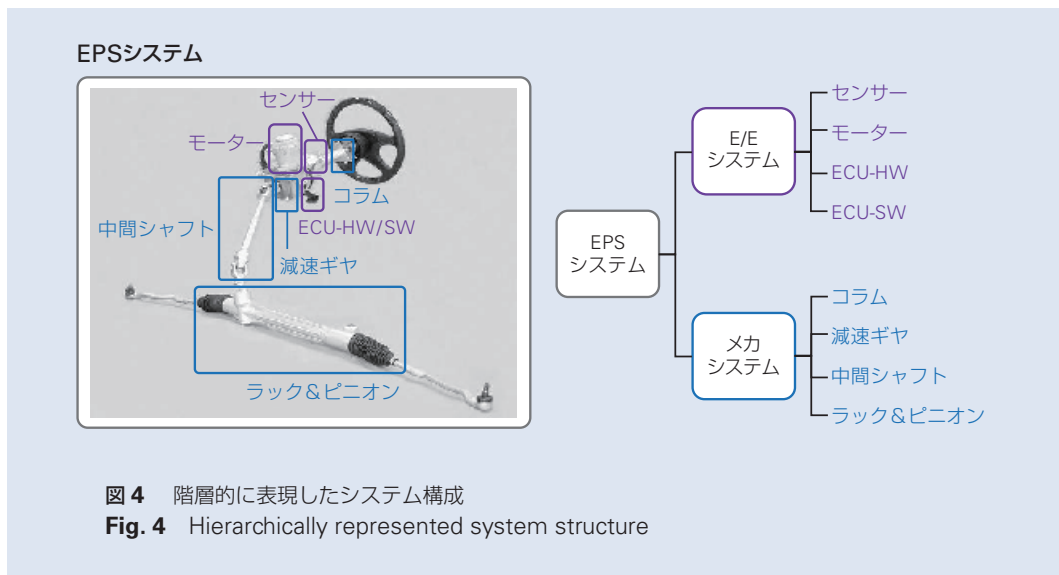


図4 階層的に表現したシステム構成
Fig. 4 Hierarchically represented system structure

3. 方針

3.1 課題

プロダクトライン型の派生開発の仕組みを構築するにあたって、現状の開発成果物および開発プロセスから解決すべき課題を抽出した。主なものを以降に述べる。

課題①：要求の明確化

これまで製品を実現してきた既存の成果物内に、製品の各構成要素が実現すべき“製品仕様”は存在している。ソフトウェアを例に挙げれば“ソフトウェア機能

仕様書”として、何を実装する必要があるかは明文化されている。また当然ながら、カーメーカーから受領する“顧客要求”も存在する。

しかし、顧客要求をソフトウェア機能仕様書につなぐ記述、すなわちソフトウェアに対して何が求められるかという“ソフトウェア要求”の明文化は不足していた。そのため、既存の資料やソースコードを確認しても、その機能がどのような理由で何を求められたからのものであるのかという背景が不明確な箇所があった。すなわち、設計・実装結果がどの要求を実現したものであるかという説明が困難である。

また、システムの上位階層になるにしたがい、既存の成果物が乏しい。例えばソフトウェアやハードウェアのように、技術者が直接設計・実装している対象であれば仕様書は存在している。そこから1段抽象化された“E/Eシステム(電気/電子システム)”の階層、さらにはもう1段抽象化された最上位の“EPSシステム”の階層の成果物は、最終的なモノづくり対象ではないこともあり、成果物の不足や内容の希薄さが散見される。

課題②：共通・固有の見極めと表現

複数のカーメーカー向けに製品を開発する上で、既存の成果物は製品毎に独立して作成されている。そのため、どれが製品間で共通的に実現されている機能なのか、またはどれが特定のカーメーカー固有なのかを整理されていない。前者は再利用可能な共通性として、後者はバリエーション開発における可変性として捉え

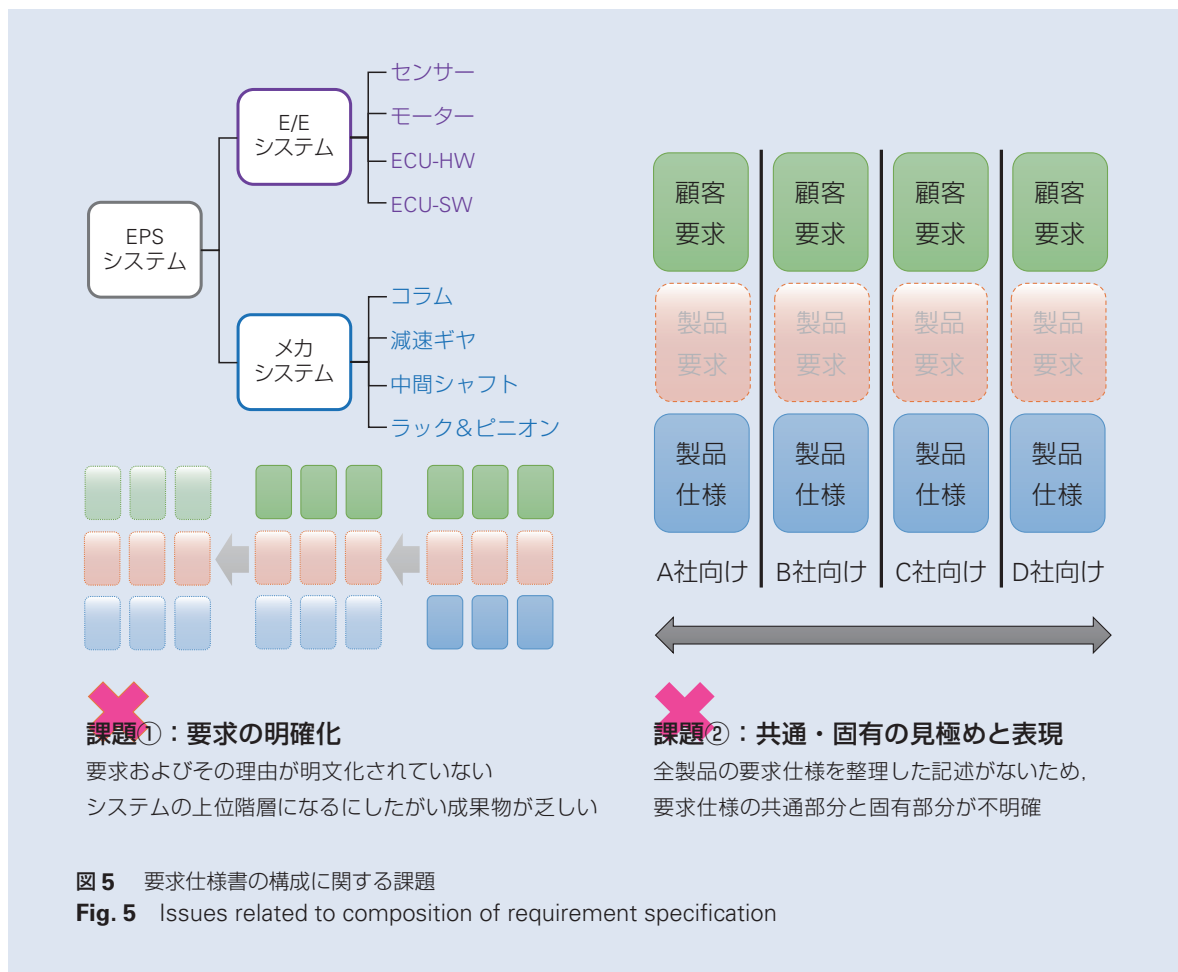
ることで、効果的なコア資産を形成していくことができると考える。これを見極め、どのように表現、管理していくのかを検討する必要がある。

ここまでで挙げた課題①と②は、いずれも要求仕様書の構成に関する問題である。この様子を図5に示す。

課題③：階層的な開発プロセスの構築

課題①で述べたように、システムの上位階層になるにつれ既存成果物が乏しい傾向がある。これは、階層的なシステム開発のプロセスが明確化されていないことにより、成果物が構築されていないことに起因する。

システムに与えられる様々な要求を確実に実現するためには、最上位の抽象化された“EPSシステム”階層から具体的にモノづくりを実現する階層まで、段階的にシステムを詳細化し、要求を分配していく開発プロセスを構築する必要がある。



課題④：開発プロセスの構築

目標とするプロダクトライン型の開発スタイルでは、コア資産を基にして製品を実現しつつ、そこで見られた新たな共通性をコア資産へフィードバックしていく。この開発プロセスも構築する必要がある。

ここまでで挙げた課題③と④は、いずれも開発プロセスの構築に関する問題である。この様子を図6に示す。

3.2 採用した方法論

3.1. で述べた大きく2つの課題“要求仕様書の構成”と“開発プロセスの構築”に対応できる方法論として、前者へはUSDM, 後者へはPFDをそれぞれ採用した。以下にその理由を記載する。

(1)要求仕様書の構成：USDM

USDMは要求仕様書の記載マナーである。これの持つ特徴が課題①および②の解決に適していると考えた(表1)。

(2)開発プロセスの構築：PFD

PFDはプロセスを設計するための技法である。“プロセス”は1つ以上の“成果物”を入力および出力する作業であると位置付け、それらの連鎖をフロー状の図で表現する。また“プロセス記述”と“成果物定義”を図と対応付けて用意することで、プロセスと成果物が明確に定義できる。

課題③および④では、これまでに存在しなかった開発プロセスを明確にする必要があるため、本手法が有益であると考えた。

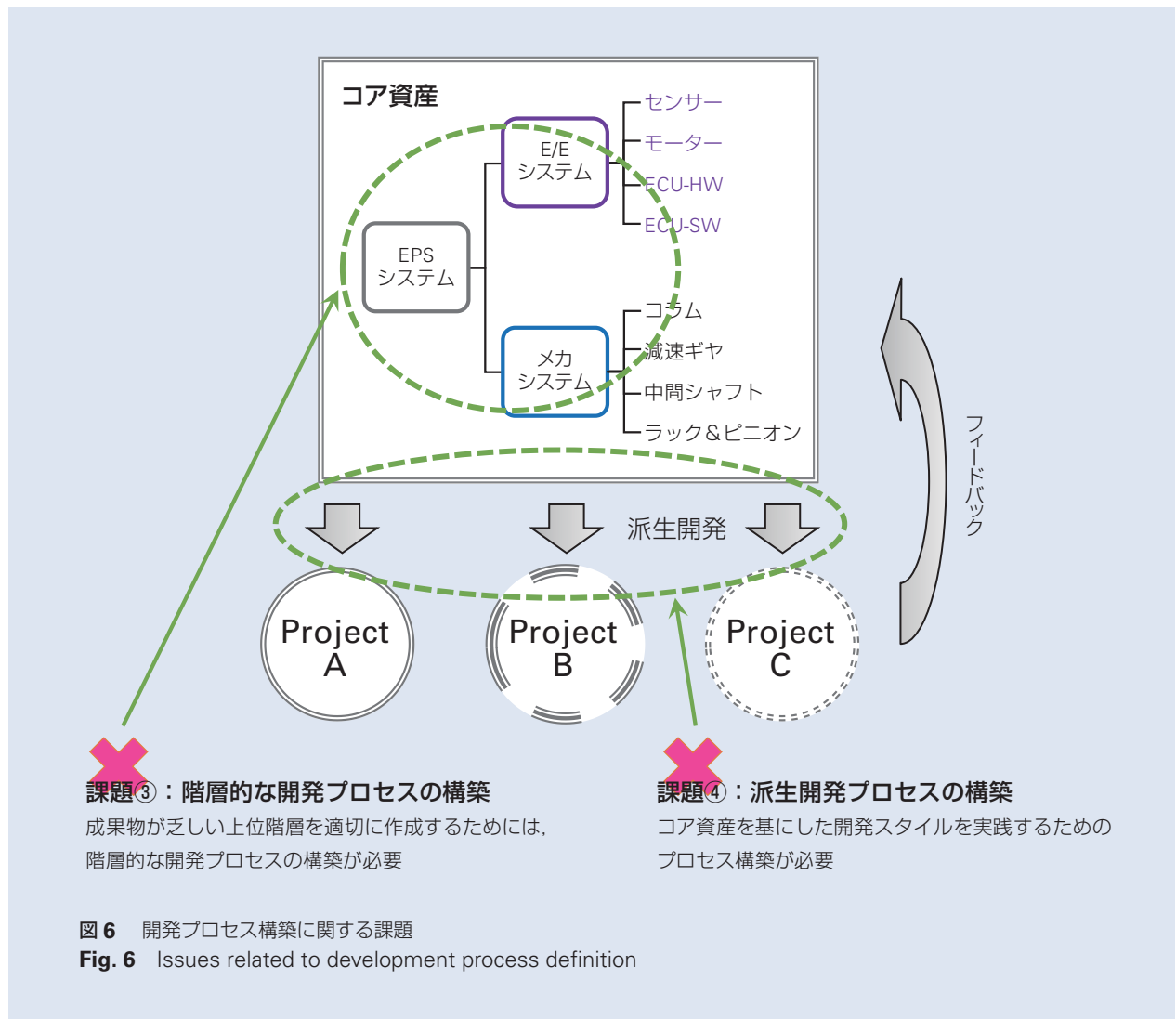


表 1 USDM の特徴と採用理由

Table 1 Features of USDM and reasons for adoption

特徴	課題への採用理由
“要求”と“仕様”を明確に区別し、階層構造で整理する	課題①：要求の明確化 仕様だけでなくその背後の要求を明確にしていく必要があるため、これらの区別を大前提とする点が整理の上で有益 EPS システムの各階層の要求仕様書を明確にしていきたいため、階層構造を特徴として持つ点がまとめ方に有益
要求とともに“理由”や“説明”を記載する	課題①：要求の明確化 要求を明確にしていく上で、その背景にある“理由”を明記することは、要求内容の理解(なぜそれをやりたいのか)、共通性を見極め(やりたいことは同じなのではないか)、適切な仕様の導出(このやり方が本当にふさわしいのか)などに有益
Excel を基本とした表フォーマットで記載する	課題②：共通・固有の見極めと表現 Excel は広く普及しているツールであり、かつ行・列の追加の自由度が高い。USDM でもこの点をメリットとして挙げており、応用例として Traceability Matrix ¹⁾ の実現が見られる。共通・固有を見極めて表現する手段として有益

4. 取り組み内容：USDM を用いた要求仕様書

4.1 要求の明確化

課題①：要求の明確化では、“仕様に対して要求が明確化されていない”と“上位階層ほど既存成果物が乏しい”の2つの問題点を内包していた。これらに対し、それぞれ USDM を活用した2方向のアプローチによって解決を図る。

“仕様に対して要求が明確化されていない”ことに対しては、ボトムアップのアプローチをとる。すなわち、現存する成果物の仕様記述から、その仕様が必要とされる要求を逆方向に導き出すことで、これまで明らかにされていなかった暗黙知の部分を明確にしていく。なお、このアプローチは、既に仕様の記載された成果物(例えば、ソフトウェア機能仕様書)が存在する開発階層を対象とする。

“上位階層ほど既存成果物が乏しい”ことに対しては、トップダウンのアプローチをとる。EPS システムに求められる要求を改めて議論・整理し、それを入力として EPS システム要求仕様→E/E システム要求仕様→ソフトウェア要求仕様、といったように下りながら明確にしていく。

以降、それぞれのアプローチについて詳述する。

4.1.1 ボトムアップアプローチによる現状の整理

このアプローチでは、例えば既存の“ソフトウェア機能仕様書”を基に、以下の手順に従って要求仕様を整理していく(図7)。

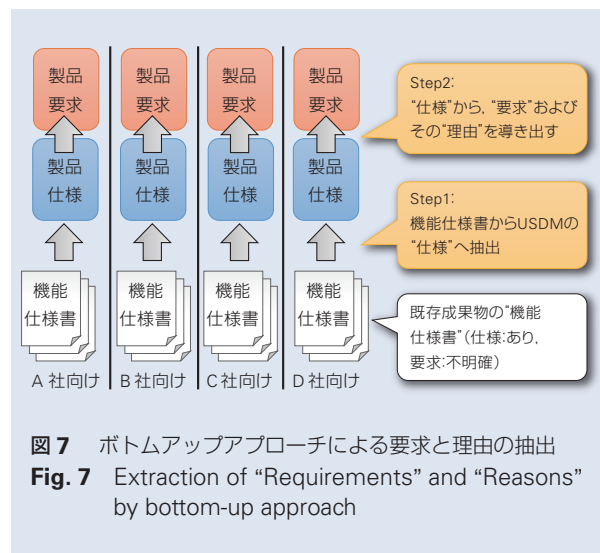


図7 ボトムアップアプローチによる要求と理由の抽出
Fig. 7 Extraction of “Requirements” and “Reasons” by bottom-up approach

この手順で要求・理由・仕様の導出に成功すると、USDMのフォーマットにおいて項目が埋められる形となり、実現メカニズム(仕様)だけでなく、その背景となる要求を理由と共に整理することができる(図8)。

ただし、整理の過程で全てが明らかになるとは限らない。仕様から要求を導出して見たものの、要求の背景(理由)がわからないままとなる例も存在する。その場合はUSDMの“理由”欄が埋められずに残る。しかしこの場合であっても、どこが不明確なのか?を明らかにできたことになる(図9)。

制御車速 算出	要求	Req001	実際には起こりえない急激な車速の変化を緩和し、違和感の少ない車速情報を生成する。
		理由	急激な車速変化が発生すると、過剰なアシストが行われるため。
		説明	
		<変化割合制限>	
		Spe001	制限車速 = 前回の制限車速 ± 変化割合
	
	

製品
要求

↑

製品
仕様

↑

機能
仕様書

図8 “仕様”から“要求”と“理由”が抽出できた例
Fig. 8 An example where “Request” and “Reason” could be extracted from “Specifications”

車速上昇	要求	Req009	車速が閾値を超えた場合、車両のパワーユニットは動作していると判断する。
		理由	??
		説明	
		<変化割合制限>	
		Spe015	以下の条件を満たす場合、車両のパワーユニットの状態を作動中に設定する。 <条件> CANから得られた車速が10(km/h)以上、かつ正常に通信できている。
	

製品
要求

↑

製品
仕様

↑

機能
仕様書

図9 “仕様”から“要求”を抽出したが、“理由”が不明確なままの例
Fig. 9 An example which “Requirement” could be extracted from “Specifications” but “Reason” remains unclearly

このアプローチにより、以下の効果が得られた。

- ・仕様から要求・理由が導出できた場合、これまでは暗黙知とされていた内容を形式知として整理することができた。
- ・導出できない場合も、不明確な箇所に論点を絞って情報収集や議論ができるようになった。

4.1.2 トップダウンアプローチによる整理

このアプローチでは、最上位の“EPSシステム”階層から、次の階層となる“E/Eシステム”および“メカシステム”，さらにその下の階層，というように要求仕様を段階的に詳細化していく。

その際、上位階層の要求仕様書はこれまで不明確だったことから、その記載粒度について方針を決める必要がある。USDMの階層数を第1要求→第2要求→仕様の3階層で構成するとした場合、ある開発階層におけるUSDMの“仕様”の記述は、その一つ下の階層の開発で行うべき仕事が分配できる記載粒度とした(つまり、EPSシステムの階層は、メカ・E/Eシステムへ仕事を分配することが担当範囲となる)。各開発階層では、その階層の要求仕様に基づくアーキテクチャを構築し、その構成要素を洗い出す。構成要素にUSDMの“仕様”を割り当てられるように要求仕様の記載を詳細化していくことで、要求仕様とアーキテクチャの粒度を保った分配が可能となる(図10)。

また、起点となる最上位の“EPSシステム”に求められている要求の抽出を漏れなく重複なく行うことが、下位層の開発で実現すべき範囲を明確にし、構成要素個別の最適解ではなくシステム全体を見据えた最適解の導出を達成することにつながる。このいわゆる要求の網羅性確保はボトムアップアプローチでは達成できない(図11)。

このアプローチにより、以下のような効果が得られた。

- ・従来不明確だった上位階層の要求仕様を明確化することができた。
- ・その記載粒度、およびアーキテクチャとの対応関係を明確にすることができた。
- ・網羅的な要求抽出により、システム全体の最適解を検討することが可能となった。

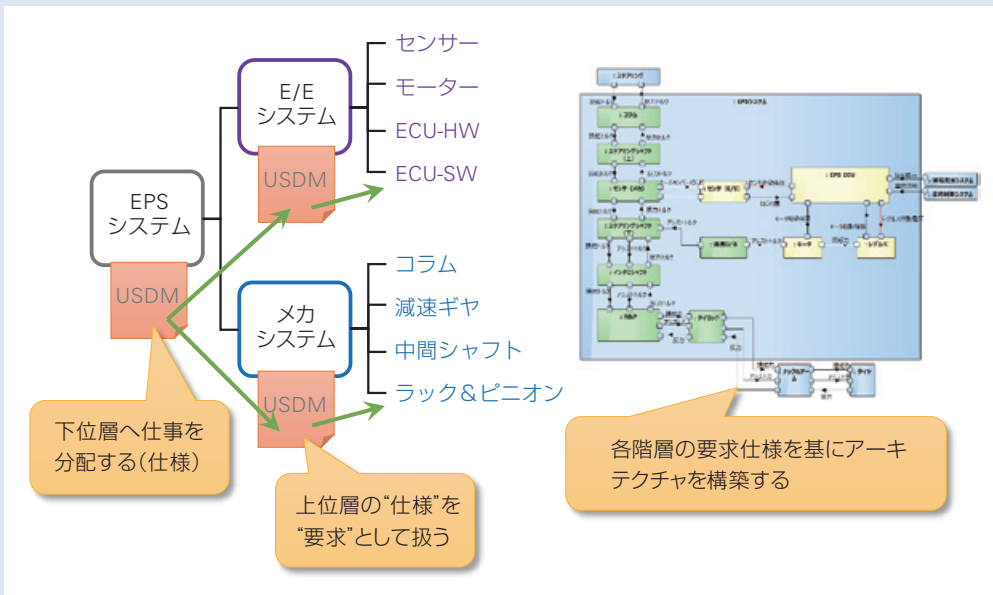
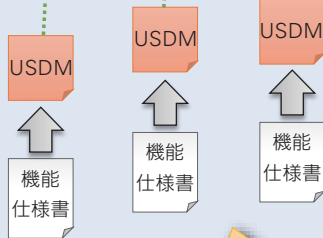
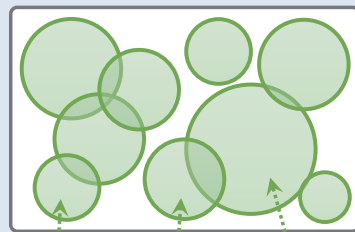
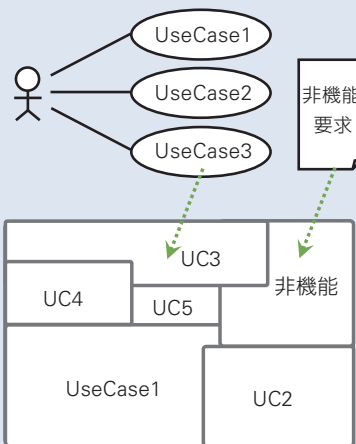


図 10 トップダウンアプローチによる段階的な要求仕様の分配
 Fig. 10 Distribution of step-wise requirements in a top-down approach

システムが実現している範囲全体



ボトムアップのみでは網羅性が確保できない



トップダウンで上位から要求を明確にする

図 11 要求の網羅性確保
 Fig. 11 Ensuring requirements are covered

4.2 共通・固有の見極めと表現

課題②:共通・固有の見極めと表現では、前節 4.1. のボトムアップアプローチの結果をベースとして、以下の手順で要求仕様を整理することで解決を図る(図 12)。

ここで、Step1 では USDM を用いて横並びさせることが可能であるが、Step2 で見出す共通・固有の表現をどのように行うかという点が課題として生じた。

この課題に対しては、USDM の記載を拡張する方法で表現することを検討した(図 13)。右端の●印の列が Step1 で行う各製品の横並びであり、ボトムアップでまとめられた要求仕様の記載がそれぞれどの製品に対応するのかを示す。これを俯瞰すると、全製品に共通するものなのか、ある製品に固有のものなのかという可変性が見出せる。

この取り組みにより、以下の効果が得られた。

- ・ 共通と固有を見出し、それを USDM の拡張で表現する方法を確立した。

- ・ これにより、コア資産としてカバーすべき範囲の検討に有益な情報をまとめることができた。

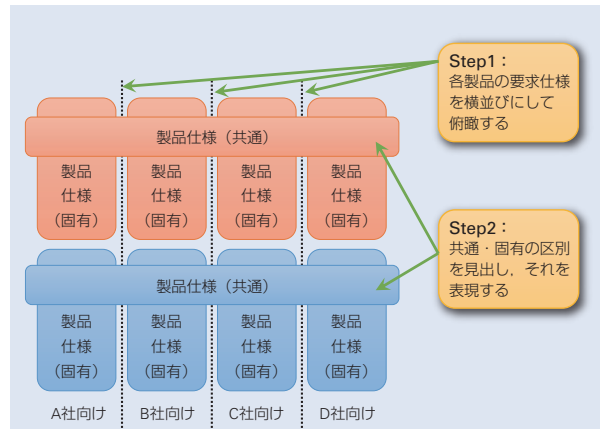


図 12 共通・固有・の区別と定義

Fig. 12 Definition of common or unique distinctions

				Step1: 製品の横並び			
				A	B	C	D
CAN 情報 取得	要求	Req010	パワーユニットECUから、CAN通信で情報を取得する。	●	●		●
		理由	情報はCAN通信により車両から提供されるため。	選択			
		説明	情報の詳細内容については、xxxxを参照のこと。				
		<バリエーション1>		●			
		Spe065	CANメッセージ“A”を取得する。	必須	●		
		<バリエーション2>		代替2		●	
		Spe066	CANメッセージ“B”を取得する。	必須		●	
		Spe067	受信できない場合は…	選択		●	
		<バリエーション3>		代替3			●
		Spe068	CANメッセージ“D”を取得する。	必須			●
		Spe069	受信できない場合は…	必須			●

図 13 USDM を用いた可変性の表現例

Fig. 13 Example representation of variability using USDM

5. 取り組み内容：PFDを用いた開発プロセス構築

5.1 階層的な開発プロセスの構築

課題③：階層的な開発プロセスの構築については、4.1.2でトップダウンアプローチを実施する際に、その実施手順をプロセスとして明確にすることを試みた。

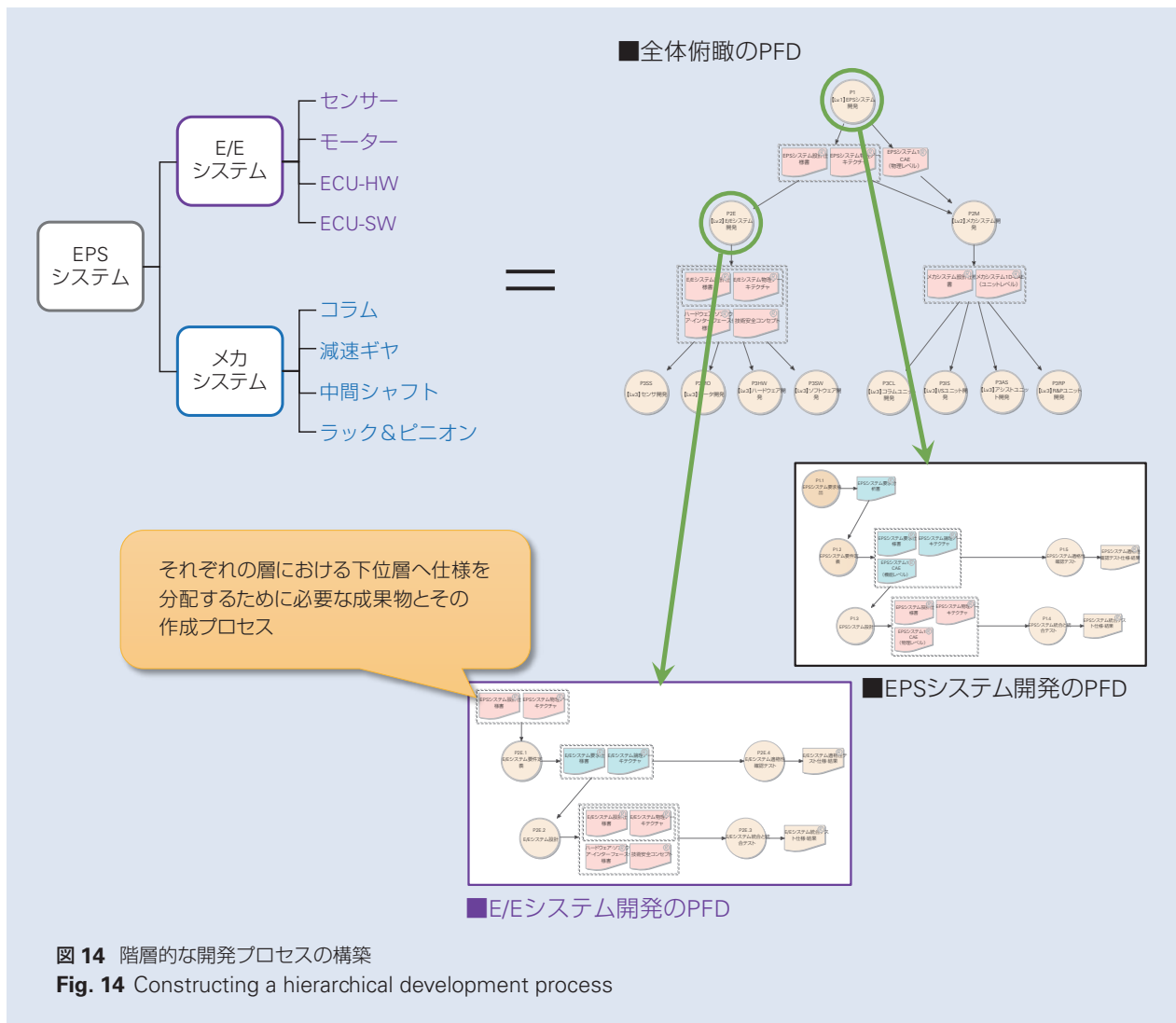
トップダウンで要求仕様をUSDMとしてまとめている際は、前述のように、各階層で要求仕様と対応関係が明確にされたアーキテクチャも見出していく必要がある。

ある層の一連の開発プロセスは下位層の開発プロセスへの入力成果物を構築するためのものであると捉え、システム開発全体のプロセスを概要レベルで俯瞰して表現することができる。PFDではプロセスを二重丸表記することで階層的に表現できるため、下位層の開発プロセスは、その階層化された表現を用いて

詳細化していく(図14)。

このように、開発プロセスをPFDで可視化することで、以下のような効果が得られた。

- ・ 業務内容の議論の活発化につながった
 “この成果物はここまで表現すれば下位層は困らない”, “このプロセスは成果物が煩雑なので分割すべき”, “機能安全対応はここで行う”, 等の議論がプロセスと成果物の連鎖表現により発想しやすい。
- ・ 矛盾している情報やリソースの認識が容易になった
 “このプロセスを実施するにはこういった知見を持つ人材が必要”, “このプロセスの対応は半年後で問題ない”, 等の制約条件にまつわる議論が容易に行える。
- ・ 関係者とのコミュニケーションが容易になった
 プロセスと成果物をフローで表現する方法がわかりやすく、事前知識のない上級管理職等の関係者との議論が容易になる。



5.2 コア資産を基にした開発プロセスの構築

前節 5.1 の活動でまとめたものは、成果物を新規作成するプロセスである。コア資産が作成できた“後”の運用として、A) 製品の新規開発、B) 製品の派生開発、C) コア資産の更新、といった開発が想定される。コア資産の新規作成も加え、全体のプロセスを検討した結果を図 15 に示す。

コア資産を用いた開発プロセスの可視化により、以下が明確となった。

A) 製品の新規開発プロセス

コア資産を基に、製品向けに派生開発することである。

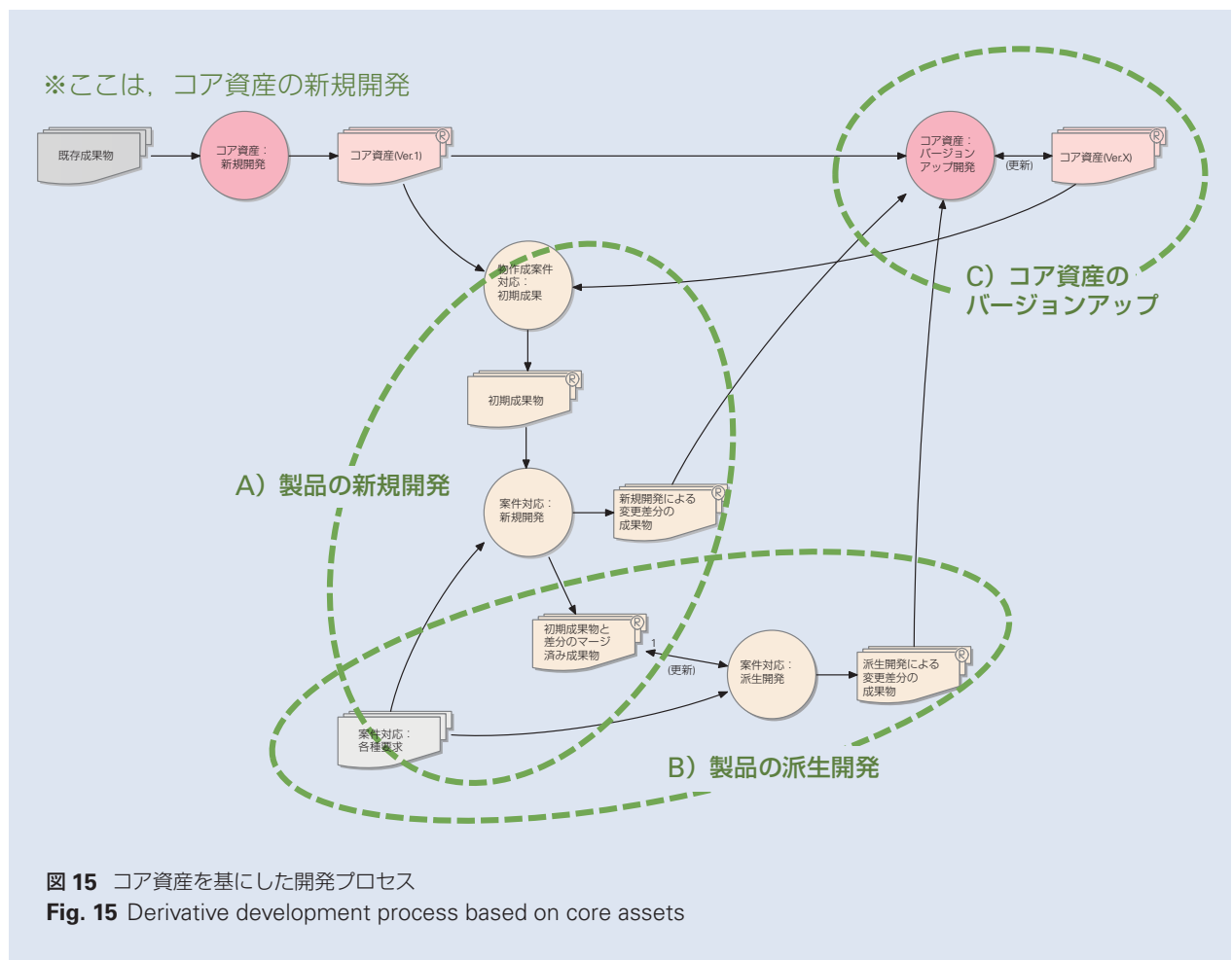
B) 製品の派生開発

A) によって新規開発された成果物を基に、派生開発することである。

C) コア資産の更新プロセス

A) や B) における差分情報をコア資産に対して適用していくこと。つまり、現コア資産を基に、派生開発によりバージョンアップすることである。

ここに挙げた 3 つのパターンは何れも何らかの派生開発として捉えられることが可視化できた。したがって、それぞれについて派生開発向けのプロセスである XDDP (eXtreme Derivative Development Process)²⁾等が適用できると考えている。



6. 今後の計画

本論文では、多様化・複雑化する市場環境で事業を継続させていくには、従来の開発スタイルから脱却し、システム全体の視点からトップダウンで段階的に開発を詳細化していくことの必要性を述べてきた。また、コア資産を確立し、それを基にした派生開発を行う“プロダクトライン型”開発への変革を目標に掲げ、その目標達成のための取り組み内容を述べてきた。

今後は、階層的な開発プロセスを定義し、それに則った成果物を構築していくことによって、開発プロセスの妥当性を検証しブラッシュアップを図っていく。また同時に、ソフトウェア開発を主として下位層からボトムアップで要求仕様やアーキテクチャをコア資産化する作業を進めていく。

この大きな2つの流れを合流させ、一連のシステム開発プロセスに則った成果物を構築できた後には、コア資産を基にした派生開発を、そのプロセス定義に則ってトライアル実施し、プロセスの妥当性検証およびブラッシュアップを図り、目指す姿への本格的な移行を計画している。

- 1) 清水吉男, “【改定第2版】【入門+実践】要求を仕様化する技術・表現する技術～仕様が書けていますか?”, (2010), 技術評論社.
- 2) 清水吉男, “「派生開発」を成功させるプロセス改善の技術と極意”, (2007), 技術評論社.
- 3) 清水吉男, “PFD (Process Flow Diagram)の書き方 第3版”, (2009), システムクリエイツ,
<http://soft-koha-hp.la.coocan.jp/process/PFDform3.pdf>.

コラムタイプ EPS ギヤボックス薄肉 軽量化技術

吉川 武文*, 小池 徹也*, 石井 貴之*



吉川 武文



小池 徹也

Weight Reduction of Column-Type EPS Through Gearbox Thinning

T. Kichikawa, T. Koike, T. Ishii



石井 貴之

NSK develops and produces electric power steering (EPS) systems that improve the fuel economy of automobiles and reduce their environmental impact. In recent years, calls for environmental conservation have intensified globally, making the reduction of CO₂ emissions through improved automobile fuel economy more important than ever.

Lowering weight, improving efficiency, and increasing output are some example methods for improving fuel efficiency through EPS systems. For this new development, we focused on reducing EPS weight through gearbox thinning. We reduced the weight of the gearbox housing by 20 % while satisfying required performance through a casting quality prediction method and a FEM analysis of the optimum design method.

- | | |
|---|---|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. はじめに 2. アルミギヤボックスの薄肉化による軽量化 3. 薄肉化に伴う設計留意点 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 断面積減少による構造的性質低下 3.2 湯流れ性低下による品質低下 3.3 ひげ巣の発生による品質低下 4. 鑄巣発生(従来品)の要因推定 | <ol style="list-style-type: none"> 5. 薄肉化形状の検討 <ol style="list-style-type: none"> 5.1 最適形状設計 5.2 鑄造品質予測 6. 結果および考察 <ol style="list-style-type: none"> 6.1 性能検証結果 6.2 鑄造品質分析結果および考察 7. 結論 |
|---|---|

1. はじめに

NSKでは、1980年代に電動パワーステアリング(EPS)の開発に着手した。EPSは、従来主流であった油圧パワーステアリングに比べ省エネルギーであり、作動油を使用しないなどの点からも地球環境に優しい製品である。1989年に軽自動車向けのピニオンタイプEPSを世界で初めて量産し、翌1990年には同じく軽自動車向けコラムタイプEPSの生産を開始した。以降、小型・高出力・高機能なEPSを開発し、

搭載可能な車種を拡大させてきた。現在では、ハイブリッドカーや電気自動車など、最先端の車種へも適用させている。

近年では、世界的に地球環境保全強化のために、CO₂排出をより一層抑制する動きが高まっている。特に、欧州ではEuro6など排ガス規制強化が始まっている。このような情勢を背景に自動車用EPSの役割は重要性を増してきている。

* ステアリング R&D センター ユニット開発部

NSKでは高環境性能化を狙い、軽量、コンパクトで省燃費に貢献すべく、2016年1月に従来比約13%の軽量化(2015年度 当社調べ)を達成した“世界最軽量の電動パワーステアリング”を開発し、発表した¹⁾。(図1)

本報では、上述開発の取り組みの一つである“コラムタイプEPSギヤボックス薄肉軽量化”、特にアルミ鋳造品質に着目して報告する。

2. アルミギヤボックスの薄肉化による軽量化

NSKのコラムタイプEPSシステムの中で、最も大きな重量割合を占めているのがギヤボックス筐体である(図2)。そこで、本開発では、ギヤボックス筐体に焦点を当て軽量化することとした。

軽量化の手段としては、低比重材(マグネシウム、樹脂など)への置換、または製品の薄肉化などが考えられる。単純に、軽量化率で考えるならば、材料置換が最も効果大きい。しかし、樹脂などはアルミニウムに比べ、材料的には強度、剛性が大きく劣るため、単純な置換では減速機ユニットの性能を満足することは難しい。そのため、他部品も含めたユニットの全体の最適構造設計を行う必要がある。

一方でアルミ薄肉化による軽量化は、これまでの設計知見を生かし、ギヤボックス単体の最適設計を行うことで対応可能なため、材料変更比べ短期間での開発が可能である。ただし、設計的には材料強度への依存度が高くなるため、従来以上に鋳造品質に配慮する必要がある。

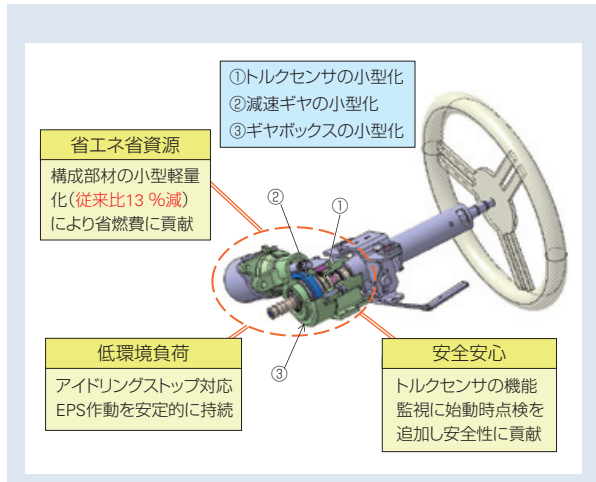


図1 世界最軽量チルト機構付きコラムタイプEPS¹⁾
Fig. 1 The world's lightest column-type EPS system equipped with a tilt mechanism¹⁾

Separate parts type		Weight(%)
Upper Column	Housing	9%
	Shaft hollow	9%
	Tilt BRKT	13%
	Tilt Lever	2%
Colum-type EPS	Inner Column	7%
	etc	10%
	G/Box	19%
Reduction Gear	Worm Wheel	5%
	T-sensor Shaft	7%
	W/W Shaft	6%
	Worm	9%
	Sensor, etc	5%

100% ⇒ Without ECU & MOTOR

図2 コラムタイプEPS 部位別重量割合
Fig. 2 Column-type EPS weight ratio by part

材料強度に影響する品質因子で、特に影響があるのは鑄巣である。図3に市場に流通しているコラムタイプEPS用ギヤボックスの鑄巣含有率（製品に対する鑄巣量の割合）のベンチマーク結果を示す。この結果から、NSK品は他社品に比べ、鑄巣含有率のバラつきが大きく、かつ、上限が若干大きい傾向がある。これは、NSKでは、強度、剛性に余裕をもたせた設計を行っているため、肉厚になってしまい、鑄巣の一つであるひげ巣が発生したと推測される。

図3で示した鑄巣含有率は強度上問題となるレベルではないが、鑄造プロセスを考慮した設計をすることでひげ巣を減少させることができると考えられるため、本開発では、薄肉化により軽量化を図ると同時に、鑄造品質の向上も実現する。

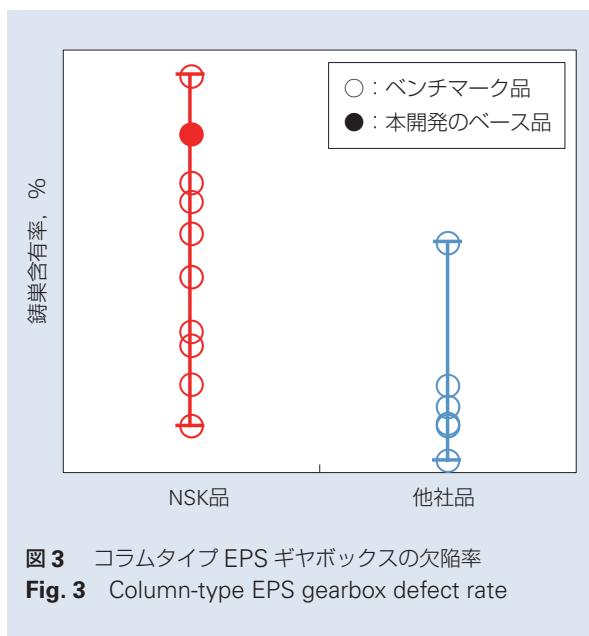


図3 コラムタイプEPSギヤボックスの欠陥率
Fig. 3 Column-type EPS gearbox defect rate

3. 薄肉化に伴う設計留意点

アルミダカスト製品を薄肉化する場合、製品性能と製造（鑄造）の観点でそれぞれ留意する点がある。以下に各留意点の詳細を示す。

3.1 断面積減少による構造的性質の低下

薄肉化によって断面積が減少することで、構造的性質（強度、剛性）が低下し、ギヤボックスに要求される性能が満たせなくなる可能性がある。

3.2 湯流れ性低下による品質低下

薄肉化によって湯道が狭くなり、充填時に溶湯が冷却されやすくなる。それにより、湯流れ性が低下する恐れがある。湯流れ性の低下は、湯じわ、湯境、未充填、ガス巻き込みなどの湯流れ欠陥の要因となり、品質が低下しやすくなる。これらの欠陥は、充填中の溶湯温度低下による固相率の上昇、キャビティ内の空気の圧縮による背圧などによって発生する。これらの対策としては、次のことが考えられる。

①溶湯が凝固開始する前に充填を完了させる。

②キャビティ内の空気をできる限り排気する。

①に対しては、許容充填時間を一般的に提唱されている鑄造検討式より算出し、それ以下の短い時間で充填が可能な鑄造方案の設計と、適切な射出速度設定を行う方法が考えられる²⁾。②に対しては、金型内のエアと溶湯が安定して置き換えられるような方案、適切な射出速度切替位置を設定する。などの方法が考えられる。

3.3 ひげ巣の発生による品質低下

ひげ巣は厚肉の製品で比較的発生しやすい問題である。製品全体が均一に薄肉化可能であれば改善の期待ができるが、製品の強度、剛性確保の観点から、部位毎に適切な肉厚を設定するため、肉厚差が生じやすくなる。そのため、薄肉部が先に凝固し、厚肉部への溶湯が十分に補給できず、ひげ巣の発生に繋がる恐れがある。この対策として、鑄造条件の適正化に加えて、肉厚差を減らす（厚肉部から薄肉部への急激な変化を避ける）等が考えられる。

4. 鑄巣発生(従来品)の要因推定

薄肉化形状設計を行う前に、従来品の鑄巣状態および鑄巣の発生要因の推定を行った。

図4に従来品のギヤボックス内部の鑄巣状態の分析結果を示す。本分析は、X線CT三次元測定機と三次元画像処理ソフトを用いている。CT画像の灰色の部分はアルミダカストの部分であり、青色で示しているのが鑄巣になる。本結果から、鑄巣発生位置の確認ができた。しかし、鑄巣が何に起因するかを判断するのは難しいため、鑄造シミュレーションを活用して、要因分析を行った。

鑄造シミュレーションにより予測した鑄巣分布を図5に示す。図の橙色の部分が高確率の鑄巣発生部位となる。本結果は、CT分析結果とほぼ同じ傾向があることから、鑄造品質を予測する手法として妥当である。ただし、本予測結果はひげとガス巻き混みに起因する鑄巣も統合して出力しているため、要因分析としては不十分である。そこで、充填完了時のガス巻き込み分布を予測シミュレートし、鑄巣分布と比較することで、鑄巣の発生要因の切り分けを行った。図6にガス巻き分布状態を示す。暖色であるほどガス巻き込み量が多い。

両予測結果から、図5の鑄巣分布の左側の鑄巣はひげ巣が大きな割合を占めており、右側の鑄巣はガス巻き込み巣が大きく割合を占めていると推測される。

上記ひげ巣の原因は製品形状の関係で局部的に厚肉になっているためと考えられ、ガス巻き込み巣の原因は、本位置が最終充填部に近く、充填過程で巻き込んだガスが集まったと考えられる。

これらの結果から、ひげ巣を抑制する形状設計と充填過程のガス巻き込みを抑制する方案設計および鑄造条件を薄肉化設計では検討した。



図5 鑄造シミュレーションによる鑄巣分布(従来品)
Fig. 5 Casting simulation of porosity distribution (conventional product)

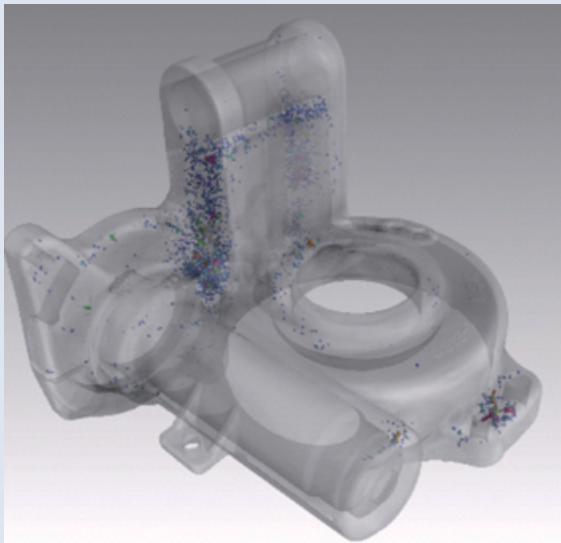


図4 X線CTによる鑄巣分布(従来品)
Fig. 4 X-ray CT of porosity distribution (conventional product)

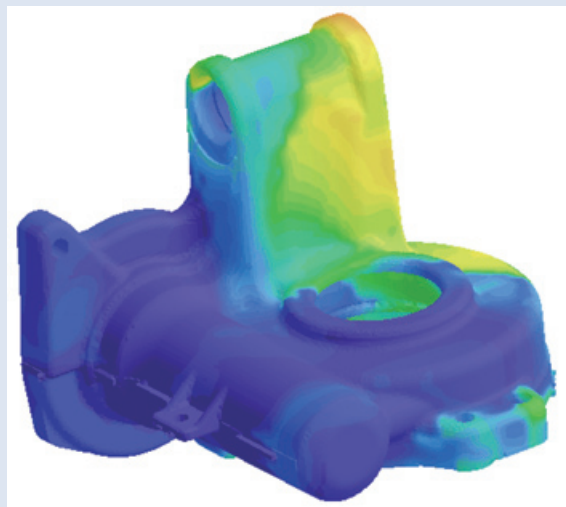


図6 充填完了時のガス巻き込み分布(従来品)
Fig. 6 Distribution of gas entrainment at completion of filling (conventional product)

5. 薄肉化形状の検討

薄肉化による軽量化の効果を確認するため、NSKの従来品をベースに薄肉化の設計・鋳造検討を行った。以下、薄肉品を開発品と呼ぶ。

5.1 最適形状設計

従来品を薄肉化しただけでは、ギヤボックスに要求される性能を満足することができない。その対策として、リブの追加、一部肉厚を増加させる等がある。しかし、これらは前章でも述べたように適切な設計を行わなければ、ひげ巣を発生させる原因につながる。そこで、本開発品は、急激な断面積変化の抑制と、湯流れに配慮したリブ設計を行った。

本報では、最適形状設計の詳細検討内容を割愛するが、衝突荷重（コラム曲げ方向入力、衝撃入力）、EPS 作動などについて、FEM を活用し、応力を分散させる形状を検討した。これにより、筐体形状を最適化し、成立させている。FEM 解析結果の一例を図 7 に示す。これらの結果から従来品より 20%軽量化した形状を決定した。

5.2 鋳造品質予測

鋳造品質予測の手順として、まず、上述で決定した形状が凝固開始前に充填完了できることを鋳造検討式から判断した。この際、エアが乱流しにくい鋳造条件の算出を行っている。

ただし、鋳造検討式だけでは、実際にキャビティ内にどの程度のガスが残留しているか、または、湯じわ、湯境等の湯流れ欠陥が発生するかを判断するのは難しい。また、ひげ巣に関しても形状設計の際に配慮はし

ているが、その効果は未確認である。そこで、鋳造シミュレーションソフトを活用し、鋳巣分布（ひげ巣の影響、ガス巻き込み巣の影響）、湯流れ欠陥を予測した。

5.2.1 鋳巣分布シミュレーション

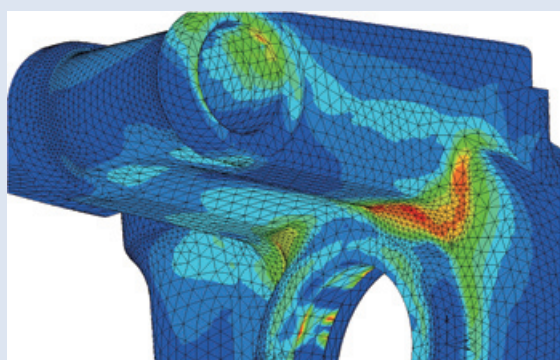
まず、ガス巻き込みを極力抑制可能な方案、鋳造条件を検討した。

方案は、鋳造としては最も基本的な考え方である各ゲートから溶湯が製品内へ同時に充填開始される方案 A と充填時間を極力短縮するように工夫したサブランナー付き方案 B を設定した。それぞれの方案の長所と短所を示す。

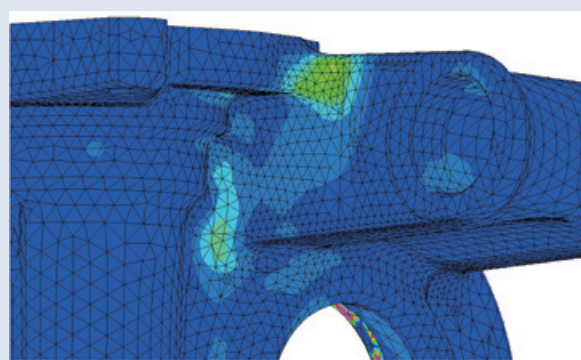
方案 A は製品に溶湯が同時に充填開始されるように設計されているため乱流が生じにくい、ゲート配置の制約が大きくゲート断面積を確保するのが難しいため、充填時間の短縮は難しい。方案 B は充填時間を短縮することができるが、ゲート毎に充填時間差があるため乱流が発生する可能性がある。

上記方案に対し、ガス巻き込み予測を行った。その結果を図 8 に示す。暖色であるほどガス巻き込み量が多い。この図から同時充填する方案 A のガス巻き込み分布に比べ、サブランナー付きの方案 B は充填遅れが発生し、製品に充填された際、乱流が起き、ガスが巻き込まれやすいことが確認された。そこで、本開発では同時充填可能な方案を採用した。

品質を良くするためには、充填開始時にガス巻き込みを抑制し、さらにそれが製品内に残りにくいことが重要であるため、充填完了時のガス巻き込み状態をシミュレートし、最適な射出速度とゲート配置の調整を検討した。ガス巻き込み量の判断は、従来品を基準とした。



(a) 衝突荷重（コラム曲げ方向入力）



(b) EPS 作動負荷（左回転）

図 7 FEM 解析結果

Fig. 7 FEM analysis results

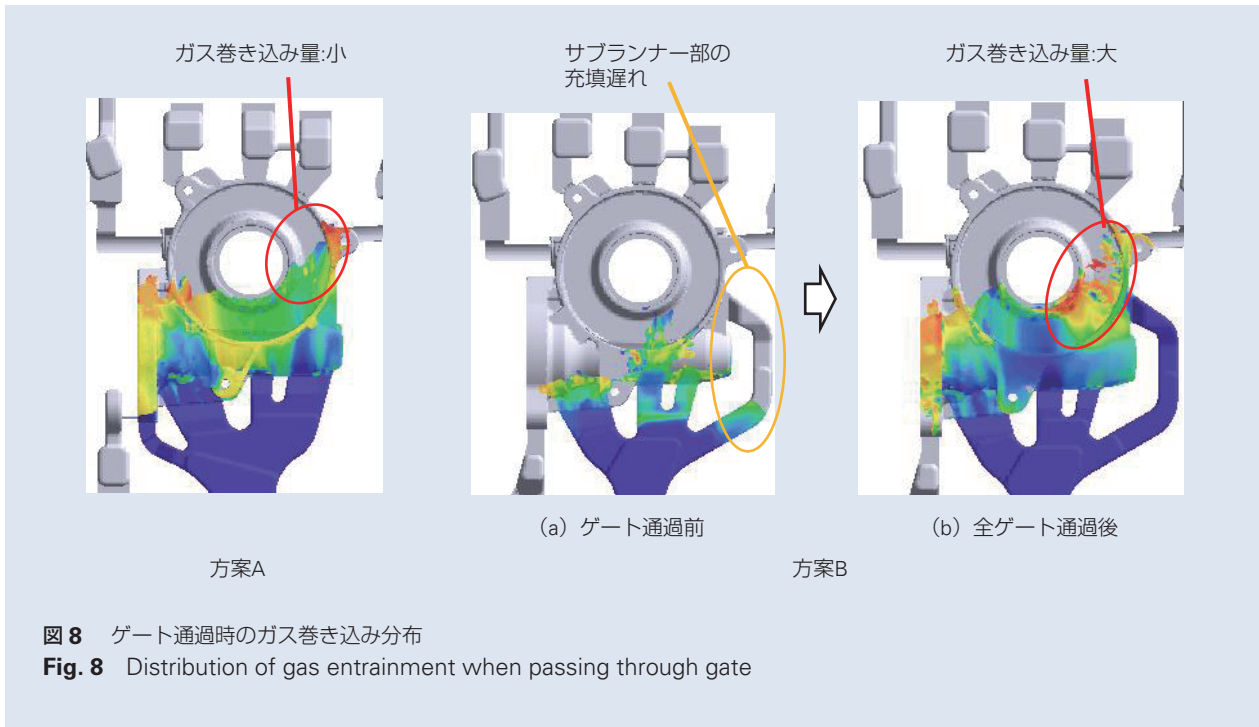
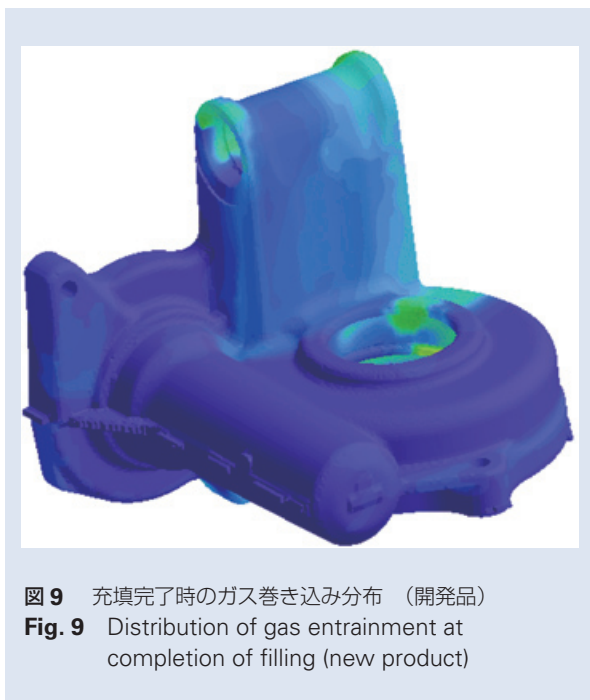


図9にガス巻き込み分布シミュレート結果を示す。従来品の同シミュレーション結果(図6)との比較から、開発品は従来品に比べガス巻き込み量が少なく、また、分布的にも範囲は減少していることがわかる。

図10に上記方案および鑄造条件における鑄巣分布シミュレート結果を示す。従来品の同シミュレーション結果(図5)との比較から、従来品でガス巻き込み巢の影響が大きいと推測された箇所の鑄巣が減少していることがわかる。



また、ひげ巣の影響が大きいと推測された箇所の鑄巣も減少していることから、形状検討の際の抑制方法も効果があったことがわかる。

このように、ガス巻き込みに配慮した方案および鑄造条件、そして、最適な形状設計を行うことで開発品は従来品と同等以上の品質を有すると予測した。

5.2.2 湯流れ欠陥シミュレーション

湯境、湯じわなどの湯流れ欠陥の発生は、充填完了時に製品中に固相温度以下、あるいはそれに近い温度状態の部位が存在することが原因である。図 3 で示した従来品（本開発のベース品）でも、湯じわ、湯境等の兆候は確認されていない。しかし、本開発では薄肉化により湯流れ欠陥が発生する可能性があるため、方案、鑄造条件の調整を行い、対策を行っている。これらの取り組みによる効果は、充填完了時の温度をシミュレートすることで判断した。判断方法としては、充填完了時の製品温度がアルミダイカスト ADC12 の凝固温度 582℃ 以上であることとした³⁾。図 11 に充填完了時の温度シミュレート結果を示す。暖色であるほど、温度が高く、下限値である凝固温度 582℃ 以下は青く表示される。シミュレート結果から、充填完了時点で製品内温度は凝固温度以上になっていることが確認できる。これにより、湯境、湯じわなどの欠陥は発生しないと判断した。



図 11 充填完了時の温度分布

Fig. 11 Temperature distribution at completion of filling

6. 結果および考察

6.1 鑄造品質分析結果および考察

前章で検討した方案・鑄造条件に従い、試作したギヤボックス内の鑄巣状態の分析を行った。図 12 に X 線 CT 鑄巣分布分析結果を示す。また、分析から得られた鑄巣含有率および最大鑄巣サイズの従来品との相対比較結果を図 13 に示す。

CT 画像と鑄巣含有率の結果から、開発品は従来品に比べ鑄巣含有率は 84 % 減少、最大鑄巣サイズは 88 % 減少したことを確認した。また、本開発品の鑄巣含有率は、これまでの NSK 製品と比べても非常に低い位置にあり、品質に関しても大きな改善ができたと考えられる。

鑄造シミュレーションの活用により、従来品以上の鑄造品質の実現は可能であることが確認され、本開発品は薄肉化しても品質的に問題ないことが証明された。

6.2 性能検証結果

開発品の性能検証は社内規格に従い行った。検証方法、検証結果の詳細内容は割愛するが、表 1 に示すように、開発品は最適設計により、強度、剛性ともに社内規格を満足した。

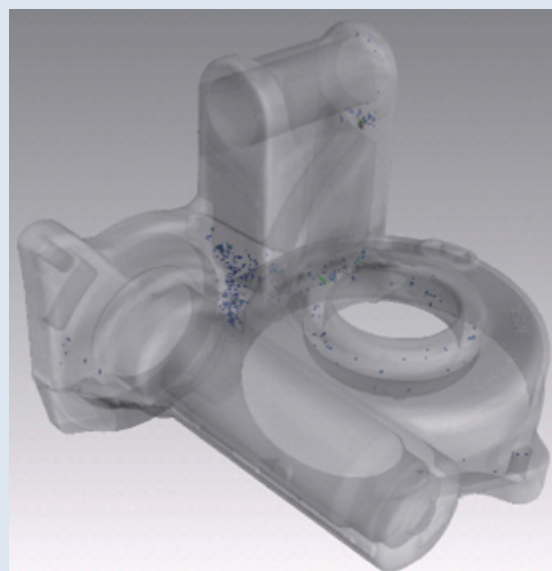


図 12 X 線 CT による鑄巣分布（開発品）

Fig. 12 X-ray CT of porosity distribution (new product)

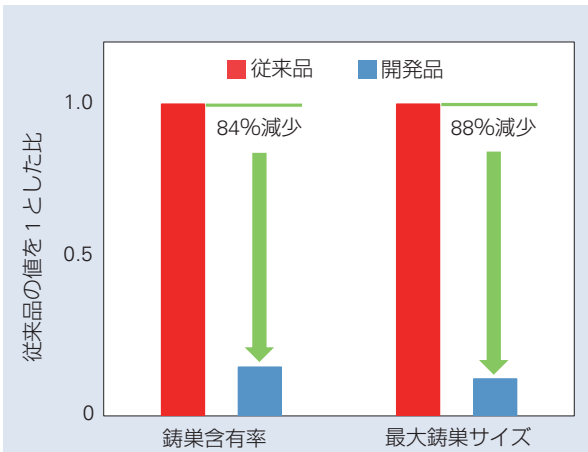


図 13 鋳巣含有率と最大鋳巣サイズの相対比較結果
 Fig. 13 Relative comparison of porosity content rate and maximum porosity size

7. 結論

従来品に比べ 20 %の軽量化を図りつつ、性能を満足し、かつ、これまで以上の鋳造品質になる製品開発を行った。今後は本開発で得られた手法を他のアルミダイカスト部品（コラムハウジング、ラックハウジング）にも展開し、EPS 全体の軽量化を進める。

参考文献

- 1) “世界最軽量の電動パワーステアリング”, NSK Technical Journal, 689 (2017) 76-77.
- 2) 西直美, “ダイカストにおける鋳造欠陥改善法”, 2016 能力開発セミナー Z0221, (2016) IV章, 独立行政法人 高齢・障害・求職者雇用支援機構 高度職業能力開発促進センター.
- 3) 西直美, “絵とき ダイカスト 基礎のきそ”, (2015) 19, 日刊工業新聞社.

表 1 性能検証結果

Table 1 Performance verification results

性能検討項目		結果
衝突強度	衝撃強度試験	○
	コラム曲げ試験	○
耐久強度	トルク作動耐久試験	○
	コラム曲げ耐久試験	○
ハンドル支持剛性	コラム曲げ剛性	○
ベアリング支持剛性	噛み合い剛性	○

ハブユニット軸受の最新動向



坂口 尚*

坂口 尚

Recent Technical Trends in Hub Unit Bearings

T. Sakaguchi

In recent years, environmental regulations regarding CO₂ emissions and fuel consumption have spread across the world, causing increased requests for low friction in bearings and weight reduction in particular. Challengingly, hub unit bearings require reliability that does not fail even in harsh environments. In terms of reliability design, the application of water-resistant grease and high-reliability seals reduces market risk in emerging countries where operating conditions are more severe. A 29 % reduction in friction has been achieved by incorporating highly functional grease and devising an enhanced seal design.

In addition, transitional responsiveness has become increasingly required for handling stability in recent years. Finding correlations in not only bench tests but also actual vehicle tests will be required in future efforts.

1. はじめに
2. 高信頼性設計への取組み
 - 2.1 ハブユニット軸受の機能
 - 2.2 高信頼性シールの適用
 - 2.3 グリースによる耐水性向上
3. 低フリクション化技術
 - 3.1 ハブユニット軸受の低フリクション化技術
 - 3.2 軸受内部フリクションの低減
 - 3.3 シールフリクションの低減
4. 軽量化技術
5. 高剛性(応答性向上)
6. おわりに

1. はじめに

近年、大気汚染や地球温暖化をはじめとする地球環境問題に対し、CO₂ 排出量削減や燃費の改善が自動車産業にとって大きな課題となっている。これらの課題に対応するため、各国で環境規制が強化されている。これに対し、NSK ではハブユニット軸受のフリクション低減や軽量化に取り組んでいる。

また、次世代エコカーの標準仕様として、EV（電気自動車）化も近年急速に普及が進んでいる。EV は、モーターで駆動するため、航続距離が現状の課題として取上げられている。航続距離の改善には、いかに電費を稼ぐかが重要であり、一つの手法として回生ブ

レーキがある。回生ブレーキは減速時にモーターを発電機として利用する構造で、タイヤの回転エネルギーを電気エネルギーに変換し、その発生した電気エネルギーを再利用する手法である。従来は、加速あるいは低速走行時のハブユニット軸受のフリクションがエネルギーロスとして着目されていたが、回生ブレーキの登場で減速時の影響因子としても、ハブユニット軸受のフリクションがさらに重要視されるようになってきた。

一方、操縦安定性に関しても車体剛性 UP に伴いハブユニット軸受への寄与度が上昇している。ドライバの意思通りに操縦できる性能として、ハンドルを切っ

* パワートレイン軸受技術センター シヤシ軸受技術部

た時の応答性，操舵感，剛性感と併せて，近年は自動運転制御を想定した過渡応答性も重要視されつつある。ハブユニット軸受には，高剛性及び過渡的な剛性の考慮など高度な要求に対応することが必要になってきている。

自動車の生産量はグローバルで拡大し続けており，特に新興国市場での需要拡大が著しい。新興国は，インフラ整備が十分でなく，未舗装の道路も多く過酷な環境で使用されるため，ハブユニット軸受には泥水環境に対しロバスト性がある高信頼性設計が求められる。

図1にハブユニット軸受に要求される機能を示す。本稿では，設計要素技術となる高信頼性及び低フリクション化，軽量化，高剛性(応答性向上)の最近の取組みについて解説する。

2. 高信頼性設計への取組み

2.1 ハブユニット軸受の機能

図2に示すように，ハブユニット軸受は自動車の車輪(タイヤ，ホイール)を支え，回転する役割を担う。

車体を支える軸受であり，破損すると事故に直結する可能性もある為，高い信頼性が求められる。

新興国市場においては，前節で紹介したように使用環境が原因となった異音トラブルが多い。不具合原因については地域によって傾向が異なるがロシアや東南アジア諸国では軸受内部に水が浸入することによるはく離が他地域に比べて圧倒的に多い。

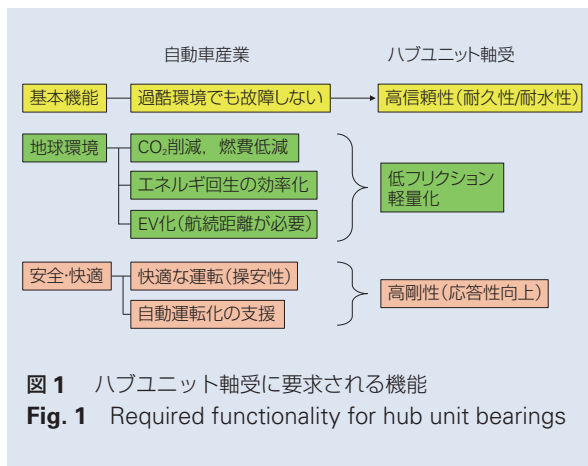


図1 ハブユニット軸受に要求される機能
Fig. 1 Required functionality for hub unit bearings

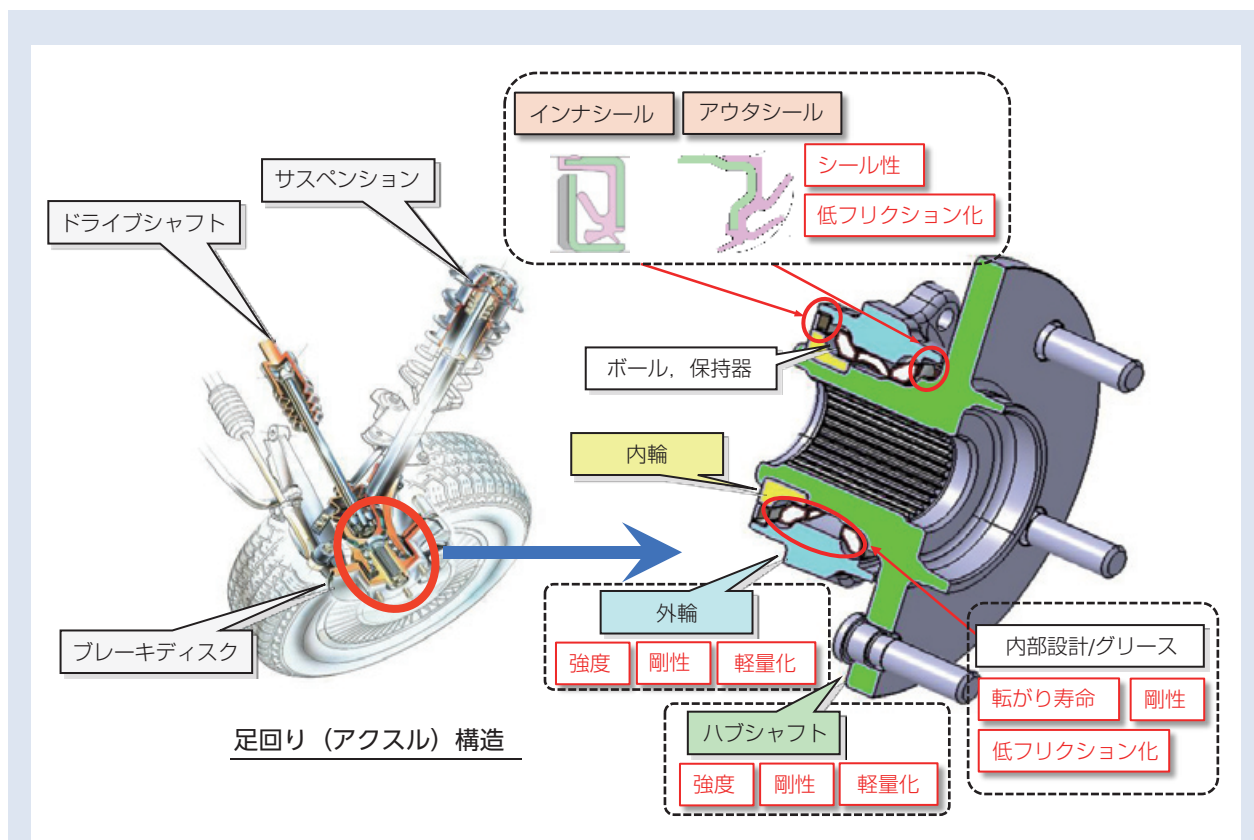


図2 構成部品と要求機能
Fig. 2 Components and functional requirements

図3にロシア市場からの軸受返却品のシールリップの状況を示すが、シールリップ間に大量の泥が詰まるケースが多い。冬に道路が凍結するため融雪剤がまかれ、それが泥と混ざりあってシールリップ間に入り込みシールリップの追従性が低下した結果、軸受内部に水浸入している。一方、中国市場においては、水浸入による不具合が少なく衝撃荷重による圧痕起因の不具合が多い。

この新興国市場特有の不具合事象について対策手法は大きく2つに分かれる。中国市場のように、圧痕起因の不具合が多い地域については、過大入力荷重下での耐久性を向上する為の軸受キャパシティの選定が最も重要となる。ロシアや東南アジア諸国のように、水浸入起因の不具合が多い市場においては、シールの改善により泥水のアタックを抑制し、それでも不十分である場合はグリースの耐水性自体を向上させ、微量の水浸入を無害化する技術を市場に投入している。これらのグリースとシールに関する設計技術を次節に解説する。

2.2 高信頼性シールの適用

図4に高信頼性シールの設計コンセプトを示す。高

信頼性シールの構造は、リップ摺動環境を良好に保つため泥塩水の入り口側またはリップ摺動部から遠いところにサブリップまたはラビリンスリップを設けシール性能を向上させた仕様である。アウターシールについては回転輪に底付きのラビリンスリップを設けることでリップの動きを阻害する泥自体の浸入を防ぎ、内部の摺動環境を良好に保つ。インナーシールについては、泥塩水が溜まるスペースを小さくして泥を溜まりにくくすることによりリップの追従性を遅延化させる。

シール性を向上させるにはリップの枚数を増やすあるいは、リップ/摺動面間の接触面圧を上げるという手法が一般的である。しかしながら、この手法ではシールフリクションが増加する結果となり、近年の低フリクション化に逆らった仕様となり採用が困難である。従って、高信頼性シールについてはFEM解析によりリップ面圧分布の最適化を行い全リップのトータル反力を調整することにより、ラビリンス構造によるフリクション増加を極力低減している。アウターシール、インナーシールとも既に市場へ投入済みであり、特に新興国で市場効果が認められている。

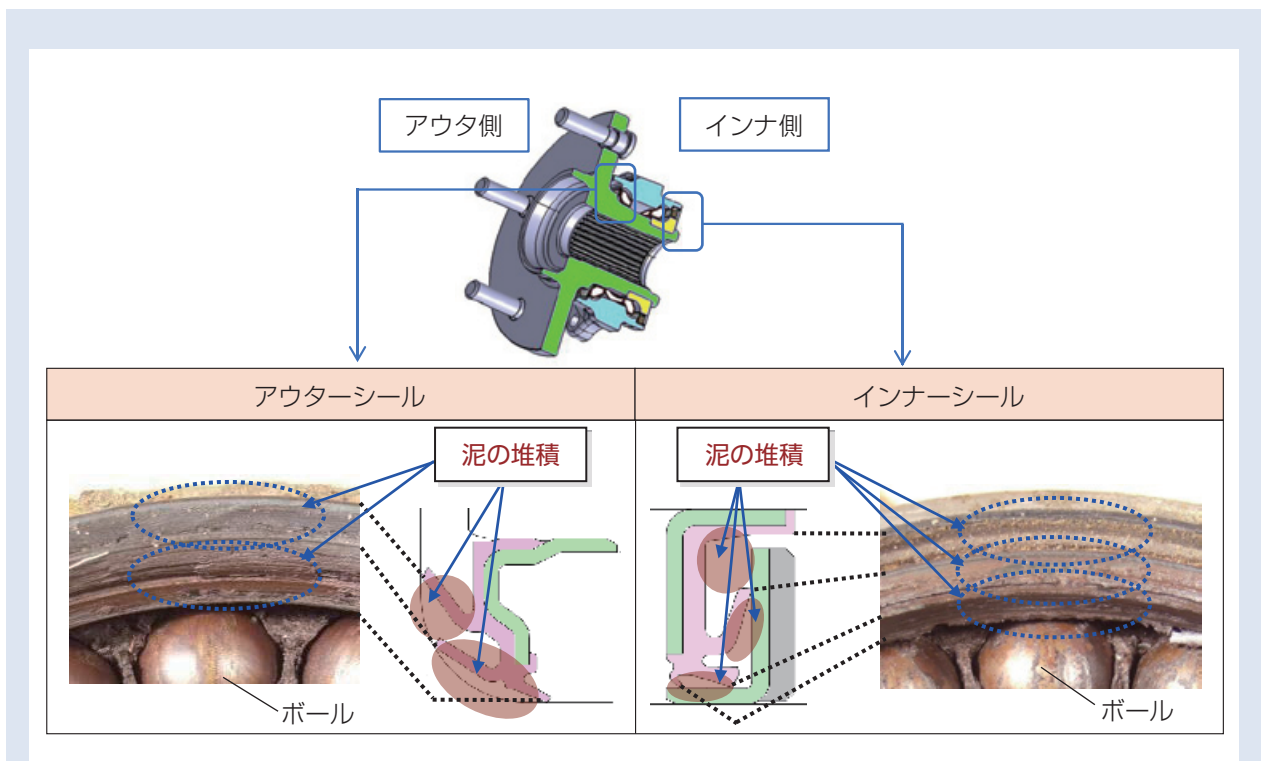


図3 シール間の泥詰り（ロシア市場）²⁾

Fig. 3 Clogged mud between seals (Russian market)²⁾

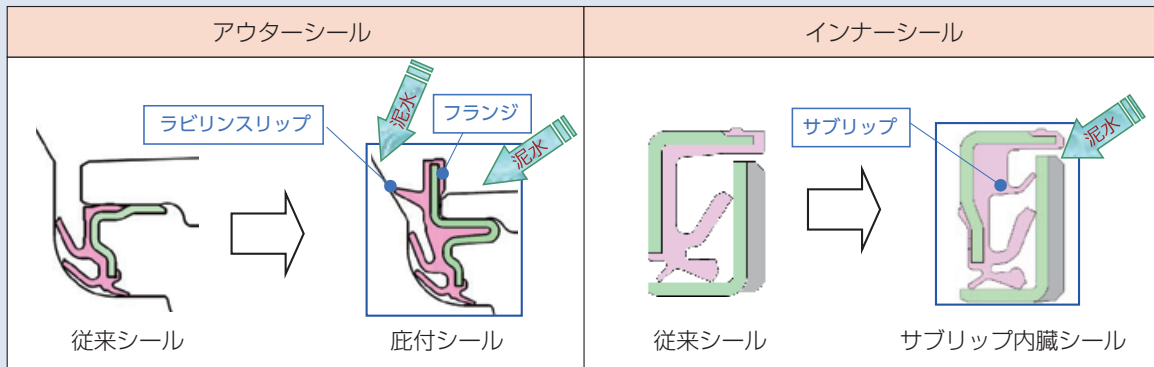


図4 高信頼性シールコンセプト²⁾
 Fig. 4 Concept of a high-reliability seal²⁾

2.3 グリースによる耐水性向上

高信頼性シールによる耐水性向上の効果は認められるが、それでも水浸入をゼロにすることは困難で、微量の水が軸受内部に浸入することがある。軸受内のグリースに水が混入すると、図5に示すようにグリース中に微細な粒子状となって分散する。それがグリースと共に接触面に浸入すると、グリースによる潤滑膜が形成されにくくなり、軌道面とボールが金属接触して、摩擦や微小クラックが発生しはく離に至る。

そこで、微量の水浸入を無害化できる技術として耐水グリースを開発し、市場へ投入した。

開発グリースの効果は図6に示すように大きく2つの作用からなる。1つは添加剤の種類と量を調整することで、水を大きな粒としてグリース中に分離し、接触面へ近づきにくくしている。もう1つは、添加剤の配合技術を工夫することで、従来グリースよりも厚い酸化膜を早期に軌道面に形成し、水と金属の接触を抑制することを可能にしている。

実際に図6に示す通り、ハブユニット軸受を使った水混入下での加速試験において、耐水グリースのはく離寿命の改善効果が確認されている。

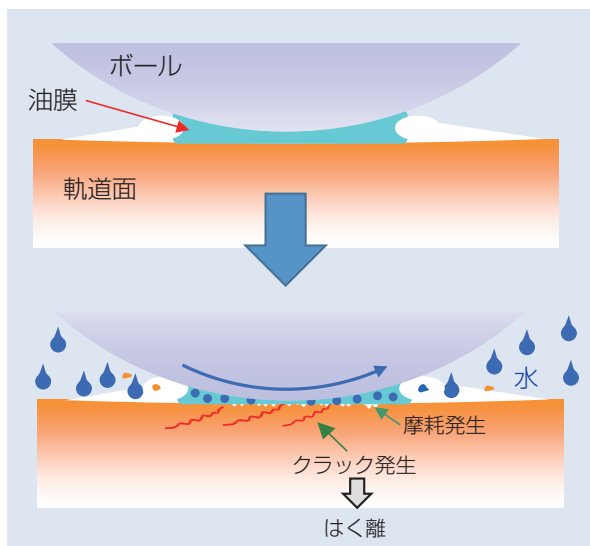
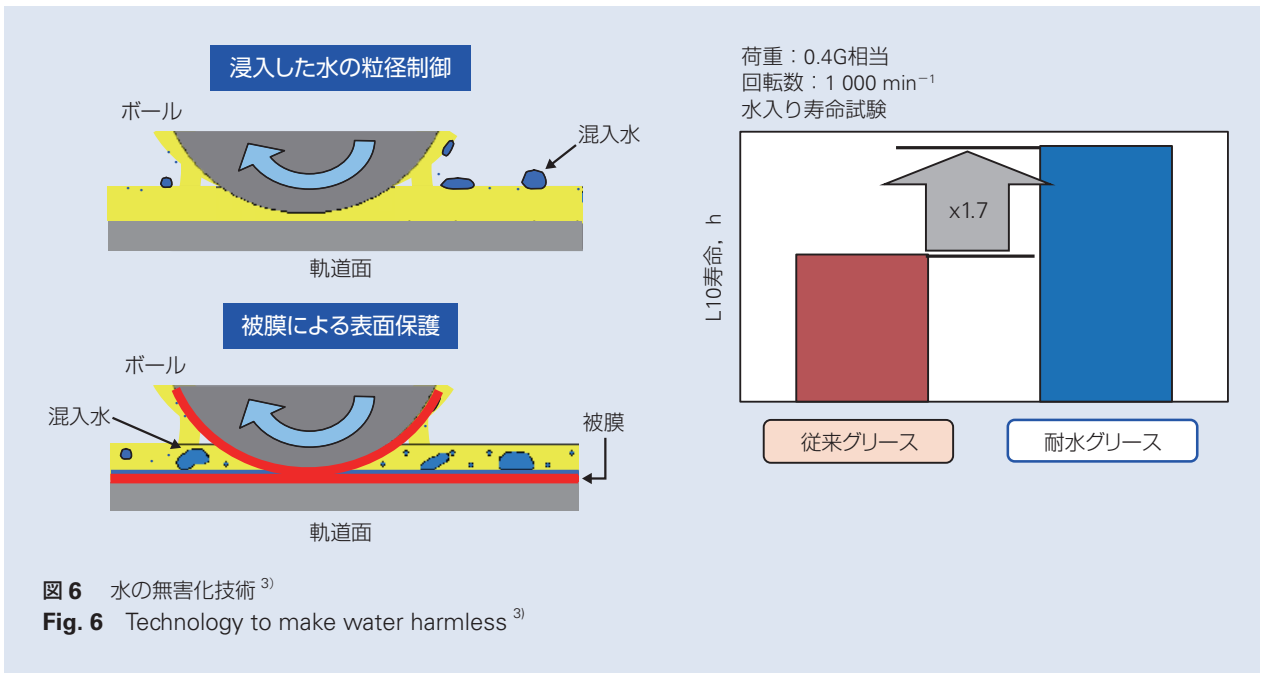


図5 水混入で考えられる不具合事象³⁾
 Fig. 5 Failure mode by considering water ingress³⁾



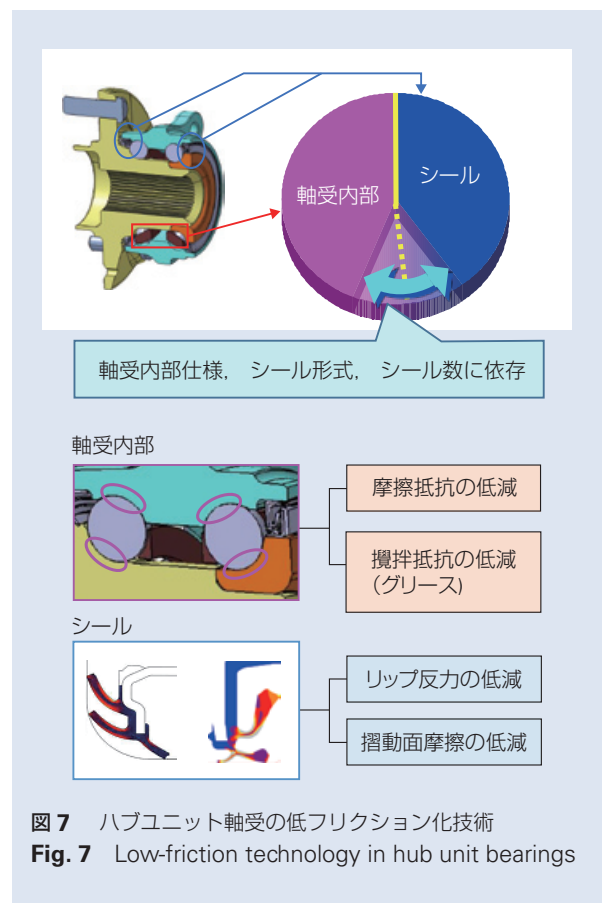
3. 低フリクション化技術

3.1 ハブユニット軸受の低フリクション化技術

図 7 に近年のハブユニット軸受の低フリクション化への取組みをまとめた。ハブユニット軸受のフリクションは、軸受内部とシールの 2 つの要素に分けて考えることができる。軸受内部のフリクションは、予圧や使用条件によって変化し、シールのフリクションもその数やリップの設計によって変化するが、両者の寄与度はおおむね 50 % ずつである。

軸受内部のフリクションの低減には、内部設計の最適化や、グリースの基油動粘度を低減し、摩擦抵抗を低減する方法が有効である。NSK では、玉径、軌道溝半径、予圧等の内部仕様を最適化することにより従来比で 10 % のフリクション低減を実現している。もう 1 つのグリースの基油動粘度を低減する手法に関しては、3.2 項で詳細を解説するが、上記 2 つの手法を組合せることにより内部フリクションを従来比で 25 % 低減することが可能となる。

シールの低フリクション化については、リップ形状の最適化による反力の低減と摺動面摩擦の低減が効果的である。リップ形状の最適化については、シールの低フリクション化と高い泥水耐久性の両立を設計段階で検証できるように FEM で最適化を行っている¹⁾。リップ



ブ形状の最適化を行うことにより従来比で約 20 % のフリクション低減が可能となる。摺動面摩擦の低減については 3.3 項で詳細を解説するが、上記 2 つの組合せで 31 % のシールの低フリクション化が可能となる。

軸受内部とシールの低フリクション化アイテムを適用すると図 8 に示すように、ハブユニット軸受として 29 % のフリクション低減を見込むことができる。

3.2 軸受内部フリクションの低減

一般的に転がり軸受における内部フリクションは摩擦抵抗と攪拌抵抗の和で表すことができる(図 9)。摩擦抵抗は、ボールと軌道面の接触面での基油せん断によって生じるフリクションで、一般的に軸受への入力荷重が大きくなると増大する。一方、攪拌抵抗はボールがグリースを掻き分ける時に発生する粘性抵抗によって生じるフリクションで、一般的に軸受の回転数が大きくなると増大する。ハブユニット軸受のアプリ

ケーションは、重荷重及び低速環境下であるため摩擦抵抗がフリクションに支配的である。

摩擦抵抗の低減には、グリースの摩擦係数すなわち基油動粘度を低減することが有効である。しかしながら、基油動粘度は高温領域では著しく低下するため、潤滑不良の懸念が生じる。そこで NSK では図 10 に示すように、温度変化による粘度変化が少ない基油を採用することで低フリクション、且つ高温高荷重域でも信頼性のあるグリースを開発した。この高性能グリースは、耐水グリース同様に添加剤の配合や種類を調整することにより図 5 に示した耐水効果も有している。

温度変化によるグリースの粘度変化が小さいため高温特性だけでなく、低温時のフレッチング特性もフリクション同様に効果が期待できる。

本グリースは、既に欧州を中心に市場展開を推進している。

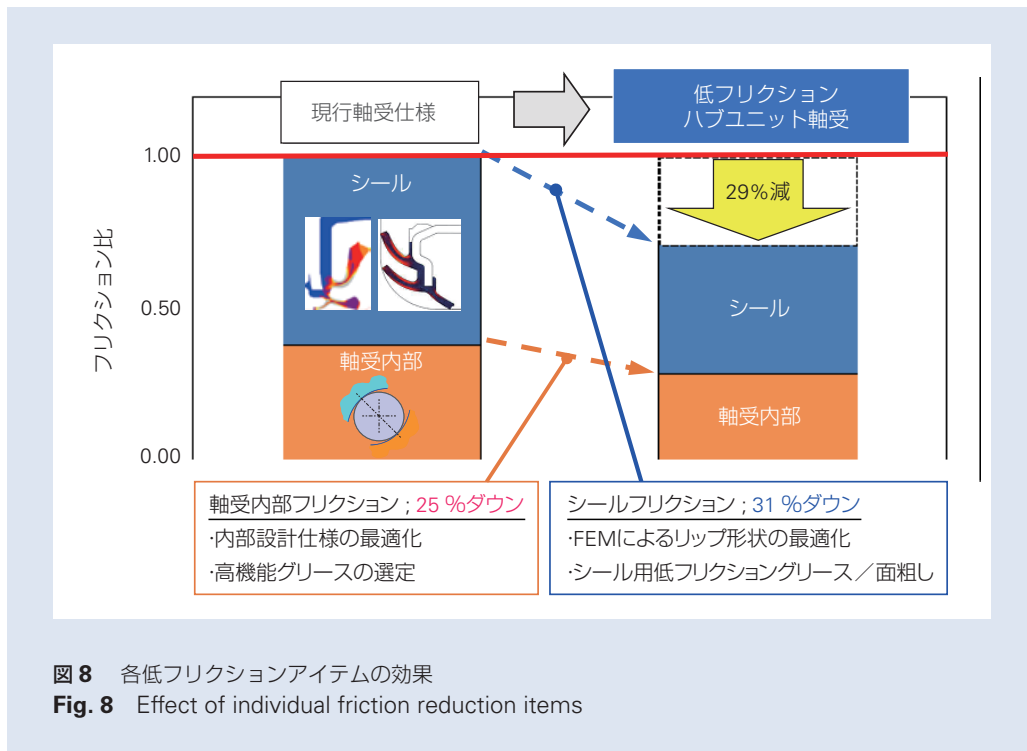
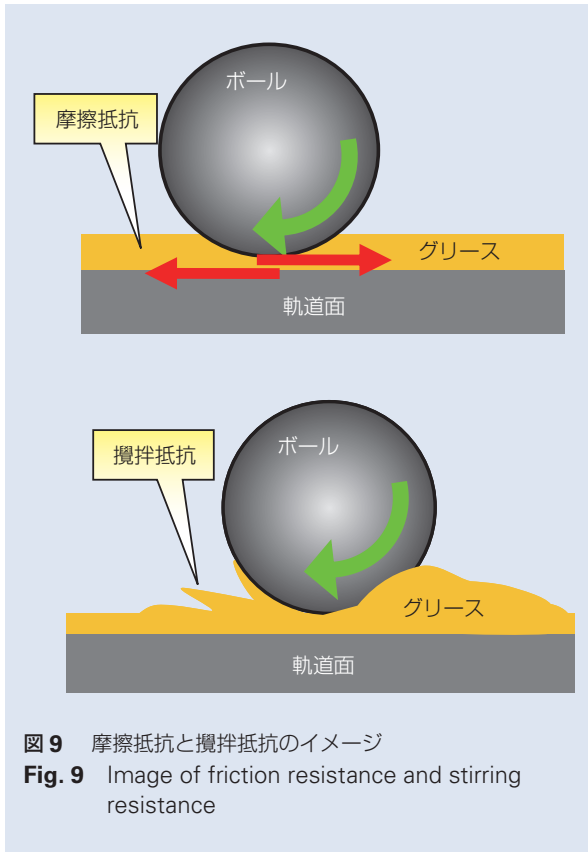


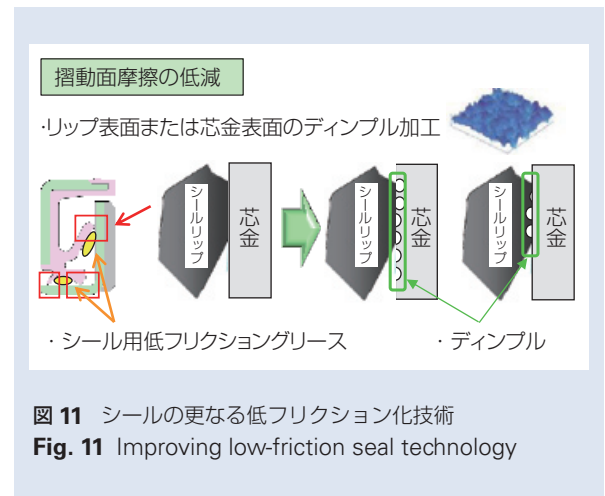
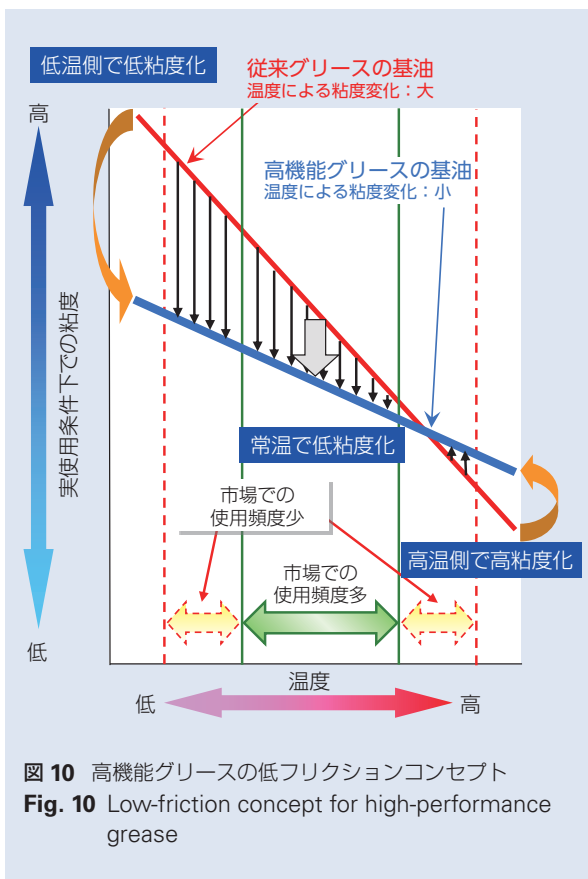
図 8 各低フリクションアイテムの効果
Fig. 8 Effect of individual friction reduction items



3.3 シールフリクションの低減

従来は、軸受内部の軌道面に使用される同じグリースをシールに適用するケースがほとんどである。しかしながら、近年はシールに対して3.2項で解説したような温度による粘度変化の少ないシール専用グリースを適用することで低フリクション化が可能になってきた。温度による粘度変化が少ないため、常温での動トルクだけでなく、低温時のシール起動トルクにもグリース特性によるフリクション低減効果が期待できる。

また、近年においてはリップ摩擦係数を低減する手法として、図11に示すようにシールリップまたはスリンガーの表面粗さを大きくし、接触面積を減らすことによって低フリクションを図る技術についても開発が進んできた。ただし、背反する事象としてリップの気密性が懸念されるため、リップの設計にはフリクションと気密性のバランスを考えることが求められる。



4. 軽量化技術

軽量化については、図2で示した外輪とハブシャフトが特に重量低減効果大きい。図12にハブシャフトのホイール付きの強度解析モデルを示すが、軸受の軽量化には、軸受だけでなくホイールやブレーキディスク等の実機部品を考慮した強度検討が必要である。周辺部品付きの強度解析では、ホイールやブレーキディスク等の剛性や接触状態も考慮されるため、より実車に近いシミュレーションが可能になる。

外輪については、ナックルやビームアクスルに締結した場合の軸受軌道面の真円度変形も必要である。外輪軌道面の大きな真円度変形は転がり寿命を著しく低下させるため、外輪にも周辺部品を考慮した解析の高度化が求められる。

上記に示したように、近年は軸受単体だけではなく周辺部品を含めたユニット解析の高精度化が更なる軽量化に求められ、NSKでは周辺構造を考慮した軽量化設計を提案している。

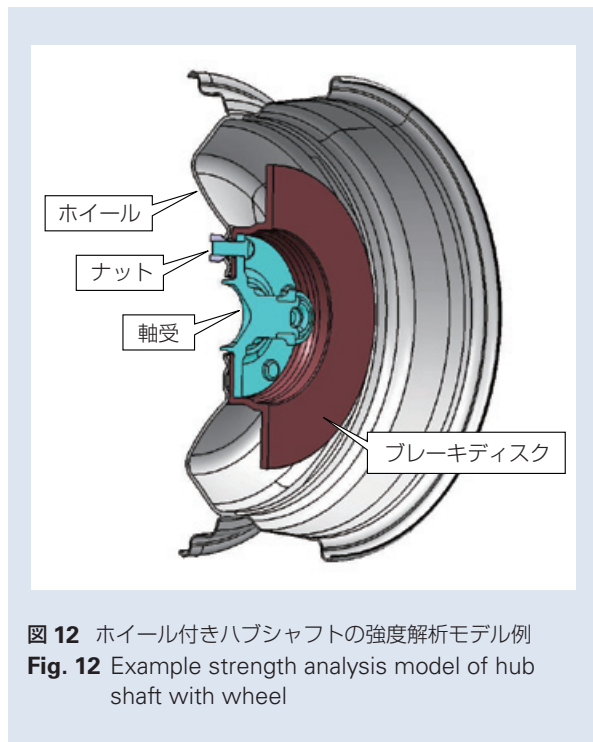


図12 ホイール付きハブシャフトの強度解析モデル例
 Fig. 12 Example strength analysis model of hub shaft with wheel

5. 高剛性(応答性向上)

最後に、高剛性(応答性向上)についてNSKの取組みを報告する。操安性(剛性)について、従来は主にコーナリングでの安定性を目的に、軸受では高荷重域の静的剛性を重視してきた。しかしながら、近年はレーン変更時の操安性や直進性等、要求レベルが高度化し、特に過渡的な応答性がハブユニット軸受に求められている。近年の車体剛性UPやサスペンションの改善に伴いハブユニット軸受の寄与度が上昇してきたこと、自動運転制御などの将来技術において高い安定性が要求されてきたことが要求の背景にあると考えられる。

このような要求に対応するために、NSKでは車両の応答性に対し何が要因か、台上評価/実車評価の観点からの知見を基に研究開発を行っている。過渡的な応答性に対応していくためにも、上記技術力の蓄積は不可欠である。

6. おわりに

最近の自動車社会の動向を踏まえたNSKの最新技術について解説した。今後もCO₂排出量や燃費の改善等、地球環境に関する要求は急速に加速していくことが予想される。このような市場のニーズに対し、ハブユニット軸受は低フリクション化をはじめ軽量化/高剛性等、これまでに数々の要求に応えてきた。一方、新興国市場のように需要拡大が著しい市場に対しては、ハブユニット軸受の本質である過酷環境下で故障しない信頼性設計が継続して求められる。信頼性設計と低フリクション化技術/軽量化等は、基本的には背反する要求性能ではあるが、今後も各地域やニーズに柔軟に対応し、両立できる仕様の開発を進めていく。

参考文献

- 1) 石川寛朗, “ハブユニット軸受の技術動向とトライボロジー”, トライボロジスト, 54-9 (2009) 580-585.
- 2) 千葉 岳, “ハブユニット軸受の技術動向と高信頼性シールの紹介”, 月刊トライボロジー, 350 (2016) 17-19.
- 3) 山口和孝, “新興国市場対応のハブユニット軸受仕様”, トライボロジー研究会第23回講演会 (2012).

円すいころ軸受の低フリクション技術



齋川 友司郎*

齋川 友司郎

Low-Friction Technology for Tapered Roller Bearings

Y. Saikawa

Recently, strengthened global regulations and a growing environmental consciousness have increased requests for the reduction of CO₂ emissions and improvement of fuel consumption.

In the case of transmissions (T/M) for instance, reducing weight, increasing compactness, and decreasing friction loss are ongoing goals. In addition, there is a need to reduce friction in rolling bearings used in T/M.

Generally, ball bearings or tapered roller bearings (TRBs) are used for rolling bearings that support the transmission shaft. Thus, the important issue is to find a way to reduce the friction of tapered roller bearings, which tend to have a lot of friction compared to ball bearings.

NSK has reduced friction loss by 70 % compared with conventional bearings. In this article, we introduce the transitions of low friction technology for TRBs through six generations.

1. まえがき

2. 円すいころ軸受のフリクション

3. 低フリクション技術の変遷

3.1 第1世代

3.2 第2世代

3.3 第3世代

3.4 第4世代

3.5 第5世代

3.6 第6世代

4. あとがき

1. まえがき

近年、グローバルな環境規制の強化や環境意識の高まりにより、自動車には CO₂ 排出量削減と燃費向上が強く求められている。

トランスミッション（以下 T/M）についても小型・軽量化に加えて、損失低減を目的とした T/M 油の低粘度化などが進んでおり、T/M 内で使用される転がり軸受に関しては低フリクション化が求められている^{1). 2). 3).}

T/M の軸を支持する転がり軸受には一般的に玉軸受と円すいころ軸受が使用されるが、玉軸受に比べてフリクションが大きい円すいころ軸受の低フリクション化は重要な課題となっている。

本報では、これまで NSK で開発した円すいころ軸受の低フリクション技術の変遷について紹介する。

* パワートレイン軸受技術センター パワートレイン軸受技術部

2. 円すいころ軸受のフリクション

円すいころ軸受について、摩擦抵抗の理論は相原が報告しており⁴⁾、NSKでは理論に基づいた低フリクション化を図ってきた。相原の報告によると円すいころ軸受のフリクション要因は、図1、2に示すように以下の(1)～(4)に分類される。

(1)内・外輪軌道面ところ転動面間の転がり摩擦：

$$T_R$$

(2)内輪つばところ端面間の滑り摩擦： T_S

(3)ころと保持器間の滑り摩擦：微小

(4)潤滑油の攪拌抵抗

このうち、(1)内・外輪軌道面ところ転動面間の転がり摩擦： T_R と(2)内輪つばところ端面間の滑り摩擦： T_S の2つの項目が円すいころ軸受のフリクション要因の多くを占める。そのため、従来は、この2つの摩擦を低減することを主目的に円すいころ軸受の低フリクション化を実現してきた。一方、近年ではさらなる低フリクション化を達成するため、(4)潤滑油の攪拌抵抗に着目した開発品もNSKは市場に投入している。

3. 低フリクション技術の変遷

NSKでは、円すいころ軸受の低フリクション化を実現するため、様々な観点から改良を加えており、第1世代～第6世代と称し1980年代から段階的に低フリクション円すいころ軸受を開発した。以下にそれぞれの世代の特長を説明する。

3.1 第1世代

内輪つばところ端面間のすべり摩擦 T_S は理論上式(1)で算出できる⁵⁾。

$$T_S = e \cdot \mu_0 \cdot \cos\beta \cdot F_a \cdot f' (A, t, \sigma) \dots\dots\dots \text{式(1)}$$

ここで、

- e : ころ端面とつばとの接触位置
- μ_0 : ころ端面とつばとの摩擦係数
- β : ころ円すい角の1/2
- F_a : アクシアル荷重
- A : 油膜パラメータ
- t : 温度
- σ : 粗さ

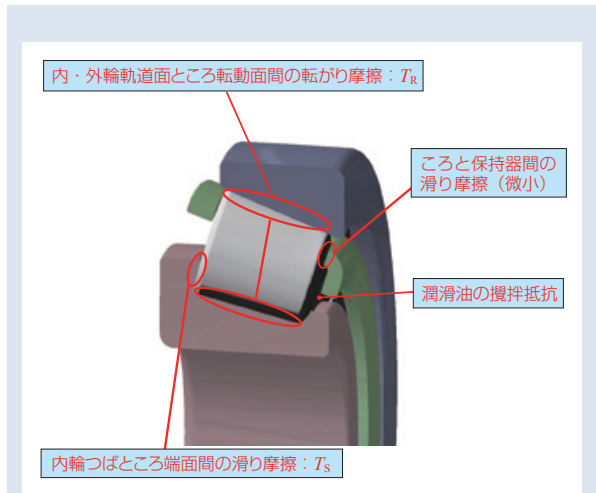


図1 円すいころ軸受のフリクション要因
Fig. 1 Friction factors in TRBs

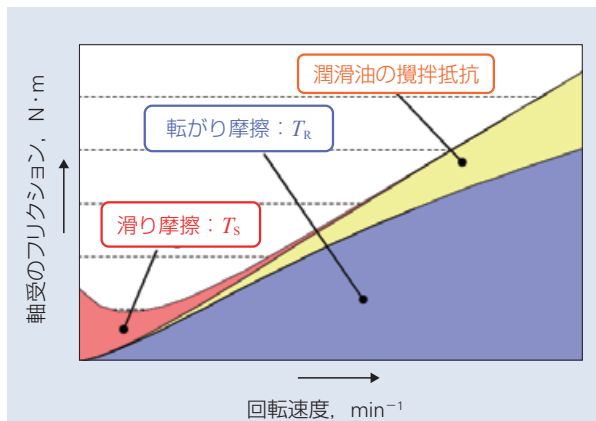


図2 転がり摩擦： T_R と滑り摩擦： T_S の関係
Fig. 2 Relationship between rolling friction T_R and sliding friction T_S

第1世代では内輪大つば面ところ端面の接点位置 e (図3)の最適化, 及び内輪大つば面粗さところ端面粗さ σ の改良により, 内輪つばところ端面間の滑り摩擦: T_s を低減した。

これによって, 標準仕様に比べ全回転領域で約20%の低フリクション化を実現した(図4)。

3.2 第2世代

内外輪軌道面ところ転動面間の転がり摩擦 T_R は, 式(2)で求めることが出来る⁵⁾。

$$T_R = \frac{Z}{D_a} (R_c M_i + R_i M_c) \dots\dots\dots \text{式(2)}$$

ここで,

- Z : ころ数
- D_a : ころ径
- R_c : 外輪軌道半径(図5)
- R_i : 内輪軌道半径(図5)
- M_c : 外輪転がり抵抗
- M_i : 内輪転がり抵抗

第2世代では, 軸受内部諸元の最適設計により, 内外輪軌道面ところ転動面間の転がり摩擦: T_R を低減した。

式(2)より, 接触角 α , ころ数 Z , ころ長さ L_{WE} , ころ径 D_a などの軸受内部諸元に対して低フリクションを重視した設計を行うと, 背反として他の軸受に必要な機能である寿命と剛性が低下してしまう(表1)。そこで, 円すいころ軸受は通常一対で使用されることに着目して, 図6に示すように軸受2個の寸法や内部諸元のバランスを最適化することにより, 低フリクション化と寿命・剛性確保の両立を可能にした。第1世代の特長に加え, 軸受2個組合せた状態で軸受寸法・内部諸元を最適化し, 第1世代に対して約10%の低フリクション化を実現した(図4, 図7)⁶⁾。

3.3 第3世代

NSK 独自開発の長寿命材料及び熱処理技術 (TF シリーズ)⁷⁾を活用することで, 軸受のダウンサイジングが可能になった。軸受の小型化により, 第2世代に対してさらに低フリクション化を可能とした。

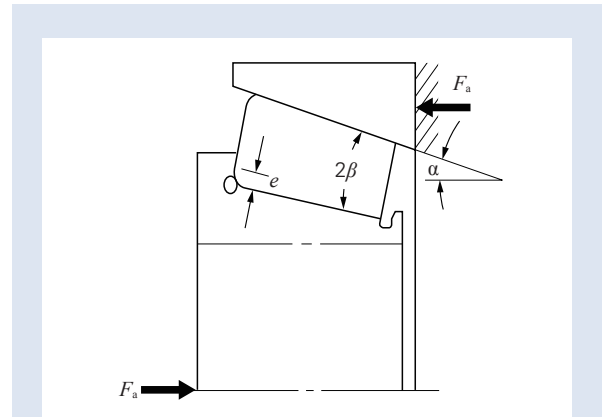


図3 内輪大つば面ところ端面の接点位置: e
Fig. 3 Contact position e of cone back face rib and roller end face

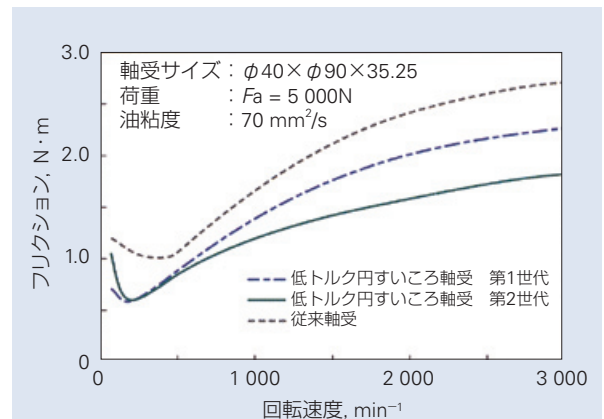


図4 軸受単体でのフリクション比較線図(2個組合せ時)
Fig. 4 Comparison of friction between a conventional bearing and low-friction bearings

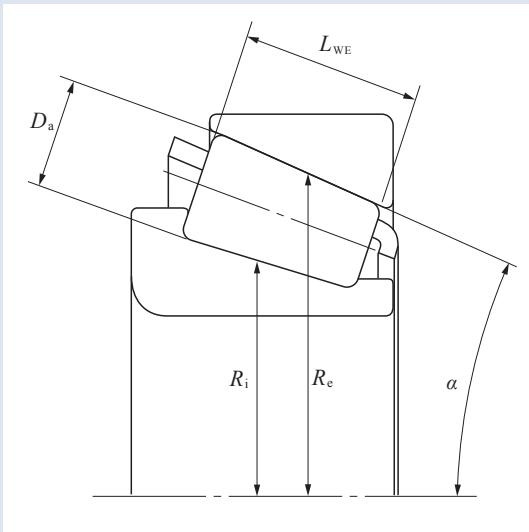


図5 外輪軌道半径： R_e と内輪軌道半径： R_i
 Fig. 5 Outer ring raceway radius R_e and inner ring raceway radius R_i

表1 軸受諸元と性能の関係

Table 1 Relationship between specifications and performance

性能	軸受諸元			
	接触角	ころ数	ころ長さ	ころ径
低フリクション	大	少	短	太
低面圧	小	多	長	太
長寿命	大	多	長	太
高剛性	小	多	長	太

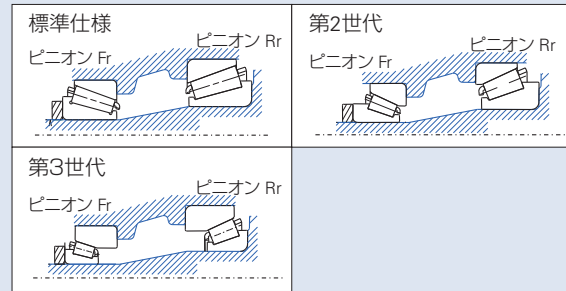


図6 第2世代と第3世代の適用イメージ
 Fig. 6 Image of 2nd generation and 3rd generation bearings

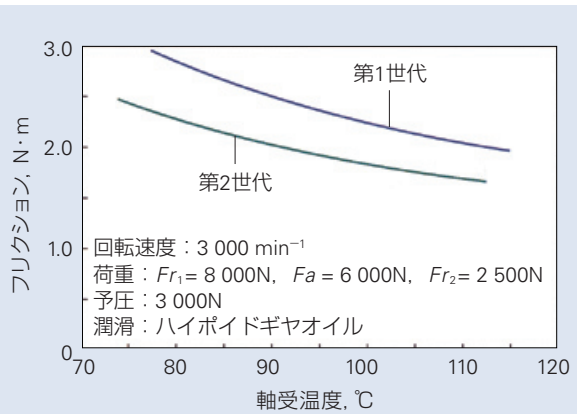


図7 2個組合せでのフリクション比較線図（第1世代と第2世代）
 Fig. 7 Friction comparison of 1st generation and 2nd generation paired bearings

3.4 第4世代

第3世代に対し、さらなる低フリクション化を達成するため、ころ数の削減、ころ長さの短縮や小型化を行うと、**図8**に示すように内・外輪軌道面と転動面の間にエッジロードと呼ばれる局所的に接触面圧が高くなる現象が発生する。

この対策として、内・外輪軌道面を**図9**に示すような樽状の特殊クラウニング形状とすることで、エッジロードの発生を抑えることができる。

第4世代では、エッジロードを抑制するだけでなく、接触面圧分布の最適化や内部諸元の見直しも同時に行い、寿命や支持剛性に関しても従来仕様に対して

同等以上を確保した上で、低フリクション化を可能とした⁸⁾。

図10に、第3世代と第4世代の寿命評価結果を比較して示す。常用荷重条件、重荷重条件ともに第4世代は第3世代と比較して、長寿命である。また、**図11**に第3世代と第4世代の剛性を比較して示す。剛性についても、第4世代は第3世代と比較して優れている。さらに、**図12**、**13**に示すように第3世代に対して約20%の軽量化と約30%の低フリクション化を実現した。

上述したように、円すいころ軸受を高機能化する上で、クラウニング形状を適正化することは非常に有効な手法である。

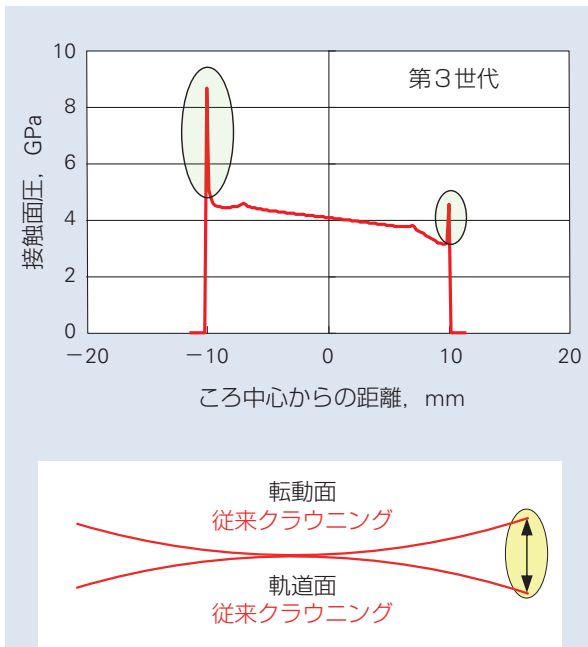


図8 第3世代のころと軌道輪間の接触面圧とクラウニングイメージ

Fig. 8 Contact pressure between roller and ring raceway, and image of 3rd generation crowning

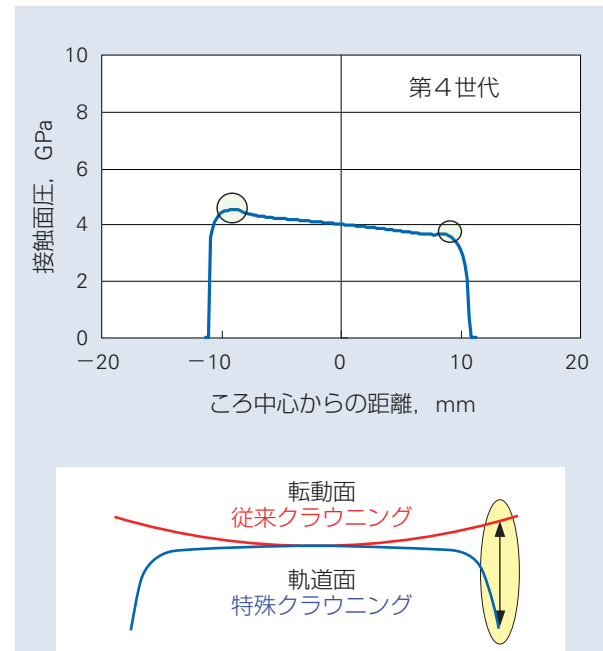


図9 第4世代のころと軌道輪間の接触面圧とクラウニングイメージ

Fig. 9 Contact pressure between roller and ring raceway, and image of 4th generation crowning

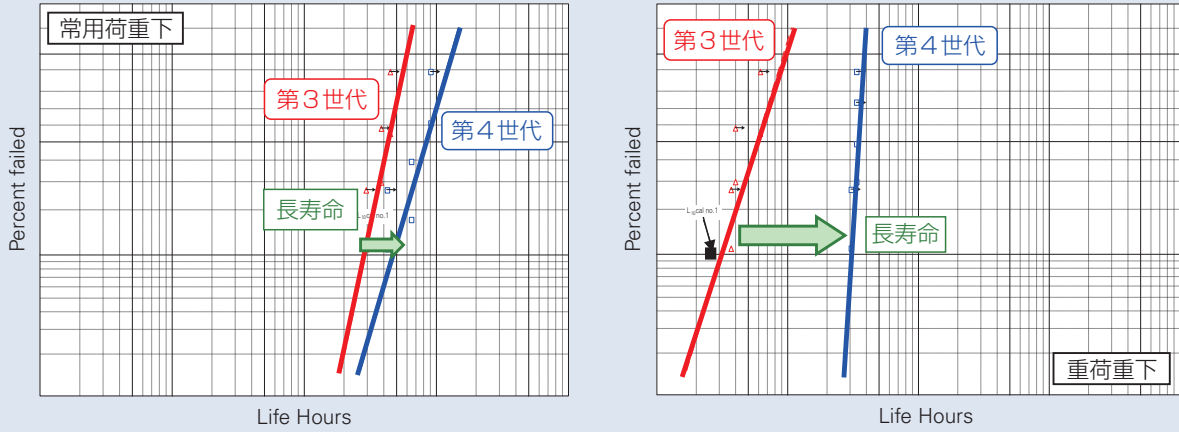


図 10 軸受寿命評価結果 (第3世代と第4世代)
 Fig. 10 Bearing endurance test results (3rd and 4th generations)

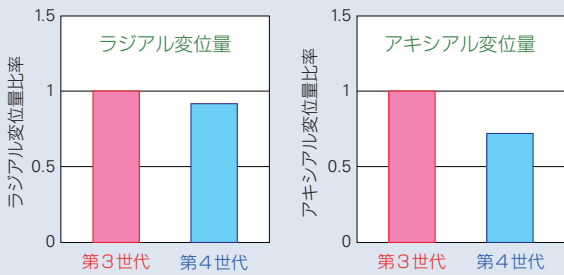


図 11 剛性比較結果 (第3世代と第4世代)
 Fig. 11 Bearing rigidity (3rd and 4th generations)

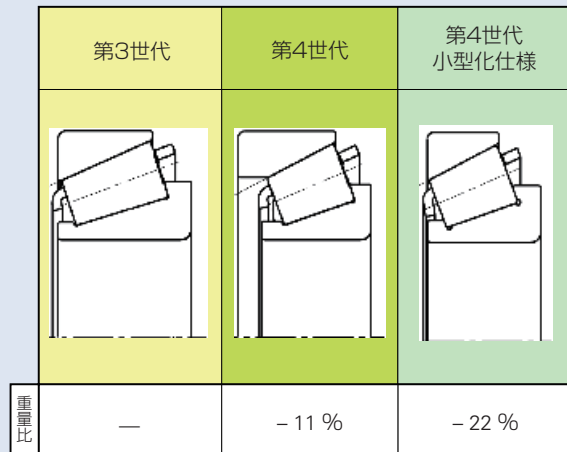


図 12 重量比較結果 (第3世代と第4世代)
 Fig. 12 Weight comparison (3rd and 4th generations)

3.5 第5世代

第1世代～第4世代では、滑り摩擦： T_s や転がり摩擦： T_r の機械的損失を低減、長寿命化技術による小型化など段階的にフリクションの低減を実現してきた。

さらなる低フリクション化のために、 T_s 及び T_r に続く3番目に大きなフリクション発生要因である潤滑油の攪拌抵抗に着目した。この攪拌抵抗を低減することが可能な樹脂保持器付き円すいころ軸受を開発し、第5世代に適用した。

攪拌抵抗を低減するためには、軸受内部に流入する潤滑油量を制御することが重要であり、油流解析結果

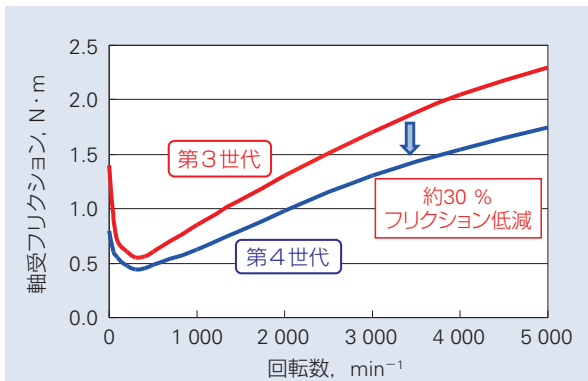


図13 軸受フリクション測定結果 (第3世代と第4世代)
Fig. 13 Bearing friction measurements (3rd and 4th generations)

に基づき、樹脂保持器形状を決定した。図14に、開発した樹脂保持器の2つの特長を示す。1つ目は、保持器と内輪小つば間を狭めて、小端側の油流入面積を小さくした点であり、2つ目は内部空間を保持器で埋めることである。これによって、必要最小限の油量だけ転動体と軌道輪間に供給することが可能になり、樹脂保持器の適用のみで高速回転領域で約20%の低フリクション化を実現した(図15)⁹⁾。尚、本保持器は形状が複雑なため、製造には樹脂材による射出成形を採用し、設計の自由度を高めている。

近年、T/Mの効率向上を目的として、低粘度の潤滑油の使用が増えているが、樹脂保持器の採用によりさらに軸受内部に供給される油量が少なくなり、必要最低限の油膜確保が難しくなる。その場合、円すいころ軸受は、ころ端面と内輪大つば部の滑り面での焼付きが懸念される。そこで、図14に示すオイルプールを保持器に設置し、ころ端面と内輪大つば部の潤滑性を向上させた。その結果、ころ端面に潤滑油を留めておくことが可能となり、鉄保持器を用いた従来軸受に対して、ころ端面と大つば部の耐焼付き性を向上させることが出来た(図16)。

第5世代の円すいころ軸受は、樹脂保持器の成型性の高さを利用することで、必要な箇所には十分に潤滑油を確保し、その他の場所には必要最低限だけの潤滑油を供給することが出来た。これにより、耐焼付き性向上と低フリクション化を実現したことが特長である。

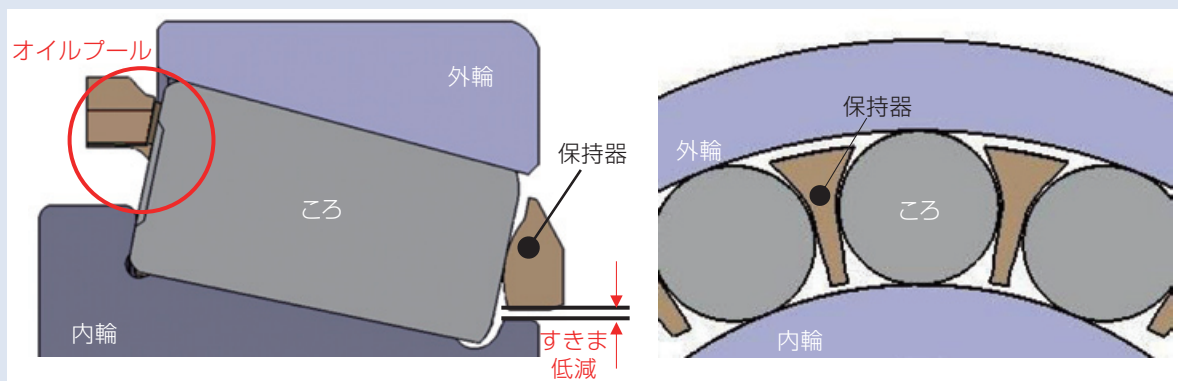


図14 樹脂保持器付き円すいころ軸受断面図
Fig. 14 Cross section of a TRB with a plastic cage

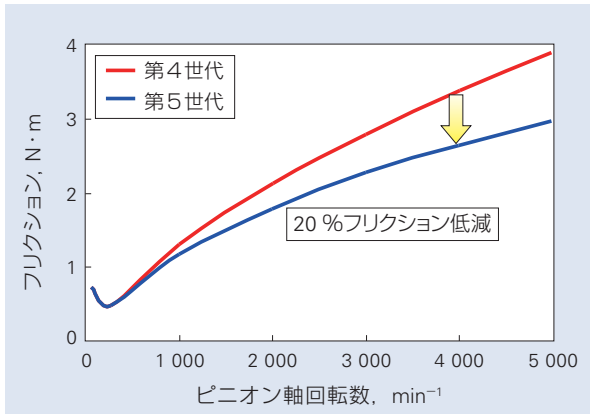


図 15 フリクション測定結果 (第 4 世代と第 5 世代)
 Fig. 15 Friction measurements (4th and 5th generations)

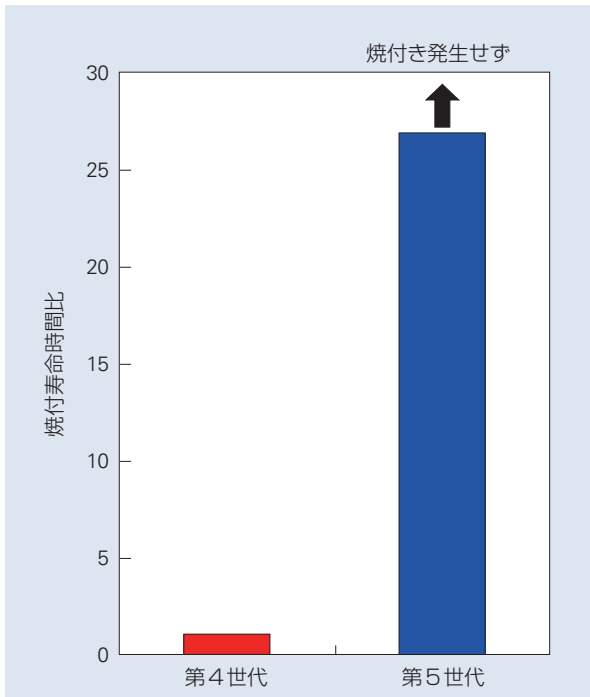


図 16 円すいころ軸受の焼付き寿命時間 (第 4 世代と第 5 世代)
 Fig. 16 TRB seizure life (4th and 5th generations)

3.6 第 6 世代

円すいころ軸受は、トルクが高い T/M の出力側(カウンタ軸やデフ軸)で使用されることが一般的である。エンジンで作られた動力は、T/M 内で減速されるため、出力軸の回転数は入力軸と比較して低くなる。円すいころ軸受が低速で回転する際には、図 1, 2 に示す内輪つばと外輪つば間の滑り摩擦： T_s が軸受全体のフリクションに大きく影響する。前述したように、第 1 世代では、内輪大つば面と外輪小つば面との接点位置の最適化、及び内輪大つば面と外輪小つば面との粗さの改良により、滑り摩擦： T_s を低減した⁶⁾。

第 6 世代では、より一層の滑り摩擦： T_s の低減を目指し、内輪大つば面と外輪小つば面とのさらなる粗さ改善を行うことで、低速域では最大 60%、全回転速度平均では最大 20% の低フリクション化を実現した(図 17)。第 1 世代を開発した 1980 年代と比べて、現在では加工技術が進歩しており、内輪大つば面と外輪小つば面とのさらなる粗さ改善が可能になった。

本開発品は、軸受サイズやころ数、転動面・軌道面の形状の変更を必要とせず、低速域において大幅な低フリクション化が可能であるため、様々な T/M への適用が期待できる。また、低粘度油を使用した場合には、高速領域でも低フリクション効果がある実験結果が得られており、今後使用が増えると予想されている低粘度潤滑環境に適した技術である。

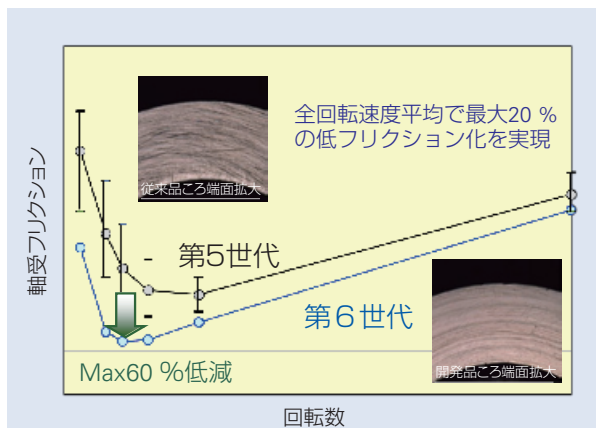


図 17 フリクション測定結果 (第 5 世代と第 6 世代)
 Fig. 17 Friction measurements (5th and 6th generations)

参考文献

- 1) 林善貴, 池沢且弘, “燃費向上に貢献するドライブトレイン用軸受の最新技術”, 自動車技術, 64-11 (2010) 65-70.
- 2) 大坪竜也, 角川聡, “AT用軸受の動向と最新技術”, NSK Technical Journal, 677 (2004) 46-53.
- 3) 浅見哲也, 齋藤智治, “円すいころ軸受 低フリクション化のための最新技術動向”, 自動車技術会学術講演会前刷集, 73-13 (2013) 7-10.
- 4) 相原了, “ころ軸受の摩擦とEHL転がり粘性抵抗”, NSK Technical Journal, 649 (1988) 1-5.
- 5) “テクニカルレポート”, 日本精工 CAT. No. 728h (2013) 168-171.
- 6) “低摩擦トルク円すいころ軸受”, NSK Technical Journal, 672 (2001) 76-77.
- 7) 村上保夫, 三田村宣晶, 古村恭三郎, “過酷潤滑環境化での長寿命スーパーTF, Hi-TF 軸受”, NSK Technical Journal, 652 (1992) 9-16.
- 8) 高田浩年, 鈴木進, 前田悦生, “クラウニングころ軸受の長寿命化”, NSK Technical Journal, 653 (1992) 1-7.
- 9) 齋藤智治, 前島大紀, 平本隆之, “次世代低トルク円すいころ軸受の開発”, NSK Technical Journal, 685 (2012) 8-13.

4. あとがき

本報では、NSKがこれまでに開発した円すいころ軸受の低フリクション技術の変遷について紹介した。

本来、フリクションを低減するとその他の機能である寿命、剛性も低下するが、第1世代～第6世代のように精度向上、内部諸元最適化、材料・熱処理技術の活用、クラウニングの改良、及び潤滑油の流れを制御することにより、耐久性は維持した上で低フリクション化を図ってきた。第1世代～第6世代のすべてを適用した円すいころ軸受は、標準仕様に対し最大70%の低フリクション化が可能である(図18)。

今後も、NSKの4つのコアテクノロジー(トライボロジー、材料技術、解析技術、メカトロ技術)を駆使し、市場ニーズに応える新商品開発を推進することで、自動車の燃費向上に貢献し続けたい。

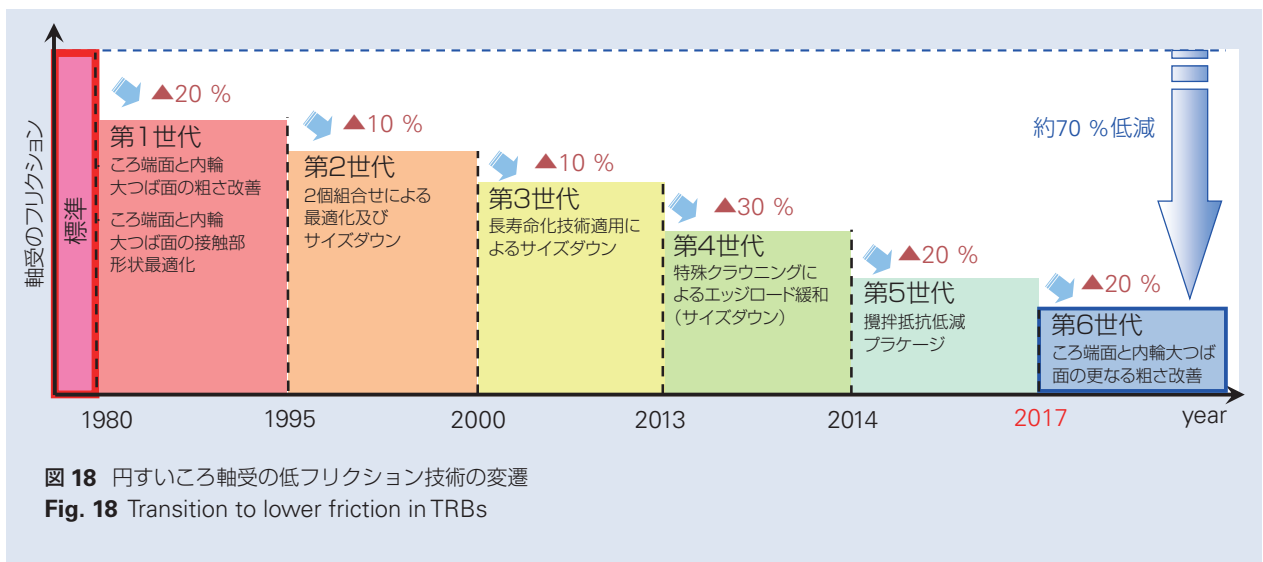


図18 円すいころ軸受の低フリクション技術の変遷
Fig. 18 Transition to lower friction in TRBs

かくはん抵抗の低減を目的とした円すいころ軸受と玉軸受の CFD 解析

温 穎怡*, 宮田 慎司*



温 穎怡

CFD Analysis of Tapered Roller Bearings and Ball Bearings for Reducing Agitation Torque

Y. Wen, S. Miyata



宮田 慎司

International VDI Congress Drivetrain for Vehicles 2013 で英文講演論文発表した内容を和訳のうえ一部修正して転載。

Agitation torque associated with oil lubricant is one of important factors of torque losses. To reduce agitation torque, the internal design of rolling bearings has been optimized. Aiming for greater efficiency, a calculation code for predicting the agitation torque and the tendency of lubricant oil flow passing through tapered roller bearings and ball bearings was developed using computational fluid dynamics (CFD) analysis. Torque losses and oil quantities in ordinary-sized bearings were measured. Calculated values obtained by the CFD analysis were qualitatively in good agreement with measured results. Thus, the authors conclude that CFD analysis is capable of simulating tendencies of agitation torque and distribution of oil. Finally, using this analysis method, low-torque tapered roller bearings and ball bearings was developed. Oil flows in these bearings are controlled and optimized by specially shaped plastic cages. Thus, agitation torque is reduced significantly in comparison with conventional products.

- | | |
|---|--|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. まえがき 2. 円すいころ軸受の CFD 解析 <ol style="list-style-type: none"> 2.1 CFD 解析技術 2.2 実験検証 2.3 低トルク円すいころ軸受の開発 | <ol style="list-style-type: none"> 3. 玉軸受の CFD 解析 <ol style="list-style-type: none"> 3.1 CFD 解析方法の検証 3.2 低トルク玉軸受の開発 4. あとがき |
|---|--|

1. まえがき

地球温暖化の問題と省エネ推進への対応として、自動車メーカーは、化石燃料資源の節約と CO₂ 排出量の削減を目指し、車の燃費を改善している。その取り組みのひとつは、各 부품の軽量化と低損失化により、高効率のパワートレインを追求することである。その際、自動車用トランスミッションやディファレンシャル内の動力伝達用ギヤを支持している軸受の、トルク損失を低減する必要性が高まっている¹⁾。

トルク損失を低減させるため、従来は主に転がり摩擦と滑り摩擦に着目してきた。軸受運動性能解析により、軌道面と摺動面の形状と粗さを最適化して、大きな削減を達成してきた^{2)~4)}。一方、潤滑油等のかくはん抵抗は、特に十分な潤滑条件下では、軸受のトルク損失の大きな原因となっている。しかし、かくはん抵抗に起因する損失は、かつてはあまり追求されなかった。潤滑油量を減らせばトルク損失は低減できる

* 日本精工株式会社

が、逆に寿命低下の懸念があるからである。特に、粘度の高い油が大量に用いられるディファレンシャルは、高回転数域においてかくはん抵抗の影響が大きく、軸受トルクの約 26 % を占める⁵⁾。よって、軸受のトルク損失を低減するために、かくはん抵抗を下げることの寄与は大きい。

松山らは、油の流れがトルクに及ぼす影響を実験的に検討し、内輪と保持器との間を通過する油を減らすことにより、低トルク円すいころ軸受を開発した⁶⁾。すなわち、かくはん抵抗低減の取り組みは、これまで実験的な試みが多かった。よって、低トルク軸受の開発効率を向上させるために、数値解析の導入が必要である。

本報では、軸受のかくはん抵抗と油量分布を予測するための、CFD (Computational Fluid Dynamics) 解析について述べる。また、この手法を用い、低トルク円すいころ軸受と玉軸受を対象として、保持器形状が油の流れとかくはん抵抗に及ぼす影響を解析した結果を報告する。

2. 円すいころ軸受の CFD 解析

2.1 CFD 解析技術

一般的な流体解析モデルにおいて、CFD 解析によるかくはん抵抗の計算は、単相流モデルで、一定速度の一樣流の仮定が用いられてきた。しかし、軸受内部は、油と空気が転動体によってかくはんされている、非定常な自由表面流れである。本報では、この流れを再現して油流の傾向を詳細に分析するために、気液二相流モデルを用い、高精度な界面形状捕捉が可能な VOF (Volume of Fluid) 法を採用した。汎用 CFD ツールに基づいて、かくはん抵抗と油量分布を計算するプログラムを開発し、解析ツールに組み込んだ。このプログラムで使用される、壁面セルの表面における流れに起因する抵抗、すなわちかくはん抵抗の計算式は、式(1)のように表せる。

$$\vec{T} = \vec{R}_b \times (\vec{F}_t + \vec{F}_n) = \vec{R}_b \times \left(\tau_{\omega} \frac{\vec{v}_{par}}{|\vec{v}_{par}|} + p \vec{n}_b \right) A_b \quad (1)$$

ここで \vec{T} はかくはん抵抗ベクトル、 \vec{R}_b は半径ベクトル、 \vec{F}_t は表面の接線方向に作用する力、 \vec{F}_n は法線方向に作用する力、 τ_{ω} はせん断応力、 p は圧力、 \vec{v}_{par} は速度ベクトル成分で、表面と平行である。 \vec{n}_b は表面への外向きの法線単位ベクトル、 A_b は壁面セルの表面積である。計算する際、流れに起因する力は周方向成分のみを考慮する。軸受のかくはん抵抗は、壁面セル表面上の抵抗力の総和と定義した。

2.2 実験検証

CFD 解析の精度は、乱流モデルの選択やメッシュサイズ、流動パラメータ等の設定が大きく影響する。これらの最適な設定を見出すためには、検証実験が必要である。本報では、ディファレンシャル用円すいころ軸受について、**図 1** に示すトルク試験機を使用し、十分潤滑条件下でトルクの測定を行い、解析結果を実験結果と比較検証した。実験に使用した軸受は保持器の形状が異なっており、それ以外は同じ諸元(**表 1**)を有する。3つの保持器形状を**図 2**に示し、試験条件を**表 2**に示す。**図 3**は、トルクの測定結果と解析結果の比較を示しており、保持器 1 のトルクを 1 として相対的に示している。軸受の転がりトルクは、動摩擦解析のオリジナルプログラム³⁾を用いて計算した。このプログラムで使用されている計算式は、EHL 転がり抵抗を考慮しており、約 200 個の円すいころ軸受により検証されている⁸⁾。

比較検証の結果、解析結果は測定値と定性的に一致していることがわかった。

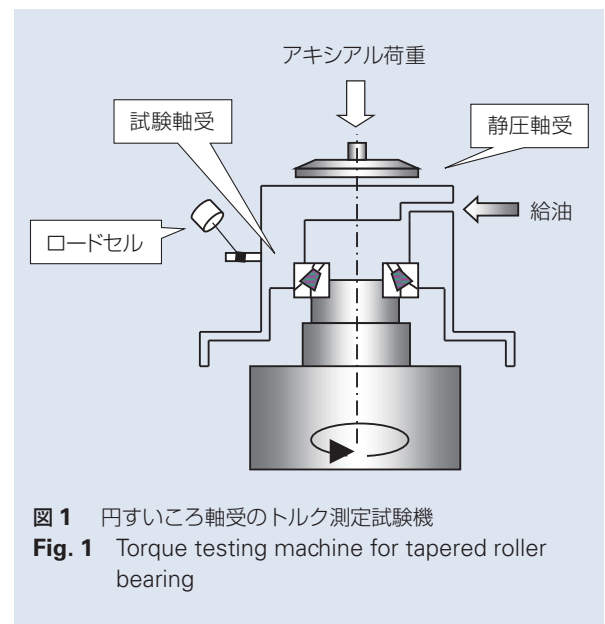


図 1 円すいころ軸受のトルク測定試験機
Fig. 1 Torque testing machine for tapered roller bearing

表 1 軸受諸元

Table 1 Characteristics of the bearings

内径 (mm)	45
外径 (mm)	95.25
組幅 (mm)	35
接触角 (°)	22.5
ころ転動面の平均直径 (mm)	12.2

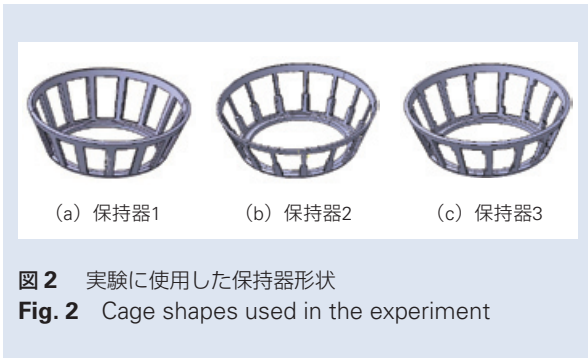


図2 実験に使用した保持器形状
Fig. 2 Cage shapes used in the experiment

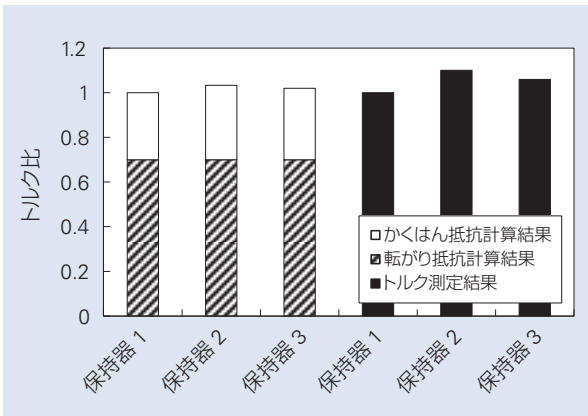


図3 円すいころ軸受のトルク比
Fig. 3 Comparison of torque of tapered roller bearings

表2 試験条件

Table 2 Test conditions

回転速度 (min ⁻¹)	2 000
油温 (°C)	60
油粘度 (mm ² /s@40 °C)	68
給油量 (L/min)	0.5

2.3 低トルク円すいころ軸受の開発

円すいころ軸受は、同じサイズの玉軸受に比べて、大きな負荷容量と高剛性の利点を有している。しかし、高摩擦トルクと高発熱の欠点も有する。接触面における発熱の悪影響を回避するためには、潤滑油の供給を確保することが不可欠であり、その上で、かくはん抵抗低減との両立が必要である。

2.3.1 かくはん抵抗を低減する保持器形状の検討

式(1)によると、かくはん抵抗を低減するのは、油によるせん断応力と圧力を小さくすることと、油と接触する表面積を小さくすることである。そのため、油の量を削減することが有効である。一方、円すいころ軸受には遠心力によるポンプ作用があり、軸受回転時には内輪小つば側から大つば側への油の流れができる。そのような概念に基づいて、新しい保持器形状を考案した。その形状を図4に示す。

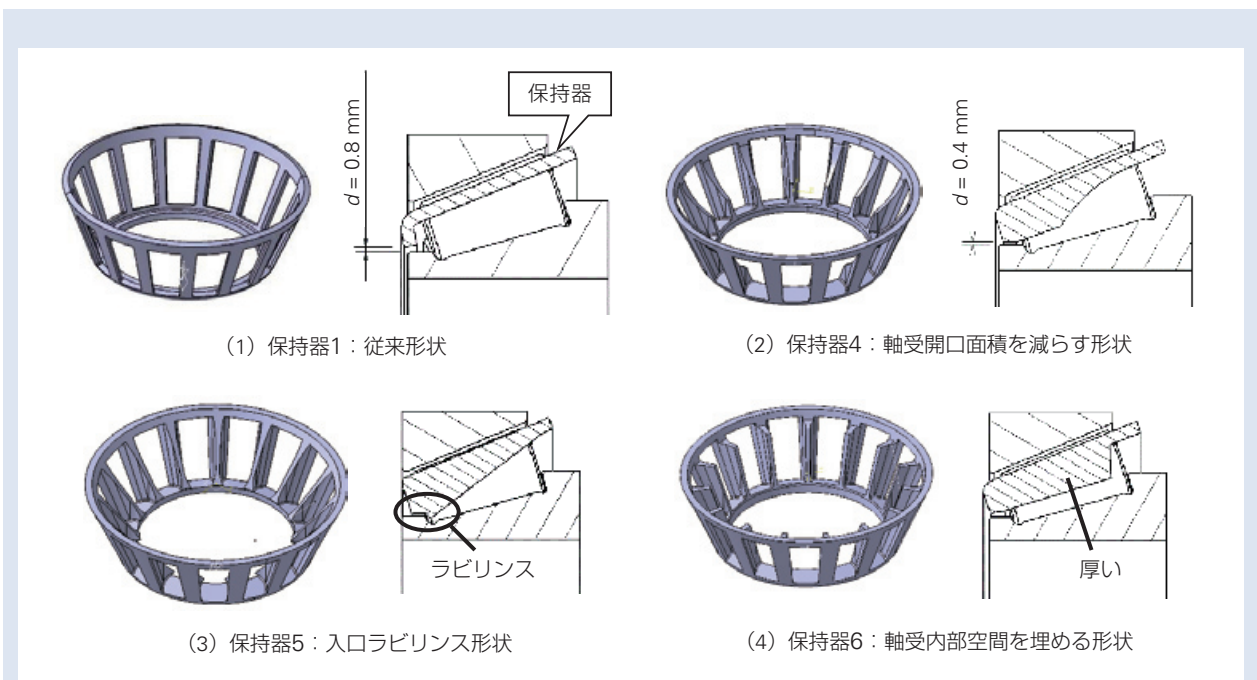


図4 かくはん抵抗を低減させる保持器形状
Fig. 4 Cage shapes for reducing agitation torque

これらの保持器の効果を、CFD 解析により検討した。計算条件を表 3 に示す。また、各保持器形状を採用した際のかくはん抵抗の計算結果を、図 5 に示す。これらの結果から、保持器 4、5、6 は、いずれもトルク低減に有効であることが確認できた。

表 3 計算条件

Table 3 Calculation conditions

回転速度 (min ⁻¹)	2 000
油温 (°C)	60
油粘度 (mm ² /s@40 °C)	68
給油量 (L/min)	油面高さ一定

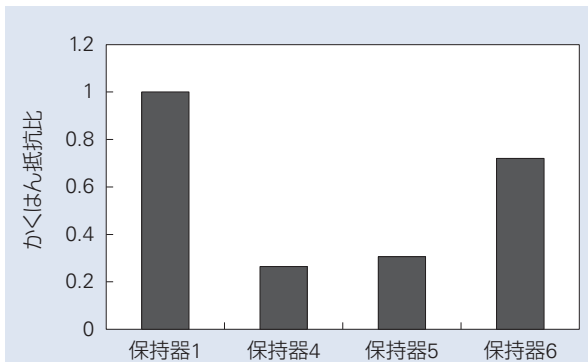


図 5 従来形状(保持器 1)に対するかくはん抵抗比

Fig. 5 Comparison of agitation torque of tapered roller bearings with different cages

保持器 4 や 5 は、小つば側の軸受開口面積を減らしていることが特徴である。これは、軸受内部に油が流入することを抑制する効果がある(図 6)。その結果、かくはん抵抗が大幅に減少したといえる。

保持器 6 は、軸受内部空間を埋めることで、軸受内部への油の流入を抑制する(図 7)。

一方、図 8 に示すように、保持器 4 と 5 で単に小つば側の油の入口を絞ると、内輪側を貫通する油量、すなわち内輪と保持器の間を通過する油流れが大幅に低下する。その結果、内輪大つばの滑り接触面周辺の油量も大幅に減少してしまうことが懸念される。

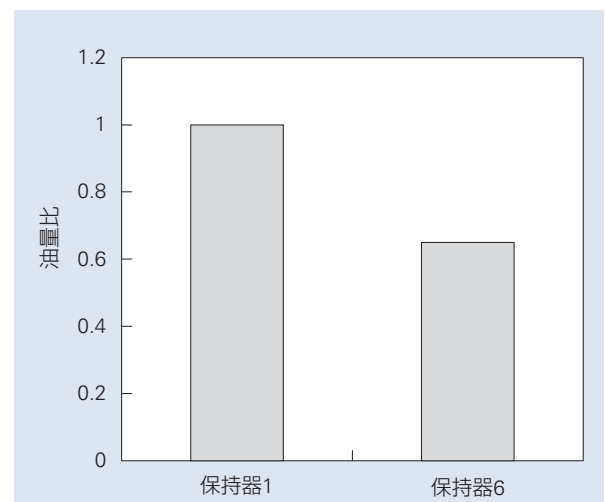


図 7 軸受全体の貫通油量の比較

Fig. 7 Comparison of oil quantity running through the whole bearing

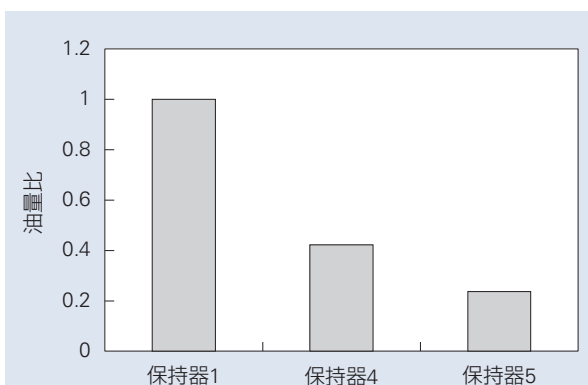


図 6 軸受全体の貫通油量の比較

Fig. 6 Comparison of oil quantity running through the whole bearing

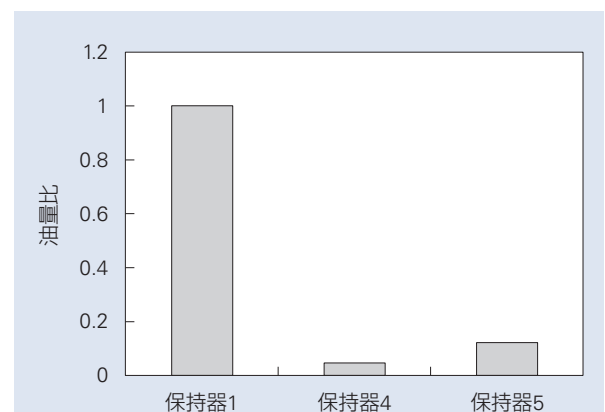


図 8 内輪側の貫通油量の比較

Fig. 8 Comparison of oil quantity running through the inner ring side of the bearing

図9は、その現象を説明している。大つばの接触面に供給する油が不足する場合、滑り摩擦により発生する熱が過剰になり、焼付きにつながる恐れがある⁹⁾。

焼付きを回避するために、CFD解析により内輪大つば周辺の油量を確保できる保持器形状の検討を

行った。形状の候補は、A. 保持器外輪側の板を厚くし、保持器と外輪間の空間を減少させる設計(図10(b))、B. 小つば側の保持器と内輪間の開口面積を大きくする設計、C. 保持器を短くして油の出口を広げる設計(図10(c))である。

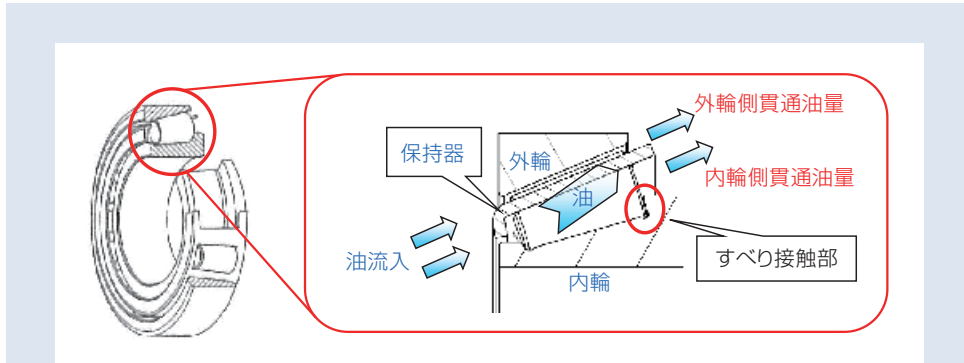


図9 内輪 / 外輪側の貫通油量の定義

Fig. 9 Definition of oil flow running through the inner/outer ring sides of the bearing

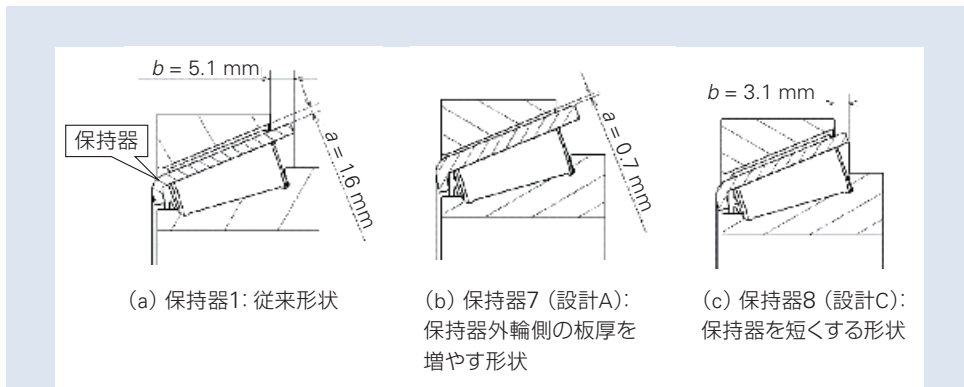


図10 油量を確保する保持器形状

Fig. 10 Cage shapes for maintaining oil quantity

計算の結果からわかったことは、以下のとおりである。図 11 (a) に示すように、A は、油が外輪側に入りづらいため、内輪側に油を誘導する効果がある。また、C は軸受から流出する油量が増えることで、軸受全体を貫通する油量が増えており、内輪側の貫通油量も同等に確保できている。保持器を短くした分、油と接触する保持器の表面積は減少しており、かくはん抵抗がわずかではあるが低減できている。(図 11 (b)).

かくはん抵抗の低減と内輪大つば部の潤滑性を確保することを目的として、上述の検討結果より、保持器 6, 7, 8 の特徴を適用し、図 12 に示す保持器を開発した。具体的には、(1) 保持器の外径面を外輪の軌道面に接近させて設けるとともに、(2) 保持器柱部を径方向に厚くし、かつ、(3) 軸方向に短くすることにより、保持器内輪の大つば部に油を誘導する油路を形成している。

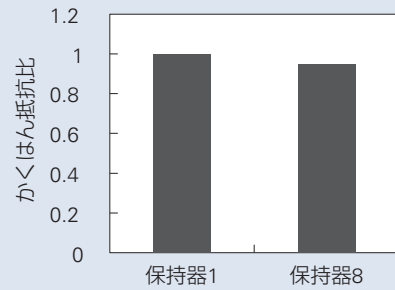
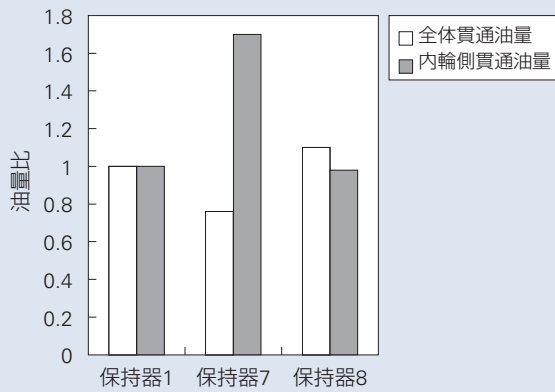


図 11 油量とかくはん抵抗の比較

Fig. 11 Comparison of oil quantity and agitation torque

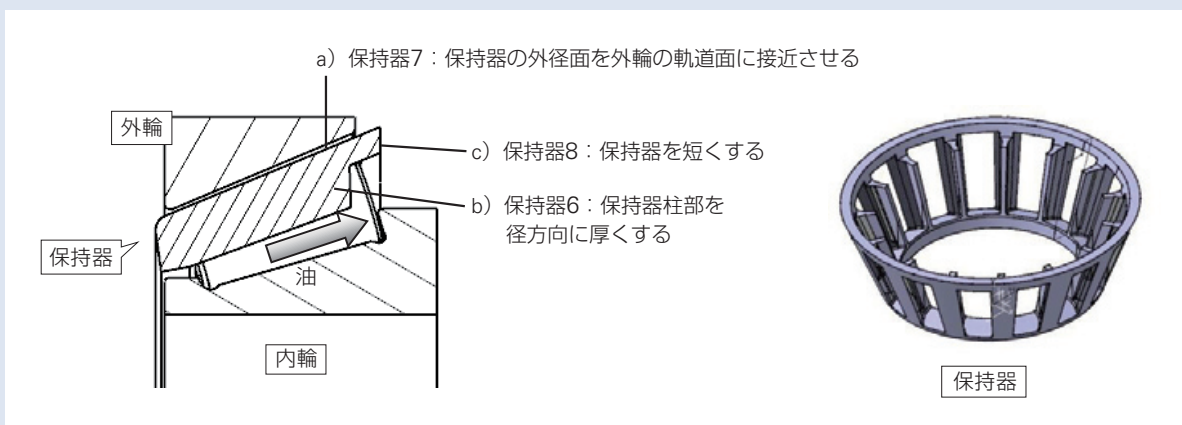


図 12 開発軸受

Fig. 12 Newly developed low-torque bearing

2.3.2 低トルク円すいころ軸受の効果の検証

前節までのとおり、CFD 解析により、低トルク円すいころ軸受の効果を検討した。そして、トルク損失と軸受の内輪・外輪側の貫通油量を図 1 のトルク試験機で測定した。実験検証用の保持器は、樹脂を用いて試作した。

従来軸受(図 4 (a)と同様な軸受)と、低トルク円すいころ軸受のトルク測定結果と解析結果を、図 13 に示す。この 2 つの軸受は、保持器形状以外は同じ諸元(表 1)を有する。同じ試験条件下(表 3)で、従来軸受に比べて、開発軸受のトルクは約 10 %低減した。解析結果を基に推測すると、かくはん抵抗を約 50 %低減させることができたと考えられる。

図 14 は、全体と内輪側のそれぞれの貫通油量の、計算結果と測定結果の比較を示している。従来軸受のそれぞれの貫通油量を 1 として、相対的に比較している。開発軸受において、軸受全体を通過する油量は減少している。一方で、保持器と内輪間の油量は大きく変化していない。つまり、内輪大つば部には従来と同等の油量を供給しているとともに、余分な油を減らしてかくはん抵抗を低減させている。これらのことが、解析と実験により確認できる。

3. 玉軸受の CFD 解析低トルク円すいころ軸受の開発

玉軸受のトルク損失は、円すいころ軸受と比較して小さい。そのため、ハイブリッドカーのモータや動力伝達ギヤを支持する軸受に使用される場合が多くなっている。本報では、CFD 解析を用いて、ハイブリッドカー用低トルク玉軸受のトルク低減効果を確認した結果を述べる。

3.1 CFD 解析方法の検証

玉軸受の CFD 解析モデルを検討するために、前述のプログラムを用いて、2 つのハイブリッドカー用玉軸受のトルク損失を計算した。その結果を測定値と比較して検証した。かくはんトルクの測定値は、図 15 に示す方法を用いて計算した。給油量が十分に零に近い場合、軸受の回転トルクの測定値は、転がり摩擦トルクと滑り摩擦トルクとの合計値とみなすことができる。従って、油量が零でない場合、回転トルクの値から転がり摩擦トルクと滑り摩擦トルクを差し引いた値を、かくはん抵抗の値に相当するとした。

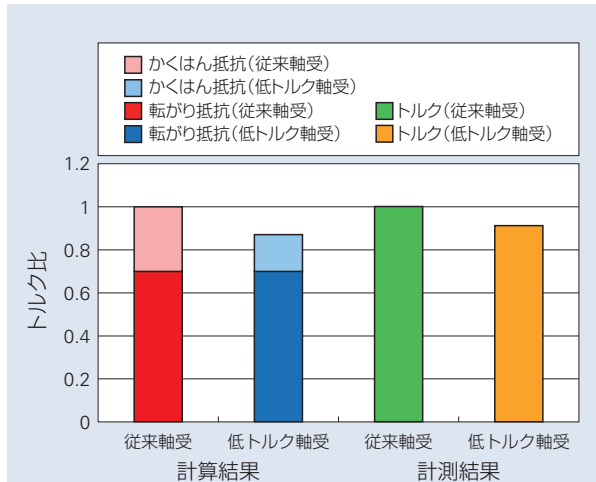


図 13 トルクの比較
Fig. 13 Comparison of torque

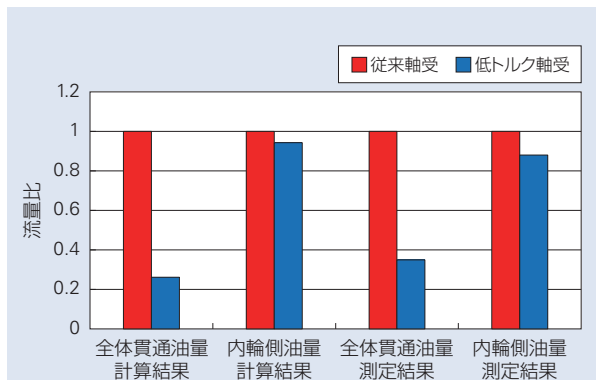


図 14 油量の比較
Fig. 14 Comparison of oil quantity

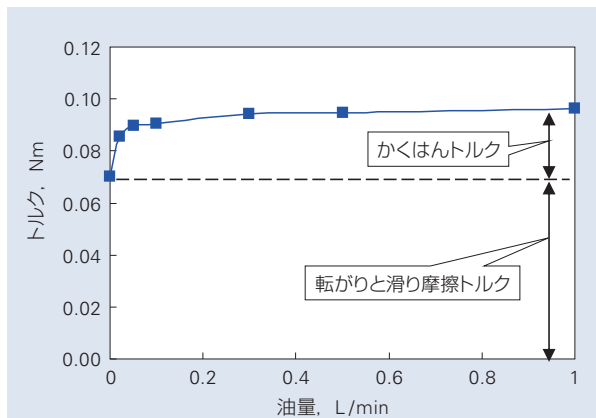


図 15 玉軸受のトルク
Fig. 15 Running torque of ball bearings

試験に使用した2つの軸受を図16に示す。試験条件を表4に示す。実験に使用した試験機を図17に示す。図18は、CFD解析と実験のかくはん抵抗の比較を示している。計算値は、測定値と定性的に一致しているといえる。

表4 試験条件
Table 4 Test conditions

回転速度 (min ⁻¹)	3 000
油温 (°C)	50
油粘度 (mm ² /s@40 °C)	23.6
給油量 (L/min)	1

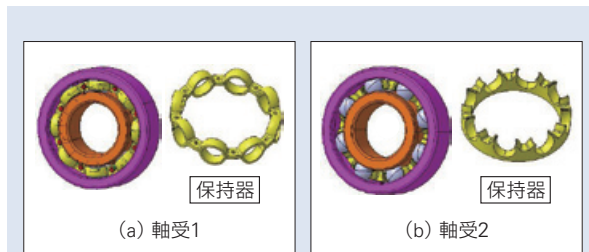


図16 測定用玉軸受
Fig. 16 Ball bearings used in the experiment

3.2 低トルク玉軸受の開発

玉軸受に使用される代表的な保持器は、図19に示すように、鉄プレス保持器と冠形樹脂保持器に分けることができる。3.1で述べたトルク測定では、鉄プレス保持器を軸受1に使用し、冠形樹脂保持器は軸受2に使用した(図16)。この2つの軸受は、保持器の形状以外は同じ諸元を有する。前述の解析と実験結果によると、冠形樹脂保持器によるかくはん抵抗は、鉄プレス保持器よりも低い。そこで、かくはん抵抗をさらに低減するために、冠形樹脂保持器の形状最適化を試みた。油流解析から得られる知見によると、回転方向の凹凸形状を平坦化することが有効であると考えられ

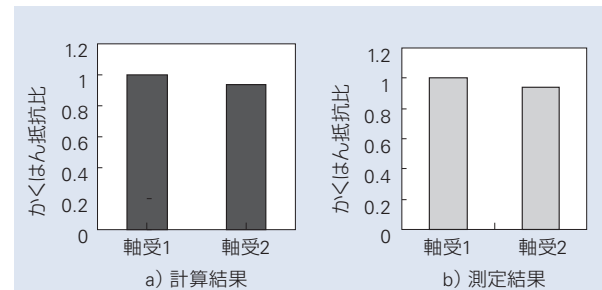


図18 玉軸受のトルクの比較
Fig. 18 Comparison of torque of ball bearings

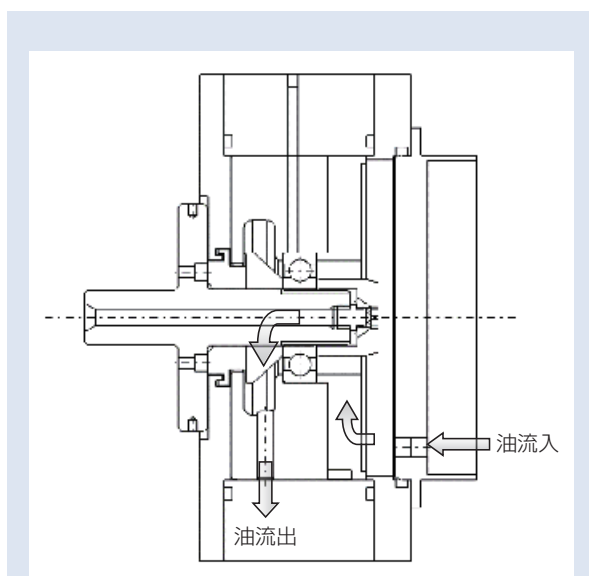


図17 玉軸受のトルク測定試験機
Fig. 17 Torque testing machine for ball bearing

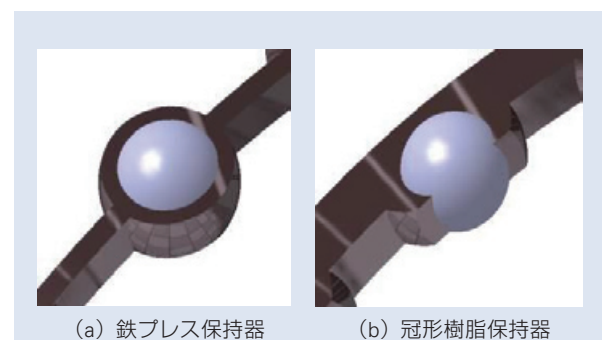


図19 従来の玉軸受保持器
Fig. 19 Conventional cages used in ball bearings

る。それに基づいて、**図 20** に示すように、玉を組み付けるポケットの間の凹部に平坦部を追加した。一方、リブ側は通常、成形性を考慮して肉盗みが設けられる。そこにも低トルク化のための平坦部を増やすアプローチによって、かくはん抵抗のさらなる低減が期待される。

CFD 解析と実験により、平坦部形状の影響を調べた。玉の数を減らすことによって平坦部の幅を広げた。その結果を**図 21** に示す。玉の数を減らして平坦部の割合を大きくすると、かくはん抵抗がさらに低減することを確認した。

解析と測定結果を**図 22** に示す。従来軸受に比べて、新しい保持器を使用した低トルク玉軸受（玉 6 個）は、かくはんトルクを含んだ全トルク損失を約 20 %低減できることを示している。この低減効果には、玉数が減少して、転がり摩擦等の他のトルク発生要因が小さくなったことも含まれる。

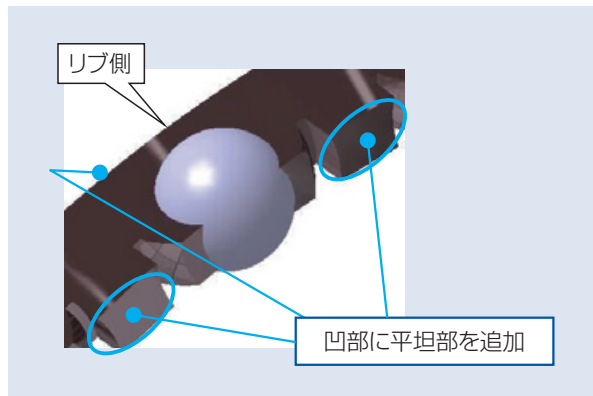


図 20 新開発低トルク玉軸受のイメージ
Fig. 20 Image of the newly developed low-torque cage shape

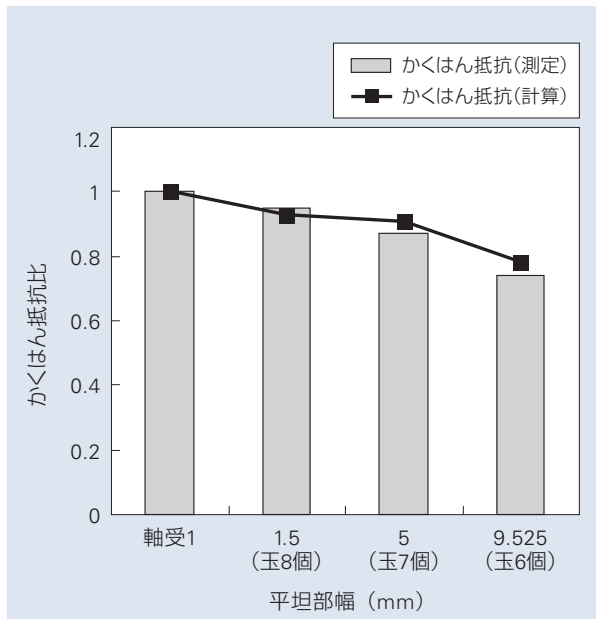


図 21 トルクの比較
Fig. 21 Comparison of torque

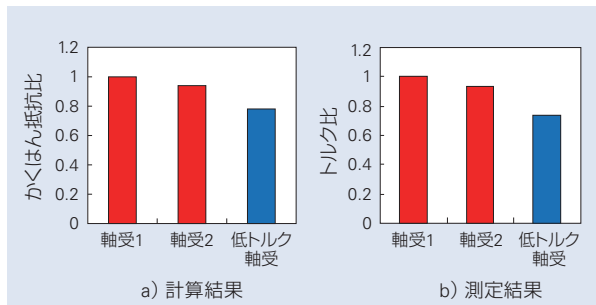
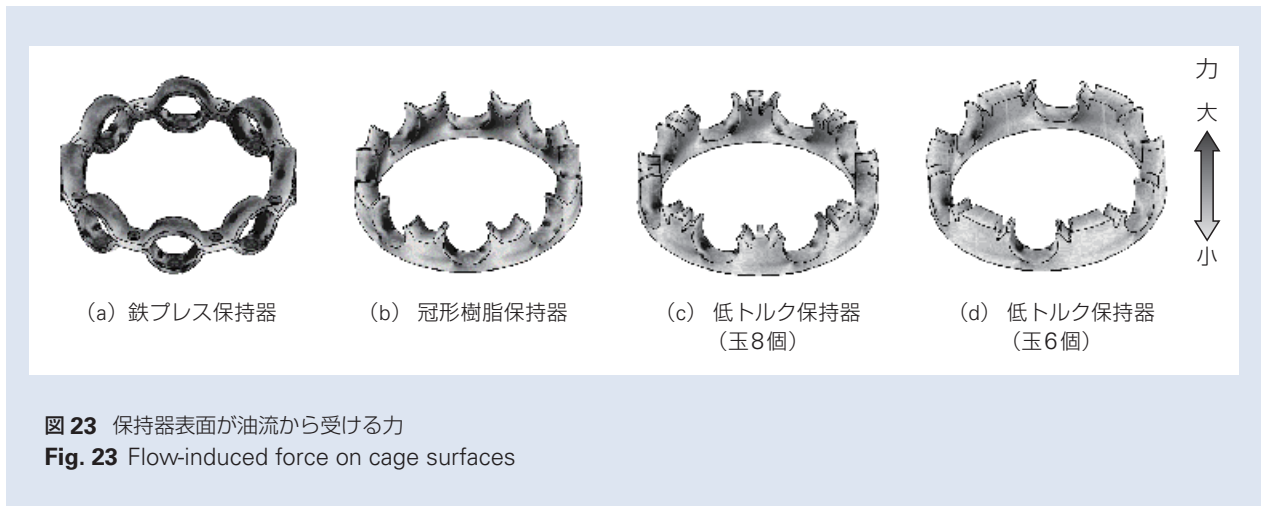


図 22 トルクの比較
Fig. 22 Comparison of torque



保持器表面が油流から受ける力の計算結果を、図 23 に示す。この力は、圧力とせん断力の合力である。新しい形状の保持器が受ける力が、従来保持器より小さいことは、特にかくはん抵抗に着目した低トルク化に寄与していることを示唆する。新しい形状の保持器を用いた低トルク玉軸受は、油をスムーズに軸受内部を通過させ、それによっかくはん抵抗が低減できることが、CFD 解析によって明らかとなった。

4. あとがき

CFD 解析を用いて、円すいころ軸受と玉軸受のかくはん抵抗と油流の予測技術を開発した。また、この方法を実験により検証した。この技術を用いて、軸受内部の保持器形状が油流とかくはん抵抗に及ぼす影響を調査・検証した。開発した軸受内部の油流れは、考案した保持器によって制御され最適化される。その効果を、開発した解析手法で確認することができた。

参考文献

- 1) Y. Hayashi, K. Ikezawa, "The Latest Technology of Drivetrain Bearing Contributing to Better Fuel Economy", Journal of JSAE, 64-11 (2010) 65-70.
- 2) H. Aramaki, "Low Frictional Torque Technology of Rolling Bearings", NSK Motion & Control, 17 (2005) 25-31.
- 3) H. Aramaki, "Rolling Bearing Analysis Program Package 'BRAIN'", NSK Motion & Control, 3 (1997) 15-24.
- 4) S. Natsumeda, "Computer Simulation Technique for Predicting Performance of Rolling Bearings", NSK Technical Journal, 673 (2002) 31-35.
- 5) T. Saito, "Development of New-Generation Low-Frictional-Torque Tapered Roller Bearings", NSK Technical Journal, 685 (2012) 8-13.
- 6) H. Matsuyama, et al, "Development of Super-Low Friction Torque Technology for Tapered Roller Bearings", Koyo Engineering Journal, 167 (2005) 24-30.
- 7) H. Chiba, H. Matsuyama, K. Toda, "Effect of Lubricating Oil Flow Behavior on Friction Torque of Tapered Roller Bearing", Koyo Engineering Journal, 168 (2005) 25-30.
- 8) S. Aihara, "A New Running Torque Formula for Tapered Roller Bearings under Axial Load", ASME Journal of Tribology, 109 (1987) 471-478.
- 9) A. T. Harris, N. M. Kotzalas, "Advanced Concepts of Bearing Technology", (2007)22, CRC Press
- 10) Y. Tsuchida, "Development of Ultra Low-Torque Ball Bearings for Hybrid Vehicles", NSK Technical Journal, 685 (2012) 14-20.

枯渇潤滑下 EHL における供給油量と油膜厚さの関係について

丸山 泰右*, 齋藤 剛*



丸山 泰右

Relationship between Supplied Oil Flow Rates and Oil Film Thicknesses under Starved Elastohydrodynamic Lubrication

T. Maruyama, T. Saitoh



齋藤 剛

MDP Open Access Journals への英文投稿記事の Lubricants 2015,3(2), 365-380 を和訳のうえ一部修正して掲載.

Many studies have already considered starved lubrication. However, there have been no reports on the oil film thicknesses under steady starved EHL (elastohydrodynamic lubrication), where the ultra-low volume of oil supplied per unit time is uniform. The present study examined the relationship between the supplied oil flow rate and oil film thickness under steady starved lubrication. A ball-on-disk testing machine was used in experiments to measure the oil film thickness by means of optical interferometry. A microsyringe pump was used to accurately control the supplied oil flow rate. The supplied oil flow rate was kept constant, and the minimum oil film thickness was measured for 1 h after the start of the tests to determine the relationship between the supplied oil flow rate and oil film thickness.

- | | |
|--------------------|-------|
| 1. 緒言 | 4. 考察 |
| 2. 実験方法 | 5. 結論 |
| 3. 実験結果 | |
| 3.1 無給油時における油膜経時変化 | |
| 3.2 供給油量と油膜厚さの関係 | |

1. まえがき

様々な機械の摺動部に用いられている転がり軸受において、潤滑油の供給流量は軸受の寿命や摩擦トルクに大きな影響を与える重要なパラメーターの一つである。軸受の寿命を長く保つためには、摺動部の表面粗さよりも厚い油膜が形成できる程度の供給油量が必要となるが、供給油量が多すぎると転がり粘性抵抗の増大に繋がる。よって、理想的には金属接触が生じない最低限の供給油量で軸受を潤滑することが望ましい。

これまで、このような供給油量の少ない枯渇潤滑下 EHL (Elasto-Hydrodynamic Lubrication, 弾性流

体潤滑)に関する研究が、数多くなされてきた。

Wedeven らは、スラスト軸受を模擬した試験片に潤滑油を塗布し、EHL 入口部の潤滑油分布が油膜厚さに与える影響について研究している。彼らは、EHL 入口部が枯渇している場合、接触域内に流体力学的な圧力が発生しないことから、EHL 特有の馬蹄形状が消え、ヘルツ接触に似た油膜分布になることを見出している。また、枯渇潤滑にならないための、EHL 入口部における最小メニスカス長さについて、理論的に見出している¹⁾。

* 日本精工株式会社

Liuらは、点接触 EHL において枯渇の程度を表す方程式を提案している。筆者らは、EHL 入口部に存在する液膜の厚さから、枯渇潤滑下における油膜厚さや単位時間当たりの油膜の減少率を見積もることができる²⁾。

Wolveridgeらは、線接触における枯渇潤滑下の油膜厚さについて計算しており、メニスカス位置から油膜厚さの減少量を算出している³⁾。

一方で Chevalierらは、メニスカス長さが存在しないような完全枯渇潤滑においては、油膜減少量を予測することが難しいということを指摘している。そこで彼等は、表面に存在する潤滑油量から、油膜の減少量を予測するアプローチを提案している⁴⁾。

Guangteng や Cannらは、油潤滑環境下において、転がり速度と油膜の関係について光干渉法を用いた実験を行っており、速度がある程度大きくなると枯渇潤滑となることを見出している^{5) 6)}。

また Cannらは、グリース潤滑における油膜の経時変化について調査しており、時間と共に油膜厚さが減少していく様子を捉えている^{7) 8)}。

Damiensらは、楕円接触における枯渇潤滑下 EHL に関する研究を行っており、点接触との比較を実験と計算の両面から行っている⁹⁾。

Gershuniらは、ボールオンディスク試験を行い、グリース潤滑を行った際の接触域後方に生じるグリースの轍について観察している。また、グリースが接触域へ再流入する過程について解析も行っている¹⁰⁾。

Wangらは、純転がり往復動下における EHL 油膜の測定と解析を行っており、枯渇潤滑を考慮したニュートン EHL 理論を用いた結果と実験結果は非常に近い結果となっている¹¹⁾。

しかし、これらの研究は単位時間当たりの供給油量が一樣ではなく、定常的な枯渇潤滑条件下における EHL 油膜厚さについて調査した研究は、未だ報告されていない。つまり、オイルエア潤滑のように供給油量を制御したい場合の基礎的なデータが存在していないのが実状である。そこで本研究では、単位時間当たりの供給油量を一定とし、定常的な枯渇潤滑における供給油量と EHL 油膜厚さについて調査したので報告する。

2. 実験方法

本研究に用いた点接触 EHL 試験機(ボールオンディスク型)の概略図を図 1 に示す。

本装置では、接触域の上方より白色光源からの光を照射させ、その時観察される干渉縞を分光し、高速度カメラで撮影した。高速度カメラの諸元を表 1 に示す。油膜厚さは、この分光像の波長から算出した。

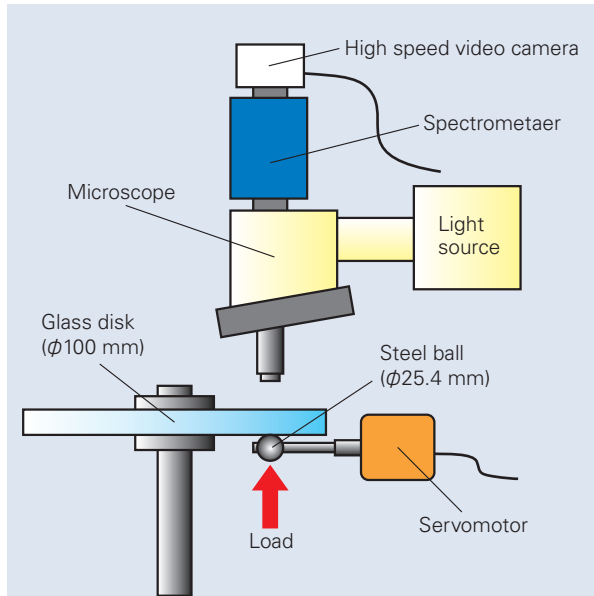


図 1 EHL 試験機の概略図
Fig. 1 Schematic of elastohydrodynamic lubrication (EHL) testing machine

表 1 カメラの仕様

Table 1 Camera specifications

Image pickup device	CMOS
Number of pixels	512 × 512 pixels
Frame rate	500 frames/s

また、試験部の拡大図を図2に示す。図2中のガラスディスク試験片には、片面にCr半透過膜を施してあり、更なる上からSiO₂のスペーサー膜を形成している。スペーサー膜の厚さはおよそ800 nmである。このディスク試験片の下方よりボール試験片を押し当て、その時形成される油膜厚さをスペーサーレイヤー法¹²⁾より測定した。

また、極微量の潤滑油を接触域に供給するために、図2に示すようにマイクロシリンジポンプを使用した。マイクロシリンジポンプの最小供給油量は0.00167 mm³/sである。このマイクロシリンジポンプの給油口を図のようにディスクに押し当て、ディスクが回転する遠心力を利用して、接触域に潤滑油を供給した。なお、試験を開始する前にディスク試験片に十分な量の潤滑油を塗布しており、十分潤滑の状態から試験を開始した。また、潤滑油に働く遠心力を一定とするため、ボール試験片をディスク試験片に押し付ける位置を、ディスク試験片の中心から40 mmの位置で固定した。本装置に用いたボール試験片、ガラスディスク試験片の諸元を表2に示す。

図3に、接触域の干渉縞の様子を示す。本研究では転がり方向に垂直なY軸上(X = 0)における油膜プロファイルを観察した。また本研究では、ディスク回転中心側をInside、ディスクの外側をOutsideと呼ぶことにする。

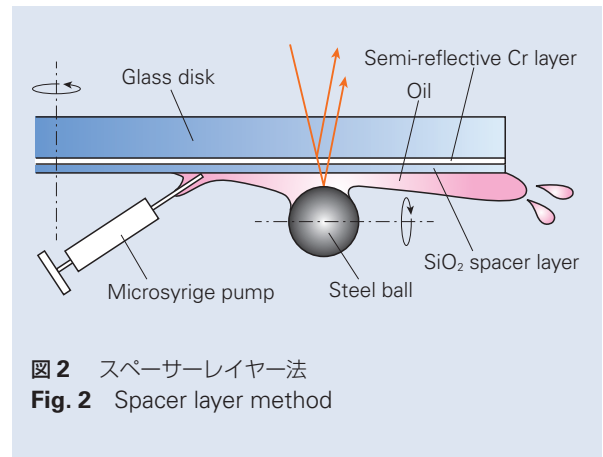


図2 スペーサーレイヤー法
Fig. 2 Spacer layer method

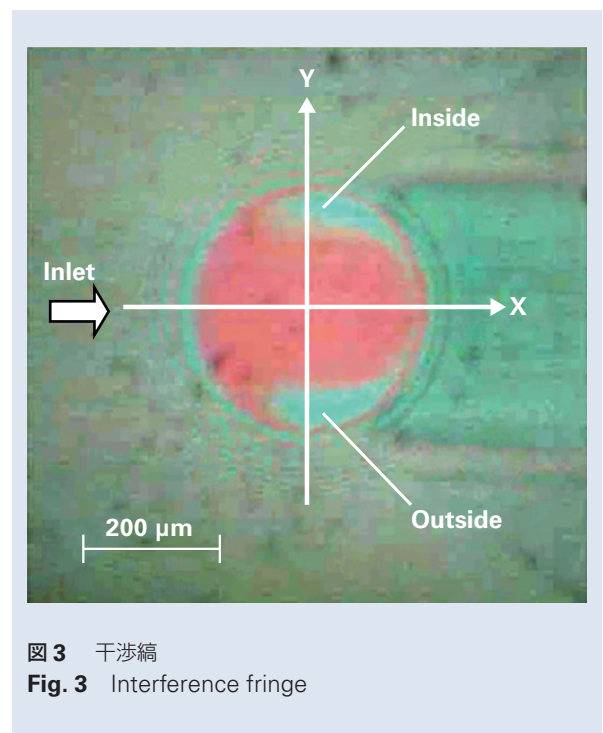


図3 干渉縞
Fig. 3 Interference fringe

表2 試験片
Table 2 Specimen

	Ball specimen	Disk specimen
Diameter	25.4 mm	100 mm
Material	SUJ2	BK7 (Glass)
Young's modulus	210 GPa	73.1 GPa
Poisson's ratio	0.3	0.23
Surface roughness	0.0081 μmRa	0.0023 μmRa

3. 実験結果

3.1 無給油時における油膜経時変化

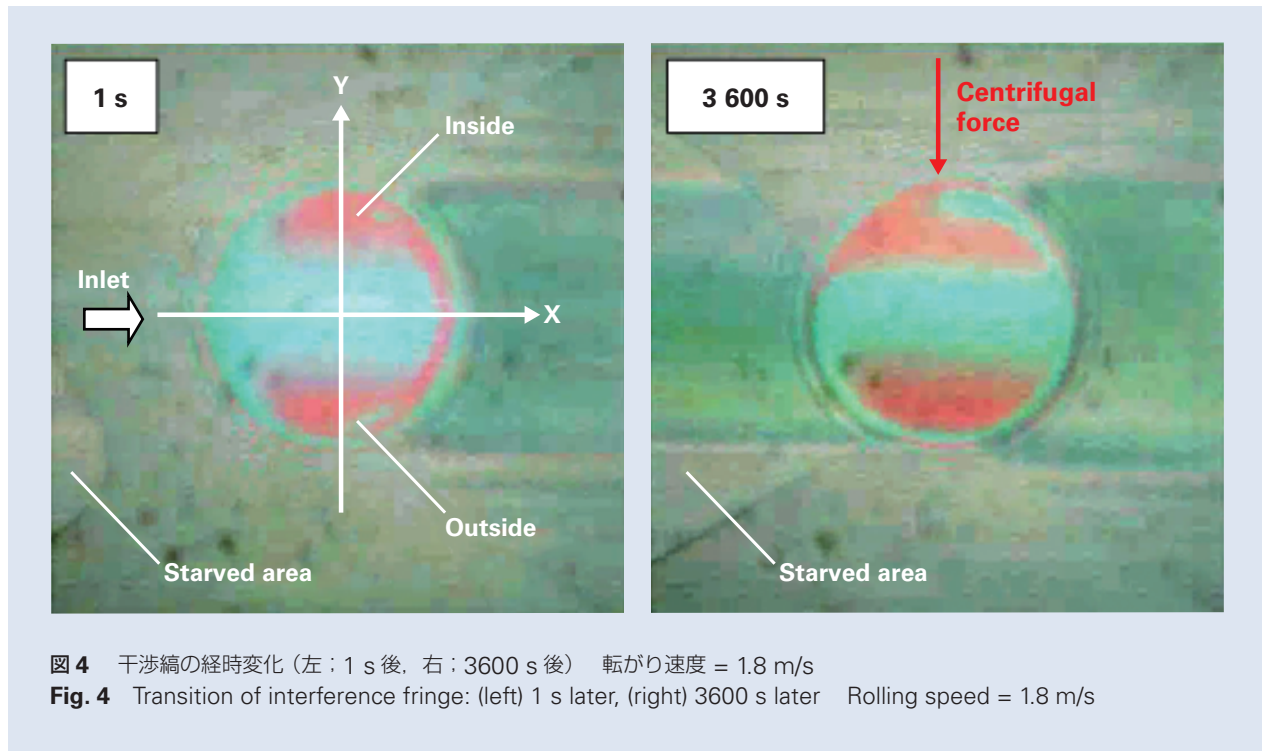
まず、ディスク試験片に十分量の潤滑油を塗布した後、無給油状態における油膜厚さの経時変化を測定し、どのような過程で潤滑油が枯渇していくのか確認する試験を行った。試験条件について表3に示す。

図4に、干渉縞の経時変化について示す。試験開始直後の干渉縞はX軸に関して対称であったが、試験開始1時間後の干渉縞は対称性が無くなり、馬蹄形と呼ばれる油膜の薄い部分はInside側のみ残っていることが確認された。また、図4の左図では小さかったEHL入口部にある枯渇領域が、図4の右図では非常に広がっており、EHL接触域にまで達していることがわかる。

表3 試験条件

Table 3 Test conditions

Temperature	25 °C
Oil	Poly-alpha-olefin oil (PAO)
Kinematic viscosity	19 mm ² /s @ 40 °C
Load	29.7 N
Maximum contact pressure	0.49 GPa
Radius of Hertzian contact	170 μm
Contact position	φ40 mm
Entrainment speed	1.8 m/s
Slide-to-roll ratio	0 %
Volume flow rate of lubricant supply	0 mm ³ /s



続いて、Y軸上における油膜断面プロファイルの経時変化について図5に示す。試験開始直後は、左右対称な油膜断面プロファイルであったが、時間と共にOutside側のみ薄くなっていることがわかる。回転するディスク試験片に発生する遠心力は、Inside側からOutside側に向けて働いており、Outside側のみ油膜が薄くなったのは遠心力の影響を受けて潤滑油が枯渇していったことが原因であると考えられる。Wedevenらの試験結果も、同様な干渉縞を観測している¹⁾。また、Inside側の油膜厚さが変化しないのは、ディスク試験片の回転中心側に塗布されていた潤滑油が遠心力の影響を受けて走行跡に再供給されたことが原因であると考えられる。

続いて、転がり速度を1.2 m/sに減速した場合の測定結果について、図6、及び図7に示す。図6より、試験開始1時間後の枯渇領域は、図4よりも狭くなっていることがわかる。また図7より、油膜の薄くなっ

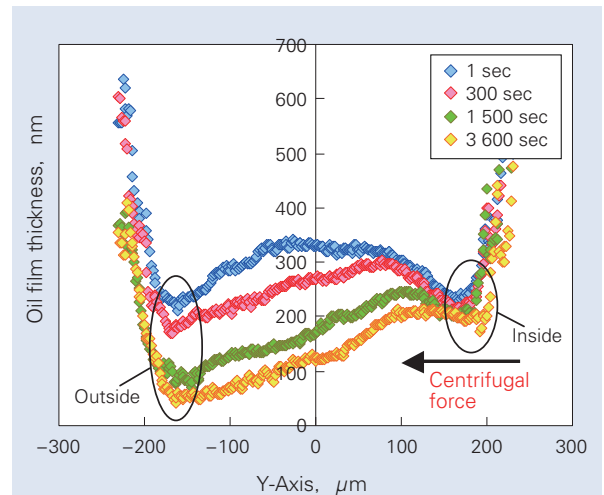


図5 油膜プロファイルの経時変化(Y軸)
転がり速度 = 1.8 m/s

Fig. 5 Transition of oil film profile: Y-axis
Rolling speed = 1.8 m/s

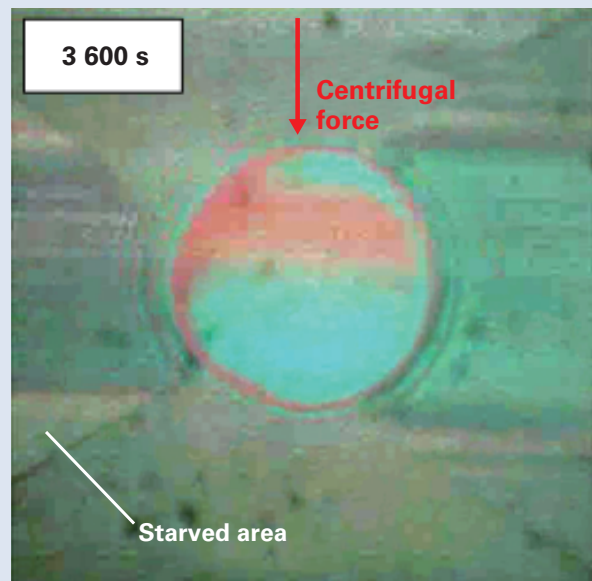
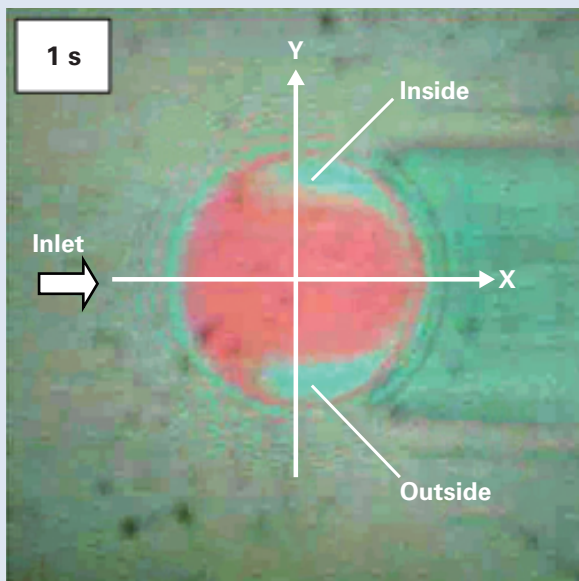


図6 干渉縞の経時変化(左: 1 s後, 右: 3600 s後) 転がり速度 = 1.2 m/s

Fig. 6 Transition of interference fringe: (left) 1 s later, (right) 3600 s later Rolling speed = 1.2 m/s

ている場所が Outside 側の端の部分ではなく、少し接触域内にシフトした位置であることがわかった。また、油膜の減少量も小さくなっていることがわかる。これらの結果は、転がり速度を小さくしたことによる遠心力の低下が原因であると考えられる。遠心力が低下したことで、接触域の Outside 側からも、潤滑油の濡れ性の影響を受けて走行跡に再供給されたと考えられる。

最後に、転がり速度を 0.6 m/s に減速した場合の測定結果について、図 8、及び図 9 に示す。図 8 より、試験開始 1 時間後も EHL 入口部にある枯渇領域が EHL 接触域までに達していないことがわかった。また図 9 より、試験開始 1 時間後の油膜断面プロファイルは、試験開始直後とほぼ変化が無いことがわかった。つまり、速度が遅いほど、潤滑油に働く遠心力が小さくなり、枯渇潤滑になりにくいことが確認された。

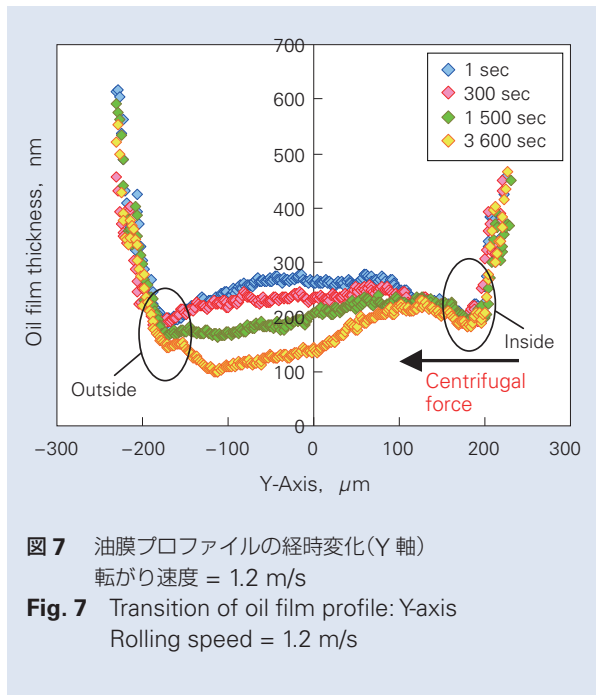


図 7 油膜プロファイルの経時変化(Y 軸)
 転がり速度 = 1.2 m/s
 Fig. 7 Transition of oil film profile: Y-axis
 Rolling speed = 1.2 m/s

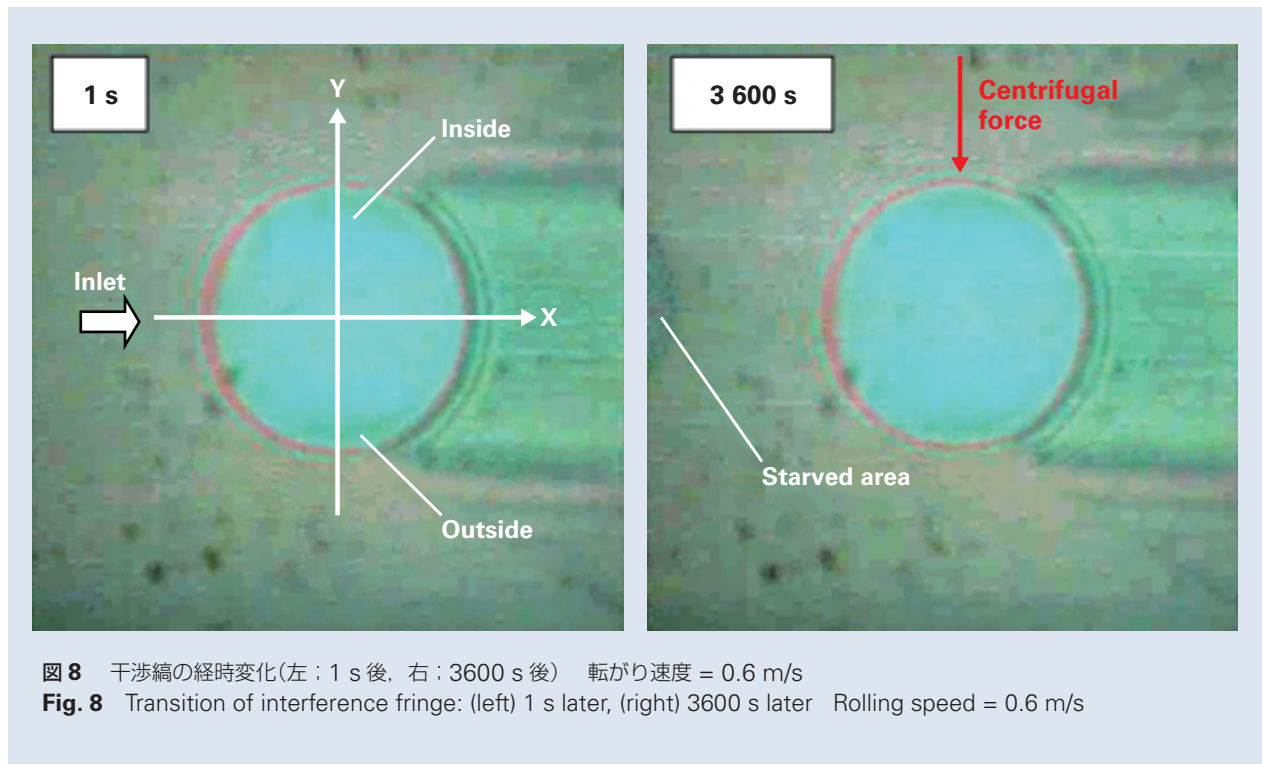


図 8 干渉縞の経時変化(左: 1 s 後, 右: 3600 s 後) 転がり速度 = 0.6 m/s
 Fig. 8 Transition of interference fringe: (left) 1 s later, (right) 3600 s later Rolling speed = 0.6 m/s

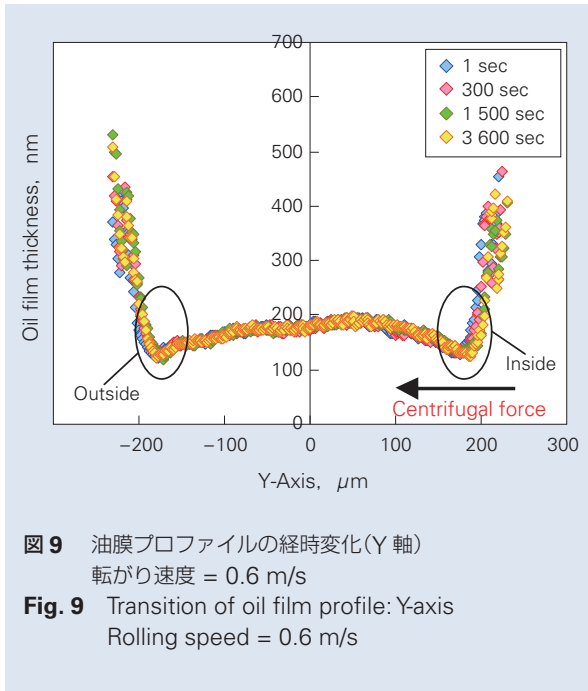
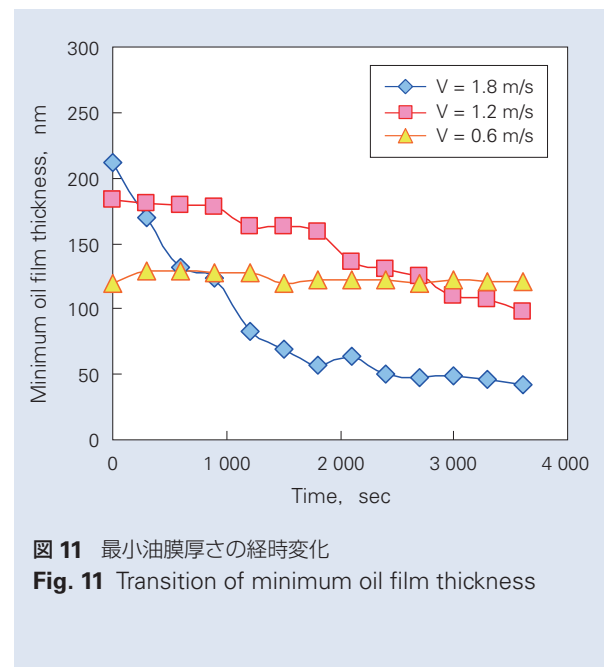
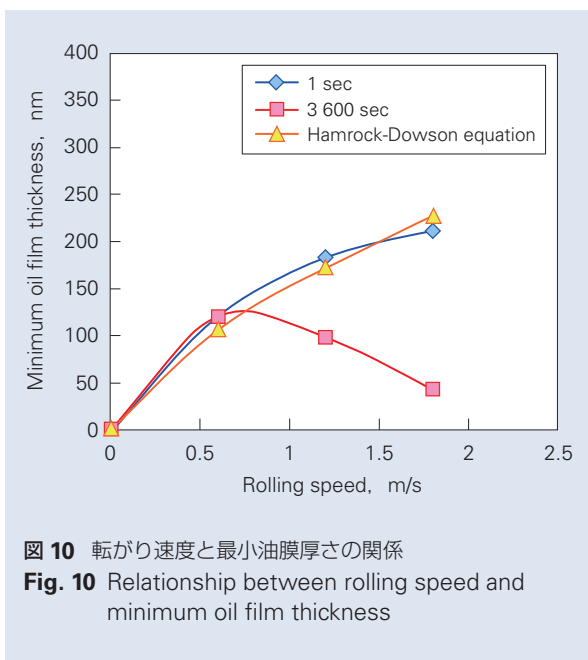


図 10 に、転がり速度と最小油膜厚さ (Y 軸上における最小値) の関係について示す。試験開始直後の油膜厚さは、転がり速度の増加と共に厚くなっており、Hamrock-Dowson の式¹³⁾ とほぼ同じ結果となっている。しかし、転がり速度が 1.2 m/s 以上である場合、試験開始 1 時間後の油膜厚さは速度が大きいほど逆に薄くなっていることがわかる。これは、Guangteng ら⁵⁾ や Cann ら⁶⁾ の結果と一致する。以上の結果より、本研究では、枯渇潤滑を再現するための転がり速度を 1.8 m/s とした。

また図 11 に、最小油膜厚さの経時変化について示す。転がり速度が小さい場合は経時変化がないのに対して、転がり速度が大きい場合、時間と共に油膜厚さが薄くなっていることがわかる。転がり速度が 1.8 m/s の場合、試験開始 2 700 s 以降、油膜厚さが約 50 nm でほぼ一定となっていることから、本研究では試験開始 1 時間後を定常的な枯渇潤滑状態であると判断した。



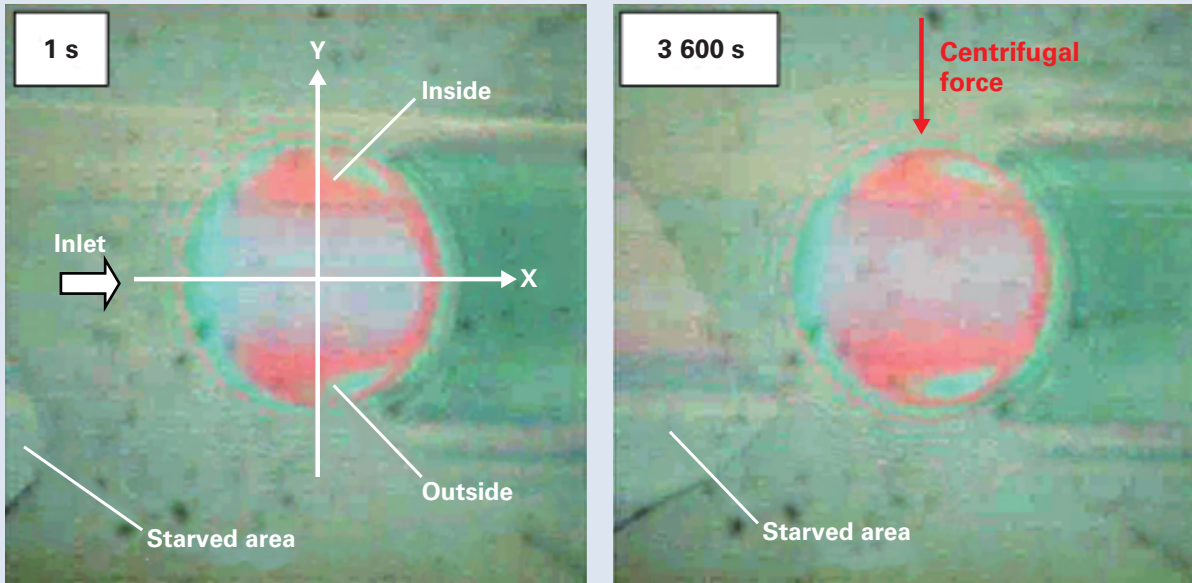


図 12 干渉縞の経時変化(左：1 s 後、右：3600 s 後) 供給油量 = 0.167 mm³/s
 Fig. 12 Transition of interference fringe: (left) 1 s later, (right) 3600 s later
 Supplied oil flow rate = 1.67 × 10⁻¹ mm³/s

3.2 供給油量と油膜厚さの関係

続いて、供給油量を変化させた時の油膜厚さについて測定した結果について示す。試験条件は表 3 と同じであるが、マイクロシリンジポンプを用いて供給油量を 0.00167 ~ 0.167 mm³/s まで変化させた。

初めに、供給油量を 0.167 mm³/s とした場合の油膜測定結果について図 12、及び図 13 に示す。図 12 より、試験開始 1 時間後、EHL 入口部の枯渇領域は試験開始直後よりも広がっているが EHL 領域にまで達しておらず、干渉縞も X 軸に対称な馬蹄形を形成していることがわかる。また、図 13 の油膜断面プロファイルの結果より、油膜厚さが経時変化していないことから、転がり速度が 1.8 m/s の場合、供給油量を 0.167 mm³/s とすることで十分潤滑となることが示唆された。

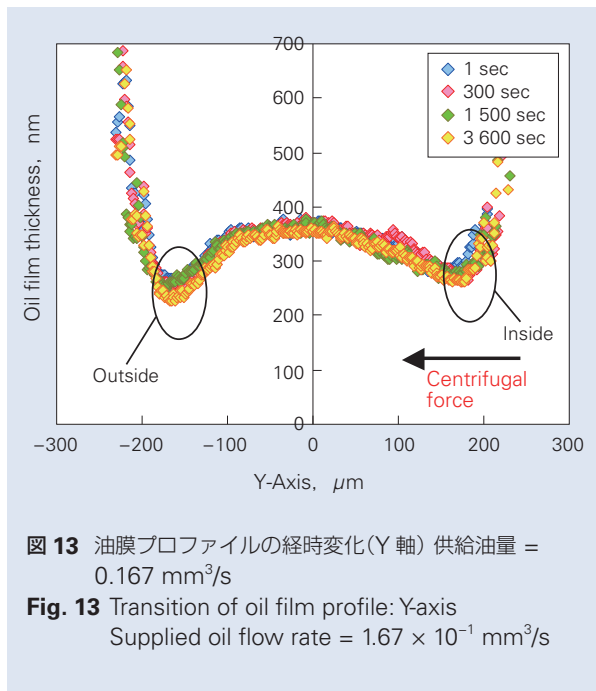


図 13 油膜プロファイルの経時変化(Y 軸) 供給油量 = 0.167 mm³/s
 Fig. 13 Transition of oil film profile: Y-axis
 Supplied oil flow rate = 1.67 × 10⁻¹ mm³/s

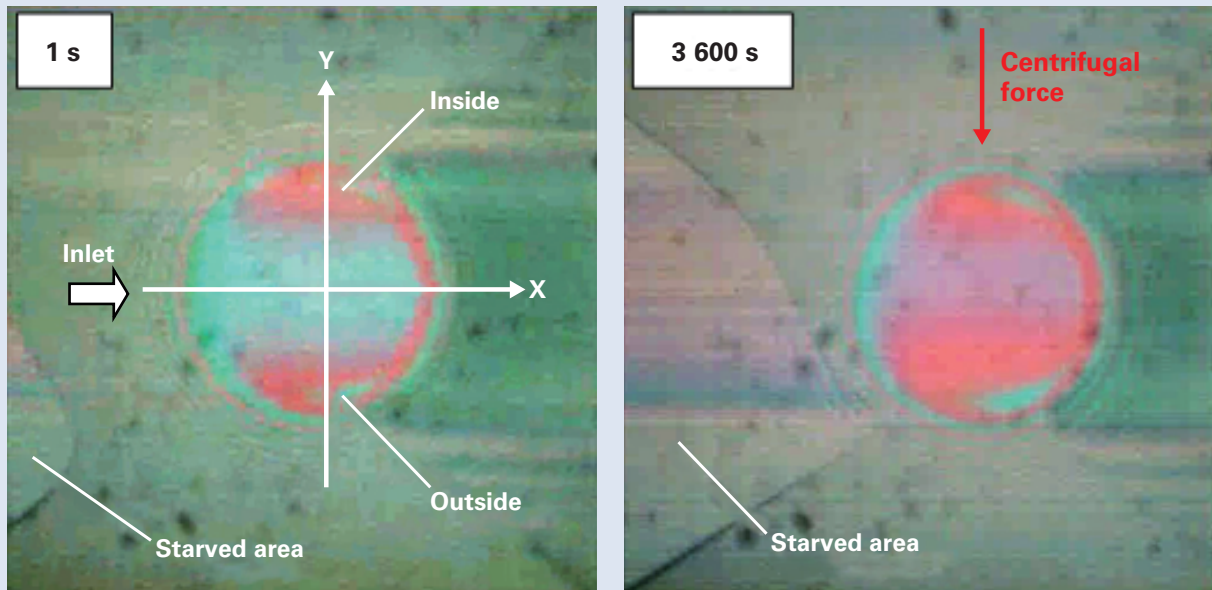


図 14 干渉縞の経時変化(左：1 s 後、右：3 600 s 後) 供給油量 = 0.0167 mm³/s
 Fig. 14 Transition of interference fringe: (left) 1 s later, (right) 3 600 s later
 Supplied oil flow rate = 1.67 × 10⁻² mm³/s

続いて、供給油量を 0.0167 mm³/s とした場合の油膜測定結果について図 14、及び図 15 に示す。図 12 と比較して、図 14 の枯渇領域は広がっているが、EHL 接触域にまでは達していない。

しかし図 15 より、試験開始 300 s 後の油膜断面プロファイルにおいて、Outside 側の油膜が少し薄くなっていることから、供給油量が 0.0167 mm³/s の場合、枯渇潤滑状態になっていると考えられる。また、油膜厚さは 300 s 以降一定となっているので、早期に定常状態になることがわかった。

最後に、供給油量を 0.00167 mm³/s とした場合の油膜測定結果について図 16、及び図 17 に示す。図 16 より、試験開始 1 時間後の EHL 入口部の枯渇領域は図 14 よりも更に広がっており、EHL 接触域にまで達していることがわかる。また図 17 より、油膜厚さが時間と共に減少しており、特に Outside 側の減少量が大きいことがわかる。

また図 18 に、供給油量を変化させた時の最小油膜厚さの経時変化について示す。供給油量が多いほど、油膜厚さが一定となるまでの時間が短くなることがわかる。また、供給油量を小さくするほど、油膜厚さは小さくなるが、油膜が減少する傾きは、供給油量に因らずほぼ同じであることがわかった。これは潤滑油に働く遠心力が、一定であることが原因であると考えている。

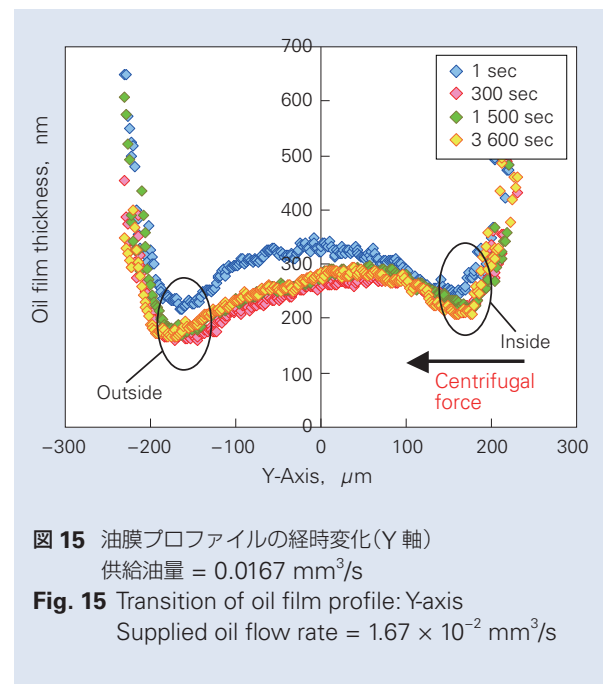


図 15 油膜プロファイルの経時変化(Y 軸)
 供給油量 = 0.0167 mm³/s
 Fig. 15 Transition of oil film profile: Y-axis
 Supplied oil flow rate = 1.67 × 10⁻² mm³/s

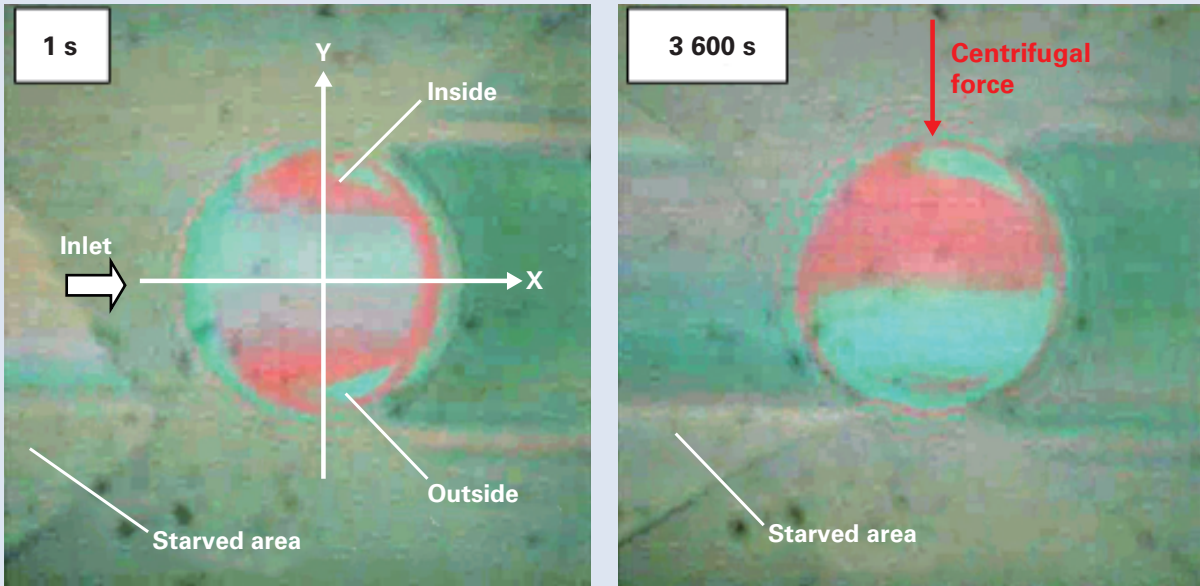


図 16 干渉縞の経時変化(左 : 1 s 後, 右 : 3600 s 後) 供給油量 = 0.00167 mm³/s
 Fig. 16 Transition of interference fringe: (left) 1 s later, (right) 3600 s later
 Supplied oil flow rate = 1.67 × 10⁻³ mm³/s

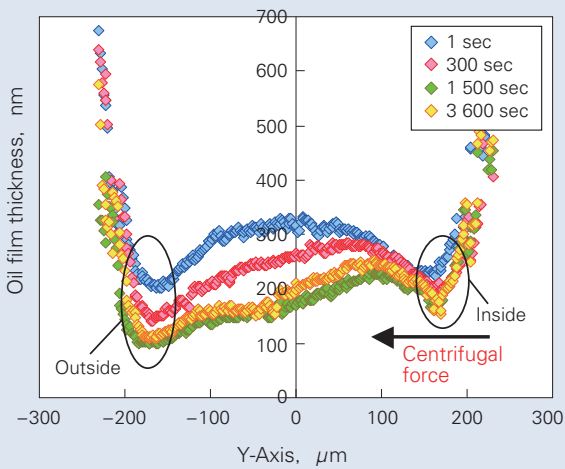


図 17 油膜プロファイルの経時変化(Y 軸)
 供給油量 = 0.00167 mm³/s
 Fig. 17 Transition of oil film profile: Y-axis
 Supplied oil flow rate = 1.67 × 10⁻³ mm³/s

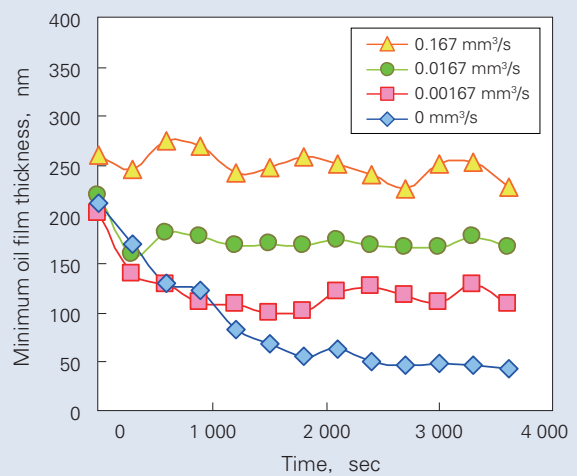


図 18 最小油膜厚さの経時変化
 Fig. 18 Transition of minimum oil film thickness

4. 考察

図 19 に、単位時間当りの供給油量 Q と試験開始 1 時間後の最小油膜厚さ h_{\min} の関係について示す。但し、図中には Hamrock-Dowson の式の結果、及び無供給時の油膜厚さの結果を併せて示している。供給油量が約 $0.1 \text{ mm}^3/\text{s}$ 以上である場合、Hamrock-Dowson の式とほぼ同じ油膜厚さを形成していることから、この領域では十分潤滑であると考えられる。一方で、供給油量を約 $0.01 \text{ mm}^3/\text{s}$ 以下にした場合、徐々に油膜厚さが薄くなることから、この領域では枯渇潤滑になっていることが示唆された。また、供給油量を $0.00167 \text{ mm}^3/\text{s}$ まで少なくしても、無供給時より 2 倍以上油膜が厚かったことから、非常に僅かな油量でも、潤滑に寄与することが確認された。

ここで図 19 より、供給油量が約 $0.01 \text{ mm}^3/\text{s}$ 以下の場合、

$$h_{\min} \propto Q^{1/3} \quad (1)$$

の関係が成り立つことがわかる。Rauscher らは、回転するディスク上に存在する流体の厚さ h_e と体積流量 Q の関係について、理論的に見出している¹⁴⁾。彼等は、トラック(走行跡)の半径 r について、

$$r \gg \left(\frac{Q^2}{4\pi^2 v \omega} \right)^{1/4} \quad (2)$$

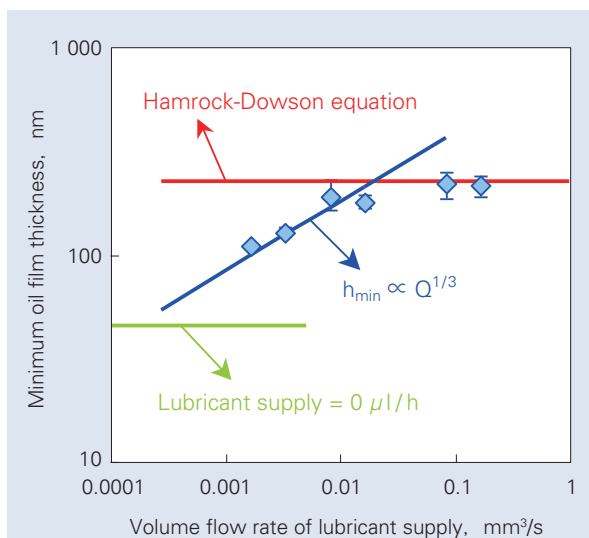


図 19 供給油量と最小油膜厚さ(3600 s 後)の関係
 Fig. 19 Relationship between supplied oil flow rate and minimum oil film thickness (3600 s later)

を満たす場合、液膜の厚さ h_e は r と比較して十分薄いので、

$$\frac{\partial h_e}{\partial r} \approx 0 \quad (3)$$

と近似的に見なしている。但し、 ν は潤滑油の動粘度、 ω はディスク試験片の角速度である。本研究では、 Q の値が非常に小さいので (2) 式を十分満たしている。この時、ナビエーストークス方程式より、液膜の厚さ h_e は、

$$h_e = \left(\frac{3Q\nu}{2\pi\omega^2 r^2} \right)^{1/3} \quad (4)$$

と近似的に表せる。よって、ディスク試験片表面における液膜の厚さが、供給油量の $1/3$ 乗に比例することがわかる。これは、図 19 中におけるグラフの傾きと一致する。つまり、遠心力を受けてトラック中に供給される潤滑油の厚さが、供給油量の $1/3$ 乗に比例するので、油膜厚さも同様な関係になったと考えられる。

5. 結論

本研究では、単位時間当りの供給油量を一定とし、定常的な枯渇潤滑における供給油量と EHL 油膜厚さの関係について調査した。以下に、本研究によって得られた知見についてまとめる。

1. EHL 試験機を用いて枯渇潤滑を再現する為に、マイクロシリンジポンプを用いた EHL 油膜測定方法を考案した。
2. Hamrock-Dowson の式より、十分潤滑の場合、転がり速度の増加と共に油膜厚さも厚くなるが、枯渇潤滑の場合、潤滑油が遠心力の影響を受けるので油膜厚さが逆に薄くなる。
3. EHL 接触域内の Outside 側の油膜厚さは、Inside 側よりも薄くなる。これも、潤滑油が遠心力の影響を受けることに原因がある。
4. 供給油量と油膜厚さの関係について見出し、供給油量を約 $0.01 \text{ mm}^3/\text{s}$ 以下にした場合、油膜厚さは供給油量の $1/3$ 乗に比例する。

参考文献

- 1) Wedeven LD, Evans D, Cameron AC. Optical analysis of ball bearing starvation. ASME Trans J Lubricat Technol, Vol. 93 (1971) 349-63.
- 2) Lui, J., Wen, S., Fully flooded starved and parched lubrication at a point contact system. Wear, Vol.159, No.1 (1992) 135-140.
- 3) Wolveridge, P. E., Baglin, K. P., Archard, J. F., The starved lubrication of cylinders in line contact. Proc. Inst. Mech. Engrs., Vol.185 (1970-1971) 1159-1169.
- 4) Chevalier, F., Lubrecht, A. A., Cann, P. M. E., Colin, F., Dalmaz, G., Film thickness in starved EHL point contacts. ASME J. Tribol., Vol.120 (1998) 126-133.
- 5) Guangteng, G., Cann, P. M., Spikes, H. A., A study of parched lubrication, Wear, Vol.153, No.1 (1992) 91-105.
- 6) Cann, P.M., The transition between fully flooded and starved regimes in EHL. Tribology Int., Vol.37 (2004) 859-864.
- 7) Cann, P.M.E., Chevalier, F., Lubrecht, A. A., Track depletion and Replenishment in a grease lubricated point contact: a quantitative analysis. In proc. 23rd Leeds-Lyon Symp., Elasto-hydrodynamics (1997) 405-413.
- 8) Cann, P.M., Starved grease lubrication of rolling contacts. Tribology Trans., Vol.42, No.2 (1999) 867-873.
- 9) Damiens, B., Venner, C. H., Cann, P. M. E., Lubrecht, A. A., Starved lubrication of elliptical EHD contacts. ASME J. Tribol., Vol.126 (2004) 105-111.
- 10) Gershuni, L., Larson, M. G., Lugt, P. M., Lubricant replenishment in rolling bearing contacts. Tribology Trans., Vol.51, No.5 (2008) 643-651.
- 11) Wang, J., Hashimoto, T., Nishikawa, H., Kaneta, M., Pure rolling elasto-hydrodynamic lubrication of short stroke reciprocating motion. Tribology Int., Vol.38, No.11-12 (2005) 1013-1021.
- 12) Johnston, G. J., Wayte, R., Spikes, H. A., The measurement and study of very thin lubricant films in concentrated contacts. Tribology Trans., Vol.34, No.2 (1991) 187-194.
- 13) Hamrock, B. J., Dowson, D., Isothermal EHL of point contacts: fully flooded results. ASME Trans J Lubricat Technol, Vol. 99 (1976) 405-414.
- 14) Rauscher, J. W., Kelly, R. E., Cole, J. D., An asymptotic Solution for the laminar flow of a thin film on a rotating disk. Trans. ASME, J. Appl. Mech., Vol.40 (1973) 43-47.

商 品

紹 介

CVT 用高信頼性低トルク玉軸受 ベルトトップ 8

BELTOP8 High-Reliability and Low-Friction Ball Bearings for CVTs

ベルト CVT は、優れた燃費とスムーズな走りを両立するトランスミッション（以下 T/M）として、日本および中国市場などでは主流の自動車用変速機である。ベルト CVT は、ベルトとプーリーで動力を伝達し、無段階に変速することが可能である。プーリーを支持する転がり軸受には、ベルト張力による高荷重を破損無く支持する役割と、ベルトに特異な傾きや負荷を与えないよう、高剛性であること。さらにクリープによりハウジングを摩耗させないことが求められている。

一方、自動車の燃費向上を目的として、T/M の小型・軽量化や効率向上に対する動きは加速しており、T/M で使用される転がり軸受にも小型・軽量化と低フリクション化の要求は厳しい。

上記の背景から、NSK は 2011 年に CVT の信頼性向上と高効率化に貢献する”高信頼性低フリクション玉軸受”を発表している。今回、それに加え近年の小型軽量化のニーズに貢献すべく 2 つの新たな機能を追加して”ベルトトップ 8”（写真 1）を開発したので、以下に紹介する。



写真 1 ベルトトップ 8
Photo 1 BELTOP8

1. 構成、構造、および仕様

ベルトトップ 8 は図 1 に示すとおり、以下の 8 つの構成上の特徴を有する。

- ① 内外輪の特殊熱処理 (UR, HTF) による長寿命化
 - ② 玉の特殊熱処理 (UR, EQTF) による長寿命化、耐焼付き性向上
 - ③ 樹脂保持器の採用による、長寿命化・低フリクション化・軽量化
 - ④ 適切な内部諸元の設定による高機能化
 - ⑤ 軸受の小型・軽量化 (幅狭仕様オフセット溝)
 - ⑥ 外輪クリープレス仕様 (外輪の高剛性化) によるクリープ防止
- ※新たに追加された機能は以下の 2 つ
- ⑦ 固体潤滑被膜付加によるハウジング摩耗防止
 - ⑧ 溝肩エッジ丸めによる乗り上げ傷抑制

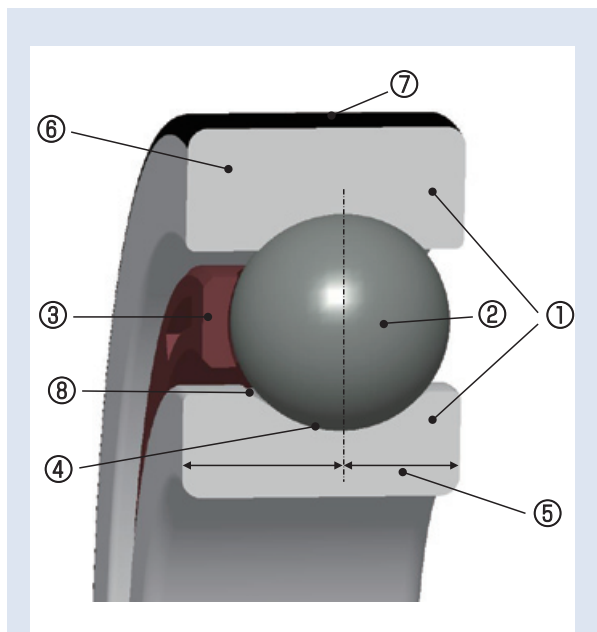


図 1 ベルトトップ 8 の構成上の 8 点の特徴
Fig. 1 Characteristics of the 8 points of configuration in BELTOP8

2. 特長

・高信頼性 (図2)

内部諸元の最適化や軌道輪へのUR・HTF採用により、長寿命化が可能である。また、玉にEQTF、保持器に樹脂保持器を適用することで、軸受稼働中の玉の表面粗さ悪化を抑制し、更なる長寿命化が出来る。

また、外輪の高剛性化によるクリープ防止技術または固体潤滑被膜の付加により、ハウジング摩耗に起因するCVTの振動増大を抑制可能である。

・低トルク化 (図3, 図4)

樹脂保持器の採用により、軸受回転による潤滑油の攪拌抵抗を低減し、低フリクション化を実現した。

・小型・軽量化

内部諸元の実最適化、長寿命技術 (UR, HTF, EQTF) の適用、オフセット溝適用による幅狭化や溝肩丸めによる乗り上げ傷抑制により小型・軽量化を実現した。

3. 用途

本製品に用いている長寿命、低トルク、耐クリープ性向上、小型軽量化技術は、ベルト CVT に限定されず、AT や EV・HEV 等の様々な形式の T/M に適用可能である。

4. まとめ

ベルトトップ8は、NSKの基盤技術と経験・実績に基いて開発したアイテムを集約させた製品である。過酷な環境下で使用されるベルト CVT の高信頼性、低トルクと小型・軽量化に貢献する転がり軸受であり、現在多くのベルト CVT で採用されている。

NSKは、変化の激しい自動車市場のニーズに適應した製品の開発と提案を今後も積極的に進める。

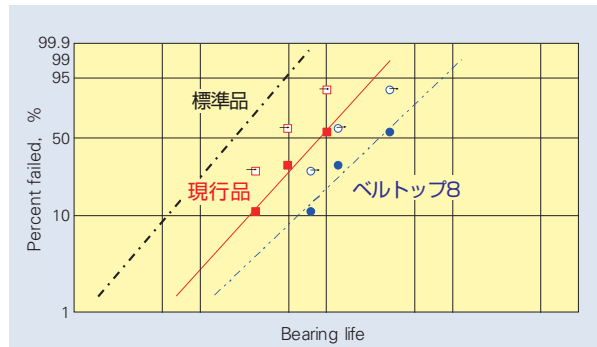


図2 耐久試験結果
Fig. 2 Fatigue test results

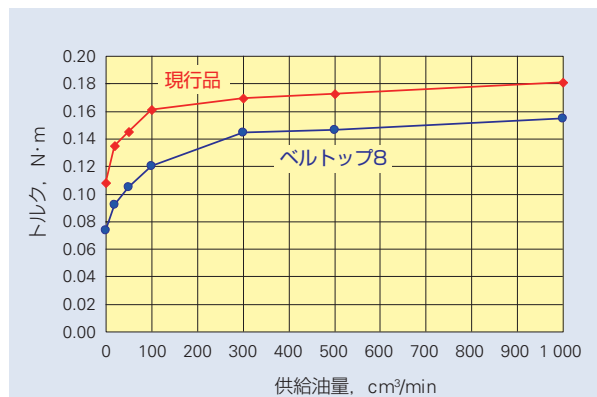


図3 動摩擦トルクと供給油量の関係
Fig. 3 Relationship between dynamic frictional torque and oil quantity

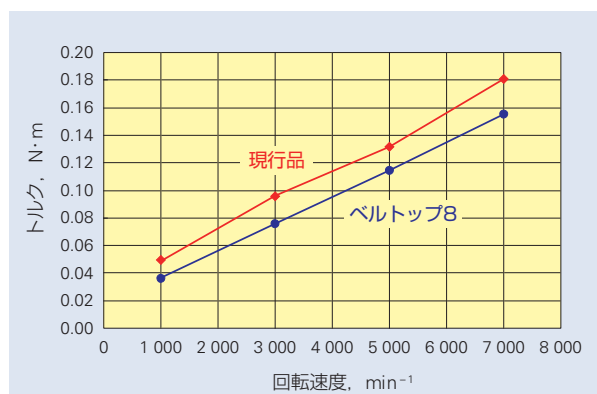


図4 動摩擦トルクと回転速度の関係
Fig. 4 Relationship between dynamic frictional torque and speed of rotation

商 品

紹 介

自動車変速機向け 超長寿命ニードルローラ

Super-Long-Life Needle Rollers for Automobile Transmissions

近年、燃費規制の強化によりグローバルに自動車の燃費向上が求められている。自動車の自動変速機 (Automatic Transmission : 以下 A/T) においては、燃費向上を目的に潤滑油の低粘度化や少油量化が進んでいる。そのため、A/T 内で使用されるニードル軸受は潤滑が希薄となり、使用環境が過酷になってきている。このような中、ニードル軸受の早期損傷や、ローラと接する相手部品に発生する摩耗等の防止が課題となっている。

NSK は、希薄潤滑環境下において、ニードル軸受の損傷、或いは相手部品に発生する摩耗等の損傷を防止する超長寿命ニードルローラを開発したので、以下に紹介する。

1. 構成, 構造, および仕様

NSK ニードルローラのラインナップとして、軸受鋼 2 種に焼入れ焼戻しを施した標準ローラ、並びに浸炭窒化焼入れ焼戻しを施した長寿命ニードルローラが広く採用されている。(表 1)

しかしながら、近年の過酷な潤滑環境下においては、長寿命ニードルローラにおいても、ニードルローラ自身の損傷、或いは金属接触による相手部品の損傷が発生する事例が増加してきている。

開発品は、長寿命ニードルローラに対し、特殊な加工を施すことにより最表面を硬化し表層の硬度を向上させると共に、表層に油溜まり(ディンプル)を形成することで、接触 2 面間の油膜保持性の向上を狙ったことを特徴としている。(図 1)

2. 特長 (図 2)

(1) 寿命耐久性の向上

[スラストニードル軸受での適用事例]

ニードルローラ表層の硬度を高めることで、希薄潤滑環境下でのローラ自身の耐久性を長寿命ニードルローラに対し 2 倍以上に向上させた。

(2) 相手部品の損傷防止

[プラネタリニードル軸受での適用事例]

ニードルローラ表層に油溜まりとなる凹部を形成することで、ローラ転動面と相手部品との接触面間での潤滑油膜保持性を向上させ、希薄潤滑環境下において

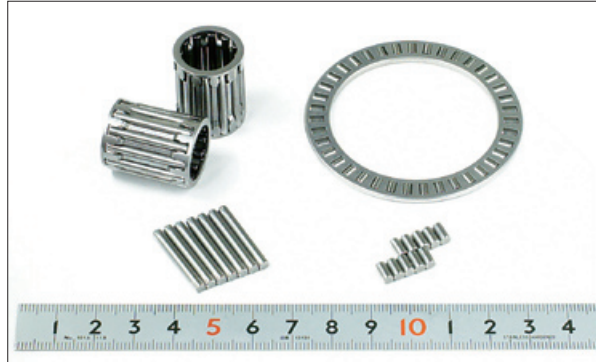


写真 1 超長寿命ニードルローラ (プラネタリ用ニードル軸受, スラストニードル軸受)

Photo 1 Super-long-life needle roller (planetary needle roller bearing, thrust needle roller bearing)

表 1 NSK ニードルローラ ラインナップ

Table 1 NSK needle roller lineup

ローラ仕様		熱処理	表面硬さ	表面のディンプル
1	標準仕様	熱入れ焼戻し	標準	無し
2	従来品 特殊熱処理 (NSK 長寿命ローラ)	浸炭窒化 熱入れ焼戻し	標準	無し
3	開発品 (超長寿命ローラ)	浸炭窒化 熱入れ焼戻し	高硬度	有り

も相手部品に発生する摩耗等の表面損傷の防止を実現した。

3. 用途

開発品は、A/T に使用されるスラストニードル軸受や、プラネタリ用ニードル軸受への適用に最適であり、潤滑油の更なる低粘度化や、少油量化環境に対応する高耐久仕様として、自動車の燃費向上に貢献できる。

4. まとめ

開発品を含む NSK ニードルローラのラインナップ (標準仕様、長寿命ニードルローラ、超長寿命ニードルローラ) を、軸受の使用環境や用途に合わせて最適提案を行っていく。

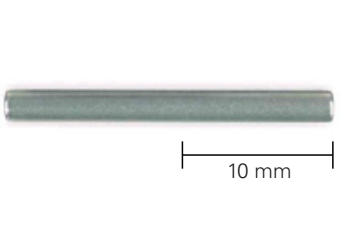

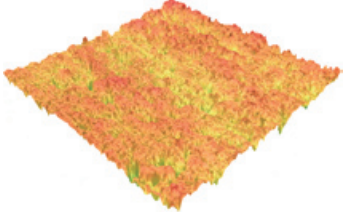
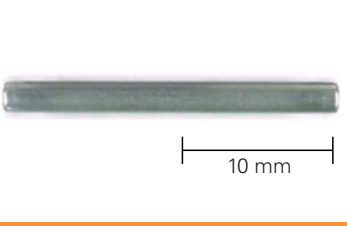
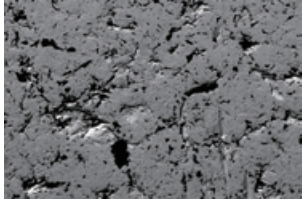
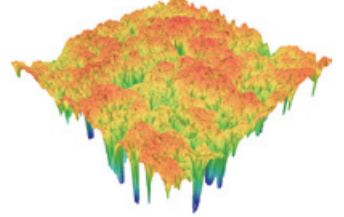
	外観	表層面拡大写真	表層面拡大形状
従来品			
開発品			

図1 特殊加工による開発品の表面性状

Fig. 1 Needle roller surface properties developed by special processing

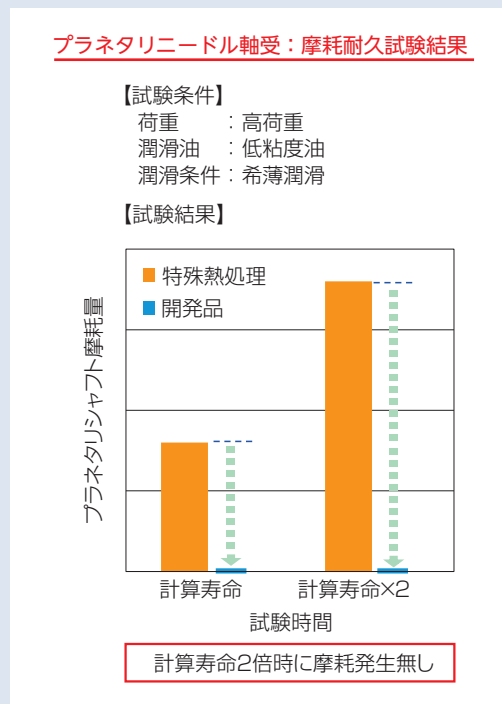
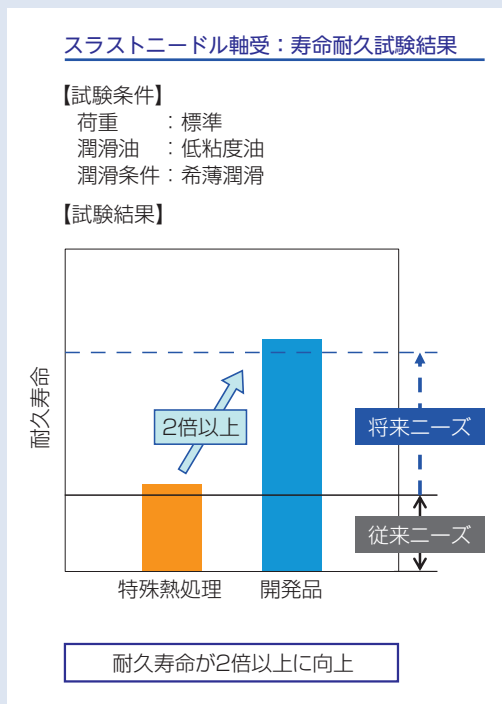


図2 開発品の効果

Fig. 2 Effect of developed product

商品

紹介

樹脂ピン式内部収縮ステアリングコラム

Plastic Pin Internal Contractile Steering Column

ステアリングコラムは、自動車の3大機能“走る”、“曲がる”、“止まる”のうち、“曲がる”を司る部品である。

その他に、万が一の事故の際にはエアバックの支持をするだけでなく、コラム自体が縮んで乗員の衝撃を吸収する機能を有しており、衝撃を吸収する際には安定した離脱荷重及び収縮荷重を要求された部品でもある。

今回、NSKでは、衝突時の離脱荷重を安定させた新機構の離脱構造を搭載したステアリングコラムを開発したので、以下に紹介する。

1. 構成、構造、および仕様

写真1は、新機構の離脱構造を搭載したステアリングコラムである。写真2は、その主要構成部品である離脱部を示している。

コラムパイプにアルミブラケットは樹脂ピンで固定される。アルミブラケットは多板プレートを介してチルトブラケットと連結し、レバーをロックした状態では固定され、レバーを解除した状態では、何の拘束もなくステアリングホイールの上前后位置を変えることが可能となる。

ステアリングホイールから衝撃荷重が入力されると、アルミブラケットが固定されている為、コラムパイプとアルミブラケットの間で樹脂ピンがせん断され、コラムパイプが収縮していく構造となる。(図1)

2. 特長 (表1)

(1) 離脱荷重の安定性向上

従来のチルトブラケットを離脱させる機構は、車両取り付け面に離脱部を設けている為、相手面の精度により離脱荷重にばらつきが発生していたが、コラムパイプに樹脂ピンを使用した離脱機構を設けることにより、動き出し荷重のばらつきを抑え離脱荷重の安定性を向上させた。

また、従来の機構は離脱後ステアリングコラムが落下し乗員に傷害を与える恐れがあり、落下させないためには別部品の設定が必要であったが、新機構ではチルトブラケットが離脱しない為、チルトブラケットでステアリングコラムを保持し落下しない構造とした。

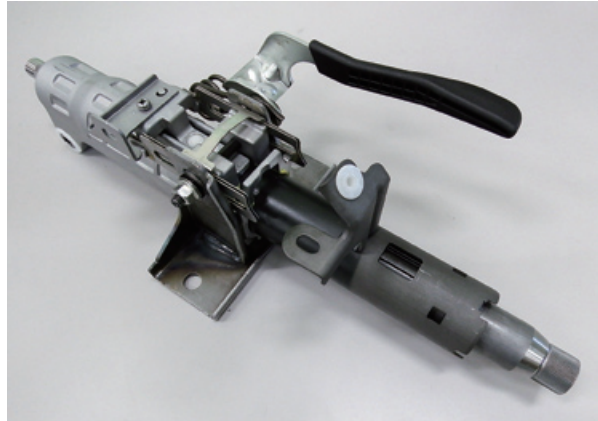


写真1 本開発品が採用されたステアリングコラム
Photo 1 Steering column with the newly developed product

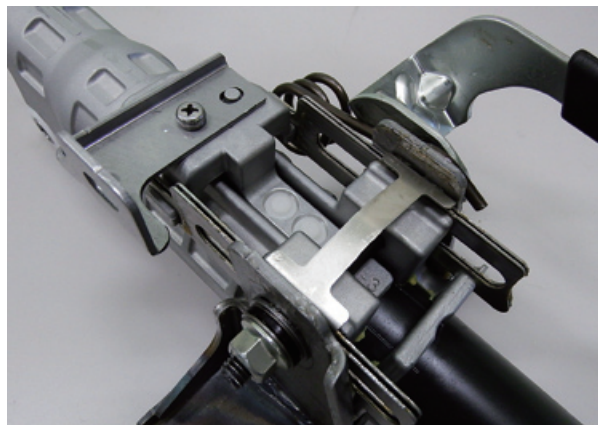
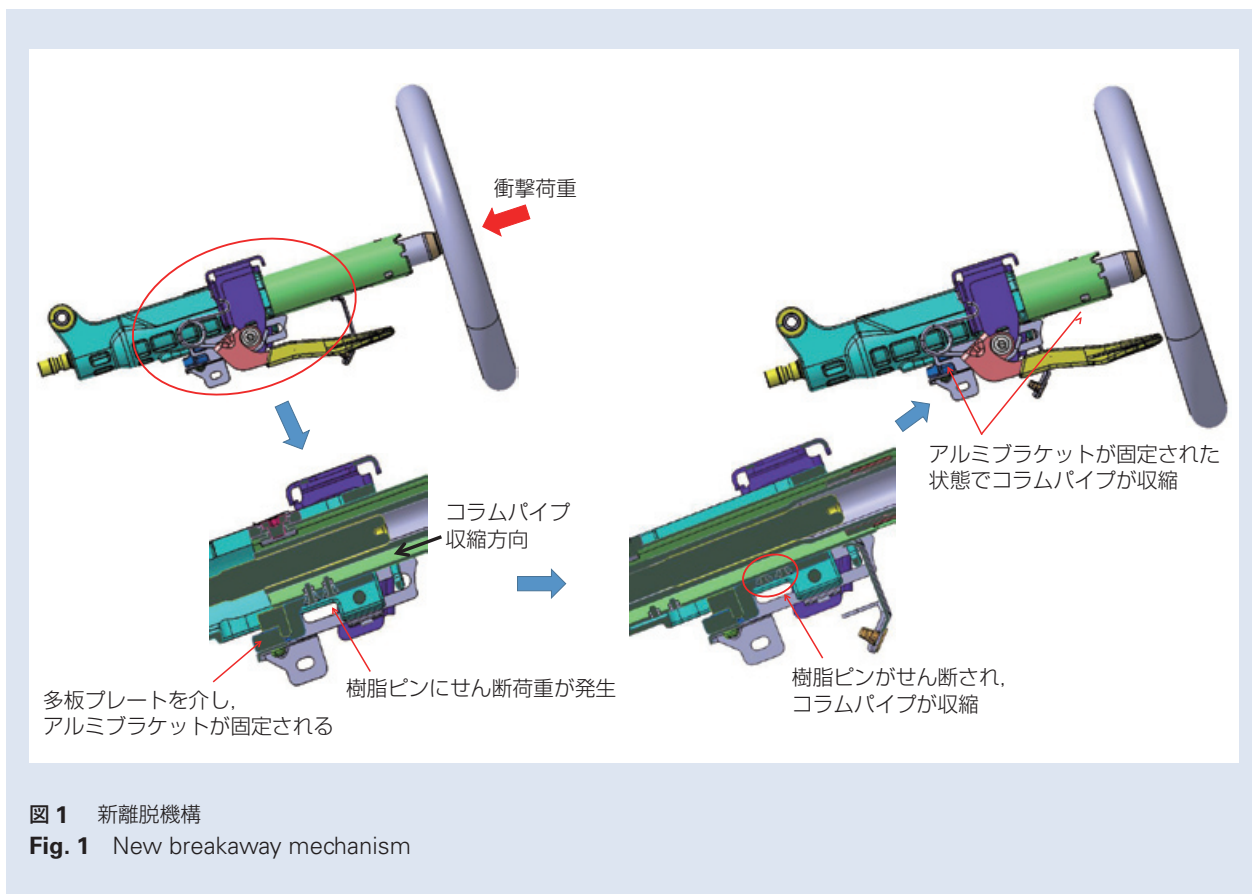


写真2 新離脱機構部
Photo 2 New breakaway mechanism portion

表1 従来品と新離脱機構の比較

Table 1 Comparison between conventional column mechanism and the new breakaway mechanism

項目	従来コラム機構 (チルトブラケット 離脱)	新離脱機構 樹脂ピン式内部 収縮コラム
離脱荷重の安定性	○	◎
離脱後の落下	△	◎
レイアウト性	△	◎



(2) レイアウト性の向上

コラムパイプ部分だけを収縮させる為、収縮のためのスペースを最小限に抑え、レイアウト性を向上させた。

3. まとめ

今回紹介した樹脂ピン式内部収縮コラムは順次量産を開始していく予定である。

今後、自動車の更なる安全性向上に貢献すべく本開発品の展開を推進していく。

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
産業機械事業本部	TEL.03-3779-7227 (代)	FAX.03-3779-7432	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
自動車事業本部	TEL.03-3779-7189 (代)	FAX.03-3779-7917	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
営業本部			
販売技術統括部	TEL.03-3779-7315 (代)	FAX.03-3779-8698	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
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 4-1-25 (東二番丁スクエア 3F) 〒980-0811
日立支社	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒310-0803
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 2F) 〒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 営業部	TEL.03-3779-7302 (代)	FAX.03-3779-7437	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東京支社 販売店営業部	TEL.03-3779-7251 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東京支社 販売技術部	TEL.03-3779-7307 (代)	FAX.03-3495-8241	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
札幌営業所	TEL.011-231-1400 (代)	FAX.011-251-2917	北海道札幌市中央区北五条西 6-2-2 (札幌センタービル 16F) 〒060-0005
宇都宮営業所	TEL.028-610-8701 (代)	FAX.028-610-8717	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピーススクエア 7F) 〒321-0953
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	長野県上田市大手 1-6-4 〒386-0024
静岡支社	TEL.054-253-7310 (代)	FAX.054-275-6030	静岡県静岡市葵区紺屋町 17-1 (葵タワー 22F) 〒420-0852
名古屋支社 営業部	TEL.052-249-5749 (代)	FAX.052-249-5826	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 販売店営業部	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
名古屋支社 販売技術部	TEL.052-249-5720 (代)	FAX.052-249-5711	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.076-260-1850 (代)	FAX.076-260-1851	石川県金沢市藤江南 1-40 〒920-0346
関西支社 営業部	TEL.06-6945-8236 (代)	FAX.06-6945-8174	大阪府大阪市中央区北浜東 1-26 (大阪日精ビル 6F) 〒540-0031
関西支社 販売店営業部	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
関西支社 販売技術部	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 7F) 〒540-0031
京滋営業所	TEL.077-564-7551 (代)	FAX.077-564-7623	滋賀県草津市若竹町 8-4 〒525-0031
兵庫支社	TEL.079-289-1521 (代)	FAX.079-289-1675	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
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 2-6-1 (九勸筑紫通ビル 7F) 〒812-0013
熊本営業所	TEL.096-337-2771 (代)	FAX.096-348-0672	熊本県熊本市北区楠 8-16-50 〒861-8003
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 (EPO 富士ビル 2F) 〒417-0055
東日本自動車第一部(日立)	TEL.029-222-5660 (代)	FAX.029-222-5661	茨城県水戸市城南 1-4-7 (第 5 プリンスビル 6F) 〒310-0803
東日本自動車第一部(東海)	TEL.0566-71-5351 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第二部(大崎)	TEL.03-3779-7892 (代)	FAX.03-3779-7439	東京都品川区大崎 1-6-3 (日精ビル) 〒141-8560
東日本自動車第三部(宇都宮)	TEL.028-610-9805 (代)	FAX.028-610-9806	栃木県宇都宮市東宿郷 2-2-1 (ビッグ・ピーススクエア 7F) 〒321-0953
東日本自動車第三部(東海)	TEL.0566-71-5260 (代)	FAX.0566-71-5365	愛知県安城市三河安城町 1-9-2 (第 2 東祥ビル 5F) 〒446-0056
東日本自動車第四部(高崎)	TEL.027-321-3434 (代)	FAX.027-321-3476	群馬県高崎市栄町 16-11 (高崎イーストタワー 3F) 〒370-0841
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	静岡県浜松市中区板屋町 111-2 (浜松アクトタワー 19F) 〒430-7719
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 3F) 〒540-0031
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 (広島日精ビル) 〒732-0802
西日本自動車部(姫路)	TEL.079-289-1530 (代)	FAX.079-289-1675	兵庫県姫路市南駅前町 100 (パラシオ第 2 ビル 8F) 〒670-0962

〈2017年7月現在〉

最新情報はNSKホームページをご覧ください。

お問合せ：製品については、お近くの支社・営業所にお申し付けください。

製品の技術的な内容
についてのお問合せ

■ベアリング・精機製品関連 (ボールねじ・リニアガイド・モノキャリア) ☎ 0120-502-260
■メガトルクモータ・XYモジュール ☎ 0120-446-040

日本精工株式会社は、外国為替及び外国貿易法等により規制されている製品・技術については、法令に違反して輸出しないことを基本方針としております。規制に該当する当社製品を輸出される場合は、同法に基づく輸出許可を取得されますようお願い致します。なお、当社製品の輸出に際しては、兵器・武器関連用途に使用されることのないよう十分留意下さるよう併せてお願い致します。

NSK TECHNICAL JOURNAL

JANUARY 2018 No. 690

印刷 平成 30 年 1 月 12 日
発行 平成 30 年 1 月 22 日
編集人 荒牧 宏敏
発行人 海老澤 斉
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 03-3779-7050
東京都品川区大崎 1-6-3 日精ビル

非売品

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的外観、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。



日本精工株式会社



円滑でくらしやすい地球のために

この印刷物は環境に配慮した印刷方法を採用しています。