507 トリポード形等速ジョイントのスラスト力低減に関する研究

Study on Thrust Force Reduction of Tripod Constant Velocity Joint

○正 杉浦 豪軌 (豊田中央研究所) 安藤 陽星 (ジェイテクト)
 柏木 勇史 (ジェイテクト) 正 松永 継春 (豊田中央研究所)
 水谷 義輝 (豊田中央研究所)

Hideki SUGIURA, Toyota Central R&D Labs., Inc., 41-1, Yokomichi, Nagakute-cho, Aichi
 Yosei ANDO, JTEKT Corporation, 24-1, Kokubuhiganjo-cho, Kashiwara-city, Osaka
 Isashi KASHIWAGI, JTEKT Corporation
 Tsugiharuru MATSUNAGA, Toyota Central R&D Labs., Inc.
 Yoshiteru MIZUTANI, Toyota Central R&D Labs., Inc.

To achieve reduction of thrust force of a tripod constant velocity joint, some reduction methods are determined based on mechanisms inducing the thrust force. In these methods, a dual-contact method is selected because of very few design change. A theory inducing the thrust force between a roller and this dual-contact groove is constructed. By comparing theoretical results with computational ones using multibody dynamics approach, the appropriateness of this theory is verified. This paper also describes the effectiveness of the thrust force reduction by testing a prototype joint equipped with the dual-contact groove.

Key Words: Multibody Dynamics, Tripod Joint, Constant Velocity Joint, Thrust Force, Friction Force, Roller

A 1. はじめに

前輪駆動車のドライブシャフトに用いられるトリポード形等速ジョイントには、動力伝達時に車両の横揺れ振動を誘起するスラスト力が発生する。この要因を解明するため、これまでに著者らは、部品間の接触・摩擦力を考慮したマルチボディダイナミクス (MBD) 解析手法を構築し、スラスト力がローラと溝の間のすべり摩擦力に起因することを定量的に示した。さらに、この摩擦力の発生要因解明のため、ローラ 1 軸分のモデルによる縮小解析を実施し、摩擦力の要因となるローラ挙動 (ピッチングとローリング) を把握し、スラスト力の発生メカニズムを明らかにした。

本研究では、次の課題としてスラスト力の低減を取り上げる。前述のメカニズムを基にした考察からローラと溝の間に 2 点接触する方法に着目し、この場合のスラスト力発生原理を示す。そして、実機を模擬した MBD 解析手法を用いて発生原理の検証と低減効果の評価を行う。

A 2. 2 点接触のスラスト力発生原理と検証

溝に対するローラのすべり速度と溝への作用力を図 A1 に示す。二つの接触点分を合計したスラスト力は次式となる。

$$f_{tz} = \mu_s (1-\eta) N (V \sin \phi + U_o) / V_o + \mu_s \eta N (V \sin \phi + U_i) / V_i \quad \cdots \cdots (A1)$$

ここで、 V は前述のローラ挙動によるすべり速度、 U_o , U_i はローラのスピンによるすべり速度、 V_o , V_i はそれぞれ V と U_o , U_i との合成速度、 μ_s は摩擦係数、 N は法線荷重、 η は両接触点での荷重分担比、そして、 ϕ はピッチ角である。次に、スラスト力の時間波形 (ジョイント 1 回転分) を図 A2 に示す。これを MBD 解析の結果と比べると、特徴がほぼ同じであった。

A 3. 低減効果の評価

2 点接触の接触角 ζ_o , ζ_i ($\zeta_o = \zeta_i$) とスラスト力の回転 3 次成分実効値との関係を、MBD 解析より求めて図 A3 に示す。

(同条件の 1 点接触の解析結果を用いて正規化)。接触角 7° 付近に極大値をもつ、上に凸となる特徴は、式(A1)による計算結果と同じ傾向であり、また、接触角が大きいくほど低減効果が高くなる傾向は、実機による試験結果とも一致した。

Fig. A1 Velocity and force vector on dual-contact groove

Fig. A2 Comparison of theoretical result with computational one

Fig. A3 Variation of 3rd rotating order component of thrust force with pressure angle

1. はじめに

前輪駆動車用ドライブシャフトのデファレンシャルギヤ側に用いられるトリポッド形等速ジョイントは、二軸に交差角が付いた状態で動力を伝達する機能とともに、軸方向の変位を摺動により吸収する機構を有するが、この摺動機構に起因して、ドライブシャフトの回転とともに周期的に変動するスラスト力が発生する。これが車両の横揺れ振動を誘起する強制力となるため、ジョイント構成部品間の接触・摩擦を動的に模擬できる解析手法の確立とスラスト力発生メカニズムの解明が積年の重要課題となっている。

これらの課題に対して、著者らは、接触・摩擦力を考慮した詳細なマルチボディモデルによるスラスト力解析手法を構築し、各接触部における摩擦力の寄与度解析からスラスト力の主成分（回転 3 次成分）が主にローラとローラ溝の間のすべり摩擦力に起因することを定量的に示した⁽¹⁾。さらに、このすべり摩擦力の発生要因を解明するため、入力側であるローラ溝と出力側であるローラ軸（ローラの支持部材）の間の相対運動を整理して定式化し、これを駆動拘束条件として、ローラ 1 軸分のみに縮小したモデルによる解析を実施した。この結果から入出力軸間において生じる複数のローラ挙動のうち、すべり摩擦力の要因となる挙動を示し、スラスト力の発生メカニズムを明らかにした⁽²⁾。

本研究では、次のステップとして、スラスト力の低減方法について取り上げる。トリポッド形等速ジョイントが実用化されて以来、試行錯誤の繰り返しによって様々な低減方策が施されてきた⁽³⁾が、その低減メカニズムはほとんど解明されていない。そこで、まず著者らが明らかにしたスラスト力発生メカニズムから考えられる低減方法を述べ、これにあてはまる実在の低減方策を示す。次に、これらの低減方策のうち、変更規模が少なく現実的であり、かつ知見が少なく研究課題として重要である、ローラと溝間が 2 点接触するタイプを対象に、スラスト力の発生原理を考察する。2 点接触による低減効果が実機同様の接触・摩擦状態においても有効であることをマルチボディダイナミクス解析によるパラメータスタディから明らかにするとともに、実機においてもその効果を確認する。

2. スラスト力低減に関する考察

2・1 ジョイント構成とスラスト力発生メカニズム トリポッド形等速ジョイントの構成を図 1 に示す。入力側となるハウジングには、入力軸と平行かつ等間隔な 3 本のローラ溝が配置される。ローラと接触する溝内面は半円筒形状である。一方、出力側となる中間軸には、これと直交する 3 本の等間隔なローラ軸をもつトリポッドが取り付けられる。1 本のローラ軸には、数十本の針状ころよりなる軸受を介して、溝との接触面が球面形状であるローラが配置される。入力側から出力側への駆動力伝達は、ローラ溝とローラ軸の間でローラを介してなされる。前述のように、その際のローラ挙動に起因してローラと溝の間にすべり摩擦

Fig. 1 Tripod constant velocity joint

力が発生し、その溝方向成分がスラスト力となる。

スラスト力発生メカニズムについて、文献(2)を基に具体的に述べる。図 2 に示すハウジング座標系においてローラ 1 軸分の挙動に注目すると、ローラのすべりは、出力軸の振れ回りに起因するローラ軸の x 軸回りの回転（ピッチング）とトリポッド中心の偏心公転に起因する z 軸回りの回転（ローリング）によって生じ、その合成速度は次式となる。

$$V = A \sin 2\omega t + B \cos 2\omega t \quad \dots\dots\dots(1)$$

ここで、 $A = s \omega \theta^2 / 2$ 、 $B = -r \omega (1 - \cos \theta) / \cos \theta$ であり、図 3 に示すように、 s はジョイント中心からローラ溝中心までの距離、 r はローラの半径、 θ は入力軸と出力軸の交差角、 ω はジョイントの回転速度、そして、 t は時間である。すべりの方向はローラ軸の軸方向と等しく、第 1 項がピッチング起因分、第 2 項がローリング起因分である。これらを合成すると次式となる。

$$V = \sqrt{A^2 + B^2} \sin(2\omega t + \alpha) \quad \dots\dots\dots(2)$$

ここで、 $\alpha = \tan^{-1}(B / A)$ である。一方、ローラから溝に作用するすべり摩擦力 f_t は、接触点における法線荷重 N と摩擦係数 μ_s の積で表わされるため、次式となる。

$$f_t = \mu_s N \quad \dots\dots\dots(3)$$

スラスト力はこのすべり摩擦力の溝方向成分となるため、ピッチ角 $\varphi (= \theta \sin \omega t)$ を用いて次式となる。

$$f_{tz} = f_t \sin \varphi \approx \mu_s N \theta \sin \omega t \quad \dots\dots\dots(4)$$

次に、スラスト力の主成分が回転 3 次となることを説明する。ローラの軸方向にジョイント中心とは逆向きに発生する摩擦力を正とすると、 f_t はジョイント 1 回転につき 2 回変動する回転 2 次成分が主体となる。この主成分について、その振幅を C として、次のように記述できる。

$$f_{t2nd} = C \sin(2\omega t + \alpha) \quad \dots\dots\dots(5)$$

これを用いると、スラスト力の主成分は次式となる。

Fig. 2 Schematic with respect to roller shaft motions

Fig. 3 Sliding velocity based on pitching motion of roller

$$f_{iz\ 2nd} = f_{i\ 2nd} \sin \varphi \doteq C \theta \sin(2\omega t + \alpha) \sin \omega t \quad \cdots \cdots (6)$$

これを展開すると、 $\beta = \tan^{-1}(-A/B)$ を用いて

$$f_{iz\ 2nd} = C \theta / 2 [-\sin(\omega t + \beta) + \sin(3\omega t + \beta)] \quad \cdots \cdots (7)$$

となり、回転 1 次成分と 3 次成分に変換できる。ジョイント全体では、ローラとローラ溝が等間隔に 3 組配置されて 1/3 周期ずつ位相がずれるため、回転 1 次成分は互いに打ち消し合い、回転 3 次成分は重なりあって 3 倍の振幅となる。

2・2 スラスト力低減の考え方 前節で示したスラスト力発生までの流れを基にして、上流側から、ローラ挙動、すべり摩擦力、スラスト力の順に、各段階での低減方策について考察する。

2・2・1 ローラ挙動の抑制 ジョイントの機構上、ローラ軸のピッチングとローリングを無くすことは不可能であるが、ローラの自由度を増やして、ローラ軸の運動の影響を排除することは可能である。具体的には、ローラとローラ軸の間を、円筒対偶から球面对偶に変更する。これにより、部品点数は増えるが、すべり摩擦力、すなわちスラスト力を大幅に低減することができる。なお、この低減方策には公知の製品例⁽³⁾が存在する。

2・2・2 すべり摩擦力の低減 式(3)で示したように、すべり摩擦力は摩擦係数と法線荷重の積として表わされるため、ローラ挙動の抑制をしない場合でも、そのどちらかが低減できればよい。まず、摩擦係数の低減は、ジョイントの潤滑に用いられるグリースの課題であり、スラスト力低減を目的にした専用品の開発により効果をあげている⁽⁴⁾。一方、法線荷重の低減は、伝達トルクが不変ならばローラが配置されるピッチ円の半径を大きくすることにつながる。小型化・軽量化を重視した、昨今の製品ニーズと逆行するため、こちらの低減方策の適用は難しい。

2・2・3 スラスト力の低減 ローラと溝のすべり摩擦力が同じでも、スラスト力となる溝方向成分を低減したい。摩擦力が発生する方向はローラ軸のピッチングとローリングにより決定されて変更できない。そこで、図 4 に示すようにローラと溝の接触点を 1 点から 2 点として⁽⁵⁾、ローラのスピンによる摩擦力を加えることによって、ローラ軸挙動に起因した摩擦力を相対的に減らす。これは溝形状の変更だけで実現可能であるため、2・2・1 項で述べた例のような、ジョイント構成の大変更が不要であり、製造コストの増加が少なく済む現実的な低減方法である。この方法も公知例が存在し、低減効果が得られている⁽⁶⁾が、その理由や最適な溝形状についてはほとんどわかっていない。そこで、まず 2 点接触の場合のスラスト力発生原理について考える。

2・3 2 点接触のスラスト力発生原理 2 点接触ではローラのスピン挙動が加わるため、これによって新たに考慮が必要となる、すべり速度と力のつり合いについて整理する。

2・3・1 すべり速度 接触点における、溝に対するローラのすべり速度を図 4 に示す。ローラ軸のピッチングとローリングに起因するすべり速度 V については 1 点接触の場合と同様であるが、これに加えてローラのスピンの起因するそれぞれ逆向きの溝方向すべり速度が発生する。ここで、ジョイント中心から見て、溝中心線より外側となる接触点

Fig. 4 Velocity and force vector on dual-contact groove

での速度を U_o 、内側の接触点での速度を U_i とする。 V に U_o と U_i をそれぞれ合成したものが、接触点でのすべり速度 V_o 、 V_i となる。これらを第 2 余弦法則により記述し、 φ を小さい角度として近似すると以下の式となる。

$$V_o = [V^2 + U_o^2 - 2|U_o \cos(\pi/2 + \varphi)|]^{1/2} \\ \doteq (V^2 + U_o^2 + 2\theta|V U_o \sin \omega t|)^{1/2} \quad \cdots \cdots (8)$$

$$V_i = [V^2 + U_i^2 - 2|V U_i \cos(\pi/2 - \varphi)|]^{1/2} \\ \doteq (V^2 + U_i^2 - 2\theta|V U_i \sin \omega t|)^{1/2} \quad \cdots \cdots (9)$$

ここで、 U_o 、 U_i は、図 4 の溝断面における各接触角 ζ_o 、 ζ_i を用いることで以下の式となる。なお、溝断面は、二つの円弧を用いたゴシックアーチ形状とする。

$$U_o = r \sin \zeta_o \, d\varphi/dt \doteq r \zeta_o \omega \theta \cos \omega t \quad \cdots \cdots (10)$$

$$U_i = -r \sin \zeta_i \, d\varphi/dt \doteq -r \zeta_i \omega \theta \cos \omega t \quad \cdots \cdots (11)$$

2・3・2 法線荷重の分担割合 二つの接触点で荷重を分担する割合は、ローラの y 軸方向の力のつり合いにより決まる。溝からローラに伝達される全法線荷重に対する内側接触点での法線荷重の比を η とすると、次式となる。

$$\eta N \tan \zeta_i - \mu_s \eta N (V/V_i) \cos \varphi \\ - (1-\eta) N \tan \zeta_o - \mu_s (1-\eta) N (V/V_o) \cos \varphi = 0 \quad \cdots \cdots (12)$$

ここで、接触点でのすべり摩擦力をスピンに起因する成分とローラ軸挙動に起因する成分に分解する際、 V_o (V_i) と、 V あるいは U_o (U_i) との比を利用して求めている。 φ 、 ζ_o 、 ζ_i を小さい角として近似し、整理すると次式となる。

$$\eta = \frac{\zeta_o + \mu_s (V/V_o)}{\zeta_o + \zeta_i + \mu_s V (1/V_o - 1/V_i)} \quad \cdots \cdots (13)$$

2・3・3 スラスト力の計算結果 前項の法線荷重分担により両接触点でのすべり摩擦力が変化し、 U_o 、 U_i も初期の時点から変化すると考える。スピンの回転半径が η と連動するものとし、式(10)、(11)を修正すると、以下の式となる。

$$U_o = r (\zeta_o + \zeta_i) \eta \omega \theta \cos \omega t \quad \cdots \cdots (14)$$

$$U_i = -r (\zeta_o + \zeta_i) (1-\eta) \omega \theta \cos \omega t \quad \cdots \cdots (15)$$

これらを式(8)、(9)に代入後、再度 η を求める。この手順を繰り返し、値の変化が微小になった時点(通常は数回で収束)の各パラメータを用いると、スラスト力は次式で導出できる。

$$f_{zo} = \mu_s (1-\eta) N (V \sin \varphi + U_o) / V_o \\ = \mu_s (1-\eta) N \theta [V \sin \omega t + r(\zeta_o + \zeta_i) \eta \omega \cos \omega t] / V_o \quad (16)$$

$$f_{zi} = \mu_s \eta N (V \sin \varphi + U_i) / V_i \\ = \mu_s \eta N \theta [V \sin \omega t - r(\zeta_o + \zeta_i)(1 - \eta) \omega \cos \omega t] / V_i \quad (17)$$

最終的に、1 軸分の溝に作用するスラスト力は次式となる。

$$f_z = f_{zo} + f_{zi} \quad \dots\dots\dots (18)$$

f_{zo} , f_{zi} , f_z の時間波形を図 5 に示す。ここで、 $s = 0.020$, $r = 0.015$, $\zeta_o = \zeta_i = 11^\circ$, $\theta = 10^\circ$, $\omega = 20\pi$ (600rpm), $N = 1000$, $\mu_s = 0.05$ である。 f_{zo} と f_{zi} の和により双方の成分の大半が相殺されていることがわかる。次に、 f_z を次数比分析した結果を図 6 に示す。1 点接触の場合の次数比分析結果⁽²⁾と同様に、回転 1 次と 3 次の成分が顕著に表れた。また、 θ を変化させた場合の回転 3 次成分実効値を図 7 に示す。ここでも、1 点接触の場合⁽¹⁾と同様に θ に対して比例する関係となった。

$\zeta_o = \zeta_i$ の状態で接触角を変化させた場合の回転 3 次成分の実効値を図 8 に示す。式(4)に基づく 1 点接触の場合の計算値を基準として正規化してある。接触角 7° で極大となる、上に凸の傾向を示し、接触角 4° 以下と 10° 以上の場合に低減効果が得られた。なお、基準値の算出に用いた式(4)は、

Fig. 5 Waveshapes of thrust force

Fig. 6 Result of rotational order tracking analysis

Fig. 7 Variation of 3rd rotating order component of thrust force with joint angle

Fig. 8 Variation of 3rd rotating order component of thrust force with pressure angle

スラスト力発生メカニズムの本質を簡潔に表しているが、その背反としてスラスト力予測精度の面では十分ではない。

3. マルチボディモデル

3・1 モデルの概要 実機模擬のマルチボディモデルにより、2 点接触での発生原理の検証と低減効果の評価を行う。

図 9 にモデルの概念図を示す。各部品を剛体として定義し、慣性特性を与えた上で 3 次元の全体座標に配置する。次に、ハウジングのローラ溝、ローラ、針状ころ、トリポードのローラ軸の間を力要素のみで関係付ける。接触力と摩擦力により力要素を定義し、各剛体の位置関係と接触面形状を実機寸法どおりに与えることによって部品間の隙間を考慮する。さらに、軸交差角などの解析条件を設定するため、入出力軸に対して拘束を与える。

このモデルから拘束を含む多剛体系の運動方程式を導くと、次式となる⁽⁷⁾。

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{\Phi}_q^T \\ \mathbf{\Phi}_q & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \boldsymbol{\gamma} \end{bmatrix} \quad \dots\dots\dots (19)$$

ここで、 $\mathbf{M}$ は一般化質量行列、 $\ddot{\mathbf{q}}$ は一般化座標 $\mathbf{q}$ の加速度ベクトル、 $\mathbf{\Phi}_q$ は、 $\mathbf{q}$ および時間 t により剛体間の自由度を規定する拘束式 $\mathbf{\Phi} \equiv \mathbf{\Phi}(\mathbf{q}, t) = \mathbf{0}$ を、 $\mathbf{q}$ で偏微分して得られるヤコビアン行列、 $\boldsymbol{\lambda}$ はラグランジュの未定乗数、 $\mathbf{Q}$ は外力（接触力と摩擦力も考慮）と速度 2 乗慣性力項を含む一般化力である。また、 $\boldsymbol{\gamma}$ は $\mathbf{\Phi}$ を 2 回微分して得られ、

$$\boldsymbol{\gamma} \equiv \mathbf{\Phi}_q \ddot{\mathbf{q}} = -(\mathbf{\Phi}_{qq} \dot{\mathbf{q}} \dot{\mathbf{q}} - 2\mathbf{\Phi}_{qt} \dot{\mathbf{q}} - \mathbf{\Phi}_{tt})$$

$$\mathbf{\Phi}_{qt} = \left[\partial^2 \mathbf{\Phi}_i / \partial q_j \partial t \right]_{nh \times nc}, \quad \mathbf{\Phi}_{tt} = \left[\partial^2 \mathbf{\Phi}_i / \partial t^2 \right]_{nh \times 1}, \quad \text{であり,}$$

nh はホロノミック拘束の数、 nc は一般化座標の数である。

入力軸の軸方向拘束力を求めることでスラスト力を得る。なお、解析には、汎用解析ソフト DADS⁽⁸⁾を用いる。

Fig. 9 Schematic of multibody model

3・2 接触と摩擦のモデル 二つの剛体に接触面の形状を定義し、それぞれの面形状が重なり合った場合に、貫入量から導かれる接触力を双方の剛体の接触点に作用させる。接触点において、接線方向の相対速度がある場合にすべり摩擦力を、接触点まわりの相対角速度がある場合にスピナーモーメントを作用させる。さらに、接触点で二つの剛体間に転動が生じる場合に、転がり摩擦による抵抗モーメントを働かせる。以下でそれぞれの定義式について述べる。

接触力 f_n を次式に示す貫入量 δ [mm] のべき乗関数とし、接触形状に合わせ指数 n 、係数 k を設定する。

$$f_n = k \delta^n \quad \dots\dots\dots(20)$$

すべり摩擦力は、式(3)と同様にすべり摩擦係数 μ_s に f_n を乗じた形となる。ここで、 μ_s は動摩擦のみとし、マルチボディモデルに用いる際には相対速度 0 の状態から滑らかに摩擦力を作用させるため、図 10 に示す双曲線正接関数を含んだ関数とする。

転がり摩擦の抵抗モーメント M_r を求める。直径 D のころを 2 枚の平板で挟み、荷重 P をかけたまま片側の平板を動かしてころを転がす場合の抵抗力を F とすると、転がり摩擦係数は $\mu_r = F/P$ となる⁽⁹⁾。このとき、抵抗モーメントは F と D の積となるが、二つの接触点での抵抗が含まれることを考慮し、 M_r を次式とする。

$$M_r = FD/2 = \mu_r PD/2 \quad \dots\dots\dots(21)$$

なお、転がり摩擦係数 μ_r も、 μ_s と同様の関数とする。
次に各接触部の面形状と n 、 k について説明する。

3・2・1 ローラ対ローラ溝 面形状として、ローラでは球を、溝では円筒の内面（1 点接触の場合は 1 面、2 点接触では 2 面必要となる）をそれぞれ定義する。弾性接近量 δ_{ro} [mm] は、ヘルツの理論より次式となる⁽¹⁰⁾。

$$\delta_{ro} = 1.5 \frac{2K}{\pi\mu} \sqrt[3]{\frac{[1-(1/m^2)]^2}{3E^2} \Sigma\rho \cdot f_n^2} \quad \dots\dots\dots(22)$$

ここで、 ρ [1/mm] は面形状の曲率、 $2K/\pi\mu$ は曲率より定まる係数、 E はヤング率、 $1/m$ はポアソン比である。この式を式(20)の形にすると、表 1 に示す n 、 k となる。

次に、スピンモーメント M_s を求める。球と半円筒と接触のため、短径に対する長径の比が 20 程度の細長い接触楕円となる。長径を $2a$ [mm] とし、次式により近似する⁽¹¹⁾。

$$M_s = 3/8 \mu_s f_n a \quad \dots\dots\dots(23)$$

ヘルツの理論より、面形状の曲率より定まる係数 μ を用いて、

$$2a = 2\mu \sqrt[3]{\frac{3[1-(1/m^2)]}{E} \frac{f_n}{\Sigma\rho}} \quad \dots\dots\dots(24)$$

となる⁽¹⁰⁾ことから、最終的に次式とおける。

$$M_s = 0.541 \sqrt[3]{\frac{1-(1/m^2)}{E}} \frac{\mu}{\sqrt[3]{\Sigma\rho}} \mu_s f_n^{4/3} \quad \dots\dots\dots(25)$$

3・2・2 針状ころ对各部品 円筒形状の 1 本の針状ころが、いずれも円筒形状であるローラ軸、ローラ内周面、両隣の針状ころと接触する。隙間が考慮され、針状ころ自体が自由度をもつため、2 軸が平行な場合の線接触、2 軸が同一平面内で傾く場合の一点接触、2 軸がねじれの位置にある場合の点接触など、さまざまな接触が発生する。

こうした現象を効率的に模擬するため、線接触を離散的に扱い、複数の点接触によって近似するモデル化手法⁽¹⁾を用いる。図 11 に示すように、針状ころ径と同じ径の N_s 個の球を並べた面形状を、円筒形の慣性特性を有する 1 個の剛体に対して設定し、個々の球と円筒との接触を定義する。接触先の円筒は、ローラ軸、ローラ内周面、隣（片側）の針状ころである。また、ローラ軸のフランジおよびリテーナと、両端の球との接触も考慮し、針状ころの脱落を防ぐ。

Table 1 Details of exponent n and coefficient k

Object	Roller vs. Groove	Needle roller vs. Other parts
n	3/2	10/9
k	$\frac{0.942}{\sqrt{(2K/\pi\mu)^3 \Sigma\rho}} \frac{E}{1-(1/m^2)}$	$8.15 \times 10^4 \frac{l^{8/9}}{N_s}$

Fig. 10 Function on sliding friction coefficient

Fig. 11 Contact model of needle roller

なお、1 組の軸受を構成するには、1 本のローラ軸に使用される針状ころの本数 N_n と同数のモデルが必要となる。

次に、個々の球の接触力を定式化する。平行な 2 円筒間の弾性接近量 δ_{ne} [mm] は、両円筒の曲率と無関係であり、荷重と線接触長さに関する。鋼材同士の接触の場合、球 1 個の接触力 f_n 、接触部の長さ l [mm] について次式となる⁽¹²⁾。

$$\delta_{ne} = 3.8 \times 10^{-5} (N_s f_n)^{0.9} / l^{0.8} \quad \dots\dots\dots(26)$$

これを式(20)の形にすると、表 1 に示す n 、 k となる。

3・3 拘束条件 入力軸であるハウジングに軸回りの回転駆動拘束を与え、残りの自由度を拘束する。一方、出力軸となる剛体を定義して、ユニバーサルジョイント（ドライブシャフトの車輪側ジョイントを簡易的に模擬、図 9 参照）を介して中間軸に連結する。そして、入力軸と中間軸が所定の軸交差角を保つように出力軸を拘束する。ただし、負荷としてトルクを与える軸回りを除く。

4. 解析結果

4・1 解析条件 ジョイントを動作させる条件のうち、 θ と ω については 2・3・3 項で示した値を用いる。負荷は荷重ではなくトルクで与え、50Nm とした。各部品の位置と形状には、先に示した s 、 r の値に近い市販ジョイントの寸法（公差中央値）を用いた。 $N_n = 27$ 、 $N_s = 7$ である。また、2 点接触の接触角は、 $\zeta_o = \zeta_i = 11^\circ$ とした。 E と $1/m$ には、鋼材の一般的な値を用いた。

摩擦係数の値として、 μ_s はローラと溝の間では 0.05、針状ころと各部品の間では 0.03 とし、 μ_r はすべて 0.002 とした。これらはグリースを付けた試験片による実測値である。また、低い相対速度でも摩擦力を作用させるため、摩擦係数が一定となる速度 v_{st} (図 10) を、解析中の最大すべり速度の 1/4 となるように設定した。転がり摩擦でも同様とした。

4・2 2点接触のスラスト発生原理の検証 2章で述べたローラ1軸の状態にて検証するため、1軸分のローラと溝のすべり摩擦要素を除き、針状ころ部を含むすべての摩擦要素の摩擦係数を微小値に設定して解析を実施した。図12に1溝分のスラスト力の時間波形を示す。これに基づいてスラスト力発生原理に基づく波形(図5)を検証すると、基本的な特徴がほぼ一致していることがわかる。なお、図5の f_{iz} では、図12の f_{iz} に対して $t = 0, 0.05, 0.1$ 付近で位相が遅れる。この理由は、スラスト力発生原理を2次元の $y-z$ 平面で構築した結果、ローラの転動方向の過渡的なスリップが考慮できていないためと考える。

図13に接触角を変化させた場合のスラスト力回転3次成分の実効値(1溝分)を示す。図8と同様に、同じ解析条件の1点接触の結果を基準として正規化してある。接触角 7° 付近で極大となる、上に凸の傾向が一致した。

以上より、2・3節で述べた2点接触におけるスラスト力発生原理は妥当であると考えられる。

4・3 実機条件での低減効果 図13では、スラスト力の低減効果が、検討した全接触角にわたって認められたため、すべての摩擦力を考慮した場合についても確認する。接触角とスラスト力(全3溝分の回転3次成分実効値)の関係を図14に示す。接触角 7° 付近で極大となる、上に凸の傾向は前節の結果と同様であり、低減効果も全接触角にわたって得られた。また、この図に、接触角を 7° と 15° に設定して試作した実機ジョイントの測定結果を重ねて表示する。

Fig. 12 Computational waveshapes of thrust force

Fig. 13 Variation of 3rd rotating order component of thrust force with pressure angle by local sliding friction model (1 roller)

Fig. 14 Variation of 3rd rotating order component of thrust force with pressure angle by full friction model

解析結果の方が低減効果は小さいが、接触角 7° よりも 15° の場合に低減効果が大きくなる特徴は、実機の測定結果と一致している。

最後に、 $\zeta_o = \zeta_i$ の制約の下、接触角の適値について述べる。図14からわかるように、接触角が大きいほどスラスト力の低減効果は高まるが、一方で接触点が溝の幅方向外側に移動する。そのため、溝面の強度上、ヘルツの接触楕円⁽¹⁰⁾が溝幅内に収まる最大接触角が適値となる。

5. まとめ

トリポード形等速ジョイントに誘起されるスラスト力に関して、その低減方策に着目し、主に机上計算とマルチボディダイナミクス解析の両面から検討を行った。その結果を以下にまとめる。

(1) 著者らが明らかにしたスラスト力発生メカニズムをスラスト力低減の観点から適用し、これまでに試みられてきた主要な低減方策の考え方を明らかにした。

(2) ジョイントの基本構成を変える必要のない現実的な低減方策である2点接触について、スラスト力が発生する基本原理を明らかにし、マルチボディダイナミクス解析による検証により妥当性を示した。

(3) ジョイント構成部品間のすべての接触・摩擦を考慮したマルチボディモデルによってパラメータ解析を実施し、2点接触によるスラスト力の低減策は、二つの接触角が同一の場合、その値が大きい程効果が高いことを検証するとともに、実機と比較しても同様の傾向となることを確認した。

文 献

- (1) 杉浦豪軌・松永継春・水谷義輝・安藤陽星・柏木勇史, マルチボディモデルによるトリポード形等速ジョイントのスラスト力解析, 機論, **75**-753, C (2009), 1457-1464.
- (2) 杉浦豪軌・水谷義輝・松永継春・安藤陽星・柏木勇史, トリポード形等速ジョイントのローラ挙動とスラスト力に関する研究, 機論, **76**-765, C (2010), 1308-1315.
- (3) Seher-Thoss, H. Chr., Schmeltz, F. and Aucktor, E., *Universal Joints and Driveshafts : 2nd edition*, (2005), pp.214-230, Springer.
- (4) 高部真一, 鉛化合物を含有しない等速ジョイント用グリースの開発, NTN TECHNICAL REVIEW, **68** (2000), 44-50.
- (5) 木全圭, 等速ジョイントにおける摩擦と潤滑, 潤滑, **31**-10 (1986), 697-702.
- (6) 池田武, 自動車用等速ジョイントの設計の変遷, 設計工学, **37**-8, (2002), 34-41.
- (7) Haug, E. J., *Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems / Vol.1 : Basic Methods*, (1989), 218-229, ALLYN AND BACON.
- (8) DADS Revision8.0 リファレンスマニュアル(上), (1997), サイバネットシステム.
- (9) 岡本純三・中山景次・佐藤昌夫, トライボロジー入門, (1990), 115-122, 幸書房.
- (10) ブレンドライン, J.・ほか5名, ころがり軸受実用ハンドブック, (1996), 96-106, 工業調査会.
- (11) Harris, T. A., *Rolling Bearing Analysis*, (1966), 437, John Wiley & Sons, Inc..
- (12) 岡本純三・野澤義延, 針状ころ軸受, (1991), 111, 光洋精工.