

動的な接触機構解析を応用した
等速ジョイントの動作原理解明

2022年

杉浦豪軌

目 次

第1章 序論	1
1・1 はじめに	1
1・1・1 ドライブシャフトと等速ジョイント	1
1・1・2 ツェツパ形等速ジョイントの課題	3
1・1・3 トリポード形等速ジョイントの課題	3
1・2 研究のねらいと従来研究	4
1・2・1 等速ジョイントの運動学解析と基本伝達特性の解明	4
1・2・2 等速ジョイントの力学解析	6
1・2・3 マルチボディダイナミクスの適用	7
1・2・4 実験による現象の把握	8
1・2・5 後工程となる解析手法	9
1・3 本論文の構成	9
第2章 ツェツパ形等速ジョイントのボール荷重変動	11
2・1 緒言	11
2・2 ジョイントの構成とボール荷重基本波形の導出	11
2・2・1 ツェツパ形等速ジョイントの構成	11
2・2・2 ボール荷重基本波形の導出	12
2・3 マルチボディモデルによる解析と実験検証	17
2・3・1 マルチボディモデルの概要	17
2・3・2 接触と摩擦のモデル	18
2・3・3 拘束条件	19
2・3・4 実機諸元での解析結果	20
2・3・5 実験検証	21
2・4 基本波形の検証と影響因子	24
2・4・1 すべり摩擦係数	25
2・4・2 オフセット	26

2・4・3	接触角	27
2・4・4	影響因子のまとめ	28
2・5	結言	29
第3章	ツェッパ形等速ジョイントのボール荷重変動低減	31
3・1	緒言	31
3・2	ボール荷重変動の低減原理	31
3・2・1	すべり摩擦の影響	31
3・2・2	接触角の影響	32
3・2・3	オフセットの影響	32
3・3	マルチボディモデルによる解析	34
3・3・1	ジョイントのモデル	34
3・3・2	オフセットのパラメータ解析	35
3・4	ボール荷重変動の低減方策	38
3・4・1	同方向傾斜溝	38
3・4・2	ボール荷重変動とトルク損失	39
3・4・3	ドライブシャフトへの適用に向けた考察	41
3・5	結言	42
第4章	トリポード形等速ジョイントのスラスト力解析	43
4・1	緒言	43
4・2	解析モデル	43
4・2・1	解析モデルの概要	44
4・2・2	接触と摩擦のモデル	44
4・2・2・1	ローラ対ローラ溝	46
4・2・2・2	針状ころ对各部品	47
4・2・2・3	針状ころモデルの検証	49
4・2・3	拘束条件	50
4・3	解析結果と考察	50
4・3・1	解析条件	50

4・3・2	スラスト力の解析結果	51
4・3・3	実測値との検証	52
4・3・4	スラスト力に関する考察	53
4・3・5	各摩擦力の寄与度	56
4・4	結言	57
第5章	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の関係	59
5・1	緒言	59
5・2	解析モデル	59
5・2・1	ローラ溝に対するローラ軸の相対運動	59
5・2・1・1	ピッチング	60
5・2・1・2	ヨーイング	61
5・2・1・3	ローリングとローラ軸方向変位	61
5・2・2	解析モデルの概要	62
5・3	モデルの検証	63
5・3・1	解析条件	63
5・3・2	解析結果	64
5・3・3	実験検証	65
5・3・3・1	実験装置の概要	65
5・3・3・2	実験結果と解析結果の比較	65
5・4	要因解析と考察	66
5・4・1	実働時想定 of 解析結果	66
5・4・2	ローラのすべり摩擦力の発生要因	67
5・4・2・1	ピッチングによるローラのすべり	68
5・4・2・2	ローリングによるローラの回転すべり	69
5・4・2・3	ローラ接触点の溝底部横断によるすべり	69
5・4・2・4	検証	71
5・4・3	回転3次成分の発生理由	71
5・5	結言	73

第6章 トリポード形等速ジョイントのスラスト力低減	75
6・1 緒言	75
6・2 スラスト力の理論式と低減メカニズム	75
6・2・1 ジョイント構成とスラスト力発生メカニズム	75
6・2・2 スラスト力低減の考え方	78
6・2・2・1 ローラ挙動の抑制	78
6・2・2・2 すべり摩擦力の低減	78
6・2・2・3 スラスト力の低減	78
6・2・3 2点接触によるスラスト力低減	79
6・2・3・1 すべり速度	79
6・2・3・2 法線荷重の分担	80
6・2・3・3 スラスト力の定式化	80
6・2・3・4 計算結果と考察	82
6・3 解析結果	83
6・3・1 解析条件	83
6・3・2 2点接触でのスラスト力理論式の検証	84
6・3・3 実機条件での低減効果	85
6・4 結言	86
第7章 結論	87
謝辞	91
参考文献	93
出版	101
関連学術論文	101
関連国内発表論文	102
受賞	102
その他の学術論文	102

图 目 次

1.1 Typical small front wheel drive passenger car driveline and steering shaft arrangement	2
1.2 Rzeppa constant velocity joint	3
1.3 Tripod constant velocity joint	4
1.4 Double offset constant velocity joint	5
1.5 Construction of the thesis	10
2.1 Components of a Rzeppa constant velocity joint	12
2.2 Schematic of a bisecting angle plane	12
2.3 Schematic of the mechanism of secondary moment	13
2.4 Schematic of the mechanism of secondary moment in a case of six balls	14
2.5 Basic waveform of ball force	16
2.6 Schematic of a multibody model of a Rzeppa joint	17
2.7 Function of sliding friction coefficient	18
2.8 Computational results of the ball force	21
2.9 Photograph of experimental apparatus for validation	21
2.10 Measurable inner race	22
2.11 Experimental results of the ball force	23
2.12 Computational results of the ball force in the case of the large joint angles	24
2.13 Computational results of the ball force in the case of no friction	25
2.14 Computational results of the ball force indicating the influence of the offset	26
2.15 Computational results of the ball force indicating the influence of the pressure angle	27
2.16 Summary of the influential factors on the ball force fluctuation	28
3.1 Axial component of ball force of a Rzeppa joint	32
3.2 Schematic of a bisecting angle plane	34
3.3 Computational waveforms of the ball force indicating the effect of the offset without considering friction	35

3.4	The percentage of each force component causing secondary moment without considering friction	36
3.5	Computational waveforms of the ball force indicating the effect of the offset when friction is considered	37
3.6	The percentage of each force component causing secondary moment when friction is considered	37
3.7	Schematic of inclined grooves of a Rzeppa joint	39
3.8	Computational waveforms of the ball force indicating the effect of the groove inclination angle	39
3.9	Computational results of the normalized maximum ball force indicating the effect of the groove inclination angle	40
3.10	The percentage of each force component causing secondary moment with inclined grooves	40
3.11	Computational results of the torque loss indicating the effect of the groove inclination angle	41
4.1	Components of a tripod constant velocity joint	43
4.2	Schematic of multibody model of tripod joint	44
4.3	Schematic of contact model	45
4.4	Definition of rolling friction	46
4.5	Contact modes of needle roller	47
4.6	Contact model set of needle roller	48
4.7	Validation of contact model of needle roller	49
4.8	Definition concerning roller shafts and skew	50
4.9	Computational results of thrust force	51
4.10	Investigation of computational skew angle	51
4.11	Experimental result of thrust force	52
4.12	Result of rotational order tracking analysis	52
4.13	Variation of thrust force with joint angle	53
4.14	Computational result of local thrust force at each groove	54

4.15	Waveforms of dominant component of thrust force at each groove	54
4.16	Enlargement of 2nd order	55
4.17	Computational result of thrust forces concerning different skew angles	55
4.18	Contribution of friction on components	56
4.19	Computational results concerning sliding friction between roller and groove	56
5.1	Schematic of relative motions	60
5.2	Schematic of pitching	60
5.3	Schematic of yawing	61
5.4	Schematic of rolling and displacement of axial direction of roller shaft	62
5.5	Schematic of multibody model	63
5.6	Computational result of pressing force ΔF_x and side force F_y	64
5.7	Computational result of thrust force F_z and modified thrust force F_z'	64
5.8	Photograph of experimental apparatus for validation	65
5.9	Experimental result of pressing force ΔF_x and lateral force F_y	66
5.10	Experimental result of modified thrust force F_z'	66
5.11	Computational result of modified thrust force F_z'	66
5.12	Result of rotational order tracking analysis	67
5.13	Relations between relative motions and modified thrust force F_z'	68
5.14	Sliding velocity based on pitching motion of roller	69
5.15	Locus of point of contact on groove	70
5.16	Schematic of forces acting from roller to groove	70
5.17	Three sliding velocities and combined velocity	71
5.18	Validation of thrust force based on three velocities	71
5.19	Sliding friction by velocities v_1 and v_2	72
6.1	Schematic of motions of roller shaft	76
6.2	Sliding velocity based on pitching motion of roller	77
6.3	Velocity and force vectors for dual-contact groove	79
6.4	Sliding velocities based on spin of roller	81

6.5	Waveshapes of thrust force	82
6.6	Variation of 3rd rotating order component of thrust force with pressure angle	82
6.7	Results of rotational order tracking analysis	83
6.8	Variation of 3rd rotating order component of thrust force with joint angle	83
6.9	Computational waveshapes of thrust force	84
6.10	Variation of 3rd rotating order component of thrust force with pressure angle by local sliding friction model (1 roller)	84
6.11	Variation of 3rd rotating order component of thrust force with pressure angle by full friction model	85

第1章 序 論

1・1 はじめに

1・1・1 ドライブシャフトと等速ジョイント

乗用車を中心とする多くの自動車では、エンジンやモータなどの原動機の駆動力を車輪に伝達するため、図 1.1 に示すようなドライブシャフト[1]が用いられている。走行時には、原動機が搭載されている車体と車輪が懸架装置を介して相対的に変位することから、ドライブシャフトが屈曲しながら駆動力を伝達する必要がある。ここで重要な役割を果たす機械要素が等速ジョイントである。同一面内で交差する2つの回転軸を対象として、一方の軸の回転運動を回転速度の変化なく他方の軸に伝達する機能があり、これをドライブシャフト1本につき2個取り付けることで前述の相対変位を吸収する。

等速ジョイントは、その機構の違いから広義には大きく2種類に分類される。等速性がないジョイントを複数組み合わせることで等速性を得たものと最初から等速性が成り立つように考慮して作られた専用のものである。前者の代表例は、2個のユニバーサルジョイント[2]を個々の不等速性が相殺されるように配置したダブルカルダンジョイント[3]である。名称はユニバーサルジョイントの発明者 Cardan に由来している。なお、このユニバーサルジョイントは、フックの法則で著名な Hook が天体望遠鏡の駆動に用いるジョイントを製作する際にその不等速性を発見したことからフックスジョイントとも呼ばれる[4]等、機械要素とその進歩を論じる上で重要な機構であり、単体として現在でもよく使われている（自動車における代表的な適用例は、図 1.1 に示すステアリング軸のジョイントである）。現在の乗用車の大半を占める FWD (Front Wheel Drive) 車は、原動機の駆動力を車輪に伝達しながらも操舵が可能なドライブシャフトが開発されたことで成立した。当初、ドライブシャフトにはユニバーサルジョイントやダブルカルダンジョイントが用いられたが、前者ではその不等速性による振動・騒音のため、後者では機構が複雑で重くなるため、1960年代からは専用の等速ジョイントが用いられるようになった。

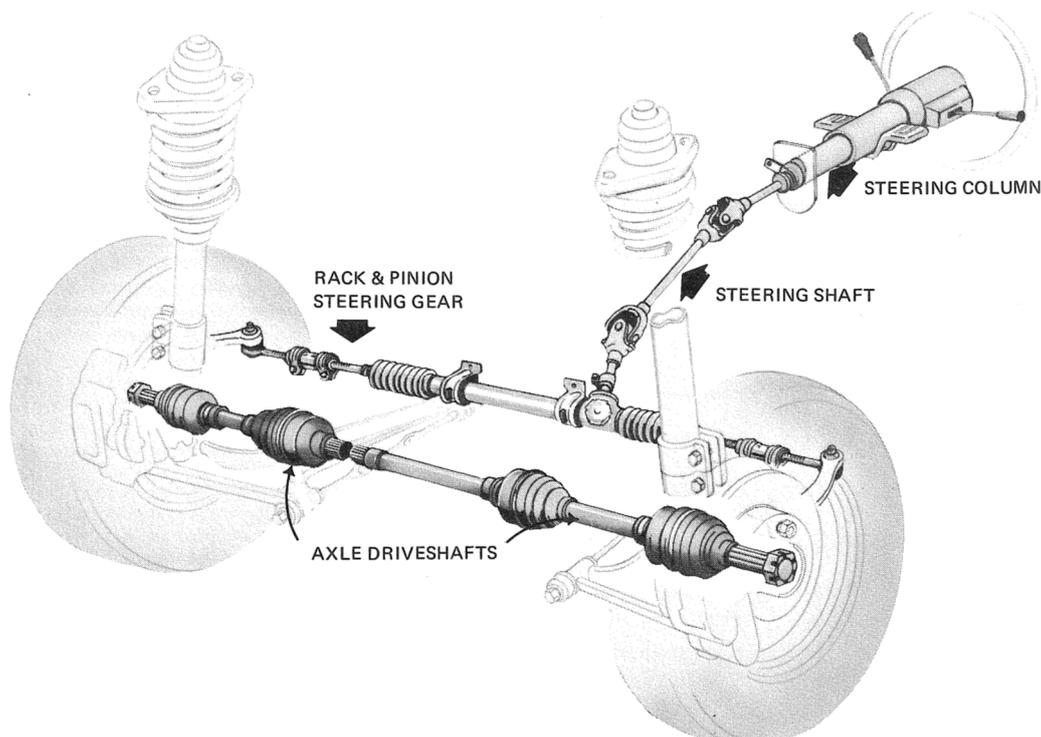


Fig. 1.1 Typical small front wheel drive passenger car driveline
and steering shaft arrangement [1]

ドライブシャフトに用いられる2個の等速ジョイントは、それぞれの役割に特化して進化してきた。車輪のすぐ近傍で用いるアウトボードジョイントでは、懸架装置による、車輪との相対変位だけでなく操舵による角度変化も加わるため、入出力2軸間の屈曲角度（交差角）が 40° 以上となっても動作する機構が必要となる。一方、デファレンシャルギヤ側に用いるインボードジョイントには、大きい交差角への対応が不要である代わりにドライブシャフトの軸方向変位を吸収する機構が必要となる。1960年代、70年代では、FWD車の性能やパッケージングの要求に応えるため、大きい交差角と滑らかな軸方向変位の実現を最重要な課題としてドライブシャフトの技術開発が進められた[5]。ここで、様々な形式の等速ジョイントが検討された[6][7][8]が、アウトボードジョイントにツェッパ形[9][10]を、インボードジョイントにトリポード形[11][12][13]をそれぞれ適用する組合せが性能とコストの両立から一般的となった。そこで本研究では、FWD車用のドライブシャフトを構成する、この一対の等速ジョイントを対象する。

1・1・2 ツェツパ形等速ジョイントの課題

アウトボードジョイントとして一般的なツェツパ形等速ジョイントでは入力軸と出力軸の間で複数のボールを介して駆動力を伝達する（図 1.2）。交差角（Joint angle）が 0° の場合、各々のボールがほぼ均等に荷重を分担するが、交差角がある場合、各ボールの荷重分担が不均等になる。すなわち、個別のボールに注目するとドライブシャフトが 1 回転する間に大きく荷重変動することになる。強度や耐久性などの性能を満足させるには、変動によってボール荷重が増大することを想定した設計が必要となる。そのため、未だに未解明である、ボール荷重の変動原理を解明して荷重低減を実現できれば、ジョイントの小型化や軽量化、屈曲の広角化（荷重低減分を交差角増加に活用）につながってドライブシャフトとしての商品性が大きく向上する。

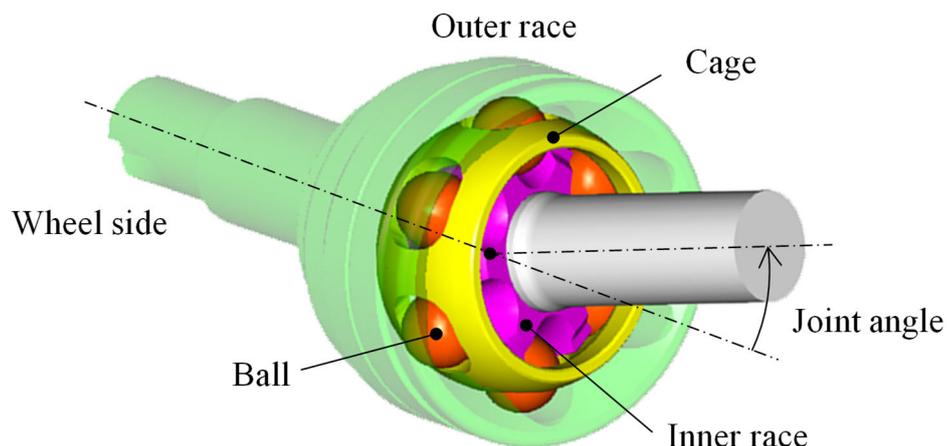


Fig. 1.2 Rzeppa constant velocity joint

1・1・3 トリポード形等速ジョイントの課題

インボードジョイントとして一般的なトリポード形等速ジョイントでは、ドライブシャフトの軸方向変位を入出力軸間の軸方向相対運動によって吸収するため、3本のローラを用いた駆動力伝達機構となっている（図 1.3）。この機構に起因して、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し、車両の横揺れ振動を誘起する強制力となる[14][15]。積年の重要課題となっているスラスト力発生原理を解明して効果的な低減を実現できれば、車両の乗り心地向上につながってドライブシャフトの商品性が大幅に向上する。

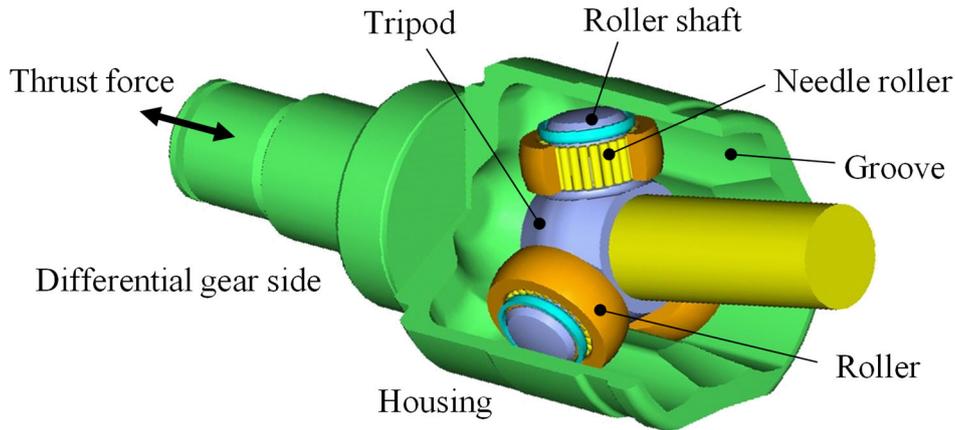


Fig. 1.3 Tripod constant velocity joint

1・2 研究のねらいと従来研究

本研究では、一般的なドライブシャフトの構成部品として用いられる等速ジョイントの重要課題として、ツェッパ形ではボール荷重の変動原理を、トリポード形では誘起スラスト力の発生原理をそれぞれ本質的に解明するとともに、具体的な改善方を提案する。この2種類の原理解明には等速ジョイントの機構を的確に模擬した数値解析モデルが必要であり、これを数値実験として活用することで各々の発生要因を解明し、具体的な改善方策につなげる。

これらに先立ち、本節では、等速ジョイントを対象として試みられてきた数値解析と特性解明についてまとめる。これまでの取り組みは大きく2つの段階に分けられる。まず、等速ジョイント開発の黎明期には、等速性や出力角誤差など、ジョイントの基本的な伝達特性を見積もるために運動学解析（Kinematics）が試みられた。そして、本格的な製品開発や改良の段階になると、強度や耐久性の設計に必要となる、ジョイント内部の伝達荷重を見積もるため静的あるいは動的な力学解析に移行した。

1・2・1 等速ジョイントの運動学解析と基本伝達特性の解明

前節では1960年代から1970年代にかけて、FWD車用のドライブシャフトに用いられる等速ジョイントの組合せが概ね定まったことを述べた。1970年代から1980年代では、この流れと連動して、運動学に基づいた数値解析によって等速ジョイントの基本的な伝達特性を解明する取り組みが進んだ。

等速ジョイントの基本となる等速性については、1 個のボールやローラを対象として、時系列での位置関係を記述した運動学解析により、ボールの移動軌跡や入出力角の関係を導出する手法が用いられた。高橋らは、ツェッパ形のようなボール式のジョイントに対して等速な回転伝達に必要な条件を整理するとともに、トリポード形ジョイントではローラが 3 個の場合のみ等速となること、3 本のローラ軸からなるトリポードの中心が偏心して回転速度の 3 倍の速度で公転することを数式にて示し、近似等速と定義した[16][17]。Durum は、入出力軸の一方を 3 方向の変位のみ拘束した場合にこの近似等速を満たすためアウトボードの等速ジョイントと組み合わせて使う必要があることを示した[18]。これはトリポード形ジョイントをモデル化して数値解析する際に必須となる条件であり、同時期に Akbil と Lee からも同様の指摘があった[19][20][21]。さらに、Hasegawa らは、近似等速の根拠となる出力角誤差（入力軸の回転角度に対する出力軸の角度誤差）の算出について取り組み、（軸方向の変位機構がないトリポード形ジョイント[22][23]を対象としているが）やはり偏心による振れ回りや隙間の影響があることを示した[24]。また、Pandrea はローラ溝（図 1.3 中の Groove）の面形状を考慮して出力角誤差を解析した[25]。

運動学解析においては、2 軸間の動力伝達点で定式化する都合上、当初、動力伝達点が 3 点となる簡素な機構のトリポード形ジョイントが先行したが、最終的には、動力伝達点が多い（ボール数 6 個）、それら以外にも接触点がある等、複雑な機構のボール式ジョイントにも適用された。なお、本節では、モデル化する上でツェッパ形との類似点が多いダブルオフセット形[26]（図 1.4）も併せ、ボール式ジョイントとして議論する。

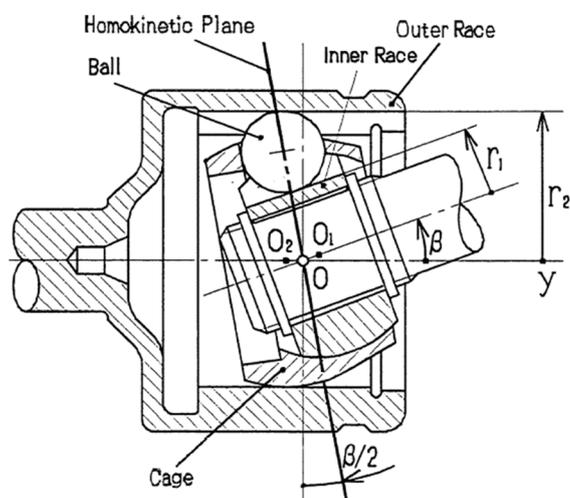


Fig. 1.4 Double offset constant velocity joint [30]

Nicolaescu らはツェツパ形ジョイントを対象に構成部品の位置関係を算出できるようにした[27]. 渡辺ら, 市川らは入力角に対する出力角の誤差に注目し, ツェツパ形やダブルオフセット形のボール式ジョイントを対象とした数値解析からそれぞれの誤差を示すとともに, 設計変数や製造誤差が等速性に及ぼす影響を検討した[28][29][30]. これらの解析には, 実機に存在するボールとボール溝の隙間が考慮されていなかったため, Fischer ら, 人見らはツェツパ形ジョイントを対象に接触による隙間の変化を考慮した解析を実施し, 設計公差や加工誤差が入力軸から出力軸への回転伝達誤差に及ぼす影響を示した[31][32]. さらに, 人見らはボールを所定の位置に並べる保持器の傾きを計測し, その特徴から複数個のボールで荷重伝達する状態を近似的に 1 個のボールで模擬する方法を示した[33]. 最終的に隙間を考慮した上でボールが 2 個あるいは 3 個ある場合の計算式が, ツェツパ形ジョイントについては渡辺らにより[34][35], ダブルオフセット形ジョイントについては市川により[36], 示された.

また, 渡辺らは, これらの計算式をローラが 3 個あるトリポード形ジョイントに立ち返って適用して出力角誤差や偏心の軌道を解析した[37]. 前述のようにトリポードが偏心して公転することから, この研究事例ではアウトボードジョイントと組み合わせたドライブシャフト系でモデル化しているが, K'nevez らはこの制約を利用することで連立方程式の数を減らして計算量の軽減を試みた[38].

このような取り組みを経て, 1990 年代になると, 運動学解析による基本伝達特性の解明から力学解析に移行していく.

1・2・2 等速ジョイントの力学解析

ボール式ジョイントの力学解析では, 部品の質量・慣性や部品間の摩擦力を考慮しない静的な場合から検討が始まった. 木全は, ダブルオフセット形ジョイントを対象に各ボールに関する荷重のつり合いと, 保持器 (図 1.4 中の Cage), インナレースに関する荷重とモーメントのつり合いに基づく非線形連立方程式から回転 2 次のボール荷重変動を導出した[39]. この研究事例では, ボールとの接触面であるボール溝形状をベクトル方程式によりモデル化し, 局所的な弾性変形も考慮している. また, 長谷はこれをツェツパ形ジョイントに拡張し, ツェツパ形のアウトボードジョイントとダブルオフセット形のインボードジョイントを組み合わせて用いたドライブシャフト系を解析した[40]. しかし, 静解析によって摩擦未考慮の力学特性を把握できても,

そこから実働状態のボール荷重を予測をすることは困難であるため、必然的に動的な力学解析に移行した。木全らは前述の解析法を基に、摩擦の影響を考慮した運動方程式に拡張した[41][42]。動的なボール荷重変動を模擬できる等、実働時を想定した解析が可能となった。

他方、ローラの挙動に起因した誘起スラスト力の予測が課題となるトリポード形ジョイントでは、摩擦力を考慮した準静的な解析から検討が始まっている。前項で示した、ローラ 3 個の場合の運動学解析モデル[36]を基に、渡辺らは、3 個のローラ、ローラ溝を有するハウジング、トリポードに対して、摩擦力を含む力とモーメントのつり合いから誘起スラスト力を計算し、回転 3 次の波形を得ている[43]。同様の解析によって Urbinati らも回転 3 次のスラスト力波形を示している[44]。Mariot らは、前項の運動学解析で主題となった、トリポードの偏心や出力角誤差を摩擦力考慮の準静的な解析にて確認し[45]、スラスト力波形を示した[46]。そして、最終的には動的な力学解析の方程式を示している[47]。また、Lloyd らは、このような力学解析を各ローラの軸を傾けてスラスト力を低減する改良案[48]の効果確認に活用した[49]。

このように、多くの構成部品が関係して生じる複雑な力学現象の定式化に力が注がれる一方で、マルチボディダイナミクスを用いた取り組みも同時期に試みられてきた。

1・2・3 マルチボディダイナミクスの適用

マルチボディダイナミクスは、力要素や拘束により結合された多数の剛体の運動を解析する手法である。CAE (Computer Aided Engineering) のツールとして市販されている汎用ソフトを活用すれば、モデルの定式化や数値計算にはソフトに標準装備される機能を利用できるため、モデル化の際、構成部品とその結合関係の定義に専念でき、より実機に近い複雑かつ詳細なモデルの構築が可能になった。

葉山は汎用ソフト ADAMS [50]を用いてダブルオフセット形ジョイントの動力学解析を実施し、まず摩擦未考慮でのボール荷重変動を示した[51][52]。これに摩擦力を加えると同時にツェッパ形ジョイントにも拡張して、それぞれのボール荷重変動と、部品間の隙間や摩擦による影響を示すことで、等速ジョイントのような複雑な機構に対するマルチボディダイナミクスの有効性を明らかにした[53][54]。さらに、Song は各部品の製造公差に基づく隙間を考慮してその影響を示した[55]。市川らは、ボールの保持器を弾性体としてモデル化し、実働時の応力予測が可能であることを示した[56]。

また、中村ら、Shinoda らはボール挙動にも注目し、実機に近い挙動の模擬を実現した [57][58]。こうして、実機を詳細に模擬したモデルを従来よりも少ない労力で活用することで、ボール荷重変動に関する予測計算とその現象把握に注力できるようになったが、荷重が変動する原理の解明にまで踏み込んだ研究事例はなかった。

マルチボディダイナミクスは、トリポード形ジョイントの誘起スラスト力のような摩擦の寄与が支配的な現象に関しても効果的である。葉山らは、前述のアウトボードジョイントのツェッパ形に続いてインボードジョイントのトリポード形もモデル化して車両モデルに組み込み、車両の横揺れ振動がスラスト力に基づく現象であることを示した [59]。また、Santonocito らは、前述した低スラスト力改良案 [48] をマルチボディダイナミクスで検証した [60]。Serveto らも汎用ソフト ADAMS を用いてトリポード形ジョイントをモデル化し、個々のローラによる誘起スラスト力を示すとともに理想状態でのスラスト力と比較した [61]。しかしながら、いずれの研究事例においても実機同様の機構をモデル化することで誘起スラスト力の発生は模擬できるものの、その発生原理については説明できていない。

1・2・4 実験による現象の把握

前項までに述べたように、力学解析（とくにマルチボディダイナミクス）を用いることでツェッパ形ジョイントのボール荷重変動とトリポード形ジョイントの誘起スラスト力の予測計算が可能になる一方で、これら計算値の検証や現象の正確な把握のため、並行して実験も試みられてきた。

ボール式ジョイントのボール荷重変動はジョイント内部の荷重(内力)であるため、計測には構成部品を荷重センサ化する必要がある。木全ら、葉山はダブルオフセット形ジョイントを対象にボール溝に圧電素子を組み込んだ状態のアウトレースを製作し、回転 2 次となるボール荷重変動を測定することで、本節にて述べてきた数値解析例 [42][53][54] を検証している。また、岡本らは同じ計測方法をツェッパ形ジョイントに適用しただけでなく、アウトレースと保持器（図 1.2 中の Cage）の間の接触荷重まで計測できるように拡張した [62]。

一方、トリポード形ジョイントの誘起スラスト力はドライブシャフトの軸方向荷重であるため、台上試験機の工夫だけでも計測が可能である [63] が、前述のボール式ジョイントと同様の方法も試されている。野崎らは圧電素子を組み込んだハウジング

を製作し，Lee らは圧電素子をトリポードに組み込むことで，それぞれ誘起スラスト力を計測した[64][65]．

このように，ツェツパ形のようなボール式ジョイントのボール荷重変動とトリポード形ジョイントの誘起スラスト力はいずれも計測が可能であるため，これら等速ジョイントの数値解析モデルの作成・運用に際しては，実験結果に基づくモデルの検証と精度確認は必須であると考ええる．

1・2・5 後工程となる解析手法

前項までに紹介してきた，マルチボディダイナミクスによる力学解析や実機計測法は，製品設計に必要なボール荷重やスラスト力を予測する手段である．一方，後工程の製品設計では，それらの荷重を応力や接触部の面圧に換算することで強度や耐久性を評価するため，この工程で用いる解析手法の動向について簡単に補足する．

等速ジョイントでは，どの形式でも総じて部品形状が複雑なため，応力や面圧の導出に FEM (Finite Element Method) を利用する．例えば，長谷はツェツパ形ジョイントのアウタレースの応力を，Lee らはトリポード形ジョイントのハウジングの面圧を各々解析して示した[66][67]．さらに，Chen らはツェツパ形ジョイントのアウタレースと保持器の応力を導出し，亀裂発生や破断に至った実機の結果と検証した[68]．

本研究で提案する，現象を的確に模擬できる数値解析モデルは，このような後工程の予測精度を向上させる上でも重要な技術となる．なお，1・2・3 項で触れたように，マルチボディダイナミクスと FEM の連成解析[56]も試されており，今後，より実働に近い条件での応力や面圧の算出が可能になる．

1・3 本論文の構成

ここまでに述べた数値解析手法の進歩を踏まえ，本研究では，FWD 車のドライブシャフトに用いられる 2 種類の等速ジョイントを対象にマルチボディダイナミクスに基づく詳細な接触機構モデルを構築して実機検証した後，原理解明を試みる．図 1.5 に示すように，本論文の前半（第 2 章，第 3 章）では，構成部品間の接触問題として法線荷重（接触力）の寄与が大きいツェツパ形ジョイントのボール荷重変動について述べ，後半（第 4～6 章）では，法線荷重と複数種類の接線荷重（摩擦力）の複合問題となるトリポード形ジョイントの誘起スラスト力について述べる．どちらのジョイント

の場合も、まず着目した現象の原理を解明した上で（第2章、第4、5章）、それらの現象を改善する方策について提案する（第3章、第6章）構成とする。

なお、トリポード形ジョイントのスラスト力発生原理の解明には、1・2・1項で述べた、アウトボードジョイントを含むドライブシャフト全体での解析に加え、ローラ1軸分を切り出した局所モデルによる現象解明が必要であるため、全体系での解析（第4章）とローラ1軸系での解析（第5章）の2本立てとする。また、本論文の後半（第4～6章）では、前半で提示するマルチボディモデルによる動的接触機構解析に対して、摩擦に基づいたころがり抵抗やスピンモーメントを考慮できるように拡張するとともに、ローラ軸に用いられる針状ころ軸受をモデル化し、これまでに言及されることがなかった軸受の影響も明らかにする。

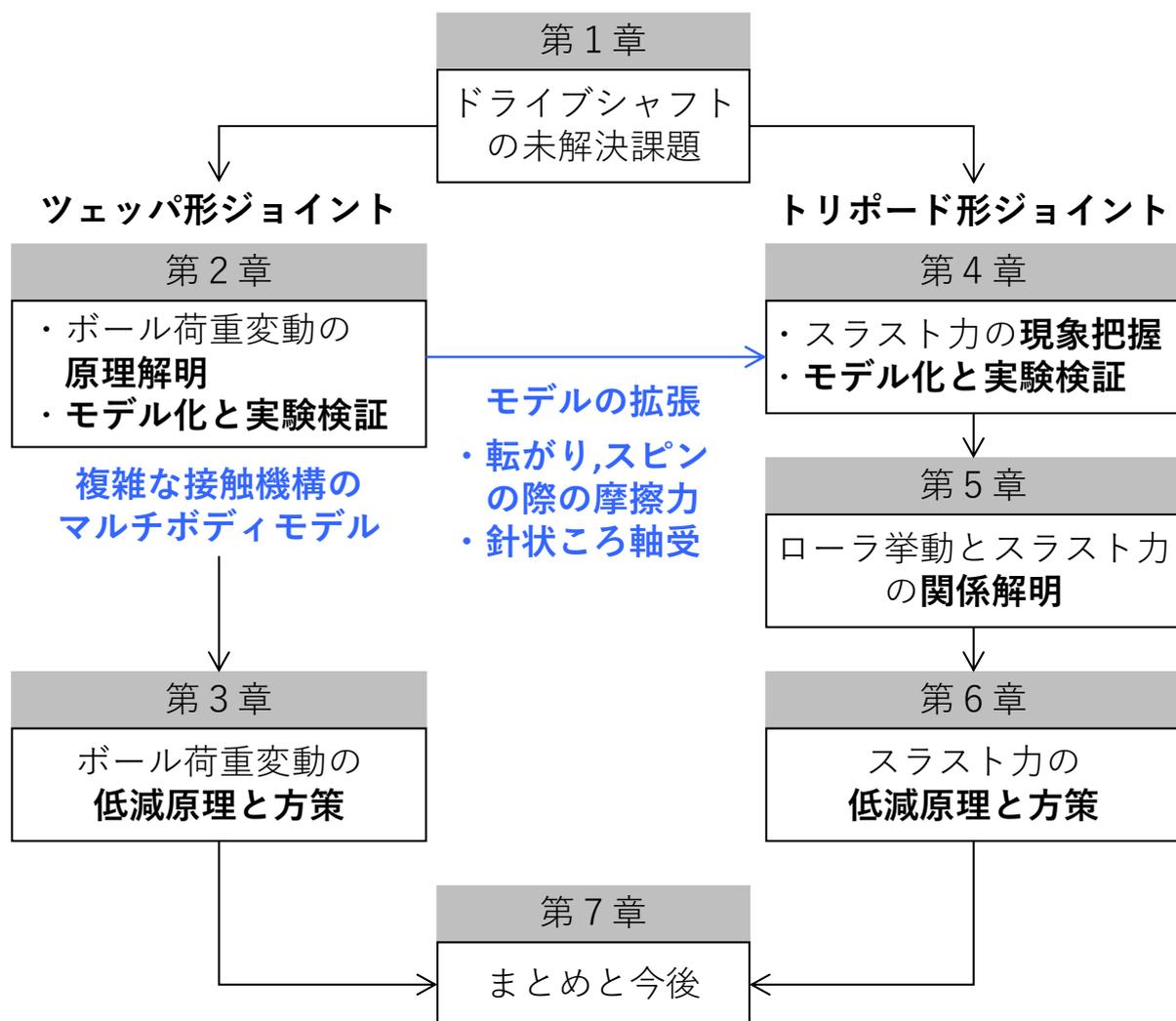


Fig. 1.5 Construction of the thesis

第2章 ツェツパ形等速ジョイントのボール荷重変動

2・1 緒 言

本章では、ツェツパ形等速ジョイントを対象にボール荷重変動の本質的な原理解明を試みる。等速ジョイントでは、その形式によらず、交差角が付いた状態でトルクを伝達すると、トルクの変化したことに起因して副次的な曲げモーメント（二次モーメント）が発生する[69][70]。そこで、ボール荷重は、トルク伝達を担うだけでなく、トルクと交差角から決まる二次モーメントを満たすように増減すると仮定する。Wagner がボール 2 個のみの簡略化した条件で説明した二次モーメントの計算式[69]を、ボール 6 個に拡張して定式化するとともに、ボール荷重変動の波形を導出して、これを設計や製造の制約に影響されない、ツェツパ形等速ジョイントの理想機構状態のボール荷重変動波形（以下、基本波形と記す）と位置付ける。その一方、ツェツパ形等速ジョイントの実機諸元を基に構成部品間の接触や摩擦を考慮したマルチボディモデルを作成して実機のボール荷重を予測計算し、同条件のジョイントの実測値との比較検証を行う。このモデルの実機相当の設計諸元を理想的な状態に変更していくことで、ボール荷重変動の基本波形が成立することを確認する。さらに、基本波形から実機諸元への波形の変化を比較し、設計諸元の影響を明らかにする。

2・2 ジョイントの構成とボール荷重基本波形の導出

2・2・1 ツェツパ形等速ジョイントの構成

ツェツパ形等速ジョイントとその分解図を図 2.1 に示す。ドライブシャフトに使用する場合、中間軸につながるインナレースを入力軸、アウトレースを出力軸とする。インナレースとアウトレースの双方にボールが収まる溝があり、このボールを介して駆動トルクを伝達する。トルクの伝達点となるボールの数については、最も一般的な 6 個の場合を対象とする。ボールと溝の関係では、溝の断面を 2 つの円弧からなるゴシックアーチ形状[10][71]（図 2.1(b) 右上図参照）とし、ボールの接触点が溝面から外れない範囲で接触角（Pressure angle）を設定する。ここで、交差角（Joint angle）付与時に入力軸から出力軸へ等速でトルクを伝達するには、図 2.2 に示すように、等速二等分面として定義される平面上でトルク伝達する必要がある。そこで、ボールを入れ

る窓が付いた保持器 (Cage) によって各ボールを同一平面内に配置するとともに、ボール溝 (Groove) のピッチ円弧の中心をジョイント中心から離すオフセット (Offset) を付けて各溝を形成する。これにより、トルク伝達時のボールにジョイント軸方向の予荷重がかかり、ボールが等速二等分面上に維持される。

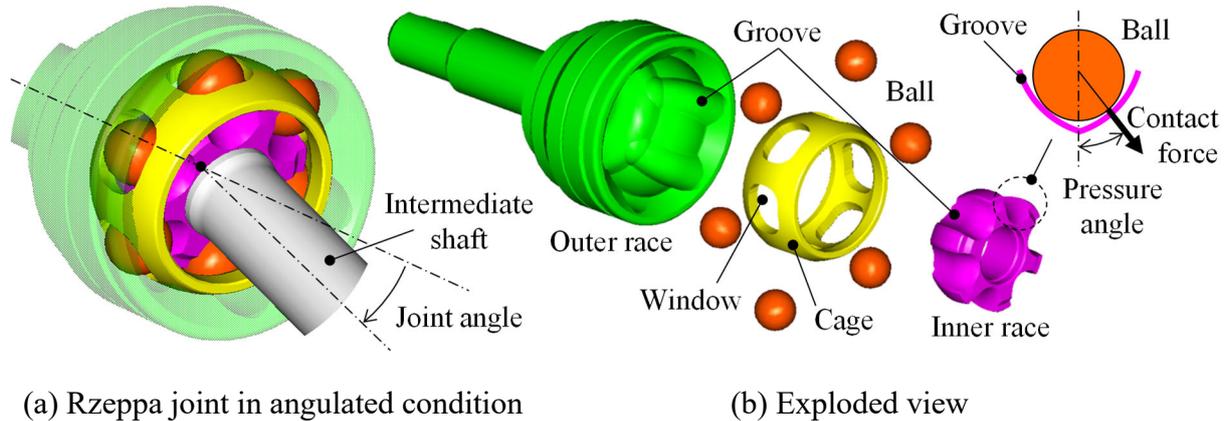


Fig. 2.1 Components of a Rzeppa constant velocity joint

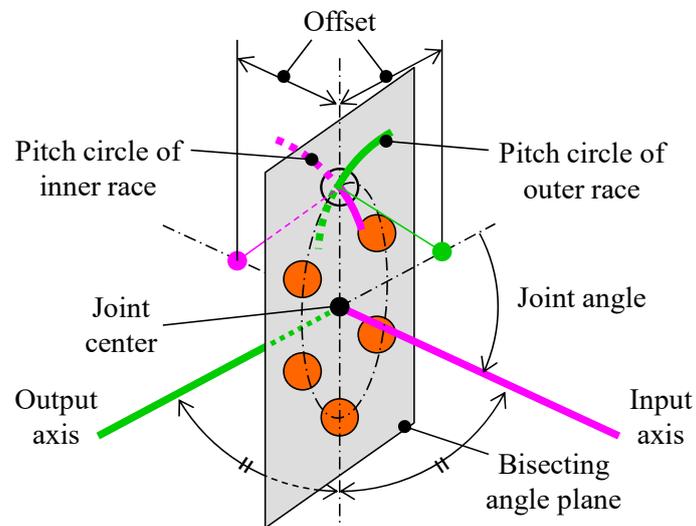


Fig. 2.2 Schematic of a bisecting angle plane

2・2・2 ボール荷重基本波形の導出

2・1節で述べたように、交差角が付いた等速ジョイントがトルクを伝達すると二次的なモーメントが発生する。各摺動部の摩擦がなく、入出力の各軸に対して平行かつ

正対する 2 本の直線状の溝を有するジョイントが、2 個のボールによってトルク伝達しつつ二次モーメントを発生していると仮定し、入力軸のインナレースに発生する二次モーメントを図 2.3 で説明する。図中の平面視 (Top view) で示すインナレースのボール荷重を F 、ボール間のピッチ径を d とすると、 F と紙面左右方向のモーメントアーム $d \tan(\theta/2)$ から得られる紙面上下軸回りの二次モーメント M は、伝達トルク T と交差角 θ にのみ依存する以下の式で示される[69].

$$M = F [d \tan(\theta/2)] = (F d) \tan(\theta/2) = T \tan(\theta/2) \quad (2.1)$$

二次モーメントは出力軸側にも同様の原理で発生する。なお、このモーメントを Wagner は二次偶力 (Secondary couple) と表記したが、本研究ではモーメントであることを明示するため二次モーメント (Secondary moment) と記述する。

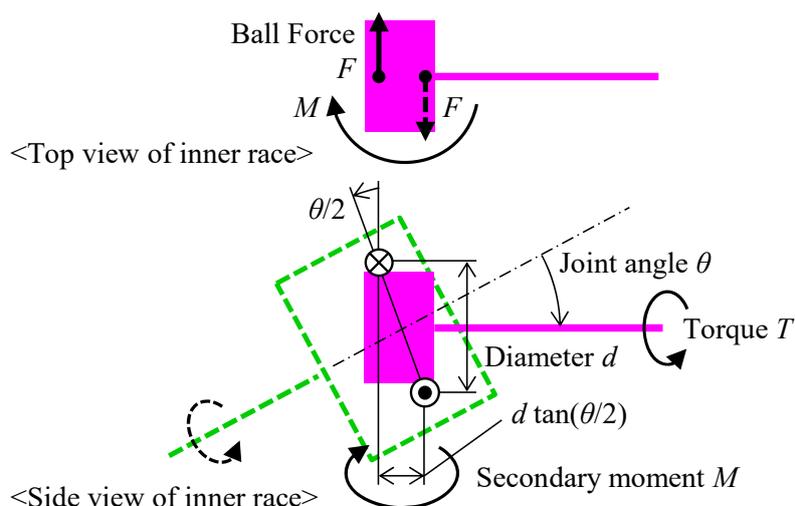


Fig. 2.3 Schematic of the mechanism of secondary moment

本研究では、この原理をボール 6 個に拡張する。図 2.4 に示すようにボールのピッチ円半径 r 、ジョイントの回転方向の位相角 φ とその位置でインナレースが受けるボール荷重 $F(\varphi)$ を定義して、ボールの位置 $\varphi + \pi/3 (i-1)$ ($i=1, 2, \dots, 6$) ごとに異なる $F(\varphi)$ とモーメントアームをそれぞれ掛け合わせた和としてトルク T と二次モーメント M について定式化すると以下になる。

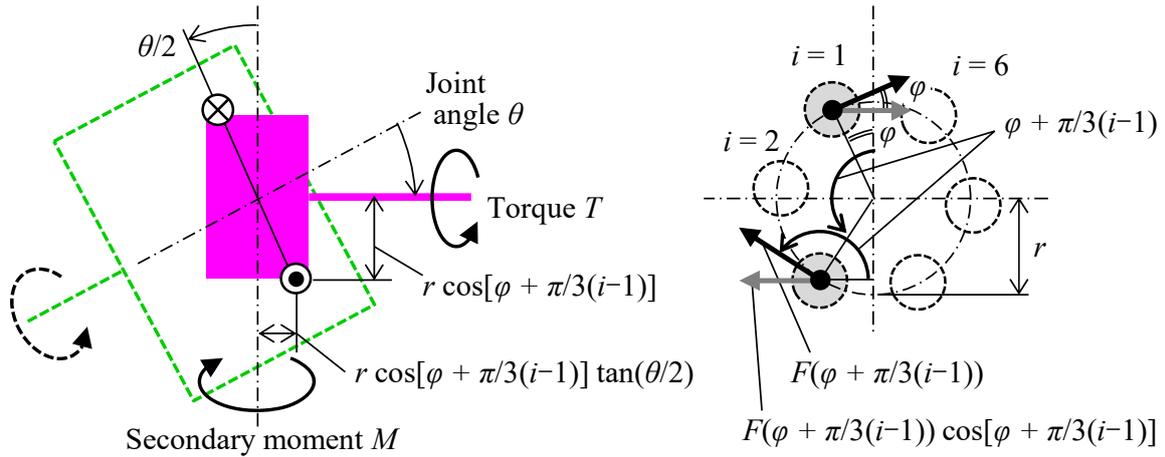


Fig. 2.4 Schematic of the mechanism of secondary moment in a case of six balls

$$T = \sum_{i=1}^6 F\left(\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1)\right) \cdot r \quad (0 \leq \varphi < \frac{\pi}{3}) \quad (2.2)$$

$$\begin{aligned} M &= \sum_{i=1}^6 \left\{ F\left(\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1)\right) \cos\left[\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1)\right] \cdot r \cos\left[\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1)\right] \tan\frac{\theta}{2} \right\} \\ &= \sum_{i=1}^6 \left\{ F\left(\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1)\right) \cos^2\left[\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1)\right] \right\} r \tan\frac{\theta}{2} \quad (0 \leq \varphi < \frac{\pi}{3}) \quad (2.3) \end{aligned}$$

ここで、ボールが6個であるため、 $0 \leq \varphi < \pi/3$ として定式化しておけば以降はその反復となる。次に、式(2.1)より $M = T \tan(\theta/2)$ であるため、これを式(2.3)に代入し、式(2.2)とともに r を左辺に移して示すと以下になる。

$$\frac{T}{r} = \sum_{i=1}^6 F\left(\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1)\right) \quad (0 \leq \varphi < \frac{\pi}{3}) \quad (2.4)$$

$$\frac{T}{r} = \sum_{i=1}^6 \left\{ F\left(\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1)\right) \cos^2\left[\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1)\right] \right\} \quad (0 \leq \varphi < \frac{\pi}{3}) \quad (2.5)$$

この両式を同時に満たす $F(\varphi)$ を解析的に求めるには制約条件が不十分であるため、仮定をおいて条件を整理しながら $F(\varphi)$ の波形について推定する。これまでの研究から実機のボール荷重変動は回転 2 次の成分が支配的な波形であるため[42][62]，等速ジョイントが 1 回転する間に正弦波 1 周期分の荷重変動が 2 回発生するとすれば， $F(\varphi) = F(\varphi + \pi)$ ， $F(\varphi + \pi/3) = F(\varphi + 4\pi/3)$ ， $F(\varphi + 2\pi/3) = F(\varphi + 5\pi/3)$ とおける。これらから位相角の始点である $\varphi = 0$ の条件で式(2.4), (2.5)を計算すると，それぞれ以下となる。

$$T/(2r) = F(0) + F(\pi/3) + F(2\pi/3) \quad (2.6)$$

$$T/(2r) = F(0) + F(\pi/3)/4 + F(2\pi/3)/4 \quad (2.7)$$

また， $0 \leq \varphi < \pi/3$ の範囲において中間点となる $\varphi = \pi/6$ でも同様に考えると，それぞれ以下となる。

$$T/(2r) = F(\pi/6) + F(\pi/2) + F(5\pi/6) \quad (2.8)$$

$$T/(2r) = 3F(\pi/6)/4 + 3F(5\pi/6)/4 \quad (2.9)$$

式(2.6), (2.7)を比較すると， $F(\pi/3) + F(2\pi/3) = 0$ となる。ここで，交差角 $\theta = 0$ の場合では各ボールの荷重が均等になるので，そのボール 1 個分の荷重を $F_0 (= T/(6r))$ とおいて正規化すると，式(2.6)は次式となる。

$$F(0) = 3F_0 \quad (2.10)$$

これまでの研究から F_0 の 3 倍程度が荷重変動の最大値と考えられる[42]。ここで，前述のように回転 2 次の正弦波を想定すると， $0 \leq \varphi \leq \pi$ の範囲で $F(0)$ が最大値であれば余弦波形となるため， $F(\pi)$ も最大値， $F(\pi/2)$ が最小値となり， $\varphi = \pi/2$ を中心に線対称な形状となることが予想される。これを基に次式が得られる。

$$F(\pi/3) = F(2\pi/3) = 0 \quad (2.11)$$

また、同様の対称性から $F(\pi/2) < F(\pi/6) = F(5\pi/6)$ となり、次式が得られる。

$$F(\pi/6) = F(5\pi/6) = 2F_0 \quad (2.12)$$

$$F(\pi/2) = -F_0 \quad (2.13)$$

式(2.10)から(2.13)により示される各点を滑らかに結ぶと図 2.5 の波形になり、これが基本波形となる。ここで、 $-F_0$ は本来のトルク伝達とは反対の方向にボール荷重が発生することを示す。ボールと溝の関係において本来のトルク伝達方向で溝面と接触する点を正接点、反対側の溝面と接触する点を逆接点と呼び、これ以降も逆接点を負値で示すことにする。

以上をまとめると、ツェッパ形等速ジョイントでは、伝達トルクだけでなく交差角付与時の二次モーメントも同時に満たすよう、ボール荷重が位相角に対して変動する。設計や製造の制約がない理想的な条件では、このボール荷重を交差角 0° のボール荷重値 F_0 で正規化すると、変動の幅がその 2 倍、最大値が 3 倍、最小値が -1 倍となる。このボール荷重変動は交差角 θ に依存しない F_0 で表されるため、 $\theta > 0$ では常に同じ波形となる。

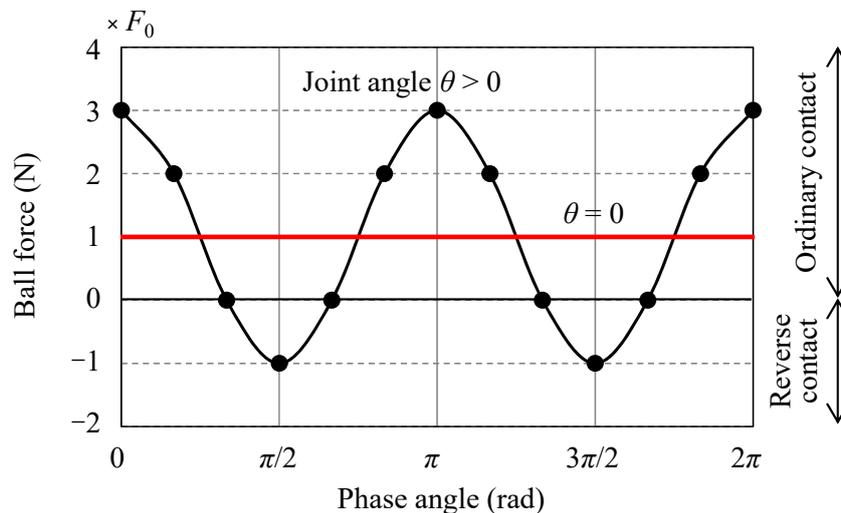


Fig. 2.5 Basic waveform of ball force

2・3 マルチボディモデルによる解析と実験検証

本節では、ツェッパ形等速ジョイントのマルチボディモデルを作成し、トルク伝達時のボール荷重変動について数値解析を実施するとともに、実機の試験結果を用いて検証する。

2・3・1 マルチボディモデルの概要

モデルの概念図を図 2.6 に示す。構成部品を剛体として定義し、慣性特性を付与して 3 次元の全体座標上に配置する。次に、アウトレースとインナレースの各ボール溝、ボール、保持器の間を力要素のみで関係付ける。接触力と摩擦力からなる力要素を定義するとともに、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で部品間の隙間を考慮する。さらに、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。

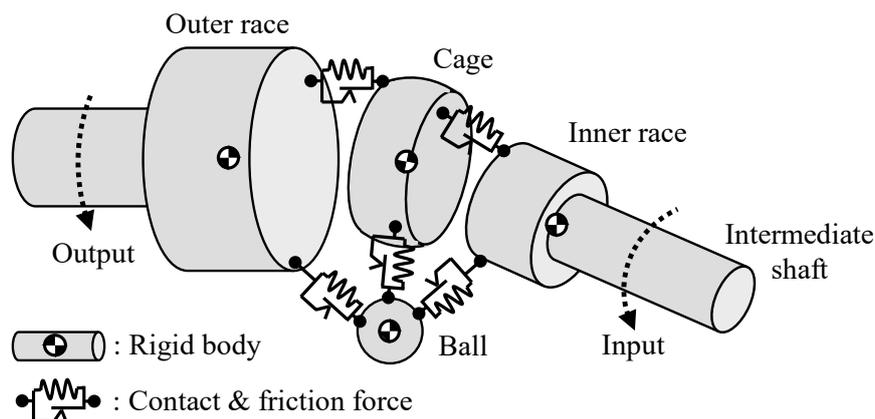


Fig. 2.6 Schematic of a multibody model of a Rzeppa joint

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[72].

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{\Phi}_q^T \\ \mathbf{\Phi}_q & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}} \\ \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q} \\ \boldsymbol{\gamma} \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

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 $\boldsymbol{\Phi} \equiv \boldsymbol{\Phi}(\mathbf{q}, t) = \mathbf{0}$ 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， γ は Φ を 2 回微分して得られ， $\gamma \equiv \Phi_{\mathbf{q}} = -(\Phi_{\mathbf{q}})_{\mathbf{q}} - 2\Phi_{\mathbf{q}t} - \Phi_{tt}$ ， $\Phi_{\mathbf{q}t} = \left[\partial^2 \Phi_i / \partial q_j \partial t \right]_{nh \times nc}$ ， $\Phi_{tt} = \left[\partial^2 \Phi_i / \partial t^2 \right]_{nh \times 1}$ 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．実際の数値計算には，マルチボディダイナミクスの汎用解析ソフト DADS [73]を用いる．

2・3・2 接触と摩擦のモデル

2 つの剛体にそれぞれの接触面の形状を定義し，お互い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．さらに，接触点において接線方向の相対速度が生じた場合にすべり摩擦力を作用させる．なお，本章では，接触点での相対角速度によって生じるスピンモーメントと 2 つの剛体間の転がり摩擦によって生じる抵抗モーメントのような，ボールの回転にともなう摩擦力を考慮しない．ツェッパ形のように 2 つの溝でボールを挟む形式の等速ジョイントでは，アウトレースとインナレースで溝形状が異なることに起因してすべり摩擦力が発生し，支配的な摩擦現象となるからである．以下で接触力とすべり摩擦力の定義式を述べる．

接触力 f_n を次式に示す弾性接近量 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．

$$f_n = k \delta^n \quad (2.15)$$

すべり摩擦力は， f_n にすべり摩擦係数 μ_s を乗じた形となる．ここで，スティックスリップのような摩擦現象までは想定していないため μ_s を動摩擦のみとする．そして，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 2.7 に示す双曲線正接関数を含んだ関数とする．等速ジョイントの潤滑はグリースを用いた境界潤滑であり [74]， μ_s にはすべり摩擦面の表面粗さ，硬さ，面圧を踏まえた値を用いる．

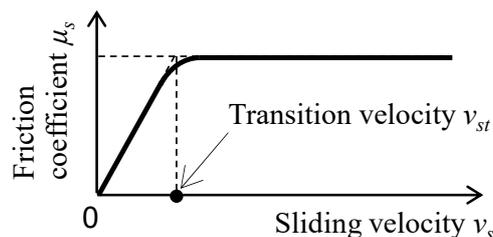


Fig. 2.7 Function of sliding friction coefficient

次に、各接触部の面形状と n, k について説明する。接触部として考えられる部位は、①ボールとボール溝、②ボールと保持器の窓の端面、③インナレースの外径球面と保持器の内径球面、④保持器の外径球面とアウトレースの内径球面であるが、いずれの場合も片側の形状を球体の外径面として定義できる。もう片側の形状は、①の場合、溝の幅方向にはゴシックアーチ形状の溝断面（図 2.1(b)）となるため正接点、逆接点ごとにそれぞれが円弧形状となり、溝の筋方向には異なる曲率の円弧形状となる。②の場合では平面であり、③と④の場合では球体の内径面となる。ヘルツの理論よりいずれの面形状の場合も δ は共通となり、次式となる[75][76]。

$$\delta = 1.5 \frac{2K^3}{\pi\mu} \sqrt{\frac{[1 - (1/m^2)]^2}{3E^2} \sum \rho \cdot f_n^2} \quad (2.16)$$

ここで、 ρ [1/mm] は個々の面形状における主曲率面の曲率、 $2K/\pi\mu$ は、接触部に関わるすべての曲率を用いることで個々の接触部ごとに定まる係数、 E はヤング率、 $1/m$ はポアソン比である。この式を式(2.15)の形にすると、 $n = 3/2$ となり、 k は以下のようになる。

$$k = \frac{0.942}{\sqrt{(2K/\pi\mu)^3 \sum \rho}} \frac{E}{1 - (1/m^2)} \quad (2.17)$$

なお、保持器では、接触部の変形と各接触部の入力に起因する構造の変形が考えられる。後者については最弱部位のひずみを解析した事例[56]はあるが、ボール荷重への影響は未解明であるため、本研究では前者のみを考慮する。

2・3・3 拘束条件

入力軸であるインナレース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、出力軸となるアウトレースの軸回りに負荷としてトルクを与え、入力軸と出力軸が所定の交差角を保つように出力軸を拘束する。

2・3・4 実機諸元での解析結果

解析対象とするツェッパ形等速ジョイントは乗用車サイズのものであり，その寸法の公差中央値をモデル全般に用いる．後述する実験検証やボール荷重変動への影響因子検討に関連がある設計諸元について，表 2.1 に示す．オフセットについてはジョイントのサイズとの関係が重要であり，ボールのピッチ円半径との比で示す．また，各部品の材質は，アウトレースが炭素鋼，インナレースと保持器が肌焼鋼，ボールが軸受鋼である[77]ため，接触のモデルに必要なヤング率 E とポアソン比 $1/m$ には鋼材の一般的な値を用いる．すべり摩擦を考慮する場合，各接触面の摩擦係数 μ_s として 0.08 を用いる．これはグリスを付けた試験片による実測値であり，実機を想定した面圧とすべり速度に基づく条件で求めた．低い相対速度でもすべり摩擦力が作用するので，摩擦係数が一定となる速度 v_{st} (図 2.7) をボールとボール溝の最大すべり速度の 1/4 以下となるように設定する．

Table 2.1 Specification of Rzeppa joint.

Size	Passenger car size
Offset	11.1% (Normalized by ball pitch circle radius)
Pressure angle	52deg

ボールとインナレースの溝の間の接触荷重 (ボール荷重) について解析結果を図 2.8 に示す．解析条件は，検証実験との比較を想定した回転速度 240rpm，トルク 90Nm，交差角 0° ， 3° ， 7° ， 11° ， 15° である．各交差角に対するボール荷重の正接点側を実線で，逆接点側を破線で示す．交差角が大きくなると 0° ではほぼ一定値であったボール荷重波形に回転 2 次の変動が生じ，2 つの極大値が顕著になるとともに位相が進んだ．また， $\pi/2$ から $3\pi/2$ の範囲の位相角では逆接点が発生した．なお，横軸の位相角の始点は，図 2.4 (左図) において入出力軸を含む平面上で，かつ入力軸に対して紙面上側とし，数値解が十分に安定してからの結果である．また，図 2.5 と統一するため位相角のみラジアンで表記する．

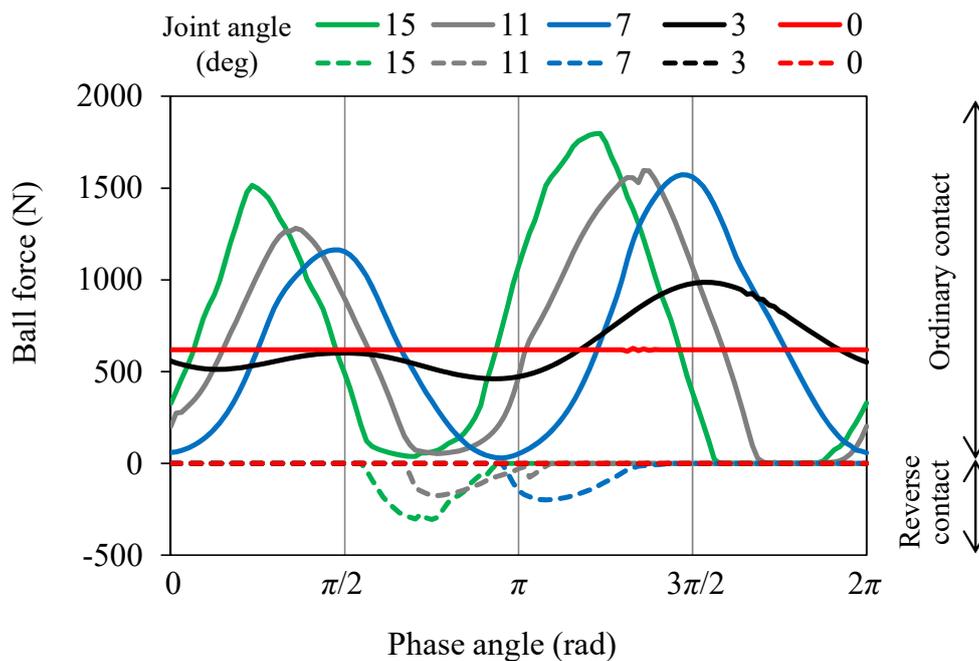


Fig. 2.8 Computational results of the ball force

2・3・5 実験検証

試験装置を図 2.9 に示す。ツェツパ形等速ジョイントの入力軸（インナレース側）をモータで回転させ、出力軸（アウトレース側）にブレーキ装置で負荷をかける。ジョイント中心を回転の中心としてブレーキ装置側を支持台ごと移動させて交差角を付与し、その状態でボール荷重を実測する。ボール荷重の計測には、アウトレース、インナレース、いずれかの溝をセンサ化する必要があり、これまでにアウトレース

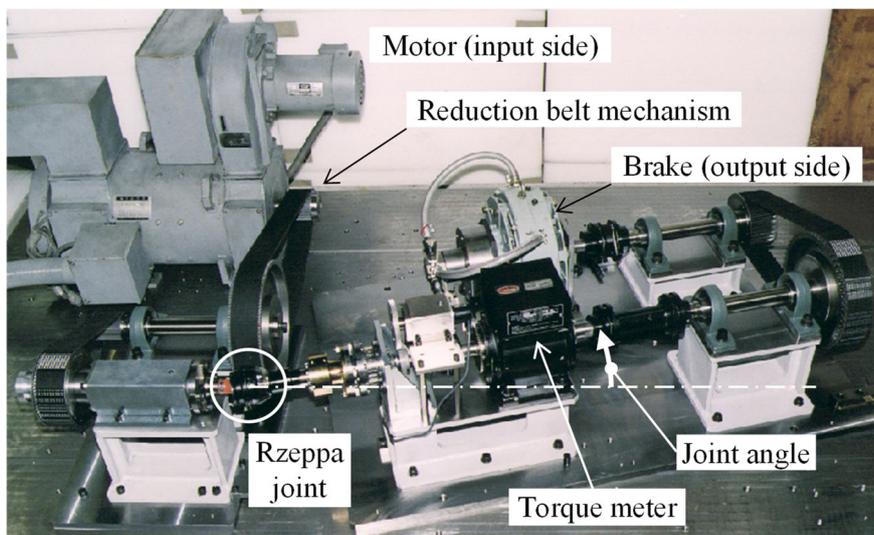


Fig. 2.9 Photograph of experimental apparatus for validation

自体を荷重センサ内蔵の専用品に作り直した事例[42][62]があるが、本研究では図 2.10 のようにインナレースの凸部にスリットを設けて溝の壁全体を起歪部とし、スリットの内側に貼付したひずみゲージの出力からボールとインナレースの間の荷重を計測する。そのため、表 2.1 で示した接触角は、溝の壁の変形しやすさを考慮して通常よりも 3~5 割大きく設定している。交差角が付いた状態ではボールと溝の接触点が常に溝の筋方向を移動するため（図 2.10 中の左図）、計測上の工夫として、ひずみゲージを接触点の移動方向に 5 枚並べた 5 連ゲージを使用した。荷重検定において交差角ごとにボールと溝の位置関係を変えながらひずみと接触荷重の関係を把握・補正することで、計測を実施した交差角 15°までの条件では、接触点の移動に起因した測定誤差を最小限に抑えることができた。また、図中に示すようにボール 2 個を同時に計測できるが、各部品の公差やセンサ、スリット等の計測部のばらつきの影響で、荷重の計測値にもばらつきが生じるため、ボール 2 個分の計測値について位相を合わせた上で 3 回転分を平均処理して計測結果とした。

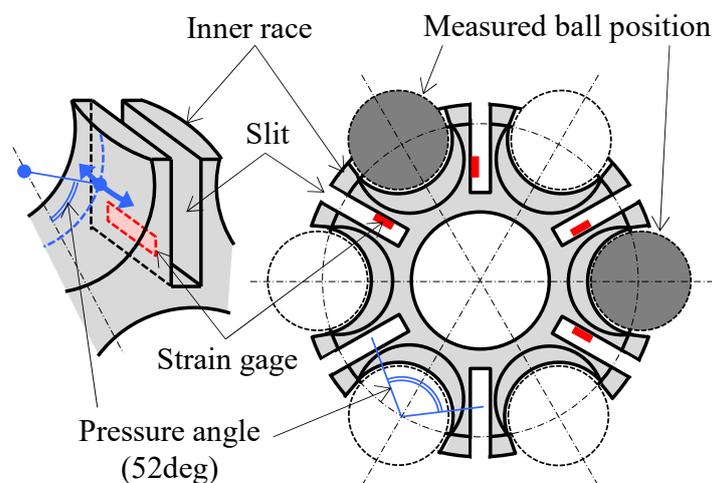


Fig. 2.10 Measurable inner race

解析と同じ条件でボール荷重変動を計測した結果を図 2.11 に示す。定性的な特徴が前述の解析結果と符合した。次に、定量的な特徴を把握するため、交差角ごとのボール荷重の最大値（ π 以上の位相角で表れる極大値）とその際の位相角について、実験値に対する解析値の差異を表 2.2 に示す。交差角 0°のボール荷重では解析値の方が 5% 小さいため、各交差角の最大荷重の差異はその分を加味する必要がある。交差角 7°の場合を除けば実験結果との差異が 20%以内となった。ここで、交差角 7°の解析値は 11°

の場合と同程度に大きく、実験値との差異も 50%となったが、交差角と設計諸元の組み合わせによって発生する特異な現象であると考え。一方、位相角については交差角 3°で -7.5%となった以外は $\pm 2\%$ 以内の差異であった。以上より、本解析モデルはボール荷重変動の全体像を把握する上で支障はないと考える。

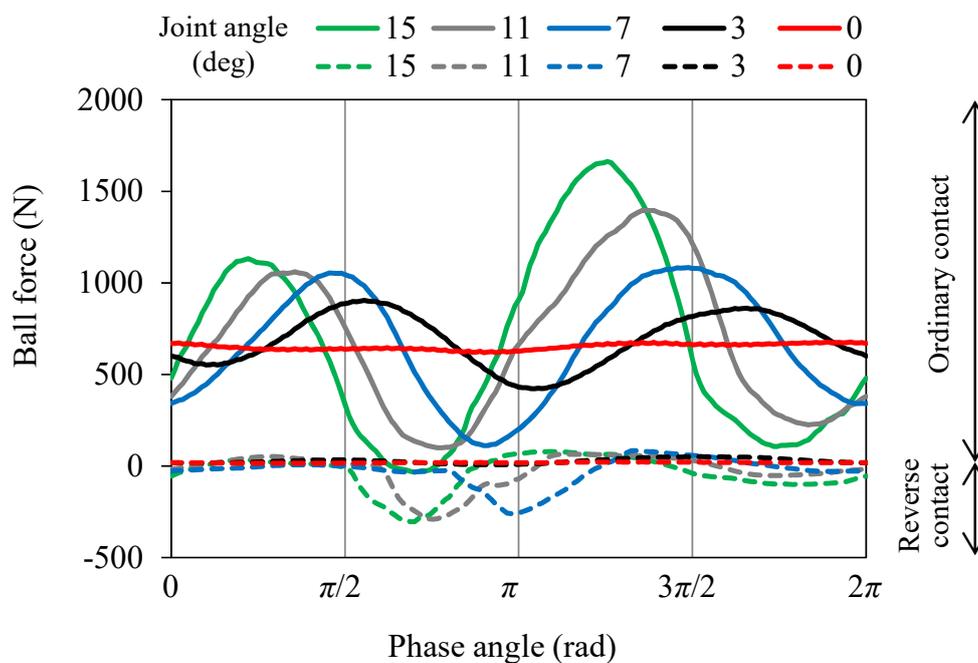


Fig. 2.11 Experimental results of the ball force

Table 2.2 Difference of computational results from experimental results

(Unit:%)	Average	Maximum			
		3	7	11	15
Joint angle (deg)	0	3	7	11	15
Ball force	-5.0	14.5	45.0	14.3	8.1
Phase angle		-7.5	-1.4	0.3	-1.7

2・4 基本波形の検証と影響因子

本節では、2・3節で作成した解析モデルの設計諸元を以降の各項ごとに理想的な状態に変更していき、2・2節で示した基本波形が成立することを検証する。

まず、より大きな交差角まで付与した場合（0°から40°まで10°ごと）のボール荷重の解析結果を図2.12に示す。交差角以外の解析条件は回転速度240rpm、トルク90Nmと同様である。図2.8と同様に、ボール荷重変動によって正接点側に2つの極大値が、逆接点側に1つの極小値が発生し、交差角が大きいく程、それぞれボール荷重の絶対値が大きくなって位相が進んだ。

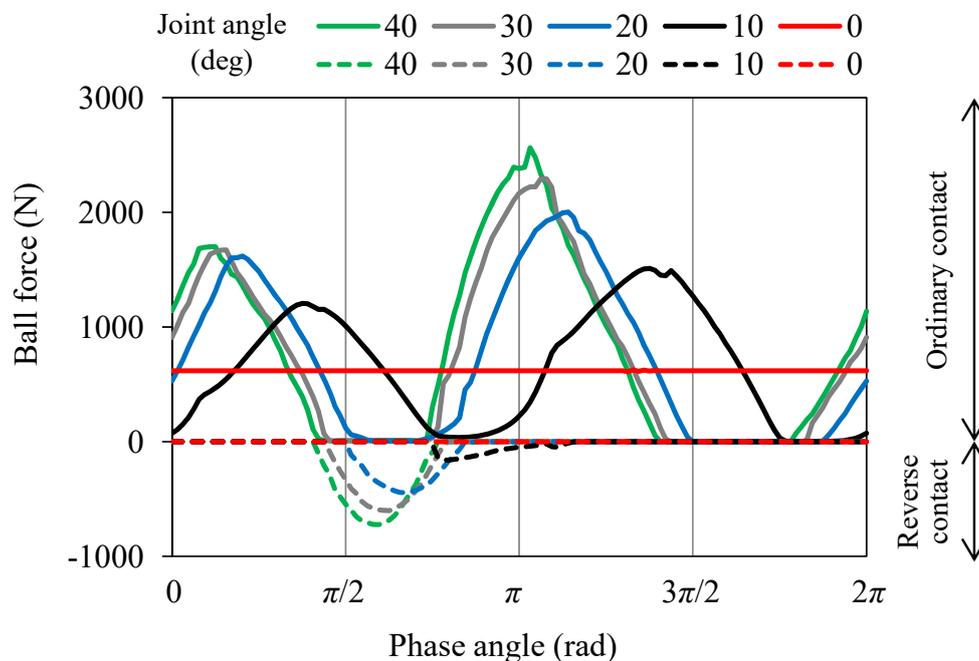


Fig. 2.12 Computational results of the ball force in the case of the large joint angles

2・4・1 すべり摩擦係数

グリースにより摩擦特性が変動するため摩擦係数も設計諸元と考える。理想状態ではジョイント内部の摩擦を考慮していないため、解析モデルのすべり摩擦係数を0とした場合のボール荷重を図2.13に示す。摩擦を考慮した状態では、交差角が大きい程、ボール荷重の2つの極大部と1つの極小部の位相が進む傾向にあったが、摩擦なしでは交差角に依存した位相変化がなくなった。

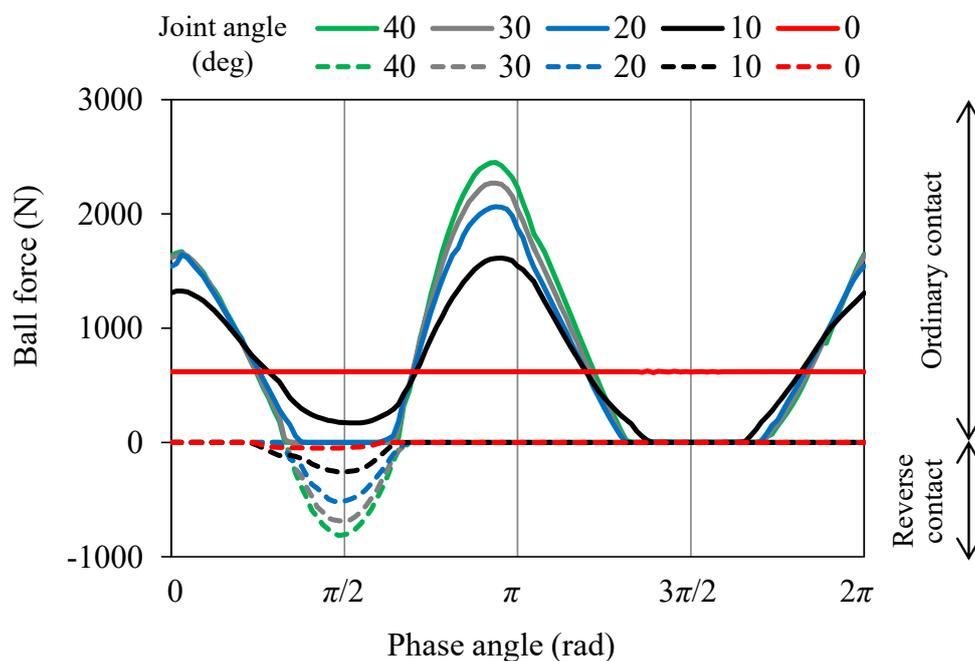


Fig. 2.13 Computational results of the ball force in the case of no friction

2・4・3 接触角

理想状態ではボールと溝の接触がトルクの伝達方向である周方向のみであるため、接触角としては 90° に相当する。実機寸法の溝曲面モデルを用いた本数値解析では極度に大きい接触角に変更できないため、解が求まる範囲内で大きくした 78° （初期値の 1.5 倍）で計算したボール荷重を図 2.15 に示す。図中で正接点側の 2 つの極大値と $3F_0$ を示す一点鎖線、逆接点側の 2 つの極小値と $-F_0$ の一点鎖線との差異がそれぞれわずかにあるものの、交差角に対して各ボール荷重が変化しない特徴など、図 2.5 の基本波形とよく符合した。

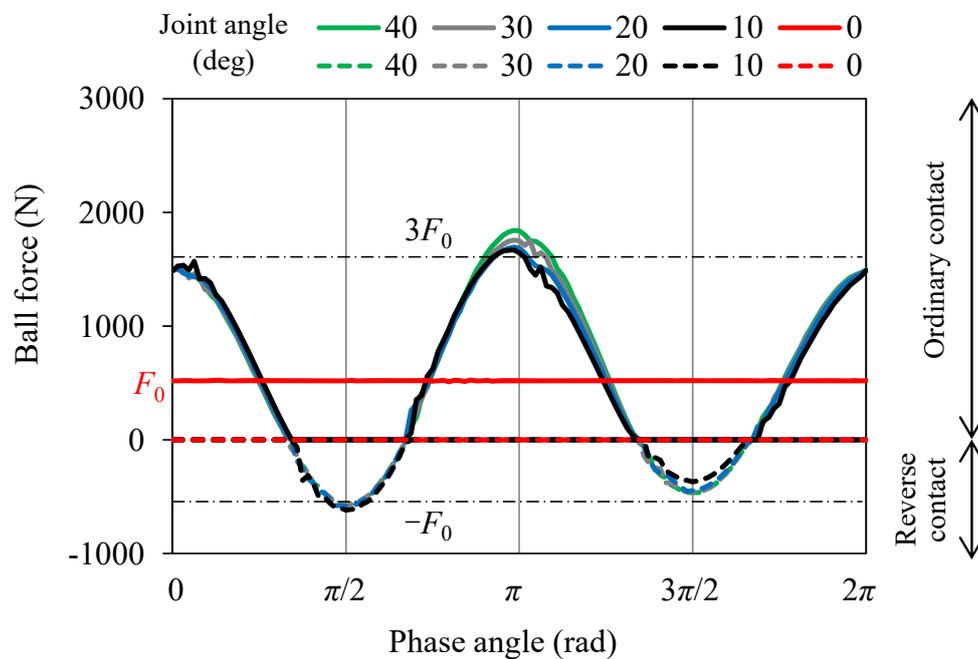


Fig. 2.15 Computational results of the ball force indicating the influence of the pressure angle

以上の結果から基本波形は妥当であり、この基本波形を基に、本節で述べた、すべり摩擦係数、オフセット、接触角の影響因子によって極大値や極小値、あるいはその位相が変化する。

2・4・4 影響因子のまとめ

基本波形から実機諸元への波形の変化を交差角 0° と 20° の場合を例として図 2.16 にまとめて示す。その絶対値が重要となるボール荷重について、大きく影響を及ぼすのは接触角である。これを実機の値 (52°) に変更すると交差角 0° でのボール分担荷重が増えるだけでなく、荷重変動時に 2 つの極大値間、極小値間の差が表れ、最大値、最小値ともに絶対値が増加する。一方で、オフセットを実機相当 (11.1%) に設定することでボール荷重値が交差角に依存するようになるが、交差角が小さい場合には極大値が大きくなる利点もある。実機で必ず存在する摩擦は、ボール荷重波形の位相を遅らせるが、荷重の大きさには影響を与えない。このようにボール荷重変動の基本波形に対して設計諸元などの影響因子とその影響度合いを一義的に示した。

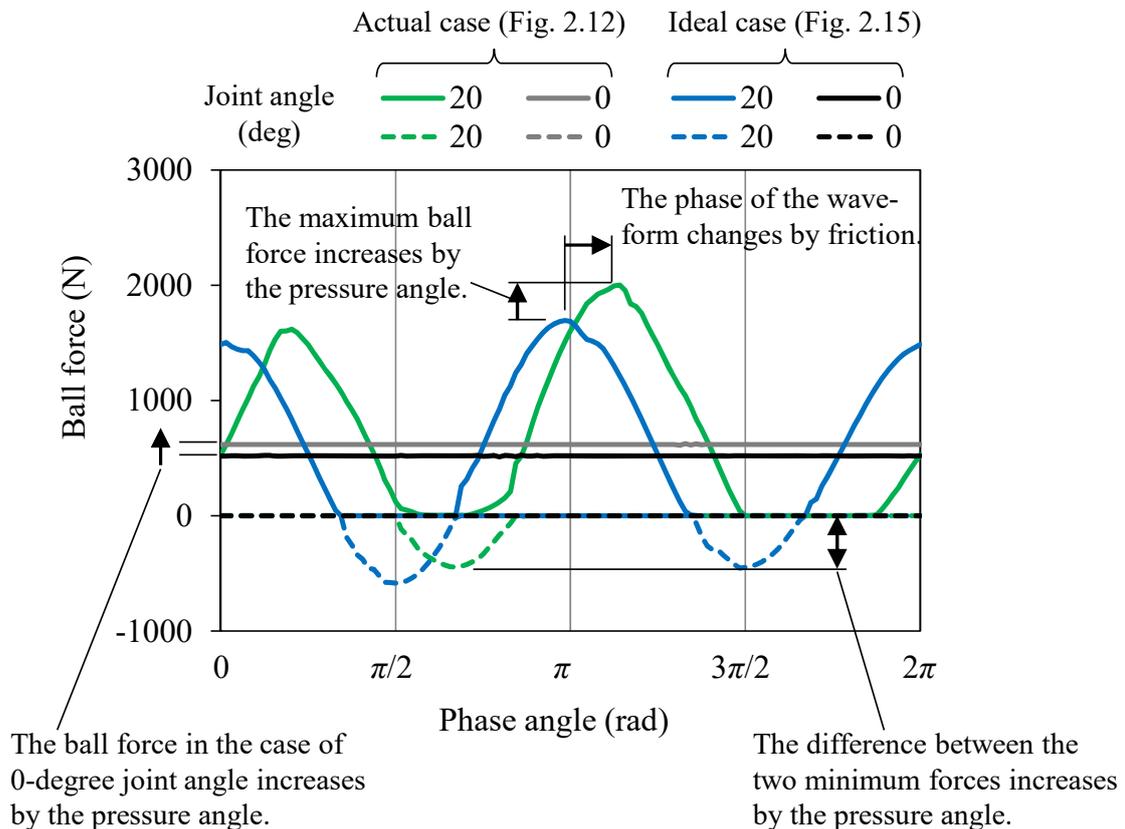


Fig. 2.16 Summary of the influential factors on the ball force fluctuation

2・5 結 言

本章では、ツェッパ形等速ジョイントを対象として、強度や耐久性などの商品性に関わる、トルク伝達時のボール荷重変動の要因について解明を試みた。その結果を以下にまとめる。

- (1) ボール荷重がトルク伝達を担うだけでなく交差角付与時に発生する二次モーメントを満たすように変動することを明らかにし、機構として理想的な状態のボール荷重変動波形を導出した。この基本波形では、交差角 0° のボール荷重値を基準に正規化すると、変動幅が 2 倍、最大値が 3 倍、最小値が -1 倍となる。
- (2) ジョイント内部の接触や摩擦を考慮したマルチボディモデルを用いて、主要な設計諸元を設計や製造の制約がない理想状態とおいた数値解析を実施し、上記の基本波形が成り立つことを確認した。この過程を通じて、主要な設計諸元として接触角がボール荷重の最大値に、オフセットが荷重波形の交差角依存性に、すべり摩擦係数が荷重波形の位相にそれぞれ影響を及ぼすことを明らかにした。
- (3) 基本波形の確認に用いたマルチボディモデルがボール荷重変動の要因解明に適用可能であることを、実機検証を通じて示した。また、検証試験では、インナレースにスリットを加工して内側にひずみゲージを貼付することでボール荷重計測が可能となる、従来にない簡便な計測方法を提案した。

これらの結果から、実機のボール荷重変動の低減には基本波形のボール荷重を二次モーメントについて満たした状態のまま減らす必要があることがわかる。ボール溝の形状や配置の工夫によってボール荷重の分力を発生させ、この分力を活用して代りに二次モーメントを満たすことで変動抑制が可能との指針が得られる。第 3 章にて、実機のボール荷重変動の低減について数値解析主体で検討する。

第3章 ツェッパ形等速ジョイントのボール荷重変動低減

3・1 緒 言

第2章では、等速ジョイントに交差角が付いてトルク伝達の方向が変わることに起因して発生する副次的な曲げモーメント（二次モーメント）に着目し、Wagner がツェッパ形等速ジョイントをボール2個のみに簡略化して説明した、二次モーメントの計算式[69]を、通常使われるボール6個の場合に拡張して定式化した。さらに、これを基に理想的な機構状態におけるボール荷重変動の波形を導出し、ボール荷重が変動する原理を説明した。

本章では、このボール荷重の変動原理に基づいて荷重変動の低減原理を仮定して数値解析で検証するとともに、低減方策を提案してその効果を示す。具体的には、前述のボール6個かつ理想機構状態の二次モーメント式を実機状態に拡張して考察することでボール荷重変動を低減する原理を提示する。ツェッパ形等速ジョイントの実機諸元から構成部品間の接触や摩擦を考慮したマルチボディモデルを作成し、数値解析にてこの原理を検証する。最終的に、この荷重変動低減原理を実現する溝形状について提案し、数値解析を用いてその低減効果を確認するとともに、ドライブシャフトへの適用時の留意点について述べる。

3・2 ボール荷重変動の低減原理

第2章では、理想機構状態のボール荷重波形（図2.5）にすべり摩擦、接触角、オフセットの各設計諸元を考慮することで、実機のボール荷重変動を模擬できることを示した。ボール荷重変動の低減方策の検討には、二次モーメント式をより実機に近い状態に拡張する必要がある。そこで、二次モーメントと前述の各諸元の間関係を考察する。

3・2・1 すべり摩擦の影響

実機ではジョイント内部の摩擦によりトルク損失が生じ、二次モーメントはその影響を受ける[78]。ツェッパ形等速ジョイントではトルク損失の大部分がすべり摩擦であり、摩擦を考慮する場合、理想状態における入力軸の二次モーメント（式(2.1)）は、木全が文献[78]で示した式を用いると次式になる。

$$M = T \tan(\theta/2) - \Delta E / (\omega \sin\theta) \quad (3.1)$$

ここで、 ΔE はトルク損失、 ω は回転速度であり、すべり摩擦によりトルク損失が増えた分だけ二次モーメントが減少する。すべり摩擦によるボール荷重変動への影響については変動の振幅よりも位相変化に寄与が大きいことが2・4・1項にて示されているが、これは式(3.1)のトルク損失を含む項が、ボール荷重変動を決定付ける第1項と独立した項であることからわかる。

3・2・2 接触角の影響

第2章で述べたように実機状態から接触角を大きくするとボール荷重を低減できる。これは、理想機構状態では接触角 90° でボール荷重が最小となることに起因するが、2・2・1項で述べたように、現実的にはボールとの接触点が溝から外れない範囲 ($30^\circ \sim 50^\circ$) に設定する必要がある。そのため、接触角によってボール荷重変動を大幅に低減することは難しく、本研究では検討から除外する。

3・2・3 オフセットの影響

図 2.2 のように、ジョイント中心と溝のピッチ円中心との間にオフセットを設定すると、図 3.1 に示すボール荷重の軸方向成分が生じる。そこで、ボール荷重について入力軸と直交する面内の成分を $F_{xy}(\varphi)$ 、面外（軸方向）の成分を $F_z(\varphi)$ として式(2.2)、(2.3)を定義し直すと以下になる。

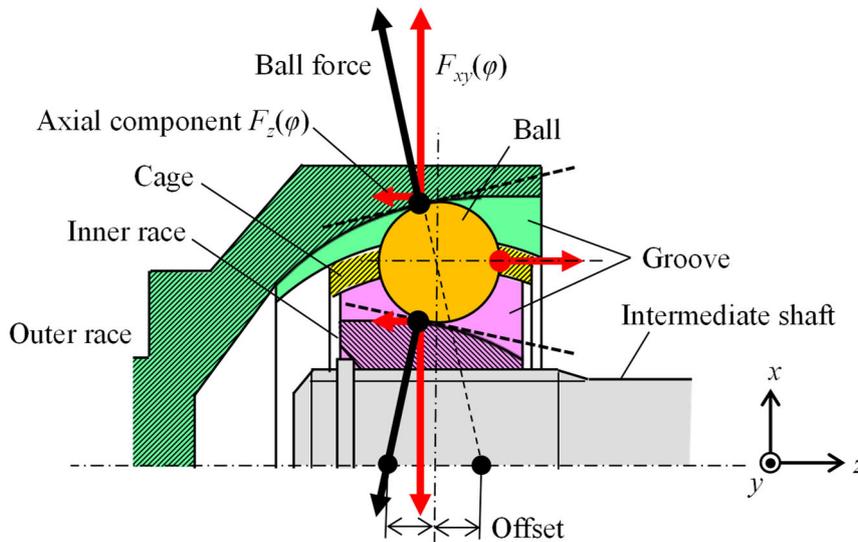


Fig. 3.1 Axial component of ball force of a Rzeppa joint

$$T = \sum_{i=1}^6 F_{xy} \left(\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1) \right) r \quad (0 \leq \varphi < \frac{\pi}{3}) \quad (3.2)$$

$$M = \sum_{i=1}^6 \left\{ F_{xy} \left(\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1) \right) \cos^2 \left[\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1) \right] \right\} r \tan \frac{\theta}{2} \\ + \sum_{i=1}^6 \left\{ F_z \left(\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1) \right) \sin \left[\varphi + \frac{\pi}{3}(i-1) \right] \right\} r \tan \frac{\theta}{2} \quad (0 \leq \varphi < \frac{\pi}{3}) \quad (3.3)$$

式(3.3)は式(2.3)に第2項が加わった形であるため、この項の分担割合、すなわち $F_z(\varphi)$ に起因する、二次モーメントの成分を増やすことができれば、 $F_{xy}(\varphi)$ が大きく変動する必要がなくなり、ボール荷重変動を低減できる。そこで、二次モーメントに占める $F_{xy}(\varphi)$ 、 $F_z(\varphi)$ 起因分の割合と、オフセットの関係を示し、これがボール荷重変動低減につながることを明らかにする。さらに、オフセット以外で低減効果のある方策を提案する。

3・3 マルチボディモデルによる解析

はじめに、ボール荷重変動低減の原理や方策の検証に用いる、ツェツパ形等速ジョイントのマルチボディモデルについて述べる。モデルは第 2 章で提案したもので、ボール荷重変動を議論する上で支障のない計算精度であることを、実機検証を通じて確認している。

3・3・1 ジョイントのモデル

解析対象とするツェツパ形等速ジョイントの諸元について表 3.1 に示す。ジョイントのサイズは乗用車用であるが、より大きい交差角に対応できるためボール荷重変動低減の必要性が高い、アンダーカットフリー式のツェツパ形等速ジョイント[79]を対象とする。この方式のジョイントのボール溝は、図 3.2 で示すように溝筋方向のピッチ円弧に直線部を加えた形状となる。また、各接触部の摩擦係数 μ_s も第 2 章の場合とは異なり、0.09 を用いる。摩擦係数が一定となる速度 v_{st} (図 2.7) をボールとボール溝の最大すべり速度の 1/4 以下となるように設定した点は同じである。

Table 3.1 Specifications of a Rzeppa joint

Size	Passenger car size
Offset	12.4% (Normalized by ball pitch circle radius)
Pressure angle	38°

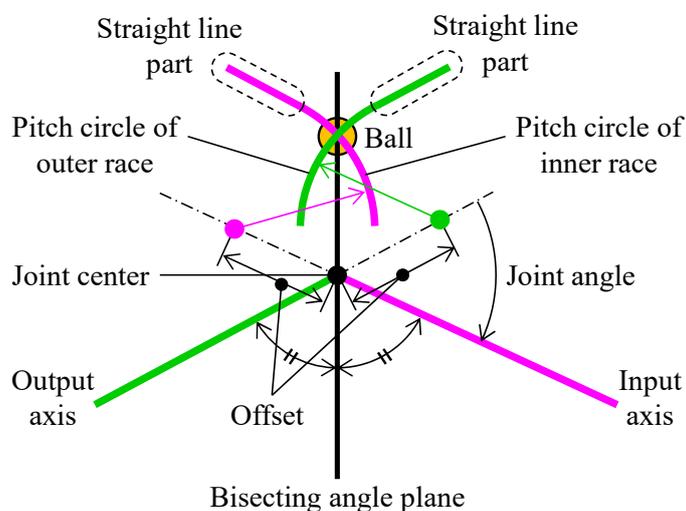


Fig. 3.2 Schematic of a bisecting angle plane

3・3・2 オフセットのパラメータ解析

まず、すべり摩擦を考慮しない状態で、ボールとインナレースの溝の間の接触荷重（ボール荷重）の解析結果を図 3.3 に示す。解析条件は、回転速度 200rpm, トルク 70Nm, 交差角 46° （ボール荷重変動への影響が最も大きい交差角最大時）であり、標準のオフセット 12.4% に対して、オフセット小 (3.1%) と大 (21.7%) を比較した。ここで、各交差角に対するボール荷重の正接点側を実線で、逆接点側を破線で示した。オフセットが大きいほどボール荷重の最大値、すなわち荷重変動が小さくなった（以降、ボール荷重の最大値で荷重変動の増減を評価する）。なお、横軸の位相角の始点は、図 3.2 において入出力軸を含む平面上で、かつ入力軸に対して紙面上側とし、数値解が十分に安定してからの結果である。また、図 2.5 と統一するために位相角のみラジアンで表記する。

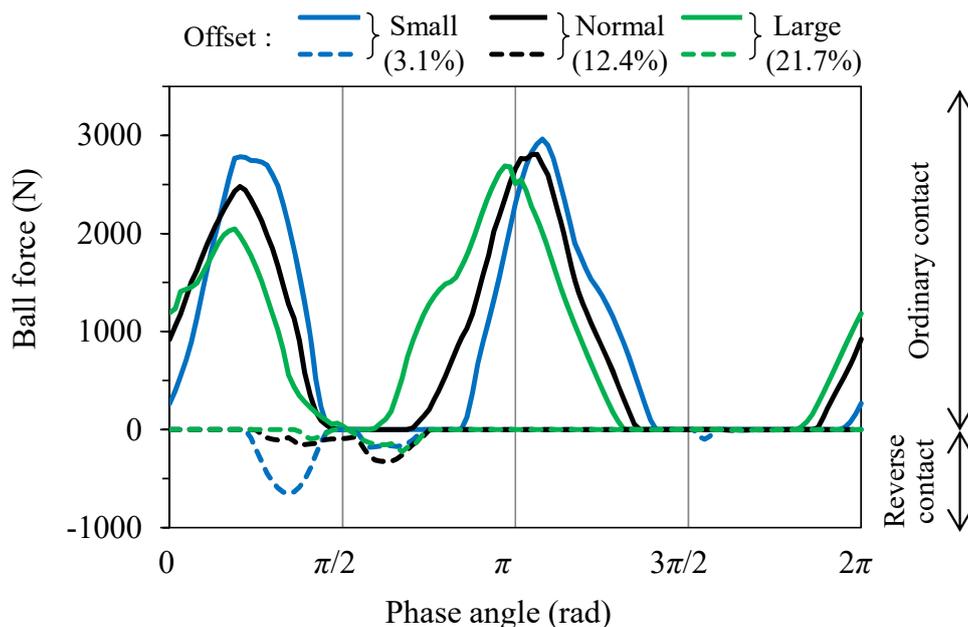


Fig. 3.3 Computational waveforms of the ball force indicating the effect of the offset without considering friction

次に、各オフセット値に対して算出した二次モーメントと $F_{xy}(\varphi)$, $F_z(\varphi)$ 起因分の割合を図 3.4 に示す。オフセットが大きいほど、 $F_z(\varphi)$ 起因分の割合が多い。

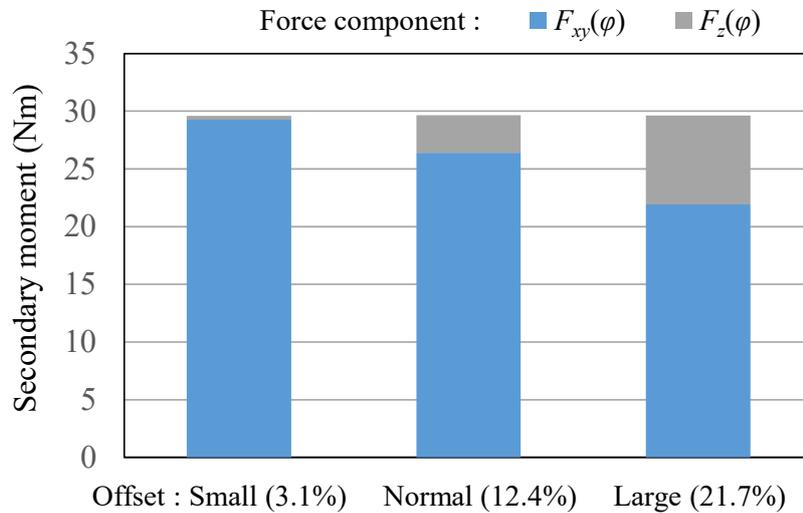


Fig. 3.4 The percentage of each force component causing secondary moment without considering friction

さらに、すべり摩擦を考慮した場合のボール荷重波形と二次モーメントをそれぞれ図 3.5, 図 3.6 に示す。ボール荷重の波形と $F_{xy}(\varphi)$, $F_z(\varphi)$ 起因分の割合については摩擦なしの場合と同様の結果になったが、摩擦を考慮したことで、ボールとインナレース、保持器とインナレースの間のすべり摩擦に起因した二次モーメントが発生した。また、微小な量であるが、オフセットが大きいほど二次モーメントの総量（図 3.6 中に黒丸で表示）が減っていることから、式(3.1)のトルク損失 ΔE が増えたと考える。実機状態では、ボール荷重変動が低減されるのと同時にすべり摩擦が増えてトルク損失に転嫁されることを留意する必要がある。

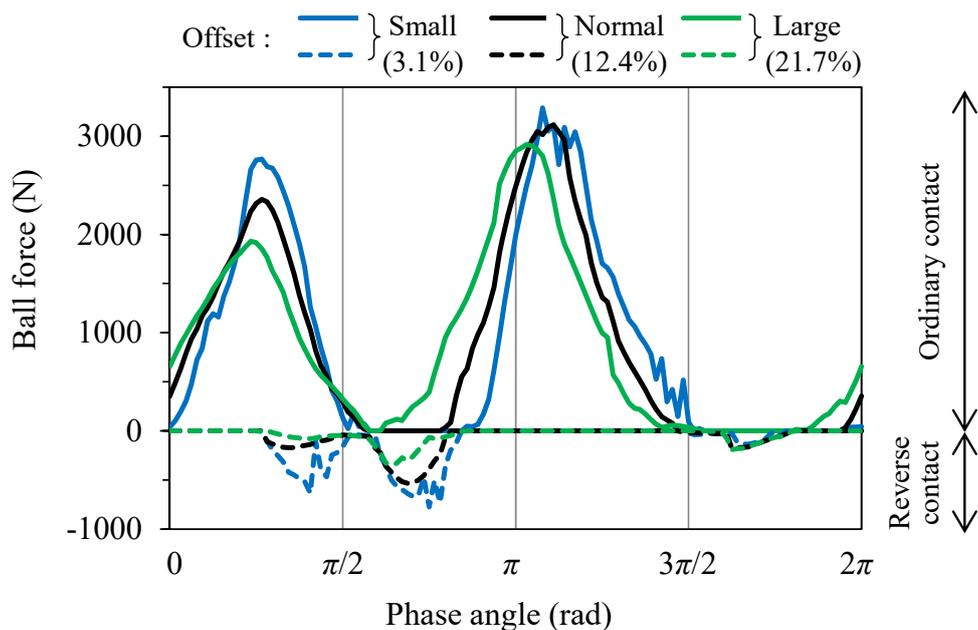


Fig. 3.5 Computational waveforms of the ball force indicating the effect of the offset when friction is considered

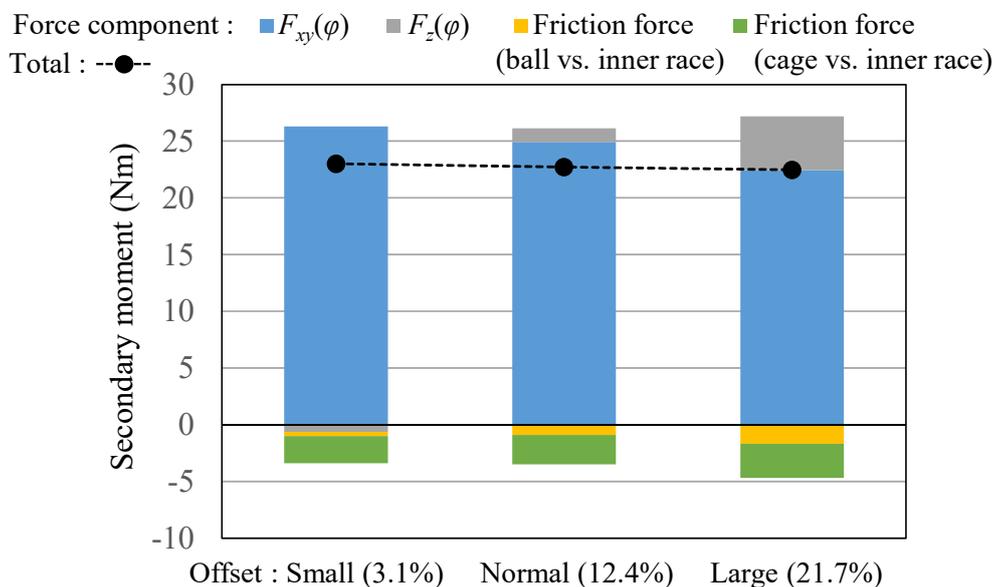


Fig. 3.6 The percentage of each force component causing secondary moment when friction is considered

以上より、二次モーメント中における、ボール荷重の入力軸直交面内の成分($F_{xy}(\varphi)$)を別の成分($F_z(\varphi)$)で肩代りして減らすことで摩擦の有無によらずボール荷重変動を

低減できることを示した。一方、オフセットは基本となる設計諸元であって低減効果も大きくないため、ボール荷重の低減原理を活用しながらも、より効果の大きい溝形状を検討する。

3・4 ボール荷重変動の低減方策

3・4・1 同方向傾斜溝

ここまで述べてきたように、ボール荷重変動の低減には二次モーメントに占める $F_z(\varphi)$ の割合を増やすことが有効である。オフセットを大きくする以外に、通常ではジョイントの入出力軸に並行して設定される溝筋の方向を、図 3.7(a)のように入出力軸に対して傾ける方策を提案する。ここで、インナレース側とアウトレース側の一組の溝ではそれぞれ逆向きに傾ける必要があり、インナレースまたはアウトレースのすべての溝を同方向に傾ける（よって同方向傾斜溝と称する）。また、この場合、トルク方向が正逆異なると伝達特性が変化する。左右輪のドライブシャフトに用いると片方が正トルクなら他方が逆トルクとなるため、本研究ではジョイントモデルのトルク方向を変える代わりに溝の傾角の正負を変えて検討する。

図 3.7(a) に示すインナレースの溝傾角が正の場合、オフセットが寄与する軸方向分力 $F_z(\varphi)$ (図 3.1) に溝傾斜による寄与分が加算され、仮想的にオフセット大とした効果が得られる。一方、図 3.7(b)の溝傾角負の場合、仮想的にオフセット小の効果となるが、溝を傾けたことでボール接触点の位置、すなわち二次モーメントのモーメントアーム長が変化するため、単なるオフセット小の場合とはジョイント内部の各荷重のつり合い状態が異なる。図 3.7(b)中の実線のボール位置は、ボール荷重波形（図 3.5の黒線）において位相角が増える方向に向かって1つ目の極大値となる位置であり、モーメントアーム長が減る代わりにボール荷重の極大値が増加すると予想される。図 3.7(b)中の破線のボール位置（インナレースの裏側）は2つ目の極大値（最大値）となる位置であり、モーメントアーム長が増える代わりにボール荷重の最大値の減少が見込める。次項でこれらの想定を検証する。

なお、溝を傾けて設定する等速ジョイントとして一溝ごと交互に傾角の正負を変えるクロスグループジョイント[80][81]が存在するが、入出力軸が相対変位しながらもボールを等速二等分面上に位置決めするためのものであり、目的が異なる。

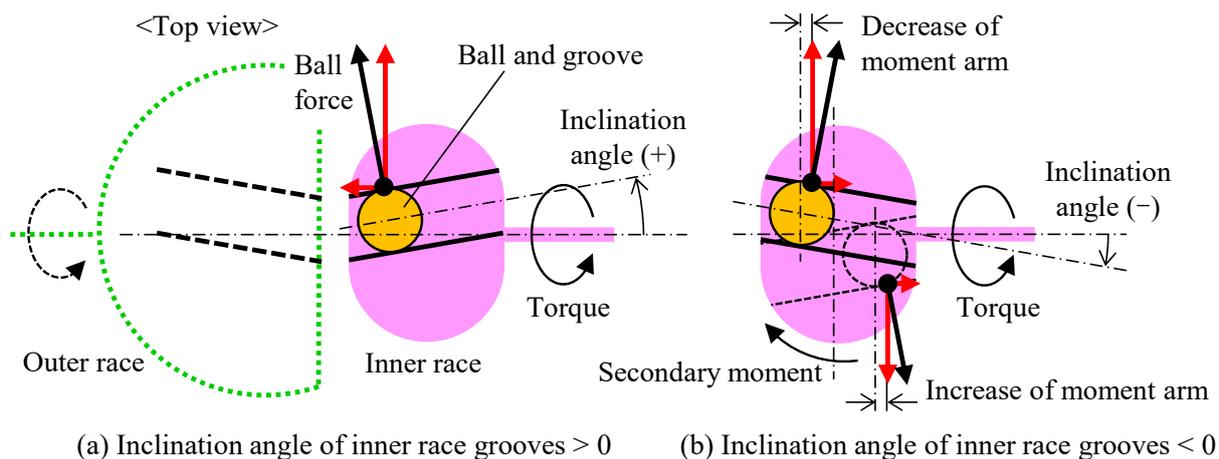


Fig. 3.7 Schematic of inclined grooves of a Rzeppa joint

3・4・2 ボール荷重変動とトルク損失

図 3.8 にボール荷重の波形を, 図 3.9 に溝傾角に対するボール荷重の最大値 (傾角 0° の最大値で正規化) を示す. 解析条件は前項と同様で, すべり摩擦を考慮した. これらの結果から, 溝傾角の正負によらず $8^\circ \sim 15^\circ$ の範囲で 20% の低減効果が得られることがわかった. とくに, ボール荷重変動の低減原理に則った溝傾角正の場合, $+10^\circ$ で 37% の低減効果が, 溝傾角負の場合でも -15° で 28% の低減効果が得られた. なお, すべり摩擦を考慮しない場合でも, 溝傾角の正負によらずボール荷重変動の低減効果が得られることを付記する.

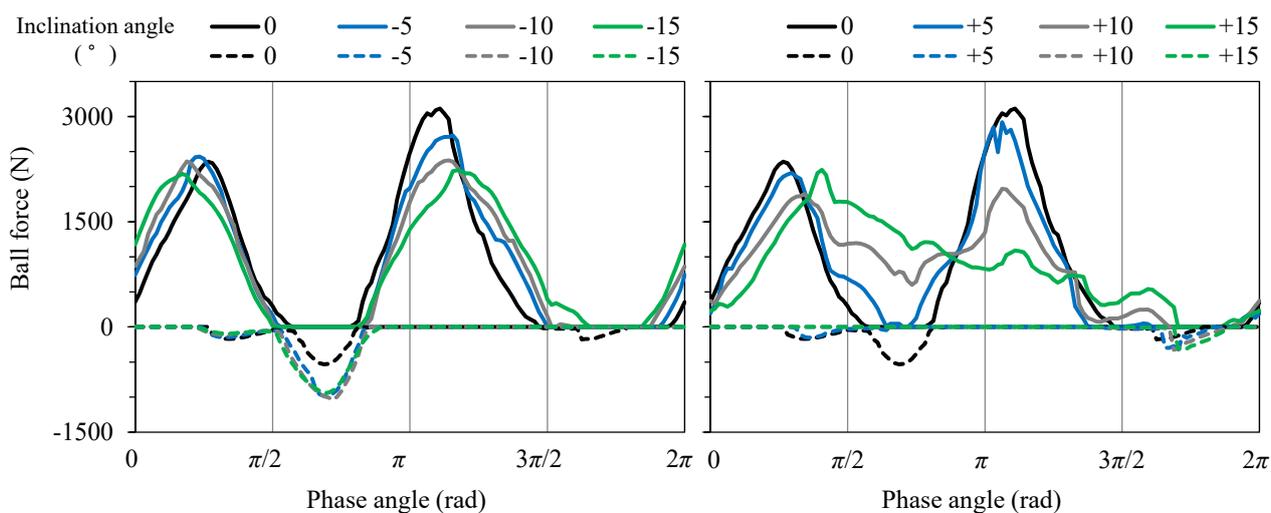


Fig. 3.8 Computational waveforms of the ball force indicating the effect of the groove inclination angle

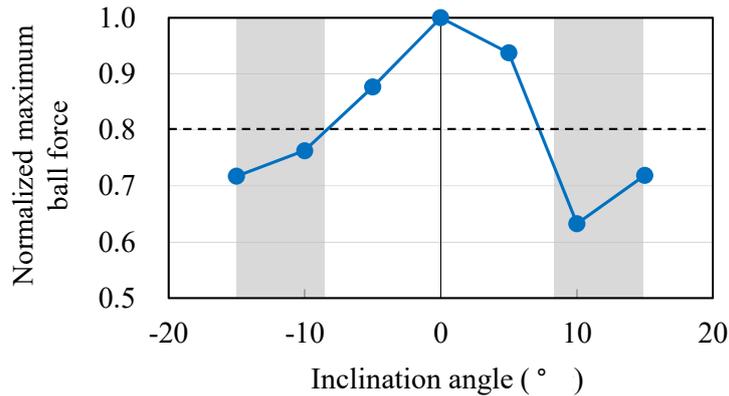


Fig. 3.9 Computational results of the normalized maximum ball force indicating the effect of the groove inclination angle

次に、代表的な溝傾角として $\pm 10^\circ$ の場合の二次モーメントについて図 3.10 に示す。傾角 $+10^\circ$ ではオフセット大の場合と同様に、 $F_z(\varphi)$ の割合が増える（ボール荷重変動が減る）とともに、二次モーメント総量の減少（トルク損失の増加）が見られた。一方、傾角 -10° では 0° に比べて $F_z(\varphi)$ の割合が減っているものの、想定通りにボール荷重変動が減った（図 3.8 の左図参照）。そして、オフセット小の場合と同様に二次モーメント総量が増えた（トルク損失が減った）。これより、摩擦を考慮した場合のオフセット小の効果（トルク損失減）を發揮しつつも、溝を傾けてボール荷重を再配分した効果（ボール荷重変動減）が得られることがわかる。

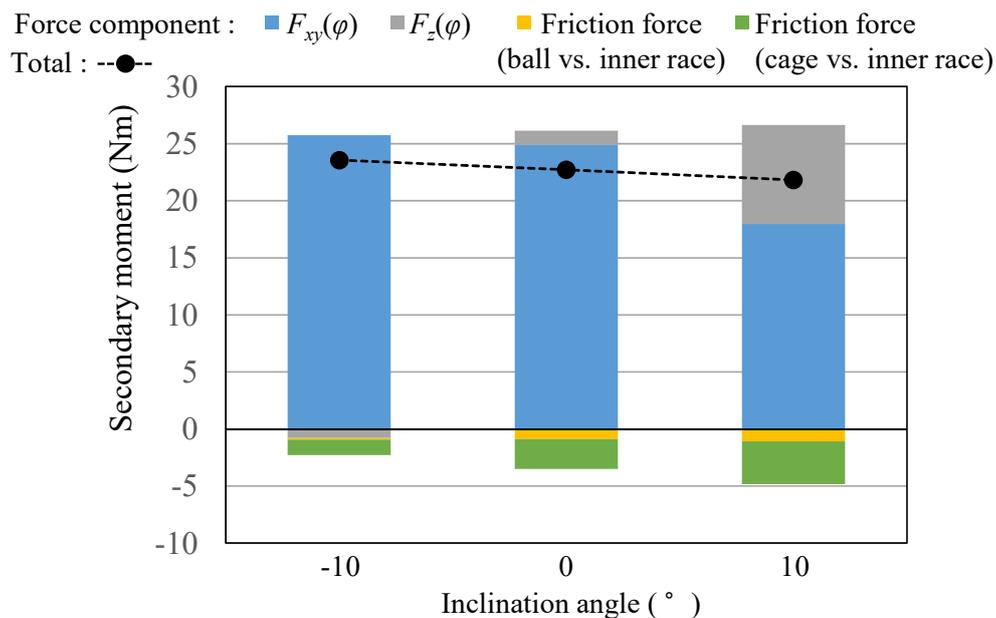


Fig. 3.10 The percentage of each force component causing secondary moment with inclined grooves

3・4・3 ドライブシャフトへの適用に向けた考察

前項で示したように，同方向傾斜溝ではボール荷重変動をトルク方向によらず低減できるが，トルク損失についてはトルクの正逆によって増減が生じる．このジョイントをドライブシャフトに用いる場合，このような特徴を踏まえた適用が必要となる．ボール荷重変動の低減を最優先する場合，車両前進方向に対して左右それぞれに傾角 $+10^\circ$ となるジョイントが適し，荷重変動低減とトルク損失低減を両立する場合には同様に溝傾角 -15° のジョイントが適当である．

一方で，左右で部品を共用できると量産性が向上するため，量販 FWD 車によく用いられる，中間軸を左右で不等長に設定したドライブシャフト[82][49]と組み合わせて使うことを考える．通常，車両に取り付けられて車重がかかった状態のドライブシャフトは常時屈曲し，ジョイントに交差角が付いている．不等長ドライブシャフトの場合，中間軸が長い側ではこの常用交差角が小さく，短い側では大きくなるため，この角度差を利用する．第2章で示したように，常用交差角のような小交差角で動作する条件ではボール荷重変動も小さいので，トルク損失のみに着目する．不等長ドライブシャフトの中間軸長の比は2:1程度であるため，常用交差角が左右で 5° と 10° であると仮定して溝傾角に対するトルク損失を求め，図3.11に示す．回転速度とトルクは前節と同じとした．図3.11の網掛け部に示すように，ドライブシャフトにおいて常用交差角が 5° となる側に通常のツェッパ形等ジョイント（溝傾角 0° ）よりも相対的にトルク損失が大きい正の溝傾角を，常用交差角が 10° となる側に損失の小さい負の溝傾角を設定すれば通常よりもドライブシャフト左右のトルク損失差を低減できる．

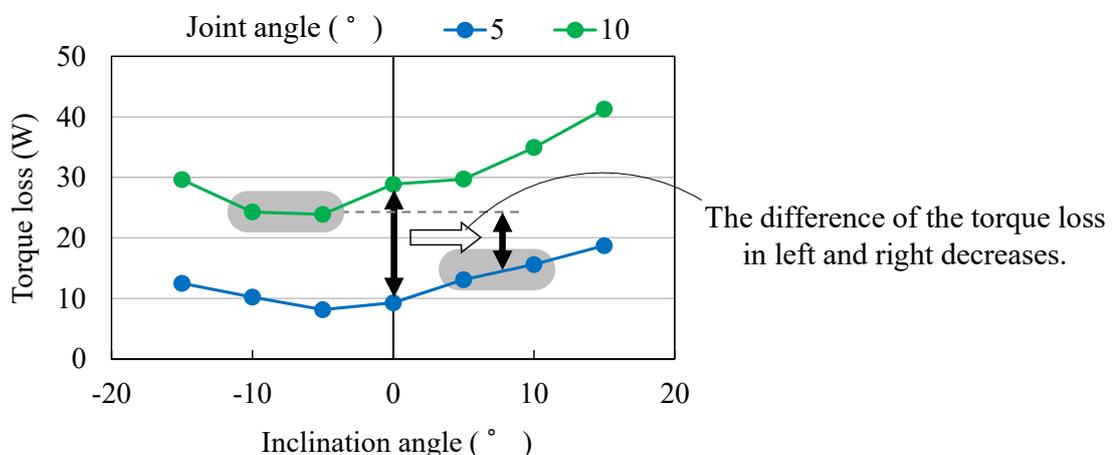


Fig. 3.11 Computational results of the torque loss indicating the effect of the groove inclination angle

3・5 結 言

本章では、FWD 車ドライブシャフトのアウトボードジョイントに用いられるツェッパ形等速ジョイントを対象に、小型化や軽量化などの商品性に関わる、トルク伝達時のボール荷重変動の低減について、その原理と実現方策を提案した。その結果を以下にまとめる。

- (1) 第2章で解明したボール荷重の変動原理を基に、オフセット等の設計諸元や摩擦特性を考慮した変動低減原理に拡張し、二次モーメントに占めるボール荷重軸方向成分の寄与を増やすことがボール荷重変動の低減につながることを明らかにした。
- (2) ボール荷重の具体的な低減方策として、ジョイント軸に対してボール溝を傾ける同方向傾斜溝を提案した。正逆いずれのトルク方向に用いても 20%を超える荷重変動低減効果が得られることを、接触や摩擦を考慮したマルチボディモデルによる数値解析で検証した。
- (3) 同方向傾斜溝ではトルク方向の正逆によってトルク損失が異なるが、量販 FWD 車の不等長ドライブシャフトにおいて常用の交差角が大きい側に車両前進時の損失が減る溝傾角を、交差角が小さい側に損失が増える溝傾角を設定することで左右の損失の不つり合いを是正できることを数値解析に基づいて提案した。

今後の課題としては、温度や経年によるすべり摩擦力変化時のロバスト性、生産性などが挙げられる。

第4章 トリポード形等速ジョイントのスラスト力解析

4.1 緒言

本章では，トリポード形等速ジョイントを対象に，部品間で発生する接触力と摩擦力を模擬したマルチボディモデルによってスラスト力を解析する．ここで，第1章で紹介した先行研究では簡易的なモデル表現しかされていなかった，ローラの針状ころ軸受に注目し，独自の接触・摩擦モデルにより詳細に模擬する．そして，この解析モデルにより得られたスラスト力を実測値と比較して解析モデルの妥当性を検証する．さらに，解析モデルを用いて，針状ころが傾くスキュー挙動による影響や接触部位ごとの摩擦力の寄与度を求め，スラスト力の発生要因を明らかにする．

4.2 解析モデル

トリポード形等速ジョイントの構成を図4.1に示す．入力側となるハウジングには，入力軸と平行かつ円周方向に等間隔な3本のローラ溝（Groove）が配置される．ローラと接触する溝の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ードが取り付けられる．1本のローラ軸には，数十本の針状ころによる軸受を介して，溝との接触面が球面形状となるローラが配置される．ローラとローラ溝の間で，入力側から出力側に駆動力が伝達される．

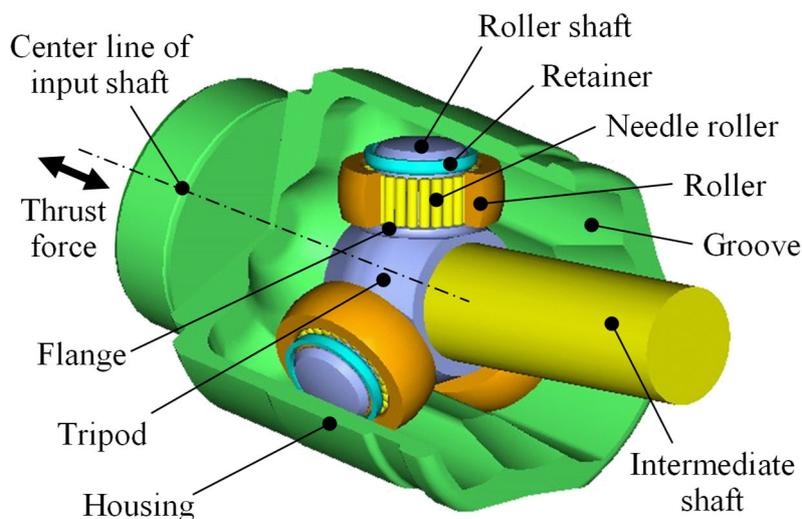


Fig. 4.1 Components of a tripod constant velocity joint

4・2・1 解析モデルの概要

図 4.2 に概念図を示す。各部品を剛体として定義し、慣性特性を与えて 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。接触力と摩擦力からなる力要素を定義し、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て部品間の隙間を考慮する。さらに、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。第 2 章と同様に、このモデルから拘束を含む多剛体系の運動方程式を導き、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、解析においても第 2 章と同様に汎用解析ソフト DADS [73]を用いる。

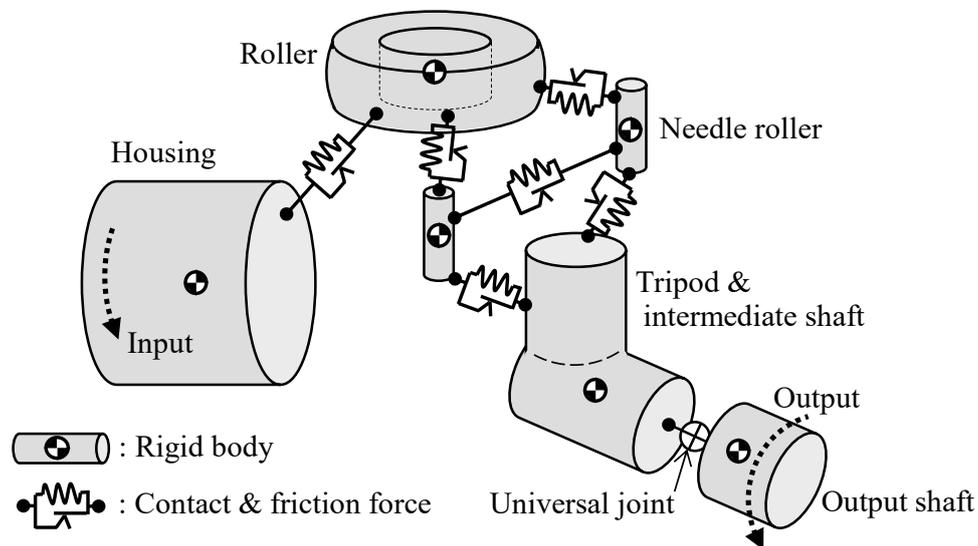


Fig. 4.2 Schematic of multibody model of tripod joint

4・2・2 接触と摩擦のモデル

図 4.3 に概念図を示す。2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ンモーメントを作用させる。さらに、接触点で 2 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。以下で定義式について述べる。

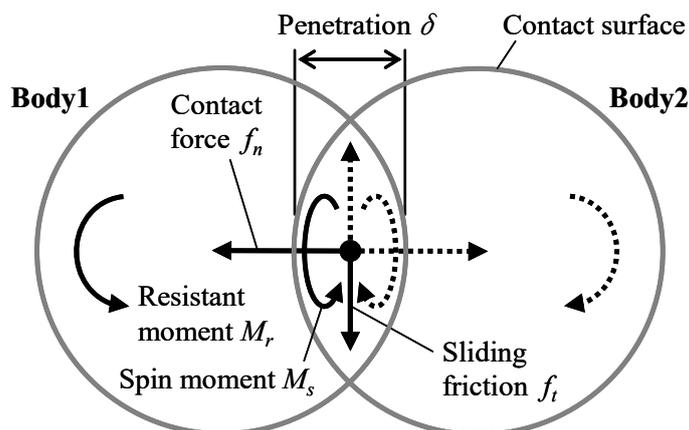


Fig. 4.3 Schematic of contact model

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。

$$f_n = k \delta^n \quad (2.15 \text{ 再掲})$$

すべり摩擦力 f_t は、接触力にすべり摩擦係数 μ_s を乗じた次式となる。

$$f_t = \mu_s f_n \quad (4.1)$$

ここで、スティックスリップのような摩擦現象を想定していないため μ_s には動摩擦係数のみを考慮し、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 2.7 の双曲線正接関数を含んだ関数とする。等速ジョイントの潤滑はグリースを用いた境界潤滑であり[74]、 μ_s にはすべり摩擦面の表面粗さ、硬さ、面圧を踏まえた値を用いる。

転がり摩擦の抵抗モーメント M_r を求める。図 4.4 に示すように、直径 D のころを 2 枚の平板で挟み、荷重 P をかけた状態で片側の平板を動かすときの抵抗力を F とすると、転がり摩擦係数は $\mu_r = F/P$ となる[83]。このときの抵抗モーメントは F と D との積となるが、2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。

$$M_r = F D / 2 = \mu_r P D / 2 \quad (4.2)$$

なお、転がり摩擦係数 μ_r も、 μ_s と同様の関数とする。

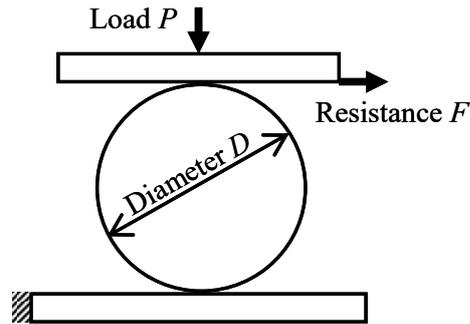


Fig. 4.4 Definition of rolling friction

以降で各接触部の面形状と指数 n ，定数 k について説明する．また，スピンモーメントについても述べる．

4・2・2・1 ローラ対ローラ溝

面形状として，ローラでは球を，ローラ溝では円筒の内面をそれぞれ定義する．弾性接近量 δ [mm] は，ヘルツの理論より次式となる[75][76]．

$$\delta = 1.5 \frac{2K^3}{\pi\mu} \sqrt{\frac{[1 - (1/m^2)]^2}{3E^2} \sum \rho \cdot f_n^2} \quad (2.16 \text{ 再掲})$$

ここで， ρ [1/mm] は個々の面形状における主曲率面の曲率， $2K/\pi\mu$ は，接触部に関わるすべての曲率を用いることで個々の接触面ごとに定まる係数， E はヤング率， $1/m$ はポアソン比である．この式を式(2.15)の形にすると，表 4.1 に示す n ， k となる．

Table 4.1 Details of exponent n and coefficient k

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

次にスピンモーメント M_s を求める。前述のように球と円筒内面との接触であるため、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、スピンモーメントを次式により近似する[84].

$$M_s = 3 / 8 \mu_s f_n a \quad (4.3)$$

ヘルツの理論より、面形状の曲率から定まる係数 μ を用いて、

$$2a = 2\mu \sqrt[3]{\frac{3[1-(1/m^2)] f_n}{E \Sigma\rho}} \quad (4.4)$$

となる[75][76]ことから、最終的に次式とおける。

$$M_s = 0.541 \sqrt[3]{\frac{1-(1/m^2)}{E}} \frac{\mu}{\sqrt[3]{\Sigma\rho}} \mu_s f_n^{4/3} \quad (4.5)$$

4・2・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。前述のように隙間が考慮され、針状ころ自体が自由度をもつため、図 4.5 に示す、各円筒の 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様でない線接触、2 軸がねじれの位置にある場合の点接触など、さまざまな接触状態が発生するとともに、これらの状態間を遷移する。さらに、接触部分に接線方向の相対速度や相対角速度があれば、すべり摩擦やスピンモーメントも加わる。

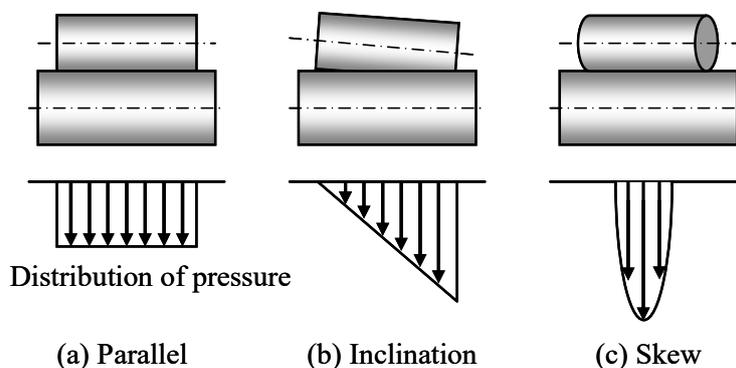


Fig. 4.5 Contact modes of needle roller

こうしたさまざまな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を提案する。図 4.6 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する。これにより、各球の接触点での接触力が、図 4.5 で接触圧力分布を示す際に用いた矢印に見立てた状態となる。なお、線接触両端部の圧力が著しく増大するエッジロードについては考慮しない。

各部品との関係を図 4.6 に示す。設定した個々の球と円筒との接触を定義する。接触相手となる円筒には、ローラ軸、ローラ内周面、隣の針状ころ（片側のみ）の 3 種類を用意する。また、ローラ軸のフランジやリテーナ（図 4.1 参照）と、両端の球との接触も考慮し、針状ころの飛び出しを防ぐ。なお、1 組の軸受を構成するには、1 本のローラ軸に使われる針状ころの本数 N_n と同じ数のモデルが必要となる。

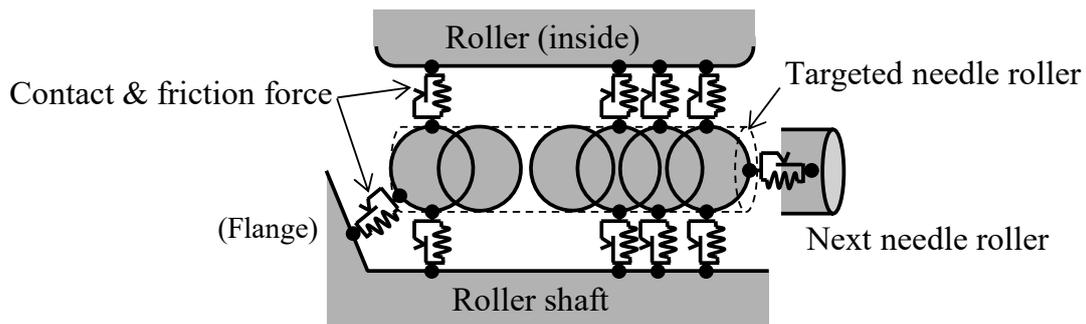


Fig. 4.6 Contact model set of needle roller

次に、個々の球の接触力について定式化する。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 個分の接触力 f_n 、線接触部の長さ l [mm] について次式となる[85]。

$$\delta_{ne} = 3.8 \times 10^{-5} (N_s f_n)^{0.9} / l^{0.8} \quad (4.6)$$

これを式(2.15)の形にすると、表 4.1 に示す n , k となる。

なお、個々の接触点においてすべり摩擦力が作用するため、針状ころがスキュー方向に回転する場合には、回転の中心から個々の接触点までの距離に応じたモーメントの総和がスピンモーメントとして考慮される。

4・2・2・3 針状ころモデルの検証

球列を用いた針状ころモデルについてスキュー挙動を検証する。針状ころ軸受は、本研究で扱う総ころ形の他にも変速機の遊星ギヤなどに適用される保持器付きの場合もあり、広く使われている。そのため、軸受中の針状ころがスキュー状態のまま転動して発生する、すべり摩擦に起因したスラスト力について、実験・計測を基にしたさまざまな研究（例えば文献[86][87]）がなされてきた。なかでも、岡本らは、2枚の平板に挟まれてスキュー状態で転動する1本の針状ころが平板との摩擦条件とスラスト力によって特徴的な移動軌跡になることを示した[88]。そこで、この事例をモデル検証の例題とする。

図4.7(a)に示すように、平板Aを完全拘束した状態で平板Bに荷重をかけて針状ころを挟む。平板Bに一定速度の強制変位を与えて（残り4自由度については拘束）、ころ重心点の軌跡を平板A上で求める。

図4.7(b)に示すように、平板Bの移動方向に対するスキュー角を ϕ 、針状ころと各平板のすべり摩擦係数を μ_{sA} 、 μ_{sB} とすると、軌跡は、 $\mu_{sA} = \mu_{sB}$ のとき実線に、 $\mu_{sA} > \mu_{sB}$ のとき破線に、 $\mu_{sA} < \mu_{sB}$ のとき一点鎖線になった。この結果は、岡本らが示した軌跡の特徴と同じであるため、針状ころモデルは妥当と考える。

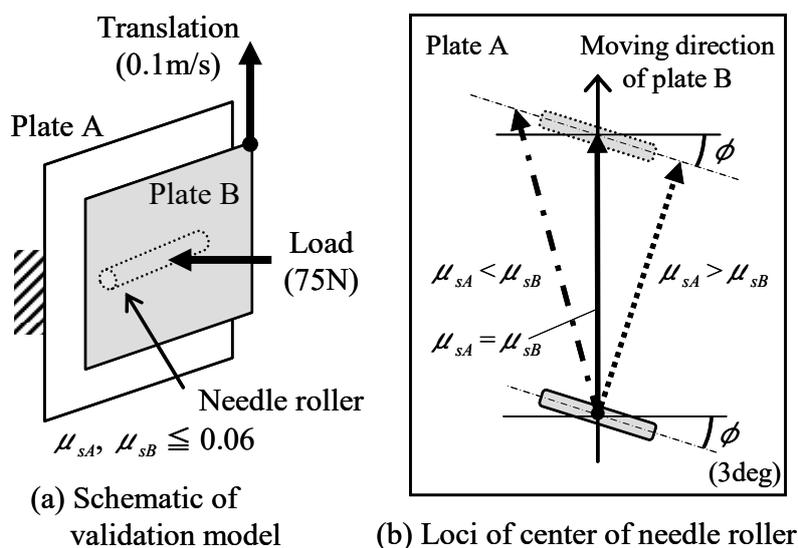


Fig. 4.7 Validation of contact model of needle roller

4・2・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アウトボードジョイントを簡易的に模擬、図 4.2 参照）を介して中間軸に連結する。さらに、負荷としてトルクを与える軸回りを除き、入力軸と中間軸が所定の交差角を保つように出力軸を拘束する。最終的に、ローラと針状ころがすべて 6 自由度であり、中間軸が 2 自由度、出力軸が 1 自由度であるため、総自由度は次式となる。

$$6 \times 3 (1 + N_n) + 2 + 1 = 18N_n + 21 \quad (4.7)$$

4・3 解析結果と考察

4・3・1 解析条件

ジョイントの動作条件は、回転速度 600rpm、トルク 50Nm、交差角 10° とする。各部品の位置と形状には、1 軸分の針状ころ数 N_n が 27 である乗用車用ジョイントの寸法（公差中央値）を用いる。針状ころモデルの球の数 N_s は 7 とする。また、針状ころのスキュー角は、図 4.8 に示すように、識別番号を付けた各ローラ軸の、円筒形接触面に立てた法線に対して、右ねじの方向に傾く場合を正と定義する。

接触モデルに必要なヤング率 E とポアソン比 $1/m$ には鋼材の一般的な値を用いる。摩擦係数の値として、すべり摩擦 μ_s ではローラとローラ溝の間を 0.05、針状ころと各部品の間を 0.03 とし、転がり摩擦 μ_r ではすべて 0.002 とする。これらはグリースを付けた試験片による実測値であり、実機を想定した面圧とすべり速度に基づく条件で求めた。また、低い相対速度でも摩擦力が作用するため、摩擦係数が一定となる速度 v_{st} (図 2.7) を、解析中の最大すべり速度の 1/4 に設定する。転がり摩擦でも同様とする。

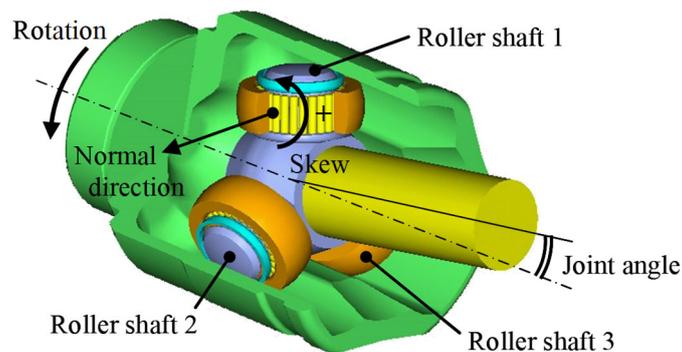


Fig. 4.8 Definition concerning roller shafts and skew

4・3・2 スラスト力の解析結果

ジョイントの回転位相角を横軸として、初期スキュー角が異なる2例のスラスト力波形を図4.9に示す。波形は解析開始から3回転目と4回転目の結果である。回転位相の原点は、入出力軸を含む平面上においてローラ中心が両軸に挟まれる側に位置する状態(図4.8のローラ軸1の状態)である。また、初期スキュー角として、図中に示した値をローラ軸1より順に各軸のすべての針状ころに与えた。図4.9に示すように、スラスト力の波形には1回転に3回変動する回転3次成分が顕著に現れた。初期スキュー角の有無は、図中の解析例1と2との包絡線の差異からわかるように、波形のうなりの有無に影響した。

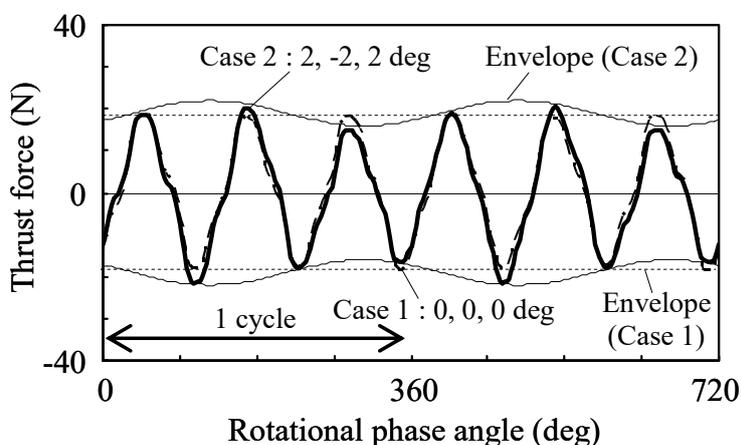


Fig. 4.9 Computational results of thrust force

ここで、初期スキュー角とジョイント4回転目のスキュー角を比較して図4.10に示す。図には、各ローラ軸で接触力が最も大きい針状ころについて、初期値と1回転中の最大値および最小値を示す。初期値の状態からの大幅な角度変化は無く、初期値によって解析結果のスキュー角の大小を判断してよい。

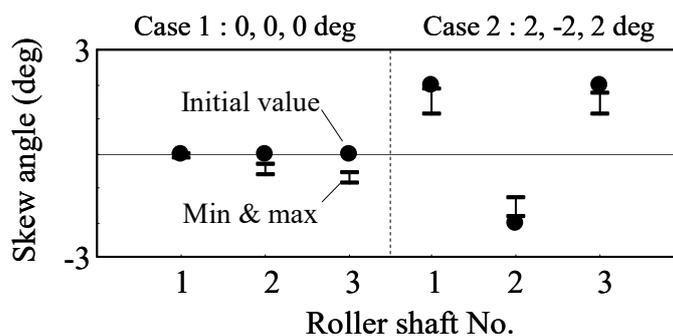


Fig. 4.10 Investigation of computational skew angle

4・3・3 実測値との検証

市販のスラスト力測定用試験機を使用し、解析の場合と同じ動作条件でスラスト力を測定した。その波形を図 4.11 に示す。解析結果と同様、実測波形でも回転 3 次成分が顕著に現れた。解析例 2 に生じたうなりが実測の場合にも発生したが、うなりの位相は異なる。なお、この理由については後述する。また、回転 3 次の波形において、うなりの次数比が回転 1 次であることから、うなりの要因となる成分として回転 2 次と 4 次が予想される。実測波形の次数比分析をすると、図 4.12 に示すように回転 4 次よりも 2 次が顕著に発生することから、うなりの要因は回転 2 次成分であると考えられる。

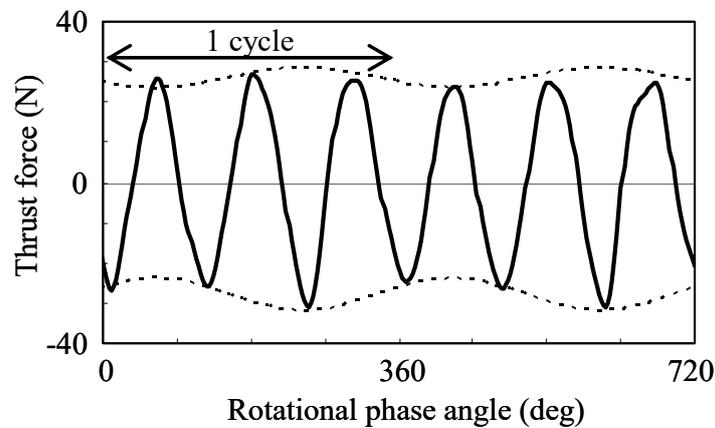


Fig. 4.11 Experimental result of thrust force

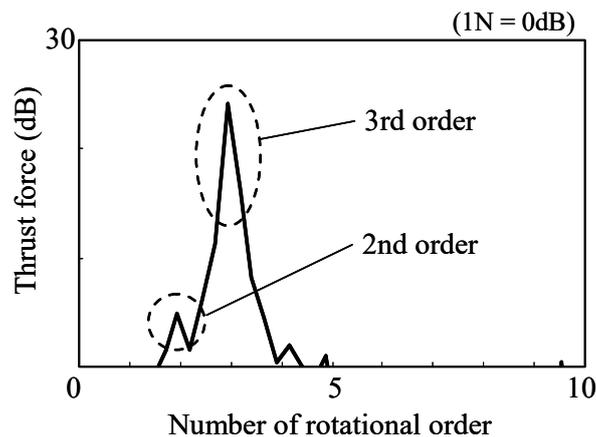


Fig. 4.12 Result of rotational order tracking analysis

次に、動作条件による影響、とくにローラの摺動範囲と関係する交差角の影響について検証する。スラスト力の主成分である回転 3 次とうなりの要因である回転 2 次について、解析値および実測値を実効値にて図 4.13 に示す。回転 3 次成分では、解析例

1 と 2 との差はほとんどなく，交差角に対して比例する関係が実測の場合と同じ傾向になった．また，回転 2 次成分では，解析例 1 と 2 との差は初期スキュー角の大小に対応し，交差角への依存はわずかであった．一方，実測値は交差角と無関係に増減する値となった．

なお，測定結果から，回転 3 次成分がトルクに比例し，回転速度に依存しないことが判明している．解析においても実測と同様の傾向であった．

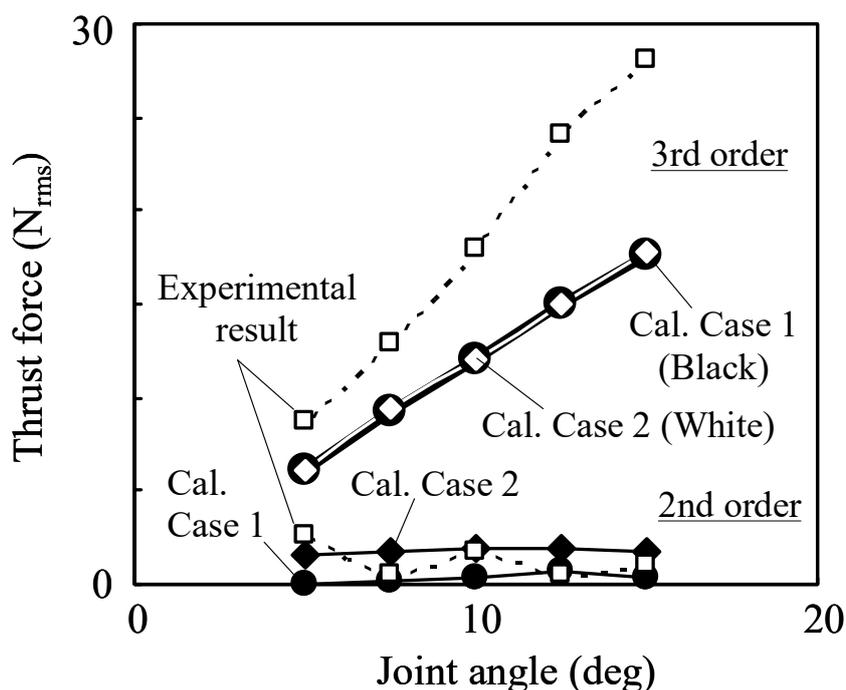


Fig. 4.13 Variation of thrust force with joint angle

4・3・4 スラスト力に関する考察

発生要因を明らかにするため，ハウジングで合力となる前段階の，個々のローラ溝でのスラスト力について注目する．うなりが発生する解析例 2 (交差角 10°) を対象に，ローラ軸 1~3 と組になるローラ溝 1~3 でのスラスト力波形を図 4.14 に，これらの次数比分析から支配的な成分であった回転 1~3 次の波形を図 4.15 にそれぞれ示す．

各ローラ溝でのスラスト力に回転 1 次成分が含まれるが，各溝の等間隔配置に従い，各波形の位相差がそれぞれ 120°であるため，3 溝分合計すると打ち消し合ってハウジングでの合力は 0 となる．一方，回転 3 次の場合，120°で 1 周期となるため，各々の波形の位相差がない状態で合計され，合力では個々のスラスト力の 3 倍となる．

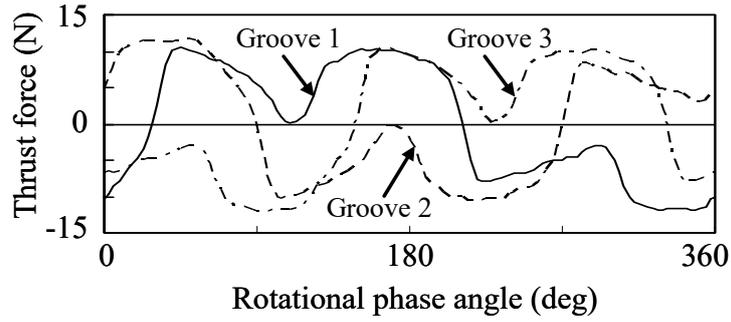
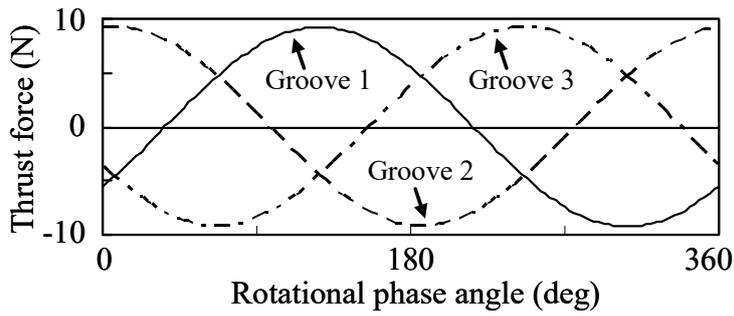
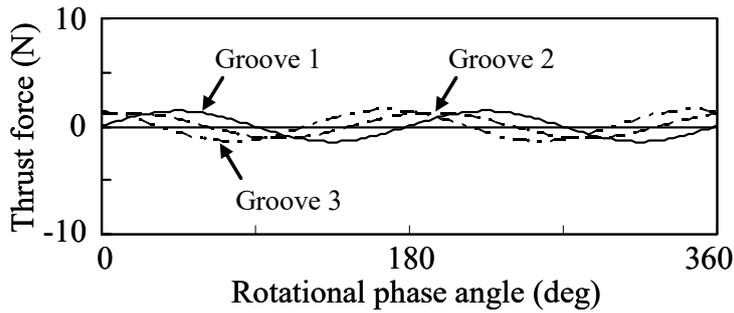


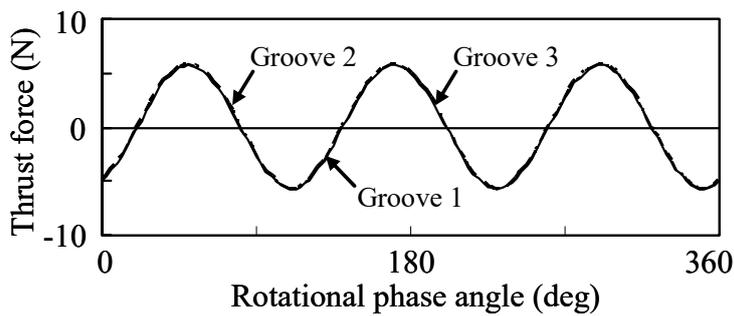
Fig. 4.14 Computational result of local thrust force at each groove



(a) 1st order



(b) 2nd order



(c) 3rd order

Fig. 4.15 Waveforms of dominant component of thrust force at each groove

回転 2 次の場合，各溝の波形の位相差が不等間隔であるが，山と谷が特定の回転位相周辺に集まるため，増幅されてうなりの要因となる．ローラ溝の配置が等間隔であっても，位相差が不等間隔になるのはスキュー角の方向の影響である．図 4.15(b)を

拡大した図 4.16 に、各波形とスキュー角の対応を示す。スキュー方向の異なるローラ溝 2 の波形の関与がわかる。ここで、図中に示すように、ローラ溝 2 のスキュー方向の正負を反転すると位相差は等間隔となり、打ち消し合っとうなりは発生しない。また、解析例 2 のスキュー方向の正負をすべて反転すれば、うなりの位相が変化する。確認のため、初期スキュー角をすべて同じ方向に設定した解析例 3 と、解析例 2 の初期値を基に方向をすべて反転して設定した解析例 4 について計算した。ハウジングでのスラスト力を図 4.17 に示す。解析例 3 ではうなりの発生しない波形となり、解析例 4 ではうなりの位相が解析例 2 と 180° 異なった。以上より、スラスト力波形のうなりは、針状ころのスキューに関して発生し、各ローラ軸でその大きさが 0 である場合か、大きさが同程度で向きが同一である場合を除き、スキューの状態に応じた不規則な現象として現れることがわかった。このことは、解析値 (図 4.9) と実測値 (図 4.11) の間でうなりの位相が異なることや、実測の回転 2 次成分実効値 (図 4.13) が、交差角の変更に伴なって (同時に針状ころの初期状態も変わるため) 不規則に変化することとも符合する。

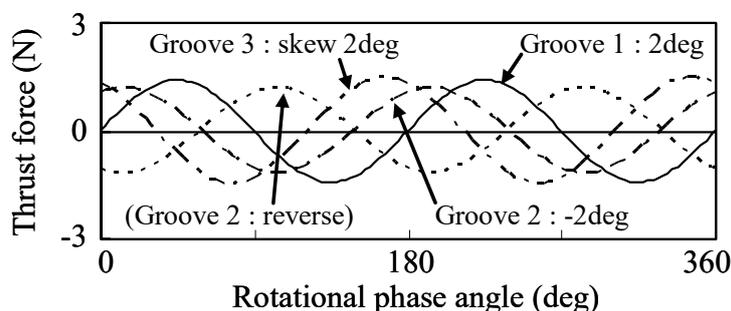


Fig. 4.16 Enlargement of 2nd order

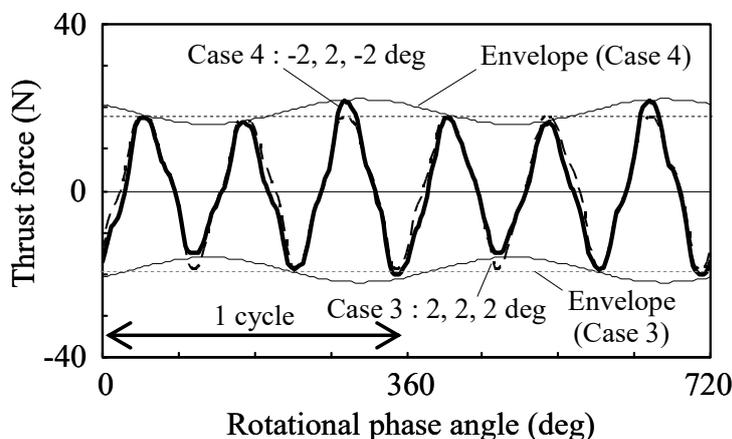


Fig. 4.17 Computational result of thrust forces concerning different skew angles

4・3・5 各摩擦力の寄与度

回転 2, 3 次成分に影響する接触部位と摩擦力を明らかにするため, 4・2 節で述べた各摩擦力の摩擦係数に関してパラメータスタディを実施し, 解析例 2 での各摩擦力の寄与度を見積った. 回転 3 次成分実効値を 1 とし, 寄与度を図 4.18 に示す.

回転 3 次成分が発生する主要因は, ローラと溝の間のすべり摩擦力であり, ローラと溝の間のスピンモーメントと転がり摩擦力, および針状ころの転がり摩擦力の寄与度は, それぞれ 2%, 5%, 6% である. 主要因を示す一例として, 解析例 2 を基に, ローラと溝の間のすべり摩擦係数を変更した場合の波形を図 4.19 に示す. スラスト力波形の振幅が摩擦係数とともに変化する. なお, ローラと溝の間のすべり摩擦力は, ローラ軸の揺動によってローラの転動方向と溝中での進行方向に不一致が起きて発生する. 一方, 針状ころのすべり摩擦力は主に回転 2 次成分の発生に関係し, 回転 3 次成分への寄与度は 1% である. このすべり摩擦力は, 針状ころがスキュー状態で転動する際に発生する.

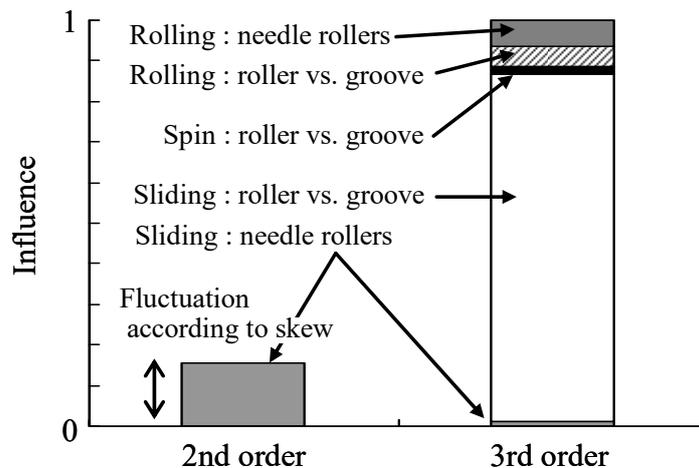


Fig. 4.18 Contribution of friction on components

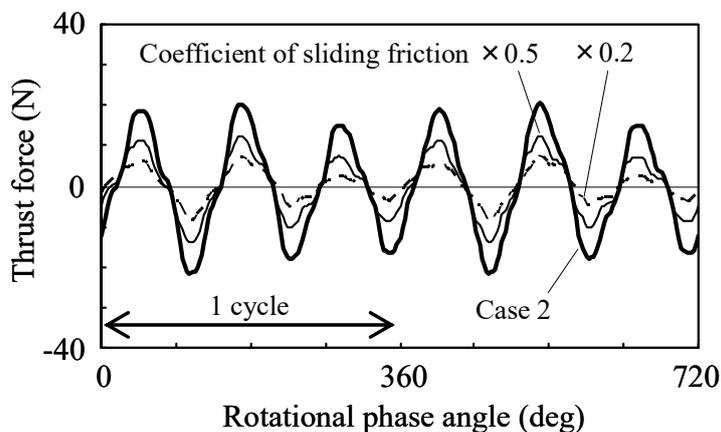


Fig. 4.19 Computational results concerning sliding friction between roller and groove

4・4 結 言

トリポード形等速ジョイントに発生するスラスト力を解析するため、マルチボディダイナミクスに基づきジョイントモデルを構築した。このモデルによる解析結果を実測値と検証するとともに、針状ころのスキューの影響や接触部位ごとの摩擦力の寄与度を求め、スラスト力の発生要因解明につながる有益な知見を得た。その結果を以下にまとめる。

- (1) 球列の接触面で近似した針状ころを含む構成部品と、そこに作用する接触力と摩擦力を詳細に模擬したモデルの解析結果は、次の特徴において実測スラスト力と一致した。
 - ・スラスト力波形には、回転3次成分が顕著に現れ、回転2次成分に起因するうなりが生じる。
 - ・回転3次成分の実効値は交差角に対して比例関係にある。
- (2) ローラとローラ溝の間で発生するすべり摩擦力が、スラスト力の回転3次成分の主要因である。この成分は個々のローラ溝にて発生し、溝が3本あるため、ハウジングでは3倍の振幅となる。
- (3) 針状ころのスキューによるすべり摩擦力が、回転2次成分の要因である。スキュー角の大きさや向きによって回転2次成分の振幅や位相が変化するため、実測ではうなりが不規則に発生する。

第5章 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の関係

5・1 緒 言

第4章では、トリポード形等速ジョイントを対象に、構成部品間の接触・摩擦力を考慮したマルチボディモデルによるスラスト力解析手法を構築するとともに、各接触部の摩擦力の寄与度解析により、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。しかしながら、スラスト力発生の本質的な原因を解明し、スラスト力低減に結び付けるには、ローラのすべり摩擦力の発生メカニズムを解明する必要がある。

本章では、ジョイント全体からローラ1軸分の部品を切り出し、ローラのすべり摩擦を詳細に解析する。具体的には、解析モデル中の1軸のローラに実働状態を模擬した運動を与えるため、ローラを支持するローラ軸とローラ溝の間の相対的な運動について定式化する。これを駆動拘束条件として用いたマルチボディダイナミクス解析からローラの接触・摩擦挙動を求め、ローラのすべり摩擦力の要因とスラスト力の主成分の発生理由を解明する。また、解析と同様にローラ1軸分を対象にした実験の結果との比較から解析モデルの妥当性を検証する。

5・2 解析モデル

5・2・1 ローラ溝に対するローラ軸の相対運動

スラスト力による横揺れ振動が起こる実働時(加速時)のジョイントを想定すると、入力軸（ハウジング）は、交差角が付いた出力軸（中間軸）に対し、回転と同方向にトルクを伝達する。ここで、図5.1に示すように入力軸固定の座標系で考える。入力軸の回転方向を図5.1右図の状態ですべて反時計回りとすると、入力軸から見た出力軸は時計回りに振れ回ることになる。さらに、出力軸が1回振れ回る間にローラ軸とローラがローラ溝内を1往復し、ジョイント中心に対して偏心した位置にあるトリポード中心が2回公転することが知られている[74][89]。出力軸から見たトリポード中心の軌跡は円形となり、公転方向は回転方向と同じ（反時計回り）である[12]。これらの知見からローラ軸の挙動を以下に定式化する。なお、ここでは、ローラ軸の x 軸回りの回転をピッチング、 y 軸回りをヨーイング、そして z 軸回りをローリングと呼ぶ。

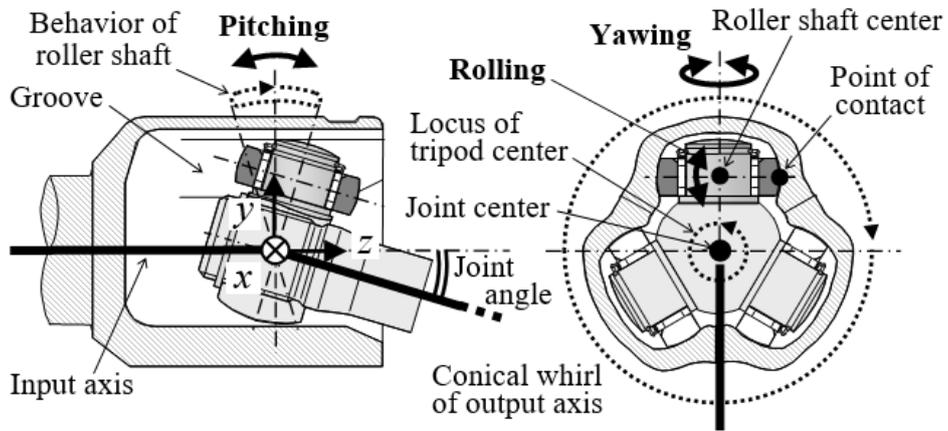


Fig. 5.1 Schematic of relative motions

5・2・1・1 ピッチング

出力軸の振れ回りにともなうローラ軸のピッチ角 φ は、図 5.2 より次式となる。

$$\tan\varphi = R \sin\omega t / L = \tan\theta \sin\omega t \quad (5.1)$$

ここで、 θ は交差角、 ω は出力軸の振れ回り角速度、 t は時間である。 R と L は θ に関する変数で、それぞれ出力軸端の公転半径と z 方向長にあたる。 φ 、 θ が小さい場合、次式となる。

$$\varphi = \theta \sin\omega t \quad (5.2)$$

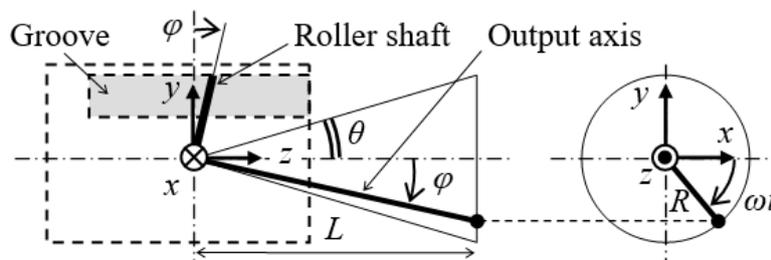


Fig. 5.2 Schematic of pitching

5・2・1・2 ヨーイング

出力軸の振れ回りによりヨーイングも生じる. ヨー角 ψ は, 図 5.3 より次式となる.

$$\tan\psi = R \cos\omega t / L = \tan\theta \cos\omega t \quad (5.3)$$

ψ , θ が小さい場合, 次式で近似できる.

$$\psi = \theta \cos\omega t \quad (5.4)$$

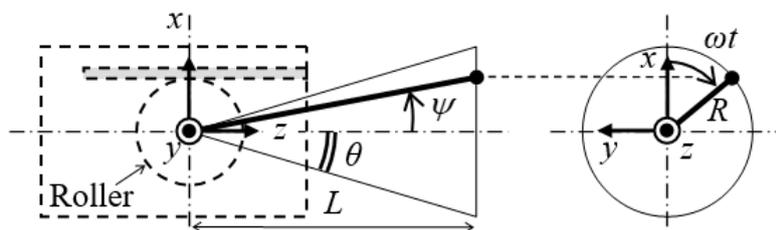


Fig. 5.3 Schematic of yawing

5・2・1・3 ローリングとローラ軸方向変位

偏心したトリポード中心が公転することにより, ローラ軸の挙動はローリングと各方向変位を複合したものとなる. 荷重伝達状態ではローラが溝に押し付けられているため, ローラ軸中心 (図 5.1 参照) の変位をローラ軸方向のみと仮定し, 図 5.4 にトリポード中心とローラ軸中心の挙動を出力軸基準で示す. ロール角 ξ は次式となる.

$$\sin\xi = e \sin 2\omega t / s \quad (5.5)$$

ここで, e はトリポード中心の偏心量, s はトリポード中心からローラ軸中心までの距離である. ξ が微小角であることと, Dodge の文献[12]より $e = s(1 - \cos\theta)/(2\cos\theta)$ となることから, 式(5.5)は次式で近似できる.

$$\xi = \frac{1 - \cos\theta}{2\cos\theta} \sin 2\omega t \quad (5.6)$$

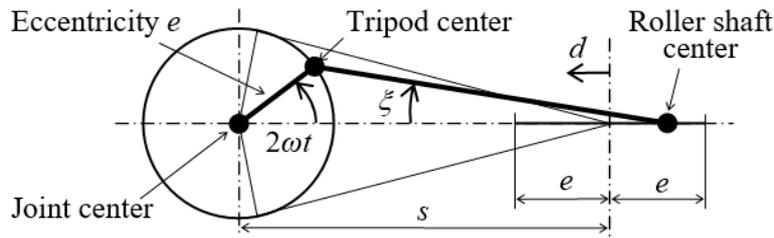


Fig. 5.4 Schematic of rolling and displacement of axial direction of roller shaft

次に，ローラ軸方向変位 d を次式で示す．

$$d = s - (e \cos 2\omega t + s \cos \xi) \quad (5.7)$$

ξ が微小角の場合， $\cos \xi \approx 1$ であるから，次式となる．

$$d = -e \cos 2\omega t \quad (5.8)$$

5・2・2 解析モデルの概要

1 軸のローラとそれに関係する部品をジョイントから切り出した状態の解析モデルについて，概念図を図 5.5 に示す．モデル化の考え方は第 4 章と同様であり，まず各部品を剛体として定義し，慣性特性を与えて 3 次元の全体座標に配置する．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とともに，力要素を接触力と摩擦力により定義し，各剛体の位置関係と接触面の形状を実機寸法どおりに与えて部品間の隙間を考慮する．さらに，ハウジングを全体座標系に対して完全拘束し，これと中間軸の間に，5・2・1 項で述べた相対運動を駆動拘束条件として与える．最終的に，このモデルから拘束を含む多剛体系の運動方程式を導き，ハウジングのローラ溝方向作用力としてスラスト力を得る．なお，解析には汎用解析ソフト DADS [73] を用いる．

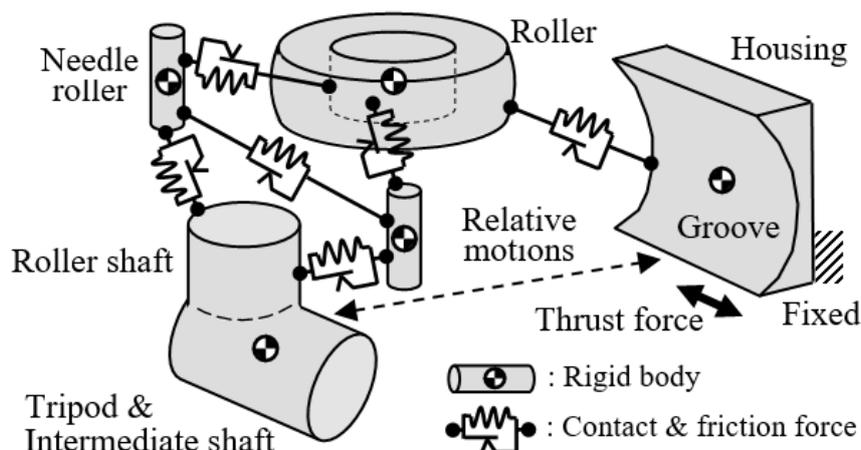


Fig. 5.5 Schematic of multibody model

5・3 モデルの検証

5・3・1 解析条件

ローラ軸に強制変位を与え、所定の荷重にてローラをローラ溝に押し付け、その後、5・2・1項で示した相対運動をローラ軸とハウジングの間に与える。なお、検証には、実験との比較が可能なピッチングのみを相対運動として用いる。押付荷重の初期値を1000N、出力軸の振れ回り角速度 ω を 20π rad/s（角周波数10Hz）、そして、交差角 θ を 10° とする。各部品的位置と形状には、1軸の針状ころ数 N_n が46である市販ジョイントの寸法（公差中央値）を用いる。針状ころモデルの球の数 N_s は7とする。また、ヤング率 E 、ポアソン比 $1/m$ には鋼材の一般的な値を用いる。

摩擦係数の値として、すべり摩擦 μ_s ではローラとローラ溝の間を0.055、針状ころと各部品の間を0.050とし、転がり摩擦 μ_r ではすべて0.002を用いる。これらはグリースを付けた試験片による実測値であり、実機を想定した面圧とすべり速度に基づく条件で求めた。また、低い相対速度でも摩擦力が作用するため、摩擦係数が一定となる速度 v_{st} (図2.7)を、解析中の最大すべり速度の1/4となるように設定する。転がり摩擦でも同様とする。

5・3・2 解析結果

ローラからローラ溝に作用する力を入力軸の座標系に従って定義し、押付力 F_x 、横力 F_y 、そして、スラスト力 F_z とする。図 5.6 に、 F_x の押付力初期値からの変動分 ΔF_x と F_y をローラ溝に対するローラとローラ軸の位置関係とともに示す。また、図 5.7 に F_z と修正したスラスト力 F_z' を示す。いずれの結果も解析開始から 2 回転目の出力軸振れ回りでの結果である。 F_z' は、 ΔF_x の影響を排除するため各解析出力時間において F_z を F_x で除した後に押付力初期値を乗じて換算したものである。修正により波形の特徴に大きな変化はなく、以後、これを用いる。

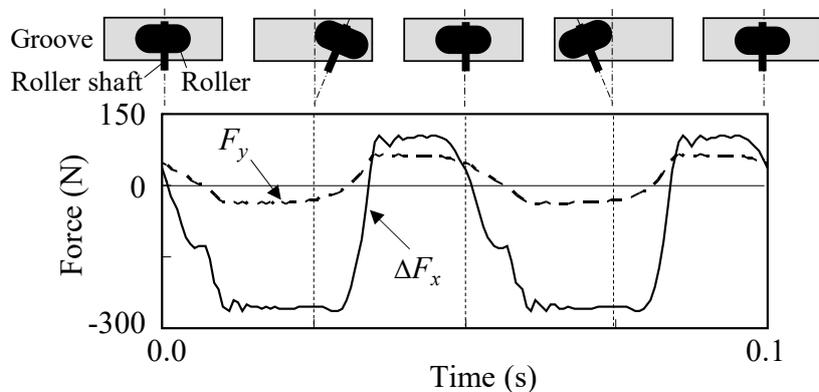


Fig. 5.6 Computational result of pressing force ΔF_x and side force F_y

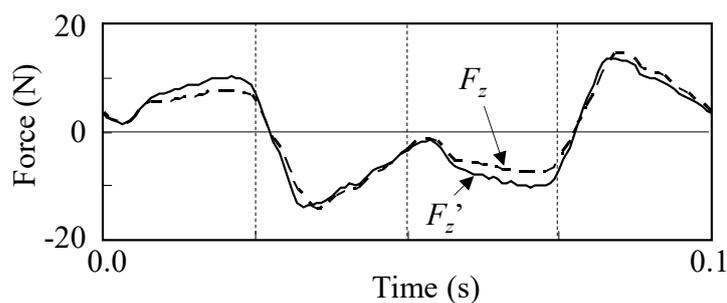


Fig. 5.7 Computational result of thrust force F_z and modified thrust force F_z'

5・3・3 実験検証

5・3・3・1 実験装置の概要

実機の部品を用いて実験装置を作成し、解析と同条件でローラ溝作用力を測定する。装置の全体像、および供試部品とスラスト力検出部の詳細を図 5.8 に示す。ハウジングから切り出したローラ溝を荷重センサ部に固定する。荷重センサには圧電型の 3 軸荷重計を使用し、 F_x 、 F_y 、 F_z を分離計測する。ローラ軸が軸対称（円筒形）であることを利用して、トリポットの配置を正規の状態からローラ軸回りに 90° 回転した状態とする。このトリポットとつながる中間軸を回転と摺動が可能な軸受で支持するとともに、中間軸の他方の端にジャッキを介して荷重を負荷することで、ローラをローラ溝に押し付ける。その後、中間軸に取り付けたアームを上下加振することで、ローラ軸にピッチングを与える。

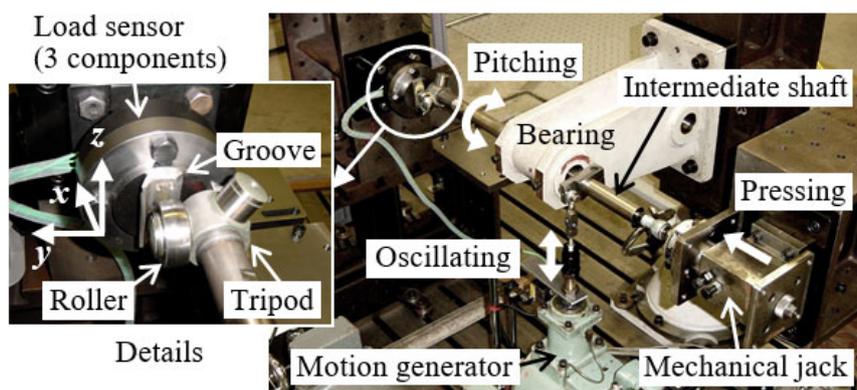


Fig. 5.8 Photograph of experimental apparatus for validation

5・3・3・2 実験結果と解析結果の比較

ΔF_x と F_y の実験結果を図 5.9 に示す。図 5.6 の解析結果と比較すると、 ΔF_x 、 F_y ともに、変動する位相はほぼ合ったが、変動の幅が異なった。とくに解析による ΔF_x は実験結果の約 2 倍となったが、この理由は実験装置の弾性変形の影響である。解析モデルでは、梁要素を用いて中間軸の剛性を考慮しているが、装置を構成する鋼製ブロックやジャッキ等の剛性まで模擬できていないため各支持部が剛であり、変動が大きくなったと考える。

次に、図 5.10 に示す F_z' の実験結果を図 5.7 の解析結果と比較する。位相、振幅ともによく合い、高次振動分を除けば波形もほぼ一致した。

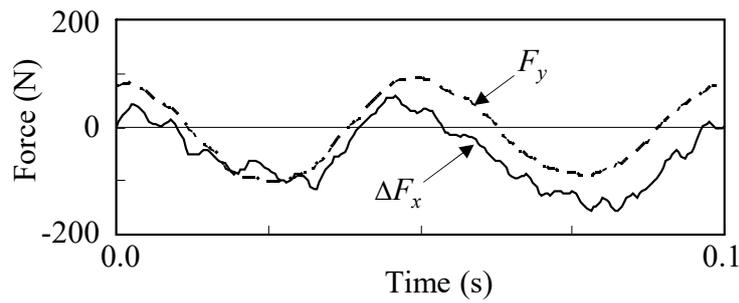


Fig. 5.9 Experimental result of pressing force ΔF_x and lateral force F_y

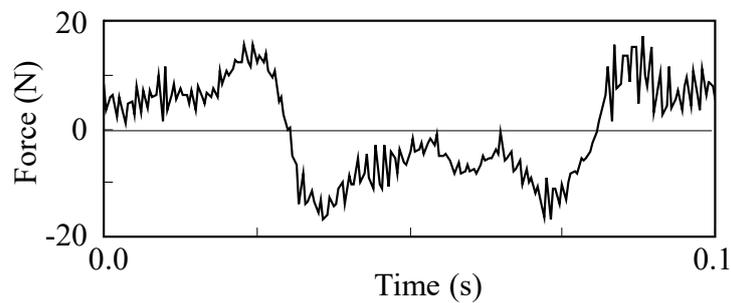


Fig. 5.10 Experimental result of modified thrust force F_z'

5・4 要因解析と考察

5・4・1 実働時想定の解析結果

設定する相対運動が異なる2種類の F_z' を図 5.11 に示す. 実線はジョイント実働時を想定してすべての相対運動を考慮した波形で, 破線は検証に用いたピッチングのみの場合である. 両者を比較すると, 波形の振幅はほぼ同じであり, 位相が異なった. すべての相対運動の中でピッチングが支配的であると予想できる.

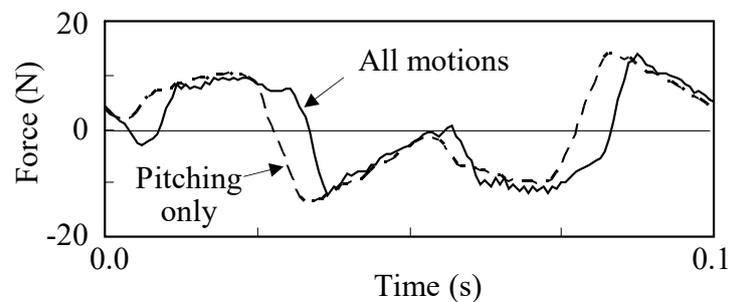


Fig. 5.11 Computational result of modified thrust force F_z'

次に、両者の次数比分析の結果を図 5.12 に示す。ともに回転 1 次と 3 次の成分が顕著に表れた。4・3・4 項で述べたように、実働状態のジョイント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。その結果、回転 1 次成分がほぼ打ち消され、回転 3 次成分の位相は重なりあって 3 倍の振幅になるため、回転 3 次が主成分となる。

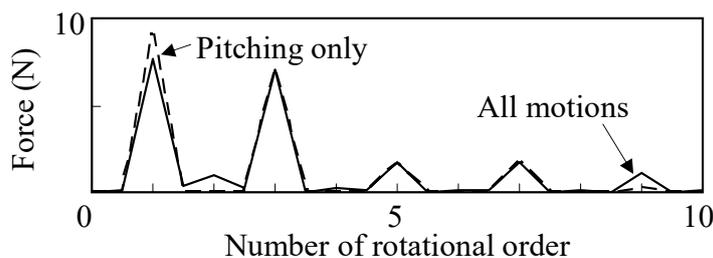


Fig. 5.12 Result of rotational order tracking analysis

5・4・2 ローラのすべり摩擦力の発生要因

5・1 節で述べたように、スラスト力の回転 3 次成分の主要因はローラとローラ溝の間のすべり摩擦力である。各接触部の摩擦係数に関するパラメータスタディを実施し、本モデルの場合について確認したところ、実働時を想定した解析結果では、回転 3 次成分の実効値のうち 92%がローラのすべり摩擦力によるものであった。

モデル内で定義する摩擦をこのすべり摩擦力のみ限定し、各相対運動の影響度合いを検討する。ピッチングを基本とし、他の相対運動を個々に加えた場合の F_z' を図 5.13 に示す。ローリングを加えた場合において、実働時を想定した場合の波形と位相がほぼ一致した。そこで、ピッチングとローリングに起因するすべりを考える。また、接触点の軌跡を基に、相対運動から間接的にもたらされるすべりについても考える。

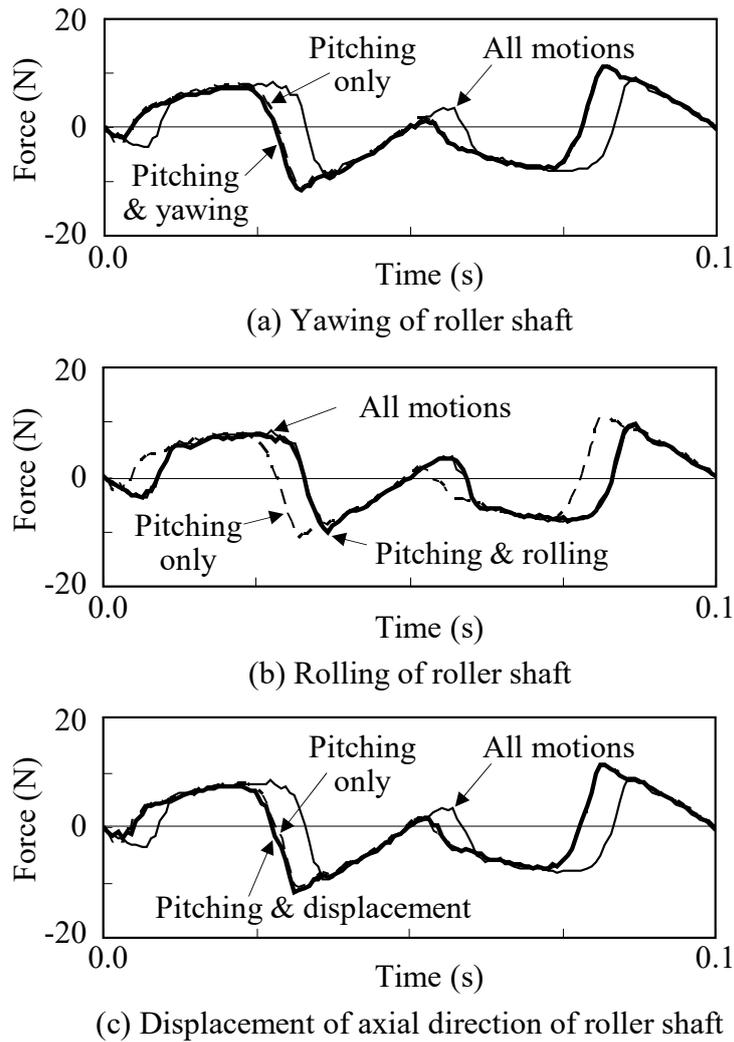


Fig. 5.13 Relations between relative motions and modified thrust force F_z'

5・4・2・1 ピッチングによるローラのすべり

ローラの進行方向はローラ溝に規制されているが，ローラの転動方向はピッチングに合わせて変化するため，それぞれの方向が一致しない．図 5.14 に示すように，進行方向と転動方向の角度差はローラ軸のピッチ角 φ と等しく，最大値が θ と同じになる．すべり方向は，ローラの転動方向と直交し，かつ進行方向側となる．ここで，ローラの z 方向位置は，式(5.2)を用いて次式となる．

$$z = s \tan\varphi \approx s \varphi = s \theta \sin\omega t \quad (5.9)$$

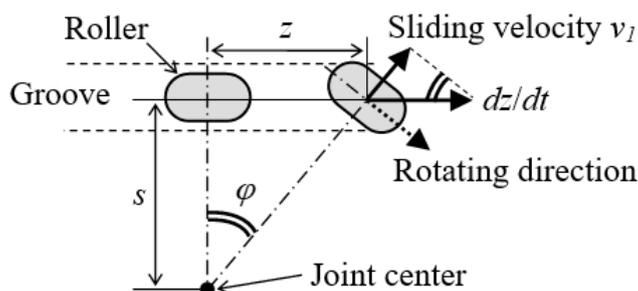


Fig. 5.14 Sliding velocity based on pitching motion of roller

よって、溝に対するローラのすべり速度は次式となる。

$$\begin{aligned}
 v_1 &= \frac{dz}{dt} \sin\phi \approx \frac{dz}{dt} \phi \\
 &\approx s\omega\theta\cos\omega t \cdot \theta\sin\omega t = \frac{s\omega\theta^2}{2} \sin 2\omega t
 \end{aligned} \tag{5.10}$$

5・4・2・2 ローリングによるローラの回転すべり

ローリングに起因し、ローラが溝に対して回転する。ローラの半径を r とすると、すべり速度は、式(5.6)を用いて次式となる。

$$v_2 = -r \frac{d\xi}{dt} = -r\omega \frac{1 - \cos\theta}{\cos\theta} \cos 2\omega t \tag{5.11}$$

この場合のすべり方向は、 v_1 と逆向きとなる。

5・4・2・3 ローラ接触点の溝底部横断によるすべり

zy 平面における接触点の軌跡を図 5.15 に示す。8 の字を横にした形の軌跡は、ローラが溝底部には留まらず溝斜面部と接触していることを示す。そして、図中の破線矢印のように、一方の斜面から他方の斜面に移る際、軸方向に摺動可能なローラが溝底部を横断する形で微小変位し、すべりが発生する。この場合のローラの y 方向相対速度については後で図示することとし、斜面にて接触する理由を述べる。

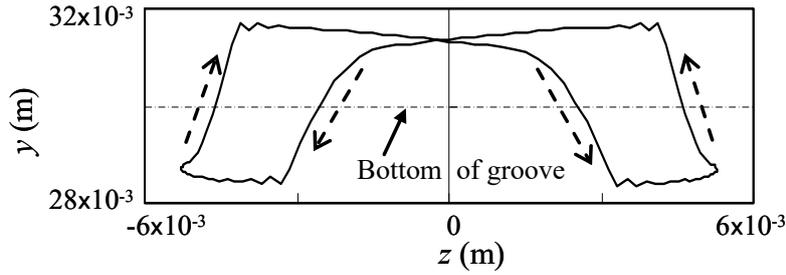


Fig. 5.15 Locus of point of contact on groove

ローラから溝への作用力を図 5.16 に示す. ローラのすべりは転動方向と直交する方向であり, ジョイント中心から遠ざかる向きを正とする. このすべりによる摩擦力 f_i の各方向成分を f_{iy} , f_{iz} (f_{ix} は微小なため省略) とおく. また, 接触力 f_n の各方向成分を f_{nx} , f_{ny} ($f_{nz}=0$) とすると, F_x , F_y , F_z は次式となる.

$$F_x = f_{nx} \quad (5.12)$$

$$F_y = -f_{ny} + f_{iy} \quad (5.13)$$

$$F_z = f_{iz} \quad (5.14)$$

ここで, F_y のみが f_n と f_i に関係する. ローラの力の釣り合いを考えると, F_y の反力が各針状ころからの y 方向作用力と釣り合う. この作用力のほとんどが針状ころとローラ内周面のすべり摩擦力であるため, 本項初めに述べた摩擦定義の前提 (ローラと溝のすべり摩擦のみに限定) により $F_y=0$ とおける. そのため, 溝斜面にて $f_{ny}=f_{iy}$ となる位置が接触点となる. なお, 摩擦を限定せず, すべて考慮した条件では, $F_y < 0$, すなわち $f_{ny} > f_{iy}$ となり, 接触点の軌跡は図 5.15 よりも斜面方向に広がった形となる.

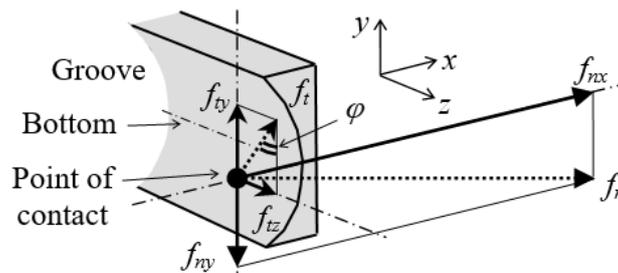


Fig. 5.16 Schematic of forces acting from roller to groove

5・4・2・4 検証

図 5.17 に、 v_1 、 v_2 、ローラと溝との y 方向相対速度のすべり方向成分、そして、これらの合成波形を示す。ここで、この合成すべり速度からすべり摩擦係数（図 2.7 の関数を考慮）と押付力初期値を基に f_i を計算し、 f_{iz} に換算すると、すなわち F_z になる。この F_z と解析モデルによる F_z' を図 5.18 に示す。波形の特徴がほぼ一致することから、本節で述べたすべりの要因は妥当と考える。

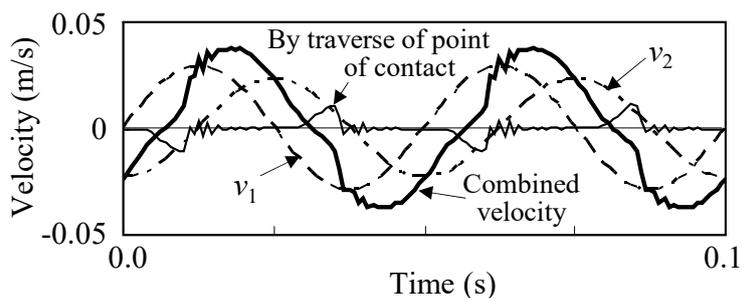


Fig. 5.17 Three sliding velocities and combined velocity

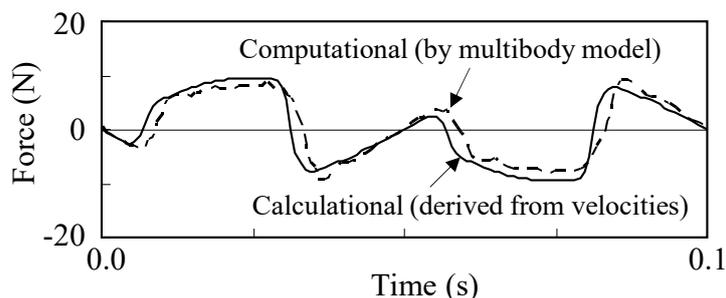


Fig. 5.18 Validation of thrust force based on three velocities

5・4・3 回転 3 次成分の発生理由

ローラと溝の y 方向相対速度を省いて簡略化すると、すべり速度 V は v_1 と v_2 の和であり、次式となる。

$$\begin{aligned}
 V &= A \sin 2\omega t + B \cos 2\omega t \\
 &= \sqrt{A^2 + B^2} \sin(2\omega t + \alpha)
 \end{aligned}
 \tag{5.15}$$

ここで, $A = s\omega^2/2$, $B = -r\omega(1 - \cos\theta)/\cos\theta$, $\alpha = \tan^{-1}(B/A)$ である. これより, 前項同様に f_i を計算すると図 5.19 に示す波形となる. 主成分は次式に示す回転 2 次成分である.

$$f_{i2nd} = C \sin(2\omega t + \alpha) \quad (5.16)$$

ここで, C は振幅である. 次に, f_{i2nd} の z 方向成分は次式となる.

$$f_{iz2nd} = f_{i2nd} \sin\varphi \approx C \theta \sin(2\omega t + \alpha) \sin\omega t \quad (5.17)$$

この式を展開すると,

$$f_{iz2nd} = C \theta / 2 [-\sin(\omega t + \beta) + \sin(3\omega t + \beta)] \quad (5.18)$$

となる. ここで, $\beta = \tan^{-1}(-A/B)$ である. これから, f_{iz} , すなわち F_z に回転 3 次成分が含まれる理由は, 回転 2 次成分が主体の f_i を z 方向成分へ変換することにより, 回転 1 次と 3 次を主とする成分の組合せとなるためとわかる. なお, 回転 3 次成分の発生に関して, 従来ではローラと溝を 3 組有する, ジョイント構成上の特徴と結びつけて考えられることが多かったが, 本節の考察は, この特徴と無関係に 1 組のローラと溝から回転 3 次成分が発生することを示す.

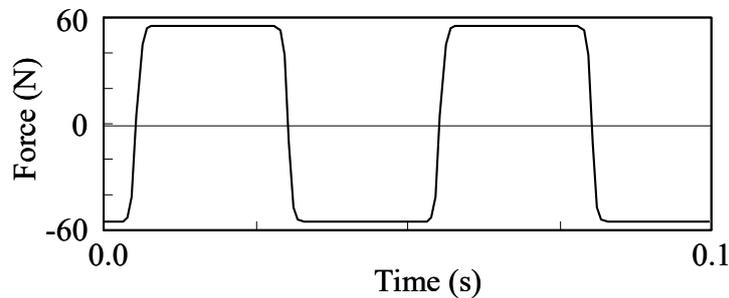


Fig. 5.19 Sliding friction by velocities v_1 and v_2

5・5 結 言

トリポード形等速ジョイントからローラ 1 軸分の部品を切り出した状態の解析モデルを構築し、同様の実験との比較により検証した。そして、このモデルによる解析結果を詳しく考察し、スラスト力の発生メカニズムを明らかにした。その結果を以下にまとめる。

- (1) 1 組のローラとローラ溝において、以下の 3 点を主要因としてすべり摩擦力が発生する。
 - ・ローラの転動方向がローラ軸のピッチングにつれて変化するのに対し、進行方向は溝に規制されるため、それぞれの方向が一致しない。
 - ・トリポードの偏心公転に起因したローラ軸のローリングより、溝方向を回転軸としてローラが相対的に回転する。
 - ・溝上の接触点が溝の底部に留まることはなく、ローラにかかる力の釣り合いに合わせて 8 の字を描く。ここで、ローラが片側の溝斜面から反対側の溝斜面に移る際に、溝を横断する方向に相対変位する。

- (2) このすべり摩擦力の溝方向成分がスラスト力となる。回転 2 次を主成分とするすべり摩擦力について、溝方向成分に変換するためピッチ角に関する正弦をとると、主に回転 1 次と 3 次の成分が表れる。ジョイント本来の 3 組のローラとローラ溝の場合、1/3 周期ずつ位相がずれるため、回転 3 次成分の位相は重なりあって 3 倍の振幅になるが、回転 1 次成分は打ち消されるので、回転 3 次が主成分となる。

第6章 トリポード形等速ジョイントのスラスト力低減

6・1 緒 言

第4章では、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示した。さらに第5章では、このすべり摩擦力の発生要因を詳しく調べるため、入力側であるローラ溝と出力側であるローラ軸の間の相對運動を定式化し、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するとともに、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。

本章では、この発生メカニズムを基にスラスト力の低減方法について検討する。これまでのトリポード形等速ジョイントに関する研究・開発では、試行錯誤の繰り返しによって様々なスラスト力低減方策が提案されてきたが(例えば文献[48])、低減に至る力学メカニズムについては十分に解明されていない。そこで、設計変更が少なく実現性が高い、部品間の接触様式の変更に着目し、ローラとローラ溝を2点接触させる方策について解析する。解析は、まず理論式を導くことによって行い、それをマルチボディダイナミクスの数値計算結果と比較して検証するとともに、2点接触でのスラスト力低減メカニズムについて考察する。また、低減の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し、実機を用いた試験でも確認する。

6・2 スラスト力の理論式と低減メカニズム

6・2・1 ジョイント構成とスラスト力発生メカニズム

第5章で詳説したスラスト力発生メカニズムの概略を述べる。図6.1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軸回りの揺動(ピッチング)と、トリポード中心の偏心公転に起因する、3つのローラ軸中心を通る平面内の揺動(ローリング)によって生じ、溝に対するすべり速度 V は次式となる。

$$V = A \sin 2\omega t + B \cos 2\omega t \quad (5.15 \text{ 再掲})$$

ここで、 $A = s \omega \theta^2 / 2$ 、 $B = -r \omega (1 - \cos \theta) / \cos \theta$ であり、図 6.2 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。すべり速度の方向はローラ軸の軸方向と等しく（ジョイント中心と逆向きを正とする）、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。

$$V = \sqrt{A^2 + B^2} \sin(2\omega t + \alpha) \quad (5.15 \text{ 再掲})$$

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。 V にもなって同方向に発生する力であるため、 V と同符号となることを考慮して次式となる。

$$f_t = \mu_s N (V / |V|) \quad (6.1)$$

スラスト力 f_z は f_t 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。

$$f_z = f_t \sin \varphi \approx \mu_s N (V / |V|) \theta \sin \omega t \quad (6.2)$$

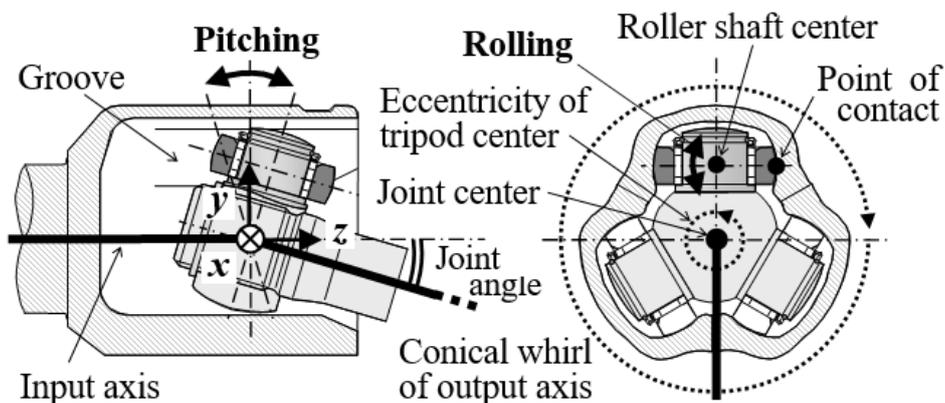


Fig. 6.1 Schematic of motions of roller shaft

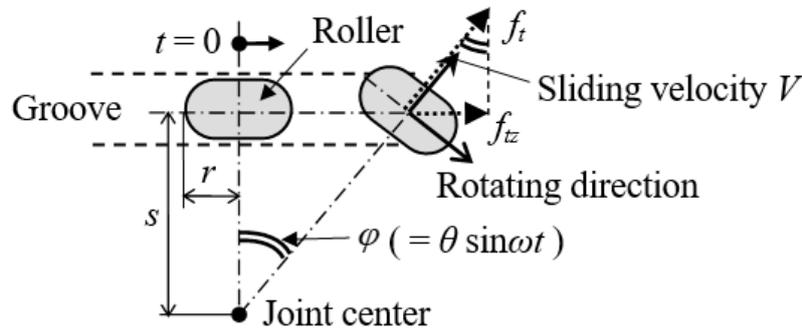


Fig. 6.2 Sliding velocity based on pitching motion of roller

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。 V と同様に正負が入れ替わる f_t は、式(5.15)に示すようにジョイント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 f'_t は、振幅を C とすると次式で記述できる。

$$f'_t = C \sin(2\omega t + \alpha) \quad (6.3)$$

これを用いると、スラスト力の主成分 f'_z は次式となる。

$$f'_z = f'_t \sin\varphi \approx C \theta \sin(2\omega t + \alpha) \sin\omega t \quad (6.4)$$

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

$$f'_z = C \theta / 2 [-\sin(\omega t + \beta) + \sin(3\omega t + \beta)] \quad (6.5)$$

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。

6・2・2 スラスト力低減の考え方

前項で示したスラスト力発生までの流れを基にして、ローラ挙動、すべり摩擦力、スラスト力の順で各段階における低減方策について考察する。

6・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、ローラ軸に対するローラの自由度を増やし、すべりにつながるローラ挙動を抑制することが可能である。具体的には、ローラとローラ軸の相対的な関係を円筒拘束から球面拘束に変更する。これにより構成部品の点数が増えるが、すべり摩擦力、すなわちスラスト力を大幅に低減できる。この低減方策には、あてはまる公知の製品例[90][91]や解析・実験例[92][93][94]が存在する。

6・2・2・2 すべり摩擦力の低減

式(6.1)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、そのどちらかを低減できればよい。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が得られている[95][96][97][98]。一方、法線荷重の低減は、伝達トルクが同一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で実現できるが、小型化・軽量化と背反するため実機への適用は難しい。

6・2・2・3 スラスト力の低減

すべり摩擦力自体を低減できなくても、摩擦力の方向を変えることによりスラスト力となる溝方向成分を低減できればよい。しかしながら、ピッチングとローリングにより決まるすべり方向を変更することは不可能である。そのため、図 6.3 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[74]、接触様式そのものを変える方策が考えられる。これは溝形状の変更だけで実現可能なことから、先に述べた、ローラ挙動を抑制する事例[90][91]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い現実的な低減方法である。この場合もあてはまる公知例[99][100]が存在し低減効果が得られているが、その理由や最適な溝形状に関してはほとんどわかっていない。そこで、本研究では 2 点接触の場合のスラスト力に注目する。

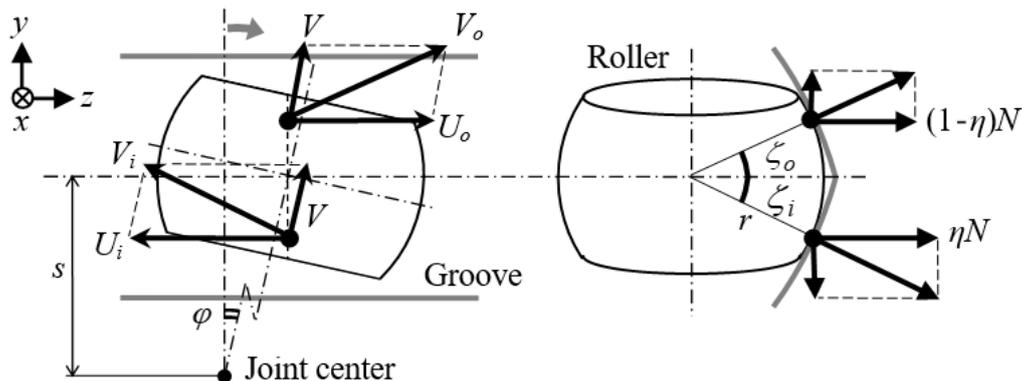


Fig. 6.3 Velocity and force vectors for dual-contact groove

6・2・3 2点接触によるスラスト力低減

本研究では、ローラ溝の断面を2つの円弧を用いたゴシックアーチ形状[10][71]とする。2点接触の場合、法線荷重を2つの接触点で分担することになる。また、ローラ軸のピッチングにともなって、ローラが溝に対して yz 平面内で角度変化（スピン）するため、各接触点において1点接触では生じなかったすべりが起こる。本節では、接触点でのすべり速度と法線荷重の分担について整理し、これらを考慮したスラスト力理論式と計算結果を示した後、スラスト力の低減メカニズムについて考察する。

6・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 6.3 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点接触と同様に考えるが、両方の接触点にて生じる。これに加えてローラのスピンに起因する、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。これらを三角形における第2余弦定理により記述し、 φ を小さい角度として近似すると以下の式となる。なお、 U_o と U_i の詳細については後述する。

$$\begin{aligned}
 V_o &= [V^2 + U_o^2 - 2 | V U_o \cos(\pi/2 + \varphi) |]^{1/2} \\
 &= [V^2 + U_o^2 - 2 | V U_o (-\sin\varphi) |]^{1/2} \\
 &\approx (V^2 + U_o^2 + 2\theta | V U_o \sin\omega t |)^{1/2}
 \end{aligned} \tag{6.6}$$

$$\begin{aligned}
V_i &= [V^2 + U_i^2 - 2 | V U_i \cos(\pi/2 - \varphi) |]^{1/2} \\
&= (V^2 + U_i^2 - 2 | V U_i \sin\varphi |)^{1/2} \\
&\approx (V^2 + U_i^2 - 2\theta | V U_i \sin\omega t |)^{1/2}
\end{aligned} \tag{6.7}$$

6・2・3・2 法線荷重の分担

2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、つり合いの式は図 6.3 から次式となる。

$$\eta N \tan\zeta_i - \mu_s \eta N (V/V_i) \cos\varphi - (1 - \eta) N \tan\zeta_o - \mu_s (1 - \eta) N (V/V_o) \cos\varphi = 0 \tag{6.8}$$

ここで、 ζ_o 、 ζ_i は各接触点の接触角である。 V と V_i 、 V と V_o の比は、すべり摩擦力のローラ軸方向成分を求めるのに用いる。 φ を小さい角として近似し ($\cos\varphi \approx 1$)、整理すると次式となる。

$$\eta = \frac{\tan\zeta_o + \mu_s (V/V_o)}{\tan\zeta_o + \tan\zeta_i + \mu_s V (1/V_o - 1/V_i)} \tag{6.9}$$

6・2・3・3 スラスト力の定式化

前述の法線荷重分担によって両接触点での溝方向すべり速度 U_o 、 U_i にも大小が生じると考える。例えば、図 6.4 に示す $\eta > 0.5$ の場合では、法線荷重の分担が大きい内側接触点付近を中心としたスピンとなり、回転半径が相対的に大きくなる外側接触点でのすべり速度が大きくなる。そのため、 U_o と U_i には、スピンの回転半径が η と連動する以下の式を用いる。

$$U_o = r (\sin\zeta_o + \sin\zeta_i) \eta \, d\varphi/dt = r (\sin\zeta_o + \sin\zeta_i) \eta \theta \omega \cos\omega t \tag{6.10}$$

$$U_i = -r (\sin\zeta_o + \sin\zeta_i) (1 - \eta) \, d\varphi/dt = -r (\sin\zeta_o + \sin\zeta_i) (1 - \eta) \theta \omega \cos\omega t \tag{6.11}$$

ここで、 r はローラの接触部球面の半径である。また、式(6.9)より η は、 V_o と V_i 、すなわち U_o と U_i の関数であるため、以下に示す U'_o と U'_i (スピン中心が溝中心線上にあると仮定) を初期値として、 V_o と V_i 、 η 、 U_o と U_i の順に求め、値の変化が微小になるまで繰り返す。通常は数回の計算で一定値に収束する。

$$U'_o = r \sin \zeta_o \, d\varphi/dt = r \sin \zeta_o \, \theta \, \omega \, \cos \omega t \quad (6.12)$$

$$U'_i = -r \sin \zeta_i \, d\varphi/dt = -r \sin \zeta_i \, \theta \, \omega \, \cos \omega t \quad (6.13)$$

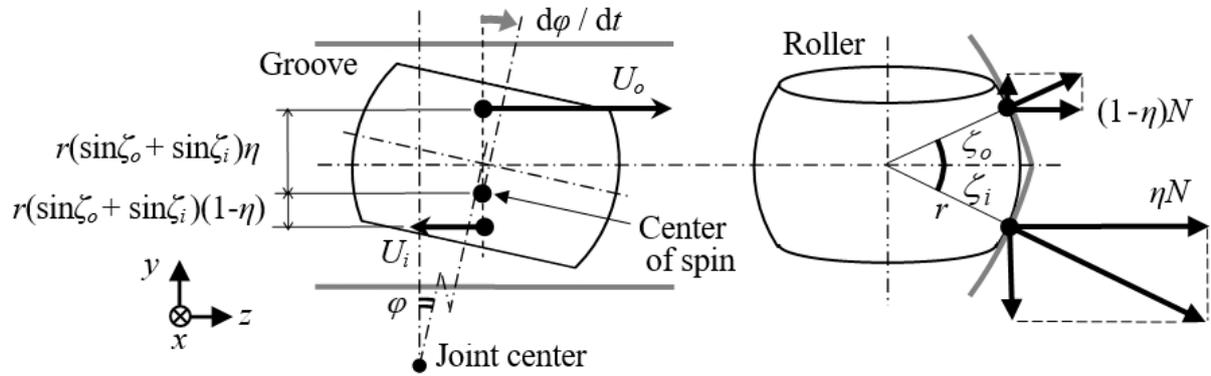


Fig. 6.4 Sliding velocities based on spin of roller

各接触点のスラスト力 f_{tz_o} 、 f_{tz_i} は、すべり速度比からすべり摩擦力の溝方向成分を導き、次式となる。

$$\begin{aligned} f_{tz_o} &= \mu_s (1 - \eta) N (V \sin \varphi + U_o) / V_o \\ &\approx \mu_s (1 - \eta) N \theta [V \sin \omega t + r (\sin \zeta_o + \sin \zeta_i) \eta \omega \cos \omega t] / V_o \end{aligned} \quad (6.14)$$

$$\begin{aligned} f_{tz_i} &= \mu_s \eta N (V \sin \varphi + U_i) / V_i \\ &\approx \mu_s \eta N \theta [V \sin \omega t - r (\sin \zeta_o + \sin \zeta_i) (1 - \eta) \omega \cos \omega t] / V_i \end{aligned} \quad (6.15)$$

最終的に、1つの溝に作用するスラスト力 f_{tz} は次式となる。

$$f_{tz} = f_{tz_o} + f_{tz_i} \quad (6.16)$$

6・2・3・4 計算結果と考察

スラスト力 f_{tz0} , f_{tzi} , f_{tz} の時間波形を図 6.5 に示す. 各パラメータは, $s=0.020$ m, $r=0.015$ m, $\zeta_o = \zeta_i = 11^\circ$, $\theta = 10^\circ$, $\omega = 20\pi$ rad/s (600rpm), $N = 1000$ N, $\mu_s = 0.05$ である. f_{tz0} と f_{tzi} の和によって双方の成分の大半が相殺されていることがわかる. 接触点の位置を定める接触角 ζ_o , ζ_i を設計変数として調整すれば, f_{tz} を最小に設定することが可能である. そこで, $\zeta_o = \zeta_i$ の条件において接触角を変化させた場合の f_{tz} 回転 3 次成分 (実効値) を図 6.6 に示す. この図では, 式(6.3)に基づく 1 点接触の場合の計算値を基準として力の値を正規化した. スラスト力は, 接触角 7° で極大となり, 接触角 4° 以下あるいは 10° 以上で 1 点接触の場合より小さくなる.

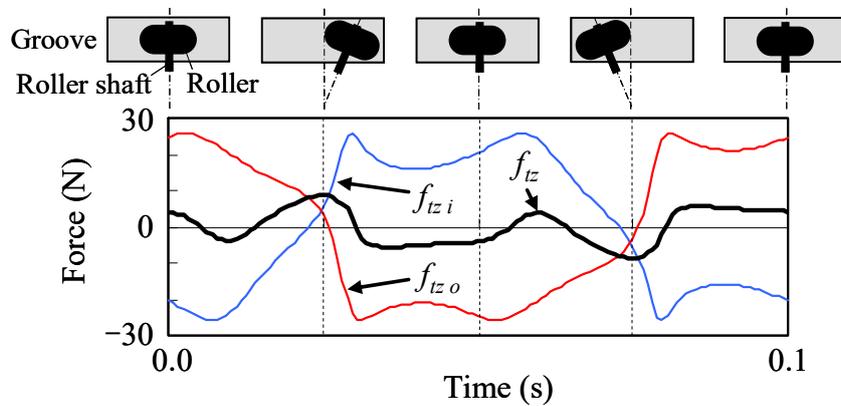


Fig. 6.5 Waveshapes of thrust force

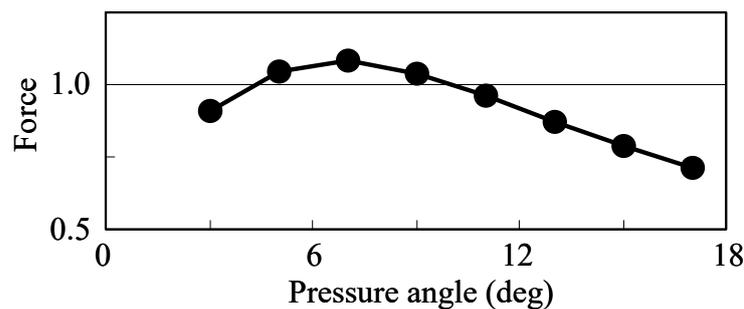


Fig. 6.6 Variation of 3rd rotating order component of thrust force with pressure angle

次に, 2 点接触での基本特性を確認するため, f_{tz} を次数比分析した結果を図 6.7 に示す. 1 点接触での次数比分析結果 (5・4・1 項参照) と同様に, 回転 1 次と 3 次の成分が顕著に表れた. また, 交差角 θ を変化させた際の f_{tz} 回転 3 次成分 (実効値) を図 6.8 に示す. ここでも, 1 点接触の場合と同様に θ に対して比例する関係となった.

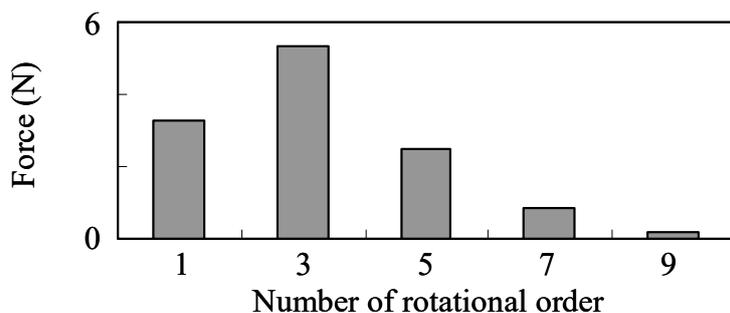


Fig. 6.7 Results of rotational order tracking analysis

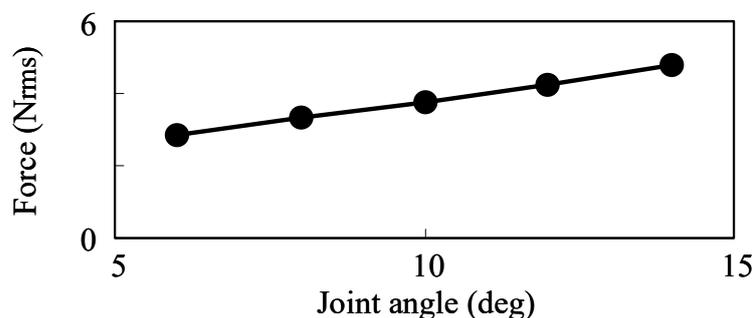


Fig. 6.8 Variation of 3rd rotating order component of thrust force with joint angle

6・3 解析結果

第4章で提案したマルチボディモデルを用いて、ローラ溝が2点接触となる場合のスラスト力について理論式の検証と低減効果の評価を行う。

6・3・1 解析条件

ジョイントを動作させる条件のうち、 θ と ω については前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、後述するジョイント寸法の場合にローラと溝間の法線荷重がほぼ同等となるように50Nmとする。各部品の位置と形状には、先に述べた s と r の比に近い市販ジョイントの寸法（公差中央値）を用いた。針状ころモデルにおけるころと球の数は、それぞれ $N_n = 27$ 、 $N_s = 7$ である。また、2点接触の接触角は、 $\zeta_o = \zeta_i = 11^\circ$ とする。ヤング率 E 、ポアソン比 $1/m$ には鋼材の一般的な値を用いる。

摩擦係数の値として、すべり摩擦 μ_s ではローラと溝の間を0.05、針状ころと各部品の間を0.03とし、転がり摩擦 μ_r ではすべて0.002とする。これらはグリースを付けた試験片による実測値であり、実機を想定した面圧とすべり速度に基づく条件で求めた。

また、低い相対速度でも摩擦力が作用するため、摩擦係数が一定となる速度 v_{st} (図 2.7) を解析中の最大すべり速度の 1/4 となるように設定する。転がり摩擦でも同様とする。

6・3・2 2点接触でのスラスト力理論式の検証

ローラ1軸の状態を検証するため、1軸分のローラと溝間のすべり摩擦要素を除き、すべての摩擦要素(針状ころ軸受部を含む)の摩擦係数を微小値に設定して解析した。図 6.9 に f_{tz} の時間波形を示す。これを基にスラスト力理論式から求めた波形(図 6.5)を検証すると基本的な特徴がほぼ一致している。なお、図 6.5 の f_{tz} では、図 6.9 の f_{tz} に対し $t=0, 0.05, 0.1$ 付近で波形が異なるが、スラスト力理論式では、5・4・2項で述べた、ローラの y 軸方向の微小変位によるすべりを模擬していないためと考える。

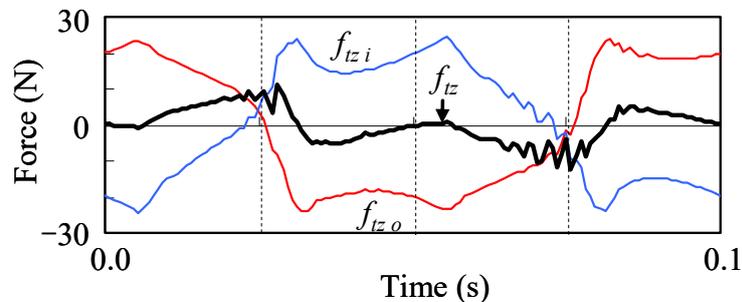


Fig. 6.9 Computational wavershapes of thrust force

図 6.10 に接触角を変化させた場合の f_{tz} 回転 3 次成分(実効値)を示す。図 6.6 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た。接触角 7° 付近で極大となる傾向が一致した。

以上より、6・2・3 項にて提案した 2 点接触におけるスラスト力理論式は妥当であると考えられる。

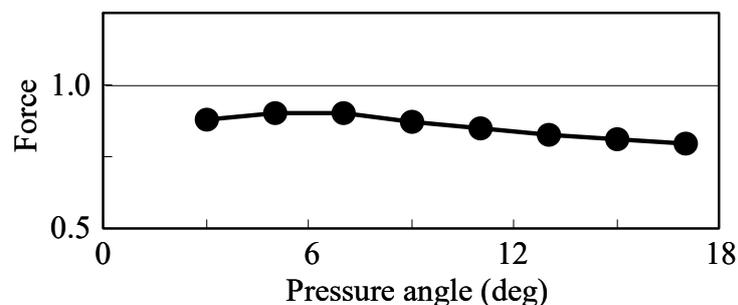


Fig. 6.10 Variation of 3rd rotating order component of thrust force with pressure angle by local sliding friction model (1 roller)

6・3・3 実機条件での低減効果

図 6.10 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 6.11 に示す。接触角 7° 付近で極大となる傾向は前項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、試作した実機ジョイントの測定結果をこの図に重ねて示す。接触角は 7° と 15° の 2 種類とした。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。なお、測定には市販のスラスト力測定用試験機を使用し、解析の場合と同じ動作条件を設定した。接触角違いによる実測の低減効果の差異は 7% であり、有意な差があった。

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 6.11 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[75][76]が溝幅内に収まる最大接触角が適値となる。

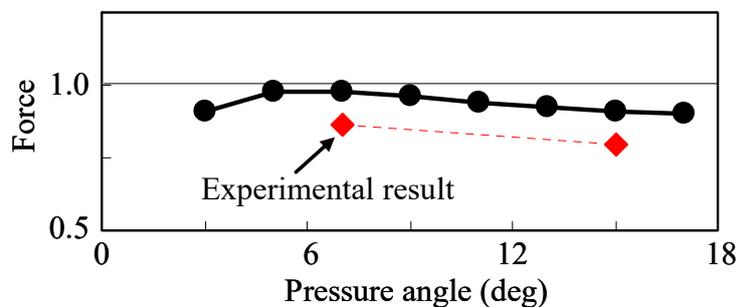


Fig. 6.11 Variation of 3rd rotating order component of thrust force with pressure angle by full friction model

6・4 結 言

トリポード形等速ジョイントに発生するスラスト力の低減方策として、ジョイントの基本構成を変える必要がなく実用的な2点接触の場合に着目し、主に理論式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) スラスト力の発生理論を提案した。理論式では、各接触点でのすべり速度をピッチング・ローリング起因分とスピン起因分の合成により求め、これらの速度比からすべり摩擦力の溝方向成分を導いて接触点ごとのスラスト力を計算する。2つのスラスト力の和により双方の成分の大半が相殺されて1溝分のスラスト力が得られる。
- (2) スラスト力の低減メカニズムを示した。各すべり速度と法線荷重比の関数であるスラスト力は、接触点の位置、すなわち接触角に影響される。これを設計変数とし、2点接触でのスラスト力の相殺分が増加するように調整することでスラスト力を低減することができる。
- (3) ジョイント構成部品間の接触・摩擦を考慮したマルチボディダイナミクス解析との検証により、理論式によるスラスト力とその低減効果の妥当性を示した。また、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、2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。

第7章 結 論

一般的な FWD 車のドライブシャフトに用いられる等速ジョイントの重要課題として、車輪側のツェッパ形ジョイントでは強度や耐久性などの性能に関わるボール荷重変動を、デファレンシャルギヤ側のトリポード形ジョイントでは車両の乗り心地に関わる誘起スラスト力を研究対象とした。各々の等速ジョイントについて機構と接触・摩擦状態を的確に模擬できるマルチボディモデルを構築して実機試験の結果から検証するとともに、これらの計算モデルを数値実験的に活用することで、研究対象とした課題の原理解明と改善方策提案につなげた。本研究で得られた結果をジョイントごとに具体的に示すと以下になる。

●ツェッパ形等速ジョイント

- ・ ボール荷重の変動原理：ボール荷重は、トルク伝達を担うだけでなく交差角付与時に発生する二次モーメントを満たすように変動する。設計上の制約や摩擦がない理想的な機構の状態でのボール荷重変動波形は、回転2次の波形となり、交差角 0° のボール荷重値を基準に正規化すると、変動幅が2倍、最大値が3倍、最小値が-1倍となる。
- ・ ボール荷重の低減原理：オフセット等の設計諸元や摩擦を考慮した原理に拡張するとともに、ボール荷重が二次モーメントを満たすように変動する際、その要因となるジョイント径方向成分を減らし、変動に寄与しない軸方向成分を増すことが変動低減につながることを示した。
- ・ 改善方策：ボール荷重の軸方向成分を増す方策として、軸方向に対してボール溝を傾ける同方向傾斜溝を提案した。数値解析では正逆いずれのトルク方向に用いても20%を超える変動低減効果が得られた。また、トルク方向の正逆によってトルク損失が異なるが、不等長ドライブシャフトを適用して常用の交差角が大きい側に車両前進時の損失が減る溝傾角を、交差角が小さい側に損失が増える溝傾角を設定することで左右輪の損失の不つり合いを是正する方策を示した。

- ・ 検証実験法：インナレースにスリットを追加してひずみゲージを貼付することでボール溝に負荷されるボール荷重を計測する、従来にない簡便な計測方法を提案し、マルチボディモデルの検証に活用した。

●トリポード形等速ジョイント

- ・ 誘起スラスト力の発生原理：ローラとローラ溝の間でローラのピッチングとローリングを主要因として発生するすべり摩擦力の溝方向成分がスラスト力となる。1組のローラと溝では回転1次と3次の成分が主に表れるが、ジョイント本来の3組の場合、1/3周期ずつ位相がずれるため回転1次成分が打ち消される一方で、回転3次成分では位相が重なりあって3倍の振幅となり、回転3次が主成分となる。
- ・ 誘起スラスト力の低減原理：1組のローラと溝の接触点を2点にすることで、各接触点でのすべり速度がピッチング・ローリング起因分と2点接触によるスピン起因分の合成となる。これらの速度比から導かれるすべり摩擦力の溝方向成分を足し合わせると大半が相殺されてスラスト力が減少する原理を解明し、理論式を構築した。
- ・ 改善方策：スラスト力の低減理論式によると、1組のローラと溝のスラスト力の値は、両接触点の位置、すなわち接触角に影響され、接触点（ヘルツの接触楕円）が溝幅内に収まる範囲で接触角を大きくすることで、スラスト力を最小化できる。
- ・ 針状ころ解析モデル：球列による接触面で近似した独自のモデルにより、ローラの針状ころ軸受で発生する現象の解析が可能になり、針状ころのスキューによるすべり摩擦力がスラスト力のうなり（回転2次成分）の要因であることを突き止めた。

本研究を通じて、ドライブシャフト用途に限らず、等速ジョイントの分野全般でも積年の重要課題として挙げられていた現象の本質的な解明を達成することができた。第1章で述べたようにFWD車の普及とともに等速ジョイントに関する技術も大幅に進歩して成熟しつつあったが、自動車の分野で「100年に一度の大変革」が始まったことで、等速ジョイントに求められる要件や課題は、自動車以外の多様なモビリティにも適用できる広角化・多機能化、電動化が進む原動機の大トルクに対する強度対応、

電動車両の低電費化や航続距離延伸につながるトルク損失低減など，多岐にわたる．
今後も上記のような要件や課題を対象として研究・開発を継続し，等速ジョイントの
進化に貢献していきたいと考えている．

謝 辞

本研究を進めるにあたり、多くの方々にご指導ご鞭撻を賜りました。

京都大学大学院 工学研究科 西脇眞二教授には、株式会社豊田中央研究所在職時の後輩である筆者に論文博士による学位取得の機会と親身なご指導を賜りました。深く感謝申し上げます。博士学位論文の審査にあたり、京都大学大学院 工学研究科 平山朋子教授、松原厚教授、小森雅晴教授には、ご多忙のなか調査委員をお引き受けいただきました。また、鈴木基史教授、土屋智由教授には学力試問委員をお引き受けいただきました。心より感謝申し上げます。

本論文は、筆者が株式会社豊田中央研究所に入社して間もない1994年から2019年にかけて断続的に進めてきた研究をまとめたものです。同社前所属長 稲垣瑞穂氏には、研究内容の論文化や学位取得に関して節目節目で背中を押していただきました。感謝の念に堪えません。論文中で説明している2種類の実験装置を製作していただいた元同社社員 水谷義輝氏、本研究が行き詰った際に有益なご助言をいただいた同社社員 西垣英一氏、尼子龍幸氏、松永継春氏、ならびに元同社所属長 森信行氏、吉田一徳氏には心より感謝いたします。

また、本研究はトヨタグループ各社で等速ジョイントの開発に携わっているご担当の方々のご協力なしでは成し得ませんでした。株式会社ジェイテクトの柏木勇史氏、池尾真人氏、安藤陽星氏、ならびにトヨタ自動車株式会社の山本武郎氏には深く感謝申し上げます。

最後に、本研究の開始から学位の取得まで変わらず応援してくれた家族に感謝いたします。

参考文献

- [1] Wagner, E. R., Universal Joint and Driveshaft Design Manual (Chapter 1 Driveline and Driveshaft Arrangements and Constructions) (1979), p.3, SAE.
- [2] Wagner, E. R. and Cooney, C. E., Universal Joint and Driveshaft Design Manual (Section 3.1.1 Cardan or Hooke Universal Joint) (1979), p.39, SAE.
- [3] Wagner, E. R., Universal Joint and Driveshaft Design Manual (Section 3.2.2 Double Cardan Universal Joint) (1979), p.103, SAE.
- [4] 影山夙, 継手による振動, 自動車技術, No.21, Vol.3 (1967), pp.230-236.
- [5] Potgieter, F. M., Recent European Developments on Constant Velocity Joints, SAE Technical Paper, No.650682 (1965).
- [6] Hunt, K. H., Constant-Velocity Shaft Couplings: A General Theory, Journal of Engineering for Industry (Transactions of the ASME), Vol.95, No.2 (1973), pp. 455-464.
- [7] Balken, J. F., Systematic Development of Universal and Constant Velocity Joints, SAE Technical Paper, No.840566 (1984).
- [8] Van Dest, J. C., Front wheel Drive Cars: A New Approach In CV Plunging Joint Design, SAE Technical Paper, No.885082 (1988).
- [9] Rzeppa, A. H., Universal Joint Drives, Machine Design, Vol.25, No.4 (1953), pp.162-170.
- [10] Miller, F. F., Holzinger, D. W. and Wagner, E. R., Universal Joint and Driveshaft Design Manual (Section 3.2.8 Rzeppa Universal Joint) (1979), p.145, SAE.
- [11] Roethlisberger, J. M. and Aldrich, F. C., The Tri-Pot Universal Joint, SAE Technical Paper, No.690257 (1969).
- [12] Dodge, J. H. and Wagner, E. R., Universal Joint and Driveshaft Design Manual (Section 3.2.6 Tripot Universal Joint (End Motion Type)) (1979), p.131, SAE.
- [13] Seherr-Thoss, H. Chr., Schmeltz, F. and Aucktor, E., Universal Joints and Driveshafts: 2nd edition (4.5.2.3 GI Plunging Tripode Joints) (2005), p.220, Springer.
- [14] 清水勝, 小林正治, 岡村正則, CVJ の起振力低減による振動騒音の改善, 三菱自動車テクニカルレビュー, No.3 (1990), pp.37-45.

- [15] Baron, E., NVH phenomena in constant-velocity joints - a 3-fold approach, IMechE, No.C389/277 (1992), pp.51-60.
- [16] 高橋幸一, 人見宣輝, 木津泰輔, 等速自在継手の等速性に関する研究, 日産技報, 第9号 (1974), pp.31-38.
- [17] 高橋幸一, 人見宣輝, 木津泰輔, 等速自在継手の研究について, 自動車技術, Vol.29, No.10 (1975), pp.919-925.
- [18] Durum, M. M., Kinematic Properties of Tripode (Tri-pot) Joints, Journal of Engineering for Industry (Transactions of the ASME), Vol.97, No.2 (1975), pp.708-713.
- [19] Akbil, E. and Lee, T. W., Kinematic Structure and Functional Analysis of Shaft Couplings Involving Poda Joints, Transactions of the ASME, Vol.105, No.4 (1983), pp.672-680.
- [20] Akbil, E. and Lee, T. W., On the Motion Characteristics of Tripode Joints. Part 1: General Case, Transactions of the ASME, Vol.106, No.2 (1984), pp.228-234.
- [21] Lee, T. W. and Akbil, E., On the Motion Characteristics of Tripode Joints. Part 2: Applications, Transactions of the ASME, Vol.106, No.2 (1984), pp.235-241.
- [22] Wagner, E. R., Universal Joint and Driveshaft Design Manual (Section 3.2.7 Tripot Universal Joint (Fixed Center Type)) (1979), p.141, SAE.
- [23] Seherr-Thoss, H. Chr., Schmeltz, F. and Aucktor, E., Universal Joints and Driveshafts: 2nd edition (GE Fixed Tripode Joints) (2005), p.216, Springer.
- [24] Hasegawa, J., Matsunari, F., Ikeda, T. and Futamura, Y., Kinematic Analysis of Tripode Joint, SAE Technical Paper, No.811325 (1981), pp.251-257.
- [25] Pandrea, N., Kinematics of Tripode-joint Transmissions, Revue Roumaine des Sciences Techniques, Serie de Mecanique Appliquee, Vol.33, No1.6 (1988), pp.531-537.
- [26] Wagner, E. R., Universal Joint and Driveshaft Design Manual (Section 3.2.13 Double Offset Universal Joint (End Motion Type)) (1979), p.167, SAE.
- [27] Nicolaescu, N., Pandrea, N. and Badau, C., The kinematic analysis and dimensional synthesis of the Rzeppa joints, Proceedings of Eighth World Congress on the Theory of Machine and Mechanisms, Vol.4 (1991), pp.1003-1006.

- [28] 渡辺克己, 市川和之, 浅野浩明, ツェツパ形等速継手の運動特性解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.59, No.560 (1993), pp.198-206.
- [29] 市川和之, 渡辺克己, ダブルオフセット形等速継手の運動特性解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.61, No.582 (1995), pp.137-145.
- [30] Ichikawa, K. and Watanabe, K., Kinematic and Experimental Analysis of the Double-Offset Type Constant Velocity Joint, SAE Technical Paper, No.960724 (1996).
- [31] Fischer, I. S. and Remington, P. M., Errors in Constant-Velocity Shaft Couplings, Journal of Mechanical Design (Transactions of the ASME), Vol.116, No.1 (1994), pp.204-209.
- [32] 人見宣輝, 島地重幸, 等速自在継手のボールと溝の接触解析による回転性能評価, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.62, No.593 (1996), pp.237-242.
- [33] 人見宣輝, 島地重幸, 加藤正名, 等速自在継手の回転伝達誤差の理論解法に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.63, No.608 (1997), pp.292-297.
- [34] 渡辺克己, 白石博昭, 鈴木歩, ツェツパ形等速継手のクリアランスを考慮した運動特性解析 (第 1 報, 閉回路方程式および 2 ボール運動学モデル), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.624 (1998), pp.356-364.
- [35] 渡辺克己, 白石博昭, 鈴木歩, 市川和之, ツェツパ形等速継手のクリアランスを考慮した運動特性解析 (第 2 報, 実験解析および 3 ボール運動学モデル), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.67, No.658 (2001), pp.260-268.
- [36] 市川和之, ドライブボール形等速継手の運動特性解析, 豊田工機技報, Vol.37, No.3 (1997), pp.52-65.
- [37] 渡辺克己, 大原卓, 長岡淳, 川勝勉, トリポード形等速継手の運動特性解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 66, No. 650 (2000), pp. 209-216.
- [38] K'nevez, J.-Y., Mariot, J.-P., Moreau, L. and Diaby, M'P., Kinematics of transmissions consisting of an outboard ball joint and an inboard generalized tripod joint, Proc. Instn. Mech. Engrs. Vol.215 Part K, (2001), pp.119-132.
- [39] 木全圭, ボール形等速自在継手の静力学的解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.58, No.545 (1992), pp.263-270.
- [40] 長谷陽夫, 前輪駆動車の駆動軸と軸受系の静力学解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.67, No.655 (2001), pp.233-242.

- [41] 木全圭, 長谷陽夫, 井本正之, ボール形等速自在継手の動力学的解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.69, No.678 (2003), pp.182-190.
- [42] 木全圭, 長谷陽夫, 井本正之, 小原健, ボール形等速自在継手の特性に関する数値解析並びに実験, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.69, No.678 (2003), pp.191-199.
- [43] 渡辺克己, 川勝勉, 大原卓, トリポード形等速継手の力学特性解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.650 (2000), pp.217-224.
- [44] Urbinati, F. and Pennestri, E., Kinematic and Dynamic Analysis of the Tripode Joint, *Multibody System Dynamics*, Vol.2, (1998), pp.355-367.
- [45] Mariot, J.-P. and K'nevez, J.-Y., Kinematics of Tripode Transmissions. A New Approach, *Multibody System Dynamics*, Vol.3, (1999), pp.85-105.
- [46] Mariot, J.-P., K'nevez, J.-Y. and Barbedette, B., Tripod and Ball Joint Automotive Transmission Kinetostatic Model Including Friction, *Multibody System Dynamics*, Vol.11, (2004), pp.127-145.
- [47] Mariot, J.-P. and K'nevez, J.-Y., Dynamics of an automotive transmission consisting of a tripod joint and a ball joint. A symbolic approach, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol.216, Part K (2002), pp.203-211.
- [48] Seherr-Thoss, H. Chr., Schmeltz, F. and Aucktor, E., *Universal Joints and Driveshafts: 2nd edition (4.5.3 The GJ-C Joint)* (2005), p.228, Springer.
- [49] Lloyd, R. A., Bartlett, S. C. and Tucker-Peake, A., Improvements to the NVH performance of tripod constant-velocity joints through mathematical modeling, *IMechE*, No.C487/029/94 (1994), pp.159-165.
- [50] MSC Software, Adams The Multibody Dynamics Simulation Solution, <https://www.mscsoftware.com/product/adams>, 参照 2021 年 8 月 31 日.
- [51] 葉山佳彦, ADAMS による DOJ の内部解析, *NTN TECHNICAL REVIEW*, No.69 (2001), pp.97-102.
- [52] Hayama, Y., Dynamic Analysis of Forces Generated on Inner Parts of a Double Offset Constant Velocity Universal Joint (DOJ):Non-Friction Analysis, *SAE Technical Paper*, No.2001-01-1161 (2001).
- [53] 葉山佳彦, 等速ジョイントの動的内部応力解析 -DOJ および BJ の動的内部応力解析-, *自動車技術会論文集*, Vol.34, No.4 (2003), pp.157-162.

- [54] 葉山佳彦, 非線形要素を考慮した等速ジョイントの動的内部応力解析, 計算工学講演会論文集, Vol.8 (2003), pp.393-396.
- [55] Song, J, Hertz Stress Variation of a Rzeppa joint due to Manufacturing inaccuracy, 2000 International ADAMS User Conference, (2000).
- [56] 市川和之, 小川裕也, 齋藤晴彦, 豊田光洋, 山埜将吾, 丹下欽詞, ツェツパ形等速継手の保持器応力変動解析, 日本機械学会 Dynamics & Design Conference CD-ROM 論文集 (2010), pp.506-1-506-6.
- [57] 中村武史, 市川和之, 小林英樹, 鈴木聡, 篠田佳享, 森純, 木村佳郎, 杉山雄一郎, ツェツパ形等速ジョイント (CVJ) のボール挙動解析, JTEKT Engineering Journal, No.1013 (2015), pp.69-73.
- [58] Shinoda, Y., Mori, A., Yamamoto, T. and Nakamura, T., Ball Behavior Analysis of Rzeppa Constant Velocity Joint, SAE Technical Paper, No.2016-01-1135 (2016), doi:10.4271/2016-01-1135.
- [59] 葉山佳彦, 藤川智士, 野崎孝志, 福島小巻, 中小路雅文, フルビークル機構解析モデルによる NVH 解析, 自動車技術会 学術講演会前刷集, No.25-04 (2004), pp.13-16.
- [60] Santonocito, P. and Pennestri, E., A Parametric Study of the Dynamics of the Shudderless Tripode Joint, Proceedings of DETC2000, ASME 2000 Design Engineering Technical Conferences, No.DETC'00/MECH14079 (2000), pp.1-9.
- [61] Serveto, S., Mariot, J.-P. and Diaby, M., Modelling and measuring the axial force generated by tripod joint of automotive drive-shaft, Multibody System Dynamics, Vol.19, No.3 (2008), pp.209-206.
- [62] 岡本大路, 大場浩量, 固定式等速ジョイントの内部に作用する力の測定, NTN Technical Review, No.75 (2007), pp.20-28.
- [63] 桑山正彦, 等速ジョイントのスラスト力センサの開発, 豊田工機技報, Vol.31, No.3 (1991), pp.1-8.
- [64] 野崎孝志, 小原健, トリポード形等速継手のハウジングに作用する力の実験的把握, 日本機械学会 2003 年次大会講演論文集(IV), (2003), pp.155-156.
- [65] Lee, C.-H. and Polycarpou, A. A., Experimental Investigation of Tripod Constant Velocity (CV) Joint Friction, SAE Technical Paper, No.2006-01-0582 (2006).
- [66] 長谷陽夫, 等速ジョイントにおける F E M の適用例, NTN Technical Review, No.56 (1989), pp.35-41.

- [67] Lee, C.-H. and Polycarpou, A. A., Assessment of elliptical Conformal Hertz Analysis Applied to Constant Velocity Joints, *Journal of Tribology (ASME)*, Vol.132, No.024501 (2010), pp.1-3.
- [68] Chen, W., Hou, Q., Zhao, X. and Shangguan, W., The Breaking Torsion Test and Quasi-Static Finite Element Simulations of the Rzeppa Type Constant Velocity Joint under a Large Joint Angle, *SAE Technical Paper*, No.2021-01-0706 (2021), doi:10.4271/2021-01-0706.
- [69] Wagner, E. R., *Universal Joint and Driveshaft Design Manual (APPENDIX H Bending Moment (Secondary Couple) Analysis of Ball Type Constat Velocity Universal Joints)* (1979), p.379, SAE.
- [70] Sutherland, G. H., Finding bearing loads caused by constant-velocity u-joints, *Machine Design*, Vol.50, No.9 (1978), pp.55-59.
- [71] Seherr-Thoss, H. Chr., Schmeltz, F. and Aucktor, E., *Universal Joints and Driveshafts: 2nd edition (4.4.5.2 Shape of the Tracks)* (2005), p.174, Springer.
- [72] Haug, E. J., *Computer-Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical Systems / Vol.1: Basic Methods* (1989), pp. 218–229, ALLYN AND BACON.
- [73] *Computer Aided Design Software, Inc. ed., DADS Revision 8.0 Reference Manual* (1997), Computer Aided Design Software.
- [74] 木全圭, 等速ジョイントにおける摩擦と潤滑, *潤滑*, Vol.31, No.10 (1986), pp.697-702.
- [75] Brändlein, J., Eschmann, P., Hasbargen, L. and Weigand, K., *Ball and Roller Bearings : Third Edition* (1995), WILEY.
- [76] ブレンドライン, J., エッシュマン, P., ハスバルゲン, L., ワイガンド, K., *ころがり軸受実用ハンドブック* (1996), pp. 96-106, 工業調査会.
- [77] 松永和則, やさしく読む特殊鋼製品 (Ⅲ.自動車 等速ジョイント(CVJ)) , *特殊鋼*, Vol.59, No.2 (2010), p.13.
- [78] 木全圭, 加藤正啓, 吉田和彦, 等速自在継手の二次モーメントに対するトルク損失の影響, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.58, No.551 (1992), pp.172-179.
- [79] Seherr-Thoss, H. Chr., Schmeltz, F. and Aucktor, E., *Universal Joints and Driveshafts: 2nd edition (4.4.6.3 UF fixed joints (undercut free))* (2005), p.193, Springer.

- [80] Wagner, E. R., Universal Joint and Driveshaft Design Manual (Section 3.2.12 Cross Groove Universal Joint) (1979), p.163, SAE.
- [81] 齋藤晴彦, 前田敏幸, クロスグループタイプCVJの応力解析, JTEKT Engineering Journal, No.1007 (2009), pp.72-76.
- [82] 自動車技術会, 自動車技術ハンドブック 4 設計(パワートレイン)編 (2005), pp.273-274.
- [83] 岡本純三, 中山景次, 佐藤昌夫, トライボロジー入門 (1990), p.115, 幸書房.
- [84] Harris, T. A., Rolling Bearing Analysis (1966), p.437, WILEY.
- [85] 岡本純三, 野澤義延, 針状ころ軸受 (5.2.4 弾性接近量) (1991), p.111, 光洋精工.
- [86] 曾田範宗, 船橋鉦一, 針状ころ軸受のころのスキューに基づく摩擦とスラストの基礎研究, 潤滑, Vol.16, No.3 (1971), pp.196-209.
- [87] Ulezelski, J. C., Evans, D. G., Haka, R. J. and Malloy, J. D., Needle Bearing Axial Thrust Study, SAE Technical Paper, No.830568 (1983).
- [88] 岡本純三, 野澤義延, 針状ころ軸受 (6.3.3 スラストとスキューの関係) (1991), p.126, 光洋精工.
- [89] 森靖雄, 津留真理夫, 吉田賢二, 前輪駆動車用等速ジョイントについて, 日産技報, No.19 (1983), pp.31-38.
- [90] Seherr-Thoss, H. Chr., Schmeltz, F. and Aucktor, E., Universal Joints and Driveshafts: 2nd edition (4.5.4 The low friction and low vibration plunging tripod joint AAR) (2005), p. 229, Springer.
- [91] 熊谷忠信, 宇野吉人, 山口正信, 判治義浩, 平松英昭, 新型等速ジョイント付きドライブシャフト, 豊田工機技報, Vol.42, No.3 (2002), pp.43-45.
- [92] Watanabe, K., Kawakatsu, T. and Nakao, S., Kinematic and Static Analysis of Tripod Constant Velocity Joints of the Spherical End Spider Type, Journal of Mechanical Design (ASME), Vol.127, (2005), pp.1137-1144.
- [93] Qiu, Y. and Shangguan, W.-B., Kinematic Analysis and Simulation of the Double Roller Tripod Joint, SAE Technical Paper, No.2019-01-1526 (2019), doi:10.4271/2019-01-1526.

- [94] Lloyd, R. A., Tucker-Peake, A. and Bartlett, S. C., Two-dimensional response of vehicle power units to excitation from inboard constant velocity joints, IMechE, No.C498/6/126/95 (1996), pp.17-27.
- [95] 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, No. 68 (2000), pp. 44-50.
- [96] 小倉尚宏, 自動車用グリースの最新技術動向 –等速ジョイント用グリース–, トライボロジスト, Vol.47, No.1 (2001), pp.28-33.
- [97] Mondragon-Parra, E., Courville, J. and Harder, J., Influence of Solid Additives in Performance of Tripot-Type Constant Velocity Joints, SAE Technical Paper, No.2018-01-1296 (2018), doi:10.4271/2018-01-1296.
- [98] Opeiko, A., Paul, A. and Vipradas, A., Novel Methodology to Compute Halfshaft Joint Forces and Virtually Simulate Powertrain Wiggle, SAE Technical Paper, No.2021-01-0665 (2021), doi:10.4271/2021-01-0665.
- [99] 星川文雄, 駆動軸用等速ジョイントの現状と将来, NTN Technical Review, No.56 (1989), pp.3-8.
- [100] 池田武, 自動車用等速ジョイントの設計の変遷, 設計工学, Vol.37, No.8 (2002), pp.34-41.

出 版

関連学術論文

- (1) 杉浦豪軌, 柏木勇史, 池尾真人, ツェッパ形等速ジョイントのボール荷重変動低減技術に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.86, No.882 (2020), DOI:10.1299/transjsme. 19-00264.
- (2) 杉浦豪軌, 柏木勇史, 池尾真人, ツェッパ形等速ジョイントのボール荷重変動に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.869 (2019), DOI:10.1299/transjsme. 18-00381.
- (3) Sugiura, H., Ando, Y., Kashiwagi, I., Matsunaga, T. and Mizutani, Y., Study on thrust force reduction of Tripod constant velocity joint, Journal of System Design and Dynamics, Vol.5, No.8 (2011), pp.1687-1699.
- (4) 杉浦豪軌, 安藤陽星, 柏木勇史, 松永継春, 水谷義輝, 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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.777 (2011), pp.1879-1888.
- (5) Sugiura, H., Mizutani, Y., Matsunaga, T., Ando, Y. and Kashiwagi, I., Study on Roller Behavior and Thrust Force of Tripod Constant Velocity Joint, Journal of System Design and Dynamics, Vol.4, No.6 (2010-12).
- (6) 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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.765 (2010), pp.1308-1315.
- (7) Sugiura, H., Matsunaga, T., Mizutani, Y., Ando, Y. and Kashiwagi, I., Thrust Force Analysis of Tripod Constant Velocity Joint Using Multibody Model, Journal of System Design and Dynamics, Vol.3, No.6 (2009-12).
- (8) 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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.75, No.753 (2009), pp.1457-1464.

関連国内発表論文

- (1) 杉浦豪軌, 安藤陽星, 柏木勇史, 松永継春, 水谷義輝, 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, *Dynamics and Design Conference 2010*, 507-1 – 507-6, 日本機械学会, 2010年9月, 京田辺.
- (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, *Dynamics and Design Conference 2009*, 112-1 – 112-6, 日本機械学会, 2009年8月, 札幌.
- (3) 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, *Dynamics and Design Conference 2008*, 502-1 – 502-6, 日本機械学会, 2008年9月, 横浜.

受賞

- (1) 日本機械学会 機械力学・計測制御部門 オーディエンス表彰, 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, *Dynamics and Design Conference 2009*.

その他の学術論文

- (1) Mori, D., Sugiura, H. and Hattori, Y., Adaptive Sensor Fault Detection and Isolation using Unscented Kalman Filter for Vehicle Positioning, *2019 IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC)*, (2019), pp. 1298-1304, doi: 10.1109/ITSC.2019.8917208.
- (2) 朝賀泰男, 杉浦豪軌, 西垣英一, 青井一郎, 槇野浩司, 昆俊雄, 高野泰英, 標準化部材をモジュール構成とした車体構造設計の研究 (CFRPによる車体フレーム構造体の具現化と評価), *日本機械学会論文集*, Vol.84, No.867 (2018), DOI:10.1299/transjsme.18-00190.
- (3) 朝賀泰男, 西垣英一, 青井一郎, 杉浦豪軌, 槇野浩司, 標準化部材をモジュール構成とした車体構造設計の研究, *日本機械学会論文集*, Vol.83, No.853 (2017), DOI:10.1299/transjsme.17-00088.

- (4) Tomita. S, Nakano. S., Sugiura. H. and Matsumura. Y., Numerical estimation of the influence of joint stiffness on free vibrations of frame structures via the scattering of waves at elastic joints, *Wave Motion*, Vol.96, Article 102575 (2020).
- (5) 富田直, 中野幸人, 杉浦豪軌, 松村雄一, 3次元はり構造物の波動解析に基づく固有モードの節位置制御, *日本機械学会論文集*, Vol.84, No.864 (2018), DOI:10.1299/transjsme.18-00027.
- (6) 相木宏介, 鈴木篤史, 杉浦豪軌, 水野隆教, 橋本正隆, 薄型インホイールモータユニットの開発, *自動車技術会論文集*, Vol.48, No.2 (2017), pp.329-335.
- (7) Kobayashi. T., Katsuyama. E, Sugiura. H., Ono. E., Hattori. Y. and Yamamoto. M., Theoretical analysis of tyre slip power dissipation mechanism using brush model, *Vehicle System Dynamics*, Vol.58, Issue 8 (2020).
- (8) 小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 服部義和, 小野英一, 山本 真規, ブラシモデルを用いたタイヤのエネルギー消費メカニズムに関する一考察, *自動車技術会論文集*, Vol.49, No.2 (2018), pp.311-316.
- (9) Kobayashi. T., Katsuyama. E, Sugiura. H., Ono. E. and Yamamoto. M., Efficient direct yaw moment control: tyre slip power loss minimisation for four-independent wheel drive vehicle, *Vehicle System Dynamics*, Vol.56, Issue 5 (2018).
- (10) 小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 小野英一, 山本真規, 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究(第 2 報) 一定常円旋回から準定常円旋回への拡張一, *自動車技術会論文集*, Vol.48, No.2 (2017), pp.343-348.
- (11) Kobayashi. T., Katsuyama. E, Sugiura. H., Ono. E. and Yamamoto. M., Direct yaw moment control and power consumption of in-wheel motor vehicle in steady-state turning, *Vehicle System Dynamics*, Vol.55, Issue 1 (2017).
- (12) 小林孝雄, 勝山悦生, 杉浦豪軌, 小野英一, 山本真規, 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究 一定常円旋回における定式化と EV による検証一, *自動車技術会論文集*, Vol.45, No.2 (2014), pp.309-314.
- (13) 井上慎太郎, 太田順也, 平野豊, 小林孝雄, 河口篤志, 杉浦豪軌, Modelica 言語によるフルビークルモデルを用いた軽量電気自動車の車両運動とエネルギー消費に関する研究, *自動車技術会論文集*, Vol.45, No.6 (2014), pp.1061-1066.

- (14) Suzuki, A., Sugiura, H., Mizuno, M., Inagaki, M. and Kobayashi, T., Dynamic Analysis of Needle Roller Bearings on Torque Loss, *Journal of System Design and Dynamics*, Vol.7, No.4, (2013-12), pp.405-415.
- (15) 鈴木篤史, 杉浦豪軌, 水野幹, 稲垣瑞穂, 小林恒, 針状ころ軸受のトルク損失に関する動的挙動解析, *日本機械学会論文集 C 編*, Vol.79, No.801 (2013-5), pp.1386-1395.
- (16) Nishigaki, H., Amago, T., Sugiura, H., Kojima, Y., Nishiwaki, S. and Kikuchi, N, First Order Analysis for Automotive Body Structure Design Part 1: Overview and Applications, *Transactions Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, SAE, (2005-7).
- (17) Nishigaki, H., Amago, T., Sugiura, H., Kojima, Y., Nishiwaki, S. and Kikuchi, N, First Order Analysis for Automotive Body Structure Design Part 1: Overview and Applications, *SAE 2004 World Congress*, No.2004-01-1658 (2004-3).