

博士論文

車両駆動系トーションダルダンパにおける  
非線形振動に関する研究

2021年3月

山梶喜弘

同志社大学大学院 理工学研究科 機械工学専攻



## 目 次

<b>第 1 章</b>	<b>緒論</b>	<b>1</b>
1.1	研究の背景 .....	1
1.1.1	駆動系 NVH の起振力 .....	2
1.1.2	ねじり振動に起因する主な NVH 現象と対策 .....	3
1.1.3	トーショナルダンパの非線形性がエンジン制御に及ぼす影響 .....	4
1.2	既往の研究と本論文の目的 .....	7
1.2.1	アークスプリングの履歴特性モデルに関する研究 .....	7
1.2.2	直列ばねの履歴特性モデル化に関する研究 .....	9
1.2.3	本論文の目的 .....	10
1.3	本論文の構成 .....	13
<b>第 2 章</b>	<b>基礎実験およびモデル構築</b>	<b>16</b>
2.1	緒言 .....	16
2.2	広角トーショナルダンパの構造および作動原理 .....	18
2.2.1	IS-DMF (直列ばね式 DMF) .....	18
2.2.2	AS-LTD (アークスプリング式広角ロックアップダンパ) .....	20
2.3	モータベンチによる回転時ねじり特性の計測 .....	22
2.3.1	計測装置 : IS-DMF .....	22
2.3.2	計測装置 : AS-LTD .....	22
2.3.3	動的バックラッシュ量の定義 .....	23
2.3.4	計測条件 .....	24
2.3.5	計測結果および考察 .....	24
2.4	動的バックラッシュ発生メカニズムの検討 .....	27
2.4.1	デジタルストロボ撮影システムによる可視化実験 .....	27
2.4.2	計測結果および考察 .....	28
2.5	トーショナルダンパのモデル構築 .....	32
2.5.1	離散化モデルの基礎理論 .....	33
2.5.2	IS-DMF モデルのパラメータ .....	36
2.5.3	AS-LTD モデルのパラメータ .....	37
2.5.4	離散化数が計算精度に及ぼす影響 .....	38
2.5.5	1D モデリングによるモデル構築 .....	40
2.6	モデルパラメータの同定 .....	43

2.6.1	IS-DMF の動的バックラッシ接触剛性 .....	43
2.6.2	摩擦モデルの概要 .....	44
2.6.3	IS-DMF の摩擦特性 .....	47
2.6.4	AS-LTD の摩擦特性 .....	48
2.7	結言 .....	50
<b>第 3 章</b>	<b>モデル基礎検証およびシミュレーション</b> .....	<b>52</b>
3.1	緒言 .....	52
3.2	AS-LTD モデルの離散化数が及ぼす影響の検討 .....	54
3.2.1	シミュレーションモデルの検討 .....	54
3.2.2	条件およびデータ解析手法 .....	56
3.2.3	回転時ねじり特性シミュレーション結果および考察 .....	57
3.2.4	駆動系周波数応答シミュレーション結果および考察 .....	60
3.3	IS-DMF における動的バックラッシ挙動の検討 .....	64
3.3.1	回転時ねじり特性と動的バックラッシ量 .....	65
3.3.2	動的バックラッシを引き起こす運転操作の検討 .....	66
3.3.3	シミュレーションモデルおよび条件 .....	67
3.3.4	データ解析手法 .....	70
3.3.5	シミュレーション結果および考察 .....	71
3.4	結言 .....	78
<b>第 4 章</b>	<b>実験検証</b> .....	<b>80</b>
4.1	緒言 .....	80
4.2	AS-LTD における駆動系周波数応答の台上実験 .....	81
4.2.1	実験方法および条件 .....	81
4.2.2	実験結果およびモデル検証結果 .....	83
4.3	IS-DMF における動的バックラッシの実車実験 .....	87
4.3.1	実験方法および条件 .....	87
4.3.2	実験結果および考察 .....	87
4.4	結言 .....	92
<b>第 5 章</b>	<b>実際問題への応用</b> .....	<b>94</b>
5.1	緒言 .....	94
5.2	実践的な AS-LTD 離散化モデルの検討 .....	95
5.2.1	不等ピッチ離散化手法 .....	95
5.2.2	モデルパラメータとシミュレーション条件 .....	96
5.2.3	シミュレーション結果および効果検証 .....	97



---

5.3	IS-DMF の動的バックラッシによる非線形振動の改善 .....	99
5.3.1	感度解析の方法およびパラメータ設定 .....	99
5.3.2	感度解析の結果.....	99
5.3.3	接触剛性低減による改善.....	101
5.3.4	実車実験による効果検証.....	102
5.4	結言 .....	105
<b>第 6 章</b>	<b>結論</b> .....	<b>106</b>
6.1	研究の総括 .....	106
6.2	今後の研究課題と展望.....	109
	<b>参考文献</b> .....	<b>110</b>
	<b>謝辞</b> .....	<b>114</b>



## 論文要旨

急速な地球温暖化の対応のため、排出ガス削減のために低燃費車の研究が精力的に行われているが、これらの技術はエンジントルク変動を増大させる要因となっており、駆動系の振動騒音低減のためにアークスプリングや直列ばねを内蔵する広角トーショナルダンパの適用例が増してきている。しかし、これらは復元力特性として回転速度性および振幅依存性のある複雑な履歴特性を内包するため、非線形振動を引き起こす可能性がある。そのため、振動・騒音・乗り心地 (NVH: Noise, Vibration and Harshness) の観点より、履歴特性に起因する非線形振動のメカニズム解明および改善のための研究開発が重要である。一方、高度な駆動力制御が導入されている昨今の乗用車では、制御フィードバックのために駆動系モデルを車両コンピュータに導入する例が増してきている。しかし、広角トーショナルダンパは複雑な非線形性を有するため、トレードオフの関係にあるモデル精度と計算コストの解決のための研究開発もまた重要である。

そこで、本論文では、アークスプリングおよび直列ばねを内蔵する自動車用の広角トーショナルダンパがもつ履歴特性に対し、十分な調査研究に及んでいない駆動系ねじり振動現象の解明および改善、そしてこれらの非線形振動を再現可能な高精度モデルの開発を目的とした。また、研究対象のトーショナルダンパは、研究例の少ないアークスプリング式ロックアップダンパ (AS-LTD: Arc Spring type Long-Travel lock-up Damper) および直列ばね式デュアルマスフライホイール (IS-DMF: In-Series spring unit type Dual Mass Flywheel) とした。

まず、AS-LTD および IS-DMF に対し共通の離散化モデルを提案し、台上の駆動系周波数応答実験との比較を実施した。その結果、特に高回転・低エンジントルク変動などによるトーショナルダンパのねじり角振幅が微小な状況においてモデル精度が悪化することを明らかにしたとともに、精度改善のために離散化数を増加させると計算コストが増加する課題を示した。さらに、この課題を解決するための不等ピッチ離散化モデルを提案し、従来モデルに対し計算コストをほとんど増加させることなく大幅に精度改善できることを示した。

次に、これまで研究例のないトーショナルダンパ内部の動的バックラッシュによる非線形振動について検討し、カオス的挙動ならびに分数調波振動<sup>i</sup>が発生することを明らかにした。さらに、感度解析によって改善手法を提案した。そして、改善手法を IS-DMF に適用し、実車評価を実施した。その結果、動的バックラッシュによって引き起こされる非線形振動を大幅に低減できることを示した。

---

<sup>i</sup> 本論文では、駆動系ねじり振動モデルにおいて、系のトーショナルダンパ上流側に正弦波のトルク変動を与えた際のトーショナルダンパ下流側ねじり振動振幅が周波数によって変化する様子を駆動系周波数応答と呼称し、トーショナルダンパの伝達特性を示す指標として扱う。なお、制御系、電気系、音響系の分野においては、線形システム対して入出力の振幅比および位相のずれを示すボード線図が有名である。本論文においては、非線形システムを扱うため、数値シミュレーションにおける準定常応答の周波数解析によって取得している。

<sup>ii</sup> 本論文では、加振周波数に対して系の振動が  $n$  倍の周期に収れんしている様子を、 $1/n$  次分数調波振動と呼称する。なお、非線形振動系の分野においては、固有振動数の整数倍に近い振動数の励振力によって共振を起こすことを分数調波振動と呼ぶようである。一方、カオス力学系の分野においては、分岐図に現れる様子にちなみ、倍周期振動と呼ばれることもある。

本論文は全 6 章から構成されている。提案した技術のうち、離散化モデルの理論構築およびモデル構築、動的バックラッシのメカニズム調査については第 2 章で、離散化モデルを用いたシミュレーションおよびモデル検証、動的バックラッシによる非線形振動については第 3 章から第 4 章で、不等ピッチ離散化モデルおよび動的バックラッシによる非線形振動の改善手法については第 5 章で検討している。

第 1 章「緒論」では、本研究の背景を示すとともに、本研究に関連する既往の研究についてまとめた。章末には、本研究の構成を示した。

第 2 章「実験的基礎調査およびモデル構築」では、IS-DMF および AS-LTD を対象に、履歴特性の非線形性、動的バックラッシのメカニズム、およびモデル構築手法について論じた。

まず、実験による動的バックラッシ発生メカニズムの検討について述べた。回転時ねじり特性の計測により、IS-DMF および AS-LTD とともに動的バックラッシが発生することを明らかにした。続いて、IS-DMF の可視化実験より、動的バックラッシは弾性体端部が回転速度依存の摩擦力によって固着し、弾性体駆動部品との離合が生じる現象であることを明らかにした。

次に、履歴特性および動的バックラッシを再現可能なモデルの構築について述べた。まず、AS-LTD および IS-DMF が共通の離散化モデルにより定義できることを述べ、定式化を示した。続いて、離散化数を 6 より大きくとる場合は数%の精度の誤差であることを理論的に示した。さらに、動的バックラッシ発生部位の接触剛性および摺動部の摩擦特性を実験同定した。その結果、IS-DMF はストライベックモデル、AS-LTD はハイパボリックモデルが実験値と良く一致することを明らかにした。最後に、得られた知見をもとに、Modelica 言語を用い 1D シミュレーションモデルを構築した。

第 3 章「モデル基礎検証およびシミュレーション」では、構築した離散化モデルを対象に、駆動系周波数応答および動的バックラッシの非線形振動シミュレーションについて論じた。

まず、構築した AS-LTD 離散化モデルを用いた駆動系周波数応答シミュレーションにより、履歴特性の非線形性が駆動系周波数応答に及ぼす影響を検討した。その結果、振幅依存性に起因する漸軟特性により見かけ共振点が低下し、さらに回転速度依存性に起因する減衰特性変化により見かけ共振点が上昇するという、複数の影響が作用することを明らかにした。続いて、高回転速度・低加振振幅などによりトーショナルダンパのねじり角振幅がきわめて小さい状況では、モデル精度に影響を及ぼす部分稼働現象が発生することを明らかにした。これは、離散化要素の一部が回転速度依存の摩擦力により固着し、稼働する離散化要素数が減少する挙動であり、シミュレーションに用いた離散化モデルのうち最も微細な離散化数 16 においても発生した。したがって、理論的検討した離散化数 6 では、実用上精度不足である可能性が示唆された。さらに、離散化数の増加は、駆動系周波数応答シミュレーションにおいて計算コストを著しく増大させる要因であることを明らかにし、精度・計算コストのトレードオフ課題を提示した。

次に、IS-DMF 離散化モデルを用いた実車駆動系シミュレーションにより、動的バックラッシによる非線形振動について検討した。まず、第 2 章において明らかにした動的バックラッシの発生メカニズムをもとに、実車において発生し得る運転条件を構築した。次に、シミュレ

ション結果の STFT, 分岐図, およびリターンマップによる解析により, 動的バックラッシュに起因する非線形振動はカオスの挙動を示すことを明らかにした. さらに, 特定の相対トルク領域では自然数  $n$  における  $1/n$  次分数調波振動に収れんすること, その収れん条件よりもわずかに小さい相対トルク領域では周期倍分岐が発生すること, 相対トルクが大きくなるにつれ  $n$  数が減少することを明らかにした. 本現象は, いわゆる歯打ち現象に類似する片当たり接触振動に分類されるが, そのメカニズムは接触剛性による跳躍挙動および摺動挙動が複合しており, 履歴特性の形状が 3 段区分線形特性となる複雑な現象であることを明らかにし, カオスの挙動および分数調波振動の発生は, これら二つのメカニズムに起因している可能性が示唆された.

第 4 章「実験検証」では, 構築したモデルおよびシミュレーション結果の実験検証について論じた.

まず, 低慣性ダイナモを用いた台上実験により, AS-LTD による駆動系周波数応答について検討した. その結果, シミュレーション結果は実験結果を概ね精度良く予測できていることを明らかにした. ただし, 第 3 章において明らかにした離散化要素の部分作動挙動が顕著な高回転・低振幅条件においては, 離散化数が小さいほど実験結果との乖離が発生した. さらに, この乖離要因は実稼働ねじり特性の比較より, 稼働する離散化質量数の減少により発生する, ねじり特性上の多角形数の減少であることを明らかにし, モデル精度改善のためには離散化数の増加が必要であるが, 特にアークスプリング端部離散化要素を小さく離散化することが肝要であることを示した.

次に, 第 3 章に述べた動的バックラッシュの運転操作手順に基づく IS-DMF の実車実験により, シミュレーション結果に現れた非線形振動が実際に発生し得るか調査した. その結果, カオスの挙動や分数調波振動が, シミュレーション結果と同様に発生することを明らかにした. さらに, 3 次元リターンマップによる実験結果およびシミュレーション結果の比較より, 非線形振動のメカニズムがモデルと一致していることを示した.

第 5 章「実際問題への応用」では, 駆動系周波数応答を対象とした離散化モデルの実践的な改善, ならびに IS-DMF を対象とした動的バックラッシュに起因する非線形振動の改善について論じた.

まず, AS-LTD に対し, 離散化要素の部分作動挙動を改善するために, 折り返し等差数列を利用した不等ピッチ離散化手法を提案した. その結果, 第 2 章～第 4 章に論じた従来の等ピッチ離散化モデルにおいて精度課題である高回転・低振幅条件に対し, 計算コストをほぼ増加することなく大幅に精度改善できることを示した.

次に, IS-DMF に対し, 動的バックラッシュによる非線形振動の改善手法を提案した. まず, 感度解析により, 接触剛性および接触部に作用する離散化質量要素の摩擦トルク低減が, 動的バックラッシュによる非線形振動の低減に対し寄与が大きいことを明らかにした. 次に, 感度解析結果に基づき接触剛性を低減した IS-DMF を試作した. さらに, その実車実験により, カオスの挙動および分数調波振動が大幅に低減できることを示し, 感度解析より得られた改善手法の有効性を示した.

第 6 章「結論」では、本研究を総括し、各章で得られた知見を要約して示すとともに、今後の研究課題について提示した。

以上の研究成果より、提案した不等ピッチ離散化モデルおよび動的バックラッシによる非線形振動の改善手法には画期的な効果があることを示した。これにより、アークスプリングおよび直列ばねを内蔵する広角トーショナルダンパを用いる駆動系ねじり振動の検討のために有効活用することが可能になったのみならず、動的バックラッシによって引き起こされる非線形振動の改善が可能になった。これらの技術は、車両駆動系の NVH を改善するための設計検討に貢献できる。

## 第 1 章 緒論

### 1.1 研究の背景

急速な地球温暖化の影響を受け、国連気候変動枠組条約第 21 回締約国会議 (COP21) パリ協定において採択された 2050 年の温室効果ガス削減目標に向け、環境政策が増進してきている。なかでも、自動車排出ガスは環境負荷が高く、2018 年度時点では我が国における二酸化炭素 (CO<sub>2</sub>) 総排出量の 15.9 %を占めている<sup>(1)</sup>。そのため、排ガス規制が年々厳しく設定されており、規制をけん引するヨーロッパ連合では、CO<sub>2</sub>排出量を 2030 年までに 2021 年目標比で新車の乗用車 37.5 %、新車の小型商用車 31 % 削減を目標とすることが決定している<sup>(2)</sup>。一方、2018 年時点の平均 CO<sub>2</sub>排出量は、2020/2021 年目標すら達成されていない<sup>(3)</sup>。そこで、自動車メーカ各社は、電気自動車 (BEV: Battery Electric Vehicle)、燃料電池自動車 (FCEV: Fuel Cell Electric Vehicle)、および (プラグイン) ハイブリッド車 (PHEV: Plug-in Hybrid Electric Vehicle) など低燃費車の普及率を増加させることにより、企業平均燃費 (CAFE: Corporate Average Fuel Economy)<sup>(4)(5)</sup> を低減する電動化の方策をとりつつある<sup>(6)</sup>。

一方、電動化や安全快適性の充実などにより、車両制御システムが複雑化してきている。そのため、自動車業界では、開発効率を目指したモデルベース開発手法の推進が重要視されている<sup>(7)</sup>。モデルベース開発では、CAE (Computer Aided Engineering) 技術を活用することにより、実際の車両や部品に代わって、机上検討モデルを用いた試作レスでの車両性能評価や制御システムの改良検討が可能である<sup>(8)</sup>。しかし、正確な車両挙動を見積もるためには、車両を構成するすべての領域において、高精度なシミュレーションモデルが必要不可欠である。

また、電動化をとまなう駆動系には、さまざまな種類が存在する。大別すると、エンジン (内燃機 / ICE: Internal Combustion Engine) を搭載しているか否かで分けられる。自動車販売台数の将来動向予測によると、エンジン搭載車の乗用車販売比率は、2030 年においても欧州では 80%<sup>(9)</sup>、世界全体では 94%<sup>(10)</sup> 程度を占めるとされており、エンジン搭載車が大半を占めるとの見方が強い。したがって、燃費改善のためには、エンジンの効率改善や摩擦の削減、エンジン・変速制御の改善などによる対策が今後も重要といえる。

さらに、昨今の自動運転機能を用いた受動的な運転機会の増加にとまなない、乗員が車両に求める嗜好が変化し、振動・騒音・乗り心地 (以下 ; NVH: Noise, Vibration and Harshness と述べる) など快適性を重視した車両機能がますます重要になってきている。そのため、こもり音やエンジン始動時ショックなど、エンジンおよび駆動系による NVH 性能をさらに向上する必要性が増してきている<sup>(11)</sup>。

また、ハイブリッド車の駆動系においては、ハイブリッドモード切替時の騒音レベル変化が問題となる場合がある。すなわち、エンジンを用いて駆動している状態と、エンジンが停止し電動機のみで (純電気) 駆動している状態とでは、乗員が感じる NVH に大きな相

違が生じる。これは、純粋な電気駆動時においては、エンジンに起因する固体伝搬音や空気伝搬音が発生しないことに起因する。特に、アイドル時や低速走行時など、車両の暗騒音が小さい場合においては、車室内騒音が 10 dB 以上低下する<sup>(12)(13)</sup>。そのため、通常のエンジン搭載車よりも駆動系 NVH が感じられやすくなり、従来に比べさらなる対策が必要となる<sup>(14)</sup>。

### 1.1.1 駆動系 NVH の起振力

駆動系 NVH を引き起こす起振力としては、①エンジンの燃焼運動に起因するエンジントルク変動、②プロペラシャフトやジョイント部のアンバランスや偶力に起因したトルク変動、③ギアのかみ合い伝達誤差に起因するトルク変動がある。特に、①は燃焼による筒内圧変化と、ピストン、コンロッドの往復運動による慣性力によって発生するトルク変動であるが、そのトルク変動の振幅や周波数は、エンジンの排気量や気筒数、回転速度、アクセル開度などの条件によってさまざまであり、直接的な対処が困難である。そのため、伝達系である駆動系にトーションナルダンパ等を最適配置し伝達応答を低減することがほとんどである。しかし、後述のとおり、昨今の環境規制対応にともない、エンジントルク変動が増大する傾向にあるため、ますます対処が困難になってきている。

環境規制に対応するためのエンジンの燃費改善策として効果的な手法は、主に低排気量化（ダウンサイジング）、および運転回転速度の低回転化（ダウンスピーディング）である。たとえば、気筒数を減らしたエンジンは摩擦損失が小さくなり、さらに低回転化によって燃料消費量が低減することが予想される。このようなエンジンにおいては、小型化や低回転化における動力性能の減少を補うために、過給機の搭載により低回転時の出力トルクを増大させる手法が一般に用いられる。その結果、排気量および気筒数を従来の自然吸気エンジンより少なくした場合でも、低回転時の出力トルクを増大させることができる<sup>(15)</sup>。このトルク増大により、トランスミッションのギア比や最終減速比を変更した場合でも、車両性能やドライバビリティを損なうことなく、エンジンをより低回転で作動させることができる<sup>(16)</sup>。しかし、過給機の搭載や気筒数の減少による筒内圧の増大は、出力トルクだけでなく、エンジントルク変動の増大をともなうため、駆動系のねじり振動が増大するという問題がある<sup>(15)</sup>。

さらに、ハイブリッド車の場合、燃費率を高くするために、低負荷走行時において充電負荷を高めることでエンジン負荷をあえて上昇させ、燃費率のより良い領域で運転させるハイブリッド協調制御を導入している<sup>(17)(18)</sup>。そのため、起振力であるエンジントルク変動が通常のエンジン車よりも大きく、アイドル時や低速走行時など暗騒音が低い運転状況における振動やこもり音が、通常のエンジン車よりも大きくなる場合がある。

このように、日進月歩するエンジンの環境規制対応によってエンジントルク変動が増大する傾向にあり、ねじり振動に起因する NVH 性能への要求がますます高くなっている。



### 1.1.2 ねじり振動に起因する主な NVH 現象と対策

エンジントルク変動に起因する駆動系のねじり振動は、多くの NVH 現象を引き起こすことが知られている。その代表的な現象は、駆動系こもり音および歯打ち音である<sup>(19)</sup>。

歯打ち音は、主に MT (Manual Transmission), DCT (Dual Clutch Transmission) などマニュアルトランスミッションに基づいたトランスミッションにおける懸念事項である。一方、駆動系こもり音は、エンジン燃焼周波数である約 30~250 Hz の範囲に励起する、基本的な駆動系ねじり共振モードに起因している。そのため、トルクコンバータを搭載する AT (Automatic Transmission) を含む、ほとんどのトランスミッション構成において発生する懸念がある<sup>(20)</sup>。また、前述の燃費改善策にともなう AT ロックアップ最低回転速度領域の拡大、エンジン制御の低回転化、およびハイブリッド車のエンジン負荷制御などにともない、ねじり振動が増大する低回転領域での運転頻度が高まっている<sup>(21)</sup>。

駆動系こもり音や歯打ち音を低減するためには、駆動系のねじり共振特性を理解し、クラッチダンパ<sup>(22)</sup> やトルクコンバータ・ロックアップダンパ<sup>(23)</sup>、ハイブリッド車用ダンパ<sup>(24)</sup> など、エンジン・トランスミッション間に搭載されるトーショナルダンパにおけるばね剛性を低減し、駆動系のねじり共振点を下げることで、エンジンからトランスミッションへ伝達される起振力を低減する対策が定石である。

さらに、燃費改善策にともなうトルク変動への対応として、アークスプリング（円弧状のコイルスプリング）やコイルスプリングを直列配置した構造（以下、直列ばねと記す）を内蔵するデュアルマスフライホイール (DMF: Dual Mass Flywheel)<sup>(25)(26)(27)</sup> や、同構造を採用する低ねじり剛性ロックアップダンパ<sup>(21)</sup> など、トーショナルダンパの高性能化および構造の複雑化が進んでいる。しかし、その複雑な構造にともなう、ばねの与圧、がた、摩擦などに起因する種々の非線形振動が発生するため、十分留意した開発が必要不可欠である。

また一方で、ダイナミックダンパ<sup>(28)</sup> や、遠心振子式動吸振器 (CPVA: Centrifugal Pendulum Vibration Absorber)<sup>(29)</sup> などの、いわゆる動吸振器が DMF やロックアップダンパに適用されてきており、低回転域からねじり振動を大幅に低減できる技術として注目されている。特に、CPVA は、遠心振子を利用することで所定の回転次数に同調する可変動吸振器である。これは、換言すると、固有振動数がエンジン回転速度（＝燃焼周波数）に比例変化し、広範囲の回転速度域において常に反共振効果を得られる動吸振器である。しかし、その動的挙動、特に、重力影響を受けやすい低回転時や等時性が無視できない大振幅時など、特定の状況における挙動は非線形かつ不安定なため、多くの議論がなされている（たとえば、<sup>(30)(31)(32)</sup>）。また、一般的に動吸振器の最大吸収エネルギーは、主に機械構造的にとりうる最大振幅ならびに付加質量の大きさに依存する。すなわち、主系のねじり振動が大きいくほど、大きく重い動吸振器が必要になる。しかしながら、重量増加は燃費悪化に直結

するため、動吸振器の付加質量は最小限に留める必要がある。したがって、動吸振器の必要吸収エネルギーを最小限とするために、トーショナルダンパの制振性能を可能な限り高めることで、主系のねじり振動を根本的に小さくし、動吸振器は所謂「付け薬」としての利用に留めることが肝要といえる。

以上のように、駆動系 NVH 低減のためには、トーショナルダンパのねじり振動低減性能が肝要であり、さらなる高性能化が求められている。一方、トーショナルダンパの高性能化にともなう構造複雑化により、種々の非線形振動が発生するおそれがあり、現象解明や改善が必要不可欠である。

### 1.1.3 トーショナルダンパの非線形性がエンジン制御に及ぼす影響

トーショナルダンパの高性能化においては、燃費改善策のためのスペース削減や軽量化のため、コンパクト化と制振性能の両立が必要不可欠である。しかし、その実現のために構造の複雑化や非線形性をともなうことはまれではない。

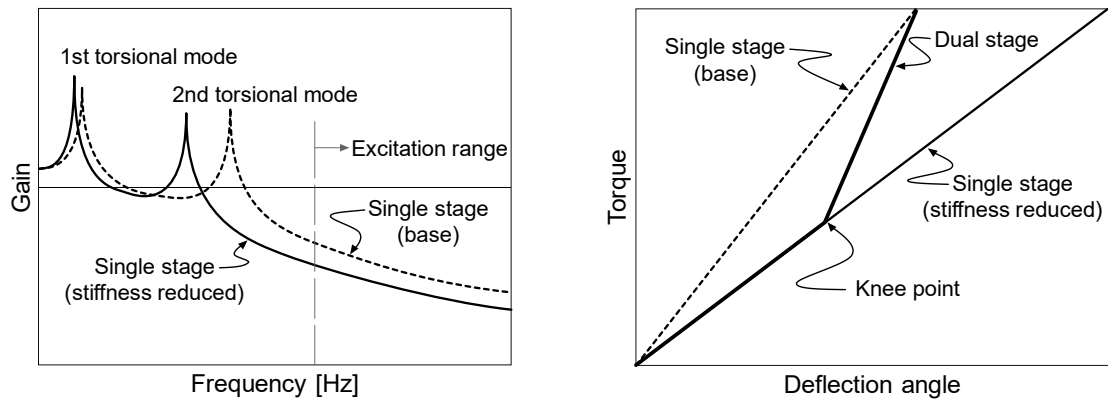
トーショナルダンパの非線形性は、①区分線形特性、②履歴特性の 2 種類に大別される。まず、区分線形特性について説明する。図 1.1 に、6 速 AT の駆動系ねじり振動特性とロックアップダンパの荷重-変位特性（以下；ねじり特性と記す）の関係を示す<sup>(2)</sup>。図 1.1(a) のねじり 2 次共振周波数は、加振周波数帯よりも低い。ここで、加振周波数帯とは、エンジン作動範囲における燃焼周波数である。これは、振動応答を改善するには、トーショナルダンパを従来のねじり剛性（図 1.1(b) “Single stage (Base)”）よりも低剛性化（図 1.1(b) “Single stage(stiffness reduced)”）することで駆動系ねじり 2 次共振周波数を下げ、加振周波数帯におけるすそ野を低振動化することが有効手段であることを示唆している。しかしながら、最大エンジントルク以上に設定されているトーショナルダンパのトルク容量を維持したまま低剛性化するためには、最大ねじり角を拡大する必要がある。これは、トーショナルダンパの大型化につながるため、スペース制約の問題が発生する可能性がある。そのため、ねじり特性に折れ点を設定することで相対トルクの領域によってねじり剛性を切り替える区分線形特性（図 1.1 “Dual stage”；2 段特性ともあらわされる）とし、NVH の要求が厳しい低負荷領域でのねじり剛性のみを低剛性化する手段がとられる場合がある。

一般に、がたに代表される区分線形系は剛性変化点での振動応答において、急激に振幅が変化する跳躍現象や、加振周期に対して自然数倍の周期性を示す分数調波振動、カオスの挙動などの非線形振動が発生することが知られている。その多くの既往研究は往復振動系であるが、ねじり振動系においても同現象が確認されている<sup>(33)(34)(35)(36)</sup>。

また、区分線形特性に起因する分数調波振動の対策としては、折線部の剛性変化率を下げ、適度にヒステリシストルクを大きく設定する手法が有効である<sup>(35)</sup>。しかしながら、剛性変化率を下げるためには、先述のとおりトーショナルダンパの大型化が必要であり、本末転倒である。さらに、ヒステリシストルクを大きくすることは、減衰項を増加させることで

あるため、本来の低振動化と背反する。したがって、区分線形トーショナルダンパを使用する場合、エンジントルク特性、エンジントルク変動特性、運転条件など、種々の使われ方を十分に把握し、さまざまな条件によって駆動系振動応答の評価・解析を行い、ねじり特性を決定する必要がある。

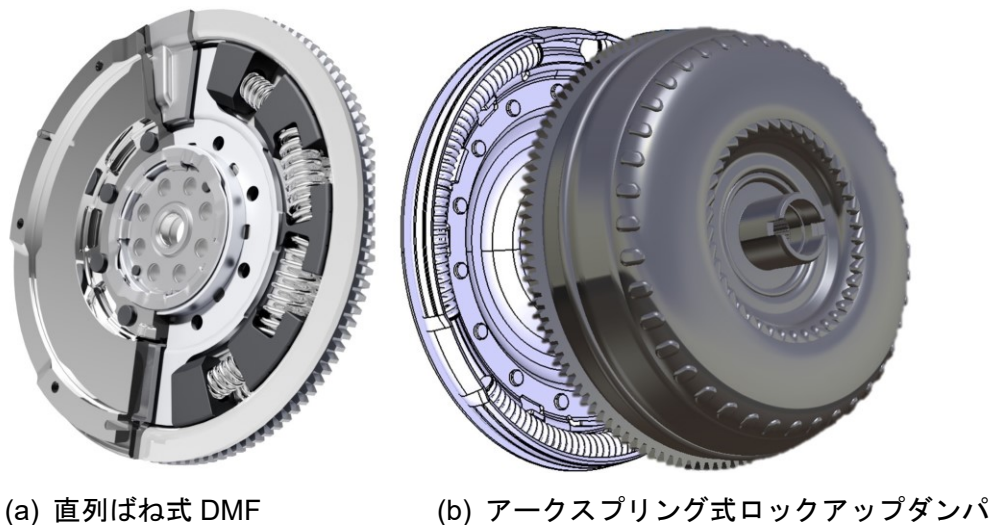
次に、履歴特性について説明する。履歴特性は、トーショナルダンパのねじり特性が履歴性をともなうことであり、トーショナルダンパの相対角に対する撓動抵抗に起因する。これは、トランスミッション歯打ち音などの対策のために摩擦部材などにより意図的に導入されている場合<sup>(22)</sup> と、機構上やむを得ず発生している場合に分けられる。特に、後者は図 1.2 に示すように、弾性体として直列ばねやアークスプリング（円弧状に成型されたコイルスプリング）を内蔵する広角トーショナルダンパにおいて発生し、回転速度依存性および振幅依存性という、複雑な履歴特性を呈することがわかっている<sup>(37)</sup>。したがって、



(a) Drivetrain Vibration Characteristics

(b) Lockup Damper Torsional Characteristics

図 1.1 6速ATの駆動系ねじり振動特性とロックアップダンパねじり特性の関係  
(マツダ技報<sup>(21)</sup>をもとに筆者が作成)



(a) 直列ばね式 DMF

(b) アークスプリング式ロックアップダンパ

図 1.2 広角な弾性体を内蔵するトーショナルダンパ

広角トーショナルダンパを駆動系に搭載すると、アクセル開度にもなうエンジントルク変動の変化によって振幅依存性が引き起こされ、また、加減速などによるエンジン回転速度の変化によって回転速度依存性が引き起こされ、時々刻々と履歴曲線の形状が変化することとなる。そのため、種々の運転条件によって、駆動系共振点や減衰特性が変化するだけでなく、特定の運転条件において非線形振動が発生するおそれがある。

また、トーショナルダンパの非線形性は、エンジン制御における外乱として影響を及ぼす場合がある。たとえば、アイドル時におけるアイドル速度制御<sup>(38)</sup>では、トーショナルダンパの非線形性が制御器における予測不可能な外乱となり、非線形制御システムに起因する分数調波振動やアイドル回転不安定化などの現象を引き起こす場合がある。これは、制御器の比例ゲイン調整によるむだ時間の低減とともに、トーショナルダンパを単純なバックラッシュ要素として考慮すると改善効果が見込めることが報告されている<sup>(39)</sup>。

さらに、バックラッシュに代表される駆動系の非線形性は、走行時の駆動力制御にとっても外乱となりうる。そのため、駆動系の一次元モデルを制御システムに内蔵し、バックラッシュ量やねじり角など駆動系における状態量をフィードバックすることで、応答性と低振動化の両立を図る手法が提案されている<sup>(40)</sup>。特に、自動運転システムにおける駆動力制御の設計においては、これらのさらなる研究が重要視されている<sup>(41)</sup>。

しかし、走行時の駆動力制御システムに導入される一次元モデルにおいては、トーショナルダンパは簡略化された線形モデルとして扱われることが多い<sup>(39)</sup>。ここで、トーショナルダンパが高い非線形性をもつ場合、単一の線形モデルだけではすべての運転範囲に対応することができないため、概略線形挙動を示す微小トルク範囲に応じた局所的線形モデルが用いられる<sup>(42)</sup>。ただし、この線形モデルを用いる場合、パラメータ学習のためのデータセットが必須である。したがって、開発初期段階においてトーショナルダンパの実験が不可能な場合、履歴特性を高精度に再現可能なトーショナルダンパのモデルが必要である。

以上のように、駆動系ねじり振動の起振力であるエンジントルク変動の増大にともない、アークスプリングや直列ばねのような弾性体を内蔵する広角トーショナルダンパの採用によって駆動系ねじり共振周波数を低周波数化する対策が進んでいる。しかし、このような広角トーショナルダンパは振幅依存性や回転速度依存性を兼ねる複雑な履歴特性をもつため、シミュレーションモデル（以下；モデルと記す）を用いた机上検討によって、設計段階での事前検討が肝要である。そこで、本研究は、アークスプリングおよび直列ばねを内蔵する広角トーショナルダンパがもつ履歴特性に対し、十分な調査研究に及んでいない駆動系ねじり振動現象の解明および改善、そしてこれらの非線形振動を再現可能な高精度なトーショナルダンパのモデル開発をテーマとする。

## 1.2 既往の研究と本論文の目的

広角トーショナルダンパの荷重一変位曲線が履歴特性を呈する現象は、解析的な表現が容易な線形系と比べて取り扱いが難しいが、さまざまな工夫によって、その実験によるメカニズム解明やモデルの構築が試みられてきた。

ここでは、これまでに行われた広角トーショナルダンパのモデル化に関連する研究の内容として、これらのなかから、アークスプリングおよび直列ばね式の DMF やロックアップダンパにおける履歴特性を再現できるモデルの構築について議論した研究を取り上げ、モデルを用いて検討した内容を整理する。さらに、前者については、トーショナルダンパの弾性体としてアークスプリングを対象にしたものと、直列ばねを対象にしたものに分類し、その概要を述べる。

### 1.2.1 アークスプリングの履歴特性モデルに関する研究

アークスプリングについては、すでに多くの研究者によって精力的に研究されている。その初期の研究のなかで Schnurr<sup>(37)</sup> はアークスプリング式 DMF の動の実験を試み、その履歴曲線が回転速度依存性、振幅依存性をもつことを明らかにし、アークスプリングの外周接触面に生じるたわみ荷重反力の法線成分と、遠心力による法線反力の複合影響によって摩擦履歴曲線が決定されると述べている。

その後 Albers<sup>(43)</sup> が、Schnurr の示したメカニズムをもとに、アークスプリングを任意数の集中質点および線形ばねとして等分割し、接触要素を含む多自由度系として定義するという、離散化手法によるモデルを提案した。またその解析結果より、エンジン回転速度が増加し、ねじり角振幅が減少すると、コイルが部分的に非活性化されることによって等価剛性が増加し、一方で摩擦減衰力は減少することを明らかにした。

また、Albers ら<sup>(44)</sup> によって、提案モデルによる履歴特性が実測特性とよく一致していることを検証し、モデルの有効性が示された。その際、彼らは、離散化の数として 6 の線形ばね（以降、線形ばねの数を離散化数として述べる）、5 の集中質点に分割すれば十分であると主張した。さらに、高回転時や高圧縮状態などアークスプリング法線応力による摩擦トルクが加振トルクよりも大きくなる時、トーショナルダンパは事実上ばねとしての機能を失い、バックラッシュのような挙動として振舞うこと、そして、バックラッシュ量はアークスプリングの圧縮度、すなわち過去の作動履歴によって変化すると述べている。なお、このバックラッシュ挙動は、のちに Kelly ら<sup>(27)</sup> によって（幾何学的な）動的バックラッシュと名付けられている。Albers らの成果では詳細な理論式やパラメータの多くは明示されていないが、これまで 2 自由度の履歴モデルに限られていたトーショナルダンパの解析モデルを多自由度系に拡張した先駆的かつ有益な内容であり、広角トーショナルダンパの複雑な

履歴特性をモデル化するためのアイデアを示すとともに、その後の研究の展望を開いた。

Schaper ら<sup>(45)</sup> は、Albers らの DMF 離散化モデルを応用し、摩擦力に Karnopp モデルを導入した。提案モデルは Matlab/Simulink 上に実装され、モデルの履歴特性を実験によって検証した。彼らは、安定した数値積分のためには、0.1 ms 程度のステップ時間が必要と述べている。また、線形化の方法についても検討しているが、高回転になるほど DMF のねじり特性に生じる infinite stiffness (Albers らの指摘した動的バックラッシュ挙動) の影響により線形化が困難であると述べている。

Li ら<sup>(46)</sup> は、これまで DMF への適用にとどまっていたアークスプリングの離散化モデルをアークスプリング式ロックアップダンパのモデル化に応用し、従来の一定ねじり剛性・一定摩擦力を用いた単純モデルとの比較を V6 エンジン・前輪駆動の駆動系において検証した。彼らは摩擦力のモデルについて詳細を公表していないが、離散化数は 6 以上とすることを推奨している。

Mall ら<sup>(47)</sup> は、アークスプリング式 DMF 離散化モデルをトーショナルダンパの自動設計ツールに応用した。3000 r/min 以下の解析範囲内において離散化数は 5 を用いたとしており、それ以上の離散化数は計算精度に影響せず、計算コストに大きな悪影響を与えると述べている。なお、摩擦力は LuGre モデルを使用している。

一方、Walter ら<sup>(42)</sup> は、アークスプリング DMF の履歴特性を線形化し、数理的手法に基づく状態空間モデルを確立した。これは、アークスプリングの定常振動応答における履歴特性を局所的線形系とみなし、微小な初期条件偏差ごとに線形パラメータを切り替えるという方法を用いたモデルである。パラメータの引数は、履歴特性の変化に関連しているエンジン回転速度および印加トルクが用いられている。彼らは、提案モデルにより、DMF の反発トルクによる影響を考慮したエンジントルクを、リアルタイムかつ正確に推定できるため、高度なエンジン制御に応用できると述べている。

Chen ら<sup>(48)</sup> は、アークスプリング DMF における回転速度依存のねじり剛性を 2 次関数として近似し、粘性減衰要素として Bouc-Wen モデルを用いる 2 自由度の数理モデルを提案した。モデルは実測の履歴特性と比較され、良い一致を示したと述べている。

Long ら<sup>(49)</sup> は、線形フィッティング法および等価エネルギー法を用いて、アークスプリングの履歴特性と等価な線形モデルを構築し、等価剛性および位相角が実験結果の履歴特性と良い一致を示すことを述べている。なお、モデルのパラメータ同定のために、離散化モデルによるシミュレーションデータを用いている。

また、Mahl ら<sup>(50)</sup> は、アークスプリングを単一の集中質点とし、その両端に剛性と自由長の異なる複数の線形ばねを連結するという、これまででないモデルを提案している。これは、離散化手法の変形系ともいえるが、離散化質量が一つであるにもかかわらず、線形ばねが多数含まれており、それらの剛性パラメータには数理的な関数が含まれる。そのた

め、いわば離散化手法・数理的手法を同時活用したハイブリッドモデルともいえる。彼らは、アークスプリングのダイナミクスがトーショナルダンパ前後の慣性モーメントに比べてはるかに速いことに着目し、純定常状態近似を導入することで、計算精度を犠牲にすることなく計算ステップ時間を 7.5 ms まで増加させられたと述べている。提案モデルにより、ねじり特性、ステップ応答時の過渡応答特性、エンジン始動時および発進時のトランスミッション入力軸トルクを精度よく予測できたと主張している。なお、エンジントルク変動に起因するねじり振動には着目せず、トランスミッション入力軸トルクをトルクセンサの導入なしに高精度かつ高速に推定することを主な論点としている。

アークスプリングの履歴特性に関する研究をまとめると、次のようになる。

- 1) モデル化手法は、トーショナルダンパの機械的・物理的な挙動に着目し、いわば直接モデル化する離散化モデルと、履歴特性の回転速度依存性・振幅依存性・印加トルク依存性などをパラメトリックに同定し、近似関数として定義する数理モデルに大別される。
- 2) 離散化モデルは、アークスプリングを摩擦がともなう集中質点、線形ばねとして任意数に等分割・連結し多自由度系として定義する手法である<sup>(43)(44)(45)(46)(47)</sup>。これは、設計形状および物理パラメータが直接モデルパラメータとして導入可能な点において優れている。すなわち、駆動系のねじり振動を低減できるようにそれらの形状や物理パラメータを最適化することで、トーショナルダンパの機能設計も同時に完了することが可能になる。これは、特に実験が行えない設計初期段階において有効である。しかし、その反面、一般的に数理モデルと比較すると計算コストが高いという欠点がある。
- 3) 数理モデルは、トーショナルダンパの反発トルクと相対変位および回転速度の関係を、関数としてあらわす手法である<sup>(42)(48)(49)</sup>。これらの多くは線形二自由度系として定義されているため、計算コストが低い点において優れている。そのため、エンジン制御と組み合わせるような応用を考えた研究が多い。しかし、関数のパラメータを実験データに基づいて同定する必要があるため、異なる設計のトーショナルダンパにパラメータを変換することが困難であるという問題がある。また、モデルの精度や計算可能範囲が実験条件や同定精度に依存するため、想定範囲外の入力条件に対するモデルの妥当性が問題になることがある。

### 1.2.2 直列ばねの履歴特性モデル化に関する研究

駆動系におけるトーショナルダンパに関して、戦前から直近までの自動車技術系、機械系の国内・海外のジャーナル誌に掲載されたすべての論文を対象にして、広角トーショナルダンパにおける履歴特性のモデル化に言及しているものをピックアップした。該当する

論文は 24 グループ (33 編) であったが、そのほとんどはアークスプリングに関するものであり、直列ばねのモデル化に言及している論文は 1 グループ (2 編) と、きわめて少なかった。

直列ばねを式 DMF のモデル化が、清水ら<sup>(51)(52)</sup> によって提案されている。彼らのモデルでは、ばねを連結するスプリングシートを集中質点とみなし、それらに摩擦力を定義している。そして、個々のスプリングシートを実際のばねと同数のばね要素で連結し、MSC.Adams を用いてモデルを構築している。彼らはモデルパラメータや摩擦モデルの詳細を公表していないが、提案モデルのねじり特性が実験との良い一致を示し、加減速時の低周波振動応答が精度よく再現されたと述べている。なお、提案モデルの手法は、複数のばねと摩擦をともなう集中質点を多自由度に連結するものであり、それぞれの力学パラメータを実際の物性とする点においてアークスプリングの離散化モデルと等しい。したがって、彼らの提案モデルは離散化モデルの一種と考えられる。

### 1.2.3 本論文の目的

本研究は、アークスプリングおよび直列ばねを内蔵する広角トーショナルダンパがもつ履歴特性に対し、十分な調査研究に及んでいない駆動系ねじり振動現象の解明および改善、そしてこれらの非線形振動を再現可能な高精度なトーショナルダンパのモデル開発をテーマとする。これを既往の研究と比較し、本論文の具体的な目的をまとめると、以下のようになる。

- 1) アークスプリングや直列ばねを内蔵する広角トーショナルダンパは、ばね構成部が外周接触部にもたらす法線力による摩擦力に起因する回転速度依存性、振幅依存性を有しており、これによりねじり特性における履歴特性が生じる。しかし、構造の異なる広角トーショナルダンパを包括的に研究した例がない。そこで、本論文では、アークスプリングおよび直列ばねの双方を研究対象として取り上げ、それぞれの基礎実験によるメカニズム同定によって共通項を明らかにする。
- 2) 既往研究において対象とされている広角トーショナルダンパは DMF が多数を占め、ロックアップダンパのモデル化について研究した例はわずか 1 編<sup>(46)</sup> のみである。また、アークスプリング式 DMF の研究がほとんどであり、直列ばね式 DMF の研究は 1 編のみである。そこで、本論文では、アークスプリングを用いるロックアップダンパ (以下 ; AS-LTD: Arc Spring type Long-Travel lock-up Damper と記す) および直列ばねを用いる DMF (以下 ; IS-DMF: In-Series spring unit type Dual Mass Flywheel と記す) を研究対象とする。
- 3) 既往研究におけるモデル化の手法は、研究目的によって異なる傾向にある。エンジン燃焼周波数範囲におけるねじり振動解析を主目的とする場合、離散化モデルを用いた



研究が大半を占める。これに対し、エンジン制御のための駆動系トルク推定を主目的とする場合においては、数理モデルを用いた研究が多い。本論文では、前者のねじり振動解析を取り扱うため、離散化モデルを用いることとし、数理モデルについては言及しない。

- 4) 離散化モデルは、離散化数を適切に設定すれば、十分な解析精度が見込めるため、非線形性を内包するねじり振動の解析に用いる研究が多い。また、アークスプリングの場合、離散化数を 6 程度とする研究が多数みられる<sup>(44)(45)(46)(47)</sup>。しかし、その根拠について述べた研究や、解析精度と計算コストの関係を明確に示した研究はない。最適な離散化数は、アークスプリングの有効長によって異なり、有効長が長ければ長いほど、同じ解析精度を維持するために多くの離散化が必要になる可能性がある。そこで、本論文では、アークスプリングの最適な離散化数について、コイルの巻き数および有効長との関係性を明らかにするとともに、より実践的な離散化手法を検討する。
- 5) 既往研究におけるモデルの精度検証は、ねじり特性における履歴特性の比較や特定の条件における等価剛性・等価粘性減衰係数を実験検証したものがほとんどである。駆動系において検討した研究は、エンジン制御のためにエンジントルク変動を考慮せず平均トルクを推定するもの<sup>(45)</sup>、あるいはシミュレーションのみにとどまり実験検証に言及しないもの<sup>(46)(47)</sup> がほとんどであり、エンジントルク変動入力によるねじり振動応答について実験検証した例がない。さらに、本来重要視されるべき駆動系ねじり振動系（以下、駆動系と記す）の周波数応答について、トーショナルダンパの履歴特性との関係性を明らかにした例が少ない。そこで、本研究では、AS-LTD による駆動系周波数応答のシミュレーションをおこない、周波数応答および履歴特性の関係性を明らかにするとともに、実験によるモデル検証により、上記 4) の最適な離散化数およびモデル精度について考察する。
- 6) 離散化モデルに用いられる摩擦モデルは、Karnopp モデル、LuGre モデルなど、いくつかの異なるモデルが用いられる<sup>(45)(47)</sup>。摩擦力の大きさは、主に印加トルク、エンジン回転速度に依存するため、それらを変数とした関数として与えられる。しかし、これらの研究はすべてアークスプリング式 DMF のモデル化に関するものであり、IS-DMF のモデル化における摩擦モデルを検討した例がない。さらに、摩擦特性の実測結果に基づいて摩擦モデルの選定やパラメータ同定を行った研究例は少ない。そこで、本論文では、AS-LTD および IS-DMF における摩擦特性の実測に基づいて摩擦モデルを選定し、パラメータを同定する。
- 7) 高回転時や印加トルクが高いなどの特定の状況において、トーショナルダンパの内部に動的バックラッシュが発生する可能性が指摘されている<sup>(44)(45)</sup>。しかし、それによって引き起こされる非線形振動や、車両駆動系における発生条件について研究された例が

ない。また、IS-DMF に関しては、動的バックラッシュが発生するかどうかを研究した例がない。そこで、本論文では、IS-DMF のモデル化および実験により、動的バックラッシュの発生メカニズムについて検討し、それに起因する非線形振動の発生条件や対策方法を明らかにする。なお、研究対象の現象と、ねじり特性の区分線形性による現象とを分離するため、取り上げる広角トーショナルダンパにおいて区分線形性のない領域を用い検討することとする。

すなわち、本論文では、広角トーショナルダンパの内包する回転速度依存性、印加トルク依存性をもつ履歴特性にともなう駆動系周波数応答の検討および動的バックラッシュによって引き起こされる非線形振動の検討によって、車両駆動系の NVH を改善するための技術を確立する。そのために、これらを検討するためのモデルを開発し、実験・シミュレーションの両側面から現象を解明する。さらに、実際の開発現場に貢献するため、AS-LTD 離散化モデルにおける駆動系周波数応答に対する解析精度と計算コストの関係を明らかにし、コストパフォーマンスの高い離散化手法を提案するとともに、本論文で明らかになる IS-DMF の動的バックラッシュによって発生する非線形振動の改善手法を提案し、その効果を実験検証によって示す。

### 1.3 本論文の構成

本論文は、緒論、本編 4 章、および結論の全 6 章で構成されている。

第 1 章「緒論」では、本研究の背景と目的を示すとともに、本研究に関連する既往の研究についてまとめた。すなわち、エンジンが搭載される乗用車の NVH に関する状況、特に、車両駆動系におけるねじり振動の低振動化のためのトーショナルダンパの重要性について示した。さらに、広角トーショナルダンパに内在する動的バックラッシによる非線形振動や、回転速度依存性および振幅依存性をもつ履歴特性によってもたらされる駆動系の伝達性能などに未解明な領域があることを指摘した。そして、これらの現象に関連する解析モデルを開発し、実験・シミュレーションの両側面から現象解明を行い、非線形振動の改善方法を検討するとともに、モデル精度および解析コストを両立するモデル化手法を検討するという本研究の目的を述べた。

第 2 章「実験的基礎調査およびモデル構築」では、動的バックラッシの実験に基づくメカニズム同定および、それらを再現可能な広角トーショナルダンパ離散化モデルの構築について論じる。まず、IS-DMF および AS-LTD の回転時ねじり特性を計測し、それぞれのトーショナルダンパにおける履歴特性から動的バックラッシの発生を明らかにするとともに、IS-DMF の可視化実験により、動的バックラッシの発生状況およびそのメカニズムを明らかにする。次に、実験より得られた知見をもとに、それぞれのトーショナルダンパにおける履歴特性を再現可能な離散化モデルの理論を構築する。続いて、構築した理論を解析するための 1 次元シミュレーションモデルを開発する。さらに、アークスプリングのコイル巻き数および有効長の関係より、最適な離散化数を明らかにする。また、モデルに導入する摩擦特性モデルは、実測に基づいた摩擦モデルを選定し、それらの実験パラメータを同定する。

第 3 章「モデル基礎検証およびシミュレーション」では、第 2 章において構築した AS-LTD 離散化モデルを用いた駆動系周波数応答シミュレーションによる離散化数の影響検討、ならびに IS-DMF 離散化モデルを用いた車両駆動系シミュレーションによる動的バックラッシの非線形振動の検討について論じる。まず、異なる離散化数の AS-LTD 離散化モデルを用いた駆動系周波数応答シミュレーションの検討により、離散化数が履歴特性および駆動系周波数応答に及ぼす影響を明らかにする。次に、動的バックラッシ挙動を発生し得る実車の運転条件を定義し、IS-DMF 離散化モデルを用いた実車駆動系シミュレーションによって、動的バックラッシによる非線形振動の発生状況および振動特性を明らかにする。

第 4 章「実験検証」では、第 3 章において取得した駆動系周波数応答および動的バックラッシュによる非線形振動のシミュレーション結果に対比した実験による、構築した離散化モデルの検証について論じる。まず、AS-LTD の異なる離散化数による解析結果と比較し、解析精度を考察するとともに、解析精度に寄与しているモデル上の要点を明らかにする。次に、第 3 章において定義した車両運転条件により、IS-DMF の動的バックラッシュによる非線形振動（分数調波振動およびカオスの挙動）を実車実験によって検証する。

第 5 章「実際問題への応用」では、実際の開発現場に貢献するための応用研究について論じる。まず、離散化モデルについて、第 4 章において明らかにした「ばね端部を細かく離散化することが肝要である」点を応用し、計算コストを増大することなく解析精度を改善できる不等ピッチ離散モデルを提案し、その効果を検証する。次に、動的バックラッシュによって引き起こされる非線形振動を低減するために、感度解析を用いた改善手法を検討し、実車実験によりその効果を検証する。

第 6 章では、第 2 章から第 5 章において論じた離散化モデル、不等ピッチ離散化手法、離散化モデルにおける精度、および動的バックラッシュによって引き起こされる非線形振動について、その結果の要旨をまとめる。

本論文において、回転数：rpm，角度： $^{\circ}$  において非 SI 単位を用いる。その他の物理量については特に指定をおこなわない場合、国際単位系(SI)を用いる。また、「相対トルク」は特に指定をおこなわない場合、トーショナルダンパにねじり角を発生させるトルクを指し、その大きさはトーショナルダンパの上流側（エンジンなど）に発生するトルクがトーショナルダンパの下流側（トランスミッションなど）に発生するトルクよりも大きい場合を正の値として示す。



## 第 2 章 基礎実験およびモデル構築

### 2.1 緒言

エンジントルク変動に起因する駆動系のねじり振動は、駆動系こもり音や歯打ち音など、多くの NVH 現象を引き起こす<sup>(19)</sup>。また、燃費改善策にともなう AT ロックアップ最低回転速度領域の拡大<sup>(21)</sup>、エンジン制御の低回転化<sup>(16)</sup>、ハイブリッド車のエンジン負荷制御<sup>(17)(18)</sup> などにともない、ねじり振動が増大しており、その対策が喫緊の課題である。これらの対策には、アークスプリング<sup>(21)(25)(26)(27)</sup> や直列ばね<sup>(51)</sup> のような弾性体を内蔵する広角トーショナルダンパによる駆動系ねじり剛性の低減が有効である。しかし、これらは弾性体構成部がもたらす摩擦力に起因する回転速度依存性や振幅依存性を有しており、複雑な非線形履歴特性を内包している<sup>(37)</sup>。そのため、運転条件によってねじり剛性や減衰項が変化し、対策効果の見積りが難しいという課題がある。また、アークスプリング式 DMF において、特定の作動履歴によって、その内部に動的バックラッシュが発生する可能性が指摘されている<sup>(27)</sup>。しかし、直列ばねを内蔵するトーショナルダンパにおいても動的バックラッシュが発生するかどうか、またそれらが駆動系にどのような振動騒音現象を引き起こすのか明らかになっていない。さらに、近年のモデルベース開発手法による開発コスト低減および開発期間短縮のために、車両の開発初期段階において駆動系の振動現象動を把握し、これら種々の非線形性による振動騒音問題を未然に防ぐ必要がある。そのためには、シミュレーションモデルによる最適化に裏付けられた設計や車両適合が必要不可欠である。

広角トーショナルダンパの履歴特性における非線形性を考慮したモデル化にあたっては、一般的に離散化モデルが用いられる。直列ばねを用いるトーショナルダンパは、離散化数が明白である。摺動部とばねが別の構成部品であるため、離散化数（本研究では、ばねの定義数を指す）を実際のばね数と同一とすればよい。離散化ばねの剛性は実際のばね剛性そのものであり、摺動部であるばね連結部材（スプリングシート）は集中質点として考慮する。スプリングシートには、エンジン側との摺動を考慮するための摩擦モデルを導入する。一方、アークスプリングにおいては、摺動部がばね自身であり、剛性要素と質量要素に分割する必要がある。一般的に、離散化数を 6 程度として、アークスプリング全体の剛性を離散化数で分割した線形ばねとし、それらをアークスプリングの質量を離散化数で分割した集中質点で連結することが適切とされている。しかし、離散化数の最適値や摩擦モデルの選定根拠について述べた研究や、解析精度と計算コストの関係を明確に示した例がない。特に、アークスプリングにおける最適な離散化数は、ばねの有効長によって異なり、有効長が長ければ長いほど、同じ解析精度を維持するために多くの離散化が必要になる可能性がある。また、摩擦モデルについては、摺動部の材質や潤滑設定によって適するモデルが変化する可能性がある。アークスプリングの場合、ばね材および摺動部は互いに金属である場合が多いのに対し、直列ばねの場合は、ばねを連結している摺動部材が樹脂を基

材とする複合材である場合が多く、それらの摩擦特性が異なる可能性がある。また、既往の研究においては、アークスプリング式 DMF の研究がほとんどであり、AS-LTD および IS-DMF の研究例がきわめて少ない。

そこで、本章では、IS-DMF および AS-LTD を対象とし、履歴特性を表現可能な離散化モデルの開発について論じる。まず、IS-DMF および AS-LTD の概要を示す。次に、それらの回転時ねじり特性を計測し、動的バックラッシの発生状況を把握する。また、IS-DMF の可視化実験により、動的バックラッシの発生個所およびそのメカニズムを明らかにする。さらに、離散化モデルの理論を構築し、IS-DMF および AS-LTD におけるパラメータの導入方法を示す。続いて、離散化数と解析精度の関係について理論的に検討する。さらに、Modelica 言語を用いた 1D モデリングによるシミュレーションモデルを開発する。最後に、動的バックラッシおよび摩擦特性のパラメータについて実験同定を行い、構築したシミュレーションモデルに導入する。

## 2.2 広角トーショナルダンパの構造および作動原理

### 2.2.1 IS-DMF (直列ばね式 DMF)

本研究に用いる IS-DMF の構造を図 2.1 に示す。IS-DMF はエンジンのクランクシャフトに締結されるプライマリフライホイール (慣性モーメント) , トランスミッション側に接続されるセカンダリフライホイール, およびそれらを接続する弾性体に分けられる。ダンパーフライホイール (DFW) はプライマリフライホイールと一体回転する弾性体の駆動部品であり, ドリヴンプレート (DP) はセカンダリフライホイールと一体回転する弾性体の被駆動部品である。DFW および DP は, 軸受けによって同一軸周りを相対回転できるようになっている。DFW 内部の弾性体 (スプリングユニット) は, 四つのトーションスプリング ( $TSP_1 \sim TSP_4$ ) と, それらをつなぐスプリングシート ( $SPS_1 \sim SPS_5$ ) によって直列に構成されている。なお, DFW 内にはグリースが充填されており, SPS は樹脂を基材とする複合材である。本研究に用いる IS-DMF では, スプリングユニットが点対称に 2 セット内蔵されている。すべての SPS は, DFW の内周面に対し法線方向に接触している。スプリングユニット両端の  $SPS_1$  および  $SPS_5$  は, それぞれが DFW および DP に対し接線方向に接触し, その結果スプリングユニット全体の自由長 (角度) が決定されている。

IS-DMF の作動原理を図 2.2 示す。作動原理を簡単にあらわすため, トルクの接線方向を並進方向に, 法線方向を上下方向に変換した等価並進系として図示している。IS-DMF は, 正負双方向においてコイルスプリングを圧縮する構造となっている。いま, IS-DMF に相対トルクが加わっていない状態 (図 2.2(b)) から, DP を固定し DFW にトルクを与えるなどによって IS-DMF に相対トルクを加えたとすると, DFW は DP に対し反時計回りに相対的に回転する。すると,  $SPS_5$  は DFW に,  $SPS_1$  は DP による相対トルクを受け, TSP を押し込むことでユニット全体が圧縮方向にたわむ (図 2.2(a))。このとき,  $SPS_1 \sim SPS_4$  は DFW に対しグリースによる潤滑をとめないながら摺動する。また,  $SPS_5$  は DFW と一体となっているため, DFW に対して摺動が発生しない。一方, 負の相対トルクを与えると,  $SPS_1$  および  $SPS_5$  に接触する DFW および DP が入れ替わり, 同様の挙動をなす (図 2.2(c))。SPS の摺動部に発生するクーロン摩擦力の大きさは, 摺動面に加わる遠心力に加え, TSP の法線方向力によって変化する。

なお, IS-DMF には先述のとおり同一のスプリングユニットが点対称に二組配置されているが, それらは並列ばねシステムの関係にある。すなわち, 図 2.2 に示したスプリングユニット一組分の作動原理によって, 全体の挙動をあらわすことができる。そのために, ユニット一組に対し IS-DMF が受ける作用力の 1/2 を入力し, ユニットから出力される反作用力を 2 倍とする。これにより, 入出力の関係が二組分の結果と一致する。本手法は, 2.5 節に示すモデル化において活用し, モデル上に一組分の自由度を構成する。



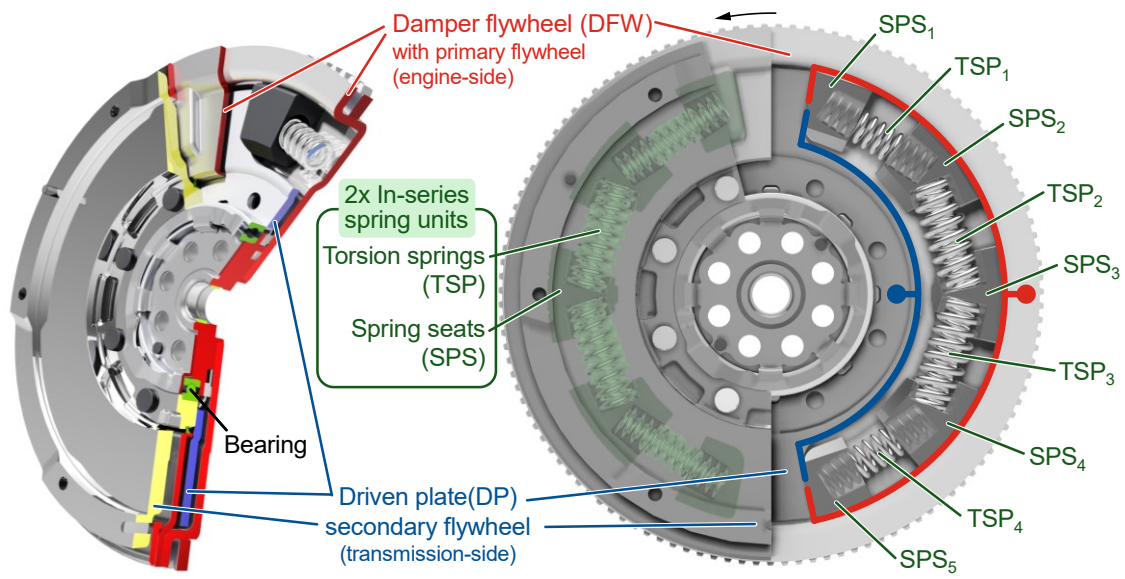


図 2.1 IS-DMF の構造

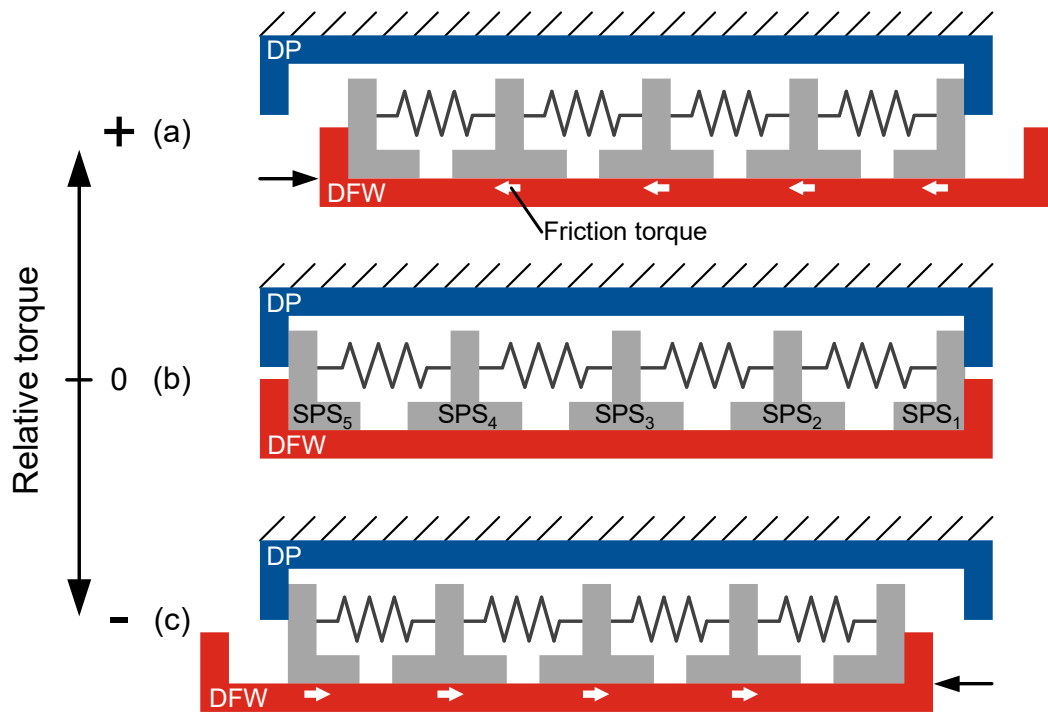


図 2.2 IS-DMF の作動原理 (等価並進系・1ユニット分を表示)

### 2.2.2 AS-LTD (アークスプリング式広角ロックアップダンパ)

本研究に用いる AS-LTD の構造を図 2.3 に示す。AS-LTD はトルクコンバータのロックアップクラッチに内蔵されており、オートマチック作動油 (ATF) に浸されている。弾性体であるアークスプリングは、入力側であるリティニングプレート (以下; RP) および出力側であるドリブンプレート (DP) の間に配置されている。また、アークスプリングの両端部には、スプリングシート (SPS) と呼ばれるキャップ状の成形部品がアークスプリング端部に圧入されており、RP および DP に接触している。ここで、RP および DP の間に相対トルクが加わると、アークスプリングは両部品により圧縮駆動される。その際、アークスプリングの側面は RP の内周側に対し ATF による潤滑をとめないながら摺動する。

AS-LTD の作動原理を図 2.4 に示す。これは、図 2.2 に示した IS-DMF の作動原理と以下の点を除き一致している。

- 1) 直列ばねによるスプリングユニットが、アークスプリングに置換されている
- 2) 摺動部位は IS-DMF では SPS~DFW 間であるのに対し、AS-LTD はアークスプリング-RP 間である。
- 3) DFW と RP は作動原理において同じ機能を果たすが、名称が異なっている。

なお、本研究に用いるアークスプリングは、120 度等分に 3 セットが点対称に配置されている。したがって、IS-DMF と同様の考え方をを用いると、3 並列ばねシステムとして扱うことができる。

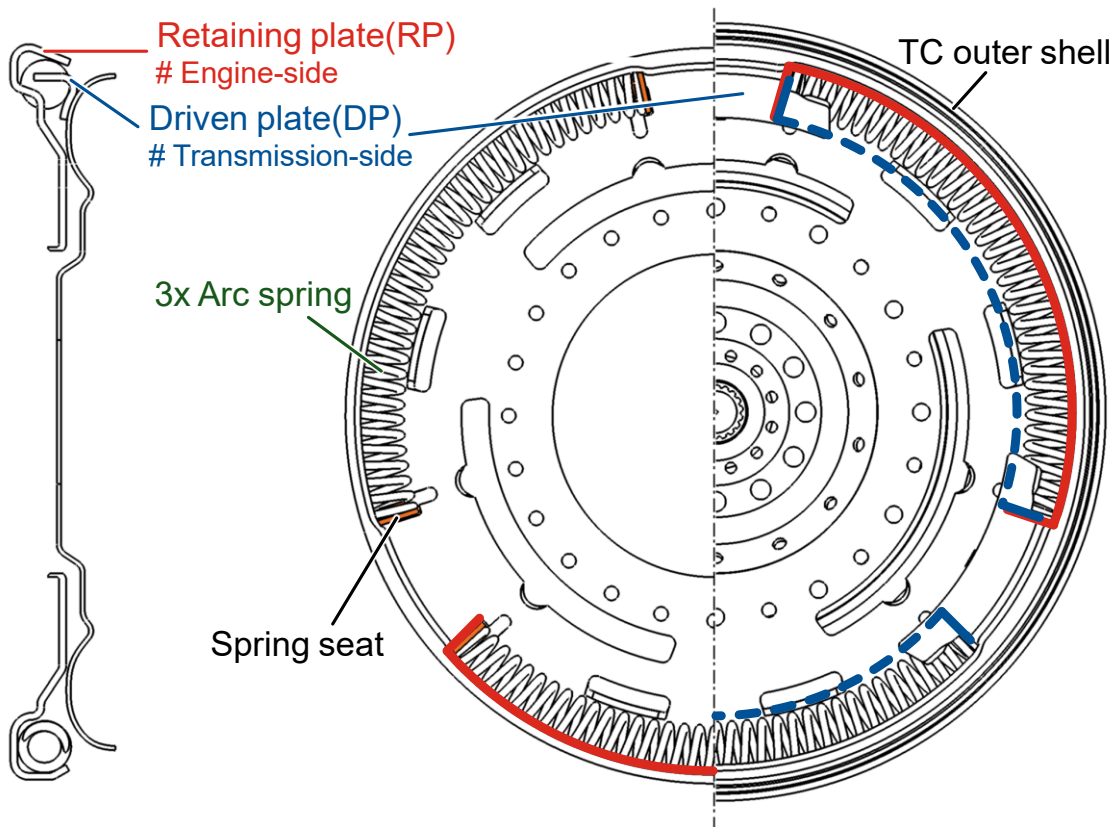


図 2.3 AS-LTD の構造

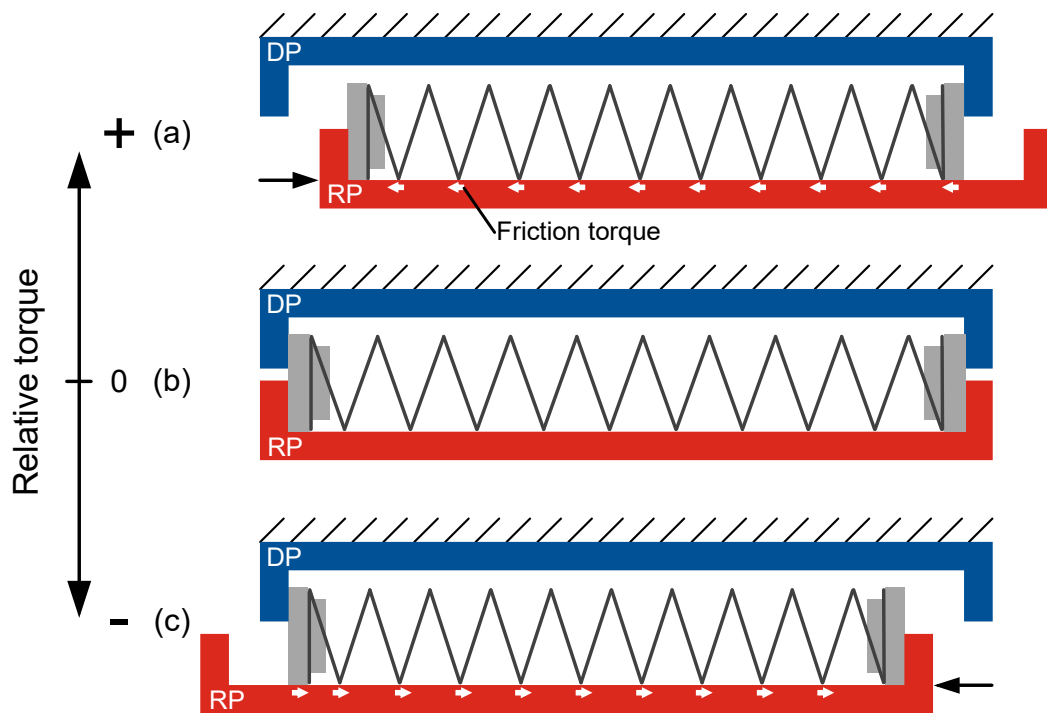


図 2.4 AS-LTD の作動原理（等価並進系・1ユニット分を表示）

### 2.3 モータベンチによる回転時ねじり特性の計測

IS-DMF における動的バックラッシの発生有無を明らかにするために、回転時ねじり特性を計測する。回転時ねじり特性は、一定の平均回転速度において、トーショナルダンパに相対トルクを与えることで取得する静力学上の復元力特性である。なお、本節では、IS-DMF のみならず、AS-LTD についても回転時ねじり特性を取得し、動的バックラッシ計測結果の比較によって共通点や相違点を明らかにするとともに、離散化数がモデル精度に及ぼす影響を検討するための基準データを取得する。ただし、IS-DMF および AS-LTD は同一の計測装置が使用できない。これは、IS-DMF がフライホイール体であり相対ねじり角を直接与えられるのに対し、AS-LTD はトルクコンバータに内蔵されたロックアップダンパであるため、ロックアップクラッチを経由し間接的に相対ねじり角を与える必要があるという機械構造の違いに起因する。AS-LTD の回転時ねじり特性を計測するためには、トルクコンバータの油圧制御をおこないロックアップさせ、トルクコンバータの入出力間に相対トルクを与える必要がある。

#### 2.3.1 計測装置：IS-DMF

IS-DMF の回転時ねじり特性を計測するため、油圧サーボ式回転ねじり試験機を使用した。装置の概要を図 2.5 に示す。セカンダリフライホイールは、クラッチカバー締結部を用いて回転速度を生じるモータに接続されており、プライマリフライホイールはクランクシャフト締結部を用いて相対トルクを生じる油圧サーボ軸に接続されている。IS-DMF の相対ねじり角は、モータおよびサーボ軸の間に搭載されている非接触相対角度検出器を用いて取得し、相対トルクは油圧サーボ軸に搭載されているひずみゲージを用いて取得する。

#### 2.3.2 計測装置：AS-LTD

AS-LTD の回転時ねじり特性を計測するため、トルクコンバータの油圧制御が可能な低慣性ダイナモを使用した。装置の概要を図 2.6 に示す。トルクコンバータの入力側であるフロントカバーを駆動側モータに接続し、出力側であるタービンをトルクコンバータ制御ユニットに接続する。トルクコンバータ制御ユニットから吸収側モータは、トーショナルダンパに比べ十分に高い剛性をもつシャフトとし剛体として扱えるようにした。AS-LTD の相対ねじり角度は、トルクコンバータの前後に位置する駆動側モータとトルクコンバータ制御ユニットそれぞれに内蔵するエンコーダセンサの差分により取得する。また、相対トルクは、トルクコンバータ制御ユニットに内蔵するトルクセンサより取得する。

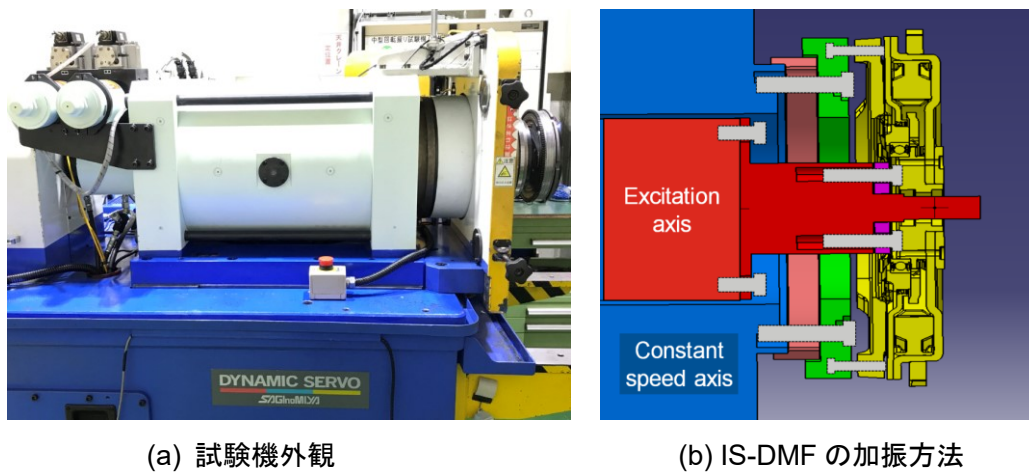


図 2.5 油圧サーボ式回転ねじり試験機による IS-DMF の回転時ねじり特性計測

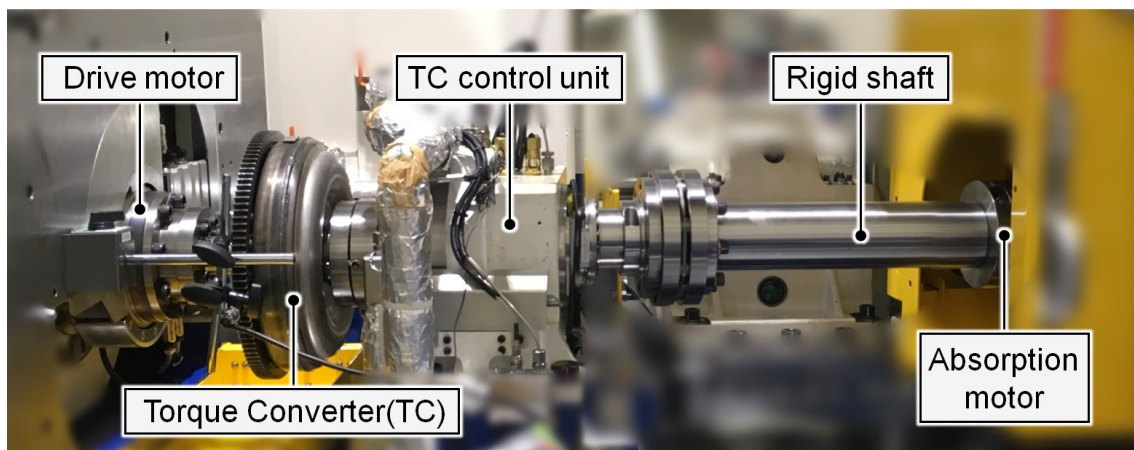


図 2.6 低慣性ダイナモによる AS-LTD の回転時ねじり特性計測

### 2.3.3 動的バックラッシ量の定義

動的バックラッシの発生要件について、Kelly らの記述「遠心力に起因する摩擦により、動的がたおよび与圧トルクが引き起こされる」<sup>(27)</sup> をもとに推定する。まず、動的がたは、高回転時に大きな相対トルクを与え、その後相対トルクを零に戻すときに発生する、いわゆる歯車系の「あそび」挙動であると考えられる。次に、与圧トルクは、動的がたが発生している状況において、先に与えた相対トルクとは逆方向に相対トルクを与えることで急峻なトルクが上昇する状況であると考えられる。これは、いわゆる歯車系の「がた打ち」挙動であると考えられる。また、動的がた量は、相対トルクを零に戻す作動中、相対トルクが零となる時点での、相対ねじり角零点に対するねじり角の残差であると定義できる（図 2.7）。そこで、本節では、異なる回転速度における大振幅の回転時ねじり特性を計測し、動的バックラッシ量の発生状況を明らかにする。

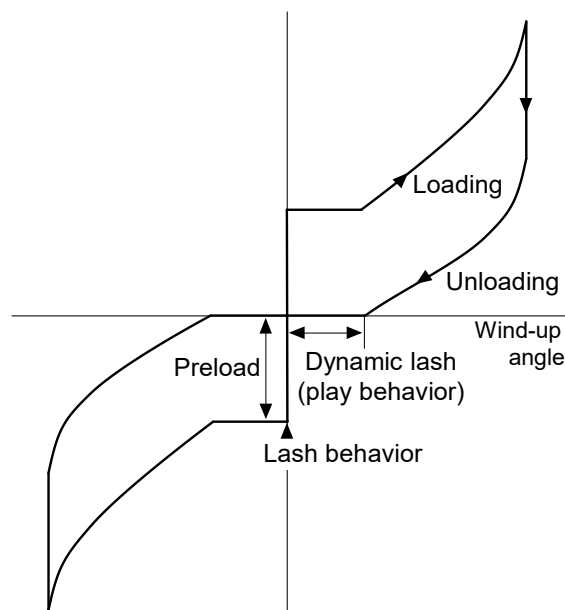


図 2.7 動的バックラッシ量の定義 (Kelly ら<sup>(27)</sup> の図をもとに筆者が作成)

#### 2.3.4 計測条件

IS-DMF においては、回転速度条件を 0, 2000, 4000 rpm, 加振条件を主系固有値よりも十分に低い速度である毎秒  $3^\circ$  として、正負最大ねじり角度までの回転時ねじり特性を取得する。一方、AS-LTD においては、モータ制御およびロックアップ制御装置などの制約により、回転停止時における試験、角度制御および最大ねじり角までの加振が困難であることがわかっている。そこで、回転速度条件を 1000, 2000, 3000 rpm, 加振条件を  $25 \pm 175$  Nm の相対トルク、0.1 Hz 正弦波加振として大振幅の回転時ねじり特性を取得する。続いて、離散化数が計算精度に及ぼす影響を検討するため、1000, 2000 rpm における  $135$  Nm  $\pm 1^\circ$ ,  $135$  Nm  $\pm 5^\circ$  相当のトルク振幅での小振幅ねじり特性を取得する。小振幅ねじり特性において与える  $135$  Nm の平均相対トルクは、エンジン平均トルク+エンジントルク変動によって、駆動系にねじり振動が発生している状況を想定した条件としている。この平均相対トルクは、前述のねじり角制限を考慮して決定した。

#### 2.3.5 計測結果および考察

IS-DMF および AS-LTD のねじり特性計測結果をそれぞれ図 2.8, 図 2.9 に示す。まず、いずれのトーショナルダンパにおいても、回転速度が高いほど履歴特性の往復幅が拡大している。これは、遠心力に依存する摩擦トルクの増大影響を示唆している。次に、トルクが零になる近傍では、相対ねじり角のみが変化している。これは、動的バックラッシの発

生であることを示唆している。さらに、AS-LTD のねじり特性波形は、IS-DMF と比較し滑らかな結果となっている。これは、ATF の潤滑による金属間摩擦と、グリースの潤滑による複合材-金属間摩擦の特性が異なっていることを示唆している。

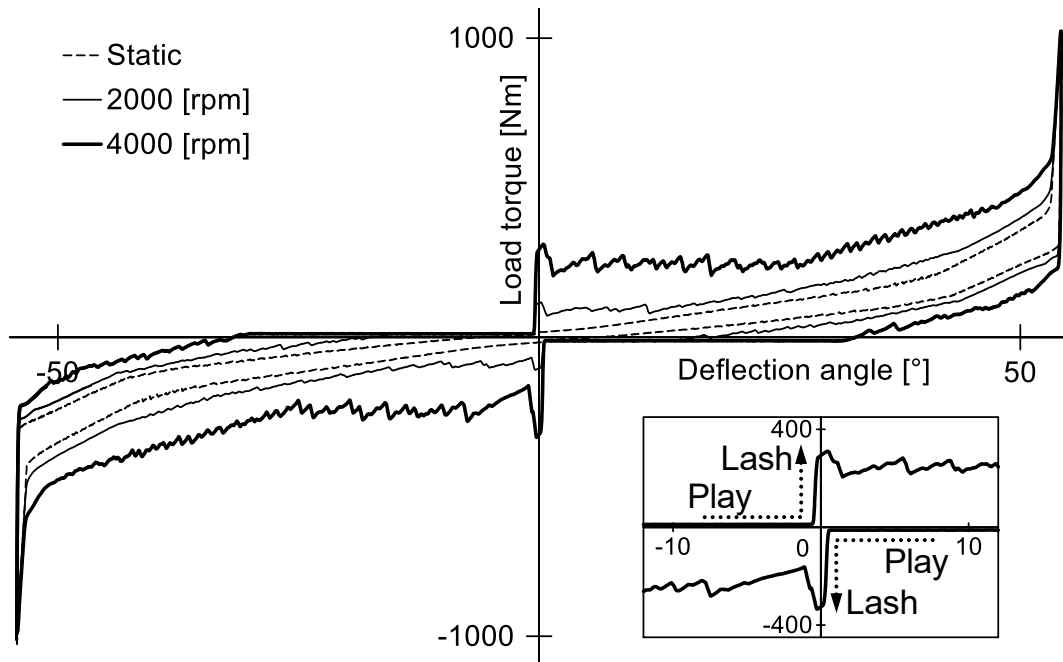


図 2.8 IS-DMF の回転時ねじり特性計測結果

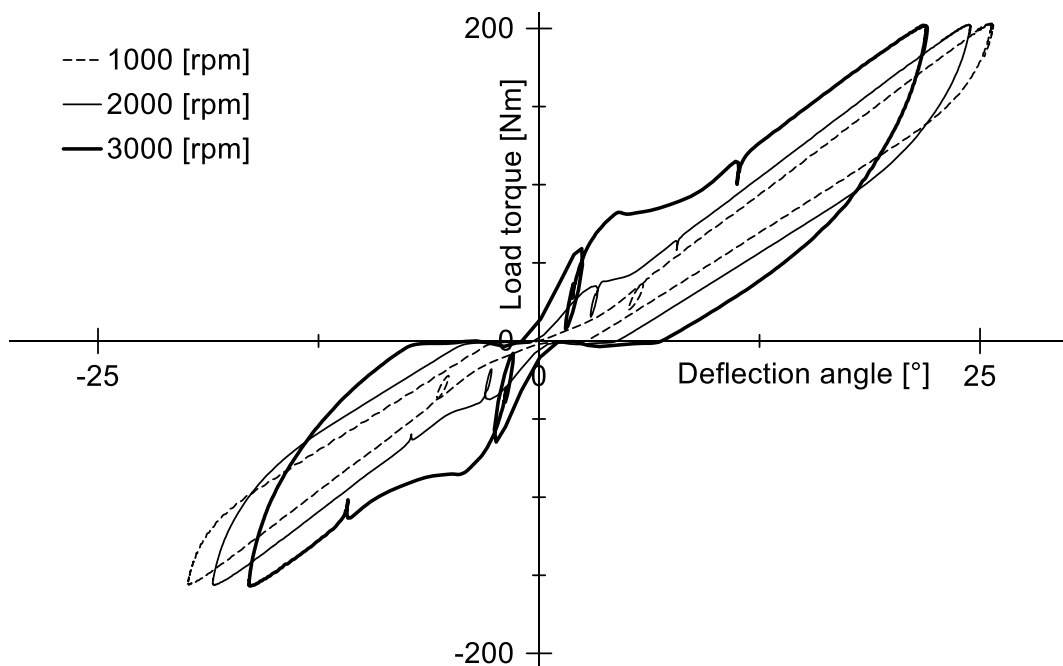


図 2.9 AS-LTD の回転時ねじり特性計測結果

次に、AS-LTD の小振幅ねじり特性計測結果を図 2.10 に示す。図 2.9 の結果と同様、回転速度による履歴特性の変化が確認できる。さらに、履歴特性における見かけ上の剛性（対角線勾配）は、振幅が増加するにつれ低くなる振幅依存性がある一方、見かけ減衰係数（面積）は、回転速度の増加につれ大きくなる回転速度依存性があることを示唆している。これより、先行研究<sup>(37)</sup> に示されたアークスプリング式 DMF の振幅依存性および回転速度依存性が、本研究に用いた AS-LTD においても同様に得られることが検証された。

最後に、動的バックラッシュ量の計測結果を図 2.11 に示す。IS-DMF および AS-LTD それぞれにおいて、バックラッシュ量は回転速度の高い条件ほど増加している。また、IS-DMF の動的バックラッシュ量の方が相対的に大きいことがわかる。

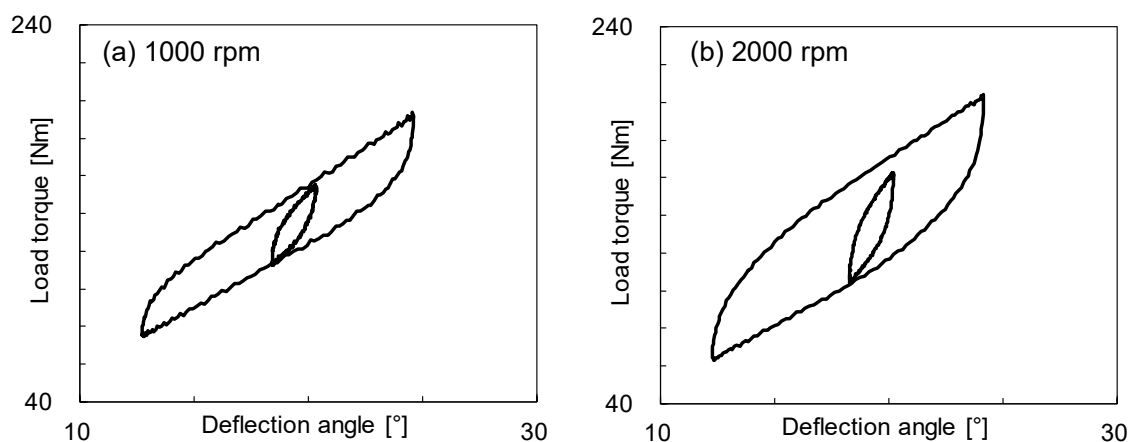


図 2.10 AS-LTD の小振幅ねじり特性計測結果

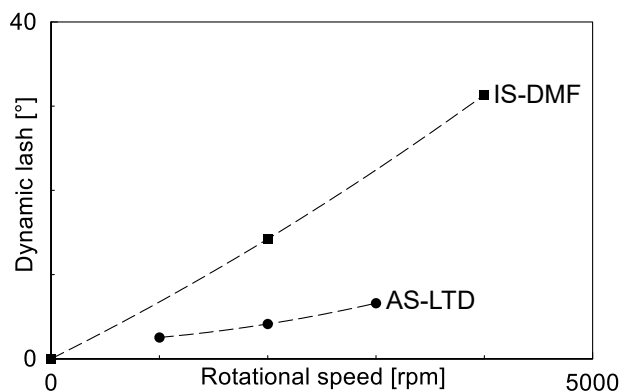


図 2.11 動的バックラッシュ量の計測結果



## 2.4 動的バックラッシ発生メカニズムの検討

2.3 節に述べたとおり，IS-DMF における動的バックラッシの発生が確認された．しかし，動的バックラッシのモデル化にあたり，どのような物理挙動に起因しているかを明確にする必要がある．そこで，発生原理を明らかにするために IS-DMF の可視化実験を行う．

回転体における可視化を実現するために，高速度カメラとパルス分周装置を用いて，回転同期撮影を行う．図 2.12 に，可視化実験用の IS-DMF を示す．TSP や SPS の挙動を光学的に捉えるために，DFW の一部をアクリル材に変更したとともに，グリースは充填せず，摺動面への塗布のみとした．

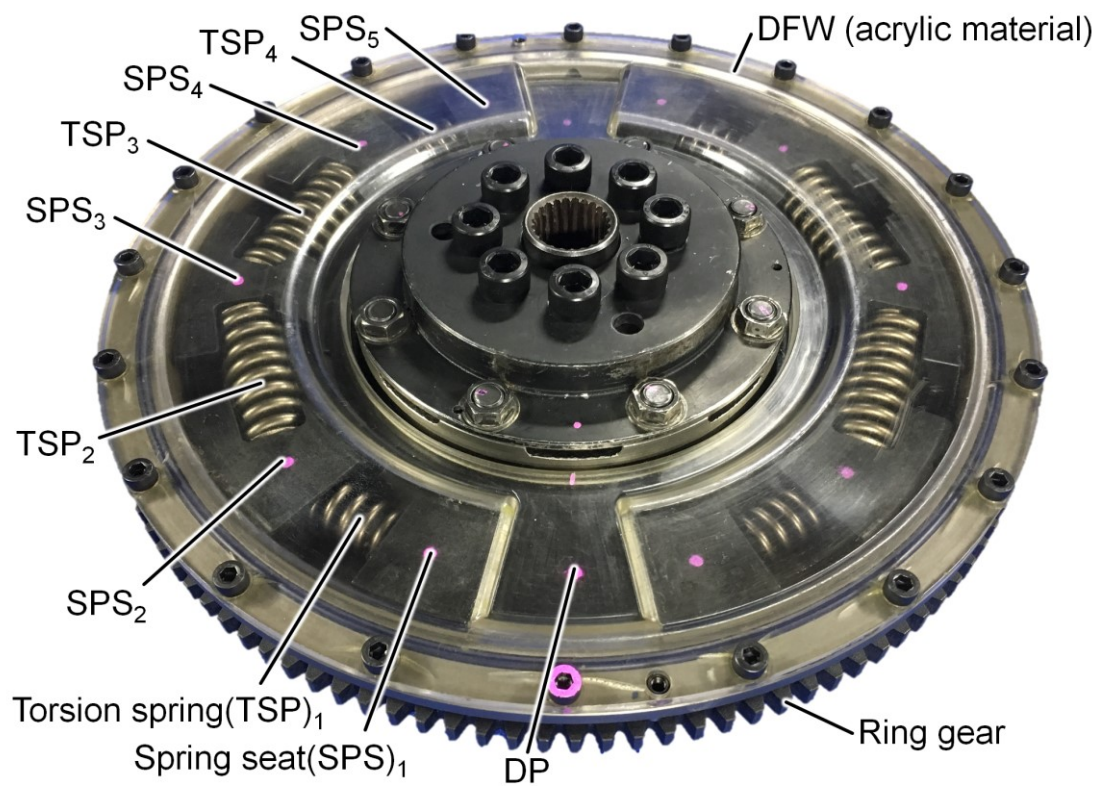


図 2.12 可視化実験に用いる IS-DMF

### 2.4.1 デジタルストロボ撮影システムによる可視化実験

回転同期撮影装置の構成を図 2.13 に示す．電磁ピックアップセンサを用いて IS-DMF のプライマリフライホイールに設けられているリングギアから回転パルス信号を検出し，周波数通倍器によって 1 パルス/回転に分周したパルス信号を生成する．そして，生成したパルス信号を高速度カメラのシャッタートリガとして入力し，1 回転につき 1 枚の映像を撮影する．すると，回転ごとに同じ位相での映像が撮影できるため，相対トルクを入力すれ

ば相対ねじり角の挙動のみを捉えられる。なお、周波数通倍器は National Instruments 社製 NI-9402, NI-cDAQ-9171, および NI LabVIEW プログラミングツールを用いて開発し、高速カメラは、Vision Research 社製 Phantom MIRO LC310 を用いた。本システムにおける撮影誤差角度は、上限回転速度  $N_{max} = 6000 \text{ rpm}$  とすると、ハードウェア入出力伝搬遅延  $T_d = 18 \text{ ns}$  であるから、 $N_{max}/60 * 360 * T_d = 0.65^\circ$  となり、実用上十分である。

計測条件は、バックラッシュ挙動が最大であった  $4000 \text{ rpm}$  とし、2.3 節と同様に油圧サーボ式回転ねじり試験機を用いた。加振条件は回転時ねじり特性の計測条件と同等 (毎秒  $3^\circ$ ) とした。

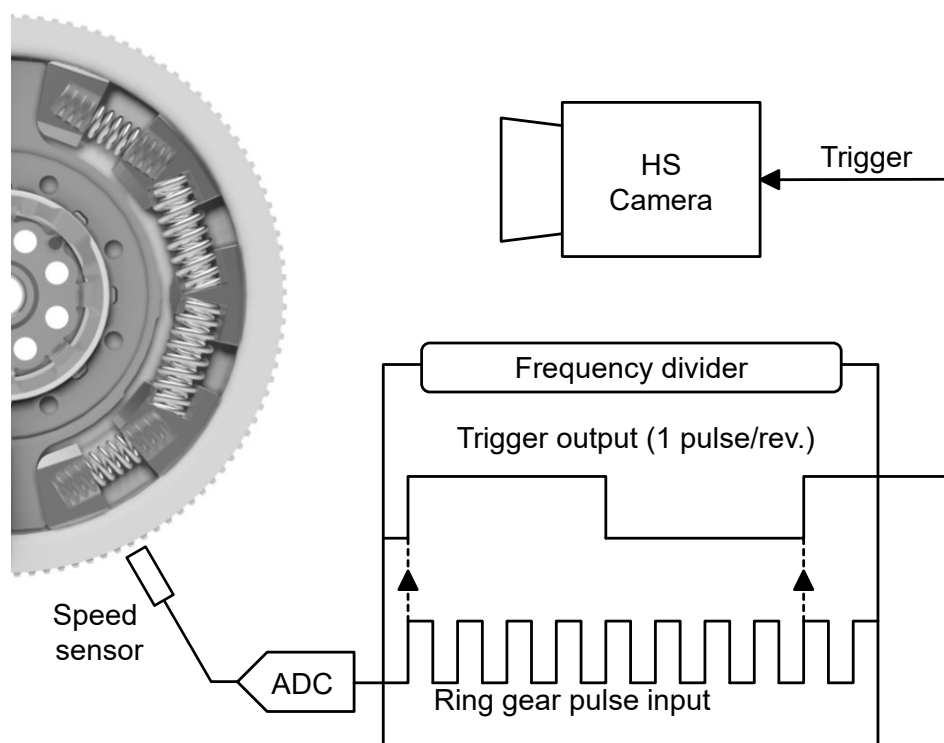


図 2.13 デジタルストロボ撮影システムの概要

#### 2.4.2 計測結果および考察

本研究に使用した IS-DMF の動的バックラッシュの可視化結果を図 2.14 に示す。(a)~(c) は、IS-DMF に相対トルクを大きく与えたのち、相対トルクを除去し、逆方向に相対トルクを与えるまでの一連の挙動のうち、特徴的な 3 点を抽出したものである。また、(d) のねじり特性上に、(a)~(c) それぞれの位置関係を示している。

まず、ねじり角度が負側の極大近傍にある時点 (a) では、SPS 間の隙間がほとんどなく密着している。また、SPS<sub>5</sub>~DP および SPS<sub>1</sub>~DFW が、それぞれ接触した状態でスプリングユニットが圧縮されている。

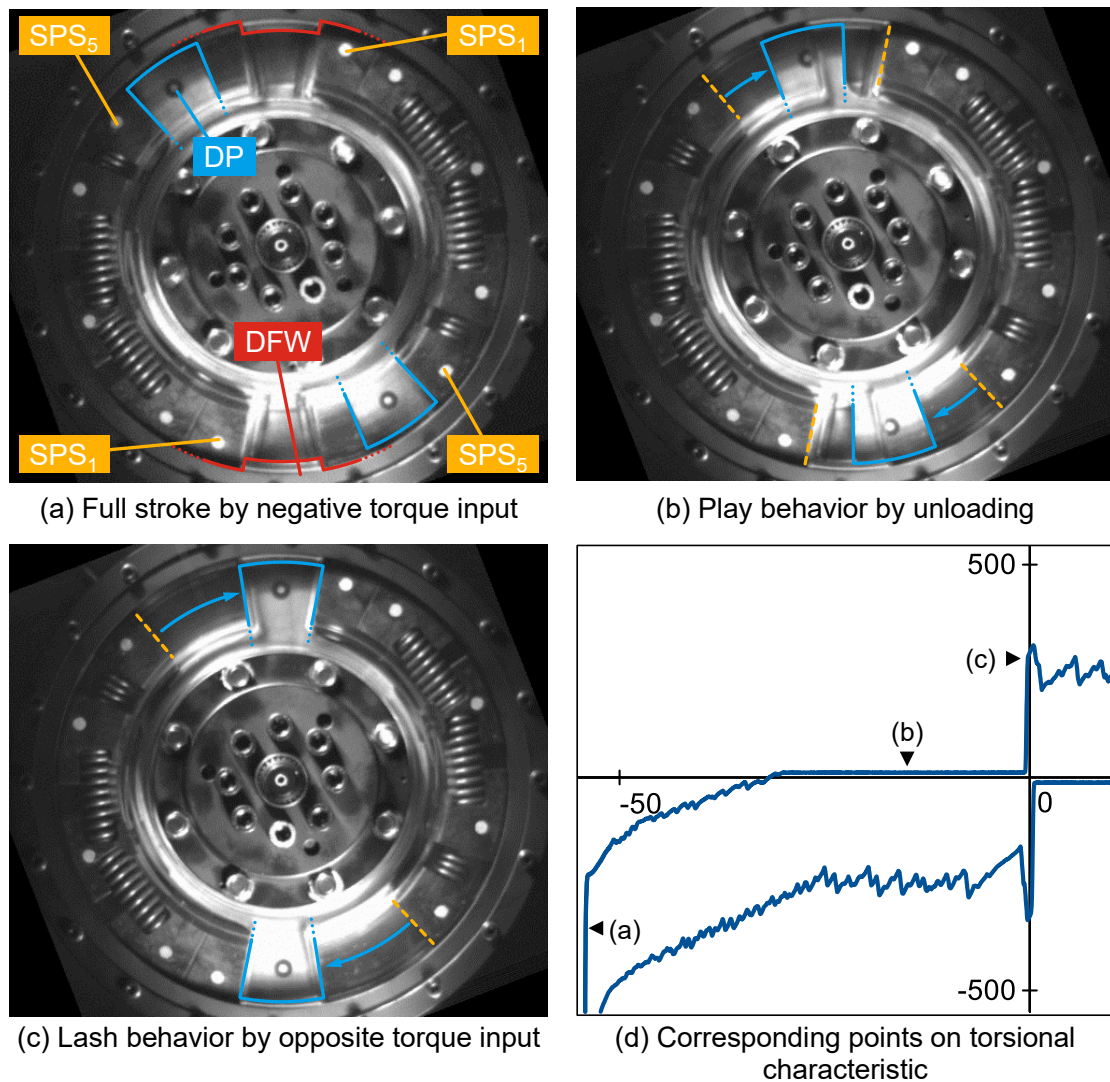


図 2.14 可視化実験の結果

次に、相対トルクが零かつ角度変位のみが発生している時点 (b) では、SPS<sub>5</sub> に接触していた DP が離れている。これは、SPS<sub>5</sub> に作用する摩擦力が、SPS<sub>5</sub> を押し戻す TSP<sub>4</sub> の復元力よりも大きいため、SPS<sub>5</sub> が DFW に対して固着している状態であると考えられる。また、このとき DP は、SPS<sub>5</sub> と反対ユニットの SPS<sub>1</sub> とも接触していないから、DFW と DP は相対的に自由に回転できる。これは、動的バックラッシュによる「あそび」の挙動であることを示唆している。

さらに、相対ねじり角の極性が反転しトルクが急峻に高くなっている時点 (c) では、DP が反対ユニット側の SPS<sub>1</sub> に接触している。ここでは、SPS<sub>1</sub> においても摩擦力による固着が生じているために、SPS<sub>1</sub> を作動させるために摩擦力よりも大きな相対トルクが必要であると考えられる。その結果、ねじり特性上にトルクが急峻に高くなる挙動が現れたと考えられる。これは、動的バックラッシュにおける「がた打ち」の挙動と考えられる。また、がた

打ちによるトルクの最大値は、遠心力などにより SPS の摺動面にかかる法線力によって定まっていると推察される。さらに、がた打ちによるトルク上昇の勾配（ねじり剛性）は、 $SPS_1$  または  $SPS_5$  と DP 間の接触剛性によって定まると推察される。また、動的バックラッシにおけるがた打ちの挙動は、逆方向の相対トルクを与えたのち、相対トルクが比較的小さい状況で生じており、相対トルクが接触部 SPS の摩擦力よりも大きくなると、SPS の固着が解除され、TSP の作動によって通常のトーショナルダンパとしての機能が復帰している。

可視化結果より得られた動的バックラッシの発生メカニズムを整理し図 2.15 に示す。図 2.15(a) は、可視化結果の図 2.14(a)~(c)それぞれの作動点に対応した状況を、並進系としてあらわした図である。図 2.15(b) は、メカニズムの正負対称性について示している。まず、図 2.15(a) より、可視化結果における動的バックラッシは、(a) 負の大きな相対トルクによって圧縮したのちの伸長工程において、(b) スプリングユニット端部の  $SPS_1$  から DP が離れることで「動的がた」が発生し、(c) 正の相対トルク入力によって、反対ユニット側の  $SPS_5$  と DP が接触し、「がた打ち」が発生する現象であると定義できる。次に、図 2.15(b) より、動的バックラッシは (a) の工程に与える相対トルクが負方向ではなく、正方向であっても発生するといえる。すなわち、図 2.15(a) では (a) 負の大きな相対トルク、(c) 正の相対トルク、として動的バックラッシのメカニズムを説明したが、(a') 正の大きな相対トルク、(c') 負の相対トルクとしても同様の現象が発生する。

以上より、動的バックラッシは、遠心力などがスプリングユニットに及ぼすことによって生じる固着に起因した、DP および SPS の離合挙動であるといえる。そこで、2.5 節に述べるモデル構築においては、SPS の摺動面にかかる法線力および DP との接触面の離合を考慮する。また、動的バックラッシの挙動に影響を及ぼす因子として、離合部の接触剛性および摺動部の摩擦特性が示唆される。そこで、2.6 節において接触剛性および摩擦特性を実験同定し、シミュレーションモデルに適用する。

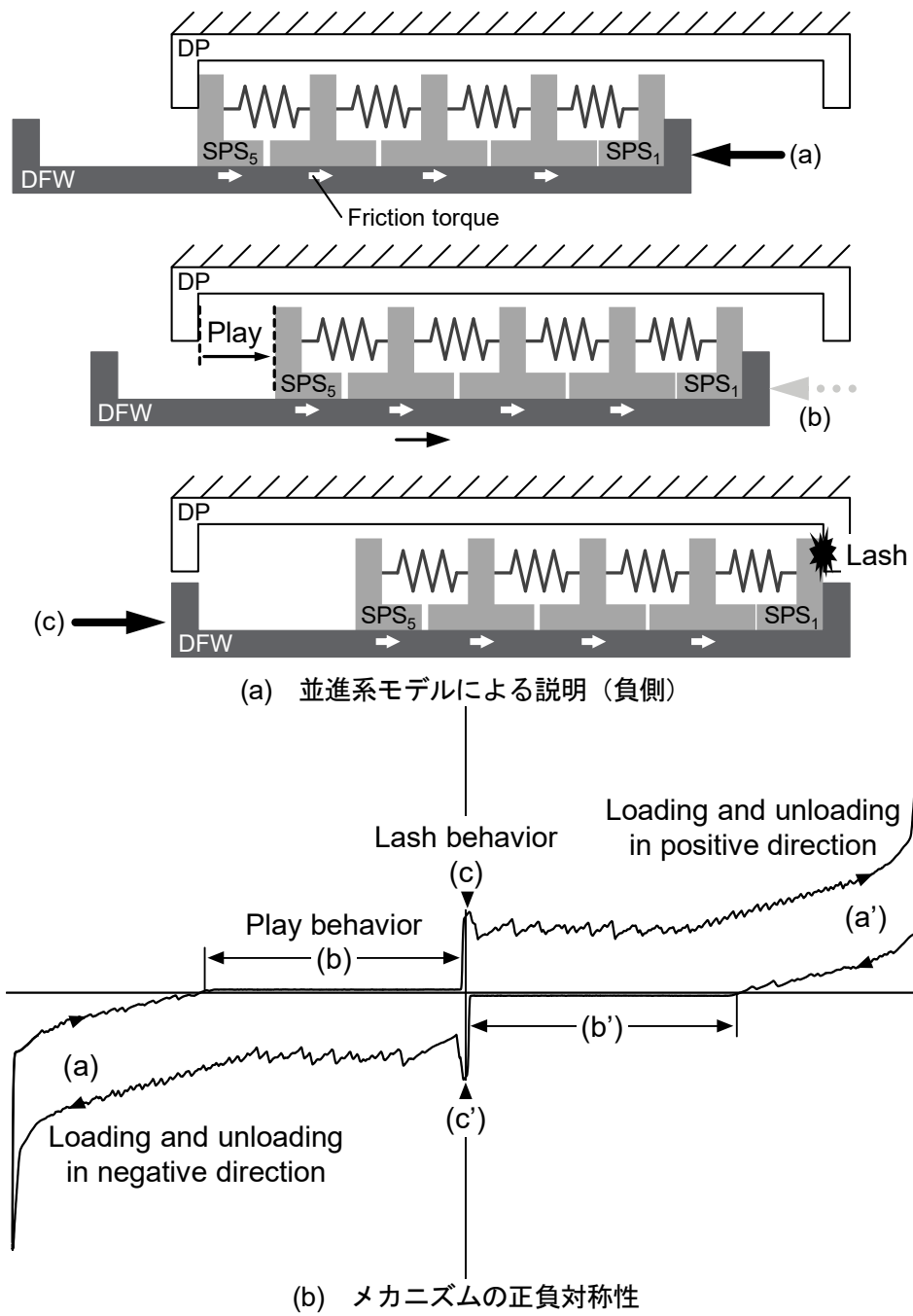


図 2.15 動的バックラッシュの発生メカニズム

## 2.5 トーショナルダンパのモデル構築

AS-LTD および IS-DMF の離散化手法によるモデル構築にあたり，2.2 節に示した構造を比較すると，以下の点が共通している．

- ① RP および DFW はともにトーショナルダンパのプライマリ（エンジン）側に接続されており，弾性体を抱えている
- ② DP はトーショナルダンパのセカンダリ（トランスミッション）側に接続されており，RP または DFW と相対回転運動をなす
- ③ プライマリ側とセカンダリ側の相対回転運動により弾性体（アークスプリングまたは直列ばね）が正負相対トルクのいずれにおいても圧縮駆動する

したがって，AS-LTD および IS-DMF は同等の作動原理をもつトーショナルダンパであるといえる．そこで，図 2.16 に示すように，それぞれ離散化数の異なる共通モデルとして定義する．まず，IS-DMF においては，実際が離散化モデルそのものであるため，離散化数をコイルスプリングの配置数と等しくする．次に，AS-LTD は，類似するトーショナルダンパであるアークスプリングを DMF における先行研究を参考に，アークスプリングをいくつかの離散化数に分割したモデルとする．なお，アークスプリングの離散化数は 5~6 程度とする先行研究が多数みられる<sup>(44)(45)(46)(47)</sup> が，その根拠や解析精度について明確に示した例がない．

そこで，本研究では，IS-DMF および AS-LTD を同一の離散化モデルとして扱うこととし，本節において離散化モデルの構築を行う．まず，離散化モデルの基礎理論として，共通の関係式や定義を構築する．次に，AS-LTD，IS-DMF それぞれにおける離散化ばねや離散化質量などのパラメータ導入方法について述べる．さらに，アークスプリングのコイル巻き数および有効長と離散化数の関係が計算精度に及ぼす影響を明らかにする．そして，構築した定義および動的バックラッシュを考慮できるモデルの構築について述べる．

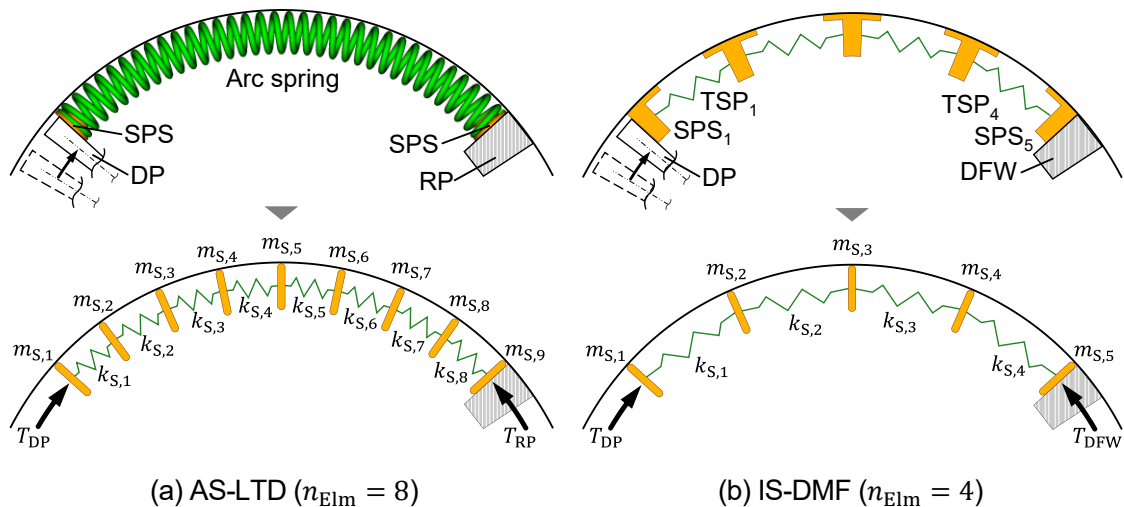


図 2.16 離散化モデルによる IS-DMF, AS-LTD の共通表現



なお、構築した離散化モデルの一部は、Albers ら<sup>(44)</sup>、Shaper ら<sup>(45)</sup>の述べた定義と共通点をもつが、動的バックラッシュをあらわすために弾性体端部の質量および摩擦を考慮している点、摩擦モデルを2.6節に示すとおり実験同定している点、AS-LTDにおけるスプリングシート質量を弾性体端部に考慮している点が異なっている。

### 2.5.1 離散化モデルの基礎理論

離散化ばねの要素数を  $n_{\text{Elm}}$  とし、正の相対トルクによって DP に接触する SPS 側から  $i$  番目の離散化質量  $m_{S,i}$  に及ぼす力の関係を図 2.17 に示す。いま、モデルに相対トルクが与えられると、離散化ばね  $k_{S,i}$  が半径  $r_S$  の作用線に沿って圧縮され、自由長（角度） $\varphi_{0,i}$  から  $\varphi_{S,i}$  だけ静的にたわむことによって荷重  $F_{S,i}$  が発生する。ここで、 $m_{S,i}$  における半径  $r_S$  の作用線と  $F_{S,i}$  のなす角が  $\alpha_{S,i} > 0$  のとき、 $F_{S,i}$  は法線方向の分力を発生させる。また、離散化質量が速度  $\dot{\theta}_{S,i}$  で回転しているとき、遠心力による法線荷重  $F_{C,i}$  が発生する。その結果、これらの法線荷重の和  $F_{N,i}$  によって内径  $r_F$  の円筒容器に押し付けられ、摩擦トルク  $T_{F,i}$  が発生する。 $T_{F,i}$  は次式のようにあらわされる。

$$T_{F,i} = r_F \cdot \mu_C \cdot G_x[v] \cdot F_{N,i}, \quad i = 1, \dots, n_{\text{Elm}} \quad (2.1)$$

ここで、 $T_{F,i}$  は  $i$  番目の離散化質量がプライマリ側の慣性モーメントに及ぼす摩擦トルク、 $r_F$  は摺動面半径、 $\mu_C$  はクーロン摩擦係数、関数  $G_x[v]$  はプライマリ側慣性モーメントと離散化質量の相対回転速度  $v = \dot{\theta}_{\text{Pri}} - \dot{\theta}_{S,i}$  における摩擦モデルであり、 $v$  が微小である場合を除き、次のように符号関数の役割を果たす。なお、摩擦モデルの詳細については2.6.2項に述べる。

$$\lim_{v \rightarrow \pm\infty} G_x[v] = \pm 1 \quad (2.2)$$

また、 $F_{N,i}$  は離散化質量が摺動面に及ぼす垂直抗力であり、次式のようにあらわされる。

$$F_{N,i} = \begin{cases} F_{C,i} + F_{S_r,i}, & i = 1 \\ F_{C,i} + F_{S_r,i-1}, & i = n_{\text{Elm}} \\ F_{C,i} + F_{S_r,i} + F_{S_r,i-1}, & \text{else} \end{cases} \quad (2.3)$$

$$F_{C,i} = m_{S,i} \cdot r_G \cdot \dot{\theta}_{S,i}^2 \quad (2.4)$$

$$F_{S_r,i} = F_{S,i} \cdot \sin(\alpha_{S,i}) \quad (2.5)$$

$$F_{S,i} = K_{S,i} \cdot r_S \cdot \sin(\varphi_{S,i}) \quad (2.6)$$

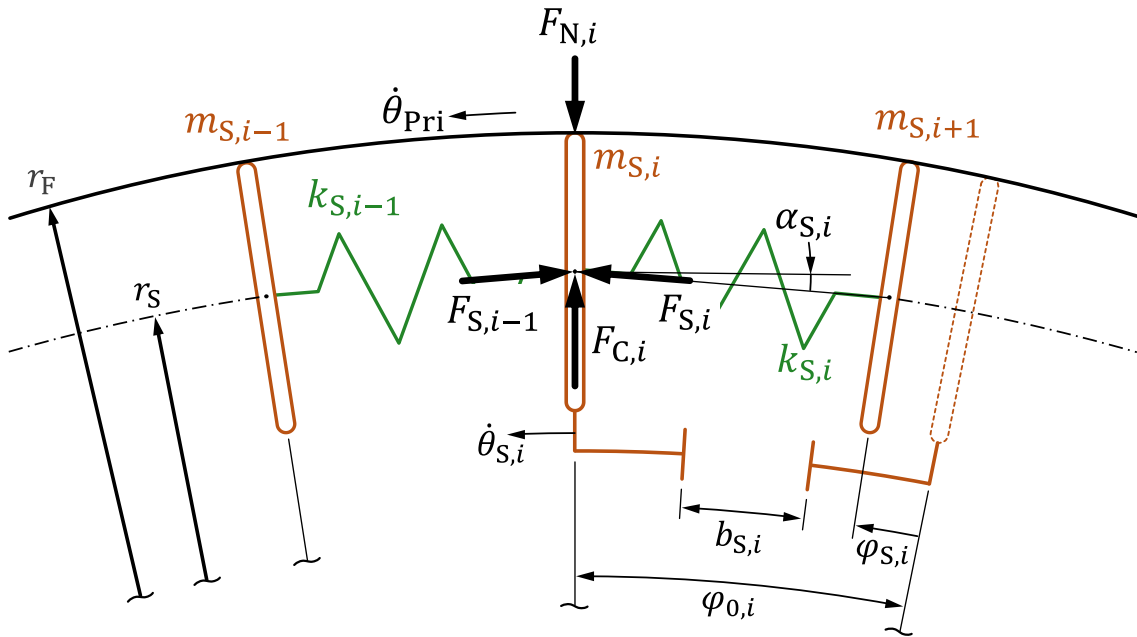


図 2.17 離散化質量にかかる力の関係

$$\alpha_{S,i} = \frac{(\varphi_{0,i} - \varphi_{S,i})}{2} \quad (2.7)$$

$$K_{S,i} = \frac{k_{S,i}}{r_S^2} \quad (2.8)$$

ここで、 $F_{C,i}$  は  $m_{S,i}$  の回転速度に依存する遠心荷重、 $F_{S,i}$  は離散化ばねの静的たわみ角  $\varphi_{S,i}$  による作用力、 $\alpha_{S,i}$  は離散化ばね接続点における作用半径  $r_S$  の接線と  $F_{S,i}$  のなす角、 $\varphi_{0,i}$  は離散化ばねの自由長（角度）、 $K_{S,i}$  は離散化ばねの並進剛性、 $k_{S,i}$  は離散化ばねのねじり剛性である。なお、 $r_G$  は離散化質量の重心半径であり、図 2.17 においては  $r_G = r_S$  である。さらに、 $\varphi_{S,i}$  とトーショナルダンパ全体のたわみ角  $\varphi_D$  には次の関係が成り立つ。

$$\varphi_D = \sum_{i=1}^{n_{Elm}} \varphi_{S,i} \quad (2.9)$$

なお、一般的にトーショナルダンパは、コイルスプリングの線間密着や別の機械構造によって、最大ねじり角が規定されている。これは、それぞれの離散化質量間にストップとして静的バックラッシュを考慮することによってモデル化できる。トーショナルダンパに相対トルクが加わっていない状態でのストップのすき間角度を  $b_{S,i}$ 、トーショナルダンパに相対トルクが大きく加わり機械的に最大までねじられている状態のねじり角を  $\varphi_{D,max}$  とすると、個々の離散化ばねにおける最大ねじり角は次式のようにあらわされる。



$$\max(\varphi_{S,i}) = \varphi_{0,i} - b_{S,i} \quad (2.10)$$

$$b_{S,i} = \frac{\varphi_{D,\max}}{n_{Elm}} \quad (2.11)$$

次に、式(2.1)を用いて求めた  $T_{F,i}$  を用い、履歴特性の発生メカニズムを示す。図 2.18 は、プライマリ側慣性モーメントを固定端とし、セカンダリ側から相対トルク  $T_{DP}$  を徐々に与えた場合の挙動を、それぞれ段階順に示している。なお、 $T_{S,i}$  はそれぞれの離散化ばねが発生させる相対トルクである。

1)  $T_{DP} \leq T_{F,1}$

与えた相対トルク  $T_{DP}$  は、まずDPに接触している離散化質量  $m_{S,1}$  の摩擦トルク  $T_{F,1}$  によって伝達される。すなわち、本時点においては、 $m_{S,1}$  がプライマリ側に対して固着しており、トーショナルダンパの機能が失われている。そのため、履歴特性上では垂直な軌跡が描かれる。

2)  $T_{DP} > T_{F,1}$  AND  $T_{S,1} \leq T_{F,2}$

$T_{DP}$  が摩擦トルク  $T_{F,1}$  よりも大きくなると、 $m_{S,1}$  は摺動を開始し、 $k_{S,1}$  がねじりトルク  $T_{S,1}$  を発生させる。ここで  $m_{S,2}$  が受けるトルクは、 $m_{S,1}$  の摺動トルクによる散逸を経ているため、 $T_{DP} - T_{S,1}$  となる。このとき、 $T_{S,1}$  よりも  $T_{F,2}$  が小さいと、先述と同様に  $m_{S,2}$  が固着する。そのため、履歴特性上において、 $k_{S,1}$  のねじり剛性に等しい勾配の軌跡が描かれる。

3)  $T_{DP} > (T_{F,1} + T_{F,2})$  AND  $T_{k2} \leq T_{F,3}$

さらに  $T_{DP}$  が増加し、その結果  $T_{S,1} > T_{F,2}$  となると、 $m_{S,2}$  が摺動を開始し、 $k_{S,1}$ ,  $k_{S,2}$  が作動する。この段階における履歴特性の勾配は、 $k_{S,1}$ ,  $k_{S,2}$  の直列剛性となるため、段階 2) よりも勾配が小さい（ねじり剛性が低い）軌跡となる。

4) さらに  $T_{DP}$  が増加していくと、 $m_{S,3}$  以降の離散化質量も同様、添え字番号の小さい順から相対トルクおよび摩擦トルクの大小関係にしたがい摺動が開始する。そして、すべての離散化質量が摺動するとき、履歴特性の勾配はトーショナルダンパ本来のねじり剛性と等しくなる。また、エンジントルク変動などによって入力される相対トルクの極性が反転した場合、1) から逆方向に作動が繰り返される。ただし、トルク変動振幅がすべての離散化質量のもつ摩擦トルクよりも小さい場合、すべての離散化要素が摺動する前にねじれる方向が反転することとなり、一部の離散化質量は固着したままとなる。

以上の原理によって、離散化モデルによる履歴特性は、多角形の軌道として再現される。

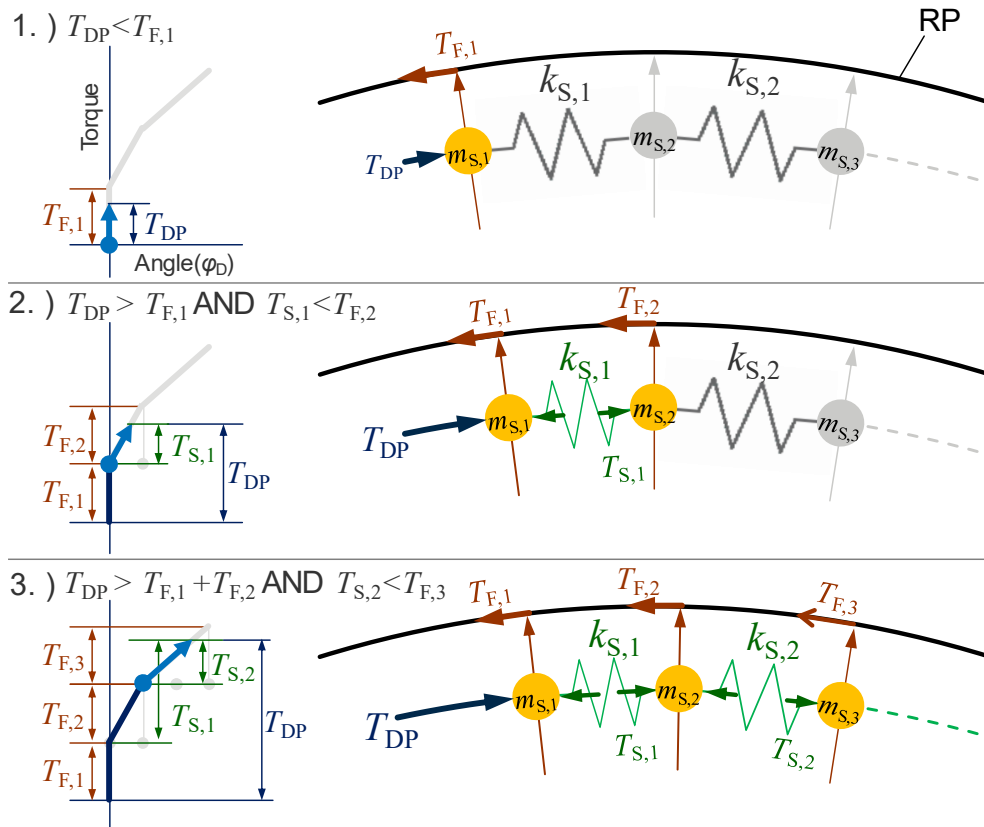


図 2.18 離散化モデルによる履歴特性発生原理

### 2.5.2 IS-DMF モデルのパラメータ

IS-DMF では、実際の SPS および TSP をそのまま離散化要素として定義する。本実験に用いる IS-DMF は、 $n_{\text{Elm}} = 4$  である。また、動的バックラッシュを考慮するために、端部 SPS および DP あるいは DFW の接触部に、それぞれ接触剛性  $k_{\text{Contact}}$  を導入する。接触剛性のパラメータについては、2.6.1 項において述べる実験によって同定する。

IS-DMF 離散化モデルのパラメータ導入方法の概要を図 2.19 に示す。離散化剛性は、DP 側から順に、 $\text{TSP}_1 \sim \text{TSP}_4$  のねじり剛性がそれぞれ  $k_{S,1} \sim k_{S,4}$  になる。離散化質量は、 $\text{SPS}_1 \sim \text{SPS}_5$  の質量がそれぞれ  $m_{S,1} \sim m_{S,5}$  になるが、SPS の質量に加え、隣接する TSP が SPS の重心点に及ぼす等価質量を考慮する。なお、等価 2 並列システムとして検討するため、離散化質量、離散化ばねのパラメータをそれぞれ 2 倍する必要がある。また、IS-DMF においては図 2.19 のように  $r_s \neq r_G$  となる場合が多い。これは、SPS の形状が法線方向に非対称であり、その有効重心径が TSP の作用線径と異なっているためである。また、IS-DMF において、最大ねじり角は SPS の接触によって定まっている。したがって、個々の離散化要素におけるストップ角  $b_{S,i}$  は、SPS 間のすき間角として与える。

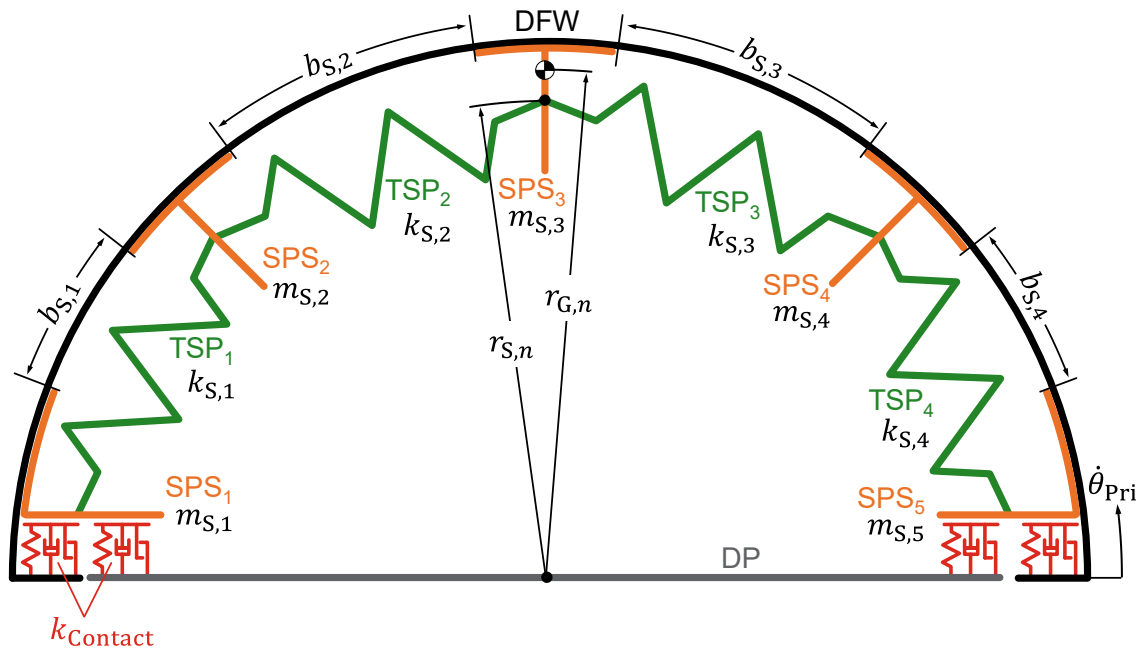


図 2.19 IS-DMF 離散モデルのパラメータ導入方法

## 2.5.3 AS-LTD モデルのパラメータ

AS-LTD 離散化モデルのパラメータ導入方法を図 2.20 に示す。ねじり剛性  $k_{Arc}$ 、質量  $m_{Arc}$  のアークスプリングを、 $n_{Elm}$  個の離散化ばね、 $n_{Elm} + 1$  個の離散化質量として離散化する。ばね材、線径およびコイル径の等しいコイルスプリングは巻き数および剛性が反比例することを利用すると、離散化ばねのねじり剛性  $k_{S,i}$  は次式のようにあらわされる。

$$k_{S,i} = n_{Elm} k_{Arc}, \quad i = 1, 2, \dots, n_{Elm} \quad (2.12)$$

$$\because \left( \sum_{i=1}^{n_{Elm}} k_{S,i}^{-1} \right)^{-1} = k_{Arc} \quad (2.13)$$

離散化質量  $m_{S,i}$  は、それぞれの集中質点から、自身に接続されている離散化ばねの中心までの長さに対するアークスプリングの質量比を考慮する。ただし、アークスプリングの端部に該当する離散化質量においては、アークスプリング端部に圧入されているスプリングシートの質量  $m_{Seat}$  を加算する。 $m_{S,i}$  は次式のようにあらわされる。

$$m_{S,i} = \begin{cases} \frac{m_{Arc}}{2n_{Elm}} + m_{Seat}, & i = 1, n_{Elm} + 1 \\ \frac{m_{Arc}}{n_{Elm}}, & i = \text{else} \end{cases} \quad (2.14)$$

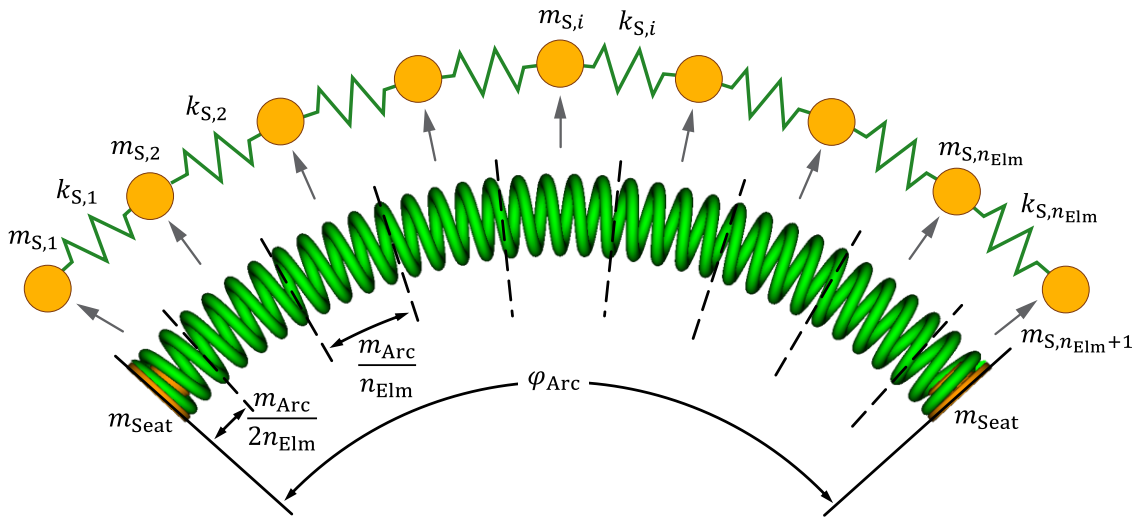


図 2.20 AS-LTD 離散化モデルのパラメータ導入方法

また、アークスプリングの自由長が  $\varphi_{Arc}$ 、最大ねじり角が  $\varphi_{max}$  に定まっていれば、それぞれの離散化ばねにおける自由長  $\varphi_{0,i}$ 、離散化質量間のストップ角度  $b_{S,i}$  は次式のようにあらわされる。

$$\varphi_{0,i} = \frac{\varphi_{Arc}}{n_{Elm}} \quad (2.15)$$

$$b_{S,i} = \frac{\varphi_{max}}{n_{Elm}} \quad (2.16)$$

なお、本研究に用いる AS-LTD においては離散化ばね接続点における作用半径  $r_S$  と離散化質量の重心半径  $r_G$  は等しく、図 2.17 と同様に  $r_S = r_G$  である。

#### 2.5.4 離散化数が計算精度に及ぼす影響

アークスプリング離散化モデルにおける離散化数の決定は、計算精度に影響を及ぼす。最も計算精度が高い離散化数は、摺動部の位置および数が実際のコイルスプリングと同等になるよう、 $n_{Elm}$  をコイル巻き数と一致させるべきである。しかし、それでは相当な多自由度モデルとなってしまう、計算負荷が高まるという懸念がある。一方、離散化数が過小であると、計算誤差によって解析精度に問題が発生する可能性がある。最適な離散化数を選択することは、精度と計算コストを両立するために重要であるといえる。

そこで、離散化数に基づき摩擦トルクを算出している  $F_{N,i}$  の計算誤差要因を検討する。ただし、離散化数による影響のみを検討するために、回転速度依存の影響を受けない静止状態 ( $F_{C,i} \rightarrow 0$ ) とし、また、各離散化ばねのたわみ量は次式のように一様であるとする。

$$\varphi_{S,i} = \frac{\varphi_D}{n_{\text{Elm}}} \quad (2.17)$$

式(2.6), (2.7), (2.12), (2.15), (2.17) より, 式(2.5)は次式のようにかける.

$$\begin{aligned} F_{S_r,i} &= K_{S,i} \cdot r_S \cdot \sin(\varphi_{S,i}) \cdot \sin\left(\frac{(\varphi_{0,i} - \varphi_{S,i})}{2}\right) \\ &= \frac{n_{\text{Elm}} k_{\text{Arc}}}{r_S} \cdot \sin\left(\frac{\varphi_D}{n_{\text{Elm}}}\right) \cdot \sin\left(\frac{\varphi_{\text{Arc}} - \varphi_D}{2n_{\text{Elm}}}\right) = F_{S_r} \end{aligned} \quad (2.18)$$

これは, 離散化質量が摺動面に及ぼす垂直抗力  $F_{N,i}$  を構成する力のうち, 遠心力に依存する  $F_{C,i}$  は離散化数の影響を受けないが,  $F_{S_r,i}$  が離散化数の影響を受けることを示唆している. したがって, 計算誤差となり得るパラメータは, 離散化数の乗除にかかわる  $\varphi_{\text{Arc}}$  および  $\varphi_D$  であるといえる.

ここで, 離散化数を実際の巻き数  $n_w$  とした場合の  $F_{S_r}$  を真値  $F_{S_r}^*$  とおき, 任意の離散化数における  $F_{S_r}$  の誤差率を  $\varepsilon$  とする. また, 実際の巻き数に対する任意離散化数の比として離散化率  $\gamma_d$  を定義する. 以上より,  $\varepsilon$  および  $\gamma_d$  は次のようにあらわされる.

$$\varepsilon = \frac{F_{S_r} - F_{S_r}^*}{F_{S_r}^*} \quad (2.19)$$

$$\gamma_d = \frac{n_{\text{Elm}}}{n_w} \quad (2.20)$$

図 2.21 に,  $\varepsilon$  および  $\gamma_d$  の関係を示す. 図 2.21(b) は, 本研究に用いる AS-LTD の設計変数を代入した結果であり, 図 2.21(a), (c) は, 図 2.21(b) に対しそれぞれ  $\varphi_{\text{Arc}}$  を  $\pm 40\%$  変化させている. また, アークスプリングのねじり率 (静的ねじり角と最大ねじり角の比 ;  $\varphi_D/\varphi_{\text{max}}$ ) を 0.1, 0.3, 0.5, 0.7 とした場合の計算結果を重ね描いている. まず, 図 2.21(a)~(c) すべての結果は,  $\varphi_D/\varphi_{\text{max}}$  が小さいほど  $\varepsilon$  が負の方向に増加している. これは, トーショナルダンパの静的たわみ角が小さいほど, 計算誤差が発生し, その差は真値よりも小さい方向に現れることを示唆している. 次に, 図 2.21(a)~(c) を比較すると,  $\varphi_{\text{Arc}}$  を最も広角とした図 2.21(c) の計算誤差が最大である. これは, アークスプリングの自由長が長い (広角な) トーショナルダンパほど, 同じ離散化数では計算誤差が大きいことを示唆している. なお, 先行研究において採択例が多くみられた  $n_{\text{Elm}} = 6$  を図 2.21 に垂直破線として示している. 計算誤差と  $n_{\text{Elm}} = 6$  の関係を比較すると, 今回検討したなかで最も精度が厳しい図 2.21(c) の条件であっても, 2% 程度の精度が期待できることがわかる.

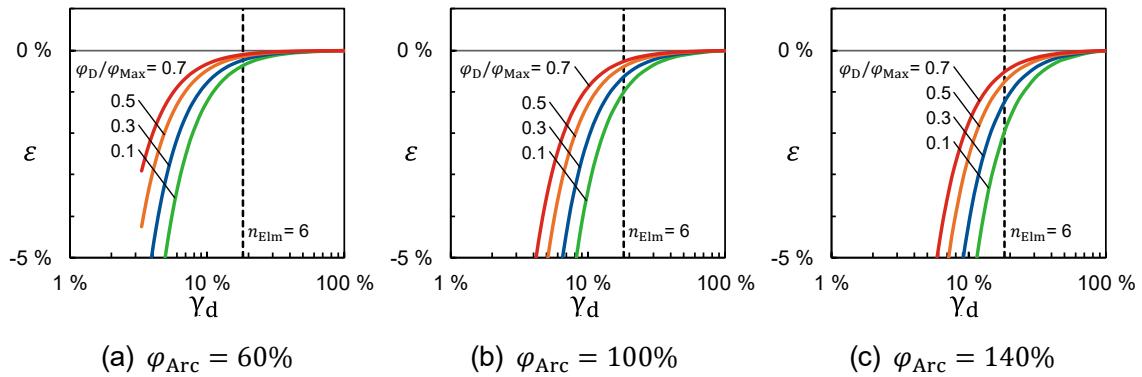


図 2.21 離散化質量が摺動面に及ぼす垂直抗力の計算誤差率と離散化率の関係

### 2.5.5 1D モデリングによるモデル構築

トーショナルダンパ離散化モデルの構築にあたり、オープンソース物理モデリング言語 Modelica<sup>(53)</sup> を用いて 1 次元モデル（以下、1D モデルと記す）を開発する。本研究における 1D モデルとは、直交座標系の剛体運動自由度のうち、エンジンの回転軸に関する自由度のみをもつモデルを指す。しかし、式(2.1)～(2.8)の摩擦トルク導出過程においては、回転方向以外における力の計算が必要である。そこで、これらの計算に必要な物理量を仮想センサより取得し、摩擦トルクを計算するフィードバックオブザーバを導入する。そして、計算された摩擦トルクを可変パラメータとして、摩擦トルクモデルに入力する。

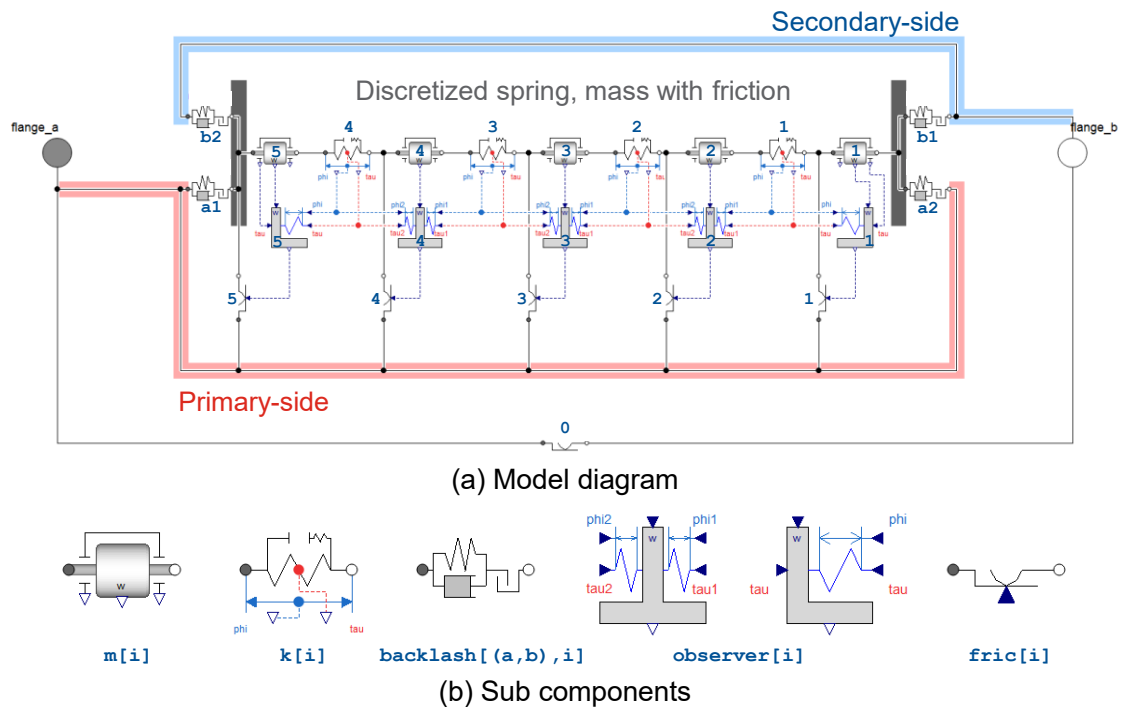


図 2.22 Modelica によるトーショナルダンパの 1D モデル ( $n_{Elm} = 4$ )

構築したトーショナルダンパの離散化モデルを図 2.22 に示す. なお, Modelica 言語を扱うシミュレーションソフトウェアとして, Dymola Version 2020 (Dassault Systèmes) を使用した. まず, モデルは `flange_a`, `flange_b` と名付けられた二つの回転端子をもつ. これは, それぞれトーショナルダンパのプライマリ側およびセカンダリ側の機械接続部を意味している. モデルは, 5 種類のサブコンポーネントを組み合わせて構成されている. なお, 図では  $n_{\text{Elm}} = 4$  におけるモデルの例を示しているが, 異なる離散化数での検討のため, 各サブコンポーネントの複製および結線によって, 任意数の  $n_{\text{Elm}}$  に対する離散化モデルを構築できるようにしている. また, 配線において回転運動を伝達する物理的結合を実線とし, 仮想センサ出力や計算値などの信号伝達を破線として示した. 以下に, それぞれのサブコンポーネントおよびパラメータの関係を述べる.

- 1) `m[i]`: 離散化質量  $m_{S,i}$  の慣性モーメント  $m_{S,i} \cdot r_{G,i}^2$  である. これは, Modelica 標準ライブラリ (MSL: Modelica Standard Library) <sup>(54)</sup> における回転系の 1D モデル群 `Mechanics.Components.Rotational` に備わっている慣性モーメントのモデル `Inertia` をベースに, 回転速度  $\dot{\theta}_{S,i}$  およびトルクを仮想センサ信号として出力できるようにしている.
- 2) `k[i]`: 離散化剛性のねじり剛性  $k_{S,i}$  である. これは, MSL の線形ねじりばねモデル `Spring` に対し, 最大ねじり角において作動するストッパを表現するための変更を加えている. これは, 弾性バックラッシュモデル `ElastoBacklash` を並列に追加し, ストッパ角度  $b_{S,i}$ , ストッパ剛性  $k_{\text{Stopper}}$  を考慮することにより実現している. また, 離散化剛性の相対ねじり角度  $\varphi_{S,i}$  およびトルクを仮想センサ信号として出力できるようにしている.
- 3) `backlash[(a,b),i]`: 正負双方向の圧縮挙動および動的バックラッシュを表現するための接触剛性である. これは, MSL の `ElastoBacklash` を用いている.  $i=1$  は相対ねじり角が正の値をとるとき接触剛性  $k_{\text{Contact}}$  によるトルクを発生し, 相対ねじり角が負の値をとるときはトルクが零の空隙として振舞うようにパラメータを設定している. 一方,  $i=2$  は相対ねじり角が負の値をとるとき接触剛性として振舞うようにパラメータを設定している. これにより, 2 対の接触剛性要素は相対トルクの正負それぞれに対して作動が切り替わり, トーショナルダンパを正負それぞれにおいて圧縮駆動できるメカニズムを表現している.
- 4) `observer[i]`: 離散化質量に生じる摩擦トルク  $T_{F,i}$  を求めるためのフィードバックオブザーバである. 隣接する離散化ばねの相対ねじり角およびトルクのセンサ信号入力端子をもっている. なお, 両端部の離散化質量では隣接するばねが一つであるため, 両端部とそれ以外の離散化質量に関する 2 種類のオブザーバモデルを構築している. 入力信号および各種パラメータを用い, 2.5.1 項において述べた一連の計算により, 式 (2.1) から  $G_x[v]$  を除した式(2.21)の  $|T_{F,i}|$  が出力される.

- 5) `fric[i]`: 慣性モーメント間の摺動トルクを発生させるための摩擦モデルである。  
`observer[i]`: から  $|T_{F,i}|$  を可変パラメータとして入力し, 関数  $G_x[v]$  との積によって摩擦トルク  $T_{F,i}$  を発生させる. IS-DMF および AS-LTD それぞれに適用する  $G_x[v]$  の詳細については, 2.6.2 項~2.6.4 項に述べる. なお, `fric_0` は DFW および DP の相対回転によって発生する一定値の摩擦トルク ( $|T_{F,0}| = \text{Const.}$ ) である.

$$|T_{F,i}| = r_F \cdot \mu_C \cdot F_{N,i} \quad (2.21)$$



## 2.6 モデルパラメータの同定

本節では、開発した 1D モデルに導入する実験パラメータの同定について述べる。まず、動的バックラッシュに影響を及ぼす接触剛性を実験的に同定する。これは、IS-DMF における SPS および DP 間の接触剛性を計測し、 $k_{\text{Contact}}$  として 1D モデルに導入する。なお、本研究では AS-LTD の離散化モデルにおいても同一の  $k_{\text{Contact}}$  を用いることとした。これは、本研究における AS-LTD 離散化モデルは、離散化数とモデル解析精度の検討に用いるためである。すなわち、正弦波加振などによる通常の定常振動応答においては、大きな誤差要因ではないと推察したためである。

次に、IS-DMF および AS-LTD における摩擦モデルを実験的に同定する。なお、IS-DMF の摺動部は樹脂系複合材-金属間かつグリース潤滑による摩擦であり、AS-LTD の摺動部は金属間かつ ATF 油中での摩擦であるため、異なる摩擦特性が得られる可能性がある。

### 2.6.1 IS-DMF の動的バックラッシュ接触剛性

IS-DMF における DP-SPS 間の接触剛性を垂直荷重試験機により計測する。計測の状況を図 2.23 に示す。計測には実際の SPS を用い、DP との接触形状に類似させた治具を SPS の下に配置する。そして、上部より荷重を与え、試験機より得られた荷重-変位特性を、本研究に用いる IS-DMF の摺動径によってねじり角-トルクに換算する。

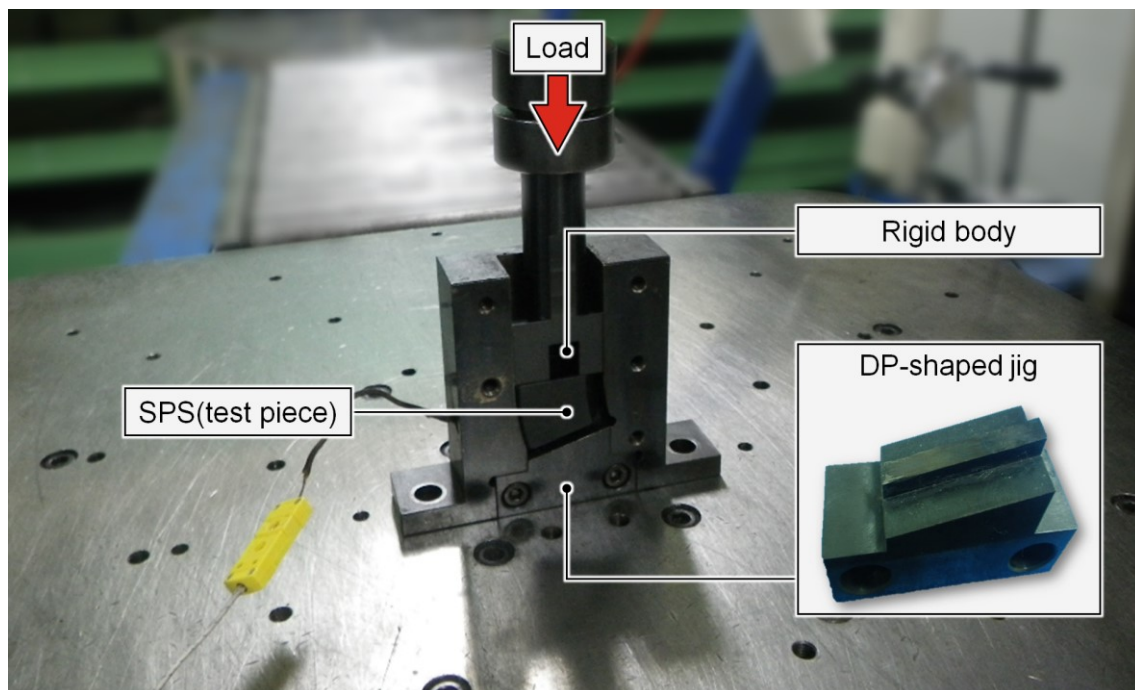


図 2.23 接触剛性計測の状況

計測結果を図 2.24 に示す。得られたグラフの勾配が接触剛性である。まず、約 25 Nm 以下の領域においては剛性がやや低くなっている。これは、低荷重時における接触面のなじみの影響であると考えられる。次に、約 25 Nm 以上で剛性がやや高くなり、それ以降では安定している。ただし、100 Nm 近傍において角度のみが急増している。これは、微小すべりが発生していることを示唆しており、その原因は DP 形状治具が荷重方向に対して傾斜をもつことが推察される。また、今回用いる離散化モデルにおいては、スカラ値の剛性値として扱う必要がある。そこで、25~100 Nm の値を用いて線形近似を実施した。その結果、接触剛性パラメータとして  $k_{\text{Contact}} = 3600 \text{ Nm}^\circ$  が得られた。

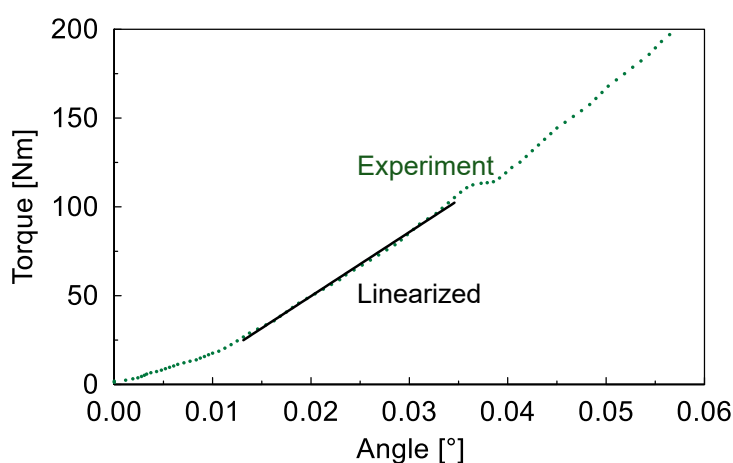


図 2.24 IS-DMF における DP-SPS 間の接触剛性計測結果

## 2.6.2 摩擦モデルの概要

本研究に用いる AS-LTD および IS-DMF の摺動部は、それぞれ ATF またはグリースによる潤滑をとまなっている。潤滑をとまなう摺動摩擦においては、クーロン摩擦、粘性摩擦、ストライベック摩擦効果が複合することが知られている<sup>(55)</sup>。摺動速度に応じて接触面が境界潤滑、混合潤滑、流体潤滑のような状態変化をきたし、摩擦力が変化する。たとえば、摺動速度が境界潤滑から流体潤滑まで変化するとき、摩擦力はまず減少し、その後は粘性と熱の効果によって摺動速度に対し線形に増加するとされている<sup>(56)</sup>。ここで、摺動速度に対する摩擦力の特徴曲線は、ストライベック曲線と呼ばれている (図 2.25)。

また、ストライベック曲線は、次のように指数関数を用いて定式化できることが知られている<sup>(57)</sup>。

$$f(v) = g(v)\text{sign}(v) + k_v v \quad (2.22)$$

$$g(v) = F_c + (F_s - F_c) e^{-\left|\frac{v}{v_{st}}\right|^\delta} \quad (2.23)$$

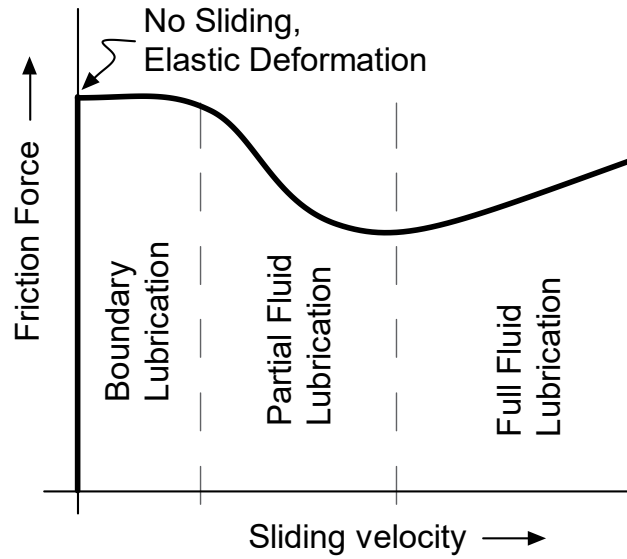


図 2.25 ストライベック曲線  
(Stribeck<sup>(55)</sup> の図をもとに筆者が作成)

ここで、 $f(v)$  は摩擦力、 $v$  は摺動速度、 $F_c$  はクーロン摺動摩擦係数、 $F_s$  は最大静摩擦係数、 $v_{st}$  はストライベック速度係数、 $k_v$  は粘性摩擦係数、 $\delta$  はストライベック減衰指数である。なお、 $v_{st}$ 、 $\delta$  は、 $g(v)$  がどれだけ早く  $F_c$  に漸近するかを決定する実験パラメータである。

$f(v)$ 、 $g(v)$  を 2.5.5 項において述べた摩擦モデル部に一つの関数として導入するために、式(2.23)、(2.24)を整理するとともにクーロン摩擦係数を用いて正規化すると次式になる。

$$f(v)' = F_c G(v) + k_v v \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} G_S(v) &= \frac{g(v)}{F_c} \text{sign}(v) \\ &= (1 + (\gamma_s - 1)) e^{-\left|\frac{v}{v_{st}}\right|^\delta} \text{sign}(v) \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$\gamma_s = \frac{F_s}{F_c} = \frac{\mu_s}{\mu_c} \quad (2.26)$$

ここで、 $\gamma_s$  は静摩擦係数比、 $\mu_s$  は静摩擦係数、 $\mu_c$  はクーロン摩擦係数である。本論文においては、式(2.26)の  $G_S(v)$  をストライベックモデルと称する。

一方、摩擦面に潤滑添加剤が影響を及ぼす場合、図 2.26 に示されるように摺動速度が零での静摩擦力が変化することがわかっている<sup>(56)</sup>。特に、 $F_s < F_c$  となる図中(c) のような場合、式(2.27)のように  $G_S(v)$  を双曲線正接 ( $\tanh$ ) 関数への置換が可能である。

$$G_H(v) = \tanh(k_{\tanh} v) \quad (2.27)$$

ここで、 $k_{\tanh}$  は、 $\tanh$  関数が  $-1$  から  $+1$  に漸近するまでの速さを決定する係数である。本論文において、式(2.27)の  $G_H(v)$  をハイパボリックモデルと称する。ハイパボリックモデルは不連続性を有するストライベックモデルと比較し、シミュレーションの安定性に優れているとされている<sup>(58)</sup>。式(2.26)において第 2 項の粘性影響を零と仮定したときのストライベックモデルおよびハイパボリックモデルの計算例を図 2.27 に示す。

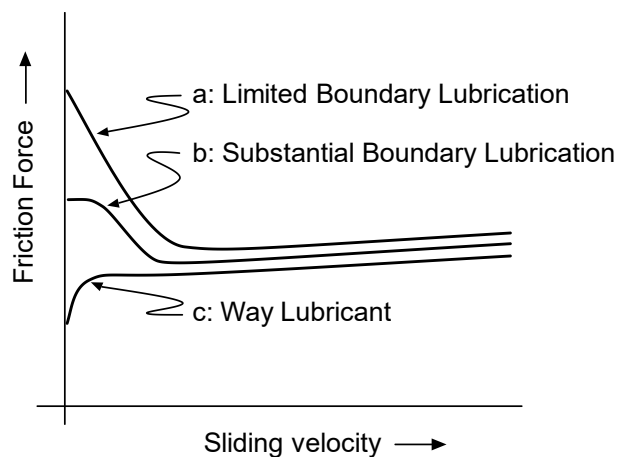


図 2.26 潤滑添加剤が摩擦特性に及ぼす影響  
(Armstrong et al.<sup>(56)</sup> の図をもとに筆者が作成)

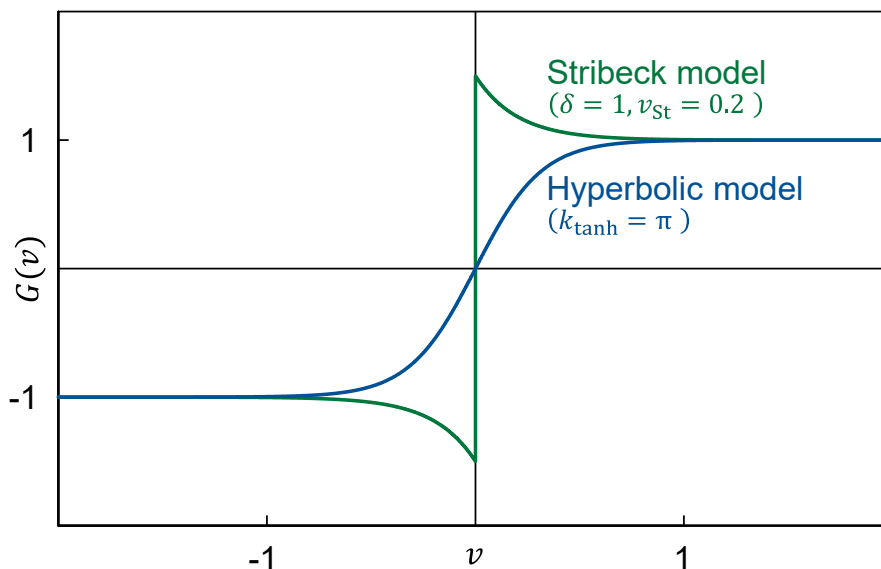


図 2.27 摩擦モデルの比較

### 2.6.3 IS-DMF の摩擦特性

IS-DMF における SPS-DFW 間の摩擦特性を 1D モデルに導入するために、静ねじり試験機により計測する。計測方法の概要を図 2.28 に示す。計測には IS-DMF の分解品を用い、一つの SPS のみが摺動するように SPS および TSP を配置した。摩擦面にグリースを塗布し、往復相対トルク与えたときのトルク-相対ねじり速度の特性を計測する。

摩擦特性の計測結果を図 2.29 に示す。なお、試験データには摩擦トルク以外に TSP によるコイルスプリングのトルク成分が加算されるため、角度に対して線形に増加するトルク成分を除去した。また、相対速度が上昇し摩擦トルクが概ね一定値となった時点を用いて縦軸を正規化している。図より、相対速度が零に近づくほど摩擦力が増加する  $F_s > F_c$  の挙動を示していることがわかる。これより、摩擦モデルはストライベックモデル  $G_s(v)$  が適当であると推定できる。そこで、非線形最小二乗法である Levenberg-Marquardt 法を用いて  $G_s(v)$  のパラメータフィッティングを実施した。同定結果を表 2.1 に、同定パラメータを用いて計算したストライベックモデルを図 2.29 に重ねて示す。計測結果とモデルの二乗平均誤差は 0.0034 となっており、良い一致を示している。

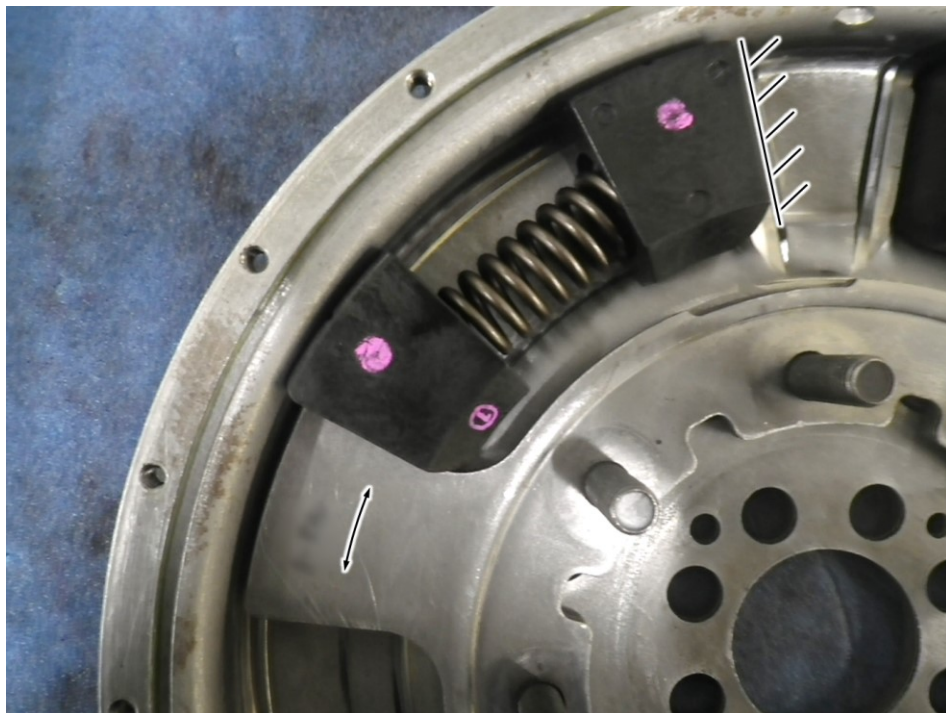


図 2.28 IS-DMF での SPS-DFW 間における摩擦特性の計測方法

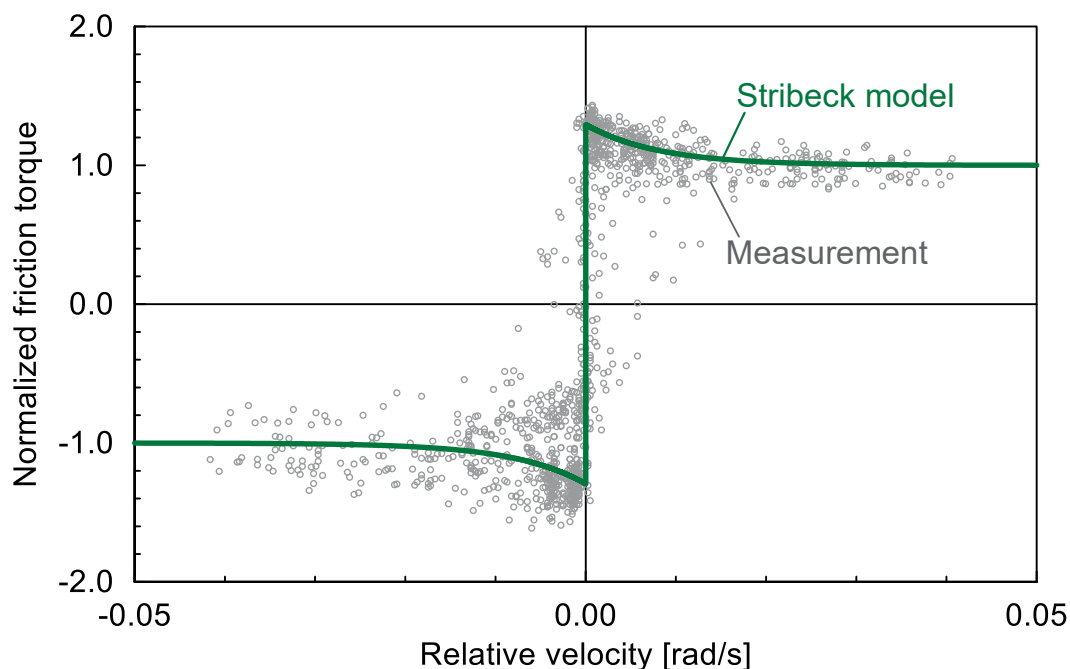


図 2.29 IS-DMF の摩擦モデル同定結果

表 2.1 ストライベックモデルの同定パラメータ

Parameter	Symbol	Identified value
Stiction ratio	$\gamma_s$	1.3
Stribeck velocity	$v_{St}$	$250^{-1}$ [rad/s]
Stribeck decay index	$\delta$	0.5

#### 2.6.4 AS-LTD の摩擦特性

AS-LTD におけるアークスプリング-RP 間の摩擦特性を 1D モデルに導入するために、摩擦特性試験機により計測する。計測方法の概要を図 2.30 に示す。計測には AS-LTD に内包されるアークスプリングと同等のばね鋼材を用い、ATF を塗布した RP と同等鋼材の平板上に押し付ける。そして、繰り返し往復摺動させ、試験機より得られる往復荷重-相対速度を計測する。なお、本試験機による結果は並進方向の次元をもつため、本研究に用いる AS-LTD における摺動径上の回転運動に変換したトルク-相対速度の特性を用いる。

摩擦特性試験の結果を図 2.31 に示す。2.6.3 項において得られた IS-DMF の摩擦特性とは異なり、 $F_s < F_c$  の挙動を示していることがわかる。これより、摩擦モデルはハイパボリックモデル  $G_H(v)$  が適当であると推定できる。そこで、2.6.3 項同様、 $G_H(v)$  のパラメータ



フィッティングを実施した。その結果、 $k_{\tanh} = 120$  が得られた。同定パラメータを用いて計算したハイパボリックモデルを図 2.31 に重ねて示す。計測結果とモデルの二乗平均誤差は 0.0033 となっており、良い一致を示している。

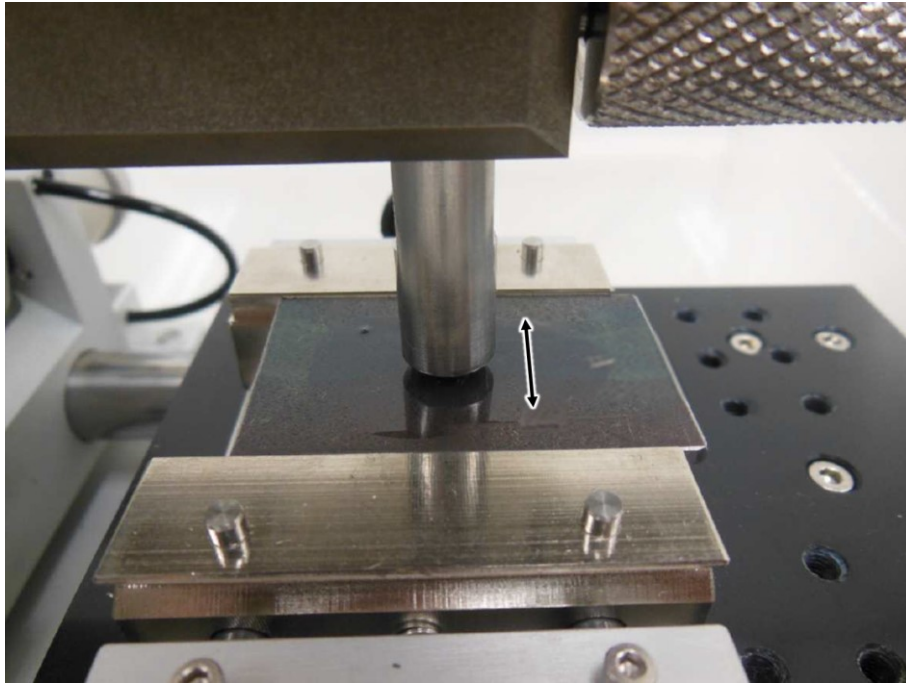


図 2.30 AS-LTD における摩擦特性の計測

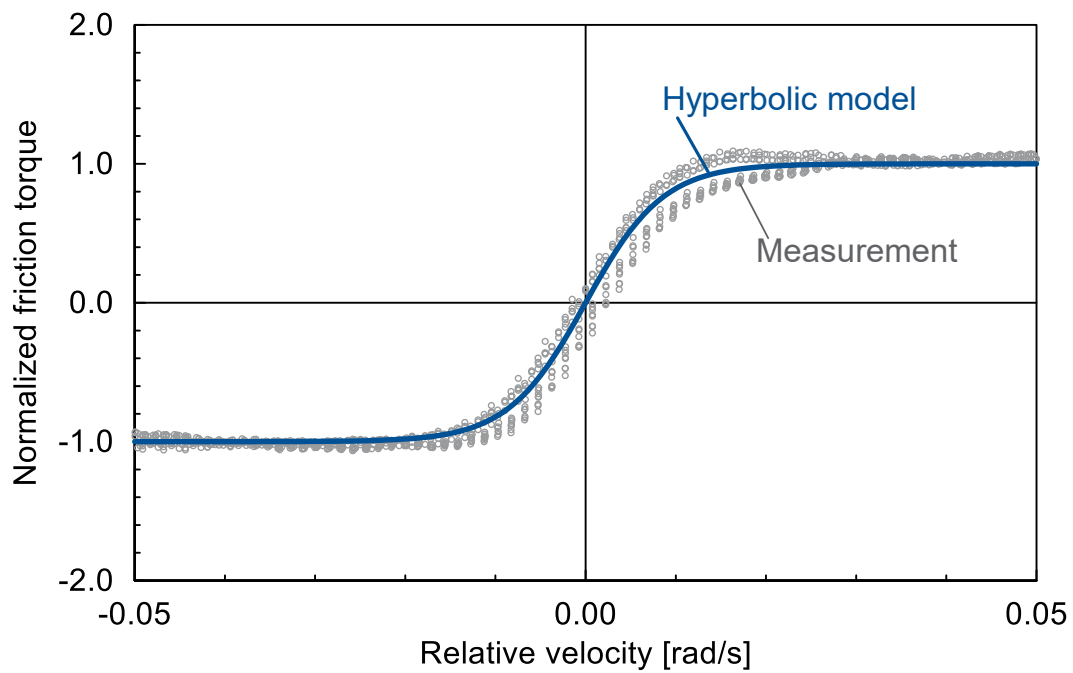


図 2.31 AS-LTD の摩擦モデル同定結果

## 2.7 結言

本章では、トーショナルダンパの IS-DMF および AS-LTD を対象に、それらが内包する弾性体の摺動にともなう履歴特性、動的バックラッシの実験的調査、およびこれらを再現可能なモデル構築手法について論じた。以下に得られた結論を要約する。

- 1) 回転時ねじり特性の計測により、IS-DMF および AS-LTD の双方ともに動的バックラッシが発生することを明らかにした。動的バックラッシの量が、相対的に IS-DMF が大きい値を示した。
- 2) AS-LTD の小振幅ねじり特性計測より、本研究に用いるトルクコンバータに内蔵されるアークスプリングの履歴特性は、先行研究<sup>(37)</sup>において示されたアークスプリング式 DMF と同様の振幅依存性および回転速度依存性をもつことを検証した。
- 3) IS-DMF の可視化実験により、動的バックラッシのメカニズムを明らかにした。すなわち、動的バックラッシは、トーショナルダンパ内部の弾性体端部が回転速度依存の摩擦力によって固着し、弾性体駆動部品との離合が生じることに起因する現象である。したがって、高回転条件下においてトーショナルダンパに大きな相対トルクを与え、続いて逆方向に相対トルクを与えることにより動的バックラッシが発生する。
- 4) IS-DMF および AS-LTD は、共通の離散化モデルによって表せることを示し、離散化質量および離散化ばねを定式化し、それぞれのトーショナルダンパにおけるパラメータの導入方法を示した。
- 5) 定式化した離散化モデルの理論式を用いて、離散化数が計算精度に及ぼす影響を検討した。その結果、コイル巻き数を離散化数とする場合に対して、離散化数を 6 よりも大きくとる場合は数%の精度で一致することを示した。
- 6) IS-DMF に内蔵する SPS を用いた荷重試験により、動的バックラッシ発生部位の接触剛性を明らかにした。
- 7) 摺動部の摩擦特性実験により、それぞれのトーショナルダンパにおいて異なる傾向の摩擦特性を示すことを明らかにした。IS-DMF はストライベックモデル、AS-LTD はハイパボリックモデルがそれぞれ実験値と良い一致を示した。
- 8) Modelica 言語を用いて、上記結論で得られた理論式および動的バックラッシ挙動のメカニズムを再現し得る 1D シミュレーションモデルを構築した。





## 第 3 章 モデル基礎検証およびシミュレーション

### 3.1 緒言

駆動系の振動騒音対策として用いられるアークスプリングや直列ばねを内蔵する広角トーショナルダンパは、ばね構成部が外周接触部にもたらす法線力による摩擦力に起因する回転速度依存性、振幅依存性を有しており、これによりねじり特性（変位 - 応力特性）における履歴特性が生じる。また、特定の作動履歴によって、トーショナルダンパの内部に動的バックラッシが発生する可能性が指摘されている<sup>(44)(45)</sup>。しかし、動的バックラッシによって引き起こされる非線形振動や、車両駆動系における発生条件について研究された例がない。また、エンジントルク変動に起因するねじり振動解析に用いるモデルとして、離散化手法を用いる研究が多数を占める<sup>(44)(45)(46)(47)</sup>。その一方で、アークスプリングの場合、離散化数の適切な設定が重要であるにもかかわらず、解析精度と計算コストの関係について明確に示した研究例がない。

これらの課題は、すでに第 2 章において、動的バックラッシの発生メカニズムを明らかにし、その挙動を再現できる離散化モデルを構築した。さらに、離散化数が計算精度に及ぼす影響を理論式によって検討し、コイル巻き数を離散化数とする場合に対して、離散化数を 6 よりも大きくとる場合は数%の精度で一致することを明らかにした。しかし、回転速度依存性や振幅依存性を有する履歴特性について、本来重視されるべき駆動系周波数応答への影響を取り上げた研究例が少ない。さらに、離散化数が駆動系周波数応答および計算コストに及ぼす影響は、これまでの研究において明らかになっていない。また、第 2 章の予備実験において、動的バックラッシが比較的大きくみられた IS-DMF は、動的バックラッシによって引き起こされる振動現象はもとより、実際の車両において、どのような運転操作によって発生し得るか明らかになっていない。

そこで、本章では、構築した離散化モデルを用いたシミュレーションにより、AS-LTD における離散化数の影響に関する検討、ならびに IS-DMF における動的バックラッシ挙動に関する検討について論じる。

まず、AS-LTD 離散化モデルを用いて、回転時ねじり特性および駆動系周波数応答のシミュレーションを行う。第 4 章のモデル検証実験に対応するねじり振動系について述べ、モデルパラメータを同定する。続いて、シミュレーション条件およびデータ解析手法について述べる。そして、離散化数の異なる回転時ねじり特性のシミュレーションより、基礎的なモデル検証を行うとともに、第 2 章で取得した回転時ねじり特性データとの比較により、離散化数が履歴特性の形状に及ぼす影響を検討する。さらに、駆動系周波数応答のシミュレーションおよびデータ解析により、離散化数が駆動系周波数応答特性および計算コストに及ぼす影響を明らかにする。

次に，IS-DMF 離散化モデルを用いて，動的バックラッシのシミュレーションを行う．まず，AS-LTD と同様に，回転時ねじり特性のモデル検証を行うとともに，動的バックラッシの発生を確認する．続いて，第 2 章において示した動的バックラッシの発生メカニズムをもとに，実際の車両運転時に発生し得る運転条件を構築する．さらに，第 4 章において検討する車両実験に対応する駆動系モデルを構築し，シミュレーション条件およびデータ解析手法について述べる．解析手法は，準定常シミュレーション結果を用いた STFT(Short-Time Fourier Transform)，分岐図およびリターンマップを用いる．そして，駆動系モデルのシミュレーションにより，動的バックラッシによって引き起こされる非線形振動の性質を明らかにする．

## 3.2 AS-LTD モデルの離散化数が及ぼす影響の検討

### 3.2.1 シミュレーションモデルの検討

回転時ねじり特性および駆動系周波数応答特性を取得するために、それぞれ実験装置を模したシミュレーションモデルを構築する。まず、回転時ねじり特性においては、トーショナルダンパの後部を一定回転させ、トーショナルダンパ前部からトルク変動を与えることによって、回転時ねじり特性を取得する。

次に、駆動系周波数応答特性では、離散化数が回転時ねじり特性および駆動系周波数応答特性に及ぼす影響を明らかにするために、アークスプリングの履歴特性における振幅依存性および回転速度依存性という 2 種類の非線形性をそれぞれ独立に検討する。ただし、第 4 章において検討する実験装置を考慮し、現実的に実験可能な条件および実験構成を定める必要がある。ここで、AS-LTD が実際に搭載されるのは、エンジンが搭載された車両駆動系である。しかし、エンジントルク変動の燃焼 1 次成分を加振周波数  $f_E$  (Hz) としたとき、気筒数  $i_C$  およびエンジン平均回転速度  $N_E$  (rpm) との間には、式(3.1)に示されるような比例関係があるため、アークスプリングの回転速度依存性が加振周波数とともに変化してしまい、定性的な検討が困難である。

$$f_E = \frac{N_E \cdot i_C}{120} \quad (3.1)$$

そこで、第 4 章の実験において、回転速度および周波数の制御が独立に可能な低慣性ダイナモ試験機を用いることとする。これは、2.3.2 項で使用した試験機と同一であるが、出力側の剛体シャフトに代わって、駆動系の等価慣性モーメントと等価剛性シャフトを追加することで、車両駆動系に等価なねじり振動系とすることが可能である。したがって、シミュレーションモデルは低慣性ダイナモ試験機を模した構成とする。

低慣性ダイナモ試験機による車両駆動系の再現方法を図 3.1 に、実車および低慣性ダイナモ試験機における AS-LTD 入出力回転速度変動の周波数応答関数解析結果を図 3.2 に示す。なお、回転座標系におけるモード解析により、AS-LTD が支配的となる固有振動は 2 次 (図示の  $f_{02}$ ) であることがわかっている。そこで、2 次の固有振動数が実車の値と概ね一致するように、現実的に搭載し得る等価慣性モーメントおよび等価剛性シャフトの組み合わせから最も近いものを決定した。表 3.1 に調整後の慣性・剛性パラメータを示す。また、振幅依存性を広域に検討するために、加振周波数を 25~75 Hz の範囲とし、共振点近傍から減衰域までの周波数応答を取得する。

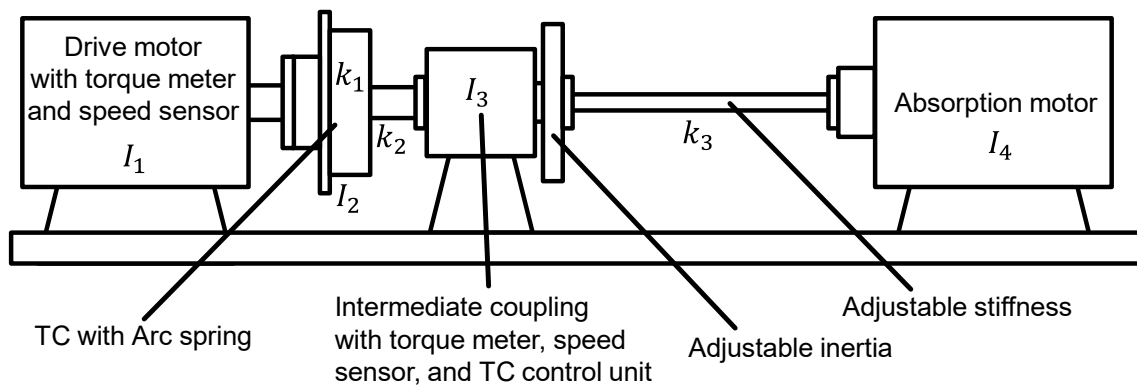


図 3.1 低慣性ダイナモによる車両駆動系の模擬

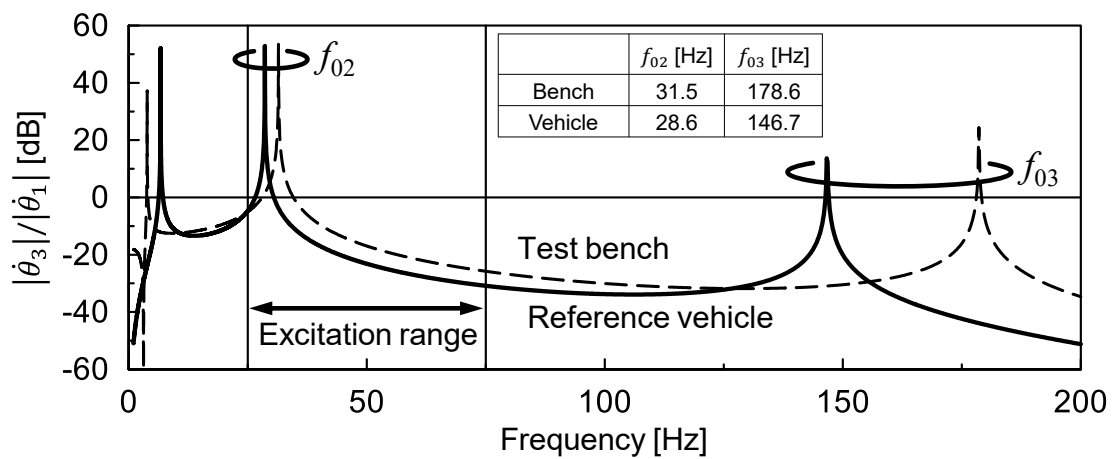


図 3.2 低慣性ダイナモおよび実車の周波数応答関数解析結果

表 3.1 Calibrated parameters for test bench

	Description	Value	Unit
$I_1$	Drive motor and TC input-side inertia	0.715	kgm <sup>2</sup>
$I_2$	TC output-side inertia	0.0124	kgm <sup>2</sup>
$I_3$	Intermediate coupling and adjustable inertia	0.0432	kgm <sup>2</sup>
$I_4$	Absorption motor inertia and couplings	4.8	kgm <sup>2</sup>
$k_1$	Arc spring stiffness (linearized)	478	Nm/rad
$k_2$	Turbine shaft stiffness	14815	Nm/rad
$k_3$	Adjustable shaft stiffness	1824	Nm/rad

### 3.2.2 条件およびデータ解析手法

まず、回転時ねじり特性のシミュレーションは、第 2 章において取得した基礎実験データと比較するため、同等の条件を用いる。AS-LTD 離散化モデルにおける相対ねじり角  $\varphi_D$  および相対トルク  $T_{DP}$  より、ねじり特性を取得する。ねじり特性のモデル検証では、第 2 章において明らかにした離散化数および精度の関係より、 $n_{\text{Elm}} = 8$ での結果を用いる。さらに、離散化数がねじり特性の精度および計算コストに及ぼす影響を明らかにするため、 $n_{\text{Elm}} = 1 \sim 8$ の小振幅ねじり特性を取得する。

次に、駆動系周波数応答のシミュレーションは、タイヤ・路面に相当する吸収モータ部の回転速度を固定し、駆動モータ部から正弦波トルク変動を与えたときの AS-LTD 出力側の角加速度変動を取得する。加振条件を表 3.2 に示す。加振周波数は  $f_0 = 25 \rightarrow f_1 = 75$  Hz の上昇チャープ信号とし、式(3.2), (3.3)の関数として与える。

$$f(t) = \left( \frac{c}{2}t + f_0 \right) \quad (3.2)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = T_{\text{DC}} + T_{\text{AC}} \sin(2\pi f t) \quad (3.3)$$

ここで、 $T_{\text{DC}}$  は平均相対トルク、 $T_{\text{AC}}$  はトルク振幅である。 $c$  はチャープ信号における周波数の上昇勾配であり、 $0.5 \text{ Hz/s}$  とした。これは、予備的なシミュレーションにおいて、チャープ方向によらず結果が一致する掃引勾配を定めた。また、動的バックラッシの影響がないねじり特性領域を用いて駆動系周波数応答を取得するために、 $T_{\text{DC}} = 150 \text{ Nm}$  とした。加振振幅は、一定振幅での 3 条件(A1~A3)とした。なお、最大振幅条件 A3 における角加速度変動は、C セグメント程度の乗用車に搭載される 4 気筒ガソリンターボエンジンの最大角加速度変動に近い値を選定した。加振モータから発生する角加速度変動は、アークスプリングからの反力を無視すると次式としてあらわされる。

$$|\ddot{\theta}_1| = \max(\ddot{\theta}_1 - T_{\text{DC}}) = T_{\text{AC}} I_1 \quad (3.4)$$

駆動系周波数応答の評価点は、駆動系ねじり振動の評価点である、トランスミッション入力軸に相当する  $I_3$  の角加速度変動  $|\ddot{\theta}_3|$  とする。なお、一般的に振動システムの伝達関数をあらわすための周波数応答は、評価点の振幅と加振振幅の比としてあらわすことが多いが、本実験においては加振振幅を一定としたため、評価点振幅を絶対量として示すこととした。また、AS-LTD 離散化モデルの作動状態を把握するため、 $|\ddot{\theta}_3|$ に加えて相対ねじり角振幅  $|\varphi_D|$  を取得する。

シミュレーションのソルバは、Dassl (可変ステップ) を用い、許容誤差は  $1.0\text{E-}04$ 、記

録サンプリングレート 2000 Hz とした。また、角加速度変動の振幅抽出には、National Instruments LabVIEW を用いて構築した定比トラッキング解析プログラムを用い、チャープ信号 4 周期分の窓区間に対する FFT によって加振周波数成分の振幅を抽出した。FFT の設定は、ブロックサイズ 1024 点、FFT 周波数分解能  $\Delta f_{\text{FFT}}$  および分析周波数  $f_{\text{max}}$  は前述のとおり加振周波数  $f$  に対する関数として次式のように与えた。トラッキング解析の出力周波数分解能（窓区間の抽出間隔） $\Delta f_{\text{FFT}}$  は 0.25 Hz とした。

$$\Delta f_{\text{FFT}} = \frac{f}{n_{\text{T}}} \quad (3.5)$$

$$f_{\text{max}} = n_{\text{L}} \Delta f_{\text{FFT}} \quad (3.6)$$

ここで、 $n_{\text{T}} = 4$  は窓区間に与える周期数である。 $n_{\text{L}}$  は FFT の最大解析周波数を定めるライン数であり、本研究では 400 とした。

また、計算コストは解析に要した時間  $t_{\text{Simulation}}$  と解析上の時間軸  $t_{\text{Realtime}}$  との比とし、次のように定義した。

$$\gamma_{\text{c}} = \frac{t_{\text{Simulation}}}{t_{\text{Realtime}}} \quad (3.7)$$

表 3.2 駆動系周波数応答の加振条件

Parameter	Description	Excitation condition			Unit
		A1	A2	A3	
$T_{\text{AC}}$	Drive motor torque amplitude	300	600	900	Nm
$ \dot{\theta}_1 $	Estimated acceleration amplitude	420	839	1259	rad/s <sup>2</sup>
$T_{\text{DC}}$	Drive motor bias torque	150	←	←	Nm
$f$	Excitation frequency)	25→75	←	←	Hz
$\gamma_{\text{c}}$	Frequency chirp gradient	0.5	←	←	Hz/s

### 3.2.3 回転時ねじり特性シミュレーション結果および考察

まず、モデル検証のため、 $n_{\text{Elm}} = 8$  離散化モデルによる回転時ねじり特性のシミュレーション結果を図 3.3 に示す。第 2 章において取得した実測結果を図 3.3(b)に再掲した。また、本研究に用いるトーショナルダンパは正負対象の挙動をとるため、第一象限のみの表示とした。履歴特性の形状は、動的バックラッシュ部を含め実験結果と良い一致を示してい

る。続いて、1000 rpm, 2000 rpm における小振幅ねじり特性のシミュレーション結果を図 3.4 に示す。比較のため、第 2 章において取得した実測結果 (図 2.10) を重ねた。異なる回転速度および振幅条件においても、実験結果とシミュレーション結果は良い一致を示している。

次に、離散化数が履歴特性および計算コストに及ぼす影響を検討するため、2000 rpm,  $n_{\text{Elm}} = 1 \sim 8$  における小振幅ねじり特性の実測との比較を図 3.5 に示す。 $n_{\text{Elm}}$  が 6 よりも小さい場合、実験結果と比較し目視上不一致と判断できる程度の乖離が発生している。これより、第 2 章において明らかにした離散化数と精度の関係において、離散化数 6 程度がねじり特性形状の再現度としても妥当であることが検証できた。また、図 3.5(a)~(f) のシミュレーション結果を比較すると、履歴特性が多角形状であり、その多角数は往路 (加力線) または復路 (現力線) において、 $n_{\text{Elm}}$  と一致している。これは、2.5.1 項に示した履歴特性発生原理そのものであり、理論のとおり多角形の履歴特性が得られているといえる。

次に、図 3.5 のシミュレーション結果に対応する計算時間およびソルバが生成した方程式数の関係を図 3.6 に示す。方程式数は離散化数に対し線形比例の関係にある一方、計算時間は 2 次関数的に増大している。したがって、離散化数の適切な選択は、計算コストおよび計算精度の両立のために重要であるといえる。

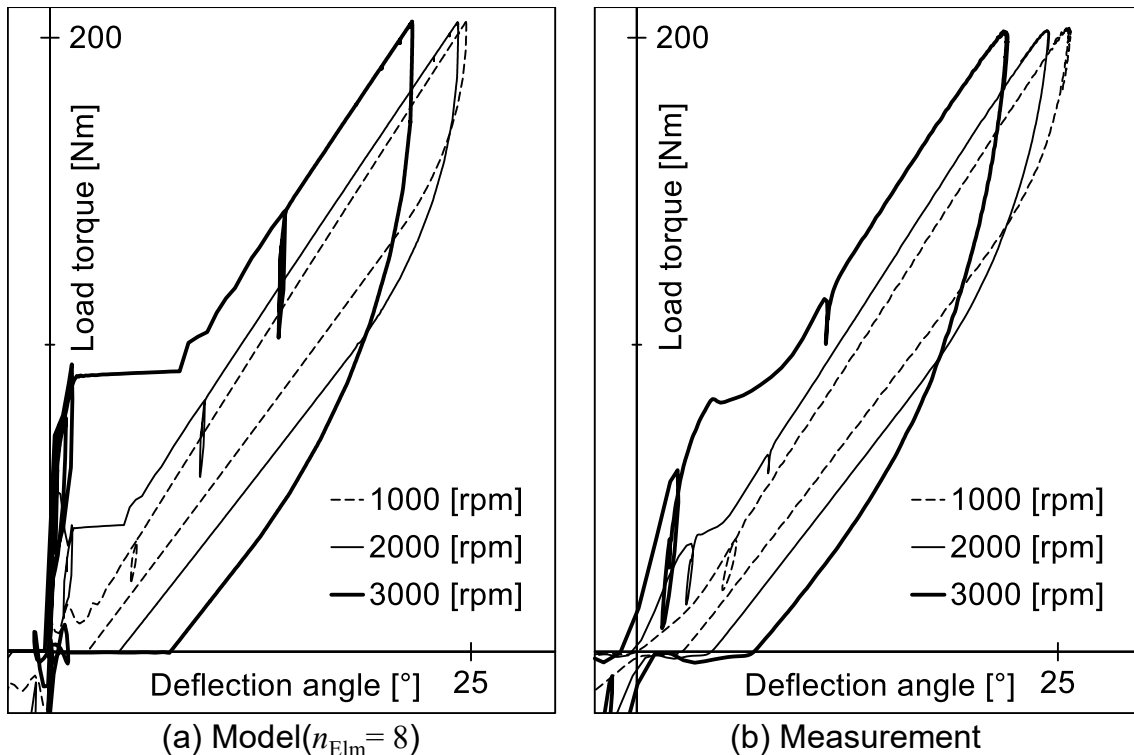


図 3.3 AS-LTD における回転時ねじり特性のモデル検証結果



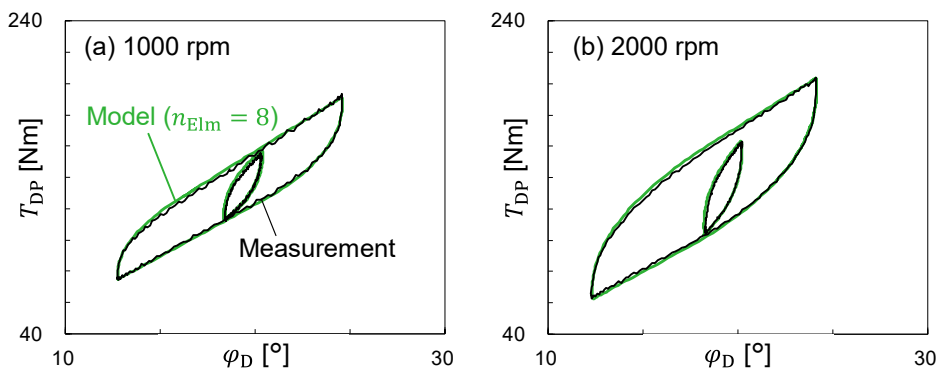


図 3.4 小振幅ねじり特性のモデル検証結果

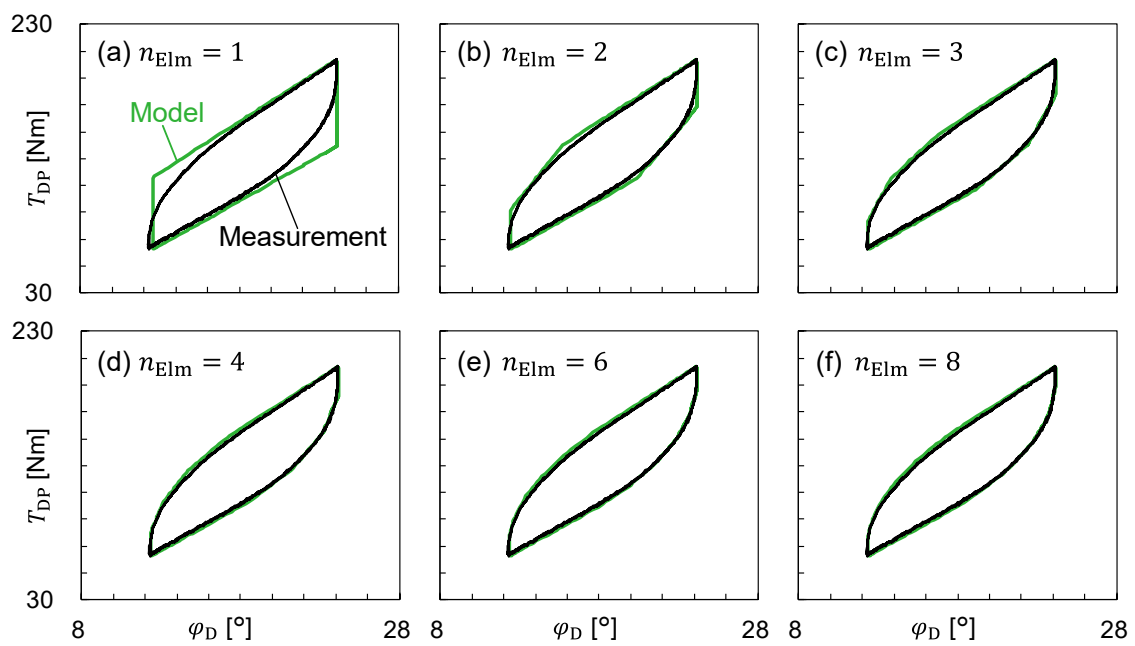


図 3.5 離散化数が履歴特性形状に及ぼす影響 (2000 rpm)

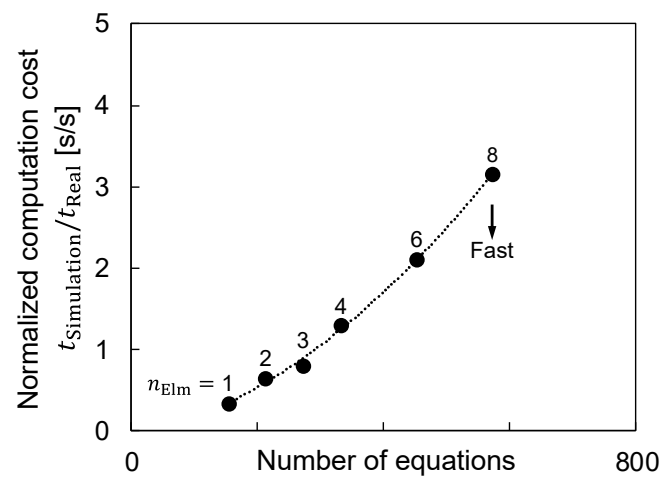


図 3.6 離散化数が計算コストに及ぼす影響

### 3.2.4 駆動系周波数応答シミュレーション結果および考察

離散化数  $n_{\text{Elm}} = 4, 8, 16$ , 加振条件 A1~A3, 回転速度条件 1000, 2000, 3000 rpm における駆動系周波数応答のシミュレーション結果を図 3.7(a)~(c) に示す. まず, 加振条件と見かけ共振点の変化に着目すると, 最大加振力条件 A3 が最も低く, 一方加振力最小条件 A1 が最も高くなっている (たとえば, 図 3.7(a)). これは, 加振力が大きい条件ほど  $|\varphi_D|$  が増加していることから, 2.3.5 項において考察した「振幅が増加するにつれ見かけ剛性が低くなる振幅依存性」にしたがって, 漸軟特性が現れていると考えられる.

次に, 同一の加振力条件における回転速度の変化に着目すると, 回転速度の上昇によって見かけ共振点が高周波数化しているとともに,  $|\ddot{\theta}_3|$  および  $|\varphi_D|$  が減少し, 共振点前後の裾野が広がっている (図 3.7(a)~(c)). これは, 2.3.5 項において考察した「回転速度の増加につれ見かけ減衰係数が大きくなる回転速度依存性」により, 減衰効果が増大した結果,  $|\varphi_D|$  の減少とともに振幅依存性によって見かけ剛性が上昇するという複合的な影響を示唆している.

さらに, 回転速度が最大かつ加振振幅が最小である 3000 rpm, A1 条件においては, 離散化数によって振幅および見かけ共振点ともにばらついており, 離散化数による影響が最も大きい (図 3.7(c)). しかし, 図 3.5 に示した小振幅ねじり特性では,  $n_{\text{Elm}} = 6$  程度よりも大きい離散化モデルでは, 履歴特性の形状に差がほとんど現れなかった. これは, 図 3.5 の振幅条件  $|\varphi_D| = 5^\circ$  に対し, 図 3.7(c) の A1 条件では  $|\varphi_D|$  が最大  $0.5^\circ$  程度と, きわめて小さいことに起因すると考えられる.

そこで, 図 3.7 の見かけ共振点近傍での振幅  $\max(|\varphi_D|)$  の条件に基づき, 微小ねじり特性のシミュレーションを行った. その結果を図 3.8 に示す. 離散化数による結果のばらつきが最大であった 3000 rpm の条件 A1 では, 離散化数が小さいほど履歴特性上の多角形数が減少しており, 加力線における多角形数は  $n_{\text{Elm}} = 4$  においては 1,  $n_{\text{Elm}} = 16$  においては 4 程度となっており, 図 3.5 の多角形数と比べ少ない結果である. すでに 2.5.1 項に述べたとおり, 加力線または減力線における最大多角形数が離散化数に等しいとき, すべての離散化質量および離散化ばねが作動しているとみなすことができる. さらに, 加力線または減力線から逆方向に転じる際, 離散化要素の作動は必ず端部から始まることも同様に明らかである. したがって, 履歴特性における多角形数が  $n_{\text{Elm}}$  の数に満たない図 3.8 の結果は, 端部から多角形数だけの離散化要素のみが部分的に作動する, 部分稼働現象の発生を示唆する. 特に部分稼働現象が 3000 rpm, A1 条件の結果において最も顕著となったのは,  $|\varphi_D|$  が最も小さい条件, すなわち高回転速度かつ低加振振幅であったためといえる. また,  $n_{\text{Elm}}$  を小さくとると, 相対的に離散化質量が増加するため, それぞれの離散化要素が分担する摩擦トルクもまた増加する. その結果, 部分作動現象が顕著となり,  $n_{\text{Elm}}$  が大きい結果と比較し履歴特性形状に差異が発生したと考えられる. すなわち,  $n_{\text{Elm}}$  が小さい結果においては, 計算精度が不足している可能性があり, 本シミュレーションに用いた加

振条件においては、少なくとも  $n_{\text{Elm}} = 8$  では離散化数が不足している可能性があるといえる。

最後に、離散化数と計算コストの関係を表 3.3 に示す。なお、計算は一般的な CPU(Core i7-6500U)を搭載するノート PC を用いたシングルコア計算とし、ソルバは可変ステップ (CVODE), 許容誤差を  $1.0\text{E-}04$  とした。  $n_{\text{Elm}} = 4 \rightarrow 8$  では解析時間がおよそ 1.7 倍に、  $n_{\text{Elm}} = 8 \rightarrow 16$  ではさらに解析時間が 2.3 倍程度に増加していることがわかる。

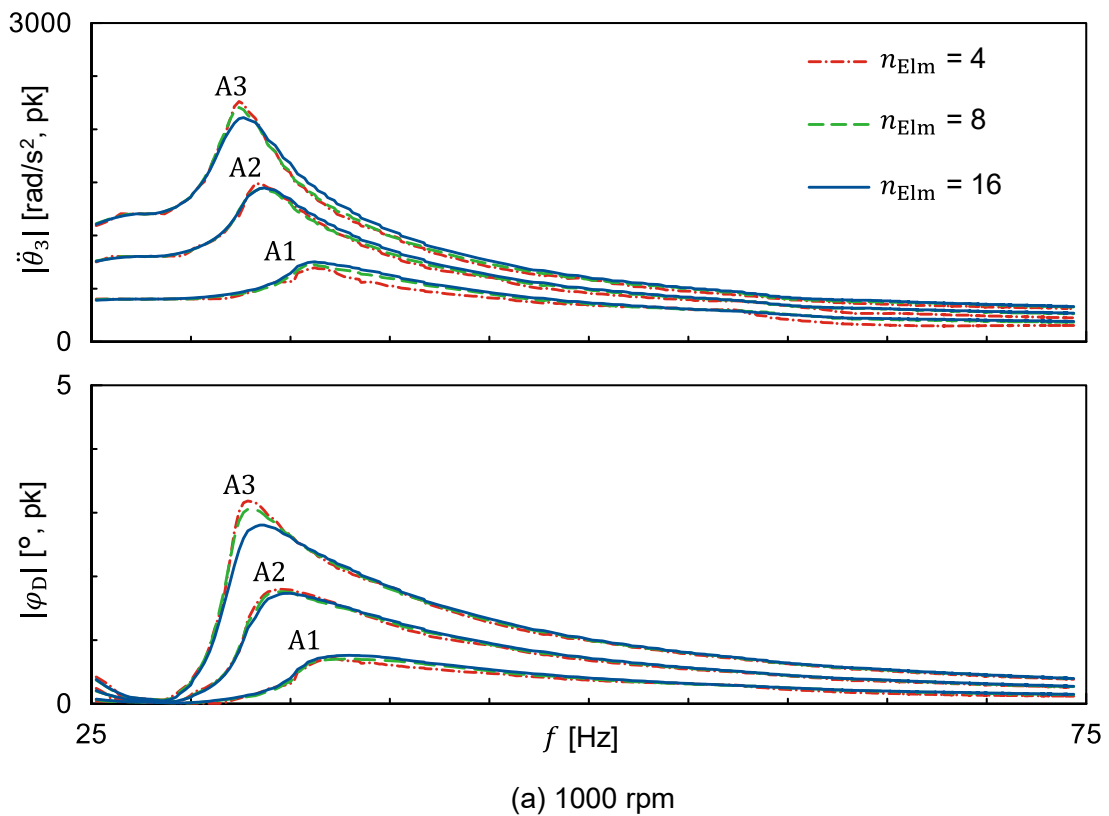
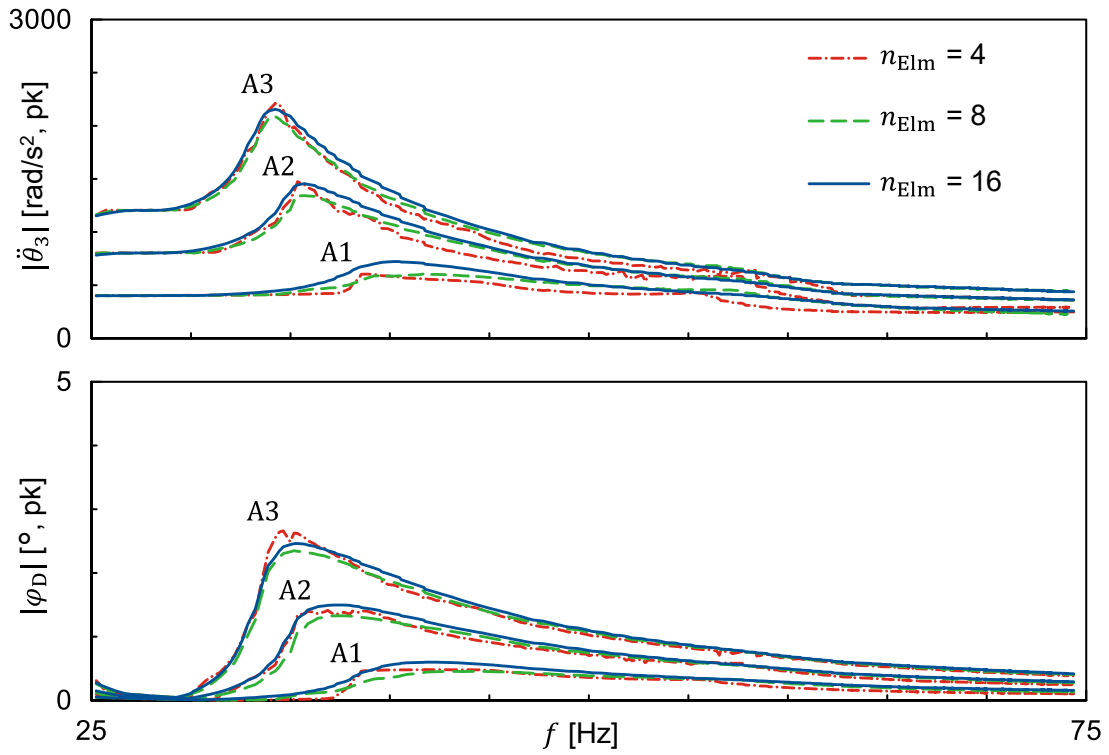
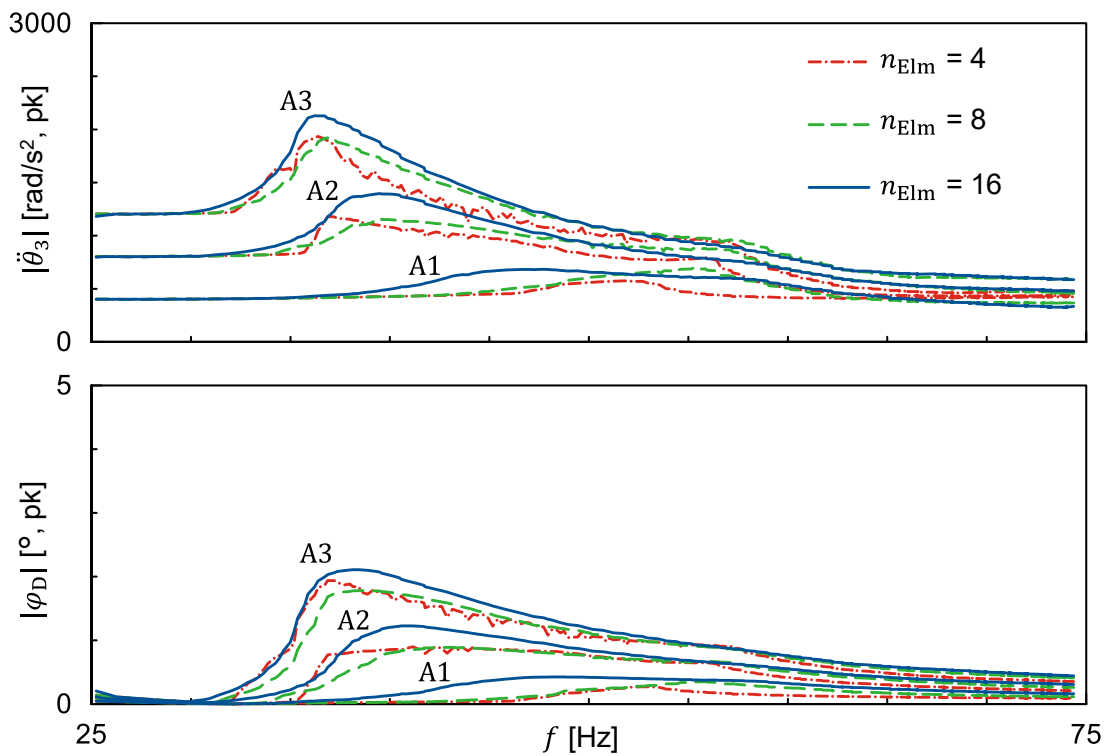


図 3.7 駆動系周波数応答のシミュレーション結果



(b) 2000 rpm



(c) 3000 rpm

図 3.7 駆動系周波数応答のシミュレーション結果

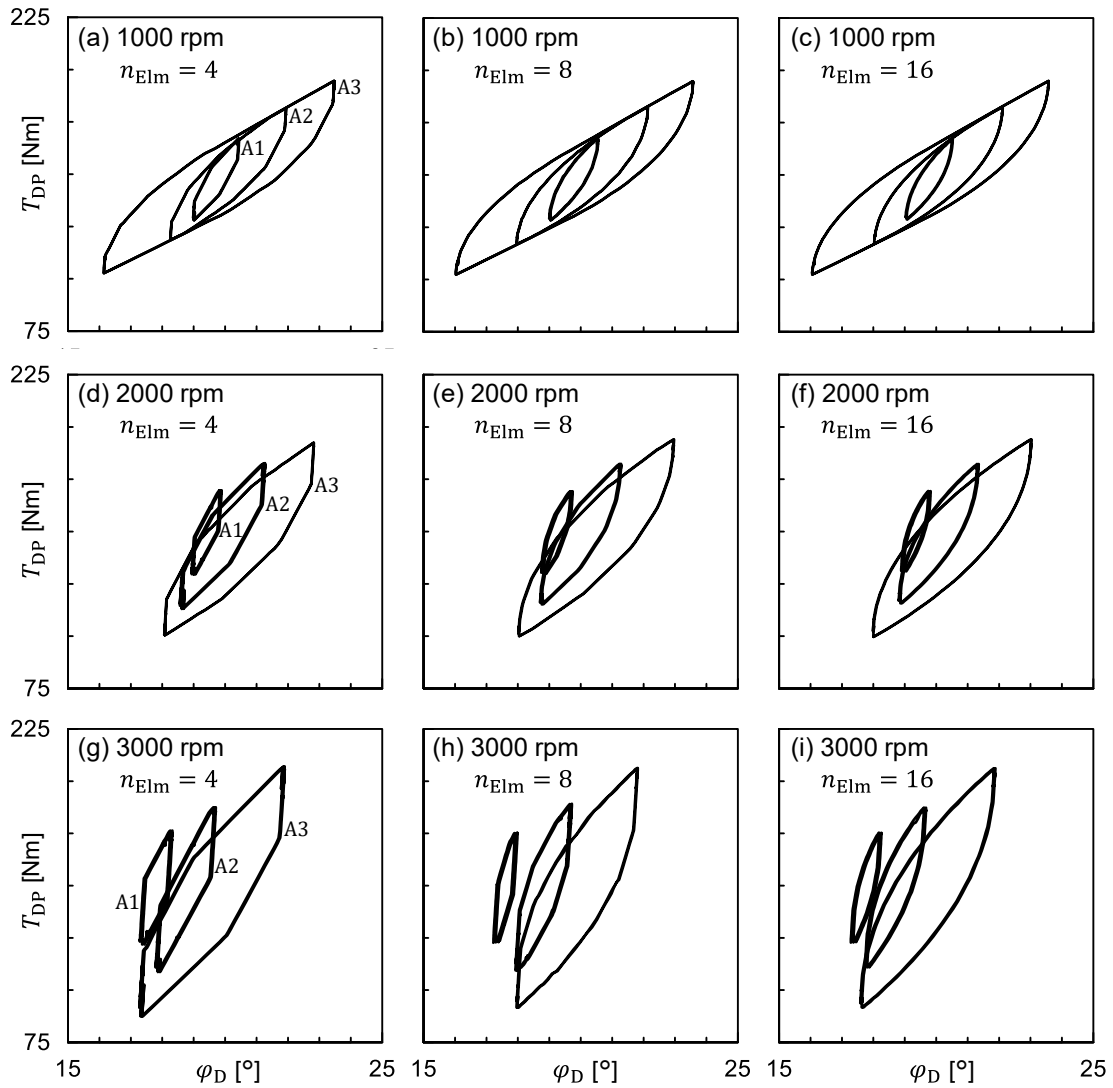


図 3.8 微小ねじり特性のシミュレーション結果

表 3.3 離散化数が駆動系周波数応答の計算コストに及ぼす影響

$n_{Elm}$	4	8	16
$\gamma_s$	1.9	3.3	7.5

### 3.3 IS-DMF における動的バックラッシュ挙動の検討

動的バックラッシュは、第 2 章において明らかにしたメカニズムに基づくと、①トーショナルダンパの弾性体を大きく圧縮するための相対トルクを与えたのち、②相対トルクを除去し、続いて、③逆方向の相対トルクを与えることによって生じる。さらに、④相対トルクを増加させると動的バックラッシュ挙動は消失し、通常のトーショナルダンパとしての機能を果たす。ここで、③の段階において相対トルクが微小かつエンジントルク変動が入力される状況を考えると、動的バックラッシュにおける接触振動が発生する可能性がある。これは、トランスミッション歯車のかみ合いにおける歯打ち現象<sup>(59)</sup> に類似する現象であると考えられる。

歯打ち現象は、相対トルクやトルク変動の大小によって、歯が常に接触しながら回転している状態 (図 3.9(a))、歯の片面での歯打ち現象 (図 3.9(b))、歯の両面での歯打ち現象 (図 3.9(c)) に分類される<sup>(60)</sup>。しかし、本研究において用いる IS-DMF の場合、動的バックラッシュ量は 4000 rpm においては  $30^\circ$  以上である (図 2.11)。これは、歯車のかみ合いにおけるバックラッシュ量と比べきわめて大きいいため、図 3.9(c) の両面歯打ち現象は発生せず、図 3.9(b) の片面での歯打ち現象、あるいは図 3.9(a) の非歯打ち現象に類する挙動が現れる可能性が高い。また、接触振動の様態を変化させる影響因子として、接触剛性、接触部に加わる押付力 (相対トルク)、接触部前後の慣性モーメントが挙げられる。このうち、接触剛性は 2.6 節の実験同定によって求め、慣性モーメントは実車エンジンのクランクシャフト等価慣性モーメントおよび IS-DMF の慣性モーメントによって定まる。また、相対トルクはエンジン平均トルクによって与えられるため、アクセル操作によってエンジン平均トルクを制御することで、図 3.9(b) から図 3.9(a) の状態に至るまで、動的バックラッシュを発生できる可能性がある。ただし、そのためには、先述の発生メカニズム①～③を実車の運転操作により再現させなければならない。

そこで、本節では、動的バックラッシュが発生し得る運転操作手順を検討する。続いて、運転操作手順を表現可能な実車の駆動系シミュレーションモデルを構築し、動的バックラッシュによって引き起こされる非線形振動の性質を明らかにする。

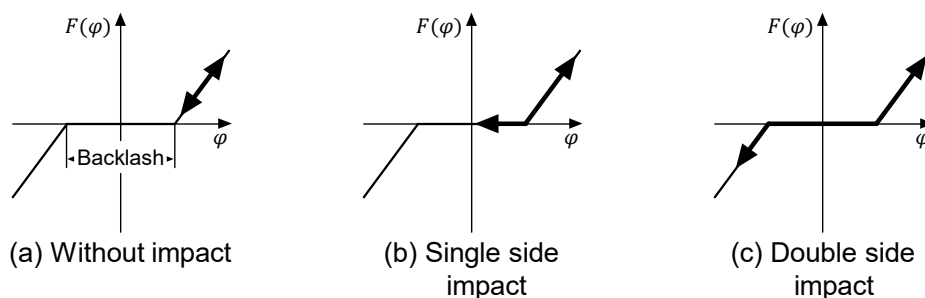


図 3.9 歯打ち現象の分類 (吉武ら<sup>(60)</sup> の図をもとに筆者が作成)

## 3.3.1 回転時ねじり特性と動的バックラッシュ量

まず，IS-DMF 離散化モデルにおける回転時ねじり特性のシミュレーション結果を図 3.10 に示す．第 2 章において取得した実測結果を図 3.10(b) に再掲した．AS-LTD のモデル検証と同様，第一象限のみの表示とした．シミュレーションの方法および条件は，第 2 章において示した実際の計測条件と同一とした．実験結果とシミュレーション結果は，それぞれの回転速度条件において良い一致を示している．

次に，回転時ねじり特性より抽出した動的バックラッシュ量を図 3.11 に示す．実験結果と比較し，モデルの動的バックラッシュ量は  $3^\circ$  程度小さく，回転速度にかかわらず一定の誤差を示している．これは，モデルの摩擦トルクを算出するパラメータのうち，回転速度依存にかかわらない部分による誤差影響（たとえば，動摩擦係数）が考えられる．しかし，本節における主目的は，動的バックラッシュ挙動が車両駆動系に及ぼす影響の検討であるため，動的バックラッシュが良く再現できているとみなす．

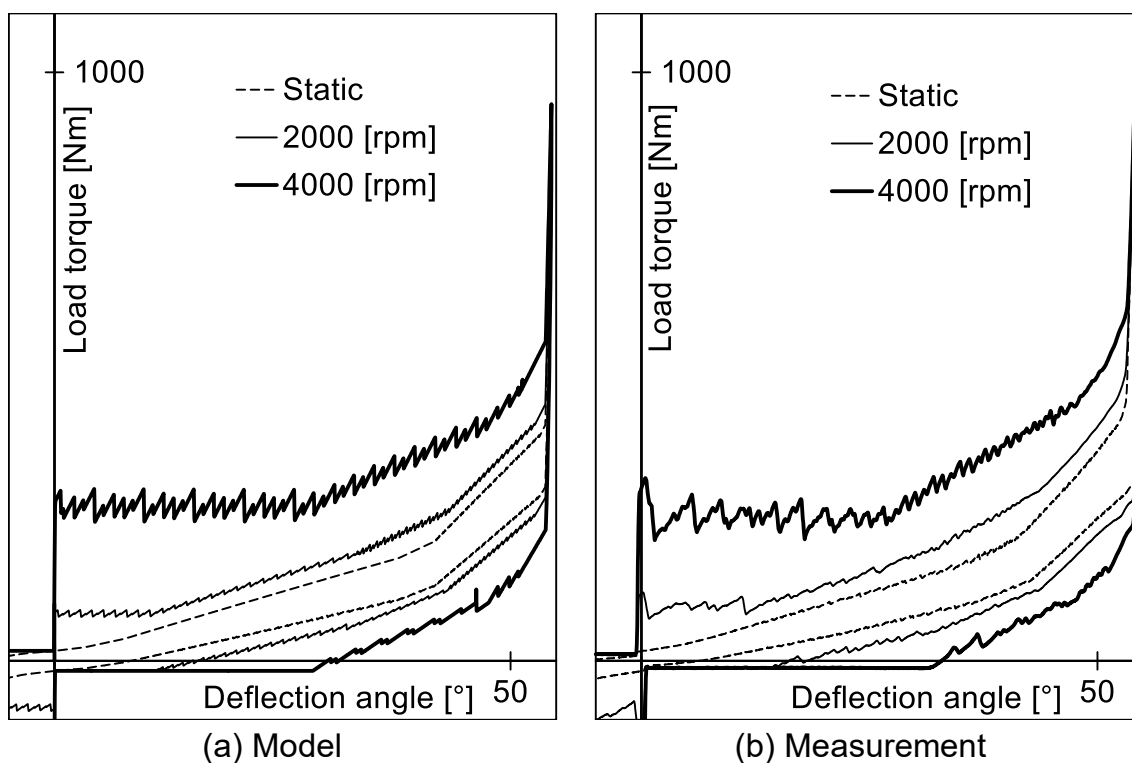


図 3.10 IS-DMF における回転時ねじり特性のモデル検証結果

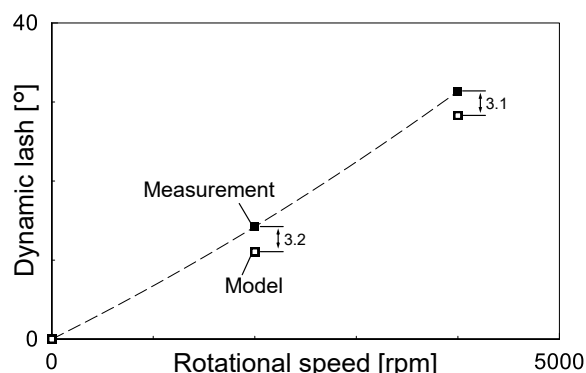


図 3.11 IS-DMF における動的バックラッシ量のモデル検証結果

### 3.3.2 動的バックラッシを引き起こす運転操作の検討

動的バックラッシが引き起こす非線形振動の性質を明らかにするため、実車における運転操作手順を検討する。まず、全開加速により高いエンジン回転速度まで上昇させたのち、急激にアクセルを戻しエンジンプレーキ状態とする手順が考えられる。この手順によると、加速中の大きなエンジントルク入力によりトーショナルダンパに正の相対トルクが与えられ、続いてエンジンプレーキ状態に転じると逆方向（負）の相対トルクにより動的バックラッシが発生すると考えられる。しかし、エンジンプレーキによるトルクは概略一定であり、運転操作によって変化をもたらすことができない。

そこで、逆方向の相対トルクを変化させ得る運転操作手順を考案する。運転操作手順 S1～S3 および動的バックラッシ発生メカニズムの関係を図 3.12 に示す。これは、高車速時においてクラッチ断およびダウンシフト操作を行い、(S1) エンジンがアイドル回転に至ったのちにクラッチを急接合し、(S2) しばらくの待機時間を経て (S3) アクセルを徐々に入力するという方法である。以下に、手順 S1～S3 によって得られるトーショナルダンパの推定挙動を述べる。

- S1) エンジンが高回転となる車速と変速段の条件によって、クラッチを急接合する。すると、クラッチの吸収エネルギーにより大きな負の相対トルクが発生し、トーショナルダンパが大きくねじられる。
- S2) 一定時間運転操作をせずに待機すると、クラッチの急接合による過渡振動が収束し、トーショナルダンパの相対トルクが零に戻ろうとする。このとき、モデル上では高回転が維持されるため、動的バックラッシの「あそび」挙動が発生する。
- S3) アクセル操作によって逆方向（正）の相対トルクを入力すると、動的バックラッシ「がた打ち」挙動が発生する。さらに、アクセル開度を徐々に大きくすることで印加トルクを大きくしていくと、図 3.9(b) の状態から図 3.9(a) の状態に至るまで、動的バックラッシによる振動現象が発生する。



本手法は、前者の手法と比べ一般的な運転操作ではないが、サーキット走行における高車速・高回転での減速シフトや、長い降坂路における減速シフトによって起こり得る。ただし、本手法を実際の路上において実施すると、アクセル操作による相対トルクの入力によって車両が加速し、回転速度の条件が変化するため、定性的な評価が困難である。そこで、シミュレーションモデルにおいては、任意の一定エンジン回転速度（ $\propto$ 車速）となるように、タイヤ軸に対し一定速度の拘束を与える。

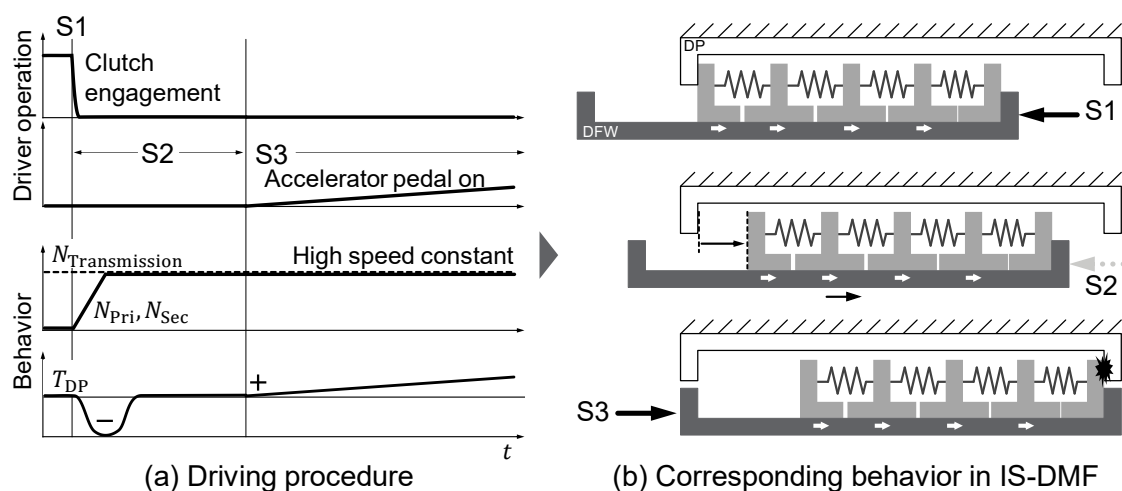


図 3.12 実車を用いた動的バックラッシュの発生方法

### 3.3.3 シミュレーションモデルおよび条件

IS-DMF 離散化モデルを導入した実車における駆動系モデルを図 3.13 に示す。続いて、シミュレーション実行のために解析ソフトウェアによって構築した 1D モデルおよび測定点を図 3.14 に示す。本節においては、IS-DMF の動的バックラッシュ挙動により引き起こされる非線形振動に着目し、駆動系モデルを必要最小限の自由度によって構成する。すなわち、トランスミッションの入力軸から出力軸までのねじり剛性および慣性モーメント、ドライブシャフトから路面までのねじり剛性および慣性モーメントを、それぞれ任意の変速段における等価 1 自由度系とした。そのため、IS-DMF を 1 自由度のばね要素であると考えれば、3 自由度系程度のモデルとなっている。なお、図 3.13、図 3.14 において IS-DMF は一つの弾性体としてあらわしているが、その内部は図 2.22 に示した  $n_{\text{Elm}} = 4$  のモデルであるため、実際には IS-DMF 内部は 5 自由度系 ( $n_{\text{Elm}} + 1$ ) である。

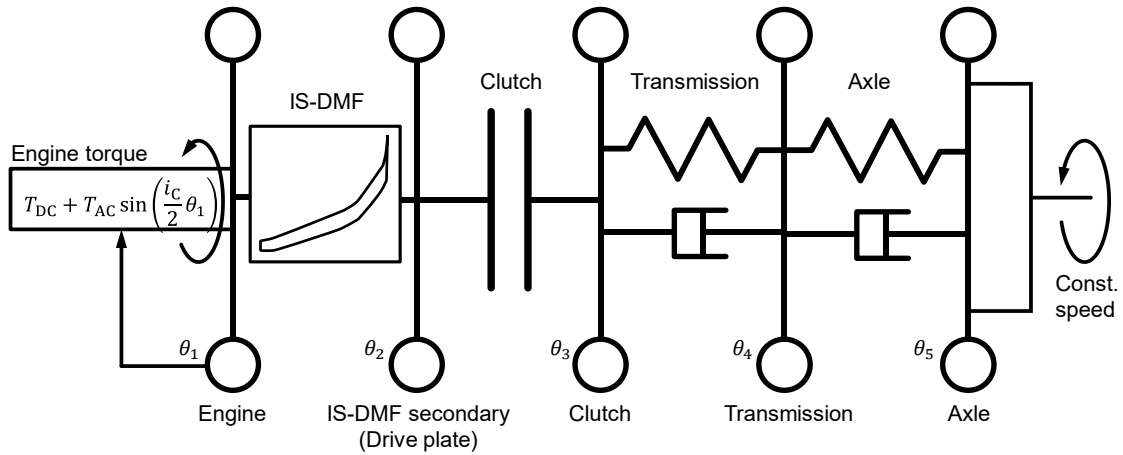
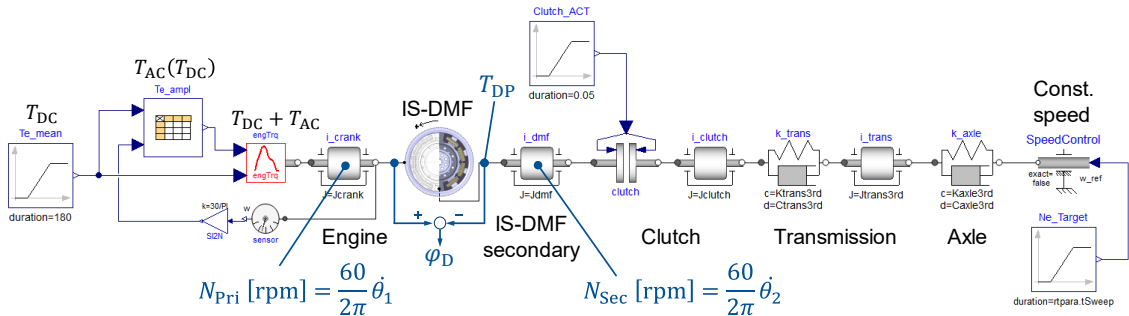
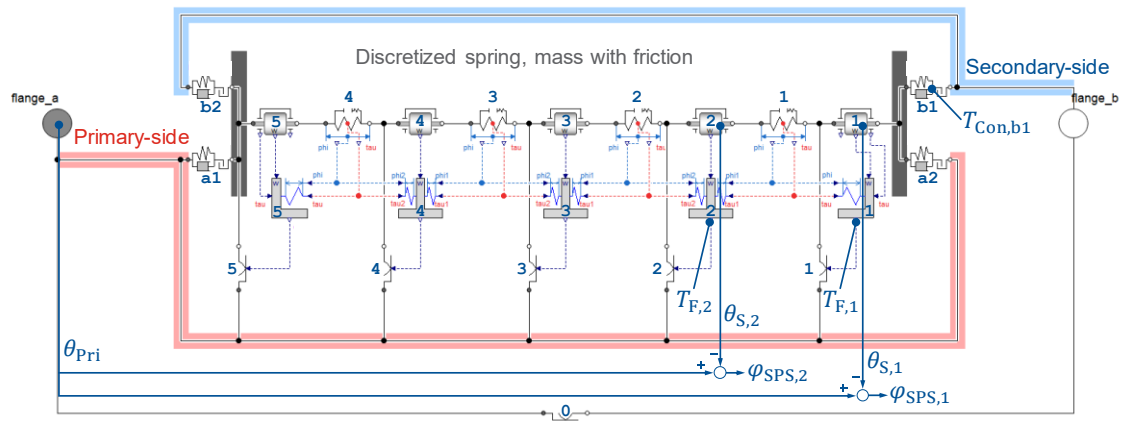


図 3.13 実車駆動系のねじり振動モデル



(a) Equivalent vehicle drivetrain model in specific gear



(b) IS-DMF model

図 3.14 1D モデルおよび測定点

シミュレーション条件は、第 4 章において検討する実験を考慮し定める。まず、一定速度条件とするエンジン平均回転速度は、図 3.11 において動的バックラッシュが最大となった 4000 rpm とする。次に、車両駆動系のモデルパラメータは、実験に用いる車両である小型直列 4 気筒エンジン、前輪駆動、および 6 速マニュアルトランスミッションの諸元を用いる。変速段は、実験における制限車速を考慮し 3 速とする。加振条件は、エンジン平均トルクを最大エンジン平均トルクの 50 % 以下とし、0~120 Nm とする。エンジン平均トルクの上昇勾配は (120 Nm) / (180 s) とする。これは、後述する STFT の時間窓幅内におけるモデルの準定常応答を得るためであり、実験において可能な連続負荷時間を考慮し定めた。また、エンジントルクは式(3.8)に示すとおり、エンジン平均トルクおよび燃焼 1 次正弦波トルク変動の和として与える。

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = T_{DC} + T_{AC} \sin\left(\frac{i_c}{2} \theta_1\right) \quad (3.8)$$

ここで、 $i_c$  は気筒数である。トルク変動振幅  $T_{AC}$  は、エンジン平均トルク  $T_{DC}$  に対するテーブル関数として図 3.15 のエンジン回転速度 4000 rpm におけるエンジン平均トルクとエンジン燃焼 1 次成分トルク変動の関係を用いる。これは、実車を用いた予備実験より取得した実験値である。なお、使用するエンジンは 4 気筒であるため、加振周波数  $f_E$  は式 (3.1) より 133.33 Hz である。

また、シミュレーション結果として、図 3.14(b) に示したモデルより、IS-DMF 相対ねじり角  $\varphi_D$ 、SPS<sub>1</sub> 相対ねじり角  $\varphi_{SPS,1} = \theta_{Pri} - \theta_{S,1}$ 、DP 接触トルク  $T_{Con,b,1}$ 、SPS<sub>1</sub> および SPS<sub>2</sub> の摩擦トルク  $T_{F,1}$ 、 $T_{F,2}$  を取得する。

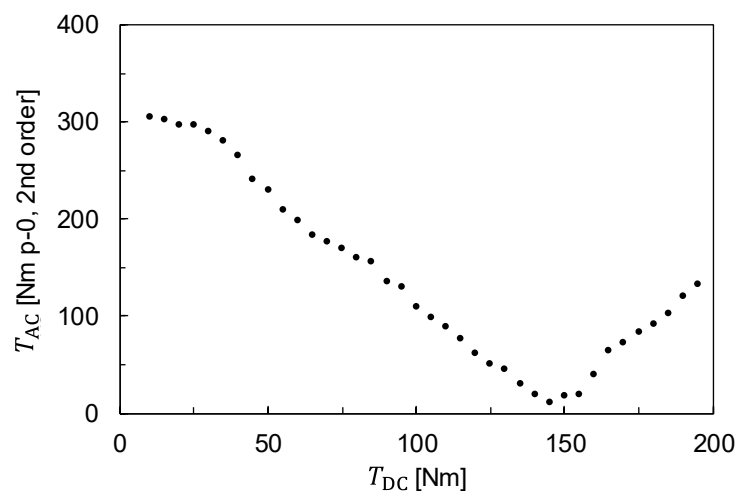


図 3.15 直列 4 気筒エンジンにおける平均エンジントルクと燃焼 1 次成分エンジントルク変動の関係 (4000 rpm)

### 3.3.4 データ解析手法

シミュレーション結果は、加振周波数が常に一定であり、 $T_{DC}$  が時間とともに線形上昇する時系列データとなる。そこで、着目する動的バックラッシュの挙動をあらわす相対ねじり角  $\varphi_D$  に対し、STFT 解析を実施し、x 軸を  $T_{DC}$ 、y 軸をスペクトル周波数、z 軸（色）をスペクトルの振幅値としたカラーマップによって、 $T_{DC}$  の変化に対しどのような周波数成分が発生するか検討する。

また、歯打ち振動において、分数調波振動やカオスの挙動の発生が報告されている<sup>(61)</sup>。そこで、STFTに加え、分岐図および Poincaré によって提案されている First return map 手法（以下；リターンマップと記す）を用いた検討を行う。

リターンマップおよび分岐図の概要を述べる。まず、リターンマップは 2 次元プロットであり、 $\varphi_D(t)$  の加振周期ごとの極大値  $\varphi_D(n)$  を、次の極大値  $\varphi_D(n+1)$  に対してプロットしたものである。これにより、加振周期に対する振動波形の自己相関性が明らかになる。たとえば、 $x = y$  線上にサンプリング点群が存在する時、これを不動点といい、サンプリングに用いた加振周期以外の振動成分は存在しないことが示される。一方、 $x = y$  線上以外に点群が存在するとき、集まった点群の数に対応した倍数の周期振動が発生していることが示される。なお、本論文において、加振周波数に対して系の振動が  $n$  倍の周期に収れんすることを、 $1/n$  次分数調波振動とあらわす。

次に、分岐図は、任意の特徴パラメータを横軸、先述の  $\varphi_D(n)$  を縦軸にプロットしたものである。これにより、特徴パラメータと分数調波振動の関係が明らかになる。本論文においては、特徴パラメータに  $T_{DC}$  を用いることとした。

STFT、分岐図およびリターンマップの解析は、汎用プログラミング言語 Python を用い、`Scipy.signal.stft()` 関数および `Scipy.signal.find_peaks()` 関数を用いた。STFT の解析条件は、サンプリング周波数  $f_s = 6400$  Hz、窓関数 = Hann、フレームサイズ  $n_{\text{Frame}} = 4096$ 、オーバーラップ = 50 % とした。このとき周波数分解能は  $\Delta f_{\text{FFT}} = f_s/2.56 \ll f_E$  であり、加振周波数  $f_E$  より十分に小さい。また、振幅スペクトルを正確に抽出するために、Hann 窓関数における等価信号帯域幅 (2/3) の補正<sup>(62)</sup> を考慮した。さらに、 $T_{DP}$  に対し `Scipy.signal.lfilter()` 関数を用いた FIR フィルタによるローパス処理を適用し、平均印加トルク  $T_{DC}$  とした。FIR フィルタの解析条件は、カットオフ周波数 = 0.5 Hz、タップ数 (次数)  $n_{\text{taps}} = 1000$  とし、FIR フィルタによる時間遅れは次式のように補正した。

$$t_{\text{correction}} = t - \left( \frac{n_{\text{taps}}}{2f_s} \right) \quad (3.9)$$

## 3.3.5 シミュレーション結果および考察

3.3.2 項において検討した運転操作手順により、動的バックラッシュが発生することを確認する。手順 S1～S3 に対応するシミュレーション結果の時間軸波形を図 3.16 に示す。まず、S1（クラッチ急接合）と同時に  $T_{DP}$  および  $\varphi_D$  が急激に負の値に変化し、約 0.15 s の間、一定値を示している。これは、クラッチ急接合操作による大きな負の過渡トルクが加わることにより IS-DMF が大きくねじられていることを示している。次に、S2（待機時間）では過渡振動が収束し、 $T_{DP}$  は零に収束している。一方、 $\varphi_D$  は  $-10^\circ$  程度で一定値を示している。これは、動的バックラッシュの発生を示唆している。さらに、S3 では  $\varphi_D$  が正方向に移動し、約 5.5 s の近傍で  $0^\circ$  に接近していること、それ以降では  $0^\circ$  近傍の境界線に対して負側方向に不安定な跳躍挙動が発生しており、その挙動は燃焼周期  $t_E = 1/f_E$  よりも大きい。これは、動的バックラッシュにおける「がた打ち」の挙動を示唆している。したがって、構築した運転操作手順を用いたシミュレーションにより、動的バックラッシュによる振動現象の発生を確認できたといえる。

次に、 $T_{DC}$ を加えた時点からの STFT および分岐図を図 3.17 に示す。なお、(c) の分岐図は、(b) の分岐図に対し、 $5 \leq T_{DC} \leq 50$  の領域において横軸を対数として拡大した図である。なお、STFT の縦軸は、式(3.1)に示したエンジン平均回転速度  $N_E$  および燃焼周波数の関係よりスペクトル周波数  $f_{FFT}$  を正規化した回転次数  $\tilde{n} = 60f_{FFT}/N_E$  である。

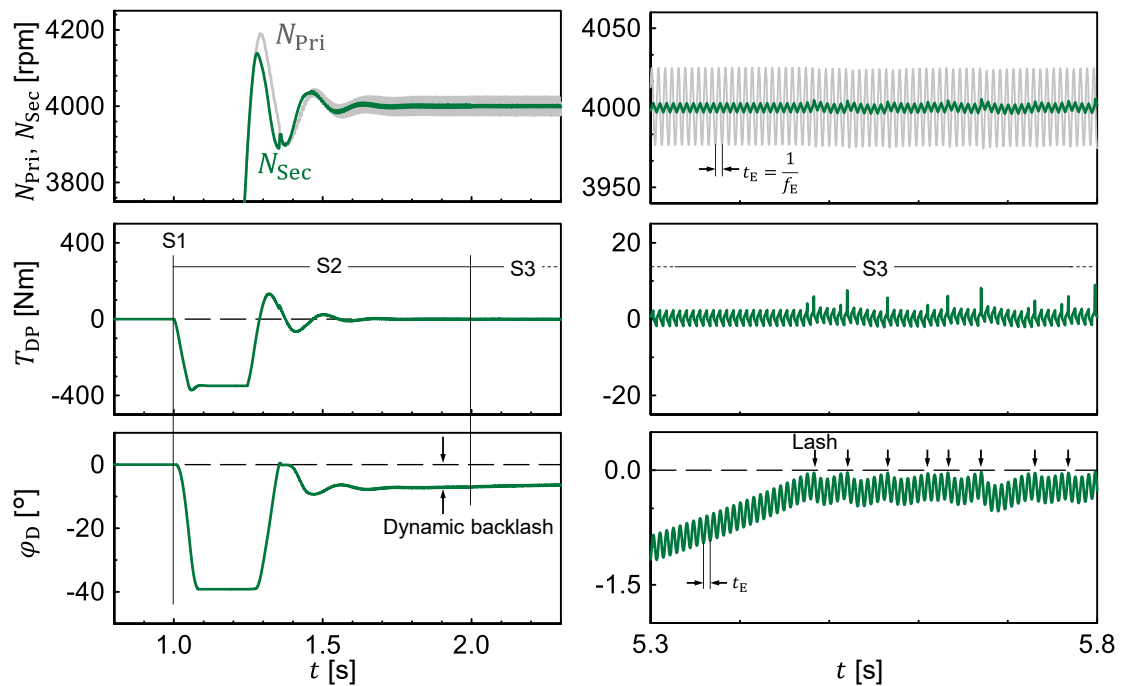
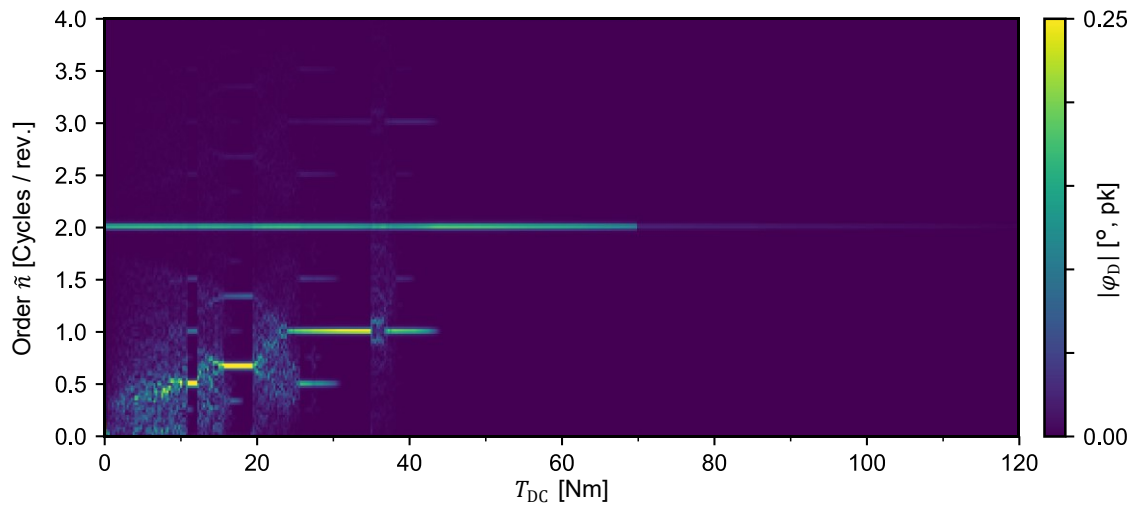
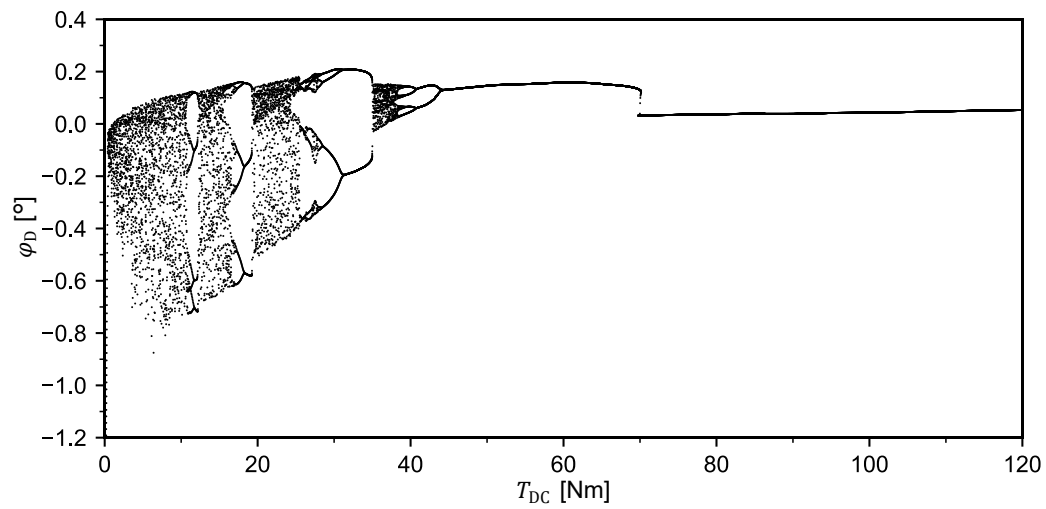


図 3.16 動的バックラッシュの発生確認



(a) STFT



(b) Bifurcation diagram

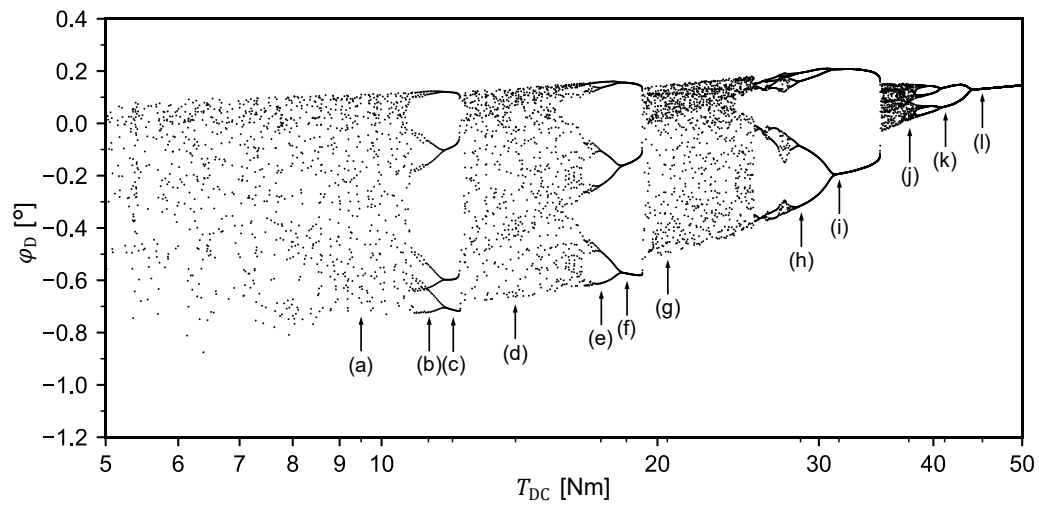
(c) Bifurcation diagram ( $5 \leq T_{DC} \leq 50$ )

図 3.17 STFT および分岐図

まず、図 3.17(a) より、特定の  $T_{DC}$  においてスペクトルが燃焼周波数の  $n$  分の 1 倍に収束している。また同時に、 $n$  は自然数であり、 $T_{DC}$  の値が大きい領域ほど  $n$  が減少している。これは、図 3.17(b) の該当する  $T_{DC}$  の領域において値が  $n$  点に収束していることより、 $1/n$  次分数調波振動が発生していると考えられる。また、 $n$  数が大きい分数調波振動であるほど、分数調波振動に収れんする  $T_{DC}$  の範囲が狭いことがわかる。特に、 $1/4$  次分数調波振動では  $T_{DC} = 11.8 \sim 12.1$  Nm と、きわめて狭い範囲である。

また、 $1/2$  次分数調波振動が発生している  $T_{DC}$  の値よりも大きい領域 ( $T_{DC} > 44$ ) は、不安定な振動および分数調波振動が消失し、サンプリング点がそれ以上の  $T_{DC}$  の領域では概ね一定値を示している。これは、 $T_{DC}$  の増加にともない、動的バックラッシュによる振動現象よりも、IS-DMF 本来の弾性振動が支配的になることで、加振周期に従った振動現象に変化したためと考えられる。なお、のちに時間軸波形による検討結果を述べるが、 $T_{DC}$  の増加にともなって動的バックラッシュが消失することは、すでに 3.3.1 項に述べた回転時ねじり特性より明らかであり、想定どおりの結果である。

さらに、 $T_{DC} \cong 10$  Nm の領域をみると、燃焼周波数未満の広い周波数帯域に振動成分が分散しており、不安定な振動の様相となっている。これは、 $T_{DC} \cong 14, 20, 36$  Nm 近傍においても同様であり、 $T_{DC} < 44$  Nm かつ分数調波振動に収れんしていない  $T_{DC}$  の範囲においては、この不安定な振動が現れている。

次に、不安定な振動の詳細を解明するために、不安定挙動発生時、分数調波振動の収れん直前、および分数調波振動発生時におけるリターンマップを図 3.18 に示す。なお、リターンマップの描画箇所を図 3.17(c) に記載した。

まず、図 3.18(a), (d), (g), (j) は、STFT および分岐図において不安定な振動であると述べた時点のリターンマップである。しかし、点群を見ると規則性がみられる。これは、低次元の力学系における非線形性に由来するカオスの挙動であることを示唆している。

次に、図 3.18(b), (e), (h), (k) は、それぞれ  $1/n$  次分数調波振動に収れんする  $T_{DC}$  の値よりもわずかに小さい領域におけるリターンマップである。ここでは  $2n$  個の点群に収束している。これは、周期倍分岐 ( $1/2n$  次分数調波振動) の発生を示唆しており、本シミュレーション結果におけるいずれの  $1/n$  次分数調波振動近傍においても発生している。

さらに、図 3.18 (c), (f), (i), (l) は、分数調波振動に収れんしている時点のリターンマップである。ここでは  $n$  個の点群に収束している。特に、(f) では 3 倍周期の運動が現れているから、Sharkovskii の定理より、この系にはすべての周期運動が現れ得ることがわかる。

また、 $T_{DC}$  に対する挙動の変化を俯瞰してみると、カオスの挙動が発生している領域 (図 3.18(a), (d), (g), (j)) のリターンマップ形状は、直近の分数調波振動における  $n$  数によって変化し  $n$  数が減少するほど単純にみえ、特に (d) と (g) では、枝のような形状の数が変化していることがわかる。これは、 $T_{DC}$  の大きさによって異なるメカニズムが存在している可能性を示唆している。

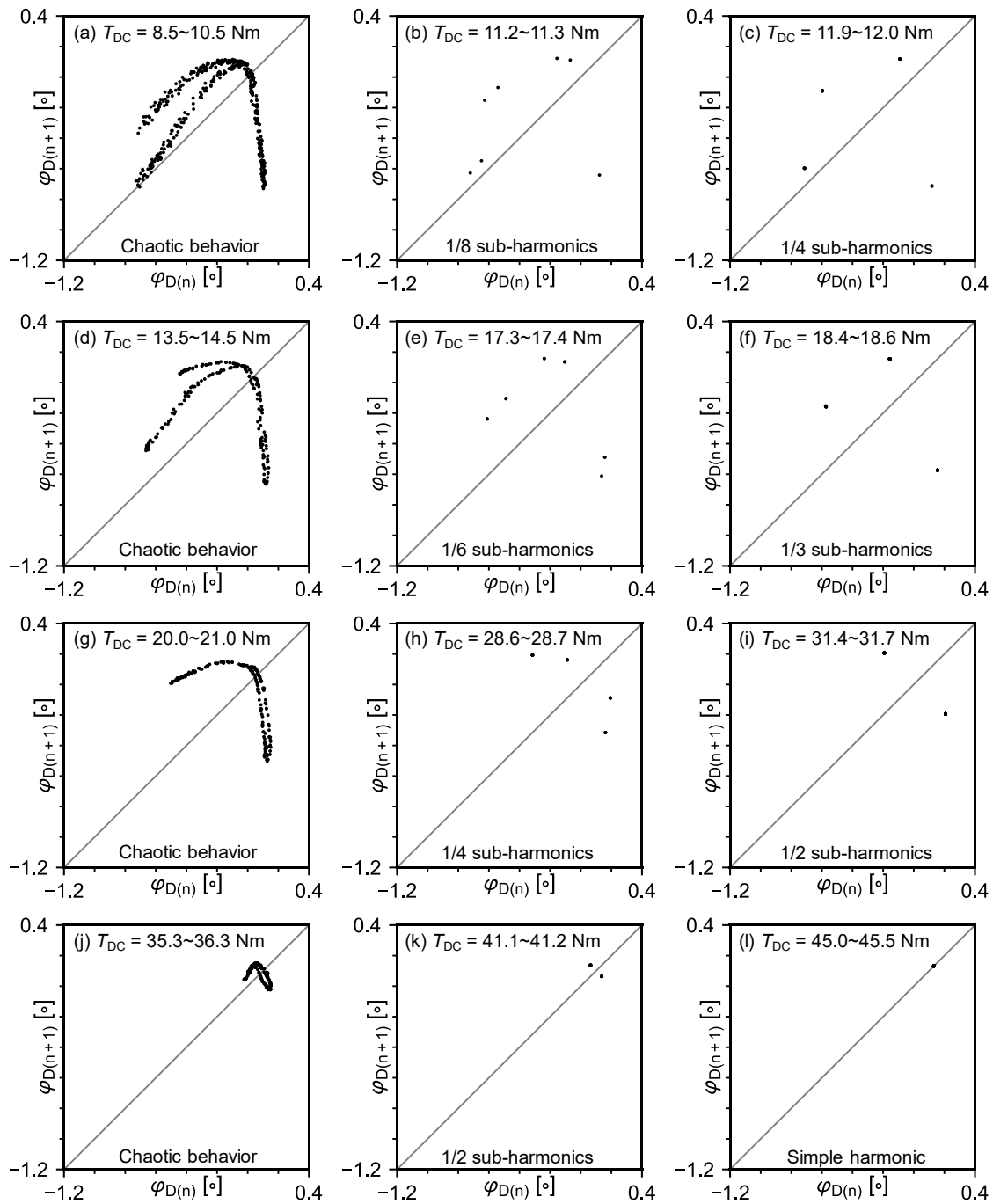


図 3.18 リターンマップ

さらに、動的バックラッシュにおける接触部の挙動を明らかにするために、IS-DMF 内部挙動の時間軸波形および実稼働ねじり特性を考察する。まず、相対トルク入力直後の接触振動開始時点( $0 < T_{DC} \cong 0$ )における、IS-DMF 相対ねじり角  $\varphi_D$ 、SPS<sub>1</sub> 相対ねじり角  $\varphi_{SPS,1}$ 、DP 接触トルク  $T_{Con,b1}$ 、SPS<sub>1</sub> および SPS<sub>2</sub> の摩擦トルク  $T_{F,1}$ 、 $T_{F,2}$  の時間軸波形を図 3.19(a) に、実稼働ねじり特性（当該時間領域における  $T_{DP}$  に対する  $\varphi_D$  の 2 次元プロット）を



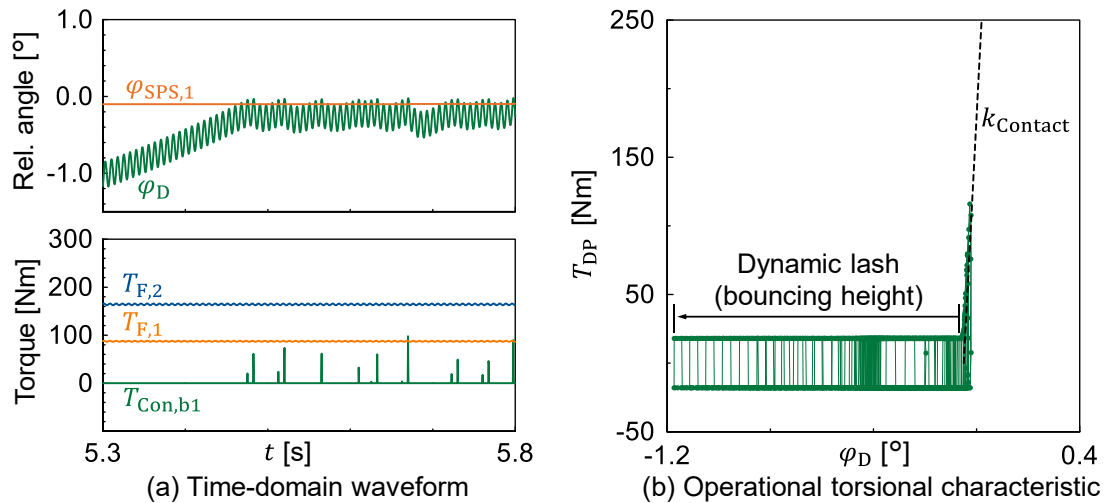
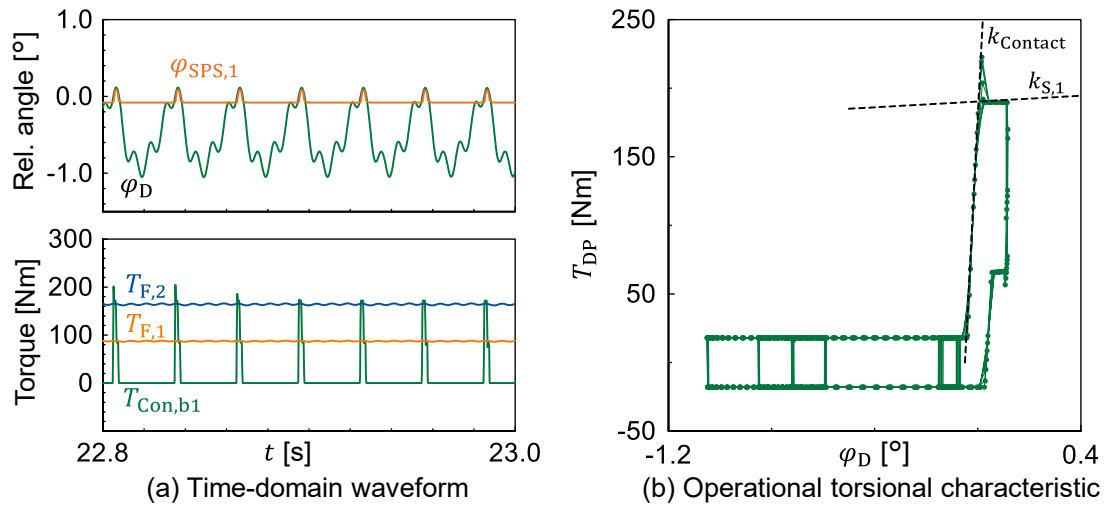
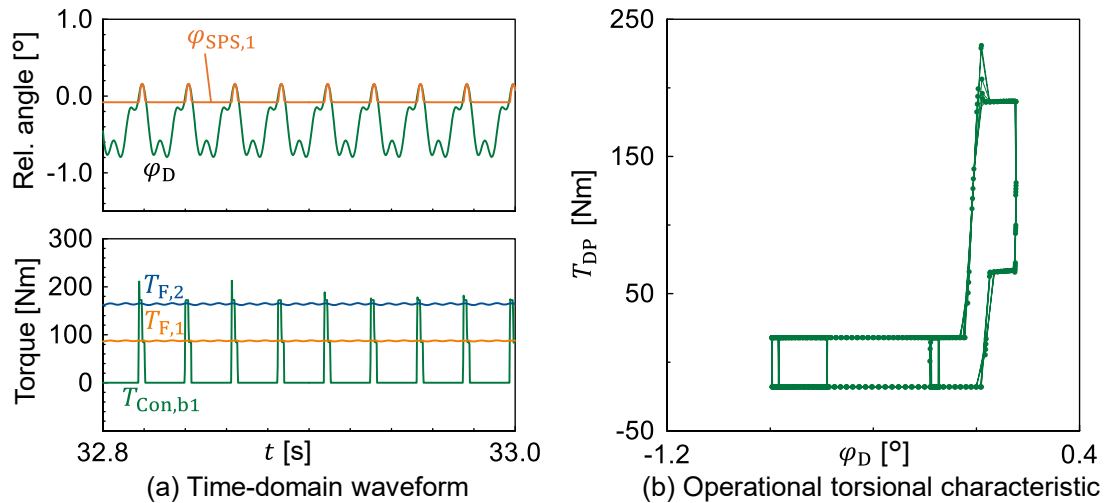


図 3.19 接触挙動発生開始時の時間軸波形および実稼働ねじり特性 ( $0 < T_{DC} \cong 0$ )

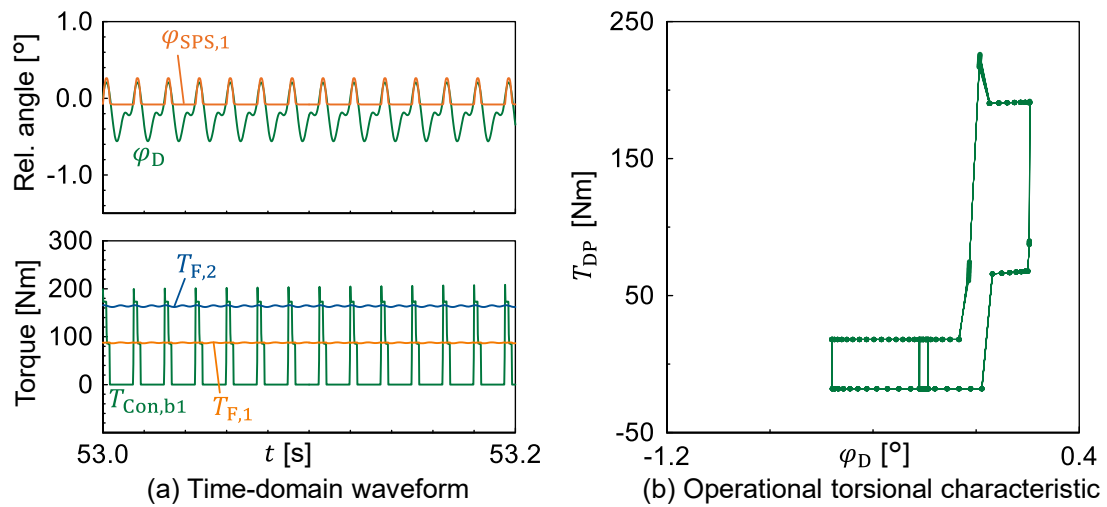
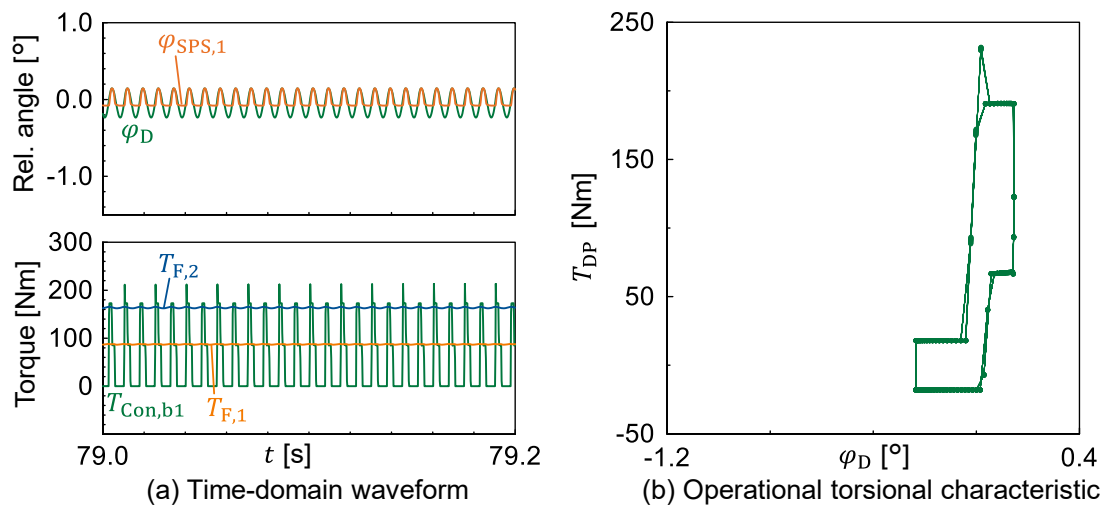
図 3.19(b) に示す. 結果より,  $\varphi_D > \varphi_{SPS,1}$  のとき  $T_{Con,b1}$  にスパイク状の波形が現れていることがわかる. これは, DP および SPS<sub>1</sub> が接触することによる接触剛性のトルクであると考えられる. なお, 概ね  $T_{Con,b1} < T_{F,1}$  であること,  $\varphi_{SPS,1}$  が一定値を示していることから, 接触時に SPS<sub>1</sub> が固着を継続していることがわかる. 同時に, 接触直後に DP が数周期に渡って跳躍しており, そののちも接触と跳躍を繰り返していることがわかる. また, 実稼働ねじり特性より,  $\varphi_D < 0$  の領域では角変位のみが変化していること,  $\varphi_D > 0$  の領域では  $T_{DP}$  が一定勾配で増加しているように見える. この勾配は, 破線で示した  $k_{Contact}$  に一致することから, 動的バックラッシュの接触剛性による区分線形特性が現れていることがわかるとともに, 図 3.9 の片当たり接触挙動に類似していることがわかる. また, 跳躍挙動中に一定幅のトルクヒステリシスが確認される. これは, DFW および DP の相対回転によって発生する摩擦トルク  $T_{F,0}$  (トルクヒステリシス幅は  $2|T_{F,0}|$ ) であり, 跳躍挙動は  $T_{F,0}$  による摩擦トルクを含んでいることがわかる.

次に, 1/4~1/2 次分数調波振動発生領域, および分数調波振動あるいはカオス的振動の非発生領域における時間軸波形と実稼働ねじり特性を, それぞれ図 3.20, 図 3.21, 図 3.22, 図 3.23 に示す. まず, 図 3.20(a) の時間軸波形をみると,  $T_{Con,b1} > T_{F,1}$  であり,  $\varphi_{SPS,1}$  が一定の値を示す状態と,  $\varphi_D$  に追従して変化している状態を繰り返している. これは, 図 3.20(b) の実稼働ねじり特性に破線で示したとおり, 接触剛性によるトルク増大後の勾配が小さい領域が  $k_{S,1}$  に一致することより,  $\varphi_D$  に追従している領域は SPS<sub>1</sub> の摺動をともなう弾性挙動であることが明らかであるとともに, SPS<sub>2</sub> は作動していないことがわかる. また同様に, 図 3.21(a), 図 3.22(a), 図 3.23(a) における時間軸波形の比較より, いずれの結果においても, SPS<sub>2</sub> が作動していないこと,  $\varphi_{SPS,1}$  が一定値を示している領域では跳躍をともなっていることがわかる.

図 3.20 1/4 次分数調波振動 ( $T_{DC} \cong 12.0$ )図 3.21 1/3 次分数調波振動 ( $T_{DC} \cong 18.9$ )

さらに、図 3.20(b)、図 3.21(b)、図 3.22(b)、図 3.23(b) における実稼働ねじり特性を比較すると、 $T_{DC}$  の値が大きいほど動的バックラッシュによる跳躍高さ（角度）が小さくなる一方、 $SPS_1$  の稼働する角度幅が増加している。これは、 $T_{DC}$  が大きくなるにつれ実稼働ねじり特性における作動中心が、Y 軸 ( $T_{DC}$ ) 方向に大きくなったためと考えられる。

これらの結果を踏まえると、分数調波振動が発生する  $T_{DC}$  の近傍領域においては、接触部の跳躍挙動および  $SPS_1$  の弾性撓動挙動が相互影響し、がた領域 ( $T_{F,0}$ )、 $k_{Contact}$ 、 $k_{S,1}$  および  $T_{F,1}$  によって構成される 3 段区分線形特性が形成されているといえる。さらに、この 3 段区分線形特性を構成する跳躍挙動および弾性挙動の影響度合いは、 $T_{DC}$  の大きさによって変化し、 $T_{DC}$  が大きくなるにつれ跳躍挙動よりも弾性挙動の影響が強く現れるといえる。以上より、カオスの挙動および分数調波振動は、これら二つのメカニズムに起因している可能性が示唆される。

図 3.22 1/2 次分数調波振動 ( $T_{DC} \cong 31.5$ )図 3.23 分数調波振動非発生 ( $T_{DC} \cong 45.2$ )

### 3.4 結言

本章では、第 2 章で構築した離散化モデルを対象としたシミュレーションおよびモデル検証について論じた。まず、AS-LTD 離散化モデルを用い、離散化数および履歴特性が駆動系周波数応答に及ぼす影響を検討した。次に、IS-DMF 離散化モデルを用い、動的バックラッシュによって引き起こされる非線形振動について検討した。以下に得られた結論を要約する。

1) AS-LTD 離散化モデルを用いた駆動系周波数応答シミュレーションにより、履歴特性の非線形性が駆動系周波数応答に及ぼす影響を検討した。

- ① 振幅依存性に起因する漸軟特性により見かけ共振点が低下し、さらに回転速度依存性に起因する減衰特性変化により見かけ共振点が上昇するという、複数の影響が作用することを明らかにした。
- ② 高回転速度・低加振振幅などによりトーショナルダンパのねじり角振幅がきわめて小さい状況では、モデル精度に影響を及ぼす部分稼働現象が発生することを明らかにした。これは、離散化要素の一部が回転速度依存の摩擦力により固着し、稼働する離散化要素数が減少する挙動であり、シミュレーションに用いた離散化モデルのうち最も微細な離散化数 16 においても発生した。したがって、第 2 章において理論的に検討した離散化数 6 では、実用上精度不足である可能性が示唆された。
- ③ 離散化数の増加は、駆動系周波数応答シミュレーションにおいて計算コストを著しく増大させる要因であることを明らかにし、精度および計算コストのトレードオフ課題を提示した。

2) IS-DMF 離散化モデルを用いた実車駆動系シミュレーションにより、動的バックラッシュによる非線形振動について検討した。

- ① 第 2 章において明らかにした動的バックラッシュの発生メカニズムをもとに、実車において発生し得る運転条件を構築した。
- ② シミュレーション結果の STFT, 分岐図, およびリターンマップによる解析により、動的バックラッシュに起因する非線形振動はカオスの挙動を示すことを明らかにした。
- ③ 特定の相対トルク領域では自然数  $n$  における  $1/n$  次分数調波振動に収れんすること、その収れん条件よりもわずかに小さい相対トルク領域では周期倍分岐が発生すること、相対トルクが大きくなるにつれ  $n$  数が減少することを明らかにした。

- ④ 本現象は、いわゆる歯打ち現象に類似する片当たり接触振動に分類されるが、そのメカニズムは接触剛性による跳躍挙動および摺動挙動が複合しており、履歴特性の形状が 3 段区分線形特性となる複雑な現象であることを明らかにし、カオス的挙動および分数調波振動の発生は、これら二つのメカニズムに起因している可能性が示唆された。

## 第 4 章 実験検証

### 4.1 緒言

駆動系の振動騒音対策として用いられるアークスプリングや直列ばね内蔵の広角トーショナルダンパは、回転速度依存性、振幅依存性、動的バックラッシュなど種々の非線形性を有する。これらが駆動系ねじり振動に及ぼす影響を明らかにするために、すでに第 3 章において、AS-LTD 離散化モデルを用いた駆動系周波数応答のシミュレーションにより、離散化数が駆動系周波数応答特性に及ぼす影響を検討した。その結果、振幅依存性が漸軟特性であること、そして、回転速度依存性は減衰特性と正の相関をもち、副次効果として振幅が減少することによる漸軟特性の影響があることを明らかにした。さらに、トーショナルダンパのねじり角振幅がきわめて小さい状況において、離散化モデルのうち数個の離散化要素のみが作動する部分稼働現象を明らかにした。また、IS-DMF 離散化モデルを用いた実車駆動系における動的バックラッシュのシミュレーションにより、特定の相対トルク領域において、カオスの挙動および分数調波振動などの非線形振動が発生することを明らかにした。

本章では、この第 3 章の結果を受け、構築したモデルおよびシミュレーション結果を実験により検証する。まず、低慣性ダイナモを用いた駆動系周波数応答の台上実験により、AS-LTD 離散化モデルを検証する。実験結果および異なる離散化数による解析結果を比較し、実際の駆動系周波数応答に対して最も予測精度が高い離散化数を検討する。その結果を踏まえ、モデル精度に影響を及ぼす要因を明らかにする。次に、第 3 章に述べた動的バックラッシュの運転操作手順に基づく実車実験により、シミュレーション結果に現れた非線形振動が実際に発生し得るか調査し、IS-DMF 離散化モデルの妥当性を検証する。

## 4.2 AS-LTD における駆動系周波数応答の台上実験

### 4.2.1 実験方法および条件

本節では、微小ねじり特性および駆動系周波数応答の実験を行う。まず、微小ねじり特性の実験では、**図 3.8** のシミュレーション結果と比較するための実験データを取得する。実験装置は、3.2.3 の実験と同様、低慣性ダイナモを用いる。実験条件は、**図 3.8** のシミュレーション条件と同等、すなわち**図 3.7** における見かけ共振点近傍での振幅  $\max(|\varphi_D|)$  とした。

次に、駆動系周波数応答の実験では、実験結果をシミュレーション結果と比較するために、シミュレーションに用いた駆動系と等価な低慣性ダイナモの実験モデルを用いる。試験機の状況を**図 4.1** に示す。これは、前述の低慣性ダイナモと同一の試験機である。ただし、回転時ねじり特性の実験構成（**図 2.6**）と比較すると、TC 制御ユニット後流側のリジッドシャフトに代わり等価慣性モーメントおよび等価剛性シャフトを用いることにより、**図 3.2** のとおり車両駆動系に等価なねじり振動特性としている点が異なっている。

実験条件はシミュレーション結果との比較のため、3.2.2 項に定義した条件と一致させる。すなわち、回転速度は**表 3.2** に示した加振条件に準じる。駆動モータの制御は平均トルクおよび正弦波のトルク変動を与えるためにトルク制御を、吸収モータの制御は平均回転速度を一定に維持するために速度制御を選択した。なお、試験機に与える目標トルク変動によって、角加速度変動が**表 3.2** のとおり得られるかを予備実験によって検証した。各加振条件での予備実験における検証結果を**図 4.2** に示す。図中に示した理論推定値（**表 3.2** :  $|\ddot{\theta}_1|$ ）および実験結果は、加振周波数の領域において良い一致を示している。

データ収録には Dewesoft 製 SIRIUS DAQ System を用いた。収録サンプリングレートは 5000 Hz とし、加振周波数の範囲（25~75Hz）に対して十分大きくとった。各部の回転角変位計測は、マグネットピックアップセンサまたはエンコーダによる回転パルス信号を、同計測器のデジタルカウンタ（サンプリングレート 102.4 MHz）によって角度演算し、上記の収録サンプリングレートにリサンプリングし取得した。AS-LTD の相対ねじり角  $\varphi_D$  は、トルクコンバータのリングギア回転角変位およびトルクコンバータ制御ユニット部回転角変位の差分より算出した。また、AS-LTD 前後の角加速度は、カウンタ演算によって得られた回転角変位の時間二階微分より算出した。また、角加速度変動の抽出に用いる定比トラッキング解析プログラムは、シミュレーション結果に用いたものと条件を含め同一とし、解析上の差が発生しないように留意した。

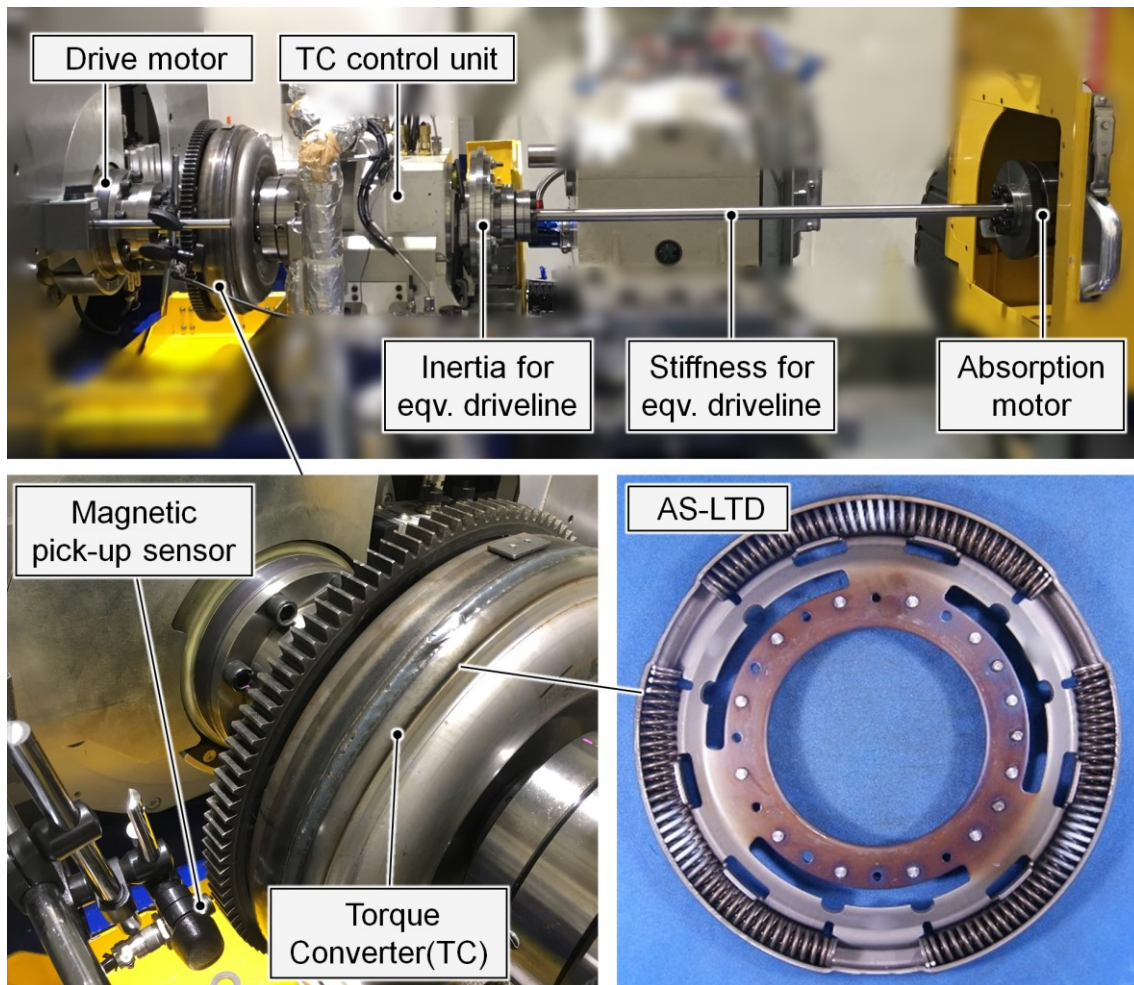


図 4.1 低慣性ダイナモ試験機の状況

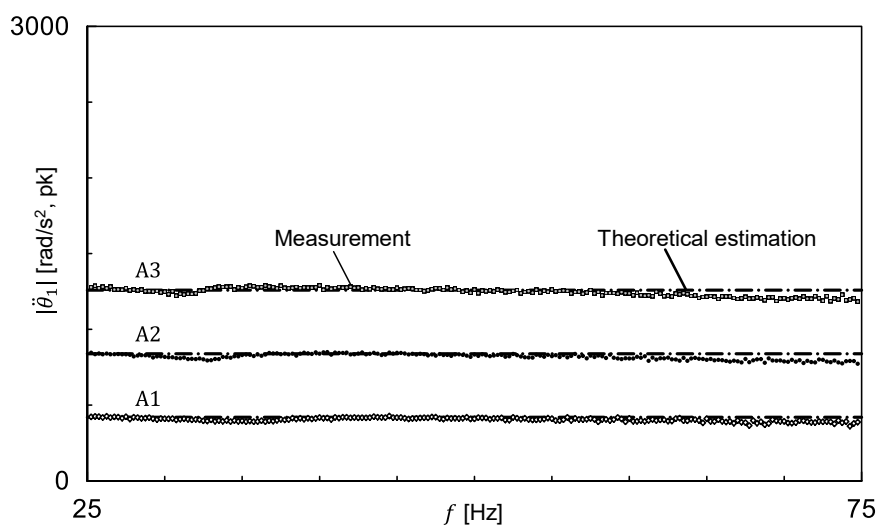


図 4.2 加振力の検証結果



### 4.2.2 実験結果およびモデル検証結果

駆動系周波数応答および微小ねじり特性の実験結果を、回転速度条件 1000, 2000, 3000 rpm に対し、それぞれ図 4.3, 図 4.4, 図 4.5 に示す。比較のため、3.2 節において取得したシミュレーション結果を重ねた。

まず、図 4.3 の 1000 rpm では、 $n_{\text{Elm}} = 4, 8, 16$  それぞれのシミュレーション結果は条件 A3 を除き、ほとんどのシミュレーション結果が実験結果と良い一致を示している。次に、図 4.4 の 2000 rpm では、 $n_{\text{Elm}} = 16$  の解析結果はすべての実測結果と良い一致を示している一方、 $n_{\text{Elm}} = 4, 8$  では離散化数および加振力が小さい条件ほど実験結果との乖離がみられ、シミュレーション結果の振幅値が実験結果よりも小さい。さらに、図 4.5 の 3000 rpm では、 $n_{\text{ELM}} = 16$  かつ条件 A3 の結果を除き、ほとんどの結果において乖離がみられる。これは、先行研究において採択例の多い  $n_{\text{Elm}} = 6$  では、モデルの精度が不足する場合があることを示唆している。特に、3000 rpm, A1 条件では、 $n_{\text{Elm}} = 16$  においても乖離が大きい。この条件におけるねじり特性を図 4.5(c) より比較すると、いずれの離散化数の結果においても、実測との乖離が視覚的にわかる。また、 $n_{\text{Elm}} = 4, 8$  では多角形数の減少が際立っている。これは、すでに第 3 章に述べたように、ねじり角振幅がきわめて小さい条件では、作動する離散化質量数が減少し、結果としてねじり特性上の多角形数が減少するためである。そのため、実験結果の滑らかな履歴特性形状との乖離が生じていると考えられる。

これらの結果は、①回転速度（摩擦力）が高い、②加振力（振幅）が小さいなどによりトーショナルダンパねじり角振幅が小さいと、作動できる離散化要素数がアークスプリング端部の数個程度に限定されることによって履歴特性の多角形数が減り、滑らかな履歴特性が再現できなくなることを示唆している。このような場合におけるモデル精度を改善するためには、離散化数をより大きくとり、アークスプリング端部の離散化要素サイズを小さくする必要があると考えられる。そして、その適当な離散化数は、今回の実験条件においては  $n_{\text{Elm}} = 16$  でも不足していたといえる。

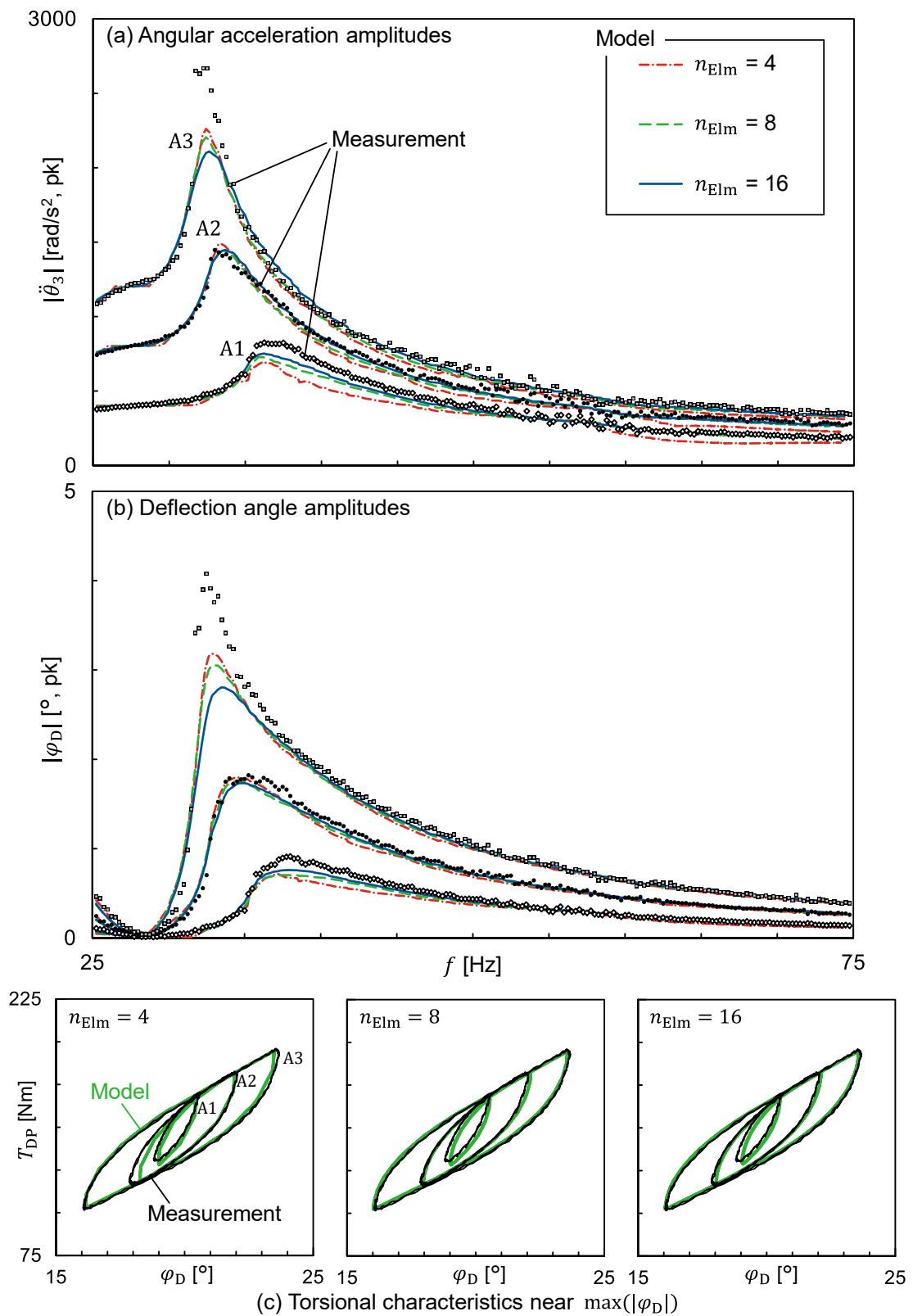


図 4.3 実験結果およびモデル検証結果 (1000 rpm)

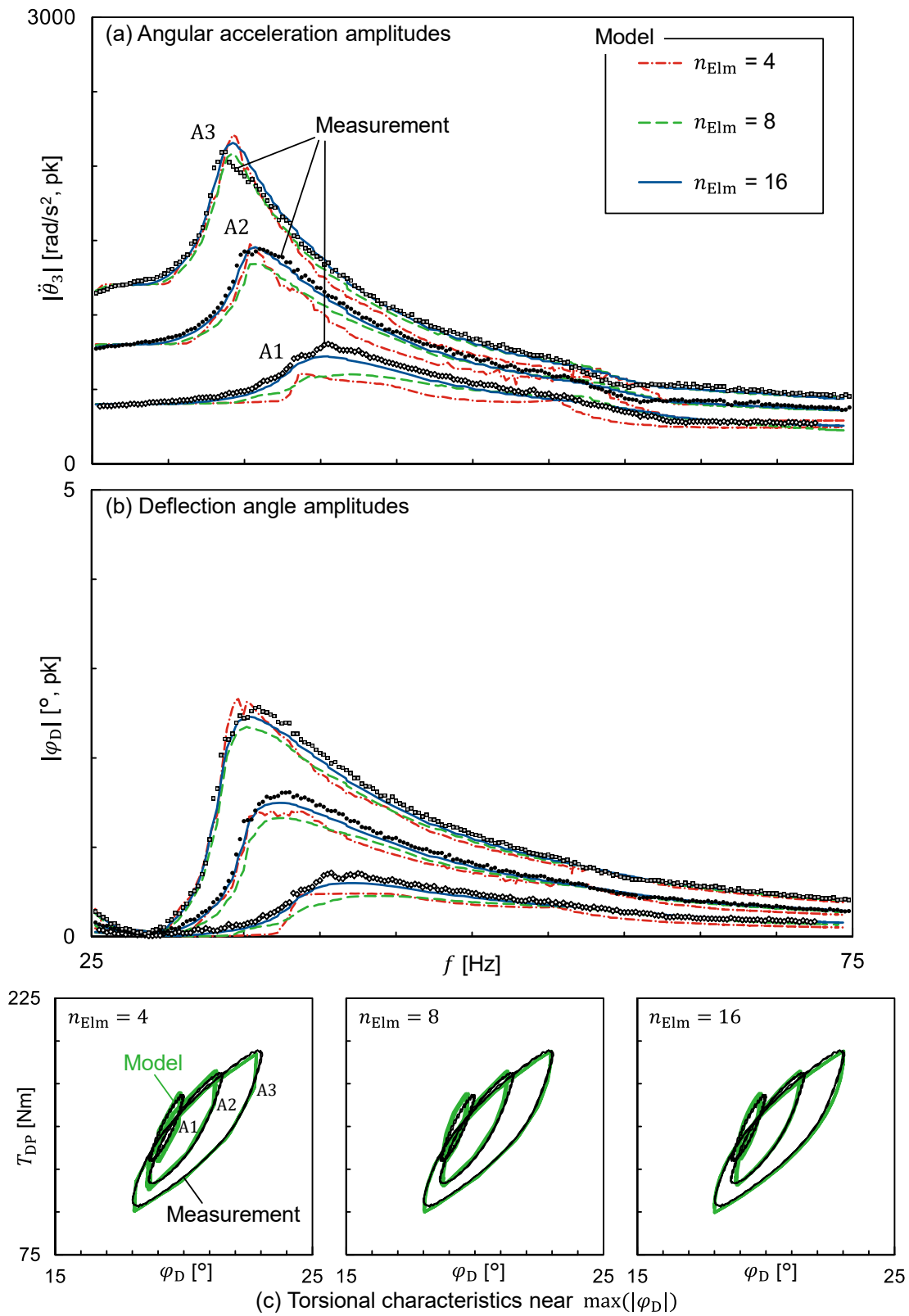


図 4.4 実験結果およびモデル検証結果 (2000 rpm)

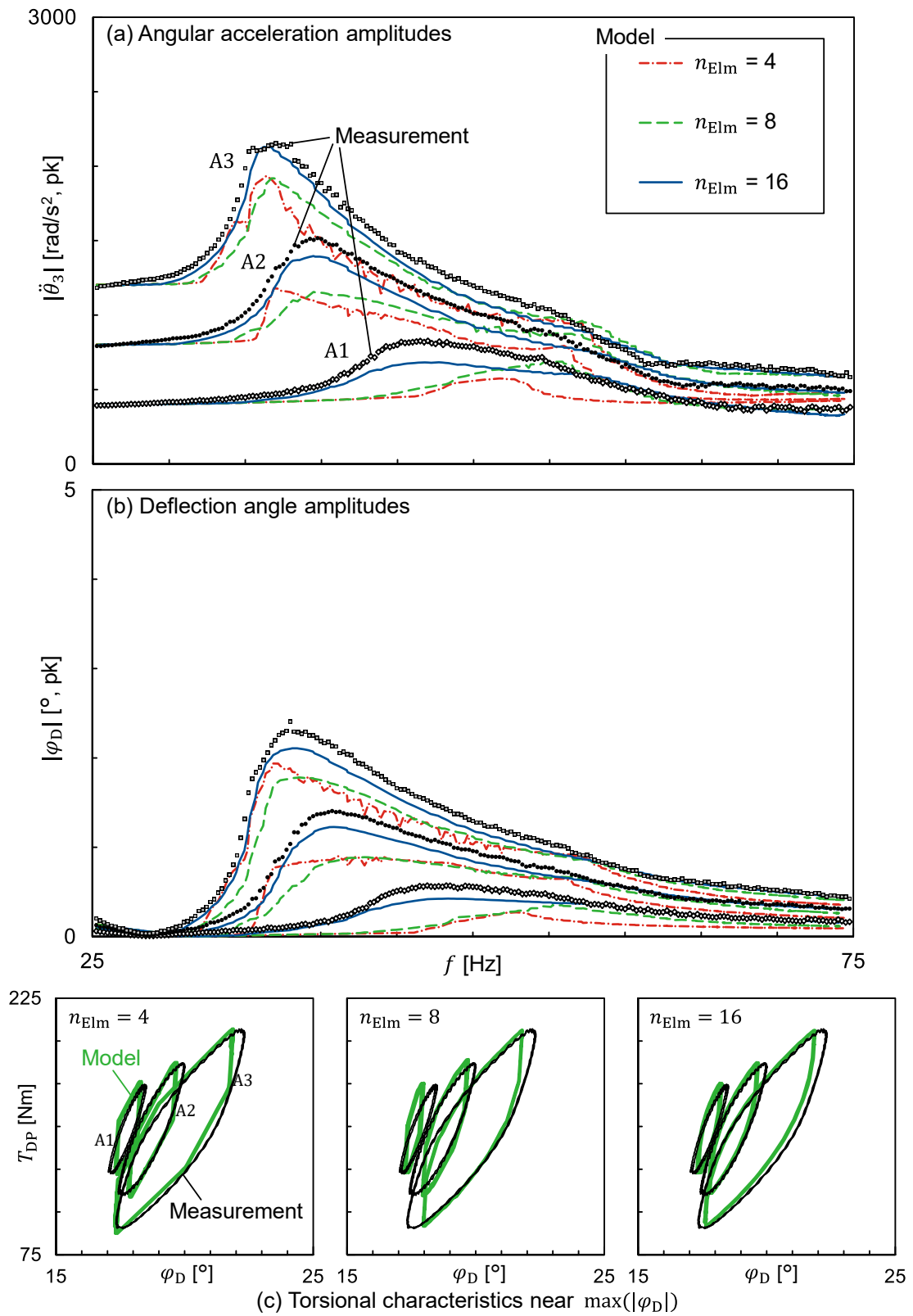


図 4.5 実験結果およびモデル検証結果 (3000 rpm)

### 4.3 IS-DMF における動的バックラッシの実車実験

#### 4.3.1 実験方法および条件

3.3.2 項に示した動的バックラッシの運転操作手順を実験に用いるためには、エンジントルクの負荷状況に関わらず車速を一定に保つ必要がある。そこで、実路面ではなく、車速制御の可能なシャシダイナモを用いた実験を行う。本実験には、2 輪駆動型のシャシダイナモを用いる。実験車両は 4 気筒ガソリン、6 速マニュアルトランスミッション、前輪駆動方式の車両を用いる。吸収ダイナモを速度制御とし、実験中の駆動力変化にかかわらずエンジン回転速度が変化しないようにした。3.3.5 項に述べたシミュレーション結果と比較するため、回転速度条件を同等 (4000 rpm) とした。

計測装置は 4.2.1 と同様に Dewesoft 製 SIRIUS DAQ System を用いる。動的バックラッシによる振動現象の評価指標必要な IS-DMF の相対ねじり角  $\varphi_D$  は、電磁ピックアップセンサを用いて取得した IS-DMF 入出力のリングギア回転パルスより、すでに述べたカウンタ演算によって取得する。また、アクセルペダル操作およびクラッチペダル操作を取得するため、車両の故障診断コネクタの CAN 信号を SIRIUS に接続・解析し、各ペダルストローク量をサンプリングレート 100 Hz の信号として同期計測できるようにした。

実験における運転操作手順は、シミュレーション結果と同様に、3.3.2 項の定義 S1～S3 を用いる (図 3.12)。まず、S1, S2 (クラッチ急接合および待機) から S3 (アクセル入力) の時点において動的バックラッシが発生するかどうかを時間軸波形によって検証する。次に、S3 の手順によって  $T_{DC}$  の値を大きくしていったときの  $\varphi_D$  の振動波形について、3.3.4 項に述べた STFT、分岐図およびリターンマップを用いた解析を実施する。

#### 4.3.2 実験結果および考察

まず、S1 から S3 までの運転操作に対応する時間軸波形を図 4.6 に示す。S2 の領域において動的バックラッシが発生し、S3 においてはシミュレーション結果同様、接触振動 (がた打ち) の挙動が現れている。また、動的バックラッシ量は  $-30^\circ$  程度となっており、図 3.16 のシミュレーション結果と比較し 3 倍ほど大きい値となっている。また、S2 において過渡振動の収束するさまがシミュレーション結果と異なり過減衰挙動を示している。これは、シミュレーションモデルにおいて考慮していないシャフトやタイヤなどの減衰項の影響により、動的バックラッシ量に違いが発生したと考えられる。

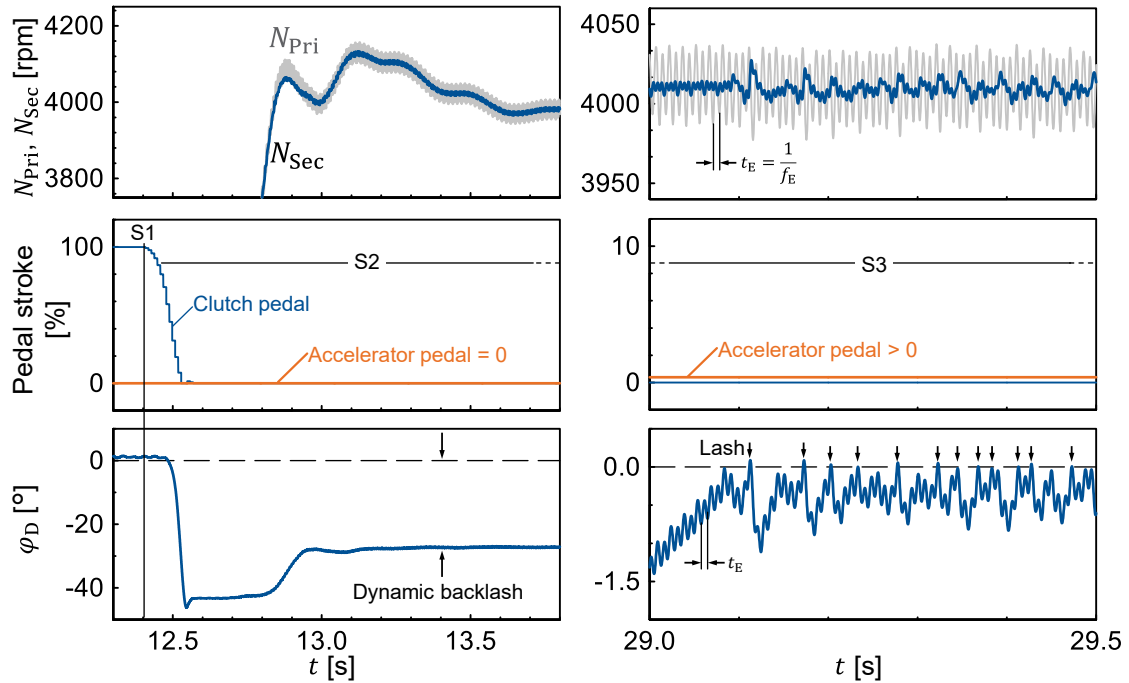
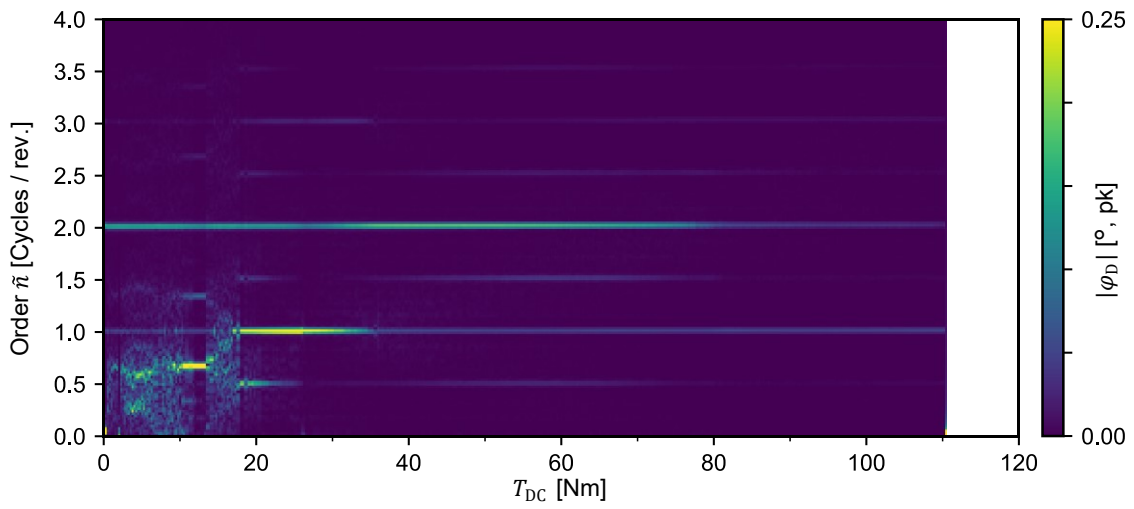
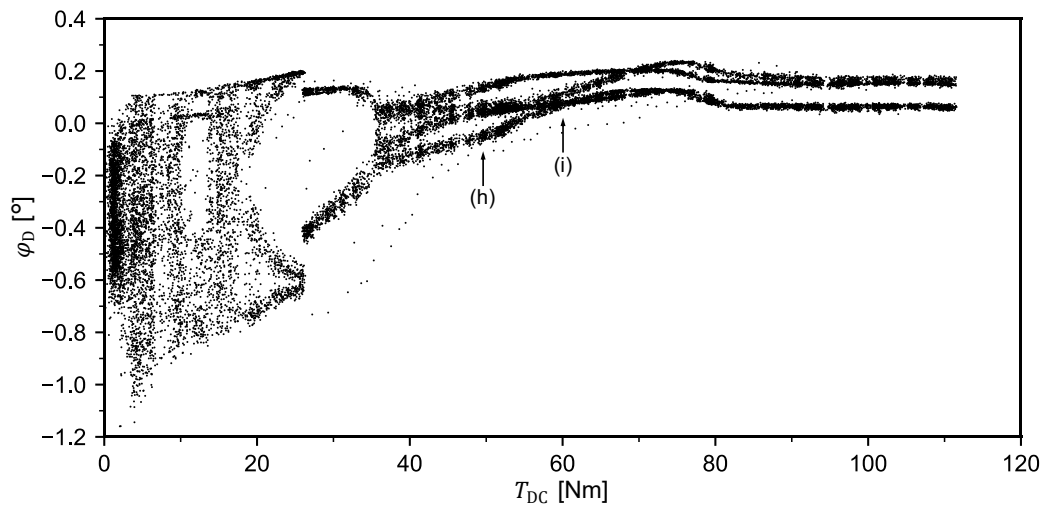


図 4.6 実車実験での動的バックラッシによる振動現象の発生

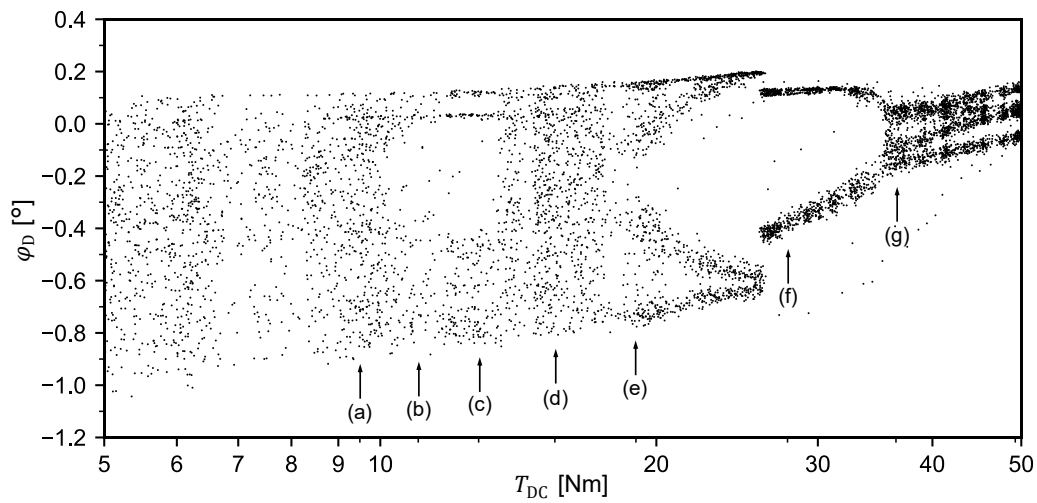
次に、S3 領域における STFT および分岐図を図 4.7 に示す。まず、図 4.7(a) の STFT より  $T_{DC} < 20$  の領域では燃焼次数未満 ( $\tilde{n} < 2$ ) の広い周波数帯域に振動成分が分散しており、不安定な挙動を示している。また、 $T_{DC} = 13 \text{ Nm}$  近傍、および  $19 < T_{DC} < 35$  の領域においては、それぞれ  $1/3$  次、 $1/2$  次分数調波振動が発生している。これは、シミュレーション結果の図 3.17 と比較すると、 $1/n$  次分数調波振動が発生していること、 $n$  数が  $T_{DC}$  の増加とともに減少することが共通している。ただし、シミュレーション結果に現れた  $1/4$  次分数調波振動や、周期倍分岐 ( $1/2n$  次分数調波振動) は確認することができない。これは、加振力であるエンジントルク変動が、シミュレーションでは燃焼周波数の正弦波のみを与えていたのに対し、実際には高調波を含んでいることに加え、エンジンの燃焼ばらつきや外乱などの影響によって、安定的に調和振動が得られなかった可能性があると考えられる。



(a) STFT



(b) Bifurcation diagram



(c) Bifurcation diagram ( $5 \leq T_{DC} \leq 50$ )

図 4.7 実験結果の STFT および分岐図

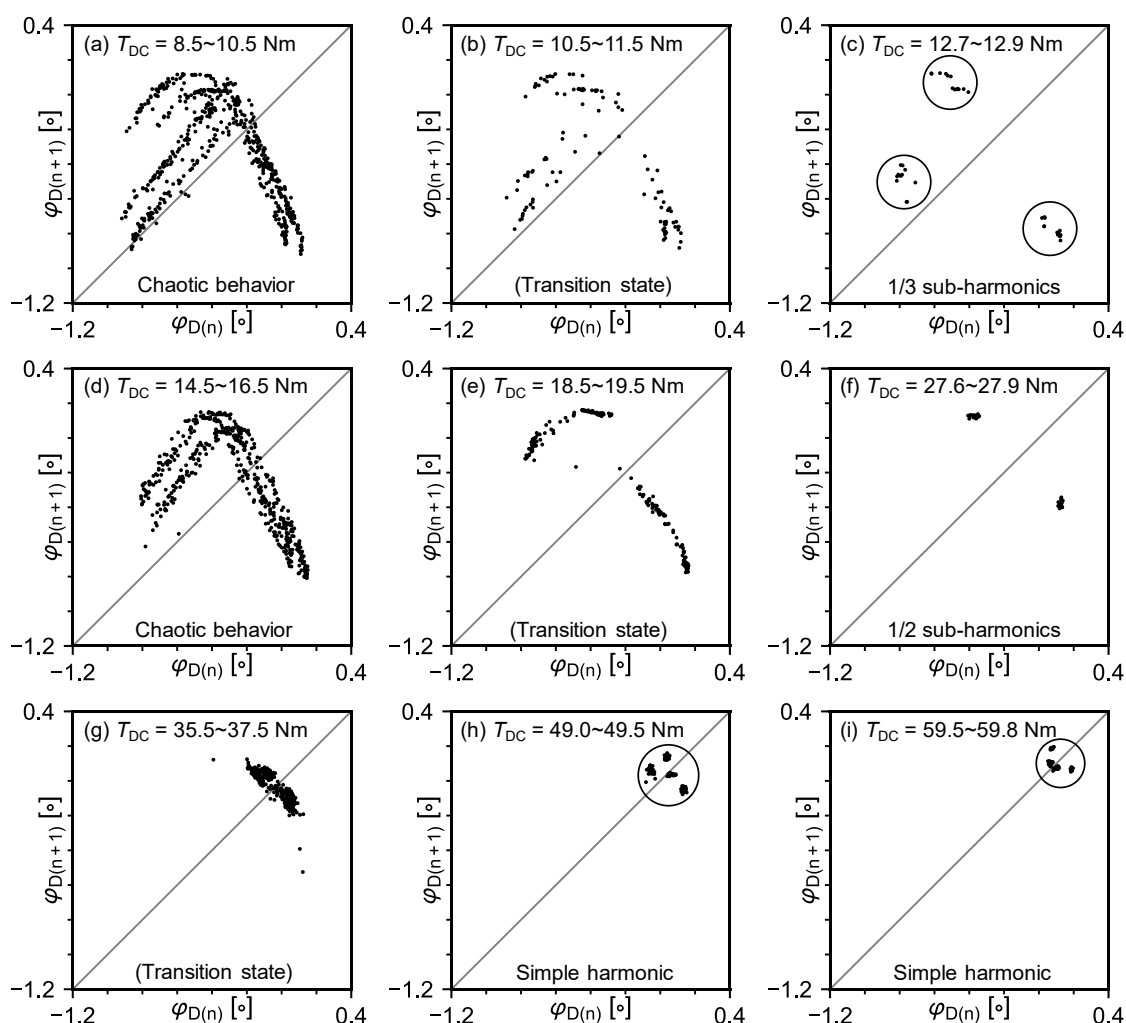


図 4.8 実験結果のリターンマップ

さらに、図 4.7(b),(c)に示した  $T_{DC}$  の時点におけるリターンマップを図 4.8 に示す。まず、図 4.8(c),(f) より、それぞれ 1/3 次、1/2 次分数調波振動が発生していることがわかる。このとき、点群が完全に集合していないが、これは先述のエンジン燃焼ばらつきなどが要因と考えられる。次に、図 4.8(a),(d) の点群の形状は若干 2 重にぶれて見えるものの、シミュレーション結果の図 3.18(a),(g) と類似性がみられる。

そこで、これらに対し  $(x, y, z) = (\varphi_D(n), \varphi_D(n+1), \varphi_D(n+2))$  として得られる 3 次元リターンマップを描画し、形状の特徴が一致するかを比較する。図 4.8(a)、図 3.18(a) および図 4.8(d)、図 3.18(g) に対応する 3 次元リターンマップを、それぞれ図 4.9、図 4.10 に示す。図中に示した曲線は、大まかな点群の形状をあらわした補助線である。これより、形状のうち一つは図 4.9、図 4.10 において共通し、他方の形状は図 4.9 のみに現れていることがわかる。これは、図 4.9 では二つのメカニズムが複合している現象であること、図 4.10 ではそのうち一つのメカニズムが消失したことを示唆している。また、実験結果では



形状が二重にぶれて見えることを除き、シミュレーション結果と同様の形状を示している。したがって、実験結果はシミュレーションと同様のメカニズムに基づいたカオスの挙動を示しており、シミュレーション結果および実験結果は、動的バックラッシによって引き起こされる非線形振動に関して良い一致を示しているといえる。

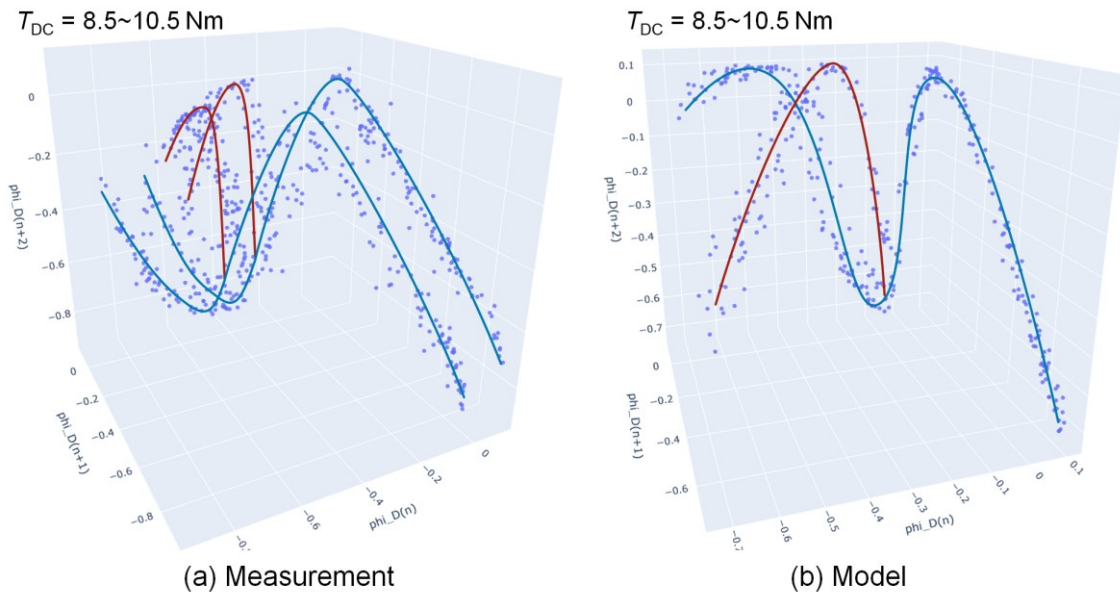


図 4.9 3D リターンマップによるモデル検証 (図 4.8(a), 図 3.18(a) に対応)

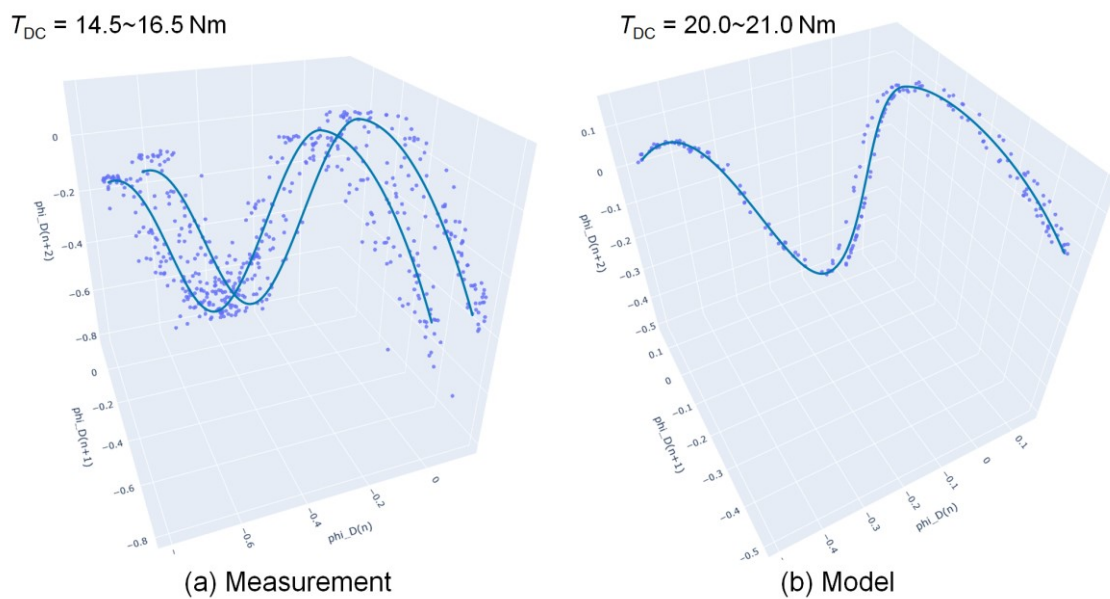


図 4.10 3D リターンマップによるモデル検証 (図 4.8(d), 図 3.18(g) に対応)

#### 4.4 結言

本章では、モデル検証のための AS-LTD による駆動系周波数応答実験，ならびに IS-DMF による動的バックラッシュの実車実験について論じた．以下に得られた結論を要約する．

- 1) AS-LTD による実験およびシミュレーション結果の比較より，モデルが実験結果を概ね精度良く予測できていることを明らかにした．一方，第 3 章において明らかにした離散化要素の部分作動挙動が顕著になる高回転・低振幅条件においては，離散化数が小さいモデルほど精度が悪化することを示し，稼働する離散化質量数の減少によって発生するねじり特性上の多角形数の減少が精度悪化の主要因であることを明らかにした．また，モデル精度改善のためには離散化数の増加が必要であるが，特にアークスプリング端部に該当する離散化要素を小さくすることが肝要であることを示した．
- 2) IS-DMF による実験においては，動的バックラッシュを発生させる運転操作手順により，実車実験においてもシミュレーション結果と同様の分数調波振動およびカオスの挙動が発生することを示した．さらに，3 次元リターンマップの比較によって，非線形振動のメカニズムがシミュレーション結果と一致していることを示した．



## 第 5 章 実際問題への応用

### 5.1 緒言

高度な駆動力制御を備える昨今の乗用車においては、高精度なトルク制御を実現するために、1次元の駆動系モデルによるフィードバック手法が用いられる場合がある。しかし、トーショナルダンパは多くの非線形性を内包するにもかかわらず、簡略化された線形モデルとして扱われる場合が多い<sup>(38)(39)(40)</sup>。そのため、トーショナルダンパがもたらす履歴特性などの非線形性が、駆動力の予測精度に影響を及ぼす可能性がある。一方、計算のリアルタイム性が求められる車載コンピュータにおいて、高精度なトーショナルダンパモデルの導入はハードルが高いため、解析精度と計算コストを両立できるモデルの開発もまた重要課題といえる。また、トーショナルダンパが内包する動的バックラッシによって引き起こされる非線形振動に関しては、これまでほとんど検討されていない。

これらの課題についてはすでに第 3 章および第 4 章で検討し、駆動系周波数応答における解析精度向上のために、アークスプリング端部を細かく離散化することが肝要である一方、計算コストが離散化数に対し倍増することを明らかにした。したがって、これらの背反する課題解決手法の検討が必要である。また、動的バックラッシによる分数調波振動やカオスの挙動が、少なくとも実験条件下において、エンジンの常用運転領域に発生することがわかっている。これは、乗り心地や制御外乱の観点から望ましくないため、改善方法の検討が必要である。

本章では、この第 3 章および第 4 章の結果に基づく実際問題への応用として、離散化モデルの実践的な改善および動的バックラッシに起因する非線形振動の改善について論じる。

まず、離散化モデルについては、これまでの章で明らかにした「アークスプリングの端部を細かく離散化することが肝要である」点を応用し、計算コストを増加することなく解析精度を改善するための不等ピッチ離散モデルを開発し、その効果を検証する。

次に、動的バックラッシによる非線形振動を低減するために、動的バックラッシに寄与するパラメータを用いた感度解析により改善手法を検討し、その効果を実車実験により検証する。なお、動的バックラッシに起因する非線形振動の定性的なメカニズム解明および改善には、カオスの挙動に関する非線形理論の詳細検討がより有効であると考えられるが、ここでは開発現場における実用性を重視し、設計変数の感度解析に基づく改善検討までに議論を止めた。

## 5.2 実践的な AS-LTD 離散化モデルの検討

第3章および第4章において明らかにした AS-LTD 離散化モデルの検証結果によると、アークスプリング端部が細かいほど、乖離が小さくなる。これは、モデル精度改善が必要な条件（高回転・低振幅）において発生する部分稼働現象では、アークスプリング端部のみが稼働していることに起因している。しかし、従来の等ピッチ離散化手法では、離散化数を大きくとると、アークスプリング端部のみならず全体が均等に細かい離散化要素となるため、計算コストの観点から望ましくない。そこで、離散化モデルの改良手法として、端部要素を最小とし、中央部になるほど要素を大きくするという不等ピッチ離散化手法によるモデルを開発し、その効果を検証する。

### 5.2.1 不等ピッチ離散化手法

不等ピッチ離散化手法の概要を図5.1に示す。これは、各離散化要素の大きさを決定する指標として折り返し等差数列を利用し、両端部の離散化要素を最小、中央部分を最大として離散化している。なお、図5.1の破線は、離散化質量の分割線を示しており、破線間の角度と等差数列の比が一致している。離散化質量  $m_{S,i}$  および離散化剛性  $k_{S,i}$  の定義を、式(5.1)、(5.2)に示す。まず、 $m_{S,i}$  は離散化前のアークスプリング質量  $m_{Arc}$  と等差数列の係数との積により求めている。ただし、アークスプリング端部要素は、スプリングシート質量  $m_{Seat}$  を加算している。次に、 $k_{S,i}$  は、離散化質量間の有効巻数が、離散質量比  $m_{S,i}/m_{Arc}$  に等しいとみなし求めている。

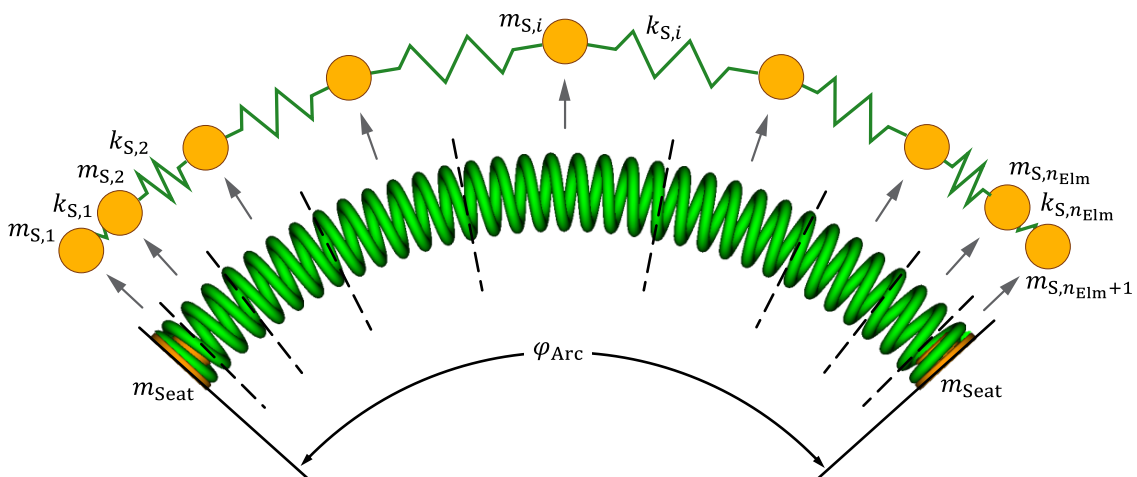


図 5.1 不等ピッチ離散化モデルの概要 ( $n_{ELM} = 8$ )

$$m_{S,i} = \begin{cases} m_{\text{Arc}}\{a\} + m_{\text{Seat}}, & i = 1, n_{\text{Elm}} + 1 \\ m_{\text{Arc}}\{a + d(i - 1)\}, & 1 < i \leq \frac{n_{\text{Elm}}}{2} + 1 \\ m_{\text{Arc}}\{a - d(i - 1 - n_{\text{Elm}})\}, & \frac{n_{\text{Elm}}}{2} + 1 < i < n_{\text{Elm}} + 1 \end{cases} \quad (5.1)$$

$$k_{S,i} = \begin{cases} k_{\text{Arc}} \left( \frac{m_{S,i}}{m_{\text{Arc}}} + \frac{m_{S,i+1}}{2m_{\text{Arc}}} \right)^{-1}, & i = 1, n_{\text{Elm}} \\ k_{\text{Arc}} \left( \frac{m_{S,i} + m_{S,i+1}}{2m_{\text{Arc}}} \right)^{-1}, & 2 \leq i < n_{\text{Elm}} \end{cases} \quad (5.2)$$

ここで、 $a$  は等差数列の一般項における初項、 $d$  は公差である。 $a$  および  $d$  は、次式を満たすことにより、離散化要素の合計が元の  $m_{\text{Arc}}$  および  $k_{\text{Arc}}$  に等しくなる。

$$d = \frac{1}{2n_{\text{Elm}}} - a \frac{n_{\text{Elm}} + 1}{2n_{\text{Elm}}} \quad (5.3)$$

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^{n_{\text{Elm}}+1} m_{S,i} = m_{\text{Arc}} \\ \left( \sum_{i=1}^{n_{\text{Elm}}} k_{S,i}^{-1} \right)^{-1} = k_{\text{Arc}} \end{cases} \quad (5.4)$$

### 5.2.2 モデルパラメータとシミュレーション条件

離散化数については、モデルの有効性を検証するために第 4 章の精度検証で課題があった  $n_{\text{Elm}} = 8$  とした。最小要素の大きさを定める初項  $a$  は、従来の等ピッチ離散化モデルにおける  $n_{\text{Elm}} = 16$  での離散化剛性 ( $k_{S,i} = 16 k_{\text{Arc}}$ ) と端部離散化剛性が等しくなるようにした。求めたモデルパラメータを表 5.1 に示す。両端部（最小）の離散化剛性  $k_{S,1}, k_{S,8}$  は  $16 k_{\text{Arc}}$  であり、狙いどおりとなっている。一方、中央部（最大）の離散化剛性は  $5.2 k_{\text{Arc}}$  である。すなわち、アークスプリング端部を細かく離散化した結果、中央部は  $n_{\text{Elm}} = 5$  程度に粗く離散化されている。

駆動系シミュレーションモデル、実行条件、およびデータ解析手法は、等ピッチ離散化モデルによるシミュレーション結果および実験結果と比較するため、3.2.2 項および 4.2.1 項において定義した条件とし、精度課題がみられた 3000 rpm 条件におけるシミュレーションを実行する。

表 5.1 モデルパラメータ ( $n_{\text{Elm}} = 8$ )

Parameter	Description	Value
a	First term of arithmetic sequence	0.0256
d	Difference of arithmetic sequence	0.0481
$k_{S,1}, k_{S,8}$	Discretized stiffness (at end)	$16.0 \cdot k_{\text{Arc}}$
$k_{S,2}, k_{S,7}$	Discretized stiffness (2nd, 7th)	$10.2 \cdot k_{\text{Arc}}$
$k_{S,3}, k_{S,6}$	Discretized stiffness (3rd, 6th)	$6.9 \cdot k_{\text{Arc}}$
$k_{S,4}, k_{S,5}$	Discretized stiffness (at center)	$5.2 \cdot k_{\text{Arc}}$

### 5.2.3 シミュレーション結果および効果検証

不等ピッチ離散化モデル ( $n_{\text{Elm}} = 8$ ) による 3000 rpm, 加振条件 A1~A3 のシミュレーション結果を図 5.2 に示す. 図中に第 3 章の従来モデル ( $n_{\text{Elm}} = 8, 16$ ) によるシミュレーション結果および第 4 章の実験結果を重ね描いている. すべての加振力条件において, 従来モデルに対し大幅に解析精度が改善していることがわかる. なお, 条件 A3 においては従来モデル ( $n_{\text{Elm}} = 16$ ) と同程度の乖離がみられるが, これは端部離散化要素を  $16 k_{\text{Arc}}$ , すなわち従来モデル ( $n_{\text{Elm}} = 16$ ) における離散化要素の大きさと同様に設定したためと考えられる. さらに, 図 5.2(c) の条件 A3 における不等ピッチ離散化モデルの履歴特性より, 履歴特性形状が従来モデル ( $n_{\text{Elm}} = 16$ ) にきわめて類似している. これは, 端部離散化要素を細かく離散化したことにより, 従来モデル ( $n_{\text{Elm}} = 8$ ) と比較し折り返し部に近い領域の屈曲点が増えたためであり, 不等ピッチ離散化モデルによる精度改善効果が確認できたといえる.

一方, 計算コストは  $\gamma = 4.1$  となった. これは, 従来モデル ( $n_{\text{Elm}} = 8$ ) における計算コスト  $\gamma = 3.3$  と比べ若干増加しており, 端部の離散化要素が微小になったことによる計算負荷の増加が要因の一つであると考えられる. しかしながら, 同等精度である従来モデル ( $n_{\text{Elm}} = 16$ ) の計算コスト  $\gamma = 7.5$  と比較すれば大幅に高速化している. したがって, 従来モデル ( $n_{\text{Elm}} = 16$ ) の精度を維持しながら計算コストを概ね半減できたともいえる.

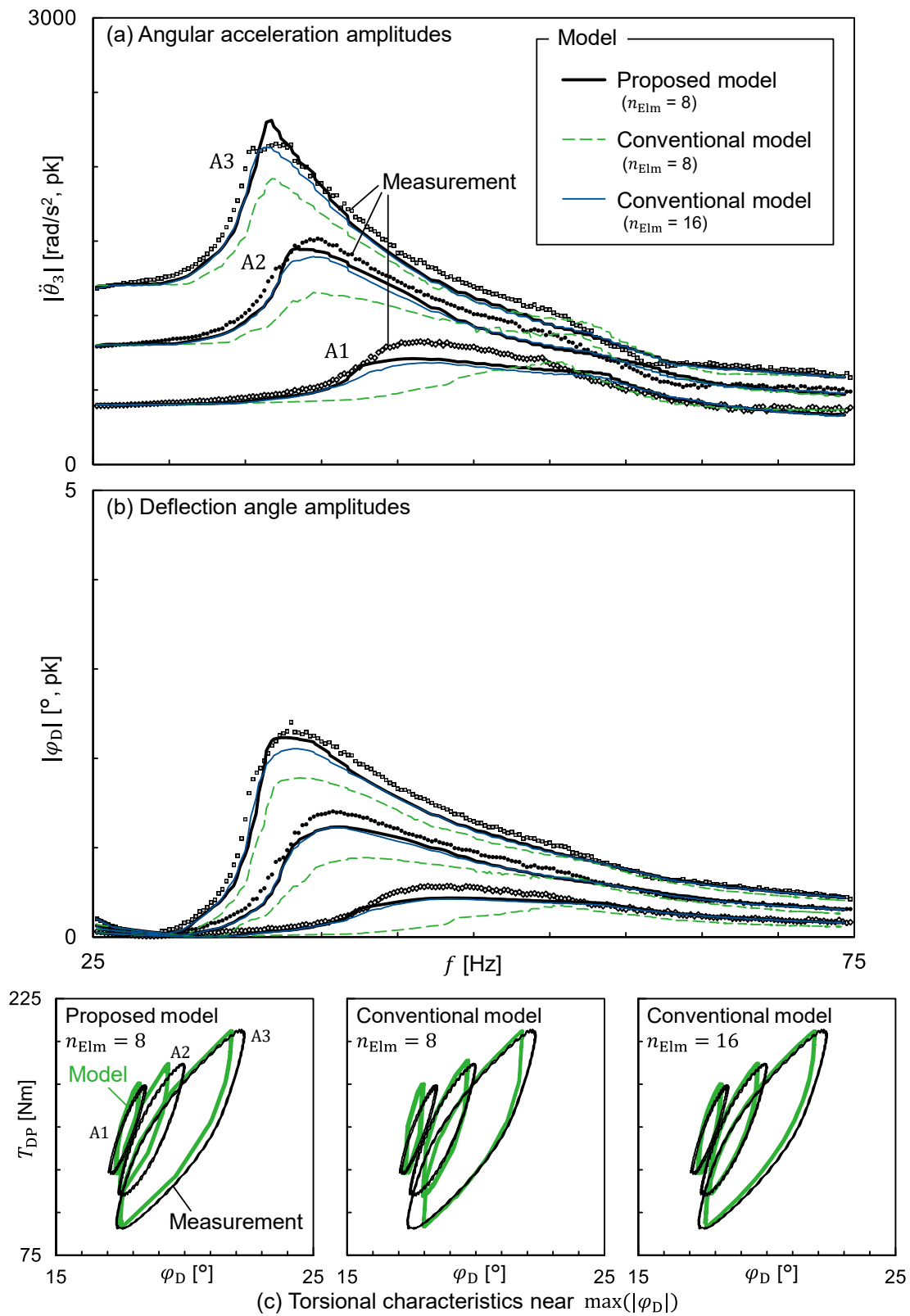


図 5.2 シミュレーション結果およびモデル検証



### 5.3 IS-DMF の動的バックラッシュによる非線形振動の改善

#### 5.3.1 感度解析の方法およびパラメータ設定

感度解析に用いるパラメータは、3.3.5 項において明らかにした動的バックラッシュのメカニズム、すなわち実稼働ねじり特性の 3 段区分線形特性を構成している  $k_{\text{Contact}}$ 、 $T_{F,0}$ 、 $k_{S,1}$  および  $T_{F,1}$  を選択した。これらのパラメータに対し、実験に用いた IS-DMF のパラメータを基準に  $-2/3 \sim +2/3$  の範囲で変更を加え、非線形振動の大きさに対するパラメータの感度を明らかにする。同時に、パラメータ同士の相互影響を明らかにするため、2 対のパラメータにおける組み合わせの解析を実行する。シミュレーションモデルおよび実行条件は、3.3.3 項の定義と同等にした。

なお、第 3 章および第 4 章において用いた  $\varphi_D$  に対する STFT の結果は、 $T_{DC}$ 、周波数、および  $\varphi_D$  の振幅スペクトルからなる 3 次元データであり、感度解析の評価指標としては扱いづらい。そこで、現象の大きさをスカラ値としてあらわすために、STFT における燃焼周波数未満のパーシャルオーバーオール ( $\varphi_{DPOA}$ ) を次式のように求め、 $T_{DC}$  に対する最大値を抽出した。

$$\varphi_{DPOA} = \left( \left[ \sum_{i=1}^L P_{\varphi_D,i} \right] \cdot H_f \right)^{0.5} \quad (5.5)$$

ここで、 $P_{\varphi_D,i}$  は STFT のパワースペクトルにおける  $i$  番目の実効値である。 $L$  はパワースペクトルのライン数であり、DC 成分(0 Hz)を除く燃焼周波数未満の範囲が与えられる。 $H_f$  は Hann 窓関数における補正係数 (2/3) である。

#### 5.3.2 感度解析の結果

感度解析の結果を図 5.3 に示す。図の縦軸および横軸にそれぞれ感度解析に用いたパラメータを取り、それらの組み合わせにおける感度解析結果をカラーマップとして小図に示した。小図の x 軸、y 軸、z (色) 軸の値は、3.3.5 項のシミュレーションに用いた IS-DMF のパラメータ値および結果の STFT より算出した  $\varphi_{DPOA}$  の値を用いて、それぞれ正規化して示した。感度解析結果は、 $k_{\text{Contact}}$ 、および  $T_{F,1}$  のパラメータを小さくすることによって、大幅に  $\varphi_{DPOA}$  を低減できることを示唆している。一方、 $k_{S,1}$  は効果がほとんど得られず、また、 $T_{F,0}$  はパラメータを大きくすることで、わずかに効果が得られることがわかる。また反対に、 $T_{F,0}$  を小さくすると  $\varphi_{DPOA}$  が増加することがわかる。

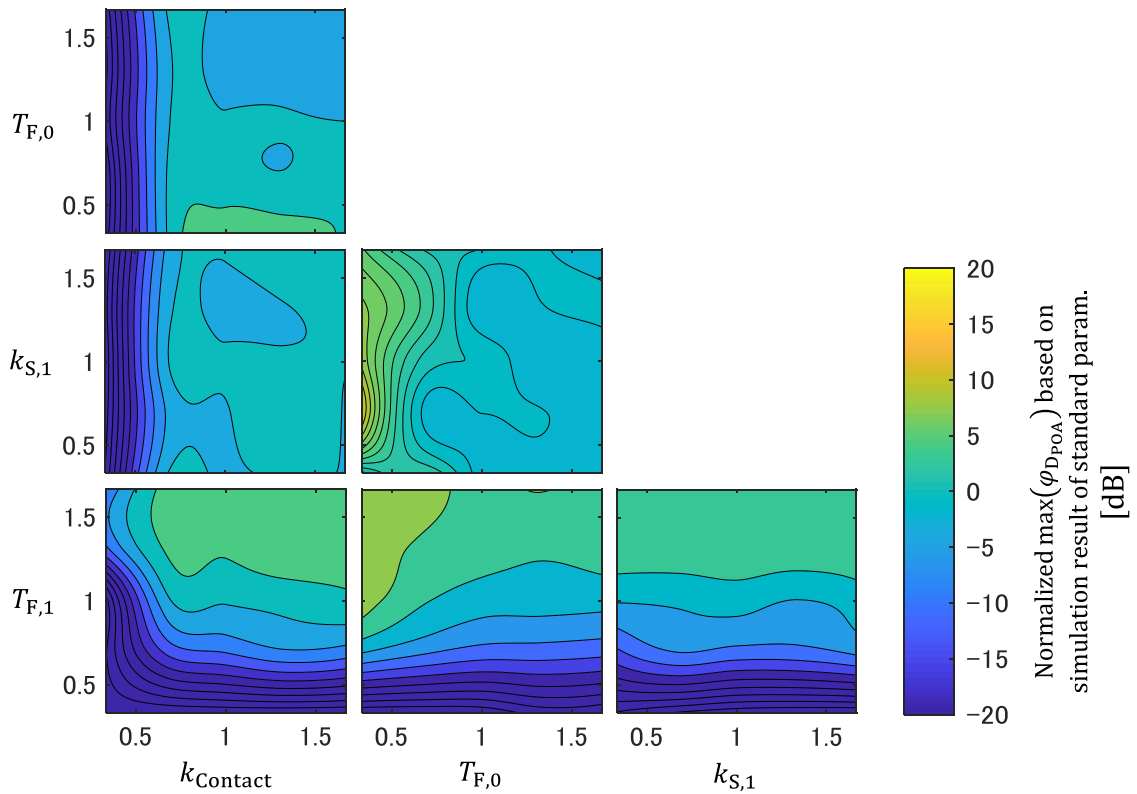


図 5.3 感度解析結果

感度解析によって得られた改善手法を図 5.4 に示す。これは、動的バックラッシにおける非線形振動を低減するためには、実稼働ねじり特性を構成する 3 段区分線形特性に対し、形状をなるべく線形系に近づけること、さらに減衰力すなわち履歴特性における面積を増加させることが重要であることを示唆している。

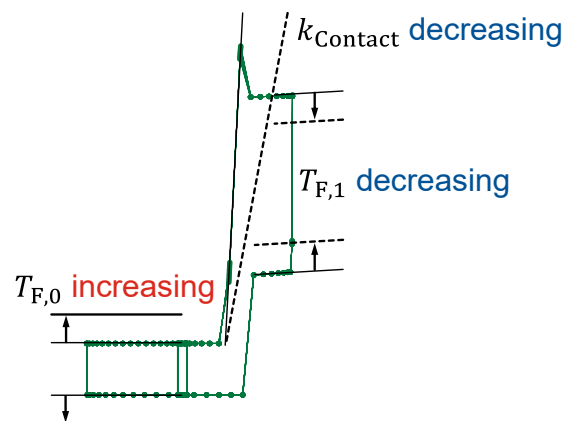


図 5.4 動的バックラッシにおける非線形振動の改善手法

### 5.3.3 接触剛性低減による改善

感度解析によって得られた改善手法の効果を検証するために、第4章の実験に用いた IS-DMF（以下；従来仕様と記す）に対し、 $k_{\text{Contact}}$  を低減した IS-DMF（以下；改善仕様と記す）を用いた実験を行う。

改善仕様および従来仕様の構造比較を図 5.5 に示す。改善仕様は、DFW を支点とした端部 SPS の転回構造<sup>(63)</sup> を導入することにより、見かけの接触剛性を従来仕様に対し約 85% 低減できる狙いとしている。従来仕様に対する変更点は、DP および SPS の形状変更である。DP には、SPS を転回させるための突起部（Arm），SPS には DP の突起部から力を受ける摺動面（Slider）および転回支点（Fulcrum）が設けられている。

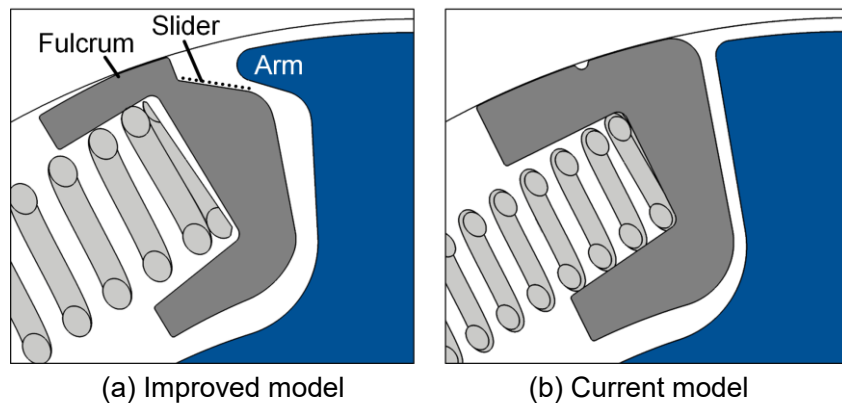


図 5.5 接触剛性を低減した IS-DMF（改善仕様）と従来仕様の構造比較

転回構造の作動原理および各作動状態に対応するねじり特性上の挙動を図 5.6 に示す。

(a) エンジントルクの入力がない場合、SPS は TSP からの復元力および SPS に作用する遠心力により、転回支点に対し反時計回りのモーメントを受けた状態となる。

(b) エンジントルクが入力されると、DP と SPS は相対回転し、DP の突起部と SPS の摺動面が接触する。ここで、入力トルクは摺動面との接触角によって、SPS の転回支点（図中●）に対し時計回りのモーメントを発生させる作用力となる。入力トルクの増加につれ反時計回りのモーメントが相対的に大きくなると、SPS は時計回りに転回をはじめ。転回作動中、DP の突起部が SPS の摺動面を滑りながら移動し、TSP は SPS の転回による圧縮量に応じた反発力を発生する。すなわち、接触部である SPS を転回させることにより、本来の接触剛性を「いなし」ようにして「見かけの低剛性領域」が形成される。

(c) SPS の転回が進み、DP の突起部および SPS の摺動面が密着すると転回作動は終了し、それ以降は従来仕様と同様に DP と SPS が一体となり相対回転をなす。このとき、SPS は外周部（DFW 内面）と摺動するが、(b) の転回作動中においては SPS の転回支点が DFW 摺動面に対して移動しないため、摩擦力が発生しない。

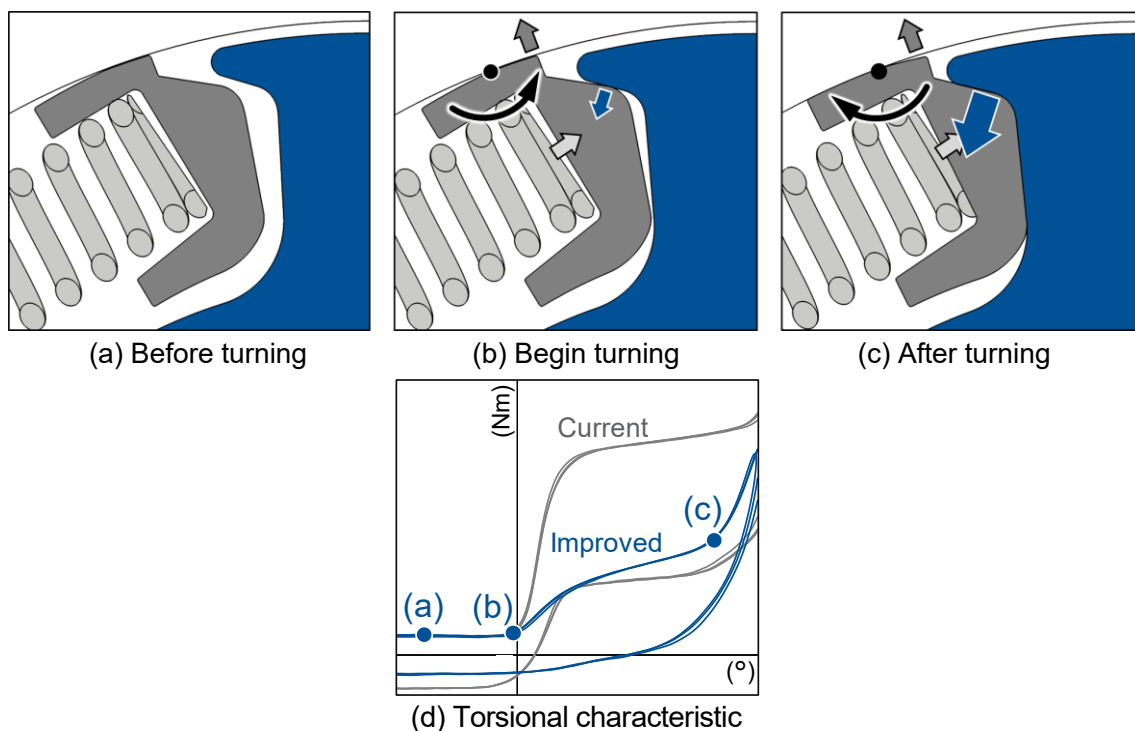


図 5.6 転回構造による接触剛性の低減手法 (古志) (63)

### 5.3.4 実車実験による効果検証

改善仕様を実車に搭載し、接触剛性の低減効果を検証する。実験条件および解析条件は、第 4 章の実車実験と同一とした。S1 から S3 までの遷移領域に対応する時間軸波形を図 5.7 に、S3 領域の STFT および分岐図を図 5.8 に示す。

まず、図 5.7 の時間軸波形を従来仕様の実車実験結果 (図 4.6) と比較すると、S1 から S2 の運転操作により、従来仕様と同様に動的バックラッシュが発生していることがわかる。しかし、S3 の領域においては従来仕様にみられた接触振動 (がた打ち) の挙動が発生していない。次に、図 5.8(a) の STFT を従来仕様による実験結果 (図 4.7(a)) と比較すると、実験条件の  $T_{DC}$  がとりうるすべての領域において、カオスの振動および  $1/n$  次分数調波振動の発生が大幅に低減されていることがわかる。

さらに、図 5.8(b) の分岐図をみると、 $T_{DC}$  が微小な領域において振動が加振周期に収束しており、 $T_{DC}$  が大きくなるにつれ  $\varphi_D$  が増加している。 $T_{DC}$  にしたがって  $\varphi_D$  が増加するのは、IS-DMF が弾性体として機能していることを意味しており、低減した接触剛性によって、跳躍振動が低減されたことを示唆している。

なお、図 5.7 および図 5.8(a) より、加振周波数  $f_E$  の  $1/2$ 、すなわち回転 1 次の振動成分が確認される。しかし、その振幅値は  $T_{DC}$  の大きさにかかわらず概ね一定値を示している。したがって、動的バックラッシュによる  $1/2$  次分数調波振動の発生ではなく、別の現象である可能性が高い。たとえば、IS-DMF のアンバランスによる回転 1 次振動の影響が考えられ

る。これは、今回実験に用いた改善仕様が、量産品ではなく試作品であったことが影響している可能性がある。回転 2 次未満において、回転 1 次振動を除き目立った振動成分はみられないことから、動的バックラッシュに起因するカオスの振動および  $1/n$  次分数調波振動が概ね低減できたと考えられる。したがって、感度解析より得られた改善方策の有効性が検証されたといえる。

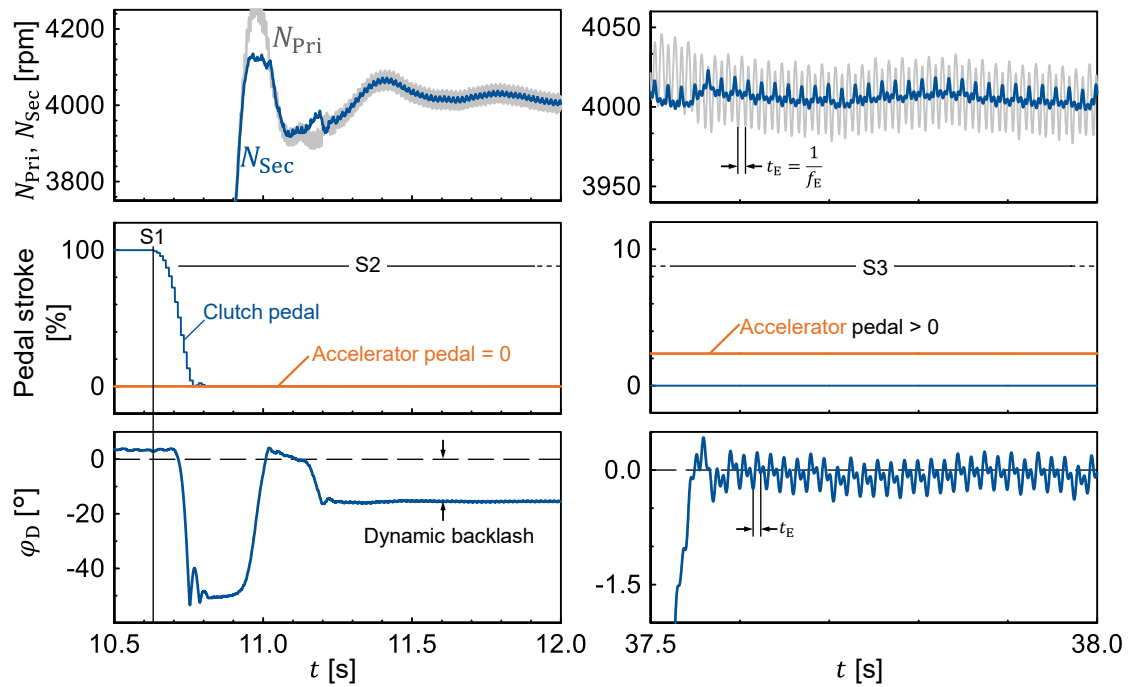
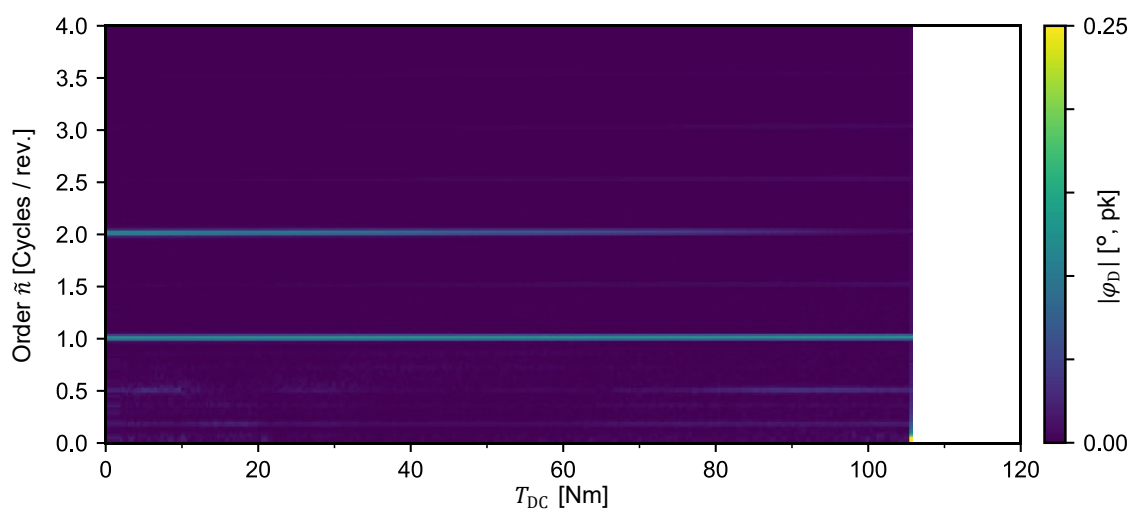
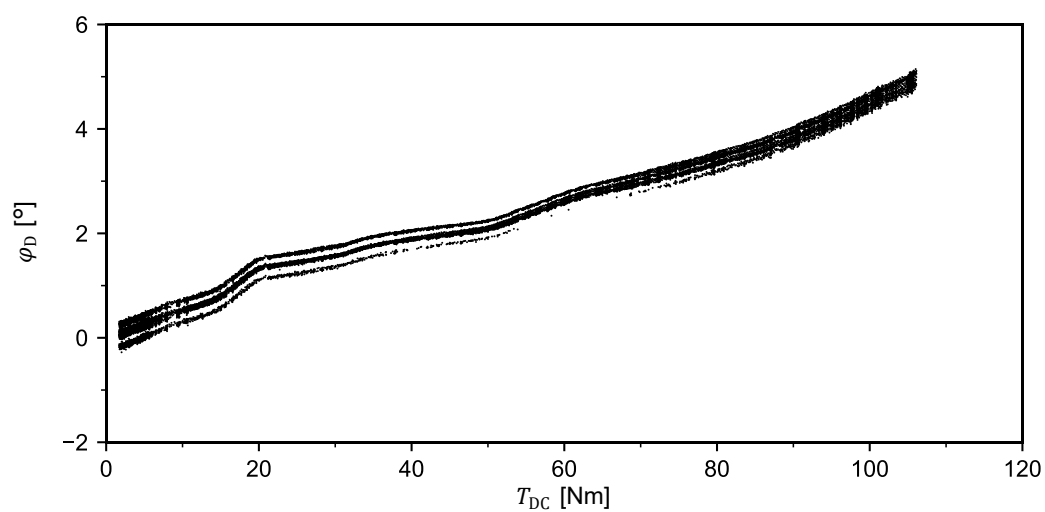


図 5.7 改善仕様の実車評価結果：動的バックラッシュ発生近傍の時間軸波形



(a) STFT



(b) Bifurcation diagram

図 5.8 改善仕様の実車評価結果：STFT および分岐図

## 5.4 結言

本章では，AS-LTD による駆動系周波数応答を対象とした離散化モデルの実践的な改善，ならびに IS-DMF を対象とした動的バックラッシに起因する非線形振動の改善について論じた．以下に得られた結論を要約する．

- 1) AS-LTD に対し，離散化要素の部分作動挙動を改善するために，折り返し等差数列を利用した不等ピッチ離散化手法を提案した．その結果，従来の等ピッチ離散化モデルにおいて精度課題である高回転・低振幅条件に対し，計算コストをほぼ増加することなく大幅に精度改善できることを示した．
- 2) IS-DMF に対し，動的バックラッシによる非線形振動の改善手法を提案した．まず，感度解析により，接触剛性および接触部に作用する離散化質量要素の摩擦トルク低減が，動的バックラッシによる非線形振動の低減に対し寄与が大きいことを明らかにした．次に，感度解析結果に基づき接触剛性を低減した IS-DMF を試作した．さらに，その実車実験により，カオスの挙動および分数調波振動が大幅に低減できることを示し，感度解析より得られた改善手法の有効性を示した．

## 第 6 章 結論

本章では、本論文において検討した広角トーショナルダンパ離散化モデルによる非線形振動の現象解明および改善について、得られた知見をまとめるとともに、今後の課題と展望について述べる。

### 6.1 研究の総括

第 1 章「緒論」では、本研究の背景を示すとともに、本研究に関連する既往の研究についてまとめ、研究目的を示した。章末には、本研究の構成を示した。

第 2 章「実験的基礎調査およびモデル構築」では、トーショナルダンパの IS-DMF および AS-LTD を対象に、履歴特性の非線形性、動的バックラッシのメカニズム、およびモデル構築手法について論じた。

まず、実験による動的バックラッシ発生メカニズムの検討について述べた。回転時ねじり特性の計測により、IS-DMF および AS-LTD の双方ともに動的バックラッシが発生することを明らかにした。続いて、IS-DMF の可視化実験より、動的バックラッシは弾性体端部が回転速度依存の摩擦力によって固着し、弾性体駆動部品との離合が生じる現象であることを明らかにした。

次に、履歴特性および動的バックラッシを再現可能なモデルの構築について述べた。まず、AS-LTD および IS-DMF が共通の離散化モデルにより定義できることを述べ、定式化を示した。続いて、この離散化数を 6 より大きくとる場合は数%の精度の誤差であることを理論的に示した。さらに、IS-DMF に内蔵する SPS の荷重試験より、動的バックラッシ発生部位の接触剛性を明らかにした。続いて、摺動部の摩擦特性実験により、それぞれのトーショナルダンパにおける摩擦特性を同定した。その結果、IS-DMF はストライベックモデル、AS-LTD はハイパボリックモデルが実験値と良い一致を示すことを明らかにした。最後に、得られた知見をもとに、Modelica 言語を用い 1D シミュレーションモデルを構築した。

第 3 章「モデル基礎検証およびシミュレーション」では、構築した離散化モデルを対象に、駆動系周波数応答および動的バックラッシの非線形振動シミュレーションについて論じた。

まず、第 2 章において構築した AS-LTD 離散化モデルを用いた駆動系周波数応答シミュレーションにより、履歴特性の非線形性が駆動系周波数応答に及ぼす影響を検討した。その結果、振幅依存性に起因する漸軟特性により見かけ共振点が低下し、さらに回転速度依存性に起因する減衰特性変化により見かけ共振点が上昇するという、複数の影響が作用す



ることを明らかにした。続いて、高回転速度・低加振振幅などによりトーショナルダンパのねじり角振幅がきわめて小さい状況では、モデル精度に影響を及ぼす部分稼働現象が発生することを明らかにした。これは、離散化要素の一部が回転速度依存の摩擦力により固着し、稼働する離散化要素数が減少する挙動であり、シミュレーションに用いた離散化モデルのうち最も微細な離散化数 16 においても発生した。したがって、第 2 章において理論的に検討した離散化数 6 では、実用上精度不足である可能性が示唆された。さらに、離散化数の増加は、駆動系周波数応答シミュレーションにおいて計算コストを著しく増大させる要因であることを明らかにし、精度および計算コストのトレードオフ課題を提示した。

次に、IS-DMF 離散化モデルを用いた実車駆動系シミュレーションにより、動的バックラッシュによる非線形振動について検討した。まず、第 2 章において明らかにした動的バックラッシュの発生メカニズムをもとに、実車において発生し得る運転条件を構築した。次に、シミュレーション結果の STFT、分岐図、およびリターンマップによる解析により、動的バックラッシュに起因する非線形振動はカオスの挙動を示すことを明らかにした。さらに、特定の相対トルク領域では自然数  $n$  における  $1/n$  次分数調波振動に収れんすること、その収れん条件よりもわずかに小さい相対トルク領域では周期倍分岐が発生すること、相対トルクが大きくなるにつれ  $n$  数が減少することを明らかにした。本現象は、いわゆる歯打ち現象に類似する片当たり接触振動に分類されるが、そのメカニズムは接触剛性による跳躍挙動および摺動挙動が複合しており、履歴特性の形状が 3 段区分線形特性となる複雑な現象であることを明らかにし、カオスの挙動および分数調波振動の発生は、これら二つのメカニズムに起因している可能性が示唆された。

第 4 章「実験検証」では、構築したモデルおよびシミュレーション結果の実験検証について論じた。

まず、低慣性ダイナモを用いた台上実験により、AS-LTD による駆動系周波数応答について検討した。その結果、シミュレーション結果は実験結果を概ね精度良く予測できていることを明らかにした。ただし、第 3 章において明らかにした離散化要素の部分作動挙動が顕著な高回転・低振幅条件においては、離散化数が小さいほど実験結果との乖離が発生した。さらに、この乖離要因は実稼働ねじり特性の比較より、稼働する離散化質量数の減少により発生する、ねじり特性上の多角形数の減少であることを明らかにし、モデル精度改善のためには離散化数の増加が必要であるが、特にアークスプリング端部離散化要素を小さく離散化することが肝要であることを示した。

次に、第 3 章に述べた動的バックラッシュの運転操作手順に基づく IS-DMF の実車実験により、シミュレーション結果に現れた非線形振動が実際に発生し得るか調査した。その結果、カオスの挙動や分数調波振動が、シミュレーション結果と同様に発生することを明らかにした。さらに、3 次元リターンマップによる実験結果およびシミュレーション結果の比較より、非線形振動のメカニズムがモデルと一致していることを示した。

第 5 章「実際問題への応用」では、駆動系周波数応答を対象とした離散化モデルの実践的な改善，ならびに IS-DMF を対象とした動的バックラッシに起因する非線形振動の改善について論じた。

まず，AS-LTD に対し，離散化要素の部分作動挙動を改善するために，折り返し等差数列を利用した不等ピッチ離散化手法を提案した．その結果，第 2 章～第 4 章に論じた従来の等ピッチ離散化モデルにおいて精度課題である高回転・低振幅条件に対し，計算コストをほぼ増加することなく大幅に精度改善できることを示した．

次に，IS-DMF に対し，動的バックラッシによる非線形振動の改善手法を提案した．まず，感度解析により，接触剛性および接触部に作用する離散化質量要素の摩擦トルク低減が，動的バックラッシによる非線形振動の低減に対し寄与が大きいことを明らかにした．次に，感度解析結果に基づき接触剛性を低減した IS-DMF を試作した．さらに，その実車実験により，カオスの挙動および分数調波振動が大幅に低減できることを示し，感度解析より得られた改善手法の有効性を示した．

以上の研究成果より，提案した不等ピッチ離散化モデルおよび動的バックラッシによる非線形振動の改善手法には画期的な効果があることを示した．これにより，アークスプリングおよび直列ばねを内蔵する広角トーショナルダンパを用いる駆動系ねじり振動の検討のために有効活用することが可能になったのみならず，動的バックラッシによって引き起こされる非線形振動の改善が可能になった．これらの技術は，車両駆動系の NVH を改善するための設計検討に貢献できる．

## 6.2 今後の研究課題と展望

広角トーショナルダンパの履歴特性に着目するモデル化および実験に関して、車両駆動系における実験検証を行った研究例はきわめて少ない。本論文は、アークスプリングおよび直列ばね式のトーショナルダンパを共通の離散化モデルにより扱えることを示したのみならず、駆動系周波数応答の実験検証により従来の離散化モデルにおける実用上の課題を発見し、新たな不等ピッチ離散化手法を提案した。さらに、これまで研究例のない動的バックラッシュによる非線形振動について検討し、カオスの挙動が現れることを明らかにしたのみならず、振動改善手法を提案し、実車実験による効果確認にまで踏み込んだ点で意義があると考えている。しかし、本論文においてはさまざまな制約のもとに検討した結果が含まれているため、さらなる実践的な検討の余地は大きい。以下に、今後の課題と展望について述べる。

### 1) 動的バックラッシュのメカニズムに関する理論的検討

リターンマップの解析により、二つのメカニズムが寄与することを明らかにしたが、本論文においては詳細検討に至らず、感度解析による改善提案に留まっている。したがって、接触振動に着目した低自由度系での実験検証に基づく理論検討が、カオスの挙動の定性的なメカニズム解明およびさらなる改善につながる可能性が高い。

### 2) 不等ピッチ離散化モデルにおける離散化要素の最適化

提案した不等ピッチ離散化モデルは、端部の最小離散化要素サイズの選定がモデル精度に大きく影響を及ぼすと考えられる。また、本研究では AS-LTD の駆動系周波数応答の条件として、回転速度および加振振幅を一定としているが、実際のエンジンにおいては回転速度と加振周波数が比例関係にあり、加振振幅も一様ではない。今後の研究課題として、提案した不等ピッチ離散化手法について、実際のエンジンに相当する加振条件に対する最適離散化数や最小離散化要素サイズの検討が必要である。

### 3) 数理モデルによる駆動系周波数応答の精度および計算コストの検討

提案した不等ピッチ離散化モデルを用いると、従来モデルに対し計算精度を維持しつつ計算コストを半減できた。しかし、それでもシミュレーションには汎用 PC を用いて現実時間の 2 倍程度が必要であり、リアルタイム性が重要視される車載コンピュータへのモデル適用を目指すためには改善の余地が大きい。したがって、上記の不等ピッチ離散化モデル検討に並行し、別のモデル化手法を用いた精度および計算コストの両立を検討する余地がある。たとえば、数理モデルの応用が考えられる。

## 参考文献

- (1) 国土交通省総合政策局環境政策課. “運輸部門における二酸化炭素排出量”. 国土交通省. [https://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/environment/sosei\\_environment\\_tk\\_000007.html](https://www.mlit.go.jp/sogoseisaku/environment/sosei_environment_tk_000007.html), (cited 2020-08-31).
- (2) Itkonen, Anna-Kaisa; Rietdorf, Lynn. “Commission welcomes European Parliament adoption of new CO2 emission standards for cars and vans”. European Commission. [https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/en/IP\\_19\\_1869](https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/en/IP_19_1869), (cited 2020-08-31).
- (3) Tietge, Uwe; Mock, Peter; Dornoff, Jan. “CO<sub>2</sub> Emissions from New Passenger Cars in the European Union: Car Manufacturers’ Performance in 2018”. International Council on Clean Transportation (ICCT). <https://theicct.org/publications/co2-new-passenger-cars-europe-aug2020>, (cited 2020-08-31).
- (4) NHTSA. “Corporate Average Fuel Economy”. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA). <https://www.nhtsa.gov/laws-regulations/corporate-average-fuel-economy>, (cited 2020-08-31).
- (5) Yang, Zifei; Rutherford, Dan. Japan 2030 fuel economy standards, 2019, (September), p. 7. [https://theicct.org/sites/default/files/publications/Japan\\_2030\\_fuel\\_standard\\_update\\_20191007.pdf](https://theicct.org/sites/default/files/publications/Japan_2030_fuel_standard_update_20191007.pdf).
- (6) Mock, Peter. “European Vehicle Market Statistics 2019/20”. International Council on Clean Transportation (ICCT). <https://theicct.org/publications/european-vehicle-market-statistics-20192020>, (cited 2020-08-31).
- (7) 大島明. 自動車制御に対するモデルベース開発, 自動制御連合講演会講演論文集, 2007, 50, p. 126. doi:10.11511/jacc.50.0.126.0.
- (8) 藤川智士. マツダの目指すモデルベース開発, 計算工学講演会論文集 Proceedings of the Conference on Computational Engineering and Science, 2014, 19, p. 44–47. <https://ci.nii.ac.jp/naid/40020106304/>.
- (9) Scharf, J.; Ogrzewalla, J.; Wolff, K.; Uhlmann, T.; Thewes, M.; Balazs, A.; Grzeschik, P.; Görgen, M.; Yadla, S. Gasoline Engines for Hybrid Powertrains — High Tech or Low Cost?, FEV Whitepaper, 2017, 01/2017, p. 214–248.
- (10) 藤村俊夫. “自動車の将来動向：EVが今後の主流になりうるのか 第6章 将来のエンジン車と次世代車両比率（ロードマップ）”. Automotive Insights, PwC Japan. <https://www.pwc.com/jp/ja/knowledge/thoughtleadership/automotive-insight/vol10.html>, (cited 2020-09-01).
- (11) Eisele, Georg. “Effects of Automotive Megatrends on NVH”. FEV SPECTRUM (FEV Europe GmbH Corporate Magazine). <https://magazine.fev.com/en/noise-vibration-harshness-2/>, (cited 2020-09-04).
- (12) Pruetz, Jeffrey. “NVH-requirements of Electric Drive Units in the Vehicle Interior”. FEV SPECTRUM (FEV Europe GmbH Corporate Magazine). <https://magazine.fev.com/en/nvh-requirements-of-electric-drive-units-in-the-vehicle-interior/>, (cited 2020-09-04).
- (13) Wellmann, Thomas; Tousignant, Todd; Govindswamy, Kiran; Tomazic, Dean; Steffens, Christoph; Janssen, Peter. NVH Aspects of Electric Drive Unit Development and Vehicle Integration, SAE Technical Papers, 2019, (2019-01–1454). doi:10.4271/2019-01-1454.
- (14) Govindswamy, Kiran; Wellmann, Thomas; Eisele, Georg. Aspects of NVH Integration in Hybrid Vehicles, SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 2009, 2(1), p. 1396–1405. doi:10.4271/2009-01-2085.
- (15) Pischinger, Stefan. “Transmission Systems for Future Powertrains – a Market and Vehicle Specific Challenge”. CTI Symposium DE. 2014.

- 
- (16) Königstein, Achim; Grebe, Uwe Dieter; Wu, Ko-Jen; Larsson, Per-Inge. Differentiated Analysis of Downsizing Concepts, *MTZ worldwide*, 2008, 69(6), p. 4–11. doi:10.1007/BF03227890.
- (17) 神谷宗宏; 久保馨. ハイブリッド車における燃費向上技術の動向, *電気学会論文誌. D, 産業応用部門誌*, 2000, 120(11), p. 1251–1256. doi:10.1541/ieejias.120.1251.
- (18) 阿部眞一. ハイブリッド自動車のためのエンジン制御, 計測と制御, 計測自動制御学会, 2014, 53(8), p. 696–701. doi:10.11499/sicejl.53.696.
- (19) Wellmann, Thomas; Govindswamy, Kiran; Tomazic, Dean. Impact of the Future Fuel Economy Targets on Powertrain, Driveline and Vehicle NVH Development, *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, 2017, 1(2), p. 428–438. doi:10.4271/2017-01-1777.
- (20) Wu, Yudong; Li, Renxian; Ding, Weiping; Croes, Jan; Yang, Mingliang. Mechanism Study and Reduction of Minivan Interior Booming Noise During Acceleration, *Shock and Vibration*, 2019, 2019. doi:10.1155/2019/2190462.
- (21) 工藤健志; 田中和宏; 佐野徹. モデルベースによる SKYACTIV-DRIVE の NVH 開発, *マツダ技報*, 2013, (31), p. 60–66.
- (22) 杉本悠貴; 小泉孝之; 辻内伸好; 山梶喜弘. “クラッチダンパの固着現象に着目した歯打ち挙動解析”. *自動車技術会 学術講演会前刷集*. 2013, p. 1–5.
- (23) Hage, Anthony; Szatkowski, Antoni; Li, Zhe. Improving Low Frequency Torsional Vibrations NVH Performance through Analysis and Test, *SAE Technical Papers*, 2007, (2007-01-2242). doi:10.4271/2007-01-2242.
- (24) 吉岡孝芳; 杉田洋. ハイブリッド車開発における振動騒音の低減技術, *日本機械学会 年次大会資料集*, 2000, 2000.5, p. 239–241. doi:10.1299/jsmemecjm.2000.5.0\_239.
- (25) Stoffels, Harald; Schroeer, Markus. NVH Aspects of a Downsized Turbocharged Gasoline Powertrain with Direct Injection, *SAE Technical Papers*, 2003, (2003-01-1664). doi:10.4271/2003-01-1664.
- (26) Theodossiades, S.; Gnanakumarr, M.; Rahnejat, H.; Kelly, P. Effect of a Dual-Mass Flywheel on the Impact-Induced Noise in Vehicular Powertrain Systems, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2006, 220(6), p. 747–761. doi:10.1243/09544070JAUTO55.
- (27) Kelly, P.; Pennec, B.; Seebacher, R.; Tlatlik, B.; Mueller, M. “Dual Mass Flywheel as a Means of Attenuating Rattle”, *Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain*, Limited, Woodhead Publishing編, Elsevier, 2010, p. 857–877. doi:10.1533/9781845699932.2.857.
- (28) 尾梶智哉; 薄井友彦; 宮原壯太; 渡辺健太郎. ダイナミックダンパを搭載した高減衰ダンパ機構, *自動車技術会論文集*, 2020, 51(1), p. 96–100. doi:10.11351/jsaeronbun.51.96.
- (29) Zink, Matthias; Hausner, Markus. The centrifugal pendulum-type absorber, *ATZ-worldwide*, 2009, 111(8), p. 42–47. doi:10.1007/BF03225088.
- (30) Den Hartog, J. P. Tuned pendulums as torsional vibration eliminators, *Stephen Timoshenko 60th Anniversary Volume*, 1938, p. 17–26.
- (31) 谷下市松. クランク軸に應用した動吸振器: 第 1 報 回轉軸に應用し得る動吸振器の特性, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*, 1940, 6(24-1), p. 47–61. doi:10.1299/kikai1938.6.24-1\_47.
- (32) 石田幸男; 井上剛志; 賀川泰史; 上田元彦. 遠心振り子式動吸振器を取り付けた回轉軸系の非線形振動解析とねじり振動の制振, *日本機械学会論文集 C編*, 2005, 71(708), p. 2431–2438. doi:10.1299/kikaic.71.2431.

- (33) 片岡眞澄; 大野進一; 杉本隆尚. がたと二段ばねを持つ2自由度系の強制ねじり振動の研究, 日本機械学会論文集 C編, 1990, 56(528), p. 2031–2039. doi:10.1299/kikaic.56.2031.
- (34) 水谷一樹; 坂本充由; 渡辺尉博; 池浦良淳. 回転方向にがたや緩みがある軸系の振動特性に関する研究, 評価・診断に関するシンポジウム講演論文集, 2006, 2006.5, p. 62–65. doi:10.1299/jsmesed.2006.5.62.
- (35) 田辺裕樹; 伊藤貴章; 中島宏幸. 広角捻りダンパーの非線形振動分析, 自動車技術会 シンポジウム 「動力伝達系の最新技術 2008」, 2008, 05–08(20084955), p. 1–5.
- (36) Rosbi, Sofian; 劉孝宏; 中江貴志; 松崎健一郎; 末岡淳男; 滝川由浩; 大井陽一. ATパワートレインにおける分数調波振動の発生とダンパばね特性の関係, 日本機械学会九州支部講演論文集, 2014, 2014, p. \_1E4-1\_-\_1E4-2\_. doi:10.1299/jsmekyushu.2014.\_1E4-1\_.
- (37) Schnurr, Michael. “Development of the Super-Long-Travel Dual Mass Flywheel”. Proceedings of 4th LuK Symposium. 1990, p. 55–80.
- (38) Kiencke, Uwe; Nielsen, Lars. Automotive Control Systems, Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005, 512p. doi:10.1007/b137654.
- (39) Walter, Andreas; Kiencke, Uwe; Jones, Stephen; Winkler, Thomas. Anti-Jerk and Idle Speed Control with Integrated Sub-Harmonic Vibration Compensation for Vehicles with Dual Mass Flywheels, SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 2008, 1(1), p. 2008-01-1737. doi:10.4271/2008-01-1737.
- (40) 山崎篤史; 名越匡宏; 津田顕; 石山雄貴; 多田努; 渡部雅晃. 「人馬一体」を実現する駆動力制御システム開発, マツダ技報, 2019, (36), p. 247–252. doi:10.34338/mazdagihou.36.0\_247.
- (41) Pham, Truc; Scholz, Christian; Bofinger, Gerd; Seifried, Robert. Driveline Control – Intelligent Actuator Inputs to Improve Component Protection , Performance and Comfort, VDI-Berichte, 2017.
- (42) Walter, Andreas; Brummund, Stephan; Merz, Benedikt; Kiencke, Uwe; Jones, Stephen; Winkler, Thomas. Estimation of the Instantaneous Engine Torque for Vehicles With Dual Mass Flywheel (DMF), IFAC Proceedings Volumes, 2007, 40(10), p. 167–174. doi:10.3182/20070820-3-US-2918.00024.
- (43) Albers, Albert. Advanced development of dual mass flywheel (DMFW) design-noise control for today’s automobiles, 5th LuK Symposium, Bühl, Germany, 1994, p. 5–41. [http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/\\_shared\\_media/08\\_media\\_library/01\\_publications/schaeffler\\_2/symposia\\_1/downloads\\_11/1\\_Dual\\_Mass\\_Flywheel\\_1.pdf](http://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/1_Dual_Mass_Flywheel_1.pdf).
- (44) Albers, Albert; Albrecht, Marc; Krüger, Arne; Lux, Ralph. New Methodology for Power Train Development in the Automotive Engineering - Integration of Simulation, Design and Testing, SAE Technical Paper, 2001, (2001-01-3303). doi:10.4271/2001-01-3303.
- (45) Schaper, Ulf; Sawodny, Oliver; Mahl, Tobias; Blessing, Uli. “Modeling and torque estimation of an automotive dual mass flywheel”. Proceedings of the American Control Conference. Institute of Electrical and Electronics Engineers Inc., 2009, p. 1207–1212. doi:10.1109/ACC.2009.5160136.
- (46) Li, Zhe; Sandhu, Jaspal. Transmission Torque Converter Arc Spring Damper Dynamic Characteristics for Driveline Torsional Vibration Evaluation, SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems, 2013, 6(1), p. 2013-01-1483. doi:10.4271/2013-01-1483.
- (47) Mall, Philipp; Fidlin, Alexander; Krüger, Arne; Groß, Heiko. Simulation based optimization of torsional vibration dampers in automotive powertrains, Mechanism and Machine Theory, 2017, 115, p. 244–266. doi:10.1016/j.mechmachtheory.2017.05.010.
- (48) Chen, Lei; Zeng, Rong; Jiang, Zhengfeng. Nonlinear dynamical model of an automotive dual mass flywheel, Advances in Mechanical Engineering, 2015, 7(6), p. 1–11. doi:10.1177/1687814015589533.

- 
- (49) Long, Chen; Shi, Wenku; Chen, Zhiyong. Modeling and Experimental Study on Dynamic Characteristics of Dual-Mass Flywheel Torsional Damper, *Shock and Vibration*, 2019, 2019, p. 1–13. doi:10.1155/2019/5808279.
- (50) Mahl, Tobias; Sawodny, Oliver. Modelling of an automotive dual mass flywheel, *IFAC Proceedings Volumes*, 2010, 43(18), p. 517–523. doi:10.3182/20100913-3-US-2015.00069.
- (51) 清水康生; 辻内伸好; 伊藤彰人; 山本聡. “乗用車用フライホイールダンパ仕様最適化による加減速時低周波振動の低減”. *自動車技術会 学術講演会前刷集*. 2015, p. 454–459.
- (52) Shimizu, Y.; Tsujiuchi, N.; Ito, A.; Yamamoto, S. “Optimization of flywheel damper for passenger car to reduce acceleration/deceleration shock”. *Proceedings of ISMA 2016 - International Conference on Noise and Vibration Engineering and USD2016 - International Conference on Uncertainty in Structural Dynamics*. 2016. ISBN 9789073802940.
- (53) Elmqvist, Hilding; Mattsson, Sven Erik. An introduction to the physical modeling language Modelica, *European Simulation Symposium*, 1997, p. 1–5.
- (54) Fritzson, Peter. *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1*, 2010. doi:10.1109/9780470545669.
- (55) Stribeck, R. Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager - The key qualities of sliding and roller bearings, *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, 1902, 46, p. 1341-1348,1432-1438,1463-1470. <https://ci.nii.ac.jp/naid/20001636942/>.
- (56) Armstrong-Hélouvry, Brian; Dupont, Pierre; De Wit, Carlos Canudas. “A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction”. *Automatica*. 1994. doi:10.1016/0005-1098(94)90209-7.
- (57) Li Chun Bo; Pavelescu, D. The friction-speed relation and its influence on the critical velocity of stick-slip motion, *Wear*, 1982, 82(3), p. 277–289. doi:10.1016/0043-1648(82)90223-X.
- (58) Andersson, Sören; Söderberg, Anders; Björklund, Stefan. Friction models for sliding dry, boundary and mixed lubricated contacts, *Tribology International*, 2007, 40(4), p. 580–587. doi:10.1016/j.triboint.2005.11.014.
- (59) Kahramant, A.; Sing, R. Non-linear dynamics of a spur gear pair, *Journal of Sound and Vibration*, 1990, 142(1), p. 49–75.
- (60) 吉武裕; 濱野崇; 田村尋徳; 原田晃; 小林敦. 歯打ちの基礎的研究, *日本機械学会論文集 C編*, 2008, 74(745), p. 2137–2144. doi:10.1299/kikaic.74.2137.
- (61) 佐藤啓仁; 山本純雄; 横田和隆; 青木季博; 軽部周. 歯車系のカオスの挙動について: 分岐図と統計力学的手法, *日本機械学会論文集 C編*, 1995, 61(587), p. 3108–3115. doi:10.1299/kikaic.61.3108.
- (62) 小野測器. “小野測器 技術レポート: FFTアナライザ 7.2 ハニングウィンドウ”. [https://www.onosokki.co.jp/HP-WK/c\\_support/newreport/analyzer/FFT4/fft\\_13.htm](https://www.onosokki.co.jp/HP-WK/c_support/newreport/analyzer/FFT4/fft_13.htm), (cited 2020-10-28).
- (63) 株式会社エクセディ. 古志和啓. ダンパ装置. 特開2019-11816. 2019-01-24.

## 謝辞

本論文は、著者が株式会社エクセディおよび同志社大学大学院博士課程（社会人コース）において実施した研究成果をまとめたものです。

同志社大学教授・辻内伸好博士には、機械力学の初歩から非線形振動に至るまで幅広い分野のご指導をいただき、また、同志社大学大学院博士課程（社会人コース）における同学機械力学研究室への受け入れも快諾していただきました。研究の進め方をはじめとする論文の構成、取りまとめ方などに際しても多くのご助言をいただき完成に導いていただきました。深く感謝申し上げます。

同志社大学教授・青山栄一博士、同教授・伊藤彰人博士には、本論文の審査にあたり適切なご指導と貴重なご意見をいただきました。心より御礼申し上げます。

同志社大学名誉教授・小泉孝之博士には、著者が 2019 年に同志社大学大学院博士課程（社会人コース）として研究を始める以前、2010 年に研修員として同学機械力学研究室へ受け入れていただき、さまざまな議論を重ね著者の研究意欲を開拓していただいたとともに、長期に渡り貴重なご指導・ご助言を賜りました。深く感謝申し上げます。

博士課程（社会人コース）の履修においては、同志社大学教授・高岡正憲博士の機械工学特別セミナー・非線形物理学において大いに学ばせていただきました。また、本論文のリターンマップ手法に関して詳細かつ厳密なご指導を頂いたのみならず、解析結果の考察に至るまで貴重なご助言を賜りました。心より御礼申し上げます。

株式会社エクセディ開発本部 本部長・藤本真次氏には同志社大学大学院博士課程（社会人コース）の入学について便宜を図っていただきました。深く感謝申し上げます。

同社開発本部 駆動システム実験部 部長・山下一洋氏には、筆者が同社へ入社した 2007 年より、直属の上司として駆動系の振動騒音に関する基礎技術をはじめ、計測、信号処理、プログラミング、実車評価に至るまで幅広い分野のご指導をいただき、また、博士号への挑戦を後押ししていただきました。現在の直属の上司である同社開発本部 駆動システム実験部 実車チーム長・大倉准一氏には論文作成へのご配慮をいただきました。心より御礼申し上げます。

同社開発本部 駆動システム実験部において振動騒音関係の研究開発業務に携わっている皆様、あるいはかつてこの部に在籍し、筆者の同僚として研究に携わった皆様には、本論文に関し多大な貢献をいただきました。特に、同部 駆動システム実験部・吉本大輔氏、青木真彦氏には、本研究にかかわるモデル構築、実験データの取得や図表の作成に至るまでご尽力をいただいたとともに、深い議論を重ね、さまざまなご助言をいただきました。また、第 5 章の接触剛性低減手法については、同本部 MT 技術部 小型設計 1 チーム チーム長・古志和啓氏の考案されました特許を使わせていただきました。心より御礼申し上げます。



同志社大学理工学部講師・大島裕子博士，同学元大学院修士・栗原広気氏（現 株式会社小松製作所 機械第一調達部），同学大学院修士・Benoit Michel Hureaux 氏をはじめとする機械力学研究室（辻内・伊藤研究室）の皆様には，研究遂行のうえで貴重なご助言をいただき大変励みになりました．ヤンマーパワーテクノロジー株式会社 小形事業部 開発部・明井政博博士，豊橋技術科学大学・松原真己博士には，同研究室の社会人コース OB としてさまざまな面からご助言をいただきました．心より感謝申し上げます．

最後に，当時幼少期であった著者に内燃機や機械の面白さを説き，機械工学の道に進むきっかけを与えていただいた天国の祖父・和芳氏に，ここに博士論文が完成したことをご報告するとともに，心より感謝申し上げます．

2020年11月吉日

山梶 喜弘