

ダイナモメータシステムの高性能化制御
に関する研究

(A Study on Advanced Control
of Dynamometer Systems)

平成28年3月
秋山 岳夫

目次

第1章	序論	1
1.1	研究の背景	1
1.1.1	ダイナモメータシステム	1
1.1.2	エンジンベンチ	4
1.1.3	ドライブトレインベンチ	6
1.2	本論文の目的と各章の構成	10
第2章	エンジンベンチのエンジン負荷トルク制御	12
2.1	緒言	12
2.2	装置構成と制御目的・課題	14
2.3	クラッチ剛性変化にロバストな軸トルク制御法	16
2.4	エンジン負荷トルク制御法	20
2.4.1	結合シャフトの慣性補償制御法	20
2.4.2	定常解析	21
2.4.3	安定解析	23
2.5	数値検証	26
2.5.1	線形モデルでのステップ応答解析	26
2.5.2	実機運転を想定した数値検証	28
2.6	結言	31
第3章	ドライブトレインベンチ入力軸の軸トルク加振制御	35
3.1	緒言	35
3.2	装置構成と制御目的・課題	36
3.3	軸トルク加振制御法	39

3.3.1	ドライブトレインベンチ入力軸の三慣性系モデル	39
3.3.2	高域共振点の共振抑制制御	41
3.3.3	定常軸トルク制御	45
3.3.4	軸トルク加振指令の振幅自動調整	47
3.4	数値検証	48
3.5	結言	48
第4章	ドライブトレインベンチ出力軸の低慣性化制御	58
4.1	緒言	58
4.2	装置構成と従来 of 慣性エミュレーション制御法における課題	59
4.2.1	装置構成と従来 of 慣性エミュレーション制御法	59
4.2.2	従来法 of 安定解析	63
4.3	低慣性化が可能な慣性エミュレーション制御法	64
4.3.1	低慣性化制御法	64
4.3.2	提案法 of 安定解析	66
4.3.3	数値検証	66
4.4	実路走行負荷エミュレーション制御への応用	67
4.4.1	タイヤスリップとブレーキ操作 of エミュレーション制御法	67
4.4.2	数値検証	71
4.5	結言	77
第5章	結論	90
	参考文献	93
	謝辞	101
	引用既発表論文	103

第1章 序論

1.1 研究の背景

1.1.1 ダイナモメータシステム

ダイナモメータシステムとは、自動車及び、主にパワートレイン系の部品を供試体として、これら供試体の各種試験・評価に利用される装置である [1,2]。現在は完成車メーカーだけでなく、自動車部品、排ガス触媒、燃料等の様々な自動車関連業界における研究開発の基本ツールとして利用され、市販される自動車の型式認証もダイナモメータを利用して行われているが、国内では、1920年に東京高等工業学校(現在の東京工業大学)が10馬力(7.5kW)の直流ダイナモメータを導入したのが始まりである [3]。1970年代には、直流式と渦電流式のダイナモメータが主流になっており、これらダイナモメータを応用して、エンジンベンチシステム (Fig.1.1)、シャシーダイナモメータシステム (Fig.1.2)、ブレーキダイナモメータシステム (Fig.1.3)、トルコンテストシステム (Fig.1.4) などの様々なダイナモメータ応用システムが構築されている [3]。ダイナモメータの基本原理は、自動車の動力源であるエンジン出力を吸収し、トルクと回転数を計測し、これらを掛け合わせることでエンジン出力やパワートレイン系の損失を計測することである [4]。

自動車が路上を走行しているときには、走行抵抗(タイヤの転がり抵抗 [5]、空気抵抗、坂道での登坂抵抗、車体を加減速するための加速抵抗)を受けており、エンジン出力が走行抵抗とバランスすることで車両が進行する [6]。ここで、シャシーダイナモメータを例にして、ダイナモメータの基本的な役割を考える。シャシーダイナモメータは Fig.1.2 のようにドラム上に試験対象である自動車を載せ、タイヤがドラムを蹴ることで、室内での車両試験を行うシステムである。シャシーダイナモメータのドラム慣性は、一般には車体慣性(=車体質量×タイヤ半径²)よりも小さいため、ただ単にドラムをタイヤが蹴るだけでは、路上走行時相当の加速抵抗を受けることが出来ない。路上走行時相当の加速抵抗を

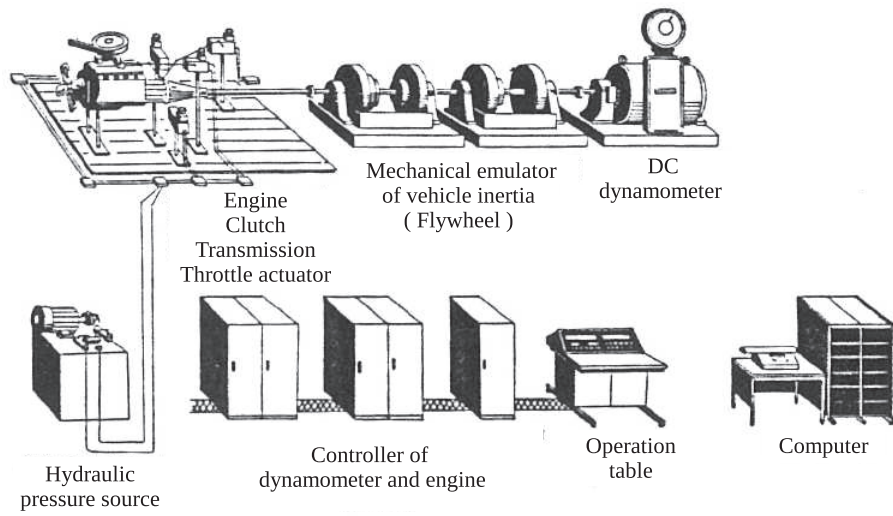


Fig. 1.1: Engine bench system in the 1970s.

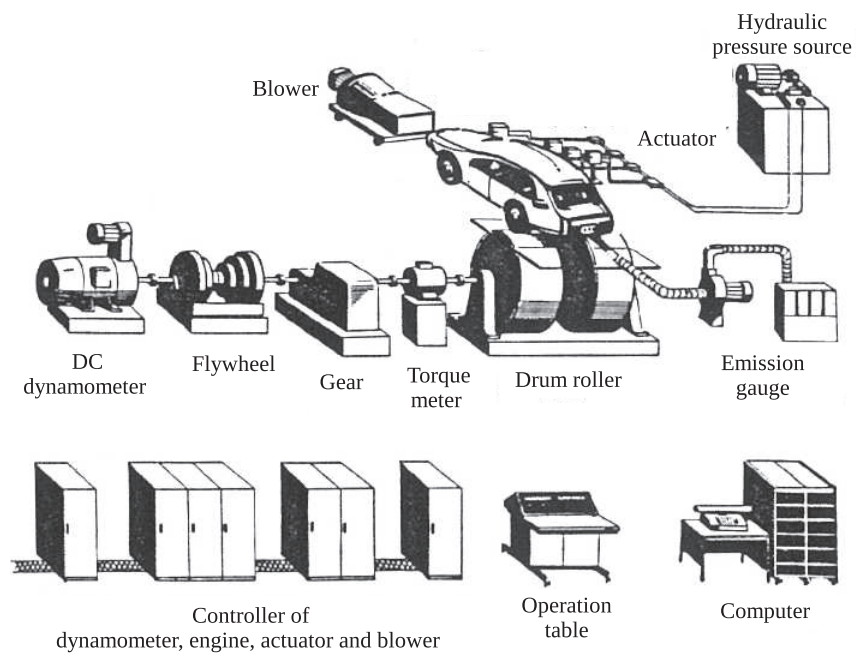


Fig. 1.2: Chassis dynamometer system in the 1970s.

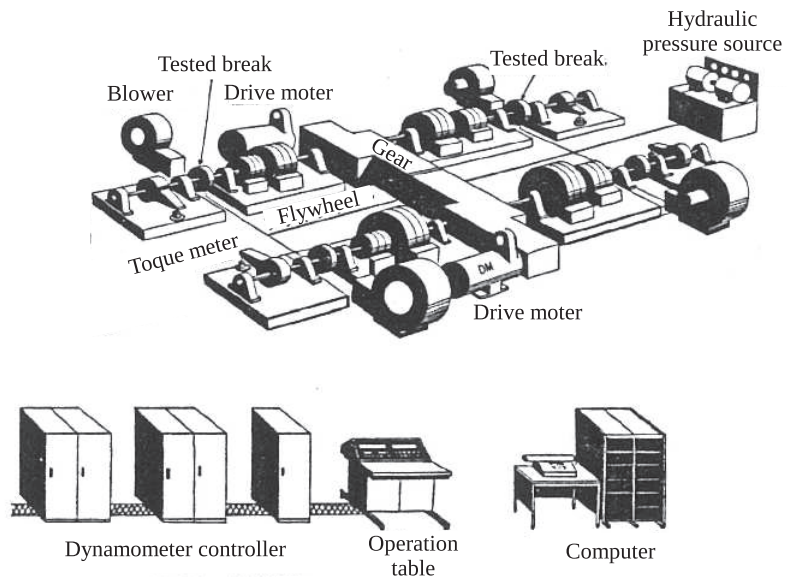


Fig. 1.3: Break dynamometer system in the 1970s.

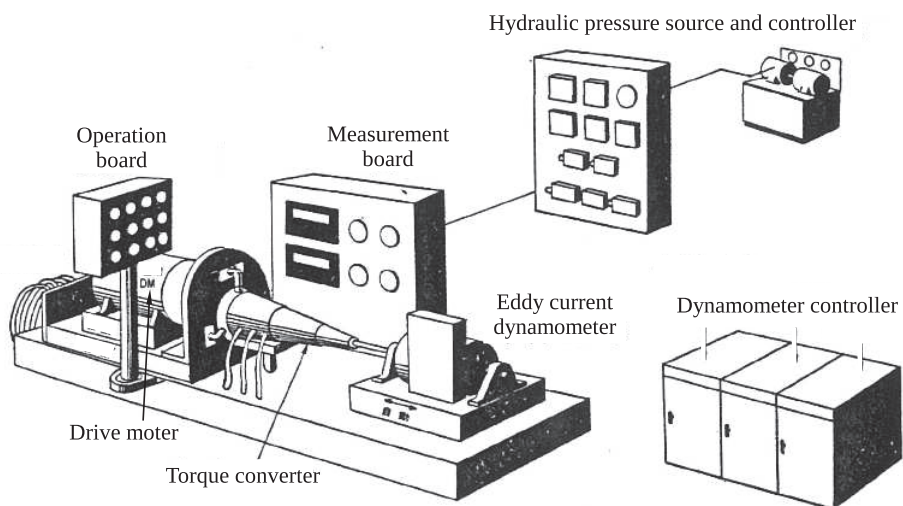


Fig. 1.4: Torque converter test system in the 1970s.

受けるためには、タイヤから見たシャシーダイナモメータ側 (Fig.1.2 の直流機～ドラム) の回転慣性を車体慣性相当にしなければならない。1970年代初期では機械的なフライホイールと直流機を併用し、加速抵抗の模擬を行っていた [3] が、1970年代末期になると、トルク計測精度が向上し、機械的なフライホイールを利用せずとも電氣的な制御のみで車体慣性相当に制御することも可能となってきた [7]。現在は、特殊な用途を除き、殆どのシャシーダイナモメータシステムが電気制御のみで車体慣性の模擬を行っている。また、ダイナモメータも直流機ではなく、誘導機が主流となり [8]、一部の高性能シャシーダイナモメータにおいては永久磁石同期機が採用されている [9]。

他のダイナモメータシステムにおいても基本的な役割はシャシーダイナモメータと同等で、基本的には、供試体に実車搭載時相当の負荷をかけることが役割である。次節では、本論文で研究対象としている、エンジンベンチとドライブトレインベンチ (トルクコンバータや変速機等を供試体とするダイナモメータシステム) の、現在のシステム構成、要求される役割について概説する。

1.1.2 エンジンベンチ

現在の主要なエンジンベンチシステムの構成例を Fig.1.5 に示す。エンジンとダイナモメータがシャフトを介して結合され、ダイナモメータ出力端にはシャフトねじれトルクを計測するための軸トルクメータが設定されている。また、インクリメンタルエンコーダによりダイナモメータ回転数が計測される。ダイナモメータはインバータによりトルク制御され、上位側にはリアルタイムコントローラが設置される。

軸トルクメータを持つエンジンベンチは、1980年代には現れている [10] が、軸トルクメータは計測器としてのみ利用され、フィードバック制御には利用されていない。この頃のエンジンベンチの制御機能は、主には回転数制御、トルク制御である。トルク制御は、軸トルクの制御ではなく、ダイナモメータの発生トルクを制御していた。排ガス燃費モードで規定されている回転数、トルクをエンジンベンチシステムの制御指令値として、ダイナモメータ回転数、ダイナモメータトルクを制御し、過渡的なベンチ試験を行っていた。制御方式としては、1987年に現代制御理論のILQ法をエンジンベンチの回転数制御、トルク制御に適用する研究が報告されている [11]。なお、原動機の負荷試験機という観点か

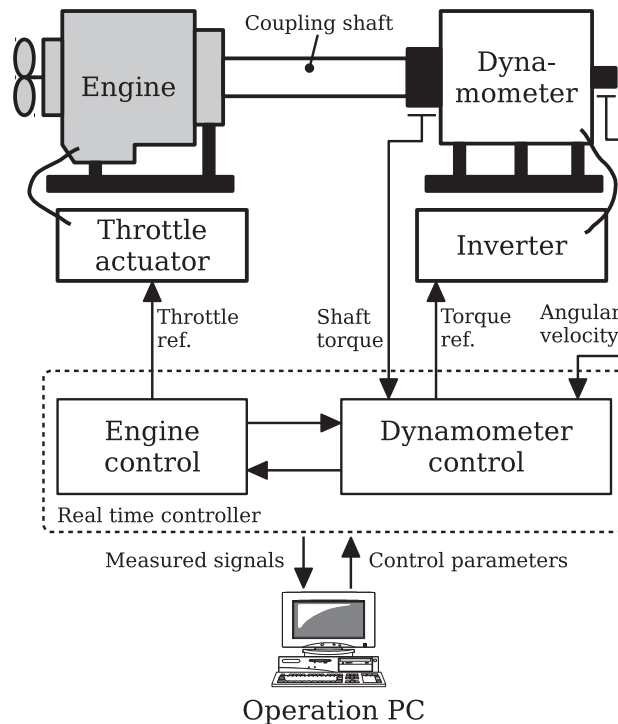


Fig. 1.5: Engine bench system

らは、1993年には電気自動車試験装置のトルク制御についても報告されている [14, 15]。

回転数指令値とトルク指令値に追従させる制御によるベンチ試験では、エンジン以外の車両特性(トルクコンバータ特性、変速動作、各種走行抵抗等)を忠実に模擬したベンチ試験は困難である。一方、自動車に対する環境性能要求の社会的な高まりを背景として、自動車の研究開発効率の向上は急務であった。自動車の研究開発効率を向上させるためには、エンジンの開発段階で、そのエンジンが搭載される車両特性を忠実に反映したベンチ試験を行うことが有効である。

このような要求に応えるために、2000年には、ダイナモメータによりエンジン以外のパワートレイン系部品の動特性を模擬制御することで、あたかもそのエンジンが実車に搭載されているかのような負荷試験を可能とするエンジンベンチが提案されている [12, 13]。高精度、高応答なエンジン負荷試験を行うために、文献 [13] の研究では、エンジンとダイナモメータをねじり共振周波数が約 60Hz となる高剛性シャフトで直結し、エンジン出力端に軸トルクメータを設置する機械構成がとられた。ダイナモメータには慣性モーメントが $0.3[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ 以下の低慣性ダイナモメータが適用された。これら高剛性シャフト、低慣性ダイナモメータを採用し、 H_∞ 制御を応用した軸トルクフィードバック制御を行うこと

で、約 100Hz の軸トルク制御を実現している。これにより、エンジンの慣性負荷のみならず、駆動系振動やシャシー系振動までも模擬する負荷試験を実現している。2000 年以降、エンジンベンチ制御の高応答化を図るための研究が報告されている [47,48,50]。

一方、エンジンベンチの機械構成としては、エンジンとダイナモメータの結合シャフトとして、クラッチ、変速機、プロペラシャフトを利用し、軸トルクメータは、エンジン側ではなく、Fig.1.5 のようにダイナモメータ側に設置される構成が一般的である。一般に、クラッチは非線形なねじり剛性を持つため、このようなエンジンベンチでは、ねじれトルクの大きさによりねじり共振周波数に変化する。また、軸トルクメータがダイナモメータ側に設置されるため、検出された軸トルクがエンジン負荷トルクとはならない等の課題がある。従って、一般的な機械構成のエンジンベンチにおいてエンジン以外の車両特性を模擬した負荷試験を行うためには、非線形ねじり剛性がある場合にも安定な制御法、計測されるトルク (軸トルクメータトルク) と制御すべきトルク (エンジン負荷トルク) の差異を補償するための制御法を構築することが大きな課題となる。

ねじれ系に対する制御法の研究は非常に多くある [16–46]。特に 1990 年代には非常に活発に、振動系を制御対象とした制御法の研究がされている。これら先行研究においては、状態フィードバック [17,18]、共振比制御 [19,23]、 H_∞ 制御理論 [20,25,26,31]、 μ 設計法 [21]、外乱オブザーバ [19,26,43,46]、PID 制御 [27,32,40,45]、LMI 法 [33]、二次安定化制御法 [34]、係数図法 [23,36]、極配置法 [32,41]、非整数次制御系 [44]、位相進み補償 [46] 等の様々な制御理論の適用が試みられ、振動系は制御研究者にとって非常に関心の高い研究対象であることが伺える。しかしながら、これら先行研究はいずれも、振動系の速度制御、位置制御を研究対象としており、軸ねじれトルク制御に関しては検討されていない状況である。従って、エンジンベンチで必要とされる軸トルク制御には新たな研究が必要とされている。このような状況の中、文献 [13] により、軸トルク制御に H_∞ 制御が適用された研究報告がされた。

1.1.3 ドライブトレインベンチ

ドライブトレインベンチとは、自動車の各種変速機、トルクコンバータ等のパワートレイン系部品を供試体として、パワーの伝達効率計測、耐久試験等の各種計測・試験に使用

される装置である。ドライブトレインベンチの装置構成は、自動車の駆動系に対応して多様な構成があるが、基本的に、エンジンまたはエンジン代替となる駆動モータとエンジン出力を吸収するための吸収モータの間に供試体が入る構成をとる。なお、本論文では、慣例に従い駆動モータを入力軸ダイナモメータ、吸収モータを出力軸ダイナモメータと呼ぶ。

代表的なドライブトレインベンチシステムの機械構成例を Fig.1.6~Fig.1.9 に示す。Fig.1.6 の構成はFF 車用のドライブトレインベンチであり、エンジン代替の入力軸ダイナモメータと、ドライブシャフトに直結される2機の出力軸ダイナモメータから構成される。ダイナモメータにはエンジンベンチと同様に、軸トルクメータとインクリメンタルエンコーダによりシャフトねじれトルクとダイナモメータ回転数が計測され、これら計測信号が各種制御にも利用される。Fig.1.7 はFR 車用のドライブトレインベンチであるが、ダイナモメータはプロペラシャフトに直結され、ディファレンシャルギアを含まない構成になっている。機械構成的には、前節で述べた一般的なエンジンベンチと同等の構成となるが、Fig.1.7 の構成のドライブトレインベンチでは、変速機やプロペラシャフトも試験対象となる供試体である。一方、エンジンベンチでは、変速機とプロペラシャフトはエンジンとダイナモメータを結合するためのシャフトとして扱われる。従って、エンジンベンチで利用される変速機はギア比が1の段に固定されて利用されることになるが、ドライブトレインベンチの供試体である変速機は変速動作も行うことになる。Fig.1.8 はFR 車変速機とディファレンシャルギアを供試体とするドライブトレインベンチであり、Fig.1.9 は4輪駆動車用のドライブトレインベンチである。

エンジンの代替となる入力軸ダイナモメータにおいては、従来は主に、エンジンの平均的なトルクを模擬する制御が行われ、振動トルクの模擬は行われていなかった。エンジンは、シリンダー内で燃料を爆発させることでパワーを発生させているため、平均的に出力しているトルクの数倍の振幅の振動トルクを発生する。近年は、燃費向上のためにエンジンのダウンサイジング [51-53] や高圧縮比化 [54,55] が進められ、エンジンが発生する振動トルクは大きくなる傾向がある。ダウンサイジングエンジンは、小排気量エンジンに過給機を適用することで、エンジン出力を維持したままエンジンサイズの小型化や燃費向上を図る。過給機を適用するため、筒内圧は高くなり、エンジンが発生する振動トルクは

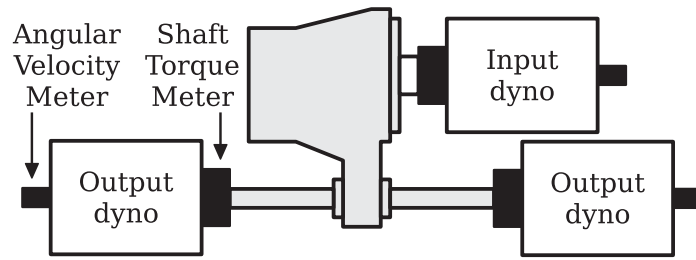


Fig. 1.6: Drivetrain bench (front-wheel-drive layout)

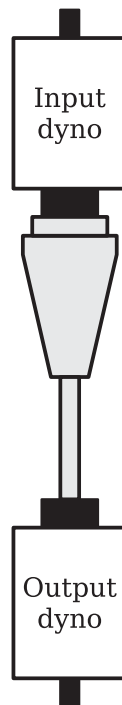


Fig. 1.7: Drivetrain bench (rear-wheel-drive w/o differential gear layout)

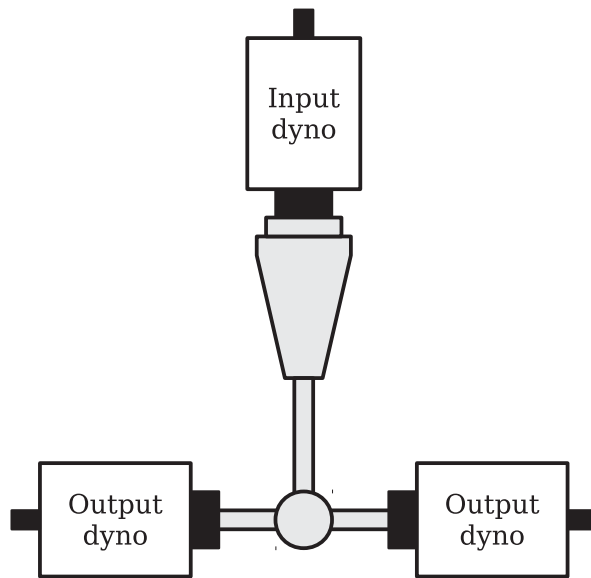


Fig. 1.8: Drivetrain bench (rear-wheel-drive w/ differential gear layout)

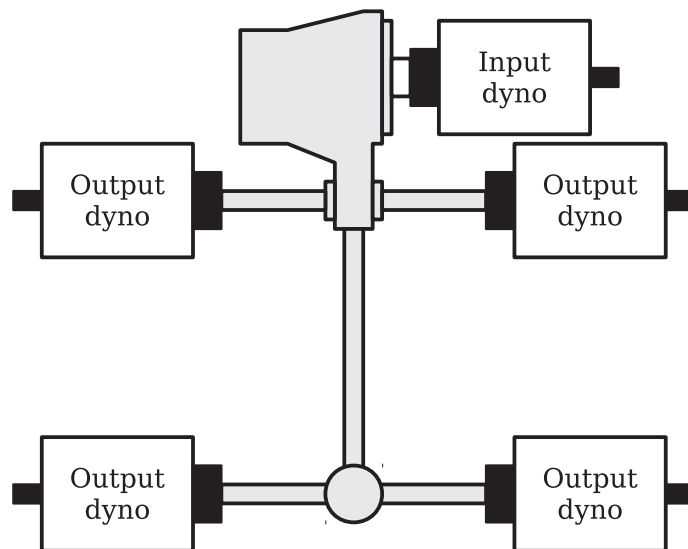


Fig. 1.9: Drivetrain bench (all-wheel-drive layout)

大きくなる。また、従来のガソリンエンジンよりも圧縮比を高めることで燃費と出力の向上を図るエンジンも開発されている。圧縮比を高めることも、筒内圧を高くすることになり、エンジンが発生する振動トルクは大きくなる。このように、近年のエンジンにおいてはエンジンが発生する振動トルクが大きくなる傾向にあるため、トルクコンバータや変速機の開発で利用されるドライブトレインベンチにおいては、エンジンが発生する振動トルク相当で加振することのできる入力軸ダイナモメータ制御技術が必要とされている。

入力軸ダイナモメータの機械装置に関しては、大トルク・高周波加振が可能なダイナモメータ、インバータが開発されている [56–58]。ドライブトレインベンチの入力軸の機械特性は、一般的には、ダイナモメータや供試体の軸ねじれ剛性に起因する振動特性を持つ。従って、これら高周波加振なダイナモメータを適用するためには、機械装置全体の振動特性を考慮した加振制御技術が必要となる。

タイヤや車体の代替となる出力軸ダイナモメータにおいては、従来は主に、車体慣性を模擬するように制御され、供試体にはスリップしない路面を走行しているときの負荷を印加するよう制御されていた。しかしながら、実際の実路走行においては雪面等のスリップしやすい路面もあり、スリップ時に急ブレーキを踏めばホイールロックすることもある。ホイールロック時には変速機やドライブシャフトに大きなトルクが印加される [59] ため、これら自動車部品の信頼性・耐久性向上等のためには、ドライブトレインベンチにおいても、スリップしない路面の模擬だけでなく、タイヤがスリップした状況を模擬するダイナモメータ制御技術の開発必要である [60–62]。

タイヤがスリップした状況を模擬するためには、ドライブシャフトにダイナモメータが直結される FF レイアウト構成 (Fig.1.6) の場合には、ダイナモメータ慣性をタイヤ慣性相当に模擬制御する必要がある。一般的に、ダイナモメータ慣性はタイヤ慣性よりも高いため、タイヤ慣性を模擬するためには低慣性化制御が必要となる。

1.2 本論文の目的と各章の構成

近年のダイナモメータシステムでは、実車の実路走行時相当の負荷を供試体に与えることのできるダイナモメータ制御技術への要求が高まっている。そこで、本論文では、エンジンベンチとドライブトレインベンチを検討対象として、これらを実現するための基本的

なダイナモメータ制御法を提案する。

まず第2章で、エンジンベンチにおけるエンジン負荷トルクの制御法を提案する。ここでは、クラッチと変速機とプロペラシャフトをエンジンとダイナモメータの結合シャフトとして利用する一般的な機械構成のエンジンベンチを対象として、エンジン負荷トルクである、エンジン出力端に設置されているクラッチのねじれトルクの制御法を提案する。そこでのダイナモメータ制御上の課題は、クラッチが持つ非線形なねじれ剛性に対しても安定な軸ねじれトルク制御法の考案と、制御すべきトルク(クラッチねじれトルク)と計測されるトルク(プロペラシャフトとダイナモメータ間のねじれトルク)の差異を補償するための補償制御法の考案である。第2章では、これら2点の課題を解決する制御法を提案し、数値検証によりその有効性を確認する。

次に第3章で、ドライブトレインベンチの入力軸ダイナモメータにおいて、供試体にエンジン相当の加振トルクを印加するための軸トルク加振制御法を提案する。そこでのダイナモメータ制御上の課題は、加振帯域内に2つの共振点が存在することである。第1共振点は供試体の非線形ねじれ剛性に起因し、第2共振点はダイナモメータ軸剛性やカップリング装置の軸剛性に起因している。第3章では、これら2つの共振を抑制した上で、所望の振幅と周波数で安定に供試体を加振制御する制御法を提案し、数値検証によりその有効性を確認する。

さらに第4章で、ドライブトレインベンチの出力軸ダイナモメータにおいて、ダイナモメータ慣性をタイヤ慣性相当にするための低慣性化制御法を提案し、タイヤスリップやブレーキ操作を模擬した実路走行時の走行負荷エミュレーション制御へ応用する。そこでのダイナモメータ制御上の課題は、ドライブシャフト剛性に起因するねじれ振動系に対しても安定に動作する低慣性化制御法の考案である。第4章では、従来の慣性エミュレーション制御では考察されていなかった、2慣性系を制御対象とする低慣性化制御法を提案し、その制御法の安定条件を導く。さらに、FF車用ドライブトレインベンチに提案法を適用し、タイヤスリップ現象や、急ブレーキ時のホイールロックによる供試体への過大なトルク印加が再現可能であることを、数値検証により確認する。

最後に第5章で、本研究成果をまとめ、今後発展させる方向性について言及する。

第2章 エンジンベンチのエンジン負荷トルク制御

2.1 緒言

エンジンベンチにおいては、ダイナモメータ制御によりエンジン以外の車両特性を模擬することで、エンジンの無負荷状態(仮想的なクラッチを切った状態)から実路走行状態までを模擬した、様々な負荷試験を可能とする制御技術が報告されている [13,47]。このような負荷試験を行なうためには、エンジンの動作状態に応じて過渡的に変化するエンジン負荷トルクが、所望の値になるように制御する必要がある。そのため、エンジンベンチのダイナモメータ制御においては、エンジン負荷トルク制御が基本的な制御技術となる。城田ら [13]、君嶋ら [47] の先行研究においては、エンジンの出力端に軸トルクメータを設置することで、エンジン負荷トルクが直接計測され、計測された軸トルクを制御することで、エンジン負荷トルク制御が実現されている。城田ら [13] の先行研究では、第1共振周波数が約 60Hz となる高剛性シャフトでエンジンとダイナモメータが結合されるベンチに対して、 H_{∞} 制御により高応答な軸トルク制御が実現されている。君嶋ら [47] の先行研究では、ハイドロダンパを結合軸に持ち、数 Hz~ 約 10Hz の帯域で共振周波数が変動するベンチに対して、 μ 設計法を適用することにより、機械共振周波数よりも高応答な軸トルク制御を実現している。一般に、エンジンベンチの機械特性は多慣性系の特徴を持つため、 H_{∞} 制御や μ 設計法のようなロバスト制御設計法を適用することは有効であるが、慣性やばね剛性等の物理パラメータと重み関数の関係は明確化されていない。

一方、多慣性系に対して PID 制御を適用した先行研究 [27, 32, 45] も多くある。これら先行研究では回転数制御について検討が行われており、軸トルク制御については考察されていないが、慣性モーメントやばね剛性に基づいた制御ゲインの算出式が導かれている。エンジンベンチでは、供試体エンジンが変更になったときにはエンジン慣性モーメントが

変わる可能性がある。従って、制御ゲインがエンジン慣性モーメントやばね剛性にに基づいて導出できるのであれば、供試体エンジン変更時の制御再調整を簡易化することが出来ると考えられる。

我々の先行研究 [74] では、機械構成の一部にクラッチを持ち、ダイナモメータ側にトルクメータが設置された一般的な機械構成のベンチを対象として、I-PD 制御による軸トルク制御法に、ダイナモメータ角加速度フィードバックによる慣性補償制御を組合わせたエンジン負荷トルク制御法を提案した。そこでは、軸トルクの微分項に2次のローパスフィルタを適用したが、この軸トルク制御法は、共振周波数変化が大きい場合に不安定になることがある。また、軸トルクの I-PD 制御ゲインの算出方法については検討したが、ダイナモメータ角加速度を算出するための、回転数の擬似微分時定数の設定法については検討されていなかった。

本章では、共振周波数変化が大きな場合にも安定な軸トルク制御法と、ダイナモメータの回転数を直接フィードバックする構成の慣性補償法を検討し、強い非線形特性を持つエンジンベンチにおいても安定に動作するエンジン負荷トルク制御法を提案する。提案するエンジン負荷トルク制御法は、まずは、軸トルクメータで検出されるトルクを制御する軸トルク制御系を構成した上で、制御すべきトルク(エンジン負荷トルク)と計測されるトルク(軸トルクメータトルク)間の慣性量を補償するための慣性補償制御を付加する構成をとる。2.2 節では、エンジンベンチのエンジン負荷トルク制御の課題を整理し、2.3 節で、クラッチの持つ非線形ねじれ剛性に対しても安定に動作する軸トルク制御法を提案する。そこでは、ある条件を満たすように制御パラメータ設定を行うと、クラッチ剛性が大きく変化した場合にも、安定極に収束することを解析的に示す。2.4 節では、ダイナモメータ回転数フィードバックによる慣性補償制御法を提案し、2.3 節で提案する軸トルク制御法と組み合わせることで、エンジン負荷トルク制御が実現されることを示す。また、実機相当の特性を持つモデルを対象として、クラッチ剛性が大きく変化した場合の提案法の安定解析を行う。2.5 節では、数値検証により、従来法 [74] によるエンジン負荷トルク制御法では不安定になるようなエンジンベンチにおいても、提案法では安定に制御されることを示す。

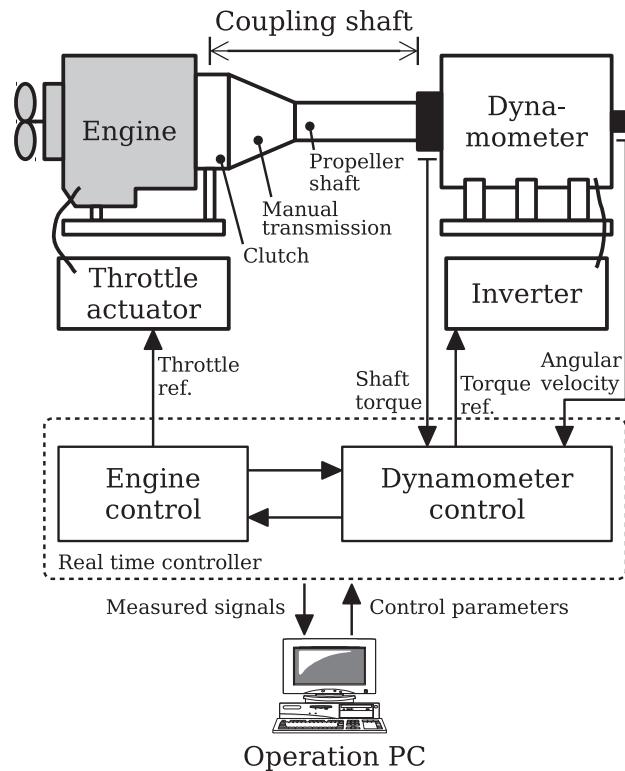


Fig. 2.1: エンジンベンチのシステム構成

2.2 装置構成と制御目的・課題

本章で検討対象とするエンジンベンチの構成を Fig.2.1 に示す。供試体エンジンには、クラッチ、手動変速機、プロペラシャフトが接続される。プロペラシャフトとダイナモメータの間には軸トルクメータが設置され、ねじれトルクが計測される。また、ダイナモメータにはインクリメンタルエンコーダが設置され、回転数が計測される。クラッチ～プロペラシャフトはエンジンとダイナモメータの結合シャフトとして利用するため、クラッチは常に接の状態に固定し、手動変速機はギア比1の段に固定する。ダイナモメータはインバータによりトルク制御される。そのトルク指令値は上位のリアルタイムコントローラにより演算される。

一般に、クラッチのねじれ剛性は非線形性を持つ。エンジンに応じて様々な特性を持つクラッチ剛性の中には、Fig.2.2 に示すような強い非線形性を持つものもある。この例では、ねじれ角が小さいときの低剛性領域では約 $100[\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}]$ 、ねじれ角が大きいときの高剛性領域では約 $2500[\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}]$ の剛性となっている。このようなクラッチ剛性を持つエ

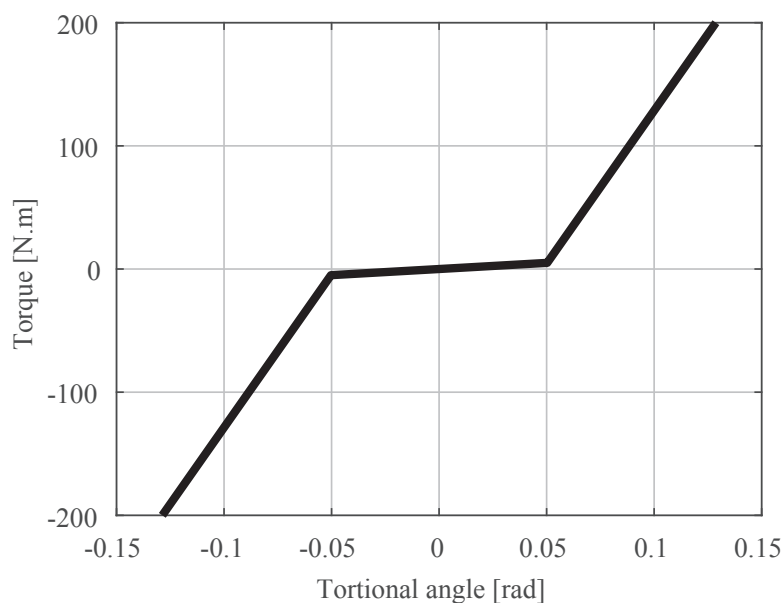


Fig. 2.2: クラッチのねじれ剛性

エンジンベンチのダイナモメータトルク指令に対する軸トルクメータ検出トルクのボード線図の例を Fig.2.3 に示す。クラッチ剛性の変動により、第1共振点は約4Hz~約20Hzで変動する。数100Hz帯域の第2共振周波数は、シャフト剛性やダイナモメータ剛性が主要因である。

エンジンベンチは、供試体エンジンの耐久試験や各種性能試験に利用されるため、様々な試験目的に応じて、ダイナモメータも様々な制御機能を持つ。その中の一つに、エンジンの負荷トルクを制御するためのエンジン負荷トルク制御がある。Fig.2.1 に示した機械構成を参照すると、エンジン負荷トルクを制御するためには、クラッチのねじれトルクを制御する必要があることがわかる。クラッチのねじれトルクを制御するための課題は大きく2つある。まず、Fig.2.3 に示したような大きな共振周波数変動がある場合にも安定な制御法が必要である。次に、制御したいトルクはクラッチのねじれトルクであるが、計測されるトルクはプロペラシャフトとダイナモメータ間のねじれトルクである点である。従って、計測されるトルクと制御すべきトルクの差異を補償するための何らかの補償制御が必要となる。

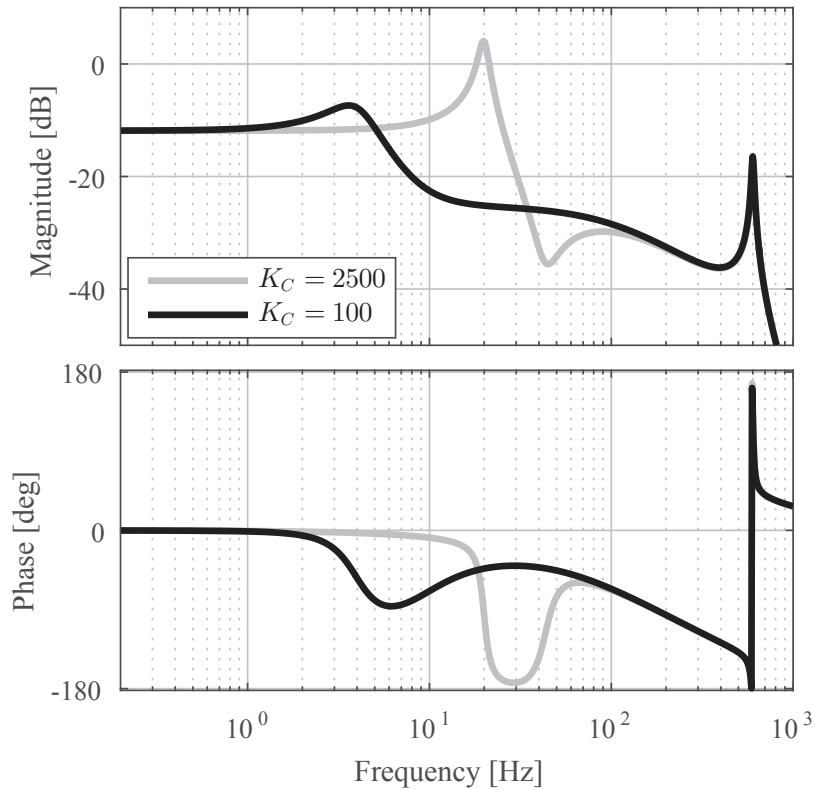


Fig. 2.3: エンジンベンチの機械特性

2.3 クラッチ剛性変化にロバストな軸トルク制御法

本章で提案するエンジン負荷トルク制御法は、軸トルクメータトルクを制御する軸トルク制御に、シャフト慣性を補償するための慣性補償制御を組み合わせる構成をとる。軸トルク制御上の最も大きな課題は、Fig.2.3に示したような大きな共振周波数変動時にも安定な軸トルク制御の構成である。そこで本節では、まず、エンジンベンチの機械特性を第1共振点のみをモデル化した2慣性系に近似し、エンジン慣性、ダイナモメータ慣性、クラッチ剛性から制御ゲインへの算出式を示す。次に、この2慣性系に対する軸トルク制御法は、クラッチ剛性が高く変動したときには制御が安定であることを示す。

Table 2.1: Parameters of 2-mass system.

J_E	Engine inertia	[kg·m ²]
J_D	Dynamometer inertia	[kg·m ²]
K_C	Clutch stiffness	[N·m/rad]
ω_E	Engine angular velocity	[rad/s]
ω_D	Dynamometer angular velocity	[rad/s]
T_E	Engine torque	[N·m]
T_C	Clutch torsional torque	[N·m]
T_D	Dynamometer torque	[N·m]

2 慣性系の運動方程式を (2.1)~(2.3) 式に示す。また、各記号の意味を Table.2.1 に示す。

$$\omega_E(s) = \frac{1}{J_E s} (T_E(s) + T_C(s)) \quad (2.1)$$

$$T_C(s) = \frac{K_C}{s} (\omega_D(s) - \omega_E(s)) \quad (2.2)$$

$$\omega_D(s) = \frac{1}{J_D s} (T_D(s) - T_C(s)) \quad (2.3)$$

提案する軸トルク制御法を (2.4) 式に示す。ここで、 \tilde{T}_C は T_C の指令値、 K_I, K_P, K_D, a_1 は制御ゲインである。

$$T_D(s) = \frac{K_I}{s} (\tilde{T}_C(s) - T_C(s)) - \frac{K_D s + K_P}{a_1 s + 1} T_C(s) \quad (2.4)$$

式の見通しを良くするために、(2.5) 式と (2.6) 式で定義するエンジン慣性比率 j_E と共振周波数 ω_r [rad/s] を利用して、(2.1)~(2.3) 式と (2.4) 式から、閉ループ伝達関数の特性多項式 $D_2(s)$ を求めると、(2.7) 式のようになる。

$$j_E = \frac{J_E}{J_E + J_D} \quad (2.5)$$

$$\omega_r = \sqrt{K_C \left(\frac{1}{J_E} + \frac{1}{J_D} \right)} \quad (2.6)$$

$$D_2(s) = \frac{a_1}{j_E K_I \omega_r^2} s^4 + \frac{1}{j_E K_I \omega_r^2} s^3 + \frac{a_1 + j_E K_D}{j_E K_I} s^2 + \left(a_1 + \frac{1 + j_E K_P}{j_E K_I} \right) s + 1 \quad (2.7)$$

ここで、所望する特性多項式 $\tilde{D}_2(s)$ を (2.8) 式で表し、(2.7) 式と (2.8) 式の係数比較により制御ゲインを求めると、(2.9)~(2.12) 式として求められる。

$$\tilde{D}_2(s) = p_4 \left(\frac{s}{\omega_r} \right)^4 + p_3 \left(\frac{s}{\omega_r} \right)^3 + p_2 \left(\frac{s}{\omega_r} \right)^2 + p_1 \left(\frac{s}{\omega_r} \right) + 1 \quad (2.8)$$

$$K_I = \frac{\omega_r}{p_3 j_E} \quad (2.9)$$

$$K_P = -\frac{p_3(p_3 - p_1) + p_4}{p_3^2 j_E} \quad (2.10)$$

$$K_D = \frac{p_2 - p_4}{p_3 j_E \omega_r} \quad (2.11)$$

$$a_1 = \frac{p_4}{p_3 \omega_r} \quad (2.12)$$

(2.1)~(2.3) 式に示す 2 慣性系では、ダイナモメータトルク (T_D) に対するクラッチねじれトルク (T_C) の周波数特性は、共振周波数より低域ではほぼ一定のゲインであるが、共振周波数より高域では周波数が高くなるにつれゲインが低下する。逆に考えると、共振周波数より高域に制御帯域を広げる場合には、機械特性によるゲイン低下分を補うために、高帯域で大きなダイナモトルクが必要となってくる。従って、ダイナモメータに過度な負荷をかけないようにするためには、制御応答は機械共振周波数を目安にすることが望ましい。このような理由から、閉ループ極が機械共振周波数程度となるように、所望する特性多項式を (2.8) 式とした。ところで、Fig.2.3 に示したように、クラッチ剛性の変動により機械共振周波数は変化する。以下の解析では、最も低剛性のときの共振周波数を (2.9)~(2.12) 式の ω_r とすることで、クラッチ剛性が高剛性化しても安定に軸トルク制御される可能性があることを示す。

クラッチ剛性変動時の (2.4) 式、(2.9)~(2.12) 式の制御法の安定性を解析するために、Fig.2.4 の閉ループモデルの安定性を解析する。ここで、 $C_T(s)$ は (2.4) 式の制御器を表し、 Δ_{K_C} は制御ゲイン算出時の K_C からの変動を表す。本解析では、 K_C を最も低剛性なときのクラッチ剛性として、 $0 \leq \Delta_{K_C} < \infty$ の場合の安定性を解析する。 Δ_{K_C} でループを遮断し、 u から y への伝達関数を求めると、(2.13) 式となる。従って、 $0 \leq \Delta_{K_C} < \infty$ の場合の Fig.2.5

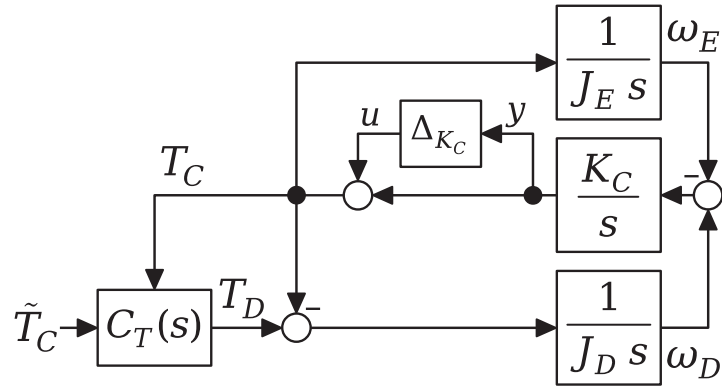


Fig. 2.4: Closed loop model to consider the stability of the shaft torque controller.

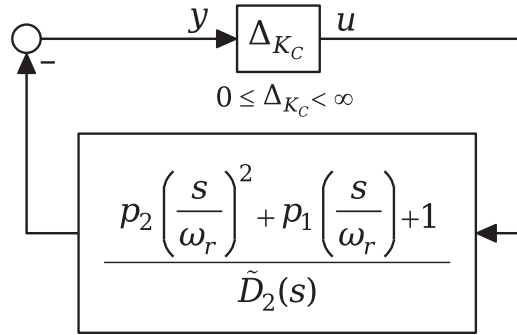


Fig. 2.5: Loop transfer function for root locus analysis.

の一巡伝達関数の安定性を解析することにより，クラッチ剛性が制御ゲイン導出時よりも高くなった場合の軸トルク制御系の安定性を解析することが出来る。

$$\frac{y(s)}{u(s)} = -\frac{p_2 \left(\frac{s}{\omega_r}\right)^2 + p_1 \left(\frac{s}{\omega_r}\right) + 1}{\tilde{D}_2(s)} \quad (2.13)$$

根軌跡法 [77] によれば， $\Delta K_C \rightarrow \infty$ の場合，4つの閉ループ極のうち，2つは $y(s)/u(s)$ の零点に収束し，残り2つは無限遠点に発散する。無限遠点に至る根軌跡の漸近線の角度は $180/(4-2) = 90$ 度となり，その漸近線と実軸の交点は(2.14)式となる。

$$P_\infty = \frac{\frac{-p_3 \omega_r}{p_4} - \frac{-p_1 \omega_r}{p_2}}{4-2} = \frac{1}{2} \left(\frac{p_1}{p_2} - \frac{p_3}{p_4} \right) \omega_r \quad (2.14)$$

従って，(2.13)式の零点，極が全て安定，かつ，(2.14)式が負となるように $p_1 \sim p_4$ が設定されると， $\Delta K_C = 0$ (クラッチ剛性が最も低剛性)の場合にも， $\Delta K_C \rightarrow \infty$ の場合にも，

(2.4) 式, (2.9)~(2.12) 式による軸トルク制御は安定となる。閉ループ極をバターワース形に配置した場合は, $p_1 = p_3 = 2.61$, $p_2 = 3.41$, $p_4 = 1$ であるので, $P_\infty = -0.92 \omega_r$ となる。また, $y(s)/u(s)$ の零点の実部は $-p_1/(2p_2) \omega_r = -0.38 \omega_r$ となる。従って, $\Delta K_C \rightarrow \infty$ の場合にも, 閉ループ極は安定極に収束する。

本節では, 本章での提案法のエンジン負荷トルク制御法を構成する軸トルク制御法について, 機械特性を2慣性系に近似し, クラッチ剛性が最も低剛性な場合と, 無限大剛性になった場合の安定性を根軌跡法により解析した。

2.4 エンジン負荷トルク制御法

2.4.1 結合シャフトの慣性補償制御法

本章で検討対象としているエンジンベンチでは, 計測されるトルクはシャフトとダイナモメータ間のねじれトルクである。一方, 制御すべきトルクはエンジン負荷トルクであるので, クラッチのねじれトルクである。ここで, クラッチねじれトルクが $0[\text{N}\cdot\text{m}]$ に制御された状況で, エンジンが一定トルクを発生して一定角加速度で加速している状況を考える。このとき, エンジンとダイナモメータを結合しているシャフトも同じ角加速度で加速するので, クラッチねじれトルクが $0[\text{N}\cdot\text{m}]$ の時には, 軸トルクメータで検出されるトルクは, (シャフト慣性) \times (シャフト角加速度)となる。従って, クラッチねじれトルクを x に制御するには, 軸トルクメータで検出される軸トルクを $x + (\text{シャフト慣性}) \times (\text{シャフト角加速度})$ になるように制御する必要がある。

機械共振周波数以下の帯域では, (シャフト角加速度) = (ダイナモメータ角加速度) と考えられるため, 従来法 [74] では, 軸トルク指令値に (シャフト慣性) \times (ダイナモメータ角加速度) を加算することでエンジン負荷トルク制御を実現していた。ダイナモメータ角加速度は, ダイナモメータ回転数を擬似微分することで算出していたが, 文献 [74] では, その時定数設定法については検討されていなかった。

制御応答性の向上のためには擬似微分時定数を短くすることが望ましいが, 制御器内部信号の安定化のためには同時定数を長くすることが望ましい。しかし, 最も望ましいのは, 擬似微分を必要としない, すなわち, ダイナモメータ回転数を直接フィードバックす

るだけの慣性補償制御法であると考えられる。本節では、ダイナモメータ回転数の擬似微分を必要としない慣性補償制御法について説明し、本章で提案するエンジン負荷トルク制御法を示す。

まず、従来法 [74] のエンジン負荷トルク制御法を (2.15) 式, (2.16) 式に示す。ここで、 \tilde{T}_C はクラッチのねじれトルク指令値であり、エンジン負荷トルク指令値となる。 T_M は軸トルクメータで検出される軸トルク、 \tilde{T}_M は T_M の指令値である。また、 \tilde{J}_S はシャフト慣性の推定値を設定し、 $(K_I, K_P, K_D, a_2, a_1, T_D)$ は制御ゲインである。

$$T_D(s) = \frac{K_I}{s} (\tilde{T}_M(s) - T_M(s)) - \frac{K_D s + K_P}{a_2 s^2 + a_1 s + 1} T_M(s) \quad (2.15)$$

$$\tilde{T}_M(s) = \tilde{T}_C(s) + \frac{\tilde{J}_S s}{T_D s + 1} \omega_D(s) \quad (2.16)$$

ここで、(2.16) 式の右辺第 2 項の慣性補償部の微分と (2.15) 式の積分を相殺することで、 ω_D を擬似微分せずに慣性補償が実現される。(2.4) 式の軸トルク制御法と ω_D を擬似微分しない慣性補償制御を組み合わせ、(2.17) 式のエンジン負荷トルク制御法を提案する。

$$T_D(s) = K_I \left(\frac{1}{s} (\tilde{T}_C(s) - T_M(s)) + \tilde{J}_S \omega_D(s) \right) - \frac{K_D s + K_P}{a_1 s + 1} T_M(s) \quad (2.17)$$

2.4.2 定常解析

本節では、(2.17) 式によるエンジン負荷トルク制御法では、シャフト慣性推定値 \tilde{J}_S を実シャフト慣性と一致させることで、クラッチねじれトルク (エンジン負荷トルク) が所望の値に制御されることを示す。提案法のエンジン負荷トルク制御法では、軸トルク制御部ではクラッチ剛性を考慮したが、シャフト慣性補償制御部ではシャフト慣性のみを考慮していた。従って、解析の簡単化のために、本節では第 2 共振点を考慮しないモデルを検討対象とする。

(2.18)~(2.21) 式にクラッチ剛性のみを考慮する 3 慣性系の運動方程式を示す。また、Fig.2.6 に、その模式図を示す。ここで、3 慣性系システムで新たに使用する記号を Table.2.2 にまとめる。他の記号は、Table.2.1 で示した通りである。シャフト慣性が J_S として考慮され、エンジン負荷トルクであるクラッチのねじれトルク T_C と軸トルクメータに

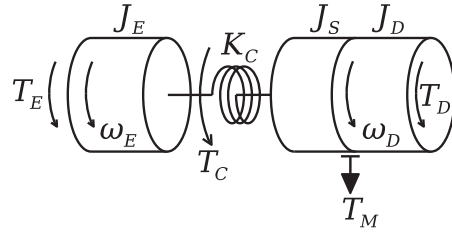


Fig. 2.6: 3-mass system model considering only clutch stiffness.

Table 2.2: Parameters of 3-mass system.

J_S	Coupling shaft inertia	[kg·m ²]
T_M	Measured torque	[N·m]

より計測されるトルク T_M が区別されている。

$$\omega_E(s) = \frac{1}{J_E s} (T_E(s) + T_C(s)) \quad (2.18)$$

$$T_C(s) = \frac{K_C}{s} (\omega_D(s) - \omega_E(s)) \quad (2.19)$$

$$\omega_D(s) = \frac{1}{(J_S + J_D) s} (T_D(s) - T_C(s)) \quad (2.20)$$

$$T_M(s) = \frac{J_D}{J_S + J_D} T_C(s) + \frac{J_S}{J_S + J_D} T_D(s) \quad (2.21)$$

(2.17) 式, (2.18)~(2.21) 式から, (T_E, \tilde{T}_C) から T_C への伝達関数を (2.22) 式として表すと, 定常特性は, (2.23) 式, (2.24) 式となる。従って, $\tilde{J}_S = J_S$ と設定できれば, $T_C(s)/T_E(s)$ の定常ゲインは 0 となり, $T_C(s)/\tilde{T}_C(s)$ の定常ゲインは 1 となる。すなわち, エンジントルク T_E の値に関わらず, クラッチねじれトルク (エンジン負荷トルク) を指令値 \tilde{T}_C に制御できる。実機において同定試験を行なうことにより, ほぼ $J_S = \tilde{J}_S$ とすることは可能である。なお, (2.22) 式の $D_3(s), N_E(s), N_{\tilde{C}}(s)$ は煩雑な式になるので, ここでは, エンジン負荷トルク制御の定常解析のために十分な (2.23) 式, (2.24) 式の記載のみにとどめた。なお, 従来のエンジン負荷トルク制御法 ((2.15) 式, (2.16) 式) においても同様の定常解析結果が得ら

れる。

$$T_C(s) = \frac{N_E(s)}{D_3(s)} T_E(s) + \frac{N_{\tilde{C}}(s)}{D_3(s)} \tilde{T}_C(s) \quad (2.22)$$

$$\frac{N_E(0)}{D_3(0)} = -\frac{J_S - \tilde{J}_S}{J_E + J_S - \tilde{J}_S} \quad (2.23)$$

$$\frac{N_{\tilde{C}}(0)}{D_3(0)} = \frac{J_E}{J_E + J_S - \tilde{J}_S} \quad (2.24)$$

2.4.3 安定解析

本節では、実機相当の各種遅れ要素等を考慮して、従来法 ((2.15) 式, (2.16) 式) と提案法 ((2.17) 式) の安定解析を行う。Fig.2.7 に安定解析するための閉ループモデル図を示す。機械モデルは、シャフトとダイナモメータの結合剛性 (K_M) も考慮し、第2共振点も持つ3慣性系モデルとした。第2共振点のスピルオーバー抑制のためのトルク検出部の応答 $G_T(s)$ 、インバータが制御するダイナモメータトルク応答 $G_I(s)$ 、ダイナモメータ回転数の検出遅れ $G_\omega(s)$ のそれぞれに実機相当の特性を考慮した。 $C_L(s)$ は、(2.17) 式のエンジン負荷トルク制御器である。

機械諸元値は下記のように設定した。エンジン慣性は、2Lクラスのエンジンを想定して $J_E = 0.2[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ 、エンジンフリクションとして $C_E = 0.1[\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}]$ 、シャフト慣性は $J_S = 0.04[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ 、シャフトとダイナモメータの結合剛性は $K_M = 540000[\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}]$ 、ダイナモメータ慣性は、Fig.2.1の構成のエンジンベンチで使用されるクラスのものとして $J_D = 0.7[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ とした。クラッチ剛性は、Fig.2.2に示した特性として $K_C = 100 \sim 2500[\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}]$ の範囲を解析する。クラッチ粘性抵抗は $C_C = 3[\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}/\text{rad}]$ とした。これら諸元時、ダイナモメータトルク指令 ($G_I(s)$ への入力) に対する軸トルク検出トルク ($G_T(s)$ の出力) の特性は、Fig.2.3のようになる。

(2.17) 式の制御ゲインは(2.9)~(2.12)式で算出した。(2.9)~(2.12)式の各パラメータは下記のように設定した。閉ループ特性多項式はバターワース型を参照モデルとして、 $p_1 = p_3 = 2.61$, $p_2 = 3.41$, $p_4 = 1$ とした。制御対象の第1共振周波数 ω_r は、最も低いクラッチ剛性 $100[\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}]$ 時の値として、Fig.2.6を参照し、 $\omega_r = \sqrt{100 \cdot (1/0.2 + 1/(0.04 + 0.7))} = 24[\text{rad}/\text{s}]$ とした。エンジン側慣性比率 j_E は、次のように考え、 $j_E = (0.2+0.04)/(0.2+0.04+$

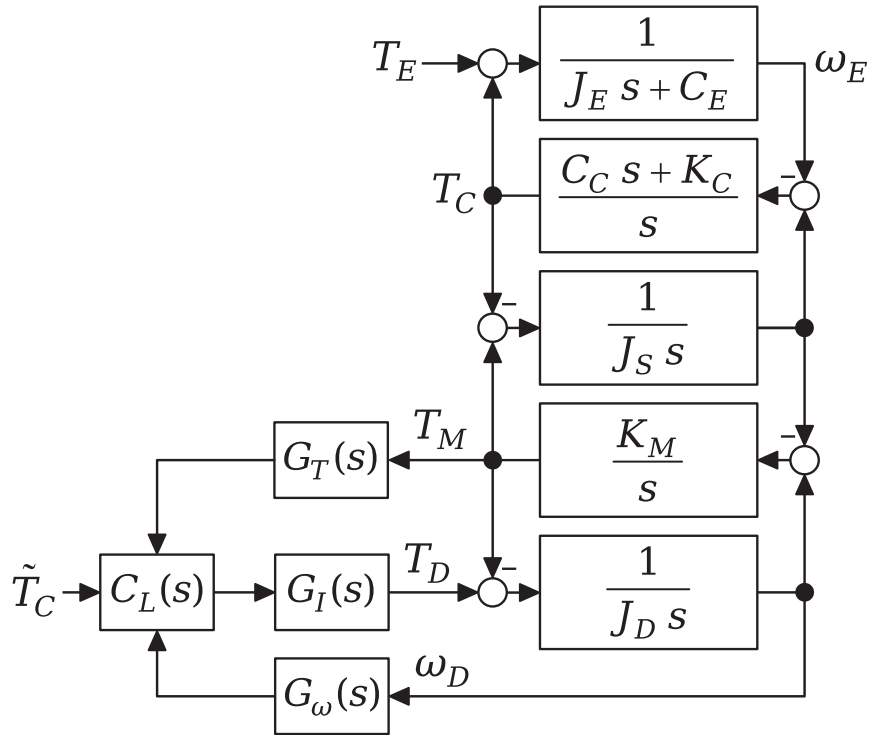


Fig. 2.7: Closed loop model to consider the stability of the engine load torque controller.

0.7) = 0.26 とした。(2.18)~(2.21)式から導出される, ダイナモメータトルク T_D に対する制御器へのフィードバックトルク T_M の伝達関数は, 定常ゲインが $(J_E + J_S)/(J_E + J_S + J_D)$ となる。一方, (2.9)~(2.12)式の制御ゲイン導出時の対象モデルである(2.1)~(2.3)式では, ダイナモメータトルク T_D に対する制御器へのフィードバックトルク T_C の伝達関数は, 定常ゲインが $J_E/(J_E + J_D) = j_E$ となる。ダイナモメータトルクに対する制御器へのフィードバックトルクが制御ゲイン導出時の対象モデルと同等になるように, 制御対象モデルが3慣性系モデルの場合には, $j_E = (J_E + J_S)/(J_E + J_S + J_D)$ とした。

以上のパラメータ設定のもとで, クラッチ剛性を $K_C = 100 \sim 2500$ と変化させ, 提案法と従来法の閉ループ極の変化を解析した。Fig.2.8 と Fig.2.9 に提案法と従来法の解析結果を示す。閉ループ系は10次以上あるが, クラッチ剛性の変化に伴い大きく変化し, 安定性を支配している極のみ示した。

Fig.2.2 に示したクラッチ特性では, クラッチ剛性は $100[\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}]$ か $2500[\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}]$ のどちらかのみであるが, それぞれの制御法でどの程度までのクラッチ剛性変化に対して安定性を維持できるか調べるために, クラッチ剛性を連続的に変化させた場合を解析した。

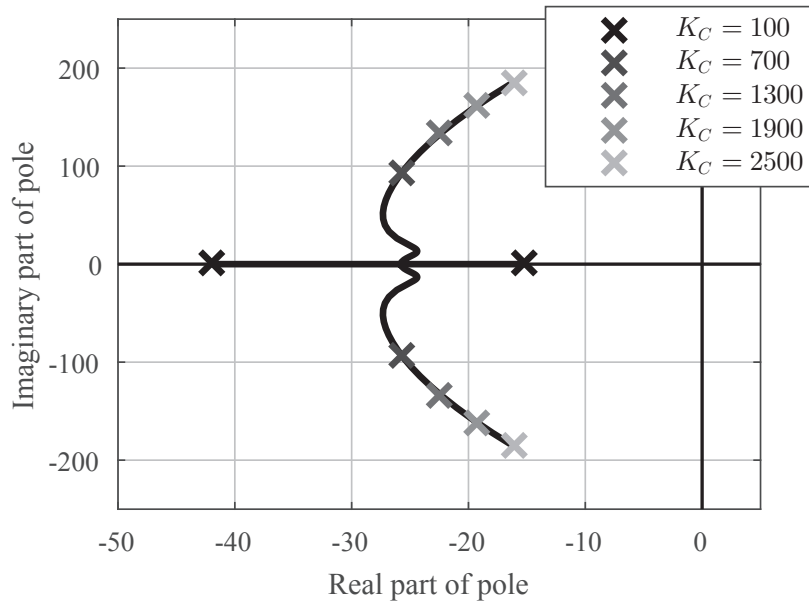


Fig. 2.8: Stability analysis of proposed engine load torque control method.

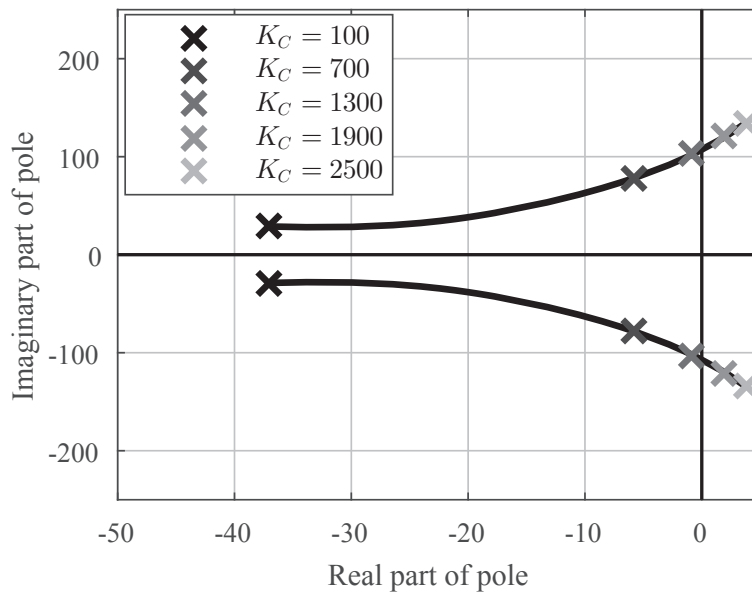


Fig. 2.9: Stability analysis of conventional engine load torque control method.

Fig.2.8によれば、提案法では、 K_C が高くなるにつれダンピングが小さくなる傾向にはなるが、 $K_C = 100 \sim 2500$ で安定になっている。一方、Fig.2.9によれば、従来法では、 K_C が高くなるにつれ急激に制御が不安定状態に変化し、 $K_C = 1300$ 程度で不安定になる。提案法では、従来法よりも広範囲なクラッチ剛性変動に対して安定性が維持できるエンジン負荷トルク制御が実現できたことがわかる。

2.5 数値検証

2.5.1 線形モデルでのステップ応答解析

本節では、エンジン負荷トルク指令 \tilde{T}_C に対するエンジン負荷トルク T_C と、エンジントルク T_E に対するエンジン負荷トルク T_C のステップ応答解析を行い、制御応答性を確認する。また、慣性補償制御の効果を確認するために、提案法において $\tilde{J}_S = 0$ とした場合の解析も行う。検証モデルには、Fig.2.7の2つの共振点を持つ3慣性系と実機相当の遅れ要素を持つモデルを用いる。クラッチ剛性にはFig.2.2の非線形特性を用いず、 $K_C = 100$ と $K_C = 2500$ のそれぞれの場合について解析を行う。いずれの場合も、制御ゲインは $K_C = 100$ として算出した値を用いる。

Fig.2.10とFig.2.11に、提案法と従来法のエンジン負荷トルク指令値のステップ応答、また、Fig.2.12に、提案法において $\tilde{J}_S = 0$ とした場合のステップ応答波形を示す。これら解析では、 $\tilde{T}_C = 1, T_E = 0$ としている。Fig.2.10によれば、提案法では、 $K_C = 100$ の場合も $K_C = 2500$ の場合も、約0.4秒でほぼ指令通りのエンジン負荷トルクとなっている。一方、Fig.2.11によれば、従来法では、 $K_C = 100$ の場合は安定だが、 $K_C = 2500$ の場合には不安定になっている。 $K_C = 100$ の場合も、指令値に追従するまでに約0.8秒程度かかっており、提案法の方が慣性補償の応答性も向上していることがわかる。また、Fig.2.12を見ると、 $\tilde{J}_S = 0$ とした場合には定常偏差が残っており、 $\tilde{J}_S = J_S$ とすることで慣性補償制御が有効に働いていることが確認できる。

Fig.2.13とFig.2.14に、提案法と従来法のエンジントルクのステップ応答、また、Fig.2.15に、提案法において $\tilde{J}_S = 0$ とした場合のステップ応答波形を示す。これら解析では、 $\tilde{T}_C = 0, T_E = 1$ としている。Fig.2.13によれば、提案法では、 $K_C = 100$ の場合も $K_C = 2500$ の

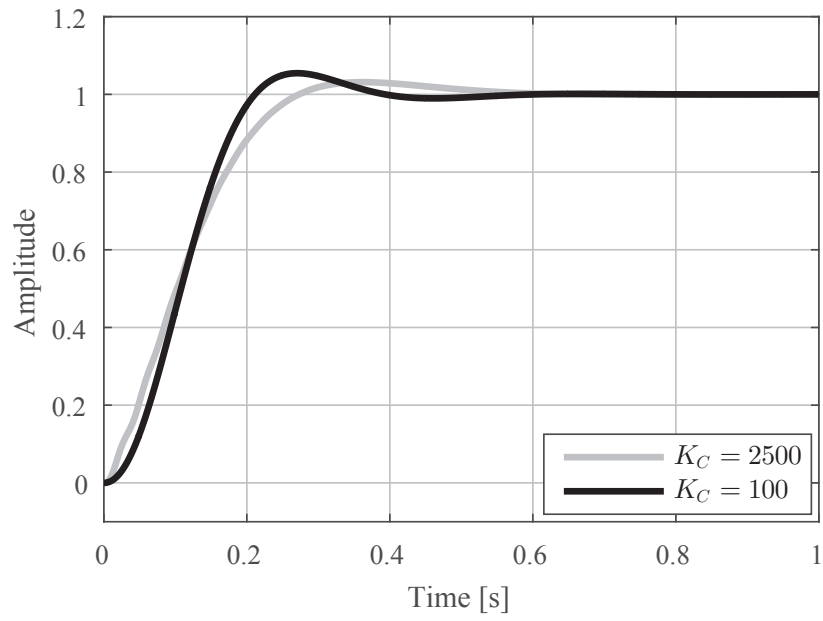


Fig. 2.10: Step response of $T_C(s)/\tilde{T}_C(s)$ using proposed engine load torque controller ($\tilde{J}_S = J_S$).

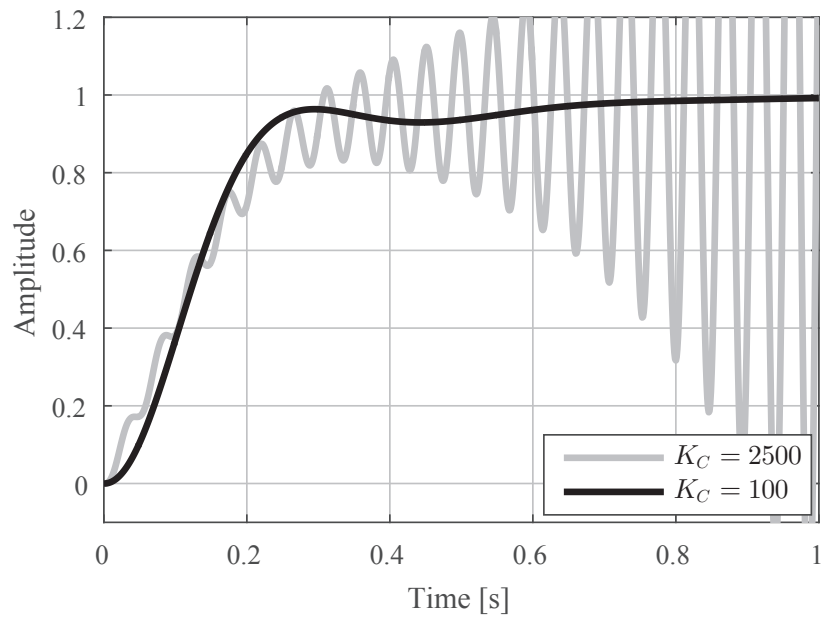


Fig. 2.11: Step response of $T_C(s)/\tilde{T}_C(s)$ using conventional engine load torque controller ($\tilde{J}_S = J_S$).

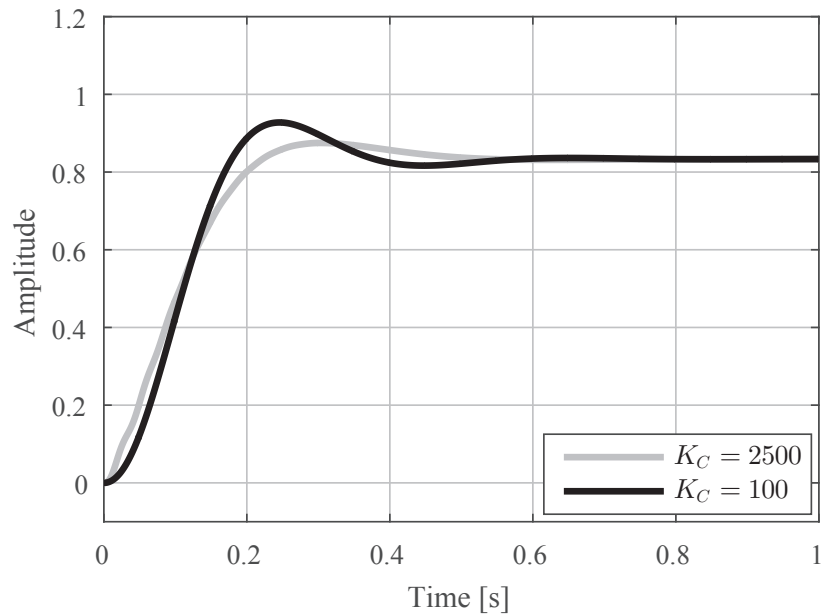


Fig. 2.12: Step response of $T_C(s)/\tilde{T}_C(s)$ using proposed engine load torque controller ($\tilde{J}_S = 0$).

場合も、約 0.4 秒でエンジントルクのステップ外乱を定常偏差無く抑制している。一方、Fig.2.14 によれば、 $K_C = 100$ の場合も、エンジントルクのステップ外乱を抑制するまでに約 0.8 秒程度かかっており、提案法の方が慣性補償の応答性も向上していることがわかる。また、Fig.2.15 を見ると、 $\tilde{J}_S = 0$ とした場合には定常偏差が残っており、 $\tilde{J}_S = J_S$ とすることで慣性補償制御が有効に働いていることが確認できる。

2.5.2 実機運転を想定した数値検証

本節では、実機相当の制御対象特性と実エンジンが発生する振動トルクを模擬した場合のシミュレーションを行い、提案したエンジン負荷トルク制御法の有効性を確認する。検証モデルには、Fig.2.7 の 2 つの共振点を持つ 3 慣性系と実機相当の遅れ要素を持つモデルで、クラッチ剛性 K_C を Fig.2.2 の非線形テーブルに置き換えたモデルを用いる。検証したベンチ試験内容はレーシング試験と呼ばれるもので、エンジンを無負荷状態に制御した上でエンジンのスロットル開度を短時間全開にし、エンジン回転数を急激に上げる試験である。レーシング試験では、エンジン回転数が急激に上昇する際にクラッチが急激にねじれ、エンジンに負荷トルクがかかるようになるが、その後、ダイナモメータ制御によりエンジンを無負荷状態に制御するため、Fig.2.2 のねじれトルクの広範囲な領域を動作する。

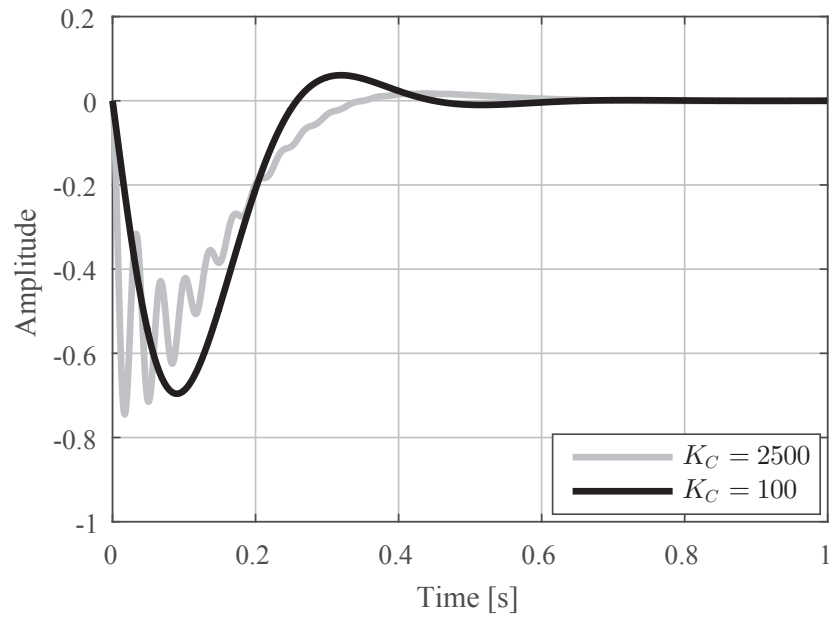


Fig. 2.13: Step response of $T_C(s)/T_E(s)$ using proposed engine load torque controller ($\tilde{J}_S = J_S$).

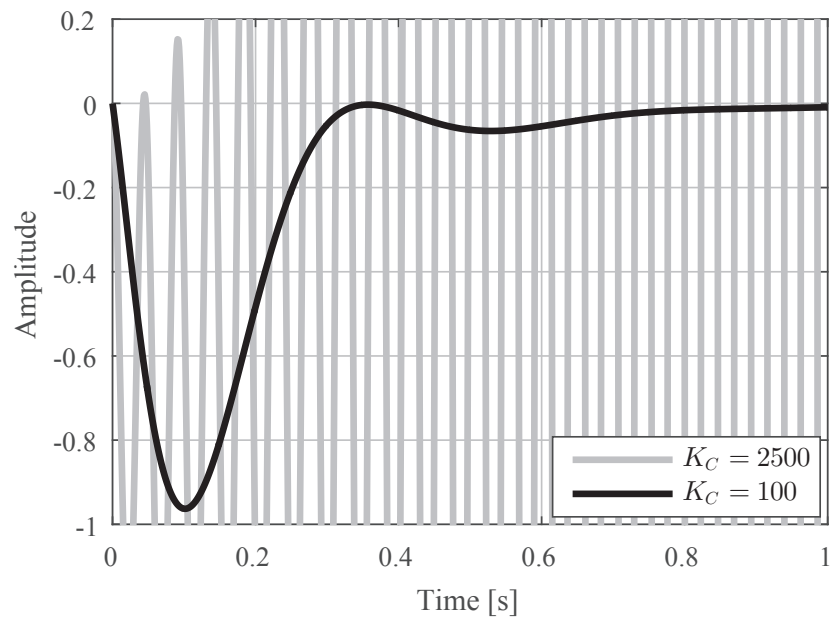


Fig. 2.14: Step response of $T_C(s)/T_E(s)$ using conventional engine load torque controller ($\tilde{J}_S = J_S$).

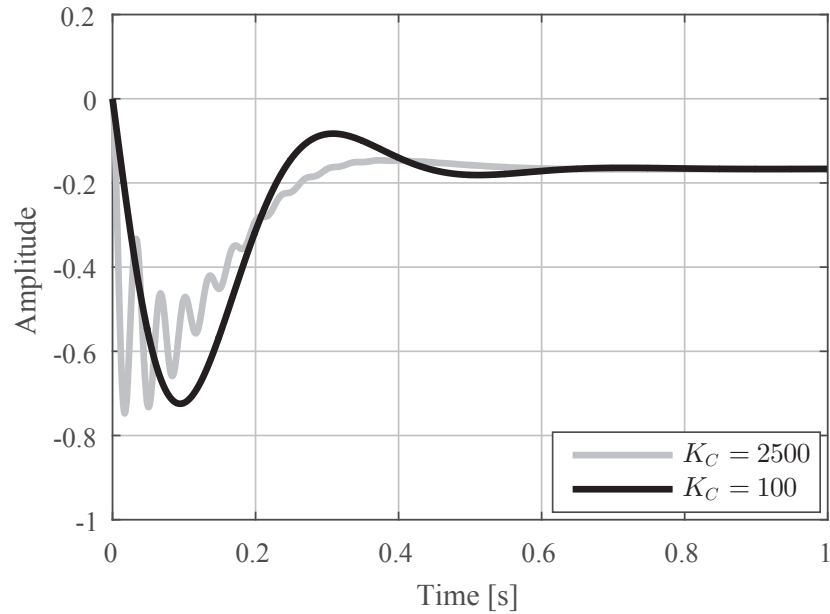


Fig. 2.15: Step response of $T_C(s)/T_E(s)$ using proposed engine load torque controller ($\tilde{J}_S = 0$).

従って、エンジンベンチで実施される各種試験の中で、ダイナモメータ制御にとっては厳しい条件となる試験である。エンジン発生トルクは、文献 [78] を参考にして、実際のエンジンが発生する大きな変動トルクを模擬した。

Fig.2.16 に提案法のエンジン負荷トルク制御法を用いた場合、Fig.2.17 に従来法のエンジン負荷トルク制御法を用いた場合、Fig.2.18 に提案法のエンジン負荷トルク制御法で慣性補償量 (\tilde{J}_S) を 0 にした場合のシミュレーション結果を示す。各図とも、第 1 段目はスロットル開度 [%]、第 2 段目はエンジンの燃焼圧トルク [N·m](= T_E)、第 3 段目はエンジン回転数 [min^{-1}](= $\omega_E/\pi \cdot 30$)、第 4 段目はエンジン負荷トルク [N·m](= T_C) である。エンジン負荷トルク制御応答の確認のために、エンジン回転数には、エンジン単体で同じスロットル開度を入力した場合の応答を灰色点線で示した。この灰色点線が、シミュレーション検証したエンジン無負荷制御試験の理想状態の応答波形である。エンジン負荷トルク指令値を $\tilde{T}_C = 0$ として、時刻 10[s] で開度 0[%] のアイドル状態から開度 100[%] の全開状態に移行し、約 0.8 秒間だけ全開状態を維持し、エンジン回転数を上げる。その後、開度 0[%] に戻し、エンジン回転数を下げる。実エンジンベンチではエンジン負荷トルク T_C を計測することが出来ないため、エンジン単体とベンチそれぞれのレーシング試験でのエンジン回転数の比較により、エンジン負荷トルク制御の妥当性を判断している。

Fig.2.16 の提案法では、開度変化時にはエンジン負荷トルクの振動が発生しているが、次第に収束し、ほぼ $0[\text{N}\cdot\text{m}]$ に制御されている。また、エンジン回転数も、理想波形であるエンジン単体時の応答波形からは遅れが発生しているが、ほぼ同じ最高回転数に達することが出来ている。一方、Fig.2.17 の従来法では、開度が $100[\%]$ になった直後からエンジン負荷トルクが激しく振動し、安定に制御できていない。また、Fig.2.18 では、安定に制御されているが、最高回転数が $1000[\text{min}^{-1}]$ 程度低下しており、エンジンを無負荷状態に制御できていないことがわかる。これらのシミュレーション結果より、提案法のエンジン負荷トルク制御法では、クラッチ剛性の変化が大きいエンジンベンチにおいても安定にエンジン負荷トルクを制御できることがわかった。

2.6 結言

本章では、クラッチ剛性の変化に対してロバストになる軸トルク制御法と、ダイナモメータ回転数の擬似微分を必要としないシャフト慣性補償法を検討し、それらを組み合わせたエンジン負荷トルク制御法を提案した。提案した軸トルク制御法において、変動するクラッチ剛性の最も低い剛性に対応するように制御ゲインを設定した場合、遅れ要素の無い2慣性系では、実機械のクラッチ剛性が高剛性側に変化した場合には閉ループ極が安定極に収束することを示した。また、実機械相当の各種遅れ要素とシャフト慣性を考慮した3慣性系に対して、根軌跡解析とステップ応答解析を行い、提案法では従来法よりも大きなクラッチ剛性変動に対して安定にエンジン負荷トルク制御が出来ることを確認した。また、レーシング試験シミュレーションにより、クラッチ剛性が $100\sim 2500[\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}]$ で変化する非線形性の強いエンジンベンチでは、従来法では制御が不安定になるが、提案法では安定にレーシング試験が実施できることを示した。

今回は、大きな共振周波数変動への対処のために制御ゲイン設計では最も低い機械共振周波数を目安とし、軸トルク制御設計や慣性補償制御設計では、制御対象特性を、それぞれ2慣性系や第2共振点を無視した3慣性系へ近似した。今後は、共振周波数変動に対応した制御法、3慣性系に対応した制御ゲイン算出法、第2共振点の共振抑制を考慮した制御法等の検討をすすめ、エンジン負荷トルク制御の更なる高応答化をはかることで、ダイナモメータ制御による実車相当の負荷再現性を更に高めていきたい。

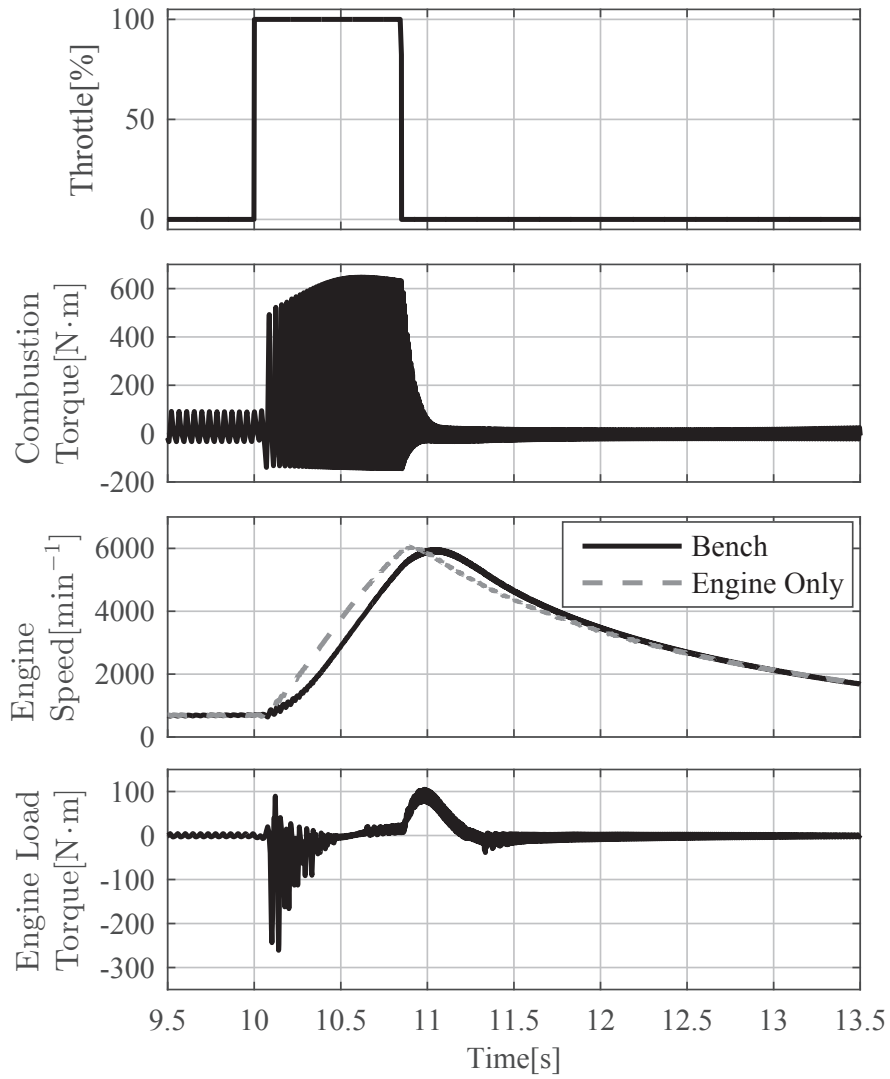


Fig. 2.16: Racing test simulation using proposed engine load torque controller ($\tilde{J}_S = J_S$).

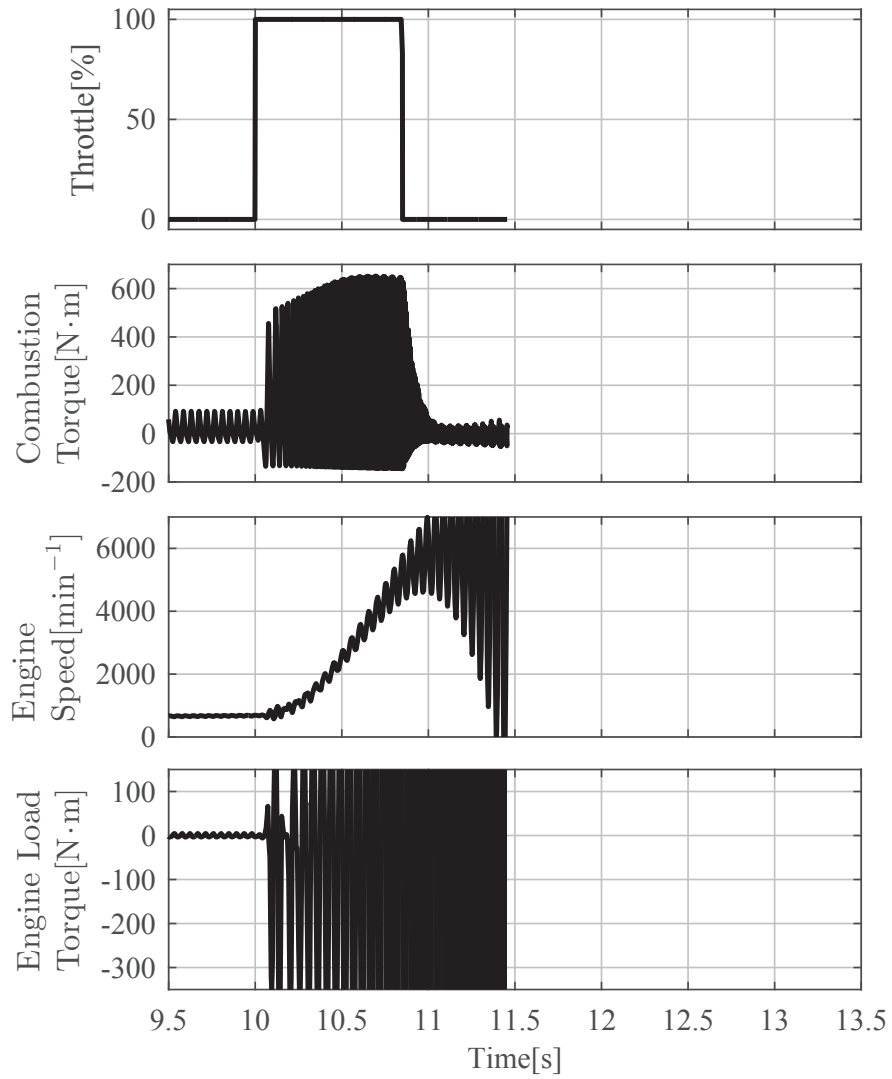


Fig. 2.17: Racing test simulation using conventional engine load torque controller ($\tilde{J}_S = J_S$).

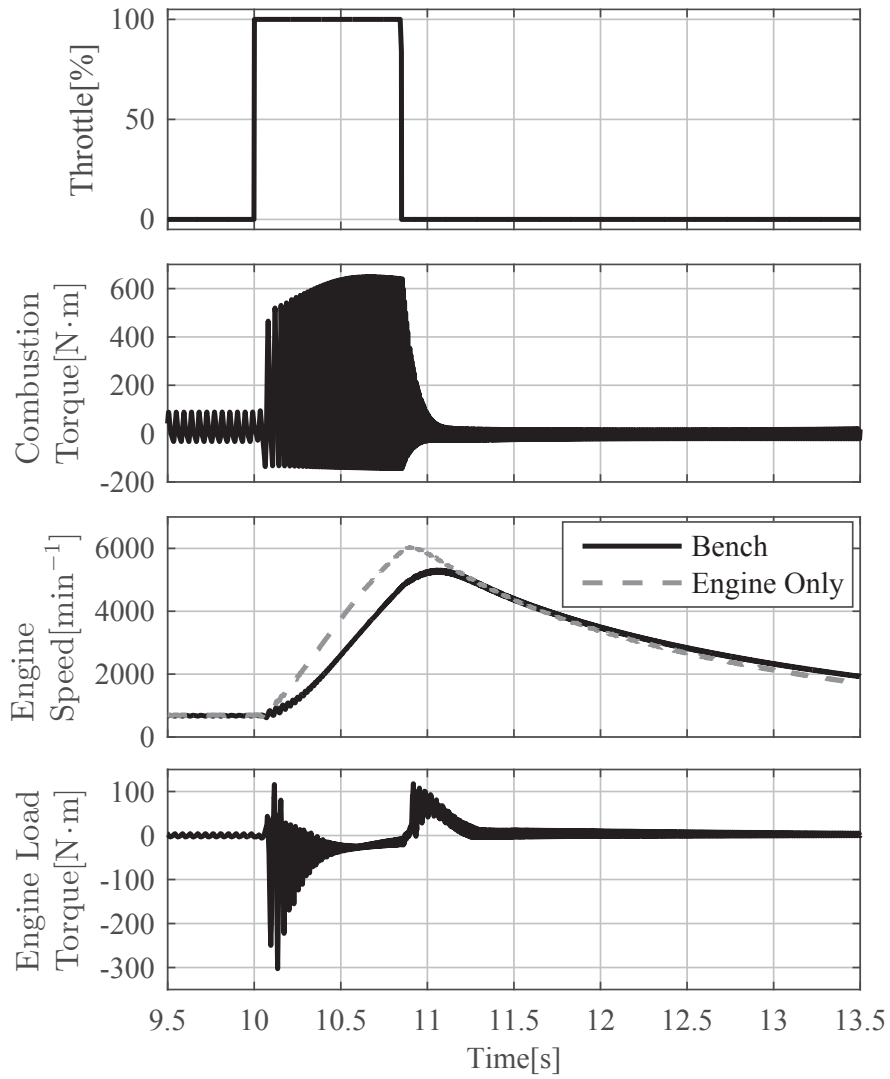


Fig. 2.18: Racing test simulation using proposed engine load torque controller ($\tilde{J}_S = 0$).

第3章 ドライブトレインベンチ入力軸の 軸トルク加振制御

3.1 緒言

ドライブトレインベンチは、入力軸、出力軸にダイナモメータを持つ構成をとるため、供試体に、実車搭載時相当の負荷を与えるためには、それぞれのダイナモメータにおいて、実車相当のトルク変動、回転数変動を模擬することのできるダイナモメータ制御技術が必要となる。

自動車に搭載されている一般的な4行程エンジンでは、2回転につき1回、燃料を燃やすことで大きな燃焼トルクを発生させ、自動車の動力源としている。この燃焼トルクの大きさは、エンジンが平均的に発生しているトルクの数倍程度の振幅を持っている。エンジンに接続される構成部品の試験をドライブトレインベンチで効率よく行うためには、エンジン相当の平均トルクと振動トルクを供試体に印加することが必要となる。本章では、ドライブトレインベンチの入力軸ダイナモメータを対象として、エンジン相当の負荷トルクを供試体に印加するための制御法を提案する。

ドライブトレインベンチの機械特性は多慣性系の特徴を持ち、エンジンが発生する振動トルクの周波数帯域を考慮すると、加振帯域内に二つの共振点を持つ三慣性系に近似することができる。一般に、多慣性系では共振抑制した上で回転数や角度を制御することが求められ、これらの課題に対する多くの先行研究がある [17-19, 21, 24, 27, 34, 45, 46, 77]。これら先行研究では回転数や角度の制御手法が提案され充分考察されているが、ドライブトレインベンチで必要とされる軸トルク制御に関しては考察がされていない。産業界の各種機械装置では負荷の回転数や角度を所望の値に非振動的に制御する要求は高いが、駆動モータと負荷の結合軸トルクを制御量とする事例はあまり見られない。このことは、1995年に計測自動制御学会で作成された三慣性系に対するベンチマーク問題 [28] におい

て、位置制御・速度制御は課題として上げられているが、軸トルク制御は扱われていないことにも表れていると思われる。一方、自動車関連業界で使用される各種試験装置では軸トルク制御を必要とすることが多く、エンジンを試験するためのエンジンベンチにおいては、エンジンに所望の負荷トルクをかけるための軸トルク制御手法が提案されている [13,47,74]。本論文においても、第2章において、非線形なねじれ剛性を持つエンジンベンチの軸トルク制御法を提案している。しかしながら、エンジンベンチにおいては軸トルクを加振するという制御目的がないため、これら先行研究においても軸トルクを加振制御に関しては考察がされていない。

ドライブトレインベンチは先に述べたように、制御帯域内に二つの共振点を持つ。低域の共振点は供試体であるトルクコンバータが持つ非線形ばねに起因し、高域の共振点は入力軸ダイナモメータ、軸トルクメータ、これらを結合するカップリング機械等の剛性に起因する。ドライブトレインベンチの軸トルク加振制御では、これらの共振による軸トルク振動の拡大を抑制した上で、所望の加振振幅となるように制御することが要求される。

トルクコンバータが持つ非線形ばねは、第2章で検討したエンジンベンチが持つクラッチの非線形ばねと同等の特性を持つ。そこで本章では、共振点が大きく変動する低域の制御には第2章で提案した軸トルク制御手法を適用し、共振点の変動が小さい高域の共振点には μ 設計法 [79]による共振抑制制御、さらに、これらを組み合わせた上で、軸トルクを加振振幅を自動調整することで、所望とする軸トルクを加振制御を実現する制御法を提案する。

3.2 装置構成と制御目的・課題

本章で検討対象とするドライブトレインベンチの装置構成、制御構成を Fig.3.1 に示す。供試体はトルクコンバータとし、その入出力側にそれぞれ入力軸ダイナモメータと出力軸ダイナモメータが設置される。入力軸ダイナモメータと供試体の間には軸トルクメータが設置される。軸トルクメータ検出値を所望の定常値、加振振幅、加振周波数を持つように制御する制御法の提案が本章の目的である。吸収モータ側は回転数がフィードバックされ、所望の回転数となるように制御される。

Fig.3.2 に、入力軸ダイナモメータのインバータへのトルク指令に対する軸トルク検出値

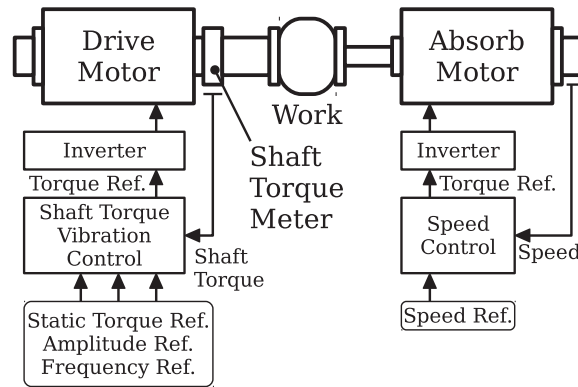


Fig. 3.1: Shaft torque control system of drive-train bench.

の周波数特性と、後述する本装置での加振制御帯域を示す。供試体であるトルクコンバータは、Fig.3.3 に示したような非線形ばねを持つため、各ばね剛性 (K_2) に応じて変動する共振点をもつ。この例では、軸トルクが $50[\text{N.m}]$ 未満では $500[\text{N.m/rad}]$ 、 $50\sim 300[\text{N.m}]$ では $2500[\text{N.m/rad}]$ 、 $300[\text{N.m}]$ 以上では $5000[\text{N.m/rad}]$ のばね剛性となっている。ここで、入力軸ダイナモメータで制御する加振トルクの周波数について計算する。多くの自動車に使用されている 4 行程エンジンでは、各気筒が 2 回転に 1 回燃料を燃焼させるため、気筒数 $\times 0.5 \times$ 回転数の周波数を持つ大きな振動トルクが発生する。エンジンの回転数を $600\text{min}^{-1} \sim 6000\text{min}^{-1}$ とすると、3 気筒エンジンの場合は $15\text{Hz} \sim 150\text{Hz}$ 、8 気筒エンジンの場合は $40\text{Hz} \sim 400\text{Hz}$ の加振周波数を持つことになる。従って、3 気筒から 8 気筒までのエンジンを模擬できるような軸トルク加振制御を施すためには、 $15\text{Hz} \sim 400\text{Hz}$ の帯域で所望の加振振幅となるように軸トルクを制御する必要がある。Fig.3.2 に示した特性に因れば、インバータへのトルク指令を所望値に加振しただけでは、各共振周波数付近では軸トルクが所望値よりも大きくなり、 $30\text{Hz} \sim 200\text{Hz}$ 付近の帯域では所望値よりも小さくなる。

この問題を解決するには、軸トルク検出値をフィードバックし、軸トルク指令値に対する軸トルク検出値の周波数特性が 400Hz 付近まで 0dB とできる制御器が構成できればよい。しかしながら、低域の非線形特性があるため、そのような制御器の構成は困難と考えられる。文献 [47] では、Fig.3.2 の特性とは高域共振点のゲイン特性が異なるものの、低域に非線形特性を持つ三慣性系に対して、 μ 設計法による軸トルク制御器の設計方法が考察されているが、制御帯域は低域共振点を若干超えた付近にとどまっている。

一方、このような制御設計上の困難さとは別に、ドライブトレインベンチの用途を考慮

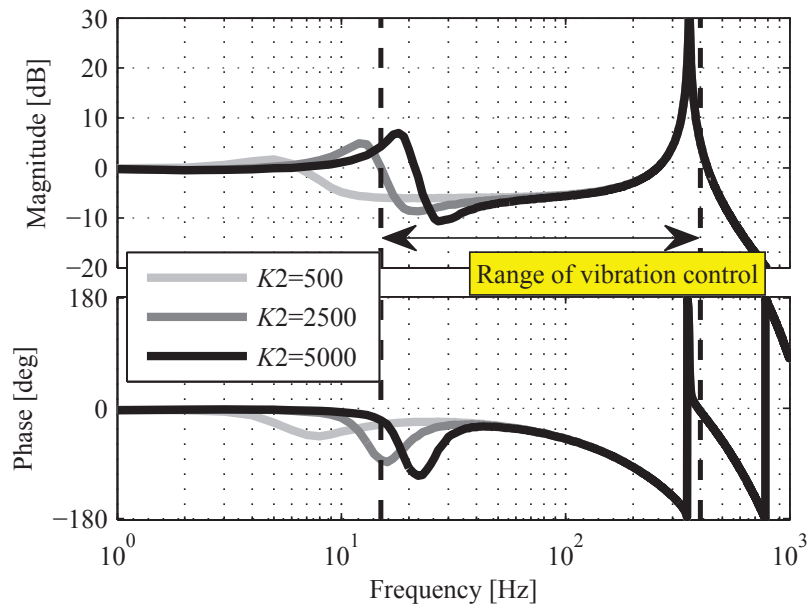


Fig. 3.2: Bode plot of drive-train bench.

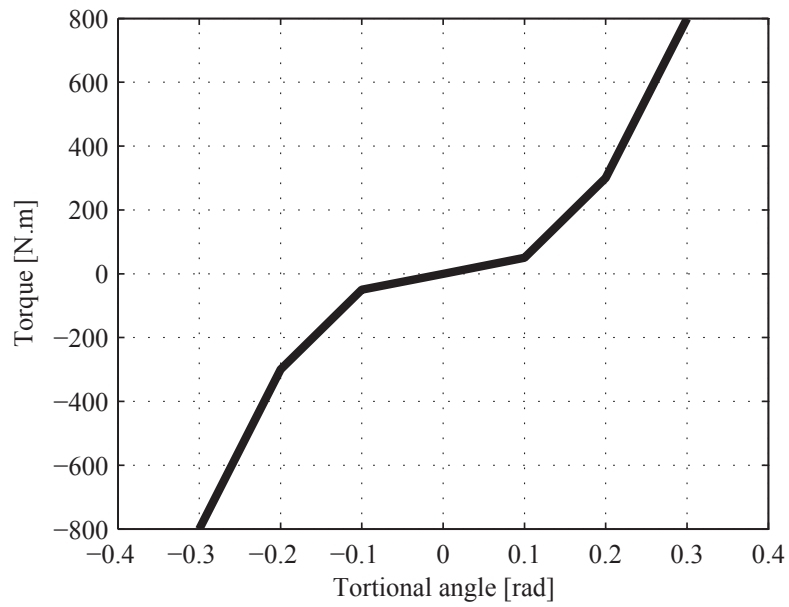


Fig. 3.3: Stiffness of torque converter.

すると、制御帯域全域にわたる軸トルク検出値フィードバックによる単一の制御器構成よりも、高域の共振抑制制御と低域の制御を分離することが有効である。ドライブトレインベンチの用途は本章で考察する軸トルク加振制御だけではなく、入力軸ダイナモメータによる回転数制御や、入力軸ダイナモメータの慣性モーメントをあたかも別の慣性モーメントに見せかける制御も施す。これらの場合にも、トルクや回転数を安定させるためには特に高域の共振抑制制御が必要となる。高域の共振抑制制御と低域の制御を分離することで、各種制御目的において高域の共振抑制制御は共通して利用できるという利点が生じる。これらのことを鑑み、本章で提案する軸トルク加振制御法は、 μ 設計法による高域の共振抑制制御、I-PD制御による低域の定常的な軸トルク制御、これらを組み合わせた上で、軸トルクの加振振幅を制御する構成をとる。

3.3 軸トルク加振制御法

3.3.1 ドライブトレインベンチ入力軸の三慣性系モデル

ドライブトレインベンチを三慣性系モデルと近似したとき、各バネ・マスとインバータにより制御される入力軸ダイナモメータトルク(インバータトルク)、軸トルクの対応は Fig.3.4 のようになる。この三慣性系モデルでのインバータトルクに対する軸トルクの伝達関数モデルを Fig.3.5 に示す。 Δ_{K2} で供試体剛性の非線形をあらわすことにする。また、各記号の意味と Fig.3.2 に対応する数値例を Table.3.1 に示す。Fig.3.2 の高域の共振周波数(F_{rH})は(3.1)式のように $J1 - K1 - J2$ とした二慣性系の共振周波数とほぼ一致し、低域の共振周波数(F_{rL})は(3.2)式のように $[J1 + J2] - K2 - J3$ とした二慣性系の共振周波数とほぼ一致する。

$$F_{rH} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{K1 \left(\frac{1}{J1} + \frac{1}{J2} \right)} = 356[\text{Hz}] \quad (3.1)$$

$$F_{rL} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{K2 \left(\frac{1}{J1 + J2} + \frac{1}{J3} \right)} = 6 \sim 19[\text{Hz}] \quad (3.2)$$

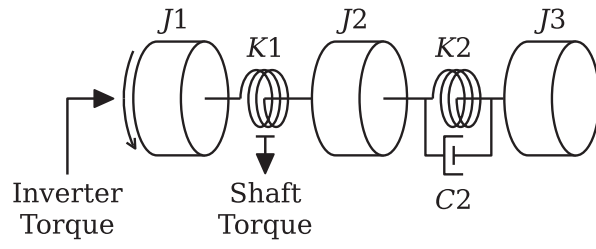


Fig. 3.4: Three inertia model of drive-train bench.

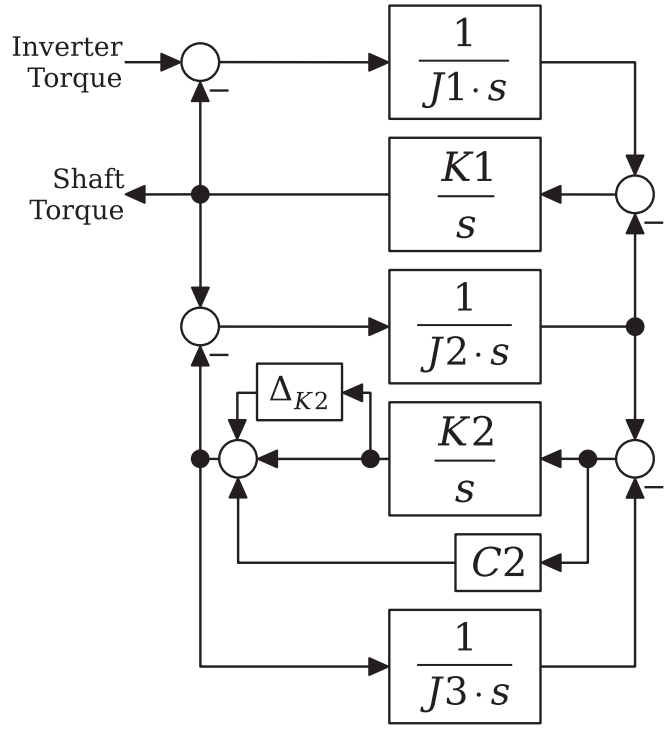


Fig. 3.5: Transfer function model of drive-train bench.

Table 3.1: Parameters of three inertia model.

$J1$	Inertia of drive motor	0.2[kg.m ²]
$J2$	Inertia of coupling shaft	0.2[kg.m ²]
$J3$	Inertia of absorb motor	4.0[kg.m ²]
$K1$	Stiffness of coupling shaft	500000[N.m/rad]
$K2, \Delta_{K2}$	Stiffness of work	500~5000[N.m/rad] (Fig.3.3)
$C2$	Loss of work	10[N.m.s/rad]

3.3.2 高域共振点の共振抑制制御

低域の制御と高域共振点の共振抑制制御を分離するために、Fig.3.6のような一般化プラントを構成し、 μ 設計法により高域共振点の共振抑制制御器 (Fig.3.7) を設計することを提案する。この一般化プラントの各記号は Table.3.2 に記した意味合いを持つ。インバータトルクの定常誤差 (Δ_T) を摂動項として約 10%を見積もり、軸トルク検出遅れ ($G_{tm}(s)$) は、Fig.3.2 に示したボード線図の位相特性から、約 1[ms] の無駄時間をパデー近似した。パデー近似の次数は高域共振点での位相遅れがほぼ一致するように、2次とした。本装置の目標加振帯域が 400Hz であることを考慮し、重み関数 $W_u(s)$, $W_e(s)$ は、それぞれ (3.3) 式, (3.4) 式のように設定した。3回の D-K イテレーションで得られた制御器を平衡打ち切りし、8次の制御器を算出した。このようにして得られた共振抑制制御器のボード線図を Fig.3.8 に示す。重み関数 $W_e(s)$ の効果により、軸トルク検出のフィードバックゲイン ($C_{tm}(s)$) を低域において 40dB/dec で下げることができた。共振抑制制御器へのトルク指令 (r) から軸トルク検出 (y) への閉ループボード線図を Fig.3.9 に示す。Fig.3.2 と比較すると、低域共振点の特性は変化させずに高域の共振抑制がなされたことわかる。

$$W_u(s) = \frac{s + 800\pi}{0.01s + 800\pi} \quad (3.3)$$

$$W_e(s) = \left(\frac{s + 800\pi}{s} \right)^2 \quad (3.4)$$

Fig.3.6 に示した一般化プラントでは摂動項としてインバータトルクの定常誤差分のみを考慮した。しかし、実機特性では供試体内部の機械状態の変化の影響を受け、高域共振

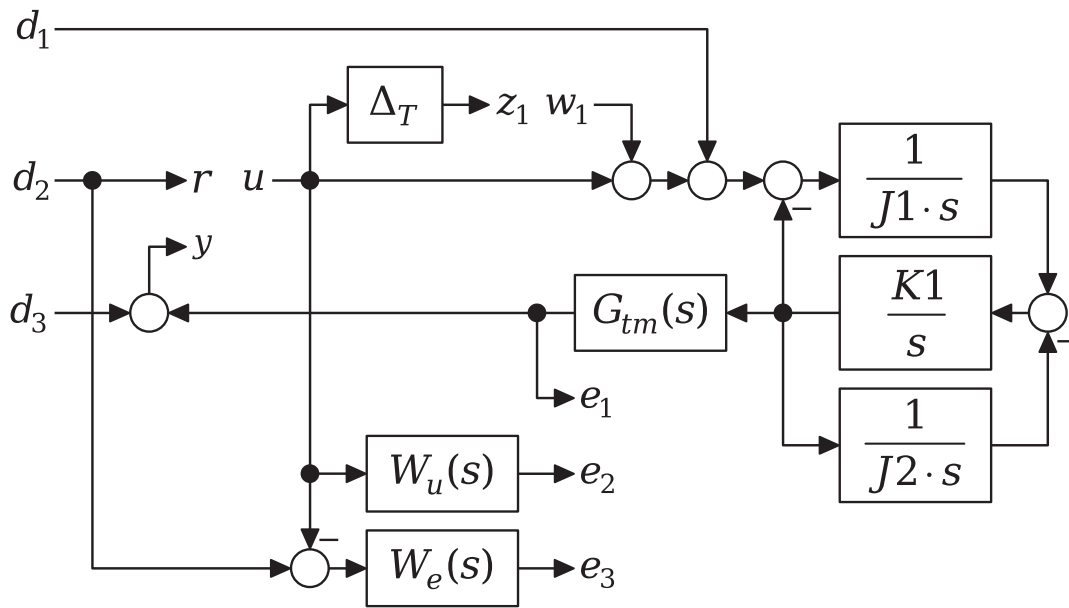


Fig. 3.6: Generalized plant for resonance suppression control.

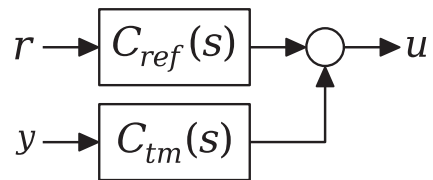
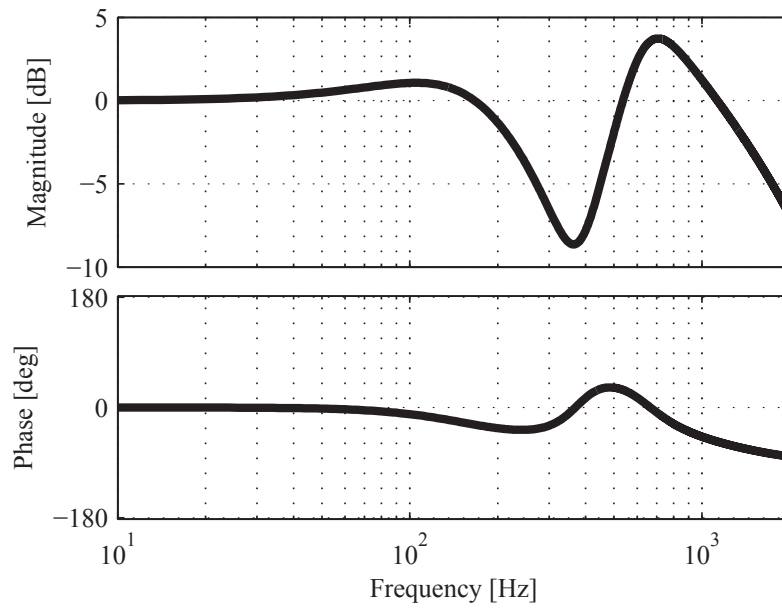
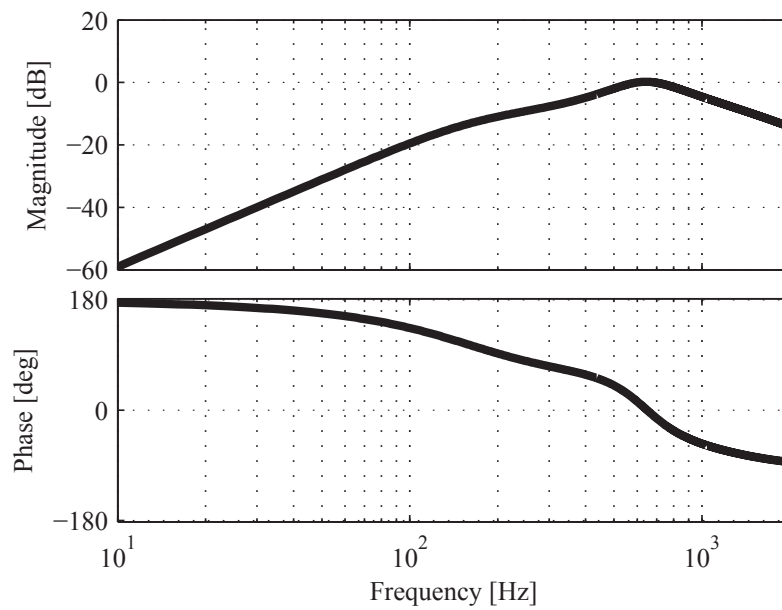


Fig. 3.7: Resonance suppression controller.



(a) Bode plot of $C_{ref}(s)$



(b) Bode plot of $C_{fm}(s)$

Fig. 3.8: Bode plot of resonance suppression controller.

Table 3.2: Parameters of generalized plant.

$G_{tm}(s)$	Transfer function of shaft torque detection delay
$W_u(s)$	Weighting function to decrease inverter torque in high frequency range
$W_e(s)$	Weighting function to decrease feedback gain of resonance suppression controller in low frequency range
Δ_T	Static error of inverter torque
u	Output of resonance suppression controller (inverter torque reference)
r, d_2	Input of resonance suppression controller (torque reference)
y	Input of resonance suppression controller (shaft torque)
d_1	Disturbance
d_3	Error of shaft torque detection
e_1	Shaft torque detection
e_2	Evaluation of inverter torque reference
e_3	Evaluation of resonance suppression controller gain in low frequency range

点が $\pm 10\text{Hz}$ 程度は変化する。一方、本共振抑制制御の実機適用に当たっては、制御設計プロセスを簡易化するために、機械特性を Fig.3.6 のようなバネ・マス要素が明示された物理モデルとしては同定せずに、高域の共振特性を模擬する 2 次系の伝達関数として同定する。そのため、高域共振点の変動を $K1$ や $J2$ の摂動として制御設計段階で一般化プラントに組み込むことが出来ないため、高域共振点のノミナル共振周波数からの変動時のロバスト性を数値計算により検証する。Fig.3.10 に高域共振点が $\pm 10\text{Hz}$ 変動したときの閉ループボード線図を示す。Fig.3.10(a) は、一般化プラントの d_1 外乱信号から軸トルク検出 (y) への閉ループ特性であり、軸トルクフィードバック ($C_{tm}(s)$) による共振抑制効果を表す。30dB の共振ゲインを持つ高域共振点は、 $C_{tm}(s)$ により、変動時にも約 8dB まで抑

制されていることがわかる。Fig.3.10(b)は、共振抑制制御器へのトルク指令(r)から軸トルク検出(y)への閉ループ特性である。Fig.3.8(a)に示した $C_{ref}(s)$ は高域共振点付近に約8dBのノッチ特性を持っているため、このノッチ特性により、 $C_{im}(s)$ のみでは約8dBまでだった共振抑制効果を約0dBまで下げることが出来た。

3.3.3 定常軸トルク制御

3.3.1節で述べたように、低域の共振周波数は $[J1 + J2] - K2 - J3$ とした二慣性系の共振周波数とほぼ一致する。また、Fig.3.2の位相特性からは低域の共振点では軸トルク検出無駄時間による位相遅れは小さい。これらのことから、低域の定常軸トルク制御を検討するに当たっては、Fig.3.11に示す二慣性系を制御対象モデルとして制御設計する。なお、インバータトルク指令に対する軸トルク検出(Fig.3.2)の低域特性を見ると、無制御状態においてもほぼ0dBになっているように見えるが、実際には、低域ゲインは $(J2+J3)/(J1+J2+J3)$ となり0dBとはならない。また、インバータトルクの定常誤差や、吸収モータのトルク変動外乱を考慮すると、軸トルクをフィードバックして定常軸トルク制御することが必要である。

本装置は軸トルクを加振することが目的であるため、制御動作中に、Fig.3.3に示した特性に従って $K2$ が大きく変動する。このような動作条件のもとで、何らかの制御器を構成し定常軸トルク制御を行う場合、 $K2$ の変動に対応したゲインスケジューリング的な制御手法、または、 $K2$ の変動時にも安定性を維持できるような固定ゲインの制御手法が考えられるが、実機適用においては、供試体を交換しFig.3.3の特性が変化したときにも、簡易な手法で新たな供試体に対応した制御ゲインが算出できることが要求される。また、本装置の運用現場においては、供試体の特性をFig.3.3のように明確に同定することは困難であり、高々、供試体による共振周波数の変動範囲のみが計測可能であることが多い。このような実運用上の制約を考慮し、供試体特性による共振周波数の情報から容易に制御ゲインを導出できる制御法が必要である。

第2章で提案した軸トルク制御法は、非線形ばねによって変動する共振周波数のうち、最も低い共振周波数をもとに算出した制御ゲインを適用すれば、共振周波数が変動した場合にも安定に制御できるというものであった。そこで、本章での低域の軸トルク制御には

第2章で提案した軸トルク制御法を適用する ((3.5) 式)。閉ループ伝達関数の極は、4次バターワース特性となるように配置する。これは、各制御ゲインを (3.6) 式~(3.9) 式のように設定し、 ω_n を最も低い共振周波数 (Fig.3.2 の特性では、(3.2) 式で示した $2\pi \cdot 6$ [rad]) とすることで実現される。この I-PD 制御による定常軸トルク制御器を、Fig.3.12 のように、高域共振抑制制御器と組み合わせる。その際、制御スピルオーバを避けるために、I-PD 制御器の出力トルクからみた制御対象特性が二慣性系に見えるよう、I-PD 制御器の出力側に2次のローパスフィルタ (LPF) を挿入する。今回は、低域共振周波数の上限が 19Hz であることから、50Hz のローパスフィルタを挿入している。

Fig.3.13 に、 $\omega_n = 2\pi \cdot 6$ の場合と $\omega_n = 2\pi \cdot 19$ の場合の、Fig.3.12 の閉ループ系における定常軸トルク指令値 (T_D) のステップ変化に対する軸トルク検出値の応答を示す。また、Fig.3.14 に吸収モータトルクのステップ変化に対する軸トルク検出値の応答を示す。 $\omega_n = 2\pi \cdot 6$ の場合には、供試体ばね剛性の変化時にも同様な応答になり約 0.3 秒で外乱が抑制されているが、 $\omega_n = 2\pi \cdot 19$ の場合には、供試体ばね剛性が低下したときに振動的な応答になる。このように、(3.5) 式による定常軸トルク制御を非振動的にするためには、低い共振周波数にあわせたゲイン設定にする必要があるが、外乱抑圧性を考慮すると、可能な限り (3.6) 式の積分ゲインが大きくなるゲイン設定が望ましい。文献 [76] では PID 制御の極配置形として、二項係数形、ITAE 最小形、バターワース形が挙げられているが、この3つの配置形では、(3.6) 式の積分ゲインの定数部が、二項係数形では 0.25、ITAE 最小形では 0.352、バターワース形では 0.383 となった。従って、定常軸トルク制御の配置形としてバターワース形を採用した。

$$u = \frac{K_I}{s}(r-y) - \frac{K_D s + K_P}{a_1 s + 1}y \quad (3.5)$$

$$K_I = 0.383 \cdot \frac{J1 + J2 + J3}{J3} \cdot \omega_n \quad (3.6)$$

$$K_P = -0.146 \cdot \frac{J1 + J2 + J3}{J3} \quad (3.7)$$

$$K_D = 0.924 \cdot \frac{J1 + J2 + J3}{J3} \cdot \frac{1}{\omega_n} \quad (3.8)$$

$$a_1 = \frac{0.383}{\omega_n} \quad (3.9)$$

Fig.3.15 に定常軸トルク制御の指令値 (T_D) から軸トルク検出 (T_{im}) へのボード線図を示す。本装置の目的は軸トルクを 15Hz~400Hz で所望の振幅に加振することであるが、指令値応答は 3Hz 程度のため、定常軸トルク指令値を加振することで軸トルク加振することは困難である。そこで、Fig.3.12 に示すように、加振トルク指令 (T_A) を高域共振抑制制御器へのトルク指令入力部に重畳し、軸トルク加振を行う。Fig.3.16 に加振トルク指令 (T_A) から軸トルク検出 (T_{im}) へのボード線図を示す。この特性のままでは、加振トルク指令 (T_A) を所望振幅で加振しただけでは軸トルク振幅は所望値にならないため、何らかのゲイン補正が必要である。次節において、このゲイン補正方法を検討する。

3.3.4 軸トルク加振指令の振幅自動調整

Fig.3.16 に示した加振帯域内のゲイン補正の手段として、Fig.3.16 の逆ゲイン特性を利用した伝達関数を T_D から T_A の間に挿入し、 T_D に定常指令と加振指令を合算して入力する二自由度制御系を構築することが考えられる。しかし、15Hz~30Hz に供試体特性によるゲイン変動があり、その変動の仕方はトルクの振幅、周波数に依存するため、単一の逆特性の伝達関数で表現することが出来ない。また、供試体が交換された場合には低域のゲイン変動特性が変化する。従って、Fig.3.16 の逆ゲイン特性を利用し、加振トルク指令に対する追従性を向上させることは実用的ではない。

本装置の目的は、軸トルクを所望の周波数で所望の振幅に加振することであるため、加振トルク指令 (T_A) には様々な波形の指令信号が入力されるわけではなく、回転数に同期した単一の周波数を持つ正弦波信号が入力される。そこで、Fig.3.17 に示す振幅自動調整機構により加振トルク指令 (T_A) を生成する。「振幅検出」部は下記のように動作し、軸トルク振幅を検出する。加振周波数指令 = F_V [Hz]、制御周期 = F_C [Hz] として、 F_C/F_V の長さを持つ可変長バッファを構成し、そのバッファには軸トルク検出値 (T_{im}) を入力する。 $1/F_V$ [s] 毎に、このバッファ内の最大値 (A_{MAX})、最小値 (A_{MIN}) を読み取り、 $(A_{MAX}-A_{MIN})/2$ を軸トルク振幅として出力する。検出された軸トルク振幅と加振振幅指令との差を積分器 (K_A/s) により補正する。補正後の振幅指令に指令された周波数を持つ正弦波信号を掛け、加振トルク指令 (T_A) とする。

本調整機構の動作を簡易なシミュレーションにより検証した結果を Fig.3.18 に示す。グ

ラフを見やすくするために、加振周波数指令は 10Hz、 T_A に対する T_m のゲインは 0.25 とし、時刻 0.5[s] で振幅調整機構を動作させ、時刻 2[s] で振幅指令を 1 から 2 に変化させた場合のシミュレーション結果である。階段状の薄灰色実線が「振幅検出」部により検出された軸トルク振幅である。

3.4 数値検証

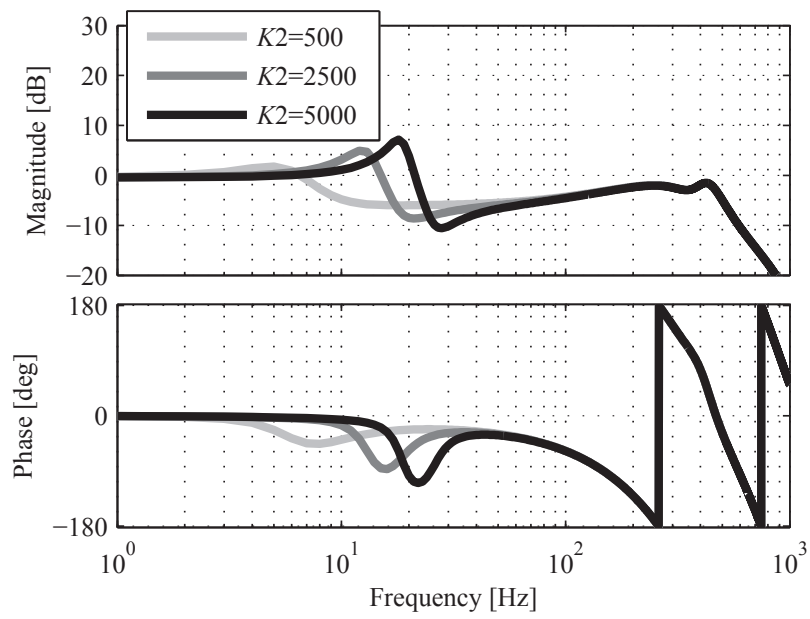
提案した軸トルク加振制御手法の有効性を数値シミュレーションにより検証する。定常軸トルク指令を 100[N.m]、加振振幅指令を 500[N.m] とし、加振周波数指令を 15Hz から 400Hz にスイープさせた結果を Fig.3.19 と Fig.3.20 に示す。Fig.3.19 は、3.3.4 節で検討した加振振幅調整を行わずに、加振トルク指令 (T_A) に振幅 500[N.m] の正弦波を入力した場合である。この場合、Fig.3.16 の特性により軸トルク振幅は 500[N.m] とはならない。Fig.3.20 は、加振振幅調整を行った結果である。自動調整機構の働きにより、軸トルク検出の振幅が指令した値になるように、 T_A の振幅が自動調整されている。 T_A の振幅の変化が大きいところでは、わずかに所望の振幅からずれて加振されているが、実用上は問題のない大きさである。このように軸トルクを加振する場合、Fig.3.3 に示した供試体剛性が大きく変化する箇所をすべて通過する。なお、Fig.3.17 に示した加振トルク指令の振幅自動調整機構のゲイン K_A は試行錯誤により 10 とした。

3.5 結言

本章では、ドライブトレインベンチの軸トルクを所望の定常値、加振振幅値に制御する手法を提案し、数値シミュレーションによりその有効性を検証した。駆動モータのインバータトルク指令をただ単に加振するだけでは、本装置の機械特性に従って軸トルクの振幅が変化し、所望の加振振幅を得ることはできない。そこで、低域では、供試体特性による共振点変動に対して安定な定常軸トルク制御を施し、高域では、低域特性と非干渉な共振抑制制御を施した上で、これらを組み合わせた。さらに、加振トルク指令の振幅を自動調整することで、所望の軸トルク加振振幅に制御する手法を提案した。数値シミュレー

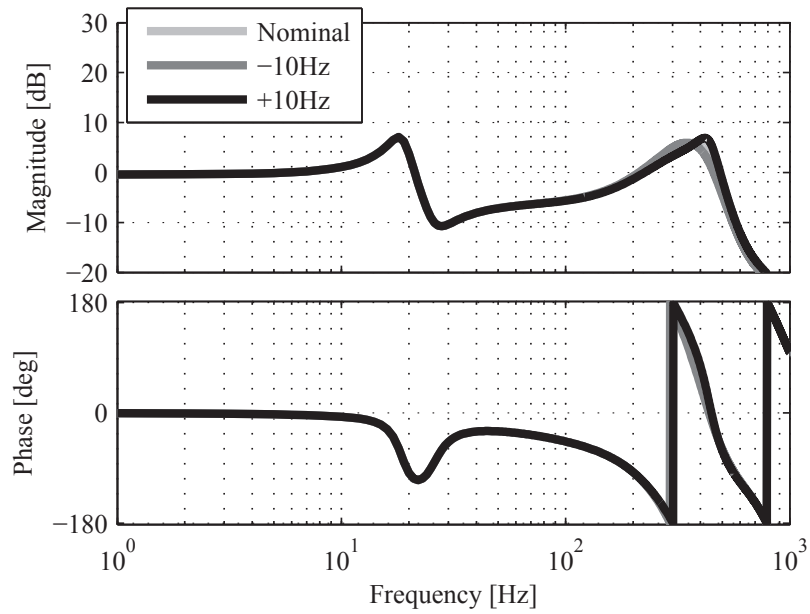
ションでは、加振指令の振幅調整機構の応答遅れによる若干の振幅制御誤差が生じたが、ほぼ所望の振幅に加振することができた。

今後は、積分動作のみで構成した振幅自動調整部の改良を行い、振幅制御の追従性の向上を目指す予定である。また、今回は加振周波数がランプ状の変化として検証を行ったが、ドライブトレインベンチで検証される加振周波数変化パターンは様々である。振幅自動調整部の動作は加振周波数指令の変化に影響を受けると考えられるため、加振周波数指令と振幅自動調整部の応答性の関係についても検討と考察を重ねる予定である。

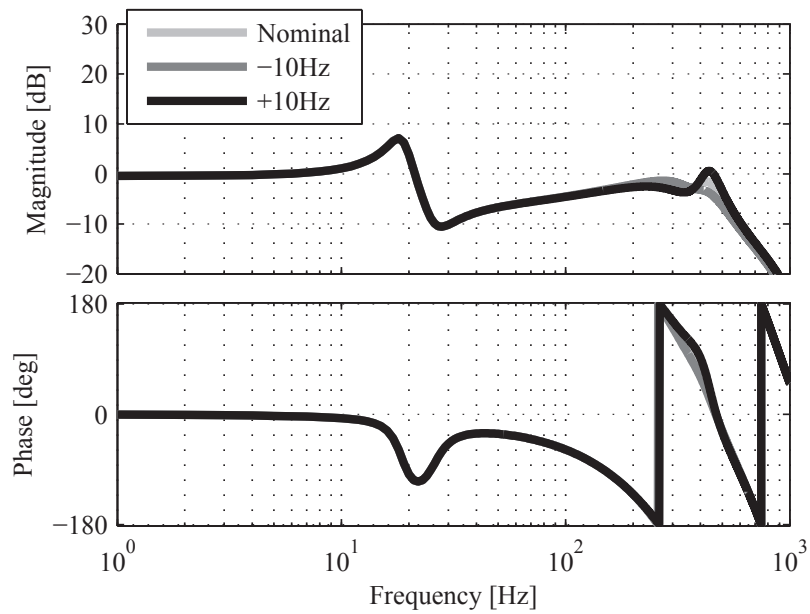


Bode plot of transfer function from r to y

Fig. 3.9: Closed loop characteristic of resonance suppression control.(In case of resonance frequency variation in low frequency range)



(a) Bode plot of transfer function from d_1 to y



(b) Bode plot of transfer function from r to y

Fig. 3.10: Closed loop characteristic of resonance suppression control.(In case of resonance frequency variation in high frequency range)

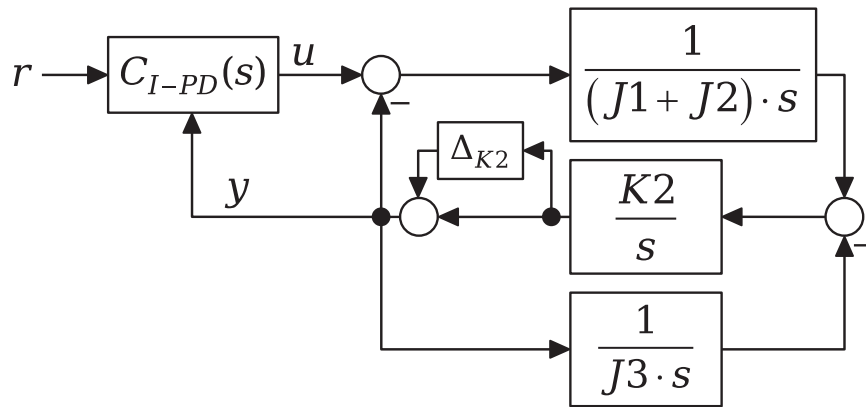


Fig. 3.11: Closed loop model of static shaft torque controller.

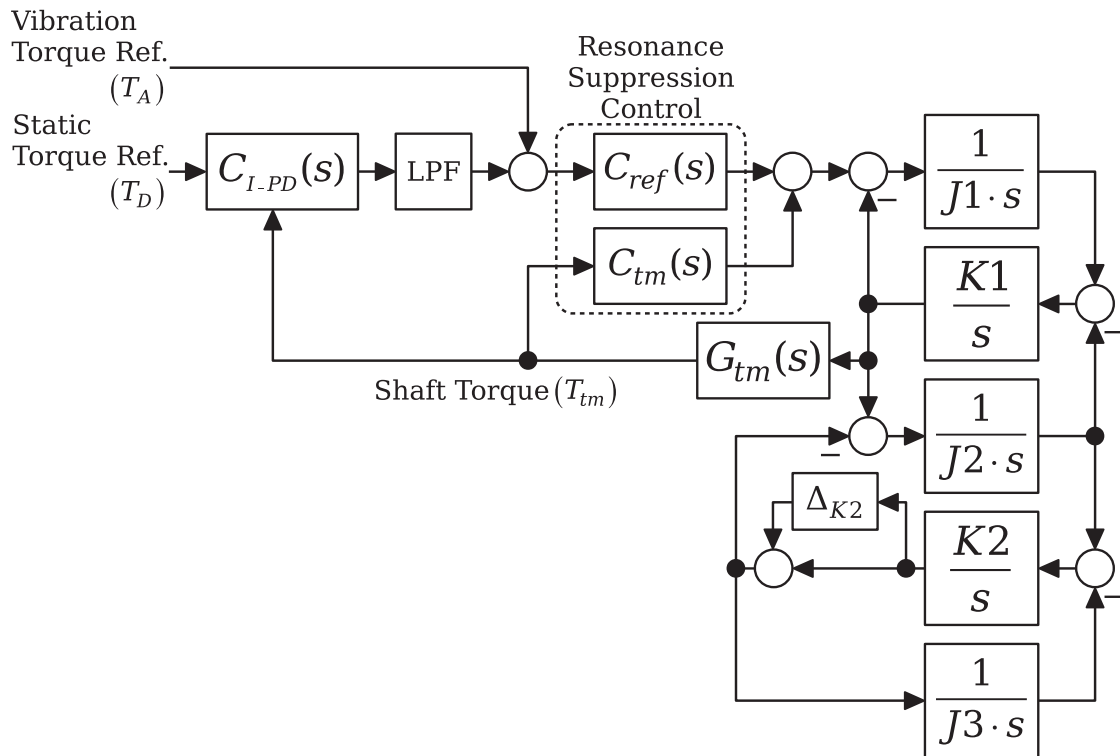
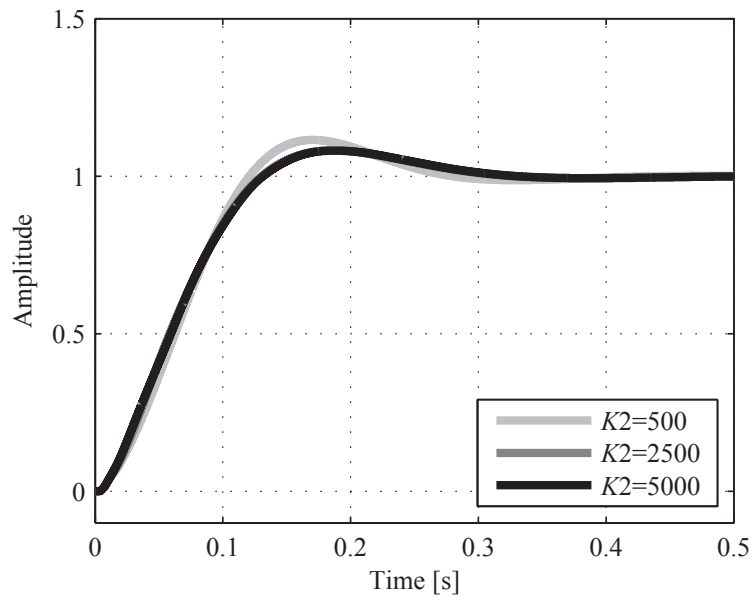
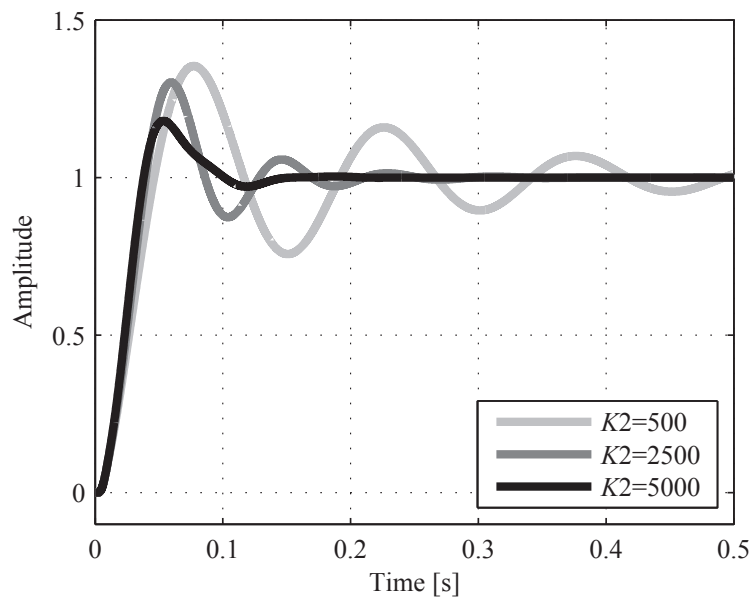


Fig. 3.12: Configuration of resonance suppression controller and static shaft torque controller.

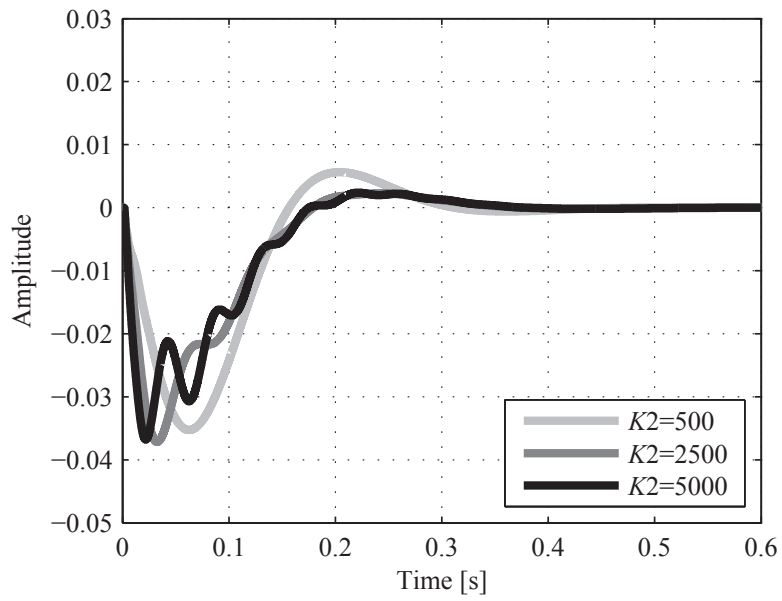


(a) In case of $\omega_n = 2\pi \cdot 6$

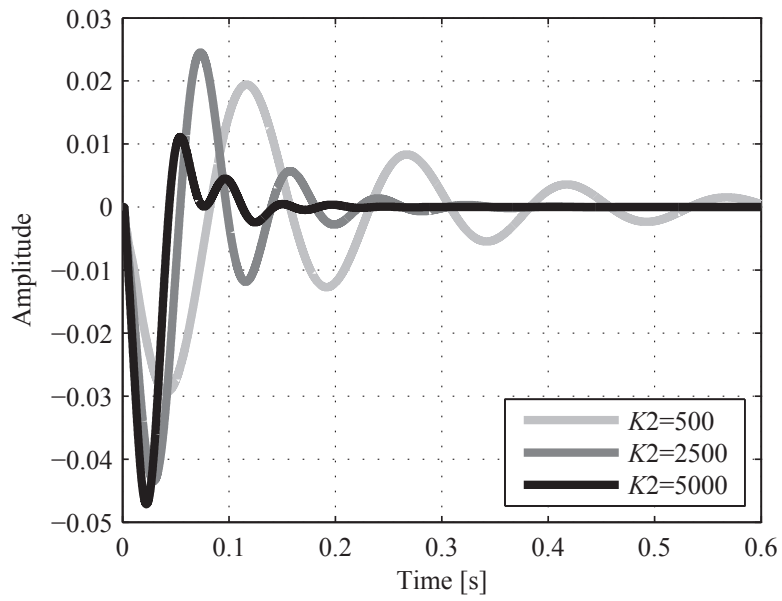


(b) In case of $\omega_n = 2\pi \cdot 19$

Fig. 3.13: Step response of static torque ref. (T_D).



(a) In case of $\omega_n = 2\pi \cdot 6$



(b) In case of $\omega_n = 2\pi \cdot 19$

Fig. 3.14: Step response of absorb motor torque.

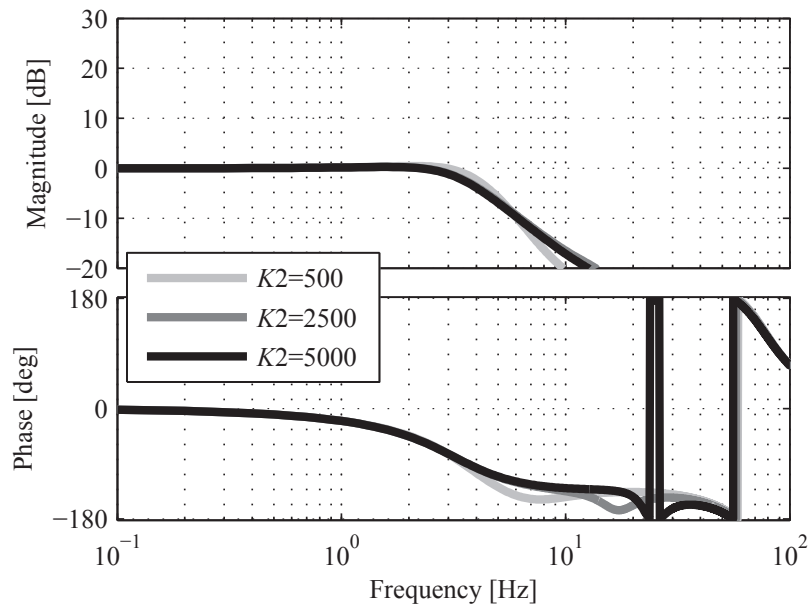


Fig. 3.15: Bode plot of transfer function from static shaft torque ref. (T_D) to shaft torque (T_{tm}).

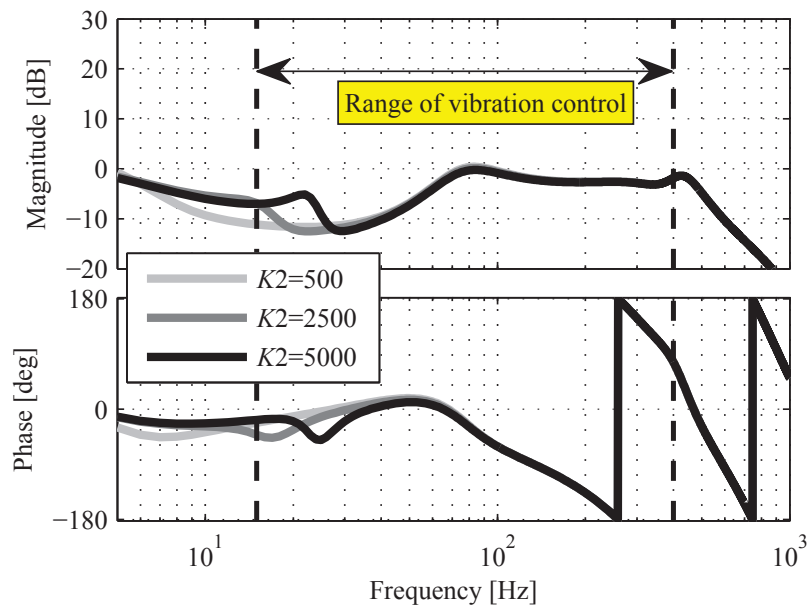


Fig. 3.16: Bode plot of transfer function from vibration torque ref. (T_A) to shaft torque (T_{tm}).

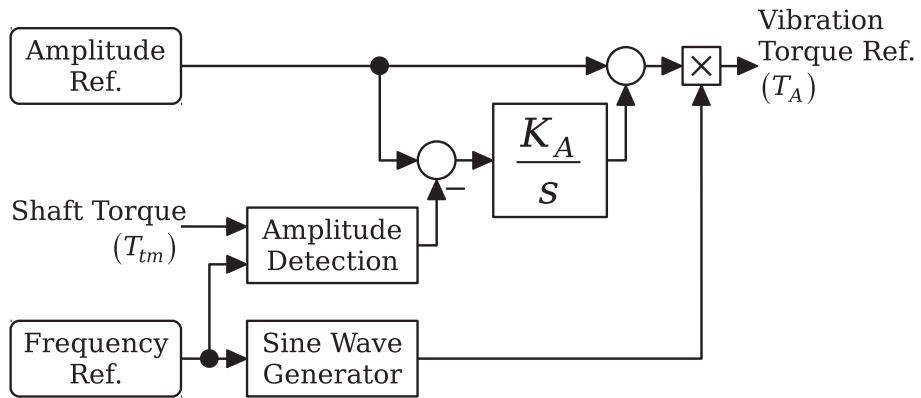


Fig. 3.17: Automatic tuner of amplitude reference.

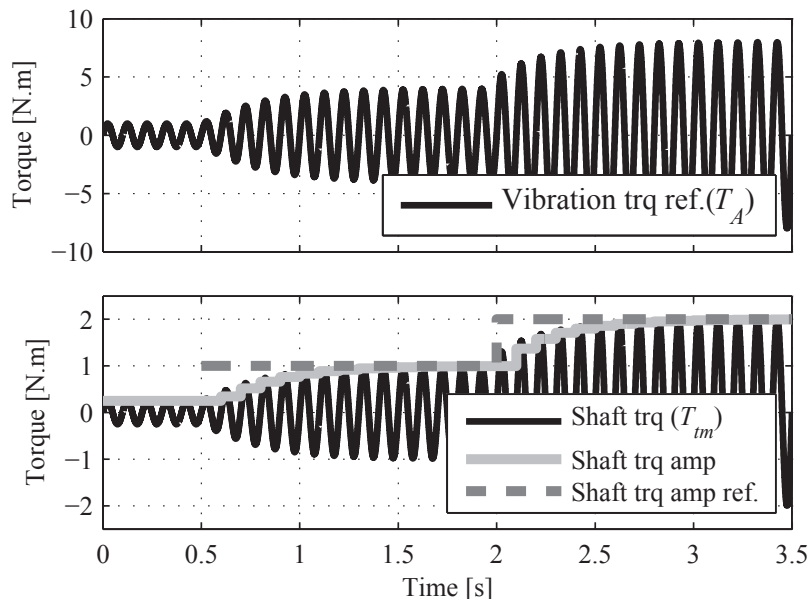


Fig. 3.18: Effect of automatic tuner of amplitude reference.

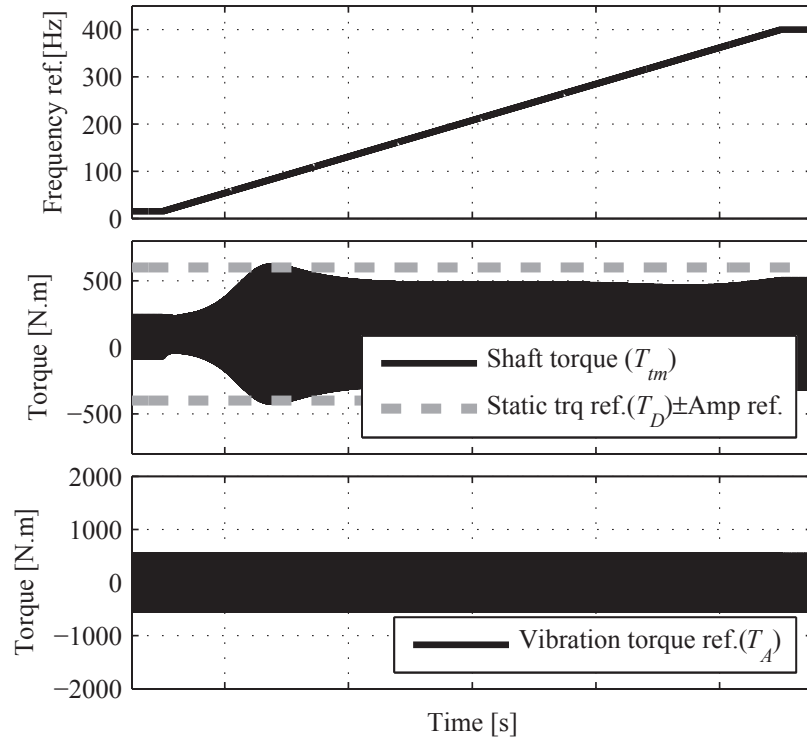


Fig. 3.19: Simulation result without automatic tuner of amplitude reference.

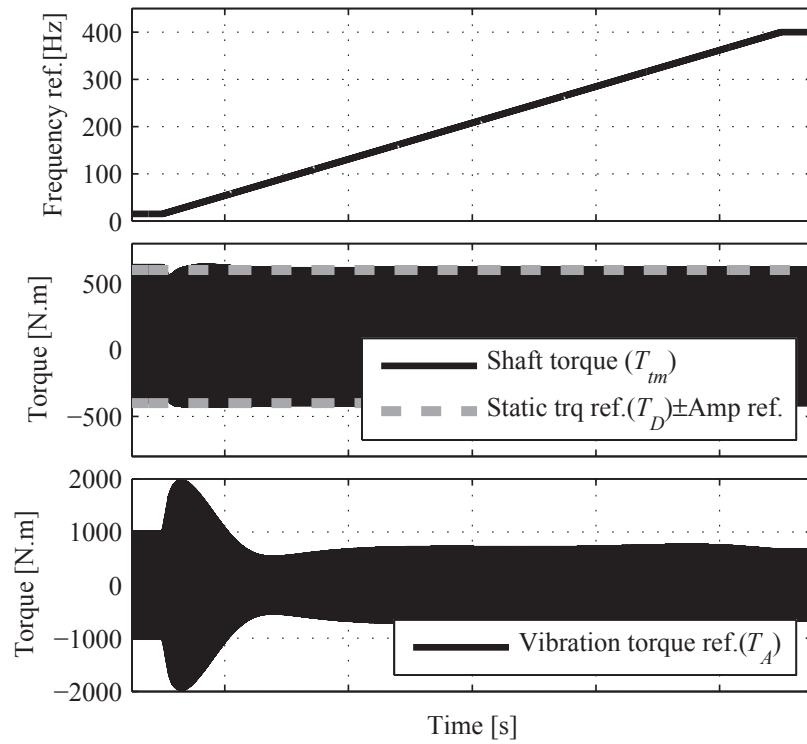


Fig. 3.20: Simulation result with proposed vibration control.

第4章 ドライブトレインベンチ出力軸の 低慣性化制御

4.1 緒言

前章では、ドライブトレインベンチの入力軸ダイナモメータで、エンジン相当の加振トルクを供試体に印加するための制御法を提案した。本章では、ドライブトレインベンチの出力軸ダイナモメータで、実路走行を模擬した負荷試験を行うための制御法を提案する。ドライブトレインベンチの出力軸ダイナモメータでは、従来、タイヤスリップのない走行状態を再現するために、車体慣性を模擬する慣性エミュレーション制御が行われてきた。一般に、車体慣性は出力軸ダイナモメータ慣性よりも高いため、車体慣性エミュレーション制御では、出力軸ダイナモメータの高慣性化制御を行っている。しかしながら、実際の走行は必ずしもスリップしない条件だけではない。雪面上の走行時にはスリップが発生することもある。近年は、様々な走行状況を模擬した負荷試験を行うために、タイヤ空転状態も模擬制御することが要求されている。そのためには、出力軸ダイナモメータ慣性があたかもタイヤ慣性になっているかのような、タイヤ慣性エミュレーション制御が必要となる。一般に、タイヤ慣性はダイナモメータ慣性よりも低いため、タイヤ慣性エミュレーション制御では、低慣性化制御が必要となる。

慣性エミュレーション制御については、多くの先行研究がある [63–73]。堀ら [63]、杉本ら [64]、鈴木ら [65] は、回転数の微分値をフィードバックすることで、高慣性化する制御法を提案している。堀 [66] は、負荷トルクの推定値を慣性モデルへ入力して得られるモデル回転数と、実機回転数の偏差が小さくなるように制御することで、回転数の微分を行わずに高慣性化する制御法を提案している。また、Akpolatら [67]、Padillaら [68] は、負荷トルクを模擬モデルに入力して得られるモデル回転数を指令値として実機回転数を制御することで、所望する負荷特性の模擬制御法を提案している。しかしながら、これら

先行研究 [63–68] では、低慣性化制御については検討されていない。

低慣性化制御については、Hewson ら [69]、寺嶋ら [73] による先行研究がある。Hewson ら [69] は、Akpolat ら [67] の提案法を実機検証し、実機慣性の 0.5 倍まで低慣性化した実験結果を示している。また、寺嶋ら [73] は、負荷トルク推定値に、実機慣性と設定慣性から決定される定数ゲインを掛けてフィードバックすることで、低慣性化する制御法を提案している。これら先行研究 [69,73] においては、低慣性化制御について検討されているが、いずれも、電動機を供試体としている。そのため、検討対象のシステムでは、供試体とダイナモメータが高剛性結合されており、両者間のねじり振動が低慣性化制御に与える影響については考察されていない。一方、ドライブトレインベンチでは、供試体とダイナモメータを結合するドライブシャフトのねじれ剛性を主要因としたねじり振動が発生する。従って、ドライブトレインベンチのタイヤ慣性エミュレーション制御で必要となる低慣性化制御では、ねじり振動の影響を考察する必要がある。

本章では、まず、従来のドライブトレインベンチの慣性エミュレーション制御法では、模擬する慣性をダイナモメータ慣性よりも低慣性化した場合、供試体とダイナモメータ間のねじり振動の影響で、制御系が不安定になることを解析的に示す。次に、ねじり振動がある場合にも低慣性化制御できる慣性エミュレーション制御法を提案し、提案法の安定条件を解析的に示す。最後に、提案した低慣性化制御法に、タイヤ–路面間の摩擦モデル、ブレーキモデル、車体モデルを組み合わせることで、タイヤ慣性～車体慣性の慣性エミュレーションや、様々な走行状況での供試体負荷を模擬するための制御法を提案し、その効果を数値シミュレーションにより確認する。

4.2 装置構成と従来の慣性エミュレーション制御法における課題

4.2.1 装置構成と従来の慣性エミュレーション制御法

ドライブトレインベンチは、自動車の駆動方式により様々な機械構成を採るが、本章では、FF 車の変速機を供試体とするドライブトレインベンチについて考察する。装置構成、

制御構成を Fig.4.1 に示す。FF 車の駆動輪相当部にダイナモメータが接続される。供試体
が出力するトルクを検出するためにドライブシャフトとダイナモメータ間に軸トルクメー
タが設置される。ダイナモメータにはインクリメンタルエンコーダなどの回転数を検出
する装置も設置されている。ダイナモメータは、インバータによりトルク制御される。ダ
イナモメータコントローラは、ドライブシャフトトルク ($T_S[\text{N}\cdot\text{m}]$) とダイナモメータ回転
数 ($\omega_D[\text{rad/s}]$) から、ダイナモメータのトルク指令 ($\tilde{T}_D[\text{N}\cdot\text{m}]$) を演算し、インバータへ出
力する。供試体はエンジンにより駆動されるが、エンジンの代わりに駆動用モータを用い
る場合もある。

ドライブトレインベンチにおけるダイナモメータの制御目的は、エンジンにより供試
体が駆動されたときに、供試体の出力側 (ドライブシャフト側) に、実路走行時相当の負
荷をかけることである。従来のドライブトレインベンチは、スリップしない走行状態の再
現を目的として、車体慣性エミュレーション制御が施されてきた。通常、車体慣性はダイ
ナモメータ慣性よりも高いため、車体慣性エミュレーション制御では高慣性化制御が行わ
れる。

従来の慣性エミュレーション制御法を Fig.4.2 に示す。 $J_{em}[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ はダイナモメータが
エミュレーションする慣性であり、車重が $M_V[\text{kg}]$ 、タイヤ半径が $R_T[\text{m}]$ の車両を模擬す
る場合、 $J_{em} = M_V R_T^2$ とする。ドライブシャフトトルク (T_S) を車体慣性モデルに入力し
て得られるモデル回転数と、ダイナモメータ回転数 (ω_D) が追従するように、回転数制御
する。Fig.4.1 の構成のドライブトレインベンチで車体慣性エミュレーション制御を行う
場合には、 $J_{em} = (M_V/2) R_T^2$ として、Fig.4.2 の制御法を、ダイナモメータ 1 と 2 に、それ
ぞれ適用する。

Fig.4.2 により、ダイナモメータ慣性モーメントが J_{em} にエミュレーション制御されるこ
とを示す。解析を簡易化するために、まず、Fig.4.1 の構成の機械特性を簡易化する。一般
に、車両駆動系の 1 次振動主要因はドライブシャフトのねじれ剛性であることが知られて
おり [80]、数 Hz 程度の周波数となる。ドライブトレインベンチにおいてもドライブシャ
フトを含む機械構成を採るため、ダイナモメータ側から見た機械特性は、ドライブシャ
フトのねじれ剛性を主要因とする 2 慣性系の特徴を持つ。Fig.4.3 に、Fig.4.1 のドライブ
トレインベンチの機械特性例を示す。上段はダイナモメータ 1 のトルク指令 (\tilde{T}_{D1}) に対する

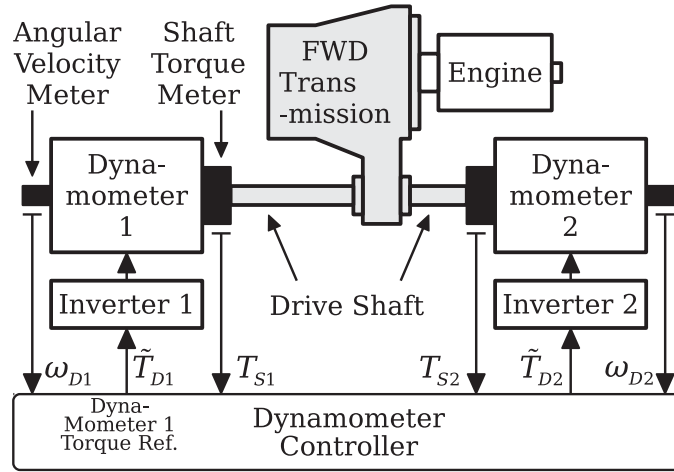


Fig. 4.1: System configuration of a drivetrain bench.

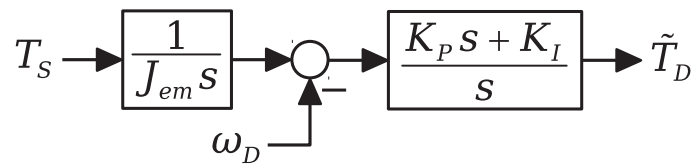


Fig. 4.2: Block diagram of the conventional inertia emulation control.

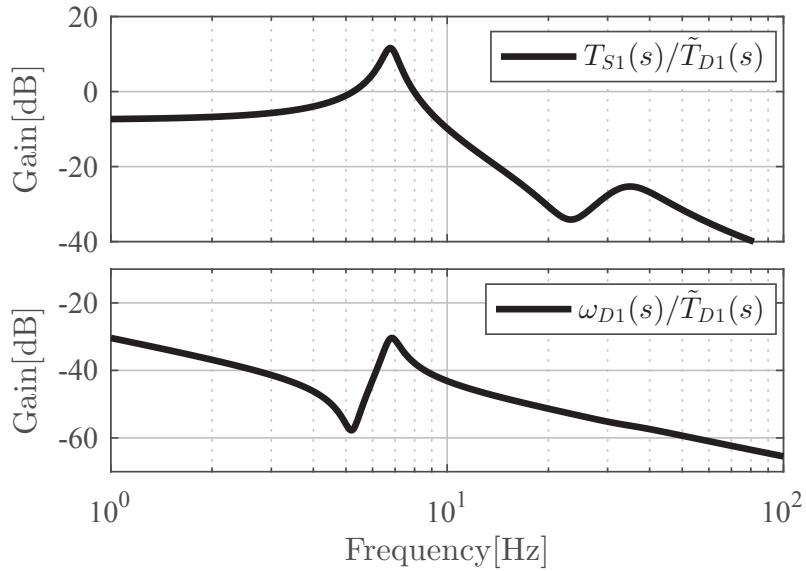


Fig. 4.3: Mechanical characteristics of drivetrain bench.

ドライブシャフトトルク (T_{S1}) のゲイン特性，下段はダイナモメータ 1 のトルク指令に対するダイナモメータ回転数 (ω_{D1}) へのゲイン特性である。上段では 30Hz 付近に第 2 共振点が現れているが，十分ゲインが低下しており，2 慣性系に近似することは妥当であると考えられる。

2 慣性系に近似した機械特性の式を (4.1)~(4.3) 式で表す。ここで， $J_1[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ はドライブシャフトよりもエンジン側の慣性， $T_1[\text{N}\cdot\text{m}]$ は J_1 を駆動するエンジントルク， $\omega_1[\text{rad/s}]$ は J_1 の回転数， $T_S[\text{N}\cdot\text{m}]$ はドライブシャフトのねじれトルク， $K_S[\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}]$ はドライブシャフトのねじれ剛性， $\omega_D[\text{rad/s}]$ はダイナモメータ回転数， $J_D[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ はダイナモメータ慣性， $T_D[\text{N}\cdot\text{m}]$ はダイナモメータトルクである。解析を簡単にするために，ドライブシャフトの粘性抵抗は 0 とした。

$$\omega_1(s) = \frac{1}{J_1 s} (T_1(s) - T_S(s)) \quad (4.1)$$

$$T_S(s) = \frac{K_S}{s} (\omega_1(s) - \omega_D(s)) \quad (4.2)$$

$$\omega_D(s) = \frac{1}{J_D s} (T_S(s) + T_D(s)) \quad (4.3)$$

Fig.4.2 に示した従来法のコントローラ式を (4.4) 式に示す。

$$\tilde{T}_D(s) = \frac{K_P s + K_I}{s} \left(\frac{1}{J_{em} s} T_S(s) - \omega_D(s) \right) \quad (4.4)$$

解析を簡単にするために、 $\tilde{T}_D(s) = T_D(s)$ として、(4.1)~(4.4) 式より、 $T_1(s)$ から $s\omega_D(s)$ への伝達関数を求めると、(4.5)~(4.7) 式となる。ドライブトレインベンチの1次振動周波数は数 Hz 程度であるが、インバータが制御するダイナモメータトルクは、通常、数 100Hz 以上の応答性を持つため、この簡易化は妥当である。

$$\frac{s\omega_D(s)}{T_1(s)} = \frac{N_c(s)}{D_c(s)} \quad (4.5)$$

$$N_c(s) = \frac{K_S}{J_1 J_D} s^2 + \frac{K_S K_P}{J_1 J_D J_{em}} s + \frac{K_S K_I}{J_1 J_D J_{em}} \quad (4.6)$$

$$D_c(s) = s^4 + \left(\frac{K_P}{J_D}\right) s^3 + \left(\frac{K_S}{J_1} + \frac{K_S + K_I}{J_D}\right) s^2 + \frac{K_S K_P}{J_D} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_{em}}\right) s + \frac{K_S K_I}{J_D} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_{em}}\right) \quad (4.7)$$

ここで、

$$\frac{N_c(0)}{D_c(0)} = \frac{1}{J_1 + J_{em}} \quad (4.8)$$

となることから、ダイナモメータ慣性が J_{em} にエミュレーション制御されていることがわかる。

4.2.2 従来法の安定解析

従来の慣性エミュレーション制御法では、エミュレーション慣性をダイナモメータ慣性より小さくする低慣性化制御を施した場合、制御が不安定になることを解析的に示す。

慣性エミュレーション制御時の閉ループ多項式である (4.7) 式の安定性をフルビッツの安定判別法 [77] により解析する。(4.7) 式の各係数は正であるので、フルビッツ行列の各主座小行列式を求めると (4.9)~(4.12) 式となる。(4.11) 式、(4.12) 式は、 $J_{em} < J_D$ のときに負となる。すなわち、従来制御法では、エミュレーション慣性をダイナモメータ慣性より小さくする低慣性化制御を行うと、制御系が不安定になるため、タイヤ慣性エミュレーション制御は不可能である。

$$H_{c1} = \frac{K_P}{J_D} \quad (4.9)$$

$$H_{c2} = \frac{K_P}{J_D^2 J_{em}} (K_S (J_{em} - J_D) + K_I J_{em}) \quad (4.10)$$

$$H_{c3} = \frac{K_S^2 K_P^2 (J_1 + J_{em})}{J_1 J_D^3 J_{em}^2} (J_{em} - J_D) \quad (4.11)$$

$$H_{c4} = \frac{K_S^3 K_P^2 K_I (J_1 + J_{em})^2}{J_1^2 J_D^4 J_{em}^3} (J_{em} - J_D) \quad (4.12)$$

4.3 低慣性化が可能な慣性エミュレーション制御法

実路においては、雪面上でアクセルを踏みすぎるとタイヤがスリップしたり、スリップ時の急ブレーキではホイールロックが発生し、過大なトルクが変速機に印加されることが報告されている [59]。自動車の安全性・信頼性の向上のためには、このような過大なトルクが変速機に印加された時の挙動をベンチ試験において確認することが有効である。

従来のドライブトレインベンチでは、ダイナモメータ慣性を車体慣性にする高慣性化制御のみを行っていたため、タイヤスリップや、急ブレーキによるホイールロックを模擬することが出来なかった。これらの現象を模擬するためには、ダイナモメータ慣性をタイヤ慣性にする低慣性化制御が必要であるが、前節での解析結果が示すように、従来の慣性エミュレーション制御法では、タイヤ慣性エミュレーション制御は不可能である。本節では、タイヤ慣性への低慣性化制御が可能な慣性エミュレーション制御法を提案する。

4.3.1 低慣性化制御法

Fig.4.4 に、提案する慣性エミュレーション制御法を示す。ここで、 $\tilde{J}_D[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ にはダイナモメータ慣性よりも若干大きな値を設定する。提案法では、まず、ドライブシャフトトルクを負でフィードフォワードすることで、仮想的にドライブシャフトが接続されていない状態を作り出す。この状態の下で、従来法の慣性エミュレーション制御法を適用し、さらに、エミュレーション慣性の角加速度指令 ($1/J_{em}$ の出力) に、 \tilde{J}_D を掛けて得られる、

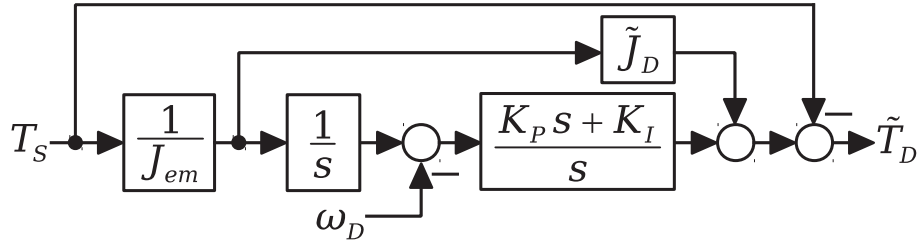


Fig. 4.4: Block diagram of the proposed inertia emulation control.

エミュレーション慣性加速分トルクよりも若干大きなトルクをフィードフォワードする。

Fig.4.4 に示した提案法のコントローラ式を (4.13) 式に示す。

$$\tilde{T}_D(s) = \frac{K_P s + K_I}{s} \left(\frac{1}{J_{em} s} T_S(s) - \omega_D(s) \right) + \left(\frac{\tilde{J}_D}{J_{em}} - 1 \right) T_S(s) \quad (4.13)$$

前節と同様に $\tilde{T}_D(s) = T_D(s)$ として, (4.1)~(4.3) 式, (4.13) 式より, $T_1(s)$ から $s \omega_D(s)$ への伝達関数を求めると, (4.14)~(4.16) 式となる。

$$\frac{s \omega_D(s)}{T_1(s)} = \frac{N_p(s)}{D_p(s)} \quad (4.14)$$

$$N_p(s) = \frac{K_S \tilde{J}_D}{J_1 J_D J_{em}} s^2 + \frac{K_S K_P}{J_1 J_D J_{em}} s + \frac{K_S K_I}{J_1 J_D J_{em}} \quad (4.15)$$

$$D_p(s) = s^4 + \left(\frac{K_P}{J_D} \right) s^3 + \left[\frac{K_S}{J_1} + \frac{\left(\frac{\tilde{J}_D}{J_{em}} \right) K_S + K_I}{J_D} \right] s^2 + \frac{K_S K_P}{J_D} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_{em}} \right) s + \frac{K_S K_I}{J_D} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_{em}} \right) \quad (4.16)$$

ここで,

$$\frac{N_p(0)}{D_p(0)} = \frac{1}{J_1 + J_{em}} \quad (4.17)$$

となることから, 提案法により, ダイナモメータ慣性が J_{em} に慣性エミュレーション制御されていることがわかる。

4.3.2 提案法の安定解析

(4.16)式のフルビッツ行列の各主座小行列式を求めると(4.18)~(4.21)式となる。提案法では $\tilde{J}_D - J_D > 0$ となれば、安定となることがわかる。

$$H_{p1} = \frac{K_P}{J_D} \quad (4.18)$$

$$H_{p2} = \frac{K_P}{J_D^2 J_{em}} (K_S(\tilde{J}_D - J_D) + K_I J_{em}) \quad (4.19)$$

$$H_{p3} = \frac{K_S^2 K_P^2 (J_1 + J_{em})}{J_1 J_D^3 J_{em}^2} (\tilde{J}_D - J_D) \quad (4.20)$$

$$H_{p4} = \frac{K_S^3 K_P^2 K_I (J_1 + J_{em})^2}{J_1^2 J_D^4 J_{em}^3} (\tilde{J}_D - J_D) \quad (4.21)$$

ここで、 J_D はダイナモメータ慣性の真値、 \tilde{J}_D は制御パラメータなので、機械設計上の誤差、ダイナモメータ慣性計測実験上の誤差等を考慮すれば、 $\tilde{J}_D > J_D$ となるように \tilde{J}_D を設定することは容易である。このとき、 J_{em} の大きさに関わらず提案法の制御は安定である。すなわち、提案法では $J_{em} < J_D$ とする低慣性化制御が可能である。

4.3.3 数値検証

提案法の効果を数値シミュレーションにより確認する。制御対象モデルは、2慣性系を模擬した(4.1)式~(4.3)とし、制御対象モデルパラメータは、Fig.4.3の第1共振点までの特性を模擬するよう、 $J_1 = 2.2[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ 、 $K_S = 2340[\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}]$ 、 $J_D = 3.0[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ とした。エミュレーション慣性は、車体慣性相当の $49.5[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ と、タイヤ慣性相当の $0.3[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ の場合をシミュレーションした。

提案法で車体慣性を模擬した場合をFig.4.5、タイヤ慣性を模擬した場合をFig.4.6に示す。比較のために、従来法((4.4)式)によるシミュレーション結果も示す。従来法で車体慣性を模擬した場合をFig.4.7、タイヤ慣性を模擬した場合をFig.4.8に示す。いずれも、黒線はダイナモメータ回転数、灰色破線はダイナモメータ慣性がエミュレーション慣性となっている理想状態での波形である。

提案法によれば、ダイナモメータ慣性($3.0[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$)が、車体慣性($49.5[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$)、タイヤ慣性($0.3[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$)のいずれにも安定にエミュレーション制御されている。一方、従来法で

は、車体慣性エミュレーションの場合には安定だが、タイヤ慣性エミュレーションでは不安定になっている。

4.4 実路走行負荷エミュレーション制御への応用

4.4.1 タイヤスリップとブレーキ操作のエミュレーション制御法

Fig.4.1 の構成のドライブトレインベンチにおいて、実路走行時の様々な負荷を再現するために、Fig.4.9 に示す制御法を提案する。この制御法は、前節で提案した慣性エミュレーション制御法に、ブレーキモデル、タイヤ-路面間の摩擦モデル、車体モデルを組み合わせることで、タイヤスリップ時のタイヤ慣性エミュレーションから通常走行時の車体慣性エミュレーション、急ブレーキ時のホイールロック等を再現する制御法である。

ここで、 T_{S1} , ω_{D1} , \tilde{T}_{D1} は、Fig.4.1 に示すベンチのダイナモメータ 1 側の各入出力信号である。 $J_T[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$ は模擬車両のタイヤ慣性、 $\tilde{\omega}_D[\text{rad/s}]$ は、タイヤ慣性モデルが出力するタイヤ回転数指令値であり、この値がダイナモメータ回転数指令値となる。 $R_T[\text{m}]$ は模擬車両のタイヤ半径、 $M_V[\text{kg}]$ は模擬車両の重量である。「Brake torque calculate」により、実際のブレーキ操作を模擬したブレーキトルク ($T_B[\text{N}\cdot\text{m}]$) が演算され、「Tire force calculate」により、タイヤ-路面間の摩擦特性に応じて、駆動輪が地面を蹴る力 ($F_T[\text{N}]$) が演算される。2つの駆動輪が地面を蹴る力の合力が車体重量モデル ($1/(M_V s)$) に入力されることで、車体速度 ($v_V[\text{m/s}]$) が算出される。ダイナモメータ 2 も、ダイナモメータ 1 と同じ制御回路構成をとる。

実際のブレーキ操作を想定すると、エンジン停止時にブレーキペダルを踏んでも実際のブレーキトルクが発生するわけではない。また、同じブレーキペダルの押し込み量であっても、ドライブシャフト側からの駆動力の大きさ等に応じて、ブレーキトルクの大きさは変化する。このようなブレーキ特性を模擬するために、ブレーキトルク演算モデルは、Fig.4.10 のように、タイヤ回転数指令値を 0 に制御するモデルとして構成した。ここで、ブレーキペダル操作は、 $\tilde{T}_B[\text{N}\cdot\text{m}]$ により模擬される。 \tilde{T}_B の立ち上がりの速さが、ブレーキペダルを押し込む速さを模擬し、 \tilde{T}_B の大きさが、ブレーキペダルを押し込む深さを模擬する。

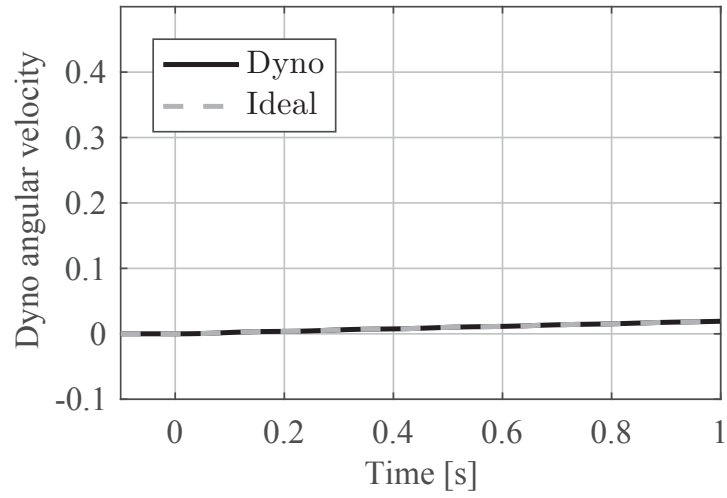


Fig. 4.5: Simulation result by the proposed inertia emulation control in case of $J_{em} = 49.5[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$

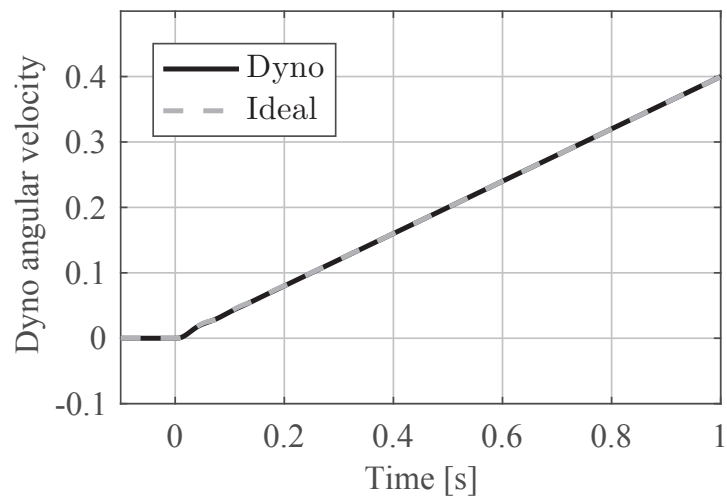


Fig. 4.6: Simulation result by the proposed inertia emulation control in case of $J_{em} = 0.3[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$

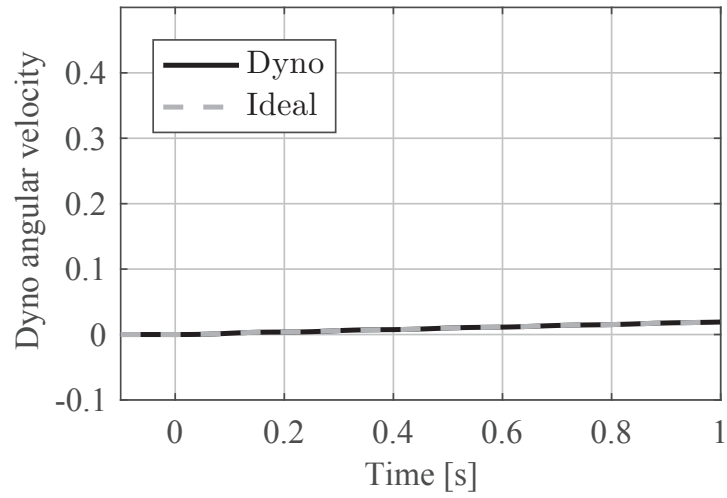


Fig. 4.7: Simulation result by the conventional inertia emulation control in case of $J_{em} = 49.5[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$

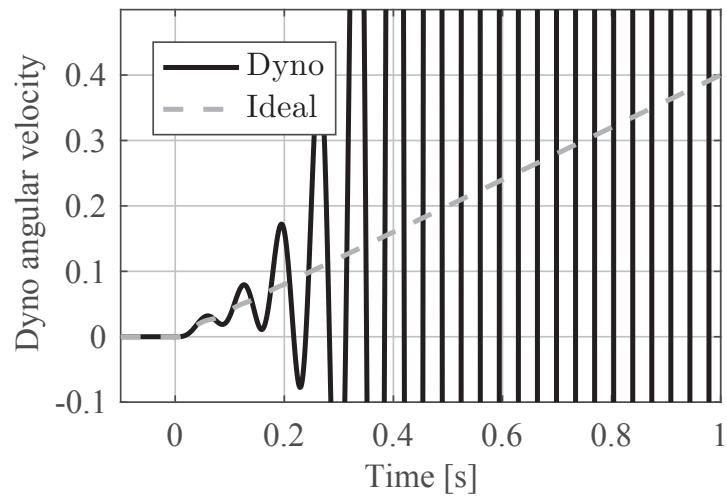


Fig. 4.8: Simulation result by the conventional inertia emulation control in case of $J_{em} = 0.3[\text{kg}\cdot\text{m}^2]$

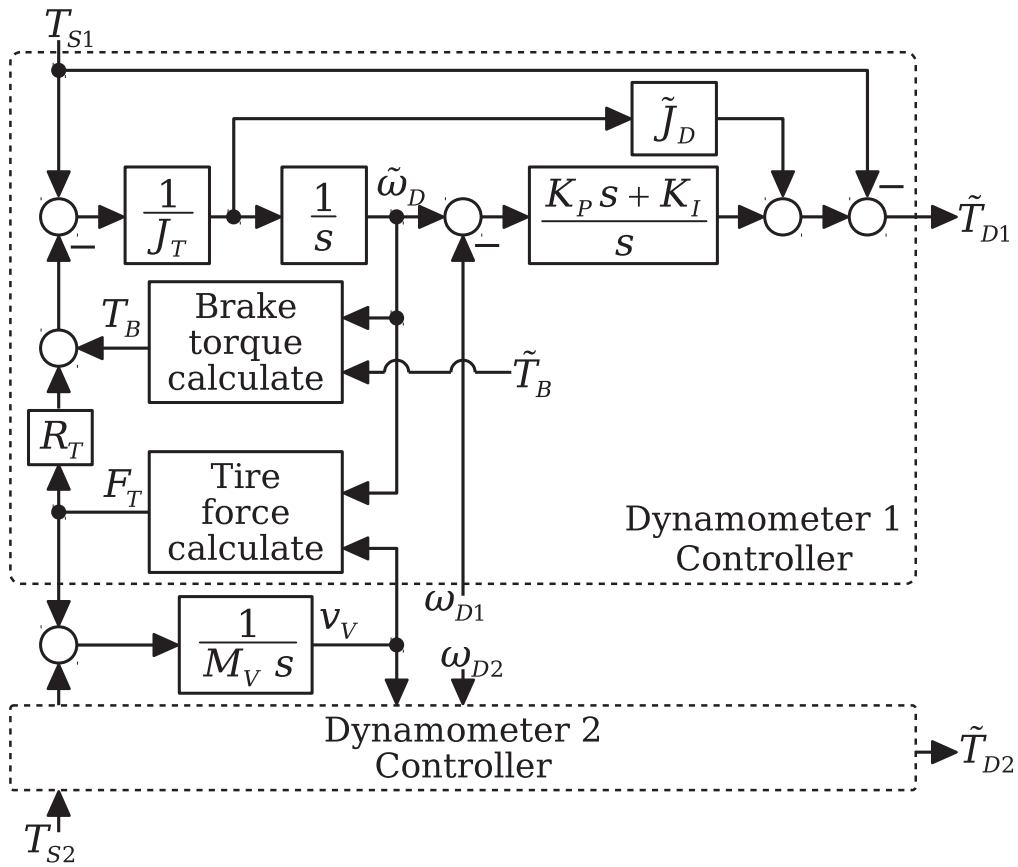


Fig. 4.9: Block diagram of the tire slip and brake operation emulation control system.

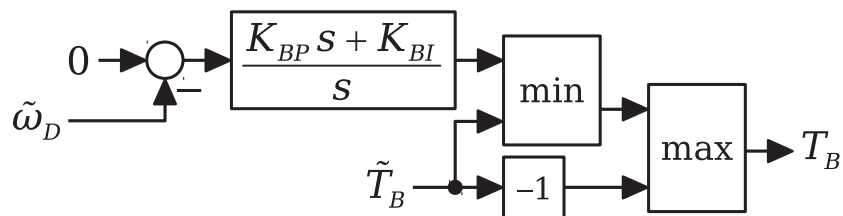


Fig. 4.10: Block diagram of the brake torque calculation.

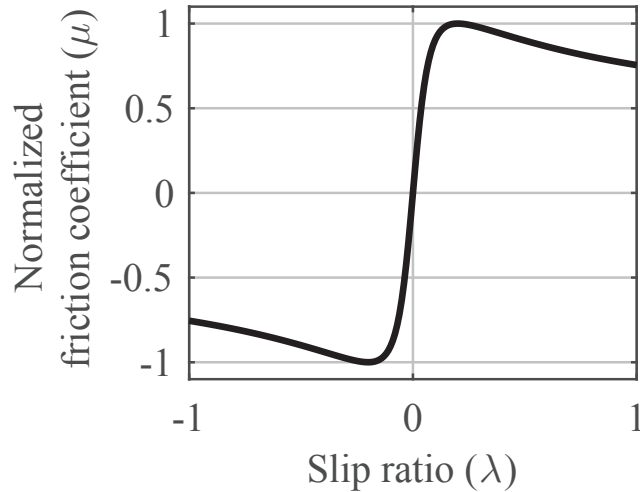


Fig. 4.11: Normalized friction coefficient function.

タイヤ駆動力演算モデルは、例えば、文献 [81] 等に記載されている、タイヤ-路面間摩擦の数式モデルを参照した。(4.22)式で定義されるスリップ比 λ により、タイヤ-路面間の摩擦力 F_T [N]は(4.23)式で演算される。(4.22)式は、ホイール速度($R_T \tilde{\omega}_D$ [m/s])と車体速度(v_V [m/s])からスリップ比 λ を算出する式である。(4.23)式の N_z [N]は駆動輪1輪あたりの垂直加重、 $\bar{\mu}$ は路面状況に応じて変化する最大摩擦係数であり、乾燥アスファルト路面では1.2程度、濡れた路面では0.8程度、雪面では0.2程度の値をとる。関数 $\mu(\lambda)$ はタイヤ-路面間の正規化された摩擦特性を表す、Fig.4.11のような非線形関数である。 $\bar{\mu} = 0$ としたときには、 $F_T = 0$ となるため、ブレーキをかけていない状況($T_B = 0$)では、Fig.4.4で $J_{em} = J_T$ とした低慣性化制御(タイヤ慣性エミュレーション)を行っていることになる。

$$\lambda = \frac{R_T \tilde{\omega}_D - v_V}{\max(R_T \tilde{\omega}_D, v_V)} \quad (4.22)$$

$$F_T = N_z \bar{\mu} \mu(\lambda) \quad (4.23)$$

4.4.2 数値検証

提案した慣性エミュレーション制御とスリップ模擬制御の効果を検証するために、数値シミュレーションを行う。4.3章では、2慣性系に近似した機械特性を制御対象として、提

Table 4.1: Parameters of drivetrain bench model.

J_E	Inertia of engine	0.13[kg·m ²]
J_{W1}, J_{W2}	Inertia of work	0.1[kg·m ²]
J_{D1}, J_{D2}	Inertia of dynamometer	3.0[kg·m ²]
K_{S1}	Stiffness of drive shaft 1	5000[N·m/rad]
K_{S2}	Stiffness of drive shaft 2	4000[N·m/rad]
C_{S1}	Loss of drive shaft 1	10[N·m·s/rad]
C_{S2}	Loss of drive shaft 2	8[N·m·s/rad]
g	Total gear ratio (1st gear)	14

案した慣性エミュレーション制御法の安定解析を行った。また、検出遅れやインバータのトルク制御遅れも無しとしていた。本節の数値シミュレーションでは、可能な限り実機相当のシミュレーションを行うために、Fig.4.1に示したドライブトレインベンチ構成を、2慣性系に近似せずに、2つのダイナモメータを持つ機械構成としてモデル化した。また、検出遅れやインバータのトルク制御遅れ等についても、実機相当の特性を考慮した。

Fig.4.12にシミュレーションで利用するドライブトレインベンチモデルを示す。 J_E [kg·m²]はエンジン慣性である。「Torque Converter」モデルは、文献[82]で提案されている簡易モデルと、文献[80]記載の特性例を利用した。ギア比は、変速ギアと最終ギア比を合わせて g とした。差動ギアは、トルク等配分、入力側回転数=出力側回転数平均値[80]としてモデル化できる。供試体慣性をダイナモメータ1側と2側に分配し、それぞれ J_{W1}, J_{W2} [kg·m²]でモデル化した。振動系に対する慣性エミュレーション制御の安定化効果を確認するために、 K_S [N·m/rad]でドライブシャフトのねじれ剛性、 C_S [N·m·s/rad]でドライブシャフトの粘性抵抗をモデル化した。 J_D [kg·m²]はダイナモメータ慣性である。各変数の添字番号により、ダイナモメータ1側、2側を表す。これらの機械諸元は、Table.4.1のように設定した。ダイナモメータ慣性は、特に低慣性化制御の安定性の確認をするために、ドライブトレインベンチ用ダイナモメータとして文献[83]に示されている値の2~3倍程度の値として、3[kg·m²]を設定した。エンジン慣性、供試体パラメータ等は、1.3Lクラスの車両の値を想定した。ドライブシャフトのねじれ剛性は左右長の差を考慮して異なる値とした。

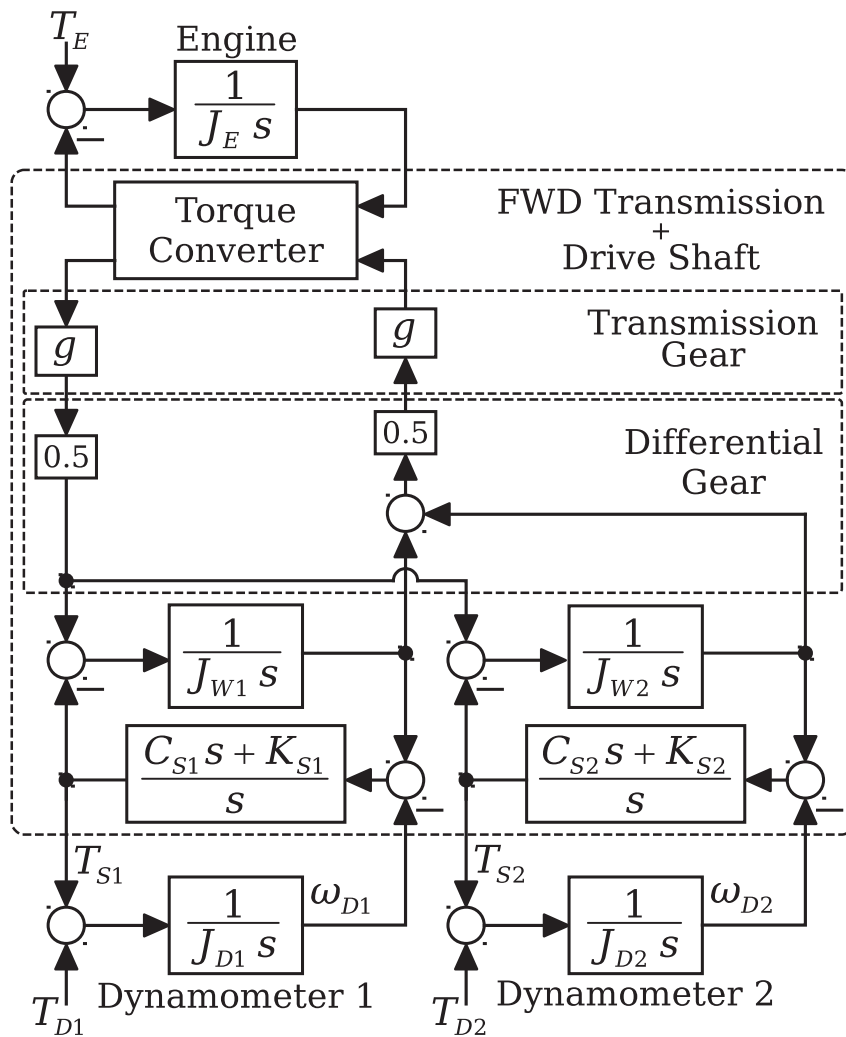


Fig. 4.12: Block diagram of the drivetrain bench model.

Table 4.2: Parameters of emulated vehicle.

J_T	Inertia of tire	0.3[kg·m ²]
R_T	Radius of tire	0.3[m]
M_V	Mass of vehicle	1100[kg]

スリップ模擬制御において模擬する車両諸元は、1.3Lクラスの車両を想定して Table.4.2 のように設定した。従って、ダイナモメータ 1 台での慣性エミュレーション範囲は、タイヤ慣性である 0.3[kg·m²] から、車体慣性の半分である 49.5(= 1100/2 × 0.3²)[kg·m²] となり、ダイナモメータ慣性の 0.1 ~ 16.5 倍となる。また、Fig.4.12 には図示していないが、実機の各種検出遅れ、制御誤差等を考慮するために、インバータのトルク制御応答を 2000[rad/s]、トルク制御誤差をダイナモメータ 1 は +10%、ダイナモメータ 2 は -10% 設定し、ドライブシャフトトルク検出遅れとダイナモメータ回転数検出遅れについても実機相当の特性を設定している。慣性エミュレーション制御部の回転数制御応答は 10Hz、ブレーキ制御部のタイヤ回転数指令制御応答は 50Hz 程度の応答性となるように、各 PI パラメータを設定した。また、低慣性化制御を安定化させるパラメータである \tilde{J}_D は、 J_D の 1.2 倍として 3.6 を設定した。

以上の条件の下でのシミュレーション結果を Fig.4.13~4.23 に示す。いずれの図もアクセルの強さは同じである。ブレーキの踏み方(強さ、速さ)や路面最大摩擦係数等を変化させ、様々な状況を想定したシミュレーションを行った。各図とも、1 段目にそれぞれのダイナモメータで模擬している仮想的な路面の最大摩擦係数($\bar{\mu}$)を示している。 $\bar{\mu} = 1.2$ のときはタイヤがスリップしないので、車体慣性エミュレーション(高慣性化制御)を行っており、 $\bar{\mu} = 0$ のときはタイヤが完全空転するので、タイヤ慣性エミュレーション(低慣性化制御)を行っている。2 段目はエンジンのアクセル信号であり、0 はクリープ走行、1 はアクセルを踏んだ状態を示す。3 段目はブレーキ関連の信号であり、 T_{B1}, T_{B2} は、それぞれ、ダイナモメータ 1, 2 の回転数指令値を 0 にするためのブレーキトルク、 \tilde{T}_B はブレーキトルクの最大値指令となる信号である。 \tilde{T}_B の大きさがブレーキペダルの押し込みの強さを模擬し、変化速度がブレーキペダルの押し込みの速さを模擬する。4 段目はドライブシャフトトルクであり、 T_{S1}, T_{S2} は、それぞれ、ダイナモメータ 1, 2 側のトルクである。5

段目は、ホイール速度と車体速度を [km/h] 単位に換算して表示した。 $R_T \omega_{D1}$, $R_T \omega_{D2}$ は、それぞれ、ダイナモメータ 1,2 の回転数をホイール速度換算した値、 v_V は、Fig.4.9 に示したように、模擬車両の車体速度である。すなわち、 $v_V \approx R_T \omega_D$ のときは、タイヤが路面にグリップしており、 $v_V \gg R_T \omega_D$, $v_V \ll R_T \omega_D$ のときは、タイヤがスリップしている状態である。

提案法による低慣性化制御の効果の確認

まず、提案した慣性エミュレーション制御法による低慣性化制御の安定化効果の確認を行うために、従来法のままスリップ模擬制御を行った場合と、提案法でスリップ模擬制御を行った場合を比較する。Fig.4.13 は、従来法のままスリップ模擬制御を行った場合である。すなわち、Fig.4.9 のドライブシャフトトルクの負のフィードフォワードを無くし、 $\ddot{J}_D = 0$ として制御シミュレーションした場合の波形である。 $\bar{\mu} = 1.2$ (車体慣性エミュレーション)のときには安定に制御出来ているが、 $\bar{\mu} = 0$ (タイヤ慣性エミュレーション)になったときには不安定化している。

一方、提案法によるスリップ模擬制御の応答波形を Fig.4.14 に示す。提案法によれば、 $\bar{\mu}$ が低下するにつれ、タイヤがスリップし始める状態が模擬され、 $\bar{\mu} = 0$ となったときも安定に制御されている。タイヤ空転後、アクセル戻し@7.5[s] → 急ブレーキ@8[s] の操作により、ホイールロック ($R_T \omega_D = 0$, $v_V > 0$) が模擬され、ドライブシャフトトルクが短時間で 3000[N·m] 程度まで急激に上昇している。Fig.4.14 の慣性エミュレーション制御結果の妥当性を確認するために、 $J_D = J_T = 0.3$, $\tilde{\omega}_D = \omega_D$ としたモデルによるシミュレーション結果と比較する。Fig.4.15 にその結果を示す。Fig.4.14 と比較すると、ほぼ同じ波形が得られており、慣性エミュレーション制御が適切に機能していることがわかる。

これらの結果から、提案した慣性エミュレーション制御法により、ダイナモメータ慣性の 0.1~16.5 倍の低慣性化~高慣性化制御が安定に制御可能であることが確認できた。

ブレーキ操作によりドライブシャフトトルクが変化することの確認

次に、ブレーキ操作の違いによるドライブシャフトトルク変化の模擬可能性を確認するために、ブレーキ印加速度を Fig.4.14 の 1/4 にした場合の結果を、Fig.4.16 に示す。Fig.4.14

ではブレーキ印加時のドライブシャフトトルク最大値は約 3000[N・m] だったが、Fig.4.16 では約 1500[N・m] となった。 \tilde{T}_B の変化により、ブレーキ操作時のドライブシャフトトルクの変化を模擬可能であることがわかる。

左右の $\bar{\mu}$ が異なる場合、低 $\bar{\mu}$ 側が先にホイールロックすることの確認

ダイナモメータ 1 と 2 で異なる $\bar{\mu}$ を設定した場合の動作を検証した結果を Fig.4.17 に示す。時刻 7 秒付近で、低い $\bar{\mu}$ を設定した側のダイナモメータのホイール速度が上昇し、その後、アクセル戻し→ブレーキ印加の操作により、低い $\bar{\mu}$ 側が先にホイールロックし、遅れて、もう片輪がホイールロックする現象を模擬することができた。

タイヤスリップ後、アクセルを戻すことで再度タイヤがグリップすることの確認

雪面等 ($\bar{\mu} = 0.2$ 程度) を走行していてスリップした時には、アクセルを戻すことでタイヤスリップが収まることはよく経験する。Fig.4.18 と Fig.4.19 は、ともに、 $\bar{\mu} = 0.2$ 程度まで下がった時にスリップが発生し、7[s] 付近ではタイヤがスリップした状況になっている。その後、アクセルを戻すことで、8[s] 付近では、再度グリップしている。Fig.4.18 では、8.5[s] で急ブレーキをかけたことでホイールロックが発生しているが、Fig.4.18 では、非常に弱いブレーキをかけたことでホイールロックせずに、グリップ状態を維持している。

ホイールロックの有無で車体停止時間が変化することの確認

降雨時のウェット路面 ($\bar{\mu} = 0.8$ 程度) では、急ブレーキをかけてホイールをロックさせてしまったときよりも、適度な大きさのブレーキでグリップ状態を維持したままの方が車体停止までの時間が短くなる。近年の自動車には殆ど搭載されている ABS(Antilock Brake System) は、ホイールをロックさせないようブレーキを制御することで、車体停止時間を短くする安全装置である。Fig.4.20 では、ホイールをロックさせているため、車体停止時刻が 10[s] を過ぎているが、Fig.4.21 では、ホイールをロックさせない程度のブレーキのため、車体停止時刻が 10[s] よりも前になっている。

滑りやすい路面でアクセルを踏み込んだ直後に、ホイールスピンすることの確認

滑りやすい路面では、アクセルを踏んだ瞬間にホイールスピンが発生し、アクセルを戻さずとも、しばらく走行するとグリップ走行に移行することがある。Fig.4.22では、アクセルを踏んだ直後からホイールスピンが発生している。その後、アクセルを同じ強さで維持したままであるが、8.5[s]付近でグリップ走行になっている。

ブレーキを踏んだ状態で、アクセルを踏んだ場合の確認

自動車の運転としては特殊なケースになるが、ブレーキを踏んだままアクセルを踏んでも、ブレーキ装置が正常であれば車体は動かない。Fig.4.23はこのようなブレーキ、アクセル操作をシミュレーションしたものである。5[s]でアクセルを踏んだ時には、ブレーキが踏まれたままであり、ブレーキは6[s]ではなされている。ブレーキを踏んだままアクセルを踏んでいるので、ドライブシャフトトルクは1500[N·m]程度まで上昇しているが、車体速度は0[km/h]のままである。6[s]でブレーキがはなされたことで、タイヤには1500[N·m]の駆動力が瞬間的にかかってしまい、同じ $\bar{\mu}$ と同じアクセルであるFig.4.22よりも激しくホイールスピンが発生している。そのため、Fig.4.22では、ホイールスピンは3.5秒間程度であったが、Fig.4.23では、4秒間以上の長さでホイールスピンしている。

以上のシミュレーション結果から、提案法の走行負荷エミュレーション制御法によれば、我々が自動車を運転しているときに経験する様々な走行状況を、ドライブトレインベンチで再現できることがわかった。

4.5 結言

従来のドライブトレインベンチに適用されていた慣性エミュレーション制御法では、ドライブシャフト剛性を主要因とする振動系の影響により、ダイナモ慣性をタイヤ慣性相当にする低慣性化制御が困難だった。本章では、振動系においても安定に低慣性化制御が可能となる慣性エミュレーション制御法を提案した。さらに、ドライブトレインベンチのスリップ模擬制御への適用方法を提案し、ダイナモメータ慣性の0.1倍(タイヤ慣性エミュ

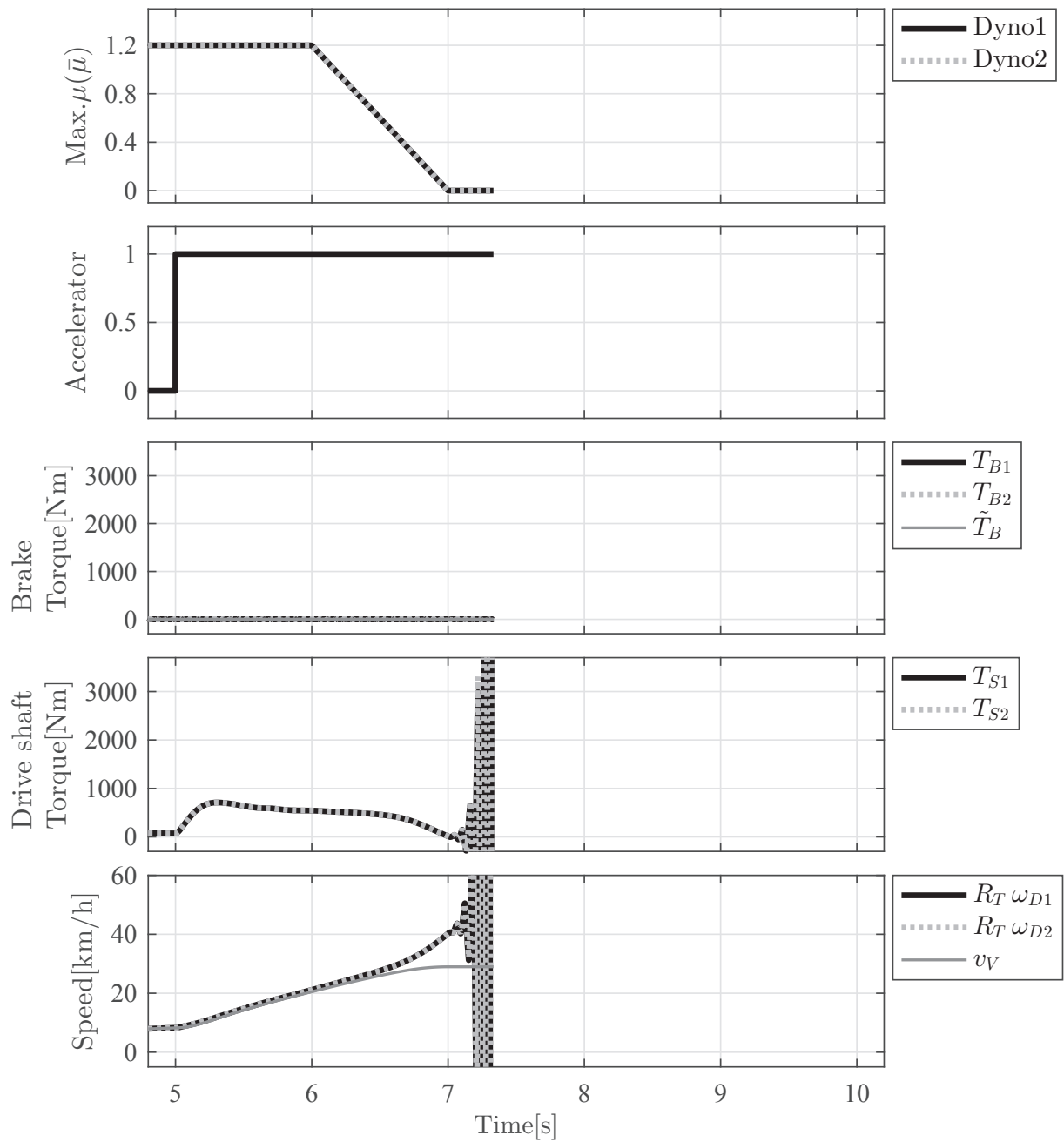


Fig. 4.13: The conventional inertia emulation control ($\bar{\mu} = 0$).

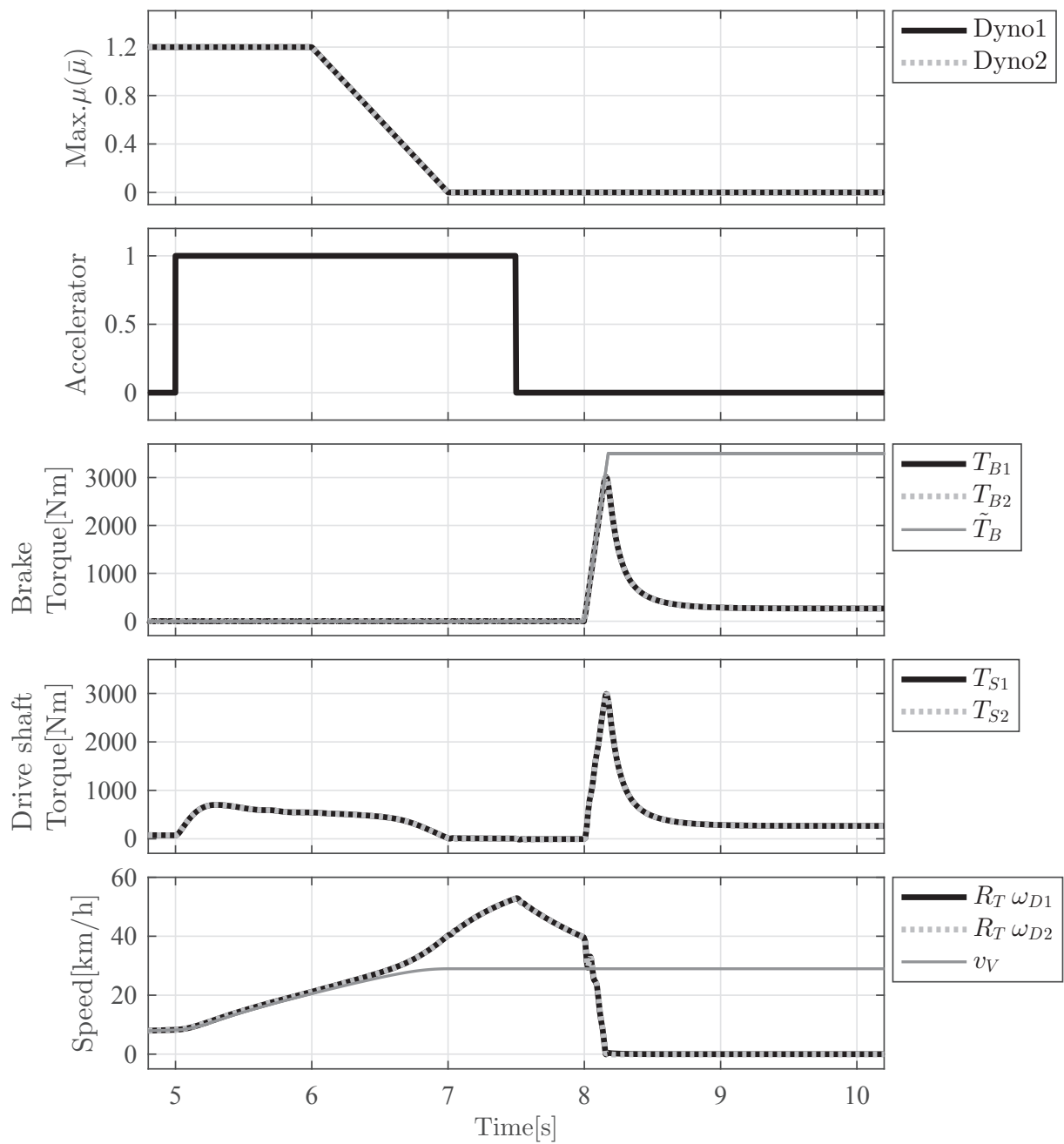


Fig. 4.14: The proposed inertia emulation control ($\bar{\mu} = 0$).

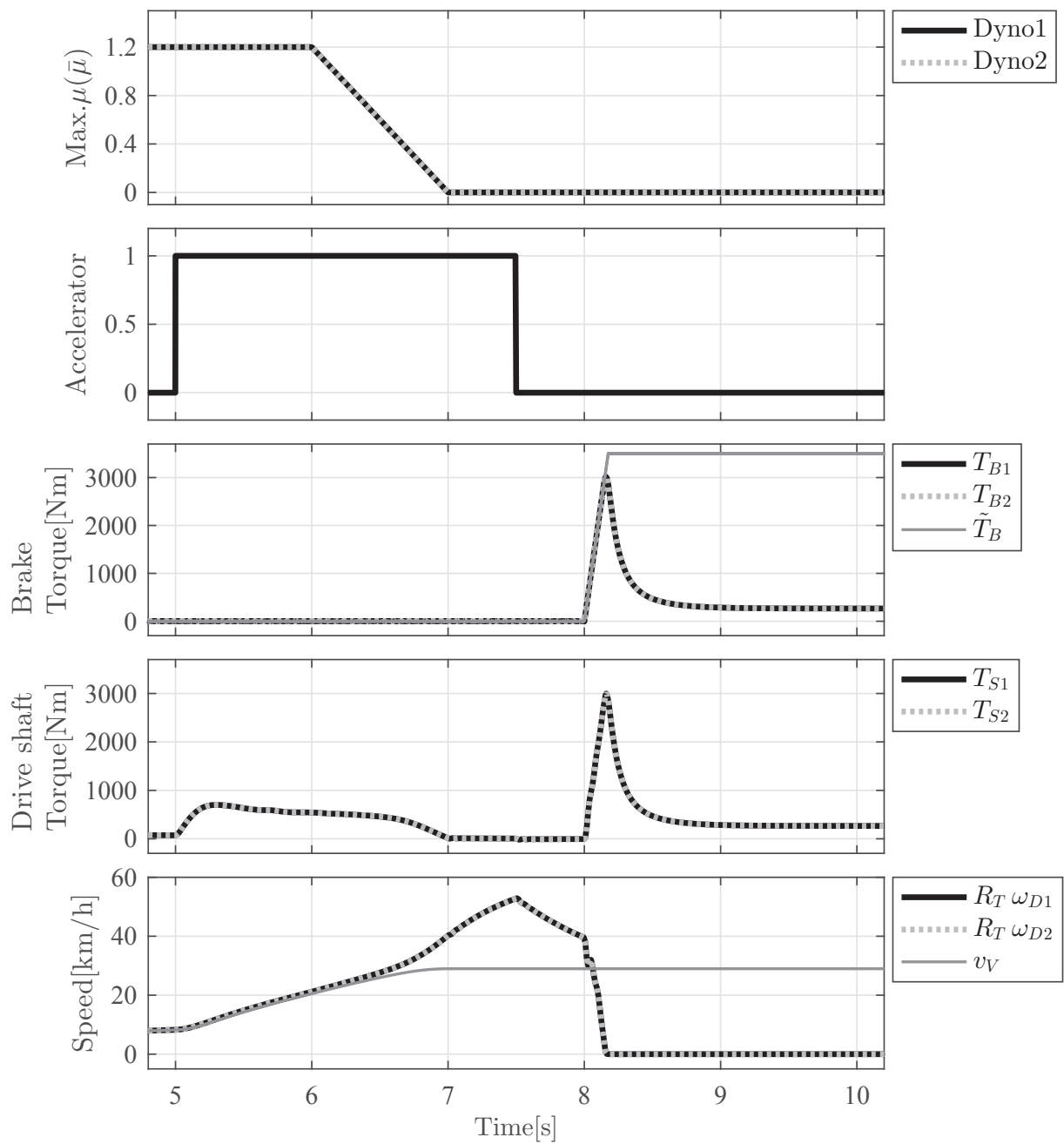


Fig. 4.15: In the case where the dynamometer inertia is equal to the tire inertia ($\bar{\mu} = 0$).

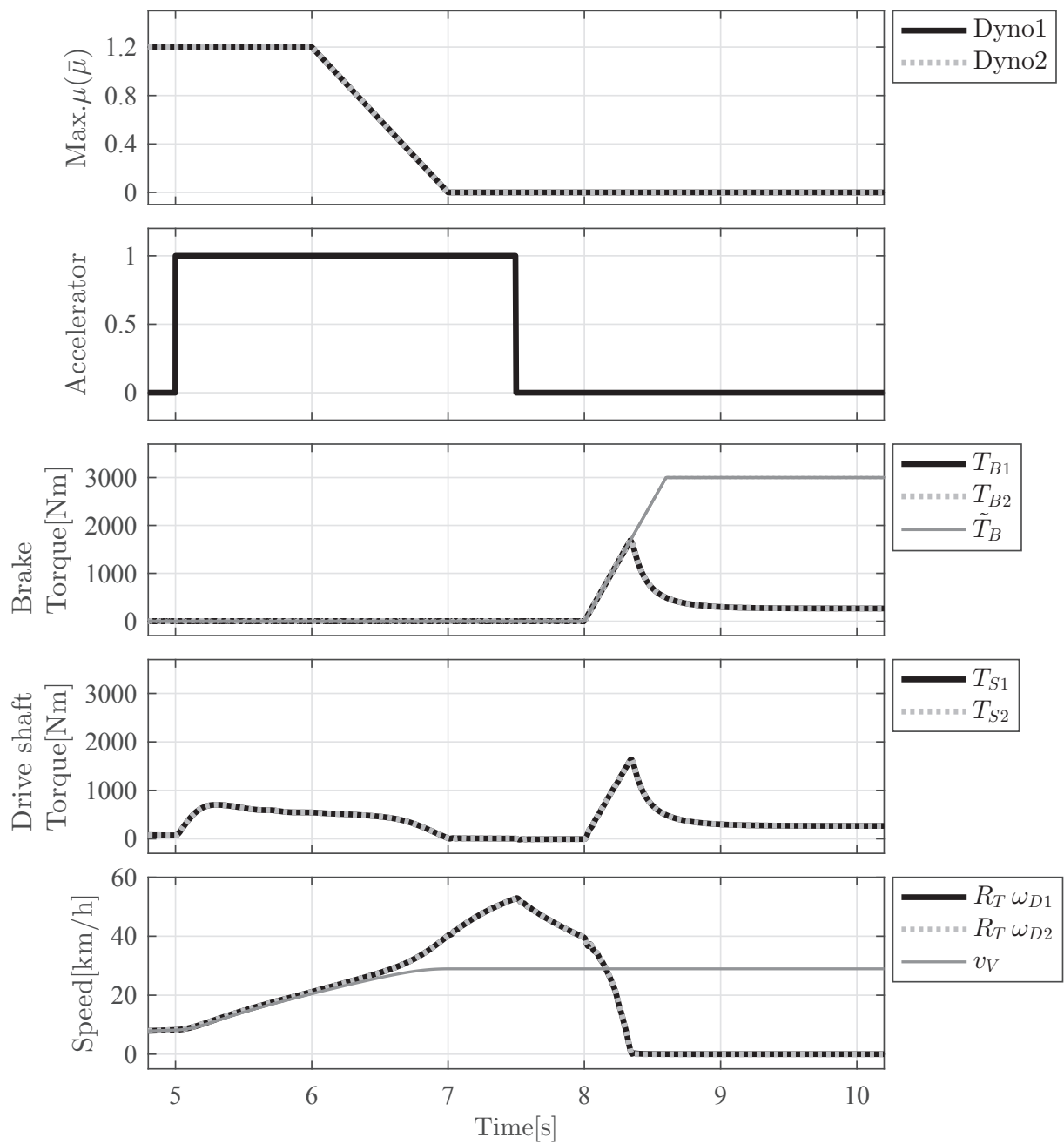


Fig. 4.16: In the case of slow brake operation ($\bar{\mu} = 0$).

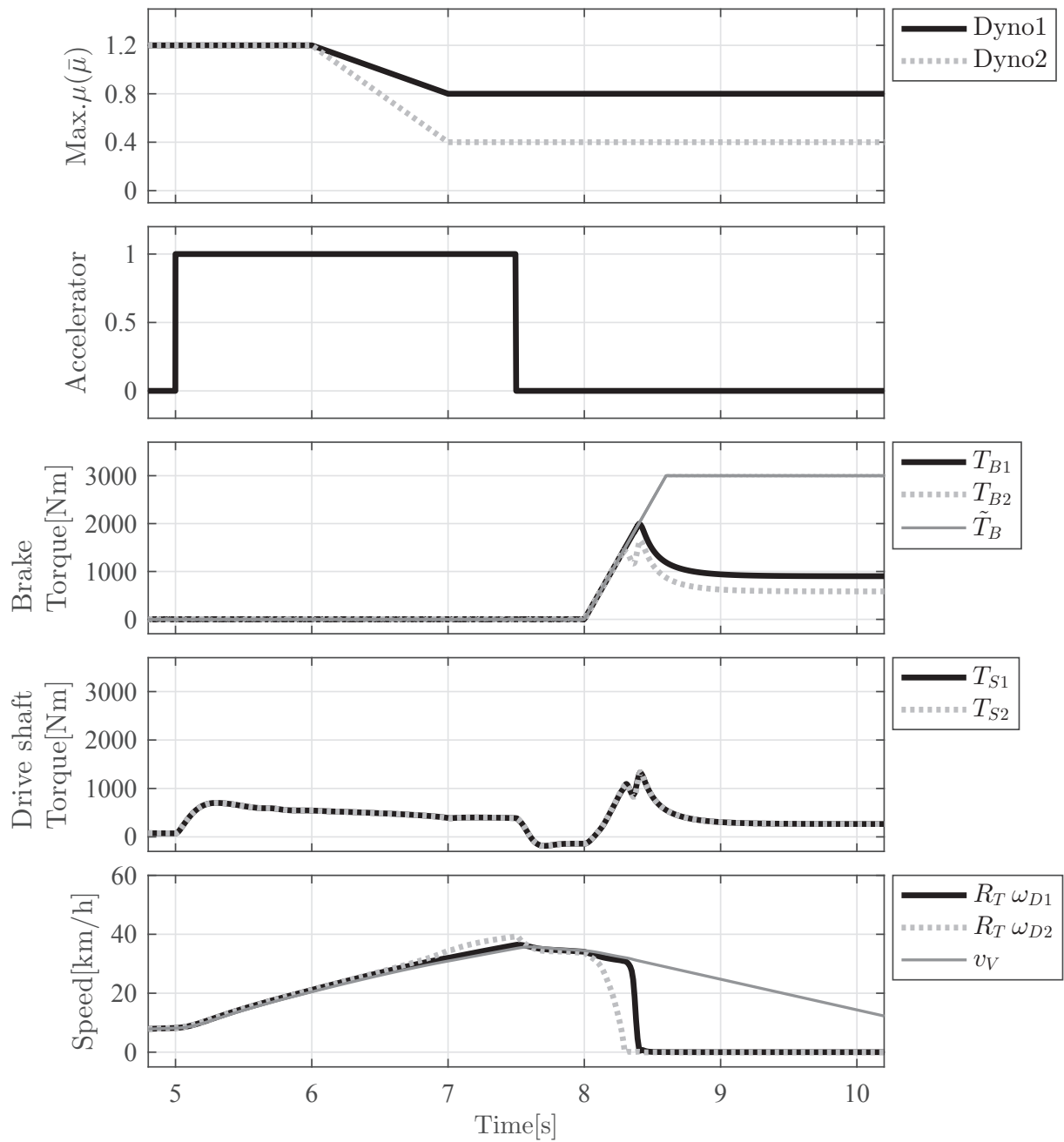


Fig. 4.17: In the case of $\bar{\mu}@Dyno.1 \neq \bar{\mu}@Dyno.2$.

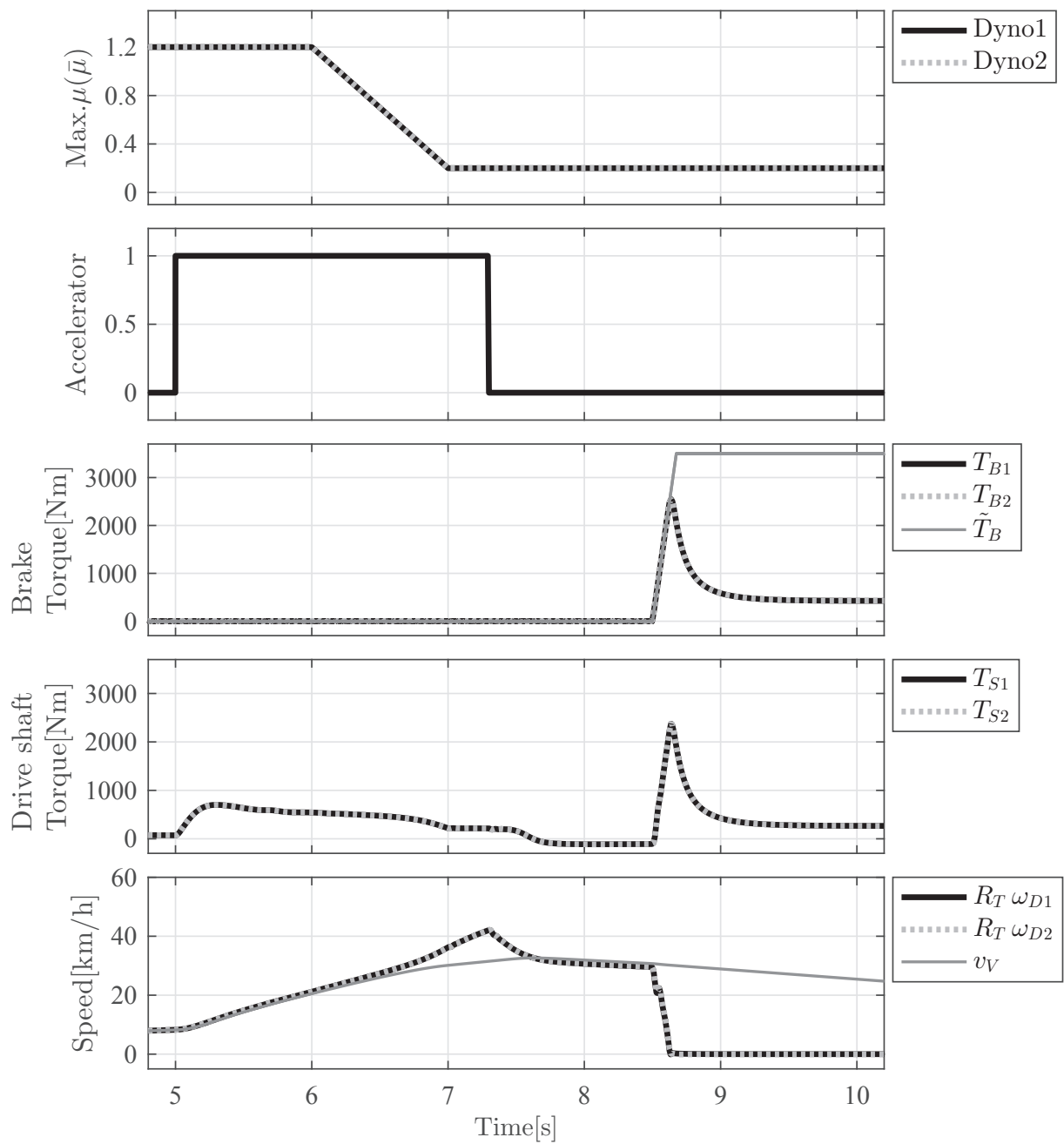


Fig. 4.18: Tire slip \rightarrow accel. off \rightarrow tire grip \rightarrow strong break \rightarrow wheel locked ($\bar{\mu} = 0.2$).

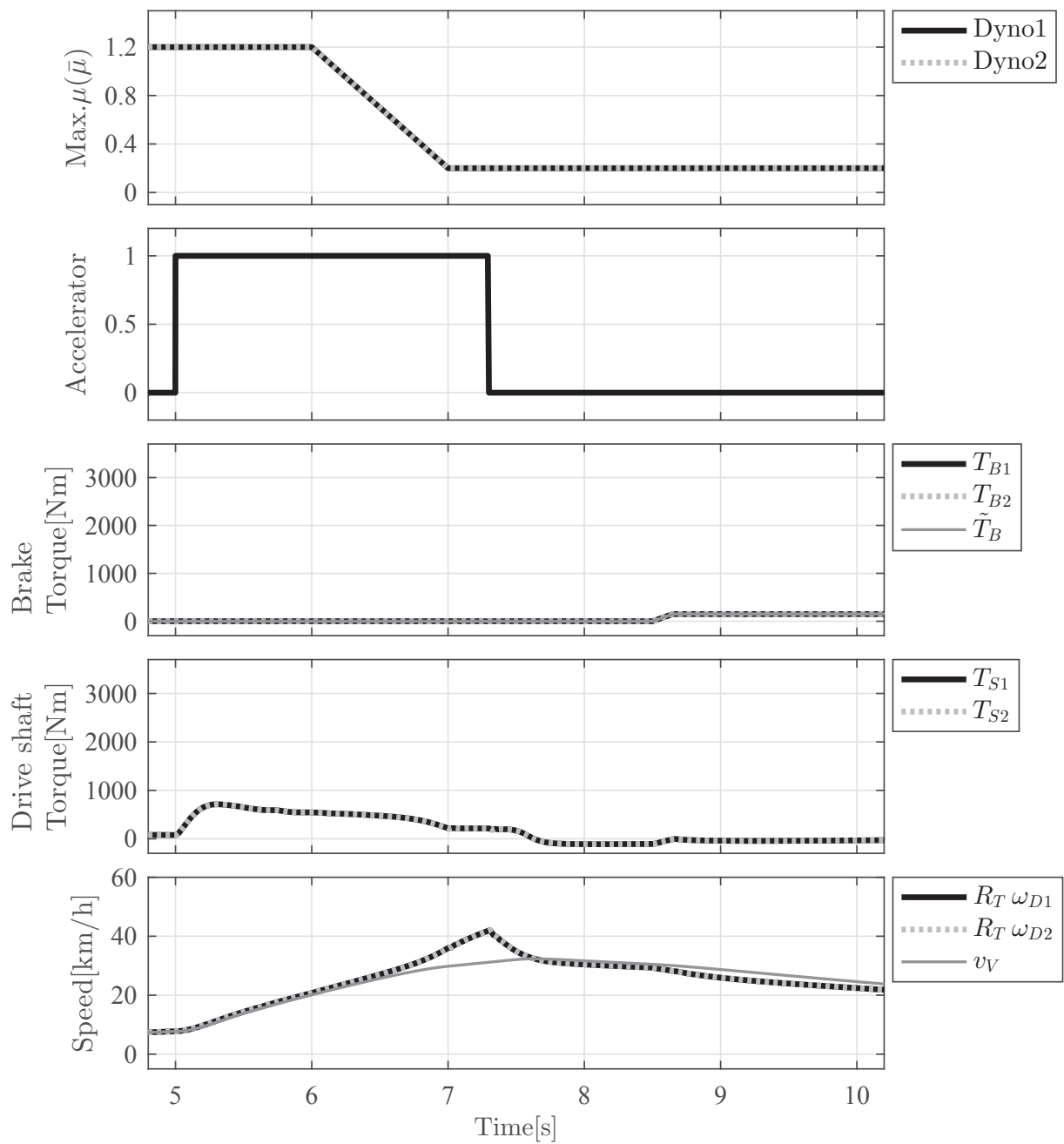


Fig. 4.19: Tire slip \rightarrow accel. off \rightarrow tire grip \rightarrow weak break \rightarrow wheel not locked ($\bar{\mu} = 0.2$).

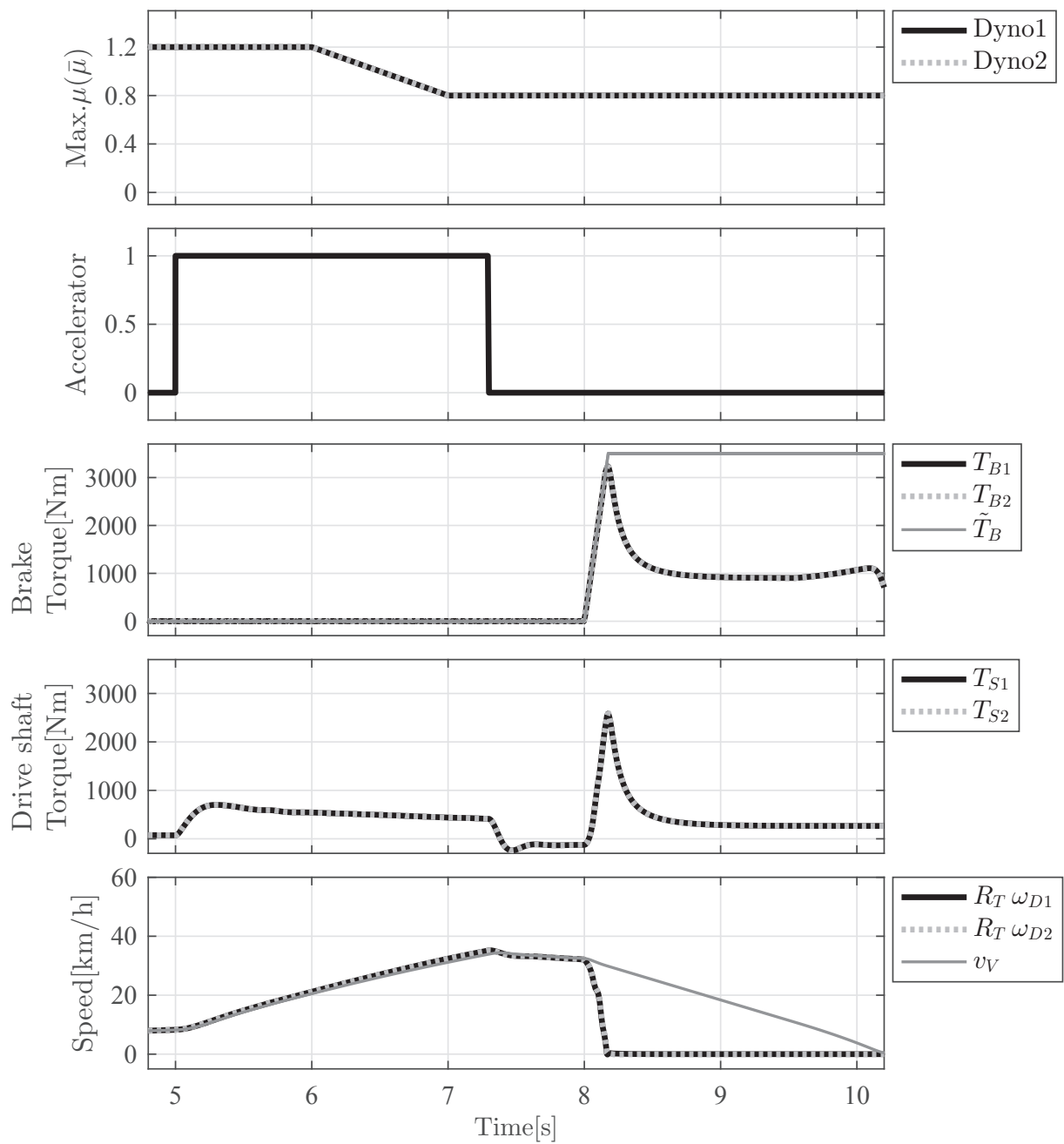


Fig. 4.20: Tire grip \rightarrow accel. off \rightarrow strong break \rightarrow wheel locked ($\bar{\mu} = 0.8$).

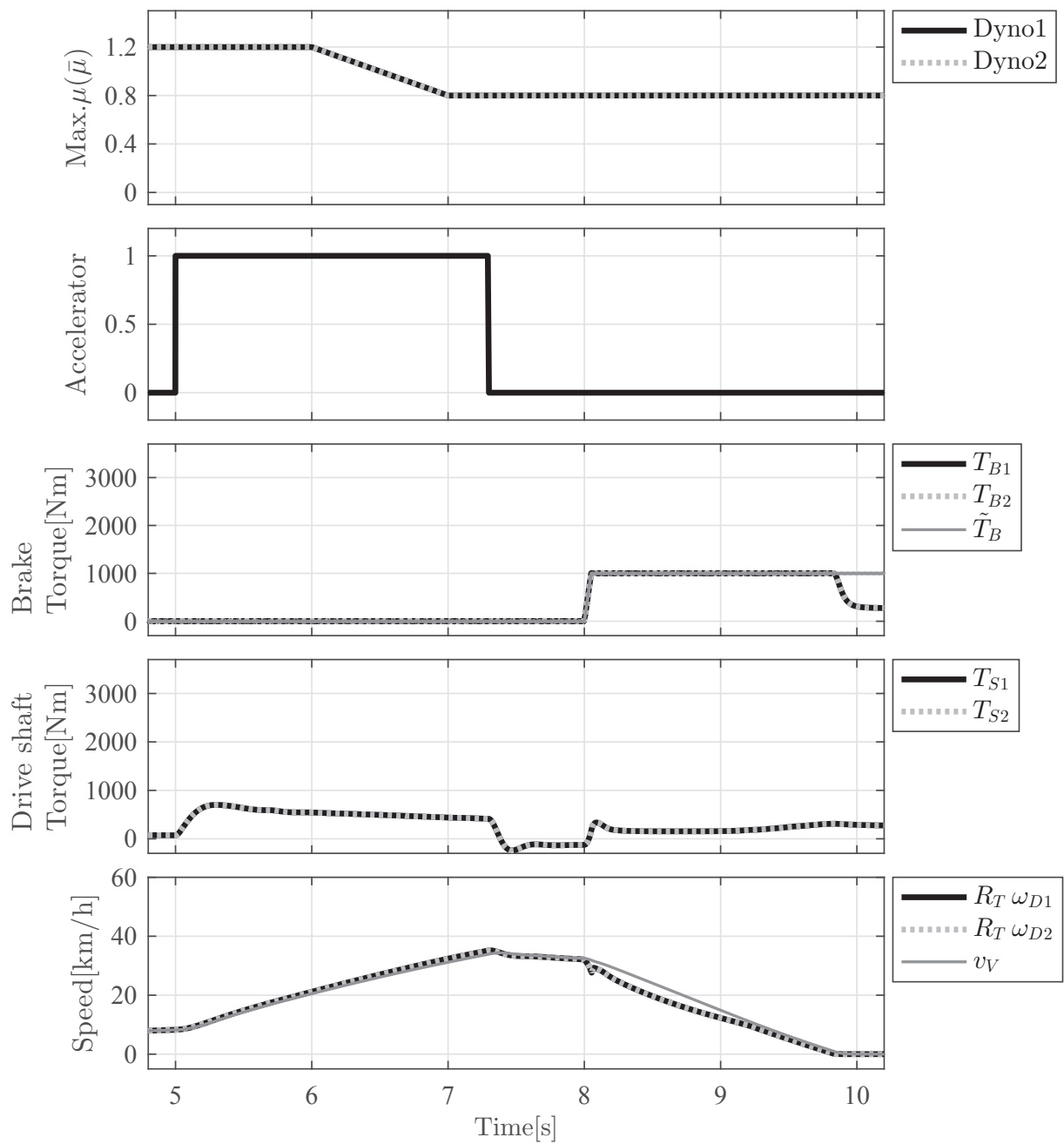


Fig. 4.21: Tire grip \rightarrow accel. off \rightarrow weak break \rightarrow wheel not locked ($\bar{\mu} = 0.8$).

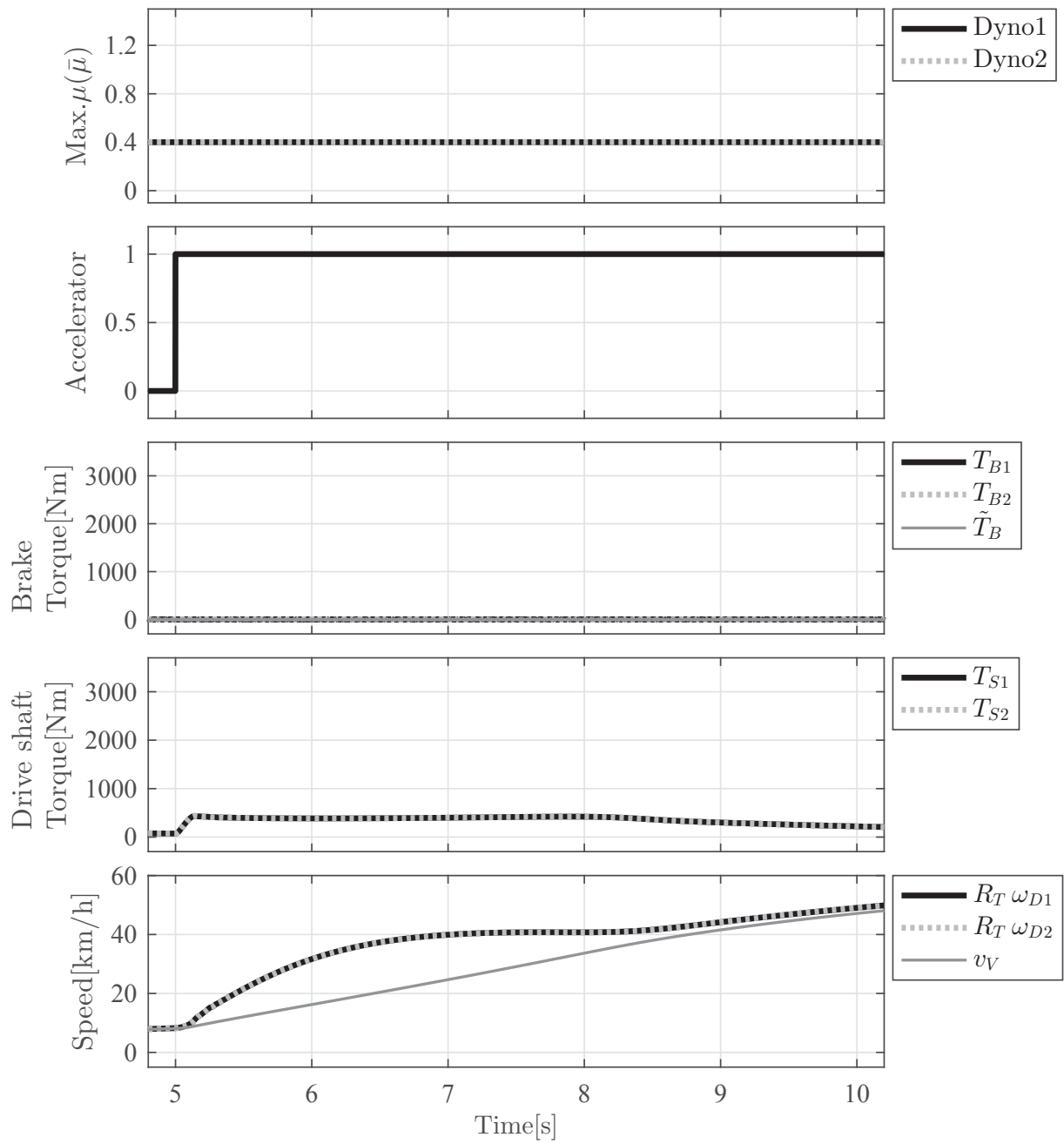


Fig. 4.22: Accel. on and tire slip ($\bar{\mu} = 0.4$).

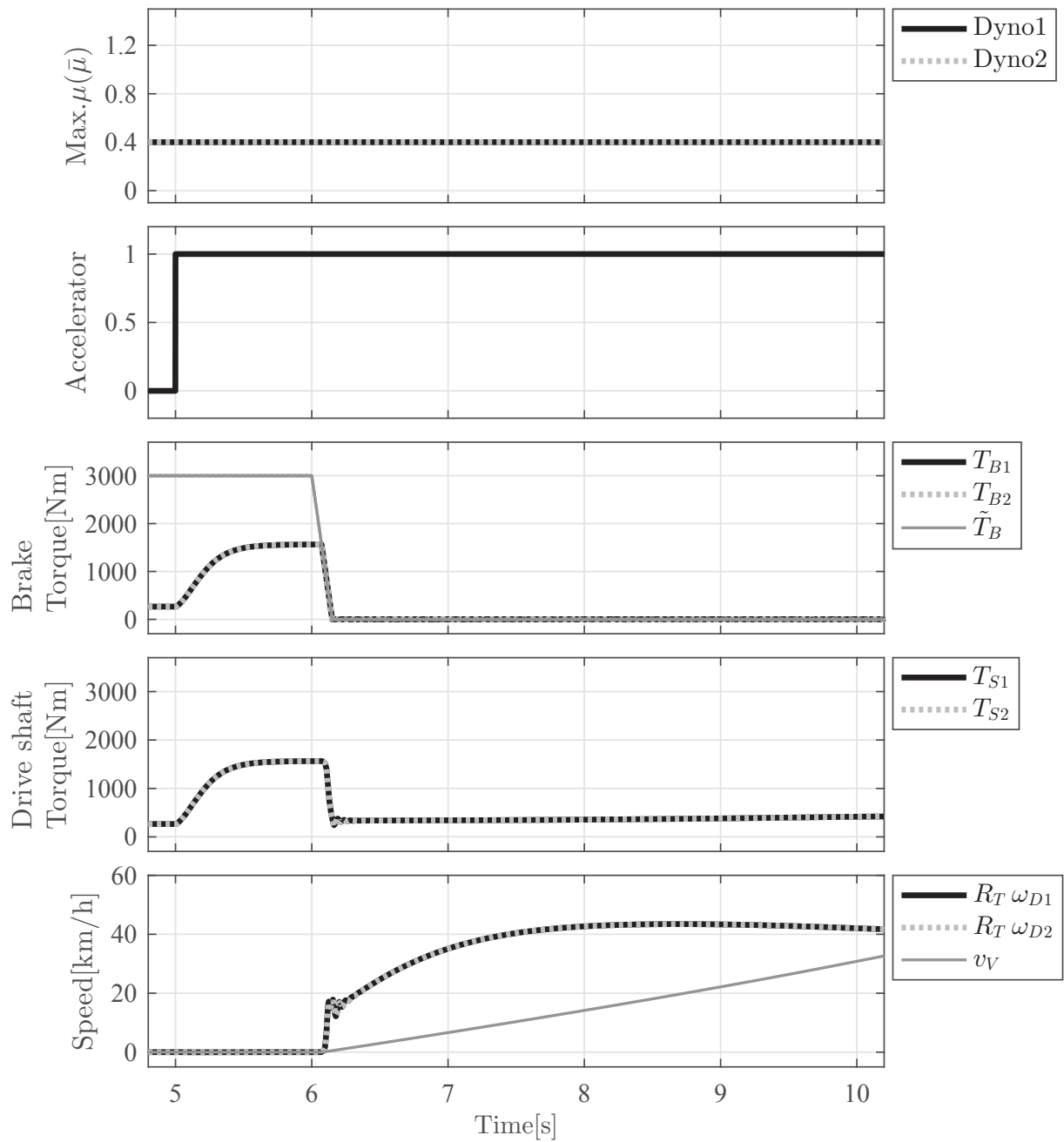


Fig. 4.23: Break on \rightarrow accel. on \rightarrow break off and tire slip ($\bar{\mu} = 0.4$).

レーション)~16.5倍(車体慣性エミュレーション)の低慣性化~高慣性化制御が可能であることを、数値シミュレーションにより確認した。

また、いくつかの数値シミュレーションにより、スリップ路面で発生する下記現象を模擬可能であることを示した。

- 低 μ 路上の急ブレーキによるホイールロック
- ホイールロック時のドライブシャフトトルクの高トルク化
- ブレーキペダルの押し込み速度による、ドライブシャフトトルクの変化
- 左右の μ に差があるときの、タイヤスリップ・ホイールロック発生時刻のずれ

本章では、慣性エミュレーション制御の応答性を、理想状態での時系列シミュレーションとの比較により確認したが、慣性エミュレーション制御の応答性は、エンジントルクに対するダイナモメータ加速度(慣性モーメントの逆数)の応答性として考えることが出来るので、原理的には、周波数特性による評価も可能である。しかしながら、実際のエンジントルクを、周波数特性を測定するために十分に变化させることは困難と考えられるため、実機での周波数特性の測定方法、エンジントルクを利用しない周波数特性方法の検討等が必要である。

今後は、これら課題の検討を進め、より実車に近い実路走行負荷模擬制御の検討へと進めたい。

第5章 結論

本論文では、近年のダイナモメータシステムに対して要求されている、実車の実路走行時相当の負荷を供試体に印加することができるダイナモメータ制御法を提案した。具体的には、エンジンを供試体とするエンジンベンチでのエンジン負荷トルク制御法と、トルクコンバータや変速機を供試体とするドライブトレインベンチで供試体入力軸をエンジン相当に加振する軸トルク加振制御法、及び、供試体出力軸に設置されるダイナモメータ慣性を、タイヤ慣性相当から車体慣性相当に制御する実路走行負荷エミュレーション制御法の提案を行った。

第2章では、非線形なねじれ剛性を持ち、制御すべきねじれトルクと計測されるねじれトルクが異なるような、一般的な機械構成のエンジンベンチに対する、エンジン負荷トルク制御法について考察した。このようなエンジンベンチでは、クラッチのねじれ剛性が特に大きく変化する場合には、筆者らによる先行研究で提案されていた軸トルク制御法では不安定になることを述べ、新たに、大きなねじれ剛性変化がある場合にも安定な軸トルク制御法について考察した。提案法の軸トルク制御法では、クラッチの非線形剛性の最も低い剛性を持つ2慣性系をノミナルモデルとして制御ゲインを算出することで、実際の制御対象のねじれ剛性が高く変化した場合にも安定に制御されることを解析的に示した。また、制御すべき軸トルクと計測される軸トルクの差異を補償するための慣性補償制御法について考察した。従来の慣性補償制御法はダイナモメータ角加速度を利用していたため、ダイナモメータ回転数の疑似微分が必要だった。提案法の慣性補償制御法では、ダイナモメータ回転数を疑似微分演算することなくフィードバックすることで、エンジンとダイナモメータの結合シャフトの慣性補償をすることができた。第2章では、これら軸トルク制御法と慣性補償制御法を組み合わせることで、エンジンの負荷トルク制御が可能となることを示し、エンジンベンチ試験の中で最も厳しい試験と考えられている無負荷レーシング試験を想定した数値シミュレーションを行い、エンジンが無負荷状態に制御されることを確

認した。

第3章では、ドライブトレインベンチ入力軸をエンジン相当に加振する軸トルク加振制御法について考察した。まず、ドライブトレインベンチ入力軸の機械特性について解析し、加振帯域内に2つの共振点があることを示した。10Hz前後に現れる第1共振点は、供試体であるトルクコンバータ内のロックアップクラッチの非線形ねじれ剛性に起因し、数100Hz前後の第2共振点は、ダイナモメータや供試体とのカップリング装置のねじれ剛性に起因することを解析した。ドライブトレインベンチの入力軸ダイナモメータでは軸トルク加振制御以外にも様々な制御が行われるため、供試体に依存した共振特性と、供試体以外に依存した共振特性を分離して制御することが望ましく、位相遅れが小さな第1共振点に対しては第2章で提案した軸トルク制御法を適用し、位相遅れが大きな第2共振点に対しては μ 設計法による共振抑制制御法を適用した。これら制御の適用により、共振周波数においても共振させることなく軸トルクを加振することが可能になった。しかし、両制御の周波数特性は加振帯域内でフラットなゲイン特性となるわけではないので、所望の周波数と振幅で軸トルクを加振するために、加振トルク指令の振幅値を自動調整する機構について考察した。第3章では、これら軸トルク制御、共振抑制制御、加振トルク指令の振幅自動調整機構の組み合わせにより、3気筒エンジンから8気筒エンジンを想定した軸トルク加振制御が可能となることを数値シミュレーションにより確認した。

第4章では、ドライブトレインベンチ出力軸に設置されるダイナモメータ慣性を、タイヤ慣性から車体慣性相当まで連続的に慣性エミュレーションし、通常のグリップ走行だけでなく、スリップしやすい路面や急ブレーキによる供試体への負荷を模擬するための実路走行負荷エミュレーション制御法について考察した。まず、従来の車体慣性エミュレーションを目的とした慣性エミュレーション制御法では、エミュレーション慣性値をダイナモメータ慣性よりも小さくすると、ドライブシャフト剛性に起因して制御が不安定になることを解析的に示した。次に、ダイナモメータ慣性よりも小さい慣性エミュレーション制御が可能となる制御法を提案し、提案法の安定条件を導出した。出力軸ダイナモメータを提案法による低慣性化制御でタイヤ慣性相当に慣性エミュレーション制御し、実路走行時のタイヤ駆動力モデルやブレーキモデルを組み合わせることで、スリップ路面でのタイヤスリップ現象や、急ブレーキ時のホイールロック現象を模擬することが可能となる実路走行

負荷エミュレーション制御法について考察した。提案した負荷エミュレーション制御法をFF 車用ドライブトレインベンチを制御対象モデルとして数値シミュレーションし、提案法の有効性を確認した。

本論文では、エンジンベンチやドライブトレインベンチの振動特性を考慮した制御法を考察し、従来のダイナモメータシステムで適用されていた制御法では困難だった、実路走行時相当の負荷を供試体に印加することを可能とするダイナモメータ制御法を提案した。考察対象のエンジンベンチ、ドライブトレインベンチの機械特性は、代表的な機械構成を対象としたため、いずれも3慣性系モデルとしてモデル化した。しかしながら、実際のエンジンベンチやドライブトレインベンチでは、様々な理由によりさらに複雑な振動特性を持つ場合もある。このような場合には、制御対象の周波数特性をさらに積極的に取り入れた制御法が必要になってくると考えられる。提案法の制御性能は、ステップ応答や実機相当の装置特性を想定した時系列シミュレーションにより評価した。実機における制御性能評価も時系列による評価が主ではあるが、近年のダイナモメータシステムで要求されている制御は、振動系に対する制御という側面があるため、周波数的な性能評価が役立つものと考えられる。また、実車相当の負荷再現技術を高めるためには、ダイナモメータの制御応答だけでなく、ダイナモメータ制御で模擬する供試体以外の車両構成部品のモデル化精度等も高める必要がある。以上のような課題を解決するために、下記のような基礎的な制御課題に対する考察を深め、より実車搭載時に近い、供試体負荷を再現することができるダイナモメータ制御法の研究を進めていきたい。

- 非線形多慣性系システムの物理パラメータ同定法
- 非線形多慣性系システムの各種制御法
- 供試体特性とダイナモメータ制御特性を考慮した制御性能評価手法

参考文献

- [1] 「自動車技術ハンドブック 試験・評価(パワートレイン)編」, 社団法人自動車技術会 (1990)
- [2] 「自動車技術ハンドブック 試験・評価(車両)編」, 社団法人自動車技術会 (1990)
- [3] 明電舎時報, 通巻 113 号, 1973 No.6 (1973)
- [4] 鈴木雅彦・山本晃・斉藤貢・代島敬太郎:「動力・トルク・回転数計測」, ENGINE TECHNOLOGY, Vol.7, No.2, pp.109-113 (2005)
- [5] 「タイヤが自動車燃費に与える影響について」, 経済産業省, 低燃費タイヤ等普及促進協議会 (第 1 回), 資料 3 (2009)
- [6] 「自動車工学- 基礎- 」, 社団法人自動車技術会 (2002)
- [7] 明電時報, 通巻 149 号, 1979 No.6 (1979)
- [8] 明電時報, 通巻 247 号, 1996 No.2 (1996)
- [9] 明電時報, 通巻 332 号, 2011 No.3 (2011)
- [10] 明電時報, 通巻 178 号, 1984 No.5 (1984)
- [11] 河原林成行・藤井隆雄:「ILQ 法によるエンジン試験装置のサーボ系設計」, 電気学会論文誌, Vol.107-D, No.8, pp.965-971 (1987)
- [12] 明電時報, 通巻 260 号, 1998 No.3 (1998)
- [13] 城田幸司・馬場文彦・堀越正史・佐藤宏治:「車両レス・エンジン仮想評価シミュレータ」, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.66-00, pp.1-4 (2000)

- [14] 松村茂憲・大松繁・樋笠博正：「ニューラルネットワークによる電気自動車実験装置の走行負荷トルク制御」, 電気学会論文誌, Vol.113-C, No.6, pp.430-439 (1993)
- [15] 松村茂憲・大松繁・樋笠博正：「PID型ニューロコントローラによる電気自動車試験装置のトルク制御」, 電気学会論文誌, Vol.113-C, No.10, pp.841-848 (1993)
- [16] 小山正人：「低剛性な負荷機械を駆動する電動機の各種速度制御系の特性比較」, 電気学会論文誌, Vol.107-D, No.8, pp.1010-1017 (1987)
- [17] 堀 洋一：「負荷加速度制御と状態フィードバックによる2慣性系の制御」, 電気学会論文誌, Vol.112-D, No.5, pp.499-500 (1992)
- [18] 森本茂雄・杉本道彦・武田洋次・平紗多賀男：「2慣性共振系の状態フィードバックによる振動抑制制御とその極配置法」, 電気学会論文誌, Vol.113-C, No.10, pp.781-788 (1993)
- [19] 結城和明・村上俊之・大西公平：「共振比制御による2慣性共振系の振動抑制制御」, 電気学会論文誌, Vol.113-D, No.10, pp.1162-1169 (1993)
- [20] 森本茂雄・武田洋次・平紗多賀男：「 H_∞ 制御理論による2慣性共振系の2自由度速度制御」, 電気学会論文誌, Vol.114-D, No.3, pp.342-343 (1994)
- [21] 平田光男・劉康志・美多勉：「2慣性系に対する μ -Synthesisを用いた制振制御」, 電気学会論文誌, Vol.114-D, No.5, pp.512-519 (1994)
- [22] 森本茂雄・武田洋次：「一次遅れ要素の追加による2慣性系の振動抑制制御」, 電気学会論文誌, Vol.114-D, No.9, pp.929-930 (1994)
- [23] 堀洋一：「共振比制御と真鍋多項式による2慣性系の制御」, 電気学会論文誌, Vol.114-D, No.10, pp.1038-1045 (1994)
- [24] 山田哲夫・山本康弘・足利正：「低慣性化制御を用いた2慣性共振系の振動抑制制御」, 電気学会論文誌, Vol.114-D, No.10, pp.1053-1054 (1994)
- [25] 森本茂雄・大橋真和・武田洋次：「2慣性共振系の速度制御への H_∞ 制御理論の適用」, 電気学会論文誌, Vol.114-C, No.11, pp.1109-1115 (1994)

- [26] 森征之・武市義典・駒田論・石田宗秋・堀孝正：「外乱オブザーバを付加した 2 慣性共振系の H_{∞} 制御法による速度制御」, 電気学会論文誌, Vol.114-D, No.11, pp.1173-1174 (1994)
- [27] 掘洋一：「PID 制御のみによる 2 慣性系の制御」, 電気学会論文誌, Vol.115-D, No.1, pp.86-87 (1995)
- [28] 原辰次・千田有一・佐伯正美・野波健蔵：「ロバスト制御のためのベンチマーク問題 (I)— 3 慣性系に対する位置制御・速度制御—」, 計測と制御, Vol.34, No.5, pp.403-409 (1995)
- [29] 小倉和也・吉田康宏・山本康弘・山田哲夫：「低慣性化制御による 2 慣性共振系の振動抑制法におけるフィルタ時定数決定方法」, 電気学会論文誌, Vol.115-D, No.6, pp.812-813 (1995)
- [30] 海田英俊：「バックラッシと振動制御」, 日本ロボット学会誌, Vol.13, No.8, pp.1073-1077 (1995)
- [31] 森本茂雄・武田洋次：「 H_{∞} 制御理論を用いた共振機械系の 2 自由度速度制御」, 電気学会論文誌, Vol.116-D, No.1, pp.65-70 (1996)
- [32] 松井義弘：「PID 制御による 2 慣性系の速度制御」, 電気学会論文誌, Vol.116-D, No.4, pp.441-447 (1996)
- [33] 杉江俊治・濱本研一：「LMI による 2 慣性共振系の制御」, システム制御情報学会論文誌, Vol.9, No.5, pp.219-226 (1996)
- [34] 山本茂・上田隆弘・木村英紀：「二次安定化制御法を用いた三慣性系ベンチマーク問題の解法」, 計測自動制御学会論文集, Vol.32, No.7, pp.1027-1034 (1996)
- [35] 森本茂雄・濱本彰・武田洋次：「慣性比が小さい 2 慣性共振系の実用性を考慮した制御法」, 電気学会論文誌, Vol.117-C, No.11, pp.1593-1599 (1997)
- [36] 真鍋舜治：「係数図法による 2 慣性共振系制御器の設計」, 電気学会論文誌, Vol.118-D, No.1, pp.58-66 (1998)

- [37] 安林幹翁・伊藤正美：「機械共振系の振動抑制制御における極配置法と PID 制御」, 電気学会論文誌, Vol.118-D, No.3, pp.423-424 (1998)
- [38] 松井義弘・竹内倶佳：「機械共振系に対する次数 2 の制御器の設計法」, 電気学会論文誌, Vol.118-D, No.9, pp.1000-1007 (1998)
- [39] 呉優・藤川淳・小林弘和：「バックラッシュ軸系の制振制御」, 計測自動制御学会論文集, Vol.34, No.11, pp.1639-1644 (1998)
- [40] 松井義弘・竹内倶佳：「PID 制御器を用いた三慣性ベンチマーク問題の解法」, 計測自動制御学会論文集, Vol.35, No.2, pp.238-243 (1999)
- [41] 池田英広・花本剛士・辻輝生・田中良明：「速度ループを極配置法で設計した 2 慣性系の位置制御」, 電気学会論文誌, Vol.119-D, No.4, pp.544-545 (1999)
- [42] 松井義弘・竹内倶佳：「周波数特性を用いた軸ねじれ振動抑制のための制御器の設計」, 電気学会論文誌, Vol.119-D, No.6, pp.880-887 (1999)
- [43] 小田井正樹・堀洋一：「ギアトルク補償に基づくバックラッシュをもつ二慣性系の速度制御」, 電気学会論文誌, Vol.120-D, No.1, pp.5-10 (2000)
- [44] 小田井正樹・堀洋一：「非整数次制御系による非線形要素に強い制御器の設計法」, 電気学会論文誌, Vol.120-D, No.1, pp.11-18 (2000)
- [45] 小林弘和・中山優・藤川淳：「PID 制御のみによる多慣性系の速度制御」, 電気学会論文誌, Vol.122-D, No.3, pp.260-265 (2002)
- [46] 桂 誠一郎・大西公平：「位相進み補償に基づく多慣性共振系の振動抑制制御」, 電気学会論文誌, Vol.126-D, No.12, pp.1601-1607 (2006)
- [47] 君嶋和之・西村秀和：「車両運動シミュレーション用エンジンベンチのロバスト制御」, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.67, No.653, pp.94-101 (2001)
- [48] 藤津優介・西村秀和：「マニュアルトランスミッションのギア比変動を考慮したエンジンベンチのロバスト制御」, 日本機械学会論文集 (C 編), Vol.69, No.687, pp.81-88 (2003)

- [49] J. Chauvin and A. Chasse: “ Dynamic periodic observer for a combustion engine test bench ” , Joint 48th IEEE Conference on Decision and Control and 28th Chinese Control Conference, Shanghai, pp.6608-6613 (2009)
- [50] C. Westermayer, R. Priesner, M. Kozek, and R. Bauer: “ High Dynamic Torque Control for Industrial Engine Test Beds ” , IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.60, No.9, pp.3877-3888 (2013)
- [51] “ Powered by Downsizing ” , The Info Magazine of BorgWarner Turbo & Emissions Systems, 1/07 (2007)
- [52] D. Hiemesch: “ BMW Diesel - Engine Concepts for Efficient Dynamics ” , 14th Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research Conference (2008)
- [53] M. Stephenson: “ Engine Downsizing - Analysis Perspective ” , SIMULIA Customer Conference (2009)
- [54] 鈴木敬・石野勅雄・伊藤あずさ:「次世代パワートレイン開発コンセプト- マツダ SKY コンセプト- 」, マツダ技報, No.28, pp.33-38 (2010)
- [55] 石野勅雄・伊藤あずさ:「新世代技術- SKYACTIV パワートレイン- 」, マツダ技報, No.29, pp.29-35 (2011)
- [56] 北条善久・宮崎敏・五十嵐祐介:「高速トルク応答システム- エンジンレス トランスミッションテストへの適用- 」, 東洋電機技報告, 第 112 号, 2005-10, pp.17-20 (2005)
- [57] 平尾邦朗・石垣真吾・小倉和也:「大容量低慣性ダイナモメータ制御装置 THYFREC VT340DY-21K」, 明電時報, 通巻 332 号, 2011 No.3, pp.21-24 (2011)
- [58] 甘利昌之・川久保憲次・清水貴浩:「大容量ドライブトレイン加振システム」, 明電時報, 通巻 332 号, 2011 No.3, pp.40-43 (2011)
- [59] 山下幸司・成瀬利孝:「駆動系に負荷される大入力の予測技術」, MAE テクニカルレポート, No.13, pp.46-51 (2004)

- [60] 小島靖・城田幸司・堺昭治：「ハイブリッド車の開発支援設備としての VRS」, トヨタ・テクニカル・レビュー, Vol.54, No.1, pp.76-81 (2005)
- [61] 水野光・直野隆哉・及部七郎斎・花田秀人：「車両レス・エンジンレスで HV ユニッ
トを適合・評価可能なバーチャル&リアルシミュレータ (VRS) の開発」, 自動車技術
会学術講演会前刷集, No.7-13, pp.23-26 (2013)
- [62] Bryce Johnson: “Wheel Slip Simulation for Dynamic Road Load Simulation”, HORIBA
Technical Reports, English Edition No.42, July 2014, pp.50-55 (2014)
- [63] 堀洋一・James Wrenn・茅陽一：「他励直流機を用いた慣性シミュレータ」, 昭和 62 年
電気学会全国大会, 626 (1987)
- [64] 杉本志郎・鈴木茂行・鎌野琢也・原田寛信：「可変慣性シミュレータの試作と特性解
析」, 昭和 63 年電気学会全国大会, 1504 (1988)
- [65] 鈴木茂行・鎌野琢也・杉本志郎・片岡雄：「マイクロプロセッサ制御直流他励発電機
を用いた慣性, 粘性および弾性負荷トルクシミュレータ」, システム制御情報学会論
文誌, Vol.2, No.10, pp.334-342 (1989)
- [66] 堀洋一：「負荷トルクオブザーバを用いた慣性シミュレータの設計」, 昭和 62 年電気
学会産業応用部門大会, 91 (1987)
- [67] Z.H. Akpolat, G.M. Asher, and J.C. Clare: “Experimental Dynamometer Emulation
of Non-linear Mechanical Loads”, The 1998 IEEE Industry Applications Conference,
pp.532-539 (1998)
- [68] J. Arellano-Padilla, G.M. Asher, and M. Sumner: “Control of an AC Dynamometer for
Dynamic Emulation of Mechanical Loads With Stiff and Flexible Shafts”, IEEE Trans.
on Industrial Electronics, Vol.53, No.4, pp.1250-1260 (2006)
- [69] C.R. Hewson, G.M. Asher, and M. Sumner: “Dynamometer Control for Emulation of
Mechanical Loads”, The 1998 IEEE Industry Applications Conference, pp.1511-1518
(1998)

- [70] Z.H. Akpolat, G.M. Asher, and J.C. Clare: “ Dynamic Emulation of Mechanical Loads Using a Vector-Controlled Induction Motor-Generator Set ”, IEEE Trans. on Industrial Electronics, Vol.46, No.2, pp.370-379 (1999)
- [71] Z.H. Akpolat, G.M. Asher, and J.C. Clare: “ Experimental Dynamometer Emulation of Nonlinear Mechanical Loads ”, IEEE Trans. on Industry Applications, Vol.35, No.6, pp.1367-1373 (1999)
- [72] K. Kyslan, E. Kusnir, V. Fedak, M. Lacko and F. Durovsky: “ Dynamic Emulation of Mechanical Loads with Backlash Based on Rapid Control Prototyping ”, 16th International Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition, pp.1430-1436 (2014)
- [73] 寺嶋正之・足利正・片岡康夫・中野義則・野村昌克・原喜芳:「誘導機の低慣性化制御」, 電気学会論文誌, Vol.115-D, No.2, pp.121-129 (1995)
- [74] T. Akiyama, M. Kobayashi, Y. Sawada and M. Nomura: “ Control of Standard Engine Test Bench System for Dynamic Road Load Tests ”, SICE-ICASE International Joint Conference 2006, pp.1566-1569 (2006)
- [75] 秋山岳夫・澤田喜正:「エンジンベンチにおけるダイナモメータ制御」, 第57回自動制御連合講演会, pp.876-878 (2014)
- [76] 須田信英:「PID制御」, 朝倉書店 (1992)
- [77] 杉江俊治・藤田政之:「フィードバック制御入門」, コロナ社 (1999)
- [78] 申鉄龍・大島明:「自動車エンジンのモデリングと制御」, コロナ社 (2011)
- [79] 野波健蔵・西村秀和・平田光男:「MATLABによる制御系設計」, 東京電機大学出版局 (1998)
- [80] 「自動車技術ハンドブック 第1分冊 基礎・理論編」, 社団法人自動車技術会 (1990)
- [81] U. Kiencke and L. Nielsen: Automotive Control Systems, Springer-Verlag (2000)

- [82] 大西浩史・箕輪利通・栗原伸夫：「パワートレインシミュレータの自動変速機モデルの簡略化」, 日本機械学会論文集 (C 編) , Vol.65, No.637, pp.230-236 (1999)
- [83] 澤田喜正・川久保憲次：「低慣性・低騒音ダイナモメータ」, 明電時報, 通巻 316 号, 2007 No.5, pp.12-15 (2007)

謝辞

本研究を進めるにあたり、多くの貴重な時間を費やし、終始懇切なるご指導と有益な示唆を賜りました 広島大学大学院工学研究院 山本透教授 に心から感謝の意を表します。また、本論文を執筆するにあたり、有益なご助言を賜りました広島大学大学院工学研究院 餘利野直人教授、辻敏夫教授 に心から御礼を申し上げます。

本研究は、筆者が勤務している株式会社明電舎において実施してきたダイナモメータ制御に関する研究開発成果をまとめたものです。その間、多くの方々のご指導ご協力を頂いたことにより、これまでの研究開発を進めることができました。筆者が社会人博士課程に進学する機会を作って下さった 明電舎参与 野村昌克氏 には、筆者が明電舎に入社以来、制御技術全般にわたるご指導を多く賜り、深く御礼申し上げます。山本先生には、筆者が大学を卒業以降ご指導頂く機会を得られなかったのですが、野村氏が進めていた研究開発において山本先生のご助言を頂いたことがきっかけとなり、筆者の社会人博士課程への進学へと繋がりました。元明電舎研究開発本部長 山田哲夫氏、同基盤技術研究所長 宮澤秀毅氏、同解析センター長 長嶋孝幸氏 には、社会人博士課程に進学することをお許し下さいまして、深く感謝致します。

本研究の遂行、論文執筆にあたっては、明電舎動計・搬送システム事業部の多くの方々に並々ならぬご指導、ご助言、ご協力を頂いています。筆者がダイナモメータ制御の研究開発を始めた当初から全般にわたりご指導、ご助言を頂いております 上席技師長 澤田喜正氏、また、技術部長 鈴木雅彦氏、同動力計測システム技術第二課長 小川一博氏 をはじめとした動計・搬送システム事業部技術部の皆様からは、ダイナモメータシステムのありべき姿や、様々な解析結果、実験検証結果に対する考察の仕方に関して大変多くのご指導、ご助言をいただいております。これらのご指導、ご助言無しには、本研究を進めることが出来ませんでした。ここに深く御礼申し上げます。動力計測システム工場長 古田智信氏、同開発実験部長 招行正氏、同開発研究課長 川久保憲次氏 には、論文執筆、関連学

会活動等に関して多くの時間を費やすことをお許し下さいまして、心より深く感謝いたします。本研究成果の実験検証、実用化にあたっては、菅家正康氏をはじめとする開発研究課の皆様、小林実氏、高橋利道氏、動力計測システム工場 技術部、同品質保証部の皆様に大変多くのご協力を頂いております。ここに深く御礼申し上げます。

本論文の作成にあたっては、広島大学システム制御論研究室の皆様にご協力いただきました。ここに御礼申し上げます。

最後に、日頃から心身ともに支えてくれ、論文執筆に理解を示してくれた家族、香菜子、悠太郎、遙乃に心から感謝いたします。

引用既発表論文

A. 学術雑誌等掲載論文

[A-1] 秋山岳夫・小川一博・澤田喜正・山本透：「ドライブトレインベンチの軸トルク加振制御」, 電気学会論文誌, Vol.134-C, No.7, pp.909-916 (2014)

[A-2] 秋山岳夫・澤田喜正・山本透：「ドライブトレインベンチの低慣性化制御技術と実路走行負荷模擬制御への応用」, 電気学会論文誌, Vol.135-C, No.8, pp.992-999 (2015)

B. 国際学会等講演論文

[B-1] T.Akiyama, M.Kobayashi, Y.Sawada and M.Nomura: “Control of Standard Engine Test Bench System for Dynamic Road Load Tests”, Proc. of SICE-ICASE International Joint Conference 2006, Busan, pp.1566-1569 (2006)

[B-2] T.Akiyama, Y.Sawada and T.Yamamoto: “Control of Drive-Train Bench System for Simulating the Real Vehicle Motion”, Proc. of The 5th International Symposium on Advanced Control of Industrial Processes, Hiroshima, pp.237-240 (2014)