

低重心型平行二輪ビークルにおける質量移動機構を用いた
車体傾斜制御設計に関する研究

(Study on design of vehicle body attitude control using mass
transfer mechanism in parallel two-wheel vehicle with
underslung vehicle body)

2015 年 1 月

博士（工学）

佐郷 幸法

豊橋技術科学大学

低重心型平行二輪ビークルにおける質量移動機構を用いた車体傾斜制御設計に関する研究

和文要旨

近年、二本の駆動輪を車体中央に平行に配置した平行二輪型移動ロボットが、パーソナルビークルや搬送ロボットなど、さまざまな応用を持つ移動ロボットとして盛んに研究・開発されている。さらに、実用化に向けた実証実験も進められており、平行二輪型移動ロボットは今後のさらなる発展と活躍が期待されている。しかし、従来の研究で進められている平行二輪型移動ロボットの多くは重心が車軸より上部に位置する不安定な倒立振子構造であるため、駆動系や制御系が停止した場合に倒立状態を維持できない点が安全面の問題として挙げられる。

そこで、本研究において、電源系や駆動系、制御系を車軸よりも下に配置して、搭乗者を含めた車体の重心位置を車軸よりも低位置にすることで、構造的な安定性を得る低重心型平行二輪ビークルを提案する。低重心型平行二輪ビークルは安定な振子構造により無電源時においても安定して自立できる。しかしながら、このビークルは、搭乗者の姿勢によって静的に車体が傾くことがある。そこで、本論文では、着座した搭乗者をシート位置とともに移動させ、車体の傾斜を水平に補正するように車両全体の質量の配置の偏りを調整するシートポジショニングシステムを導入する。さらに、車両が走行する場合において、搭乗者の挙動やビークルの加減速によって生じる車体揺動を、車体内部にあるウェイトを移動させることで抑制するアクティブマスシステムを導入する。また、ビークル操作はジョイスティックなどの操作端末によって行われる。したがって、健常者のみならず高齢者や障がい者にも平行二輪ビークルが持つ高い機動力を生かしつつ、安全な移動を提供することを考慮した。

さて、パーソナルビークルとしての利用を考えた場合、多様な搭乗者の利用が考えられ、搭乗者毎に車体の重心位置や総質量が異なり挙動も変化する。また、車両のフレーム構造および外装などにより寸法や質量などの仕様が異なる場合においても挙動が変化する。さらに、搭乗者の質量が大きい場合などにおいて車体全体の重心位置が車軸よりも上部に移動し不安定な倒立振子構造となり、無電源時に自立することが不可能となる。そのため、ビークル全体が安定な振子構造を常に有するための搭乗者の質量等の条件を明確にし、搭乗者の体格の変化に対応可能な制御システムを構築する必要がある。まず、車体揺動抑制制御の構築のために、車両の仕様や搭乗者の体格が異なる場合の挙動を再現可能なシミュレーションモデルを構築する。次に、車両の仕様や体格の異なる搭乗者に対して、できるだけ少ない数のパラメータ数を同定することを考え、簡便にモデルパラメータを同定する実験手順を提案する。また、構築したシミュレーションモデルおよび同定パラメータを用いて、車体姿勢が安定な振子構造を常に保持するための搭乗者条件を示す。そして、モデル解析および制御パラメータの理論解析結果を用いて車体揺動抑制制御系をバックステッピング非線形制御を用いて構築し、低重心型平行二輪ビークルを用いたシミュレーションおよび実験により制御系設計手法の有効性を示す。最後に、車輪の駆動力のみを用いた車体揺動抑制制御と制御性能を比較し、本論文にて構築したアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御が有用であることを示す。

Study on design of vehicle body attitude control using mass transfer mechanism in parallel two-wheel vehicle with underslung vehicle body

Yukinori Sago

Department of Mechanical Engineering, Toyohashi University of Technology

Jan 2015

ABSTRACT

In recent years, two-wheeled inverted pendulum vehicles realizing high mobility have been developed. In such vehicles, an inverted pendulum control system maintains the vehicle's stability by only using the two driving parallel wheels. Therefore, the gravity center of the vehicle body with a passenger is higher than the wheel axis, and the vehicle is moved by leaning the vehicle body forward or backward by moving the gravity center. However, in the case that the vehicle is in the power-off or control-off status caused by a breakdown in the vehicle, the stability of the vehicle cannot be maintained. The inherent mechanical instability of the inverted pendulum vehicle is inimical to safety. Consequently, the vehicle should be modified to provide stable support when the power supply stops or when the passenger gets on and off the vehicle. Moreover, we are now considering such the vehicle that the passengers focused on not only young people but else elderly and handicapped people can drive with sitting attitude. Then, in this case, since the gravity center is lower than the standing posture, the larger action of the passenger's upper body is required for operating the vehicle. However, the elderly or handicapped passenger is difficult to behave the large action in the vehicle.

This paper presents an advanced parallel two-wheel vehicle that has an underslung vehicle body. In the proposed parallel two-wheel vehicle, since large wheels which its diameter is 1.05[m] are applied, and the battery, the actuators and the controller are placed at the lower position in the vehicle body, the gravity center of vehicle body with a passenger can be assigned at the lower position than the wheel axis. Therefore, the vehicle has a pendular structure that enables the vehicle body with the passenger to always maintain the stable posture, even if the vehicle is in the power-off or control-off condition. A 2-DOF joystick that has operation in pitching and yawing is applied to the proposed vehicle. The elderly or handicapped passenger can operate easily and intuitively the vehicle by this joystick. Then, when the passenger sits on the seat of the vehicle, the vehicle body is leaned by moving the gravity center of the vehicle body with the passenger. For compensating the vehicle body leaning, the seat positioning control system is proposed in this paper. The vehicle body's static posture lean control can be compensated by the proposed control system. Furthermore, the proposed control system is able to change the angle of the vehicle body in a state of stopping the vehicle. In the control system, the control input to the servomotor system is generated by PID control, consisting of

Proportional control to compensate the error between the reference angle and the pitch angle of the vehicle body, Integral control to the integrated error, and Differential control to the angular velocity of the vehicle body. By moving the seat with the passenger, the posture of the vehicle body is compensated. And, while the vehicle is driven, the vehicle body is swayed due to the pitching oscillation by the acceleration of the vehicle driving. In order to suppress the vehicle body's swaying, the pitch sway suppression control system with an active mass is proposed in this paper. The proposed control system that does not use the driving force of the wheel is possible to stabilize the sway of the vehicle body even if the wheel is fixed by the braking device. Therefore, proposed attitude control system is advantageous for the safety of the parallel two-wheel vehicle. For designing the control system, the dynamics of the pitch angle in relation to the vehicle's body swaying is modelled by using the Lagrange equation of motion. Then, the control system is designed by the backstepping method.

The vehicle will be used by diverse passengers in the future. In this study, the mathematical model of the swaying of vehicle body with passenger and its model parameters identification are proposed. In the model parameters identification, it is clarified that the model parameters of each passenger are similar except for the passenger's mass. Furthermore, the control parameters are independent to interference from the model parameters. Therefore, in design of the sway suppression control to the diverse passengers, the only passenger's mass is given to the control system. Finally, effectiveness of the proposed control system is verified by experiments using the parallel two-wheel vehicle.

Keywords: Parallel two-wheel vehicle, Lower gravity center, Sway suppression control of vehicle body, Active mass system, Backstepping method, Model parameters identification

目次

第1章 序論	1
1.1 研究背景	1
1.2 移動機構に関する従来研究	1
1.2.1 全方向移動機構に関する研究	2
1.2.2 段差踏破機構に関する研究	4
1.2.3 倒立型平行二輪機構に関する研究	5
1.3 残された課題, 問題点	9
1.4 研究目的, 論文の構成	10
第2章 低重心型平行二輪ビークルの構築	13
2.1 デザインコンセプト, 概要	13
2.2 アクチュエータおよび制御装置の構成	15
2.3 車両走行システムの構築	16
2.3.1 車両走行システムのサーボシステムの構築	16
2.3.2 ジョイスティックのピッチ軸およびヨー軸の傾動による車輪駆動力制御	17
2.4 車体傾斜角制御システムの構築	20
2.4.1 シートポジショニングシステムのサーボシステムの構築	20
2.4.2 シートポジショニングシステムを用いた PID 制御による車体傾斜角制御	21
2.4.3 アクティブマスシステムのサーボシステムの構築	23
第3章 車体の揺動モデル	25
3.1 ラグランジュの運動方程式によるモデル構築	25
3.2 モデルパラメータの同定	27
3.3 モデルパラメータ同定実験の結果	29
3.4 低重心型平行二輪ビークルの構造安定を維持するための搭乗者の重心高さの条件	32
第4章 アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御	35
4.1 車体揺動抑制制御におけるバックステッピング法を適用した制御入力的设计	36
4.1.1 制御入力 $u(b, \theta) = m_2 g b \cos \theta$ とした場合	36
4.1.2 制御入力 $u(\ddot{b}) = -m_2 l_2 \ddot{b}$ とした場合	38
4.2 車体揺動抑制制御に適用するモデルパラメータ	40
4.3 バックステッピング法適用により導入した制御パラメータ	47
第5章 アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御の実験検証	49

5.1	車体揺動抑制制御における制御入力の実験検証	49
5.2	体格の異なる搭乗者における車体揺動抑制制御の実験検証	51
5.2.1	車輪を固定して車体を傾斜させた場合の実験結果	51
5.2.2	低重心型並行二輪ビークルを平坦路にて並進走行させた場合の実験結果	52
第 6 章	車輪駆動力による車体揺動抑制制御	61
6.1	車体の揺動モデルの線形化	61
6.2	プリシェイピング法による車輪駆動力指令の整形	66
6.3	アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御との比較	68
第 7 章	寸法の異なる低重心型平行二輪ビークルへの車体揺動抑制制御の適用	71
7.1	Lucia のハードウェア構成	71
7.2	車体の揺動モデル	74
7.2.1	ラグランジュの運動方程式によるモデル構築	74
7.2.2	モデルパラメータの同定	75
7.2.3	同定実験の結果	77
7.3	Lucia へのアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御の適用	77
第 8 章	結論と今後の展望	81
8.1	本研究の結論	81
8.2	今後の課題と展望	82
	参考文献	83
	論文目録	95
	謝辞	97
付録 A	移動型映像音響メディア -Lucia-	99
A.1	ロボットのカラダ	99
A.2	ハードなカラダとソフトなカラダ	99
A.3	光のカラダをもつロボット	100
A.4	ハードなカラダの機構	102
A.5	ソフトなカラダの機構	104
A.6	カラダのデザインプロセス	106
A.7	カラダの部品化と再利用	107
A.8	まとめ	108

第1章 序論

1.1 研究背景

近年は，社会全体のバリアフリー化が進み福祉環境も着実に整備されつつある^{[1]~[3]}．このため，福祉支援機器のひとつとして，足に障害をもつ方々や身体能力が低下した高齢者の日常の足となる車椅子の研究が盛んに行われている．今後，少子高齢化による高齢者の増加が予想されており，車椅子の需要は今後さらに増加していくと考えられる^[4]．車椅子の中でも，介助者の付き添いが必要でない行動制限の低さと，搭乗者の肉体的な負担を軽減できる点から電動車椅子が注目され，研究開発が進められており^{[5]~[9]}，障害物との衝突回避などの自動走行システムやジョイスティック等の操作インタフェースの操作性に関する研究^{[10]~[14]}，搭乗者の乗り心地や安全性に関する研究が盛んに行われている^{[15]~[18]}．また，一人当たりの移動に必要なエネルギーの低減と化石燃料使用による環境負荷の低減，中近距離移動支援のために，既存のビークルの電動化が行われている^{[19]~[22]}．さらに，移動機構や姿勢制御などを改善したパーソナルモビリティの研究開発も世界中の企業や研究機関において盛んに行われており^{[23]~[32]}，日本では各自治体に設けた実験特区での検証実験が盛んに行われている^{[33]~[42]}．国内外にて研究開発されたパーソナルモビリティを図1.1に示す．

以上の研究開発により電動車椅子を含めたパーソナルモビリティの「機動性」，「操作性」，「安全性」を考慮した使い勝手のよいシステムが拡充されることで，人々の自立活動が促され，パーソナルモビリティを個人で所有したいと考える人が増加し，需要が増えていくと考えられる．現状では，全方向移動や階段昇降などを可能とする新たな移動機構の研究開発や，障害者，高齢者による利用も配慮された操作支援システムの実現に向けた安全性および快適性の向上に関する研究開発が行われている．特に，移動機構の機動性能と段差登坂性能，不整地走破性能の向上は，施設案内ロボットや被災地探索ロボット等の活動領域が広がり，パーソナルモビリティにおいては搭乗者の活動領域の拡大にもつながるため，移動機構の研究開発は移動ロボットの汎用性向上において欠かせない項目である．

1.2 移動機構に関する従来研究

移動ロボットの機動性能と段差登坂性能，不整地走破性能の向上により移動ロボットの活動領域が広がり，パーソナルモビリティにおいては搭乗者の活動領域の拡大にもつながる．そのため，さまざまな移動機構が世界で研究されている．本節では国内外で行われた移動機構に関する従来研究の特徴と課題点を述べる．



Fig. 1.1 Personal mobility

1.2.1 全方向移動機構に関する研究

全方向移動機構の1つにボールホイールや車輪の外周に複数の樽型フリーローラを配置したオムニホイールやメカナムホイールなどの特殊車輪を利用した全方向移動機構がある。全方向移動機構の特長として、切り返し動作を必要とせず、瞬時に目的の方向に移動可能であり、スムーズな縦列駐車やベッドへの幅寄せを可能とし、その場旋回に必要な半径が小さいことから狭所での素早い方向転換を可能とする利点がある。MITの浅間らはボールホイールと呼ばれる球状の駆動輪を、2軸の接触ローラで回転させる機構を有する全方向移動車椅子を開発している^[43]。遠藤らは4軸の接触ローラで1つのバスケットボールを回転させて移動する機構を有する全方向移動車椅子を開発している^[44]。上述のフリーローラ型とボールホイール型の間隔的なタイプとして、東北大の多田隈らが開発した“Omni-Ball”がある^[45]。これはモータ軸が通るように、半球を2つ組み合わせ、さらに半球の上部にフリーローラを取り付けることで、大きな径と自由度を両立した機構となっている。その他、ボールホイール型全方向移動ロボットの姿勢制御や複数のボールホイール型全方向移動ロボットによる搬送制御等^{[46] [47]}、幅広く研究が行われている。

他にも埼玉工業大学の和田らが、台車部を回転させながら車体を動作させることによって全

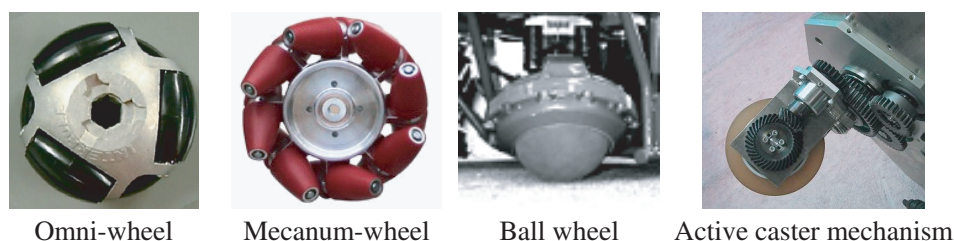


Fig. 1.2 Omni-directional mobility mechanism

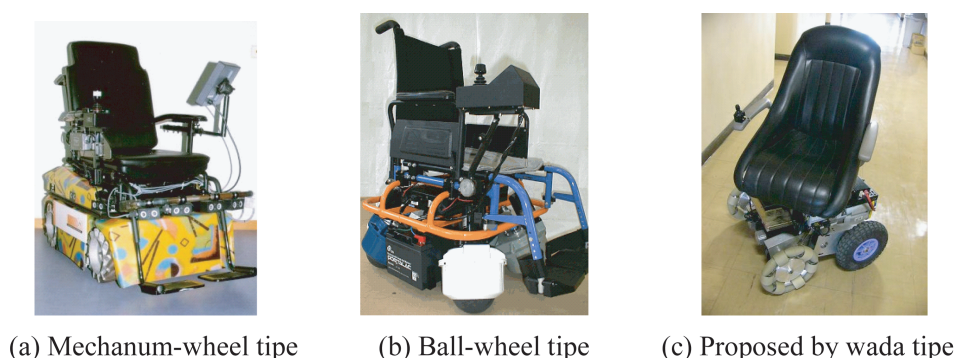


Fig. 1.3 Several types of omni-wheelchair

方向移動を実現する全方向移動車椅子を開発している^[48]。しかし、特殊車輪自体の直径は大きくても、付属するフリーローラの直径は小さいため、衝撃や振動、騒音が大きくなり易く、段差踏破や不整地走破には不向きである。その他に和田ら、Chung らは自在キャスタを駆動輪化したキャスタ駆動輪を用いて全方向移動を実現した^{[49]~[51]}。キャスタ駆動輪は通常車輪にて走行可能なため、衝撃や振動、騒音がフリーローラ型に比べて少なく、段差や不整地の走破性能が非常に高い特徴を有する。しかし、車輪駆動と操舵駆動のために車輪ユニット1組につきアクチュエータが2個必要となるためモータ容量が他の全方向移動機構に比べ増加するため、省電力化が困難となる課題が残されている。さらに、操舵を妨げず車輪を駆動させなければならぬため複雑なギヤユニットが必要となりメンテナンス性の低下が課題として残されている。図 1.2 に全方向移動機構の外観を、図 1.3 に開発された全方向移動車椅子の外観を示す。

本研究室における全方向移動機構に関する研究は、別府らにより開発された全方向移動車椅子“OMW”に対して障害物認識センサと連動した衝突回避システムや力覚フィードバックジョイスティックによる操作支援システム等の研究が行われてきた^{[52] [53]}。図 1.4 に OMW の外観を示す。しかし、OMW の移動機構にはオムニホイールが使用されており、走破性や静粛性が低い問題点があった。そのため、運動性能とモータ運用効率の改善を行うために、大野はキャスタ駆動輪と差動歯車機構を利用した遊星歯車型差動駆動操舵機構（以下、差動駆動操舵機構を DDSS と呼ぶ）を開発した^[54]。また、上野は遊星歯車型 DDSS を改良して平歯車型 DDSS を開発し、平歯車型 DDSS を用いて全方向移動ロボット“OMR”および全方向移動ベッド“OMB”を開発した^{[55] [56]}。図 1.5 に OMR、図 1.6 に OMB の外観を示す。



Fig. 1.4 Omni-directional mobile wheelchair



Fig. 1.5 Omni-directional mobile robot



Fig. 1.6 Omni-directional mobile bed

1.2.2 段差踏破機構に関する研究

屋外現場での移動において障害として段差などの不整地が挙げられる。不整地走破が容易になれば、活動範囲をより拡大することが可能となるため、段差乗り越えの研究に関して、災害時の探索ロボットや電動車椅子の駆動機構として多く研究されている。主な機構として不整地において安定して接地可能な脚機構、クローラ機構が挙げられる。神村らはクローラ機構と多関節のリンク機構を組み合わせた移動検査ロボット DIR-2 を開発し、クローラ駆動力によるグリップ確保とリンクの変形を連動させて段差踏破を実現している^[57]。同タイプで実際に災害現場に投入されたロボットとしては千葉工業大学未来ロボット技術研究センターにて開発された

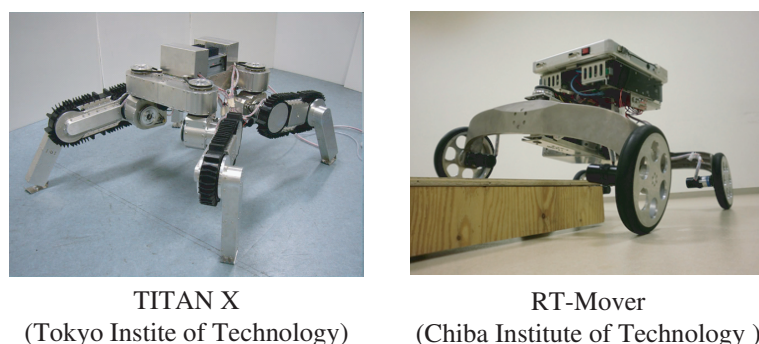


Fig. 1.7 Several types of leg-wheel hybrid mobile robot

Quince が有名である^[58]。Quince は災害空間における高い走行性能に加え、汚染物質除去時に不可欠な高い防塵防水性能を有する。また、災害に応じてオプション機能を選択して搭載可能であり、災害空間における高い適応能力を有する。広瀬らはクローラ機構と2リンク機構を組み合わせた脚機構を4組有する TAITAN X を開発し、走行環境に応じて脚とクローラの両方の移動方式を切替えて段差踏破を実現している^[59]。Steeves らは、脚機構と車輪機構を組み合わせた脚車輪を有する移動ロボットにおける跳躍動作や倒立動作を用いた段差踏破の動特性を解析した^[60]。また、大原らは4リンクの脚車輪を6脚有する ASTERISK H を開発し、リンク角度変更によるロボットの重心移動と車輪駆動により斜面での段差踏破を可能にしている^[61]。しかし、脚車輪機構とその制御は複雑であり、コストの増加やメンテナンス性の低下が課題点として挙げられる。そこで中嶋らは、ステアリングを有する通常の4輪機構の前輪にロール軸のみを加えて簡易4脚機能を実現した RT-Mover を開発した^[62]。図 1.7 に開発された段差踏破機構を有するロボットの外観を示す。上記の段差踏破機構の内、クローラタイプは高速走行が困難であり、接地面積の増大によるパワーロスが大きくなる等の課題点が残されている。また、脚車輪タイプは車輪による高速走行が可能になるが、脚機構のアクチュエータ増加によるメンテナンス性低下や省電力化が困難な課題点が残されている。

1.2.3 倒立型平行二輪機構に関する研究

前節にて紹介した移動機構は機動性や走破性の向上が期待されるが、車輪一組当たりの部品点数が多く、機構が非常に複雑となる。また、オムニホイールやメカナムホイールは防塵性能が低いことから、砂場や泥地などの不整地での走行には適さない。そこで、車体中央に平行に配置した二本の駆動輪にて移動および倒立を保つ倒立二輪機構が構築された^[63]^[64]。倒立型平行二輪機構の特徴を図 1.8 に示す。倒立二輪機構は車輪の駆動トルクを制御する倒立制御系により倒立を保つ。また、移動および停止は車体を前傾または後傾させることで行う。そのため、駆動機構がシンプルで軽量化が容易である。さらに、常に倒立制御を行うため外乱に対する転倒安全性が高い。また、キャストを装備せず駆動輪を車体中央に設置しているため最小旋回半径が小さく機敏な移動が可能であり、車輪駆動を用いた倒立制御により常に倒れないように制御

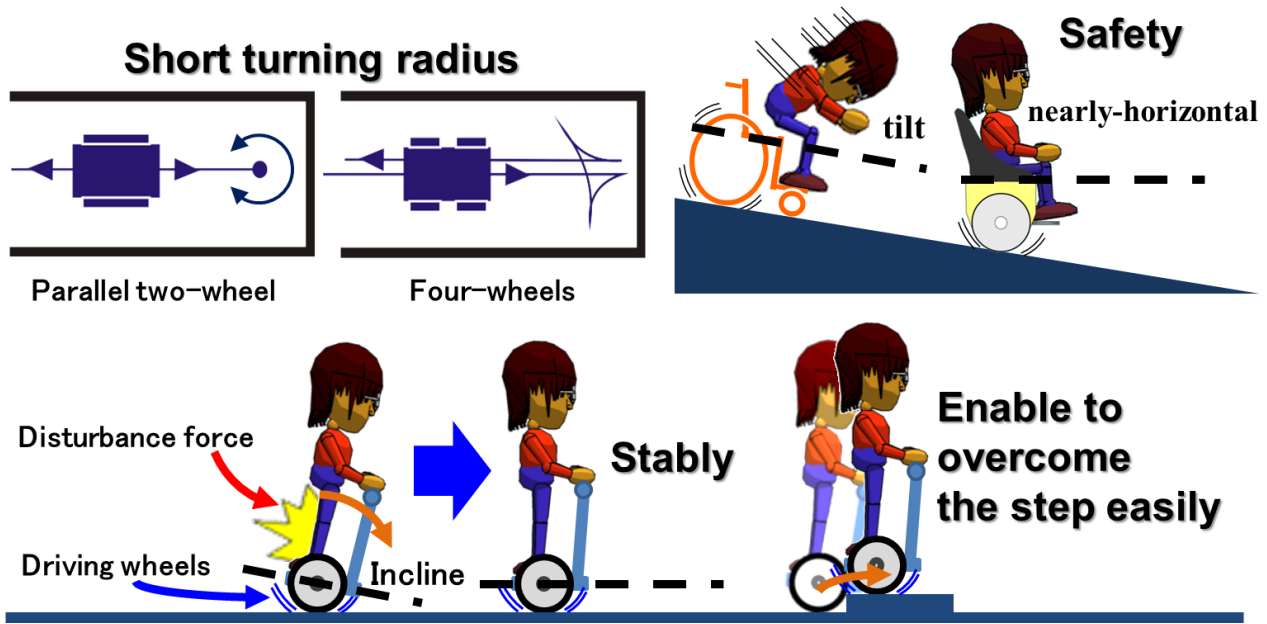


Fig. 1.8 Characteristics of inverted pendulum mobile robot

されるため外乱に対する転倒安定性が高いなど、機動性、安全性の面において優れた性能を有する。そのため、平行二輪機構は近距離の移動支援を行うパーソナルモビリティに多く採用されている。商品化されたものではセグウェイが有名である^[23]。この他にも、佐々木らはフォースセンサの出力から搭乗者の重心位置を推定可能なPMPを開発して、推定した重心位置を用いた走行指令により重心移動のみでの前後移動および旋回動作を実現した^[65] ^[66]。松本らは、倒立振子制御を応用した倒立型平行二輪ロボットを用い、障害物までの距離に応じて本体の中立傾斜角度を変更する方法により、結果的に搭乗者の重心移動による前進操作指令を抑制する効果により制動力を発生させる操作支援システムを構築した^[67]。これら倒立型平行二輪機構に用いられている倒立制御を脚車輪機構に応用したロボットも存在する。株式会社 日立製作所は二足ロボットのEMIEW 2の脚車輪に適用し、平地での高速走行を実現している^[68] ^[69]。また、Independence Technology社のiBOTは段差踏破の補助、座面高さの変更時の姿勢制御に応用している^[30]。京都大学の福島らは両端にホイールを有するアームを2組用いた移動ロボットを構築し、4輪モードによる高速移動と倒立振子モードによる高機動の切り替えを可能としている^[70]。上述のように、倒立型平行二輪ロボットは近距離の移動支援を行うパーソナルモビリティや^[71] ^[72]、アームと倒立制御を利用した物体支持および搬送が可能なロボットなど^[73]、さまざまな応用を持つ移動ロボットとして開発が活発に進められている。図1.9に倒立制御を適用した移動ロボットの外観を示す。この他に、倒立型平行二輪ロボットが不整地を走行する際の挙動をモデル化し、シミュレーションと倒立振子と振動発生器を用いた実験により、ロボットのパラメータから車体の振動を励起する周波数を同定する手法の検討や^[74] ^[75]、段差飛び降り後の着地時における姿勢安定化制御^[76]、ダイナミクスを利用してリンボーダンスのように車体を傾けたまま障害物を潜り抜ける制御など姿勢制御技術に関する研究も盛んに行われている^[77]~^[91]。



Fig. 1.9 Several types of inverted pendulum type mobile robot

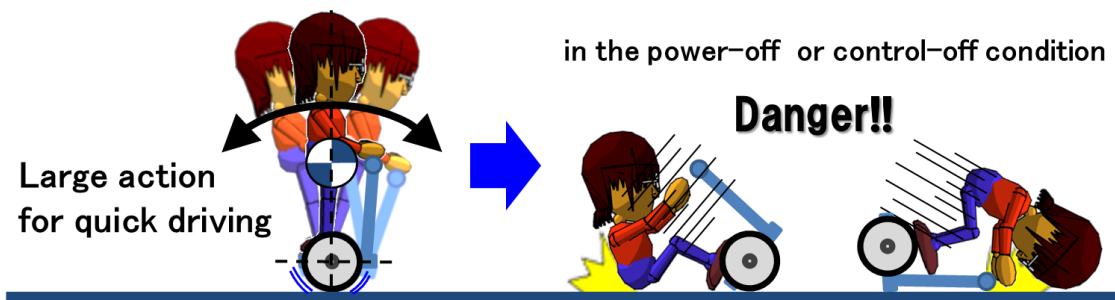
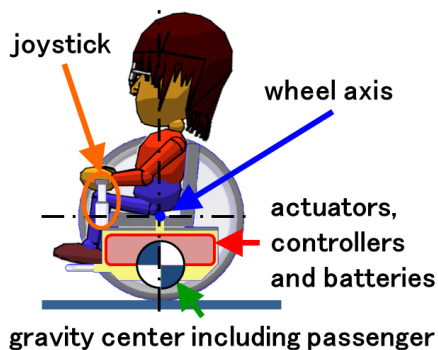


Fig. 1.10 If the control of the wheeled inverted pendulum is stopped

さらに、実用化に向けた実証実験も進められており、平行二輪型移動ロボットは今後のさらなる発展と活躍が期待されている^{[92]~[98]}。倒立型平行二輪機構は他の移動機構に比べ非常にシンプルであり、高い機動性と走破性を有するが、車輪の駆動制御により倒立を維持しているため、電源や制御系の不具合によりシステムが停止した場合や制動装置で車輪を固定する場合などにおいて図 1.10 のに示すように倒立状態を維持できず転倒する。したがって、機械的に不安定なロボットであり、乗降時、電源 OFF 時には安定姿勢への変形が必要であり、突然のシステムダウンや電源不良などに対応し難く、安全面では多くの課題が残されている。しかし、安全面での問題点を解決することでより一層の活躍が期待できる。

そこで本研究室において、尾崎らが倒立二輪機構の機構的に不安定である問題点を解決した着座式自立型二輪スマートビークル（以下、TWV と呼ぶ）を開発し、低重心化および重量化による受動的な車体傾斜抑制および入力波形の整形による車体傾斜抑制、さらに車輪駆動力による倒立制御系の導入による車体傾斜抑制の研究を行った^{[99] [100]}。図 1.11(a) に TWV の概要図、図 1.11(b) に TWV の外観を示す。TWV は着座状態での搭乗者を含めた重心位置を車軸より下部に設定して常に自立的に直立する単振り子構造により無電源においても自立可能である。また、操作系には重心移動ではなくジョイスティックの傾動による走行指令の生成を行う。国内外で



(a) Illustration of two-wheels vehicle



(b) Overview of two-wheels vehicle

Fig. 1.11 Two-wheels vehicle

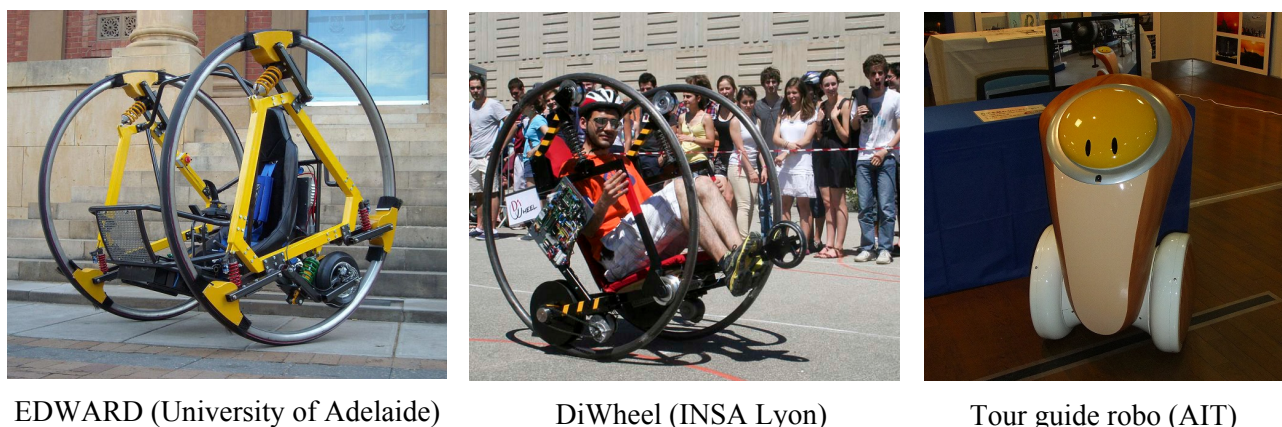


Fig. 1.12 Several types of pendulum type mobile robot

の同様な低重心型平行二輪ロボットの研究として，Cazzolato らが構築したパーソナルモビリティの EDWARD^[101]，Liam らが構築したパーソナルモビリティの DiWheel^[102]，奥川らが構築したガイダンスロボットのツアーガイドロボがある^[103]．図 1.12 に国内外で構築された低重心型の平行二輪ロボットを示す．いずれも，車輪駆動力による倒立制御系を姿勢制御に利用している．上述のように低重心化された平行二輪ロボットは，構造的に安定であるため無電源時においても自立可能なことから，機械安全に配慮されており産業界のみならず人々の生活圏での活躍が期待できる．

1.3 残された課題，問題点

近年，パーソナルモビリティや AGV の移動機構として注目されている倒立型平行二輪ロボットは機械的に不安定なロボットであり，安全面では多くの課題が残されていた．そこで，本研究の先行研究として，電源やアクチュエータ，制御系を車軸よりも下に配置し，無電源時においても安定して自立する低重心型平行二輪ロボットの TWV が開発された．

しかし，車体傾斜の抑制には車輪の駆動力を用いた倒立振子制御系を採用しているため，下記の問題点が挙げられる．

- 車両の走行と車体の傾斜の 2 自由度の制御入力として車輪駆動力が共通して利用されるため，車両の走行制御と車体の傾斜制御の分離が困難である．
- 搭乗者や荷物が動き，車両全体の重心位置が前後方向に偏った場合，車体が傾斜し，車輪の駆動力のみによる車体の傾斜制御では重心位置の補正が困難である．
- 車両走行時において，車体と車輪の間への異物の挿入等により車輪を駆動できない場合，車体の傾斜制御が不可能となる．

以上より，従来の倒立二輪機構における安全面の問題点が低重心型平行二輪ロボットにおいても解決できておらず，機構的および制御的に改善の余地が残されている．

1.4 研究目的, 論文の構成

本研究の目的は, 平行二輪型移動ロボットに残された問題点を解決するために, 安全性および制御性の面から検討し, 様々な走行状況においても車体の傾斜制御を可能とする新たな車体傾斜制御機構を有する低重心型平行二輪ビークルの提案と実証を行うことである. そこで, 本論文では, 着座した搭乗者をシート位置とともに移動させ, 車体の傾斜を水平に補正するように車両全体の質量の配置の偏りを調整するシートポジショニングシステムを導入する. さらに, 車両が走行する場合において, 搭乗者の挙動やビークルの加減速によって生じる車体揺動を, 車体内部にあるウェイトを移動させることで抑制するアクティブマスシステムを導入する. したがって, 車両の走行制御には車輪の駆動力, 車体の傾斜制御には上述の質量移動機構をそれぞれ適用することにより, 前節にて挙げた問題点を解決する. 一方, パーソナルビークルとしての利用を考えた場合, 多様な搭乗者の利用が考えられ, 搭乗者毎に車体の重心位置や総質量が異なり挙動も変化する. また, 車両のフレーム構造および外装などにより寸法や質量などの仕様が異なる場合においても挙動が変化する. さらに, 搭乗者の質量が大きい場合などにおいて車体全体の重心位置が車軸よりも上部に移動し不安定な倒立振子構造となり, 無電源時に自立することが不可能となる. そのため, ビークル全体が安定な振子構造を常に有するための搭乗者の質量等の条件を明確にし, 搭乗者の体格の変化に対応可能な制御システムを構築する.

本論文の主な成果は, (1) 安定な振子構造および質量移動機構による車体傾斜制御システムを有する低重心型平行二輪ビークルの構築, (2) その車体揺動を再現可能なシミュレーションモデルの構築, (3) その揺動モデルを適用した質量移動機構による車体揺動抑制制御の構築, (4) 体格の異なる搭乗者に対する車体揺動抑制制御の制御パラメータ設計手法の構築である. 本論文は, 平行二輪型移動ロボットに安定な振子構造と質量移動機構を導入した低重心型平行二輪ビークルにより, 従来の平行二輪型移動ロボットの構造的な安定性や安全面の問題点を解決した点, また質量移動機構を用いた車体傾斜制御が低重心型平行二輪ビークルの車体傾斜制御に有効であることを示した点は, 独創的であり新規性がある. また, 非線形性を有する車体の揺動モデルの構築および簡便なモデルパラメータ同定手順の提案, 非線形制御設計法であるバックステッピング法の車体揺動抑制制御への適用により, 多様な搭乗者に対しても容易に制御の設計が可能であることを示した点は, 実用化に対しても有用な結果であり, 応用性がある.

本論文の構成を図 1.13 に示す. 本章では, 研究背景および研究目的について述べた. 第2章では質量移動機構を有する低重心型平行二輪ビークルの構成について述べる. 第3章では低重心型平行二輪ビークルの車体の揺動モデルについて述べ, 簡便に体格の異なる搭乗者におけるモデルパラメータを同定する手順を提案する. 第4章ではアクティブマスシステムを用いた車体揺動抑制制御の設計法および体格の異なる搭乗者に対応可能な制御パラメータの設計手法について述べる. 第5章では第4章にて提案する車体揺動抑制制御の有効性を実験検証より考察する. 第6章では車輪駆動による車体揺動抑制制御と比較実験を行い, アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御の有効性を検証する. 第7章では, 車両サイズを小型化した場合の車体の揺動モデルの構築や車体傾斜角制御の構築について述べる. 最後に, 第8章では結論と今後の展望を述べ, 締めくくる.

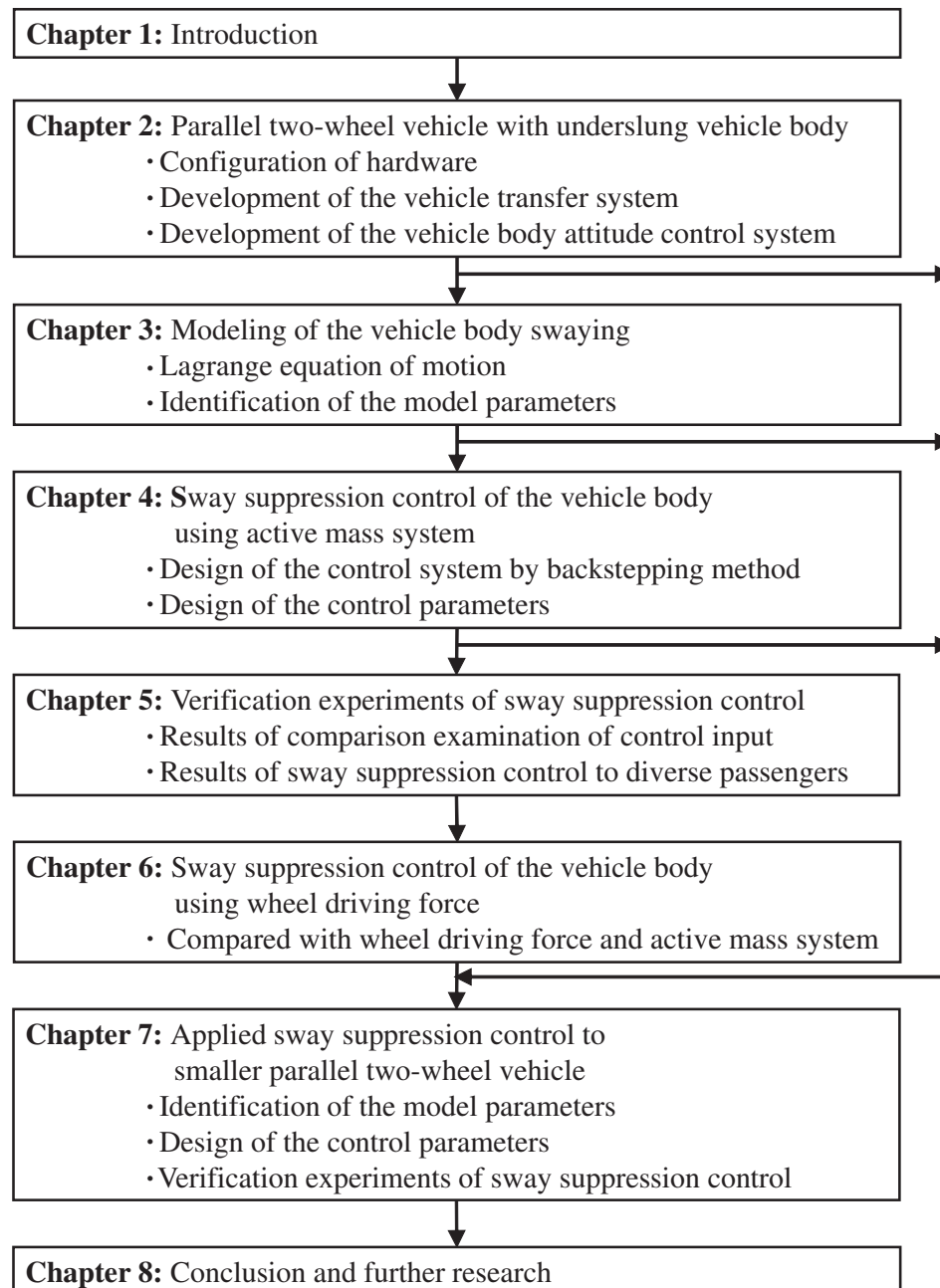


Fig. 1.13 Outline of this thesis

第2章 低重心型平行二輪ビークルの構築

2.1 デザインコンセプト, 概要

本研究において、電源やアクチュエータ、制御系を車軸よりも下に配置してビークル全体の重心位置が車軸より下部に位置する安定な振子構造を有し、無電源時や車輪固定時においても安定して自立可能な低重心型平行二輪ビークルを構築している。低重心型平行二輪ビークルの概要図を図 2.1(a)、外観を図 2.1(b)、仕様を表 2.1、特徴を下記に示す。

1. 本ビークルは、操作者が搭乗する車体部と二つの駆動輪により構成される。
2. 車体部には、搭乗後に搭乗者重心位置を前後移動させて車体傾斜角度を任意の角度に調節可能なシートポジショニングシステムと、走行時の車輪駆動や外乱による車体の動揺をウェイトの駆動によって抑制可能なアクティブマスシステムを有する。また、操作インターフェースとして2自由度のジョイスティックを有する。
3. シートポジショニングシステムおよびアクティブマスシステム、電源、制御系を車軸よりも下に配置することで、人が搭乗、または搬送物を積載した状態の重心位置が車軸よりも下部になり安定して自立可能な振子構造を有する。
4. 不整地も走破可能な大径車輪にて走行する。

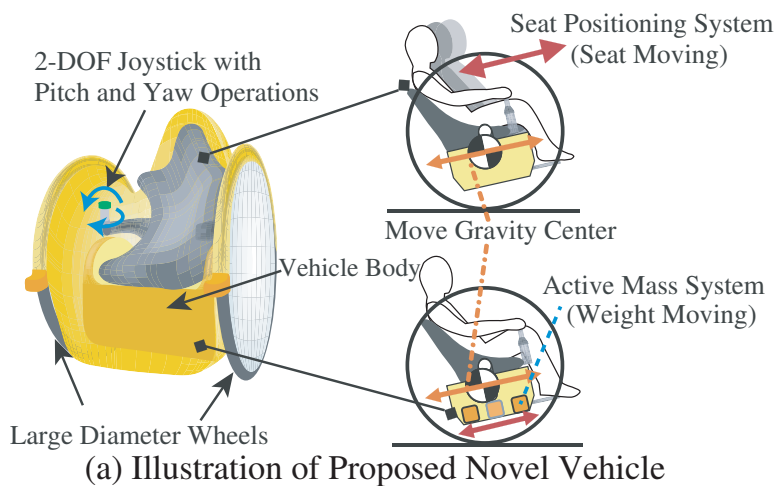


Fig. 2.1 Proposed parallel two-wheel vehicle with lower gravity center of vehicle body

Table 2.1 Specification of proposed vehicle

Total weight[kg]	Size[m]	Max. movable load[kg]
136.7	W0.90 × D1.10 × H1.08	100.0

上述に示す通り，従来の車輪駆動による倒立制御を使用せず，車体傾斜角の制御に質量移動による手法を採用しているため，車輪の駆動状況を問わず車体揺動を抑制可能となる．すなわち，制動装置等で車輪が固定されている状況においても姿勢制御が可能となる．また，ビークルの操作システムには搭乗者の重心移動ではなくジョイスティックを採用しているため，搭乗者は重心位置を気にすることなく片手で操作が可能となる．また，座って操作可能なため，高齢者や障がい者のように下肢の筋力が衰えている人でも搭乗し操作が可能となる．

従来の平行二輪ビークルと本研究にて構築した低重心型平行二輪ビークルの身体負荷および安定性に関する比較を図 2.2 に示す．低重心型平行二輪ビークルは着座式であり，搭乗者の脚部への負担を軽減可能である．また，操作には2自由度のジョイスティックを用いるため，搭乗者自身の重心移動を必要としないため，従来機に比べて搭乗者の身体的な負担を軽減できる．そして，低重心型平行二輪ビークルは単振り子構造を有し，図 2.3 に示すように，上半身を前後に動かしてビークルが傾斜しても，無制御にて転倒を防止することが可能である．


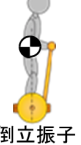













	外観	構造	身体的負担	外乱に対する安定性	構造的安定性
従来機A (立乗式)		 倒立振り子	 脚部に負担	 制御的に安定 (車輪駆動による制御)	 無電源時に転倒， 制動装置搭載不可
従来機B (着座式)		 倒立振り子	 脚部の 負担軽減	 制御的に安定 (車輪駆動による制御)	 無電源時に転倒， 制動装置搭載不可
提案機		 単振り子	 脚部の 負担軽減	 制御的に安定 (質量移動による制御) 機械的に安定 (単振り子構造)	 無電源時に自立， 制動装置搭載可

Fig. 2.2 Comparison of two-wheel vehicles

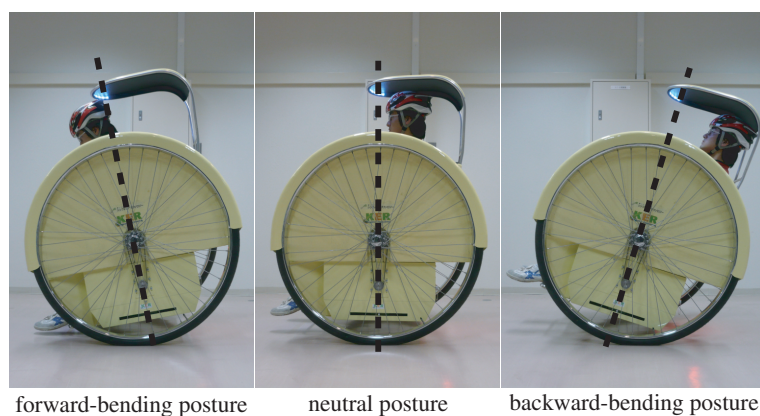


Fig. 2.3 Vehicle body leaning by upper body moving

2.2 アクチュエータおよび制御装置の構成

制御装置の構成図を図 2.4, 仕様を表 2.2 に示す. 各アクチュエータは DC サーボアンプによって駆動する. モータに搭載されているロータリーエンコーダからのパルス入力により, アクチュエータの駆動距離を検出可能である. ただし, アクチュエータの駆動速度は駆動距離を近似微分して得られる. 各アクチュエータのサーボアンプへの指令値の送信およびエンコーダパルスカウント値の受信は Controller Area Network (CAN) を用いたシリアル通信により行われる. また, 車体下部に設置された傾斜角センサより検出された車体部のピッチ角方向の傾斜角度および角速度の情報を得て, フィードバック制御に使用することが可能である. 傾斜角センサには株式会社シリコンセンシングシステムズジャパン製の AMU-3002B Lite を使用する. AMU-3002B Lite 内部における傾斜角演算には 3 軸方向の MEMS ジャイロ・加速度センサ信号が用いられており, 各センサの温度特性やミスアライメントがカルマンフィルタを含むアルゴリズム演算にて補正される. θ の分解能は $0.1 \times \pi/180$, $\dot{\theta}$ の分解能は $0.03 \times \pi/180$ である^[106].

低重心化のため各アクチュエータおよびバッテリー, 制御装置は車輪回転軸より下部の車体内部に設置されている. その結果, 搭乗者を含めた車両の重心位置は車輪回転軸より下部に設置される.

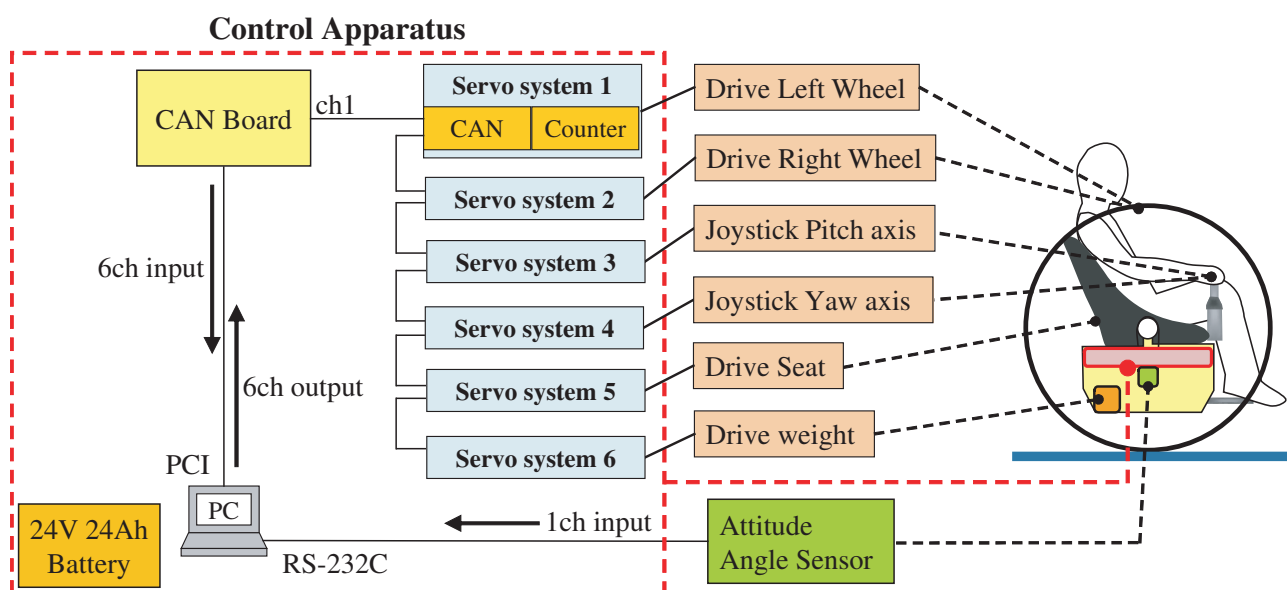


Fig. 2.4 Control system of vehicle

Table 2.2 Specification of control system

Operating system	Program language	Sampling time[s]
Windows 7 Professional 64bit	Microsoft Visual C++ 2010	0.010

2.3 車両走行システムの構築

2.3.1 車両走行システムのサーボシステムの構築

低重心型平行二輪ビークルの車輪駆動ユニットは、人力車用ホイール二輪のみで走行するため非常にシンプルである。低重心化を促進するためモータは車軸より下部に設置されており、車軸までの駆動力伝達にはタイミングベルトおよびプーリを使用している。タイミングベルトは噛み合い伝導であるため滑ることがなく、駆動力を確実に伝達できる。車輪駆動ユニットの外観を図2.5、仕様を表2.3に示す。低重心型平行二輪ビークルの操作は、図2.6に示すピッチ軸とヨー軸を有する2自由度のジョイスティックにより行われる。ジョイスティックのピッチ軸の傾動角度が車両の前後方向の並進駆動力の制御、ヨー軸の傾動角度が車両の旋回トルクの制御に対応している。そのため、ジョイスティックの傾動と車両の運動が同じとなるように対応しており、搭乗者は直感的な車両操作が可能となっている。

本研究では、ジョイスティックのピッチ角が車両の前後方向の並進駆動力の制御、ヨー角が車両の旋回トルクの制御に対応している。そのため、ジョイスティックの各角により各車輪の駆動トルクが制御される必要があるため、サーボアンプはモータの端子電圧 E を制御入力として、モータの駆動電流のPIフィードバック制御を行う。サーボアンプの電流制御のブロック図を図2.7に示し、車輪駆動のサーボシステムの仕様を表2.4に示す。比例ゲインおよび積分ゲインはサーボアンプ付属のオートチューニングソフトウェアにて決定された。

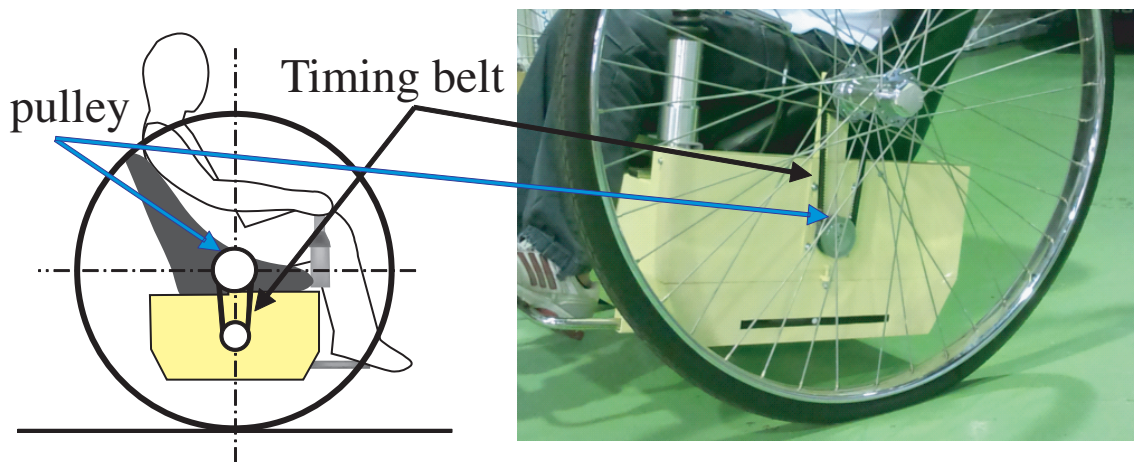


Fig. 2.5 Vehicle traveling system

Table 2.3 Specification of vehicle traveling system

Max. transfer velocity[m/s]	Max. turning angular velocity[rad/s]	Driving power[W]
1.223	3.050	300

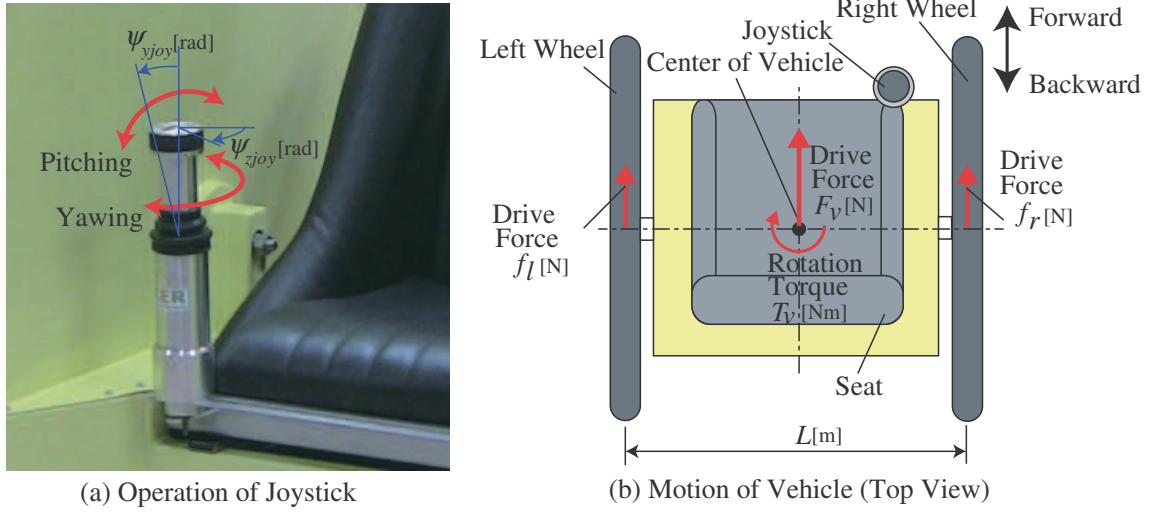


Fig. 2.6 Vehicle operation by joystick with pitch and yaw operations

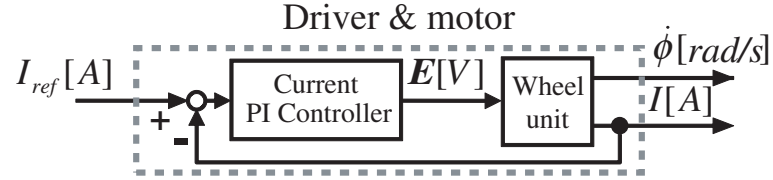


Fig. 2.7 Block diagram of wheel driving servo system

2.3.2 ジョイスティックのピッチ軸およびヨー軸の傾動による車輪駆動力制御

ジョイスティック操作のピッチ角 ψ_{yjoy} [rad] およびヨー角 ψ_{zjoy} [rad] と車両の前後方向の並進駆動力 F_v [N] および旋回の駆動トルク T_v [Nm] の関係は次式で示される。

$$\begin{bmatrix} F_v \\ T_v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{v \max}/\psi_{yjoy \max} & 0 \\ 0 & T_{v \max}/\psi_{zjoy \max} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_{yjoy} \\ \psi_{zjoy} \end{bmatrix}, \quad (2.1)$$

式 (2.1) において、車両の前後方向の並進駆動力の最大値 $F_{v \max}=100.7$ [N]、旋回の駆動トルクの最大値 $T_{v \max}=40.4$ [Nm]、ピッチ角の最大値 $\psi_{yjoy \max}=30 \times \pi/180$ [rad]、ヨー角の最大値 $\psi_{zjoy \max}=45 \times \pi/180$ [rad] である。次に、車両の前後方向の並進駆動力 F_v および旋回の駆動トルク T_v と、右車輪の駆動力 f_r [N] および左車輪の駆動力 f_l [N] の関係は次式で示される。

$$\begin{bmatrix} f_r \\ f_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1/2 & 1/L \\ 1/2 & -1/L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_v \\ T_v \end{bmatrix}, \quad (2.2)$$

式 (2.2) において、右車輪と左車輪の間隔 $L=0.802$ [m] である。右車輪の駆動力 f_r および左車輪の駆動力 f_l と、右車輪のモータの電流値 i_r [A] および左車輪のモータの電流値 i_l [A] の関係

は次式で示される．

$$\begin{bmatrix} i_r \\ i_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_r r_w & 0 \\ 0 & \alpha_l r_w \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_r \\ f_l \end{bmatrix}, \quad (2.3)$$

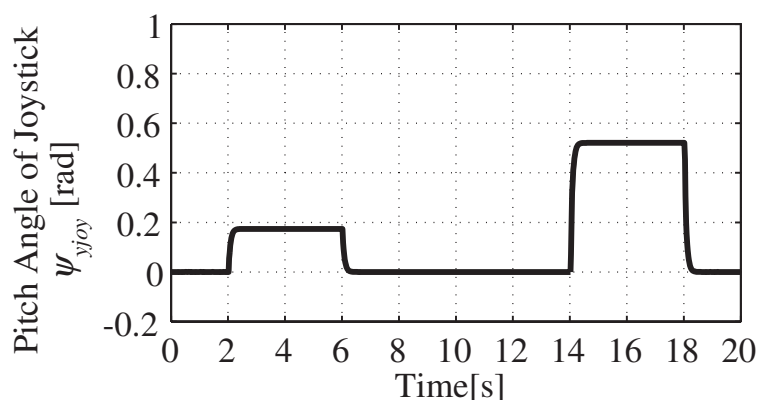
式 (2.3) において，右車輪の駆動電流値へ変換する比例ゲイン $\alpha_r=0.0946$ [A/Nm]，左車輪の駆動電流値へ変換する比例ゲイン $\alpha_l=0.0911$ [A/Nm]，車輪の半径 $r_w=0.525$ [m] である．式 (2.1)，式 (2.2)，式 (2.3) より，ジョイスティック操作のピッチ角 ψ_{yjoy} およびヨー角 ψ_{zjoy} と，右車輪のモータの電流値 i_r および左車輪のモータの電流値 i_l の関係式として次式が導出される．

$$\begin{bmatrix} i_r \\ i_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{v\max}\alpha_r r_w/2\psi_{yjoy\max} & T_{v\max}\alpha_r r_w/\psi_{zjoy\max}L \\ F_{v\max}\alpha_l r_w/2\psi_{yjoy\max} & -T_{v\max}\alpha_l r_w/\psi_{zjoy\max}L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_{yjoy} \\ \psi_{zjoy} \end{bmatrix}. \quad (2.4)$$

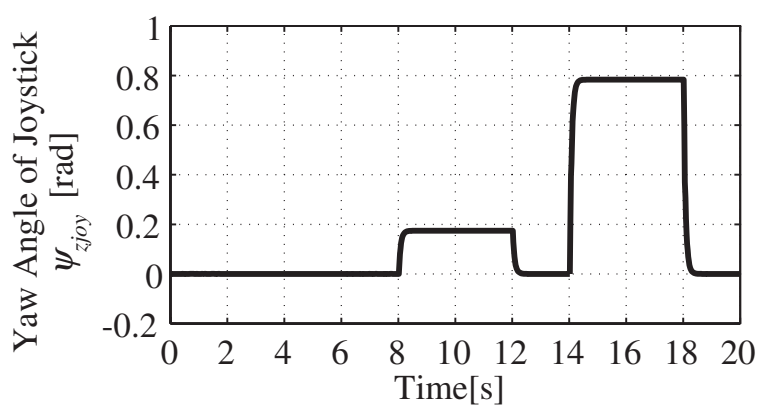
ジョイスティック操作による車両の駆動を確認するために，右車輪と左車輪の駆動力を測定する．両車輪の駆動力は車輪の外側のリムに取り付けられたデジタルフォースゲージにて測定される．ジョイスティックの操作に対する車輪の駆動力 F_r と F_l の実験結果を図 2.8 に示す．図 2.8 において，(a) はジョイスティックのピッチ角，(b) はジョイスティックのヨー角，(c) は左右の車輪に加わる駆動力を示す．図 2.8 (c) では，黒色の実線は右車輪の駆動力，灰色の実線は左車輪の駆動力を示す．ジョイスティックのピッチ角 $\psi_{yjoy} = 10 \times \pi/180$ [rad] の場合，左右の車輪は 16.8[N] の駆動力で同方向に駆動される．また，ジョイスティックのヨー角 $\psi_{zjoy} = 10 \times \pi/180$ [rad] の場合，右車輪は 11.2 [N]，左車輪は -11.2 [N] の駆動力でそれぞれ逆方向に駆動される．そして，ジョイスティックが最大ピッチ角とヨー角で操作された場合，定常状態で，右車輪に

Table 2.4 Specification of wheel driving servo system

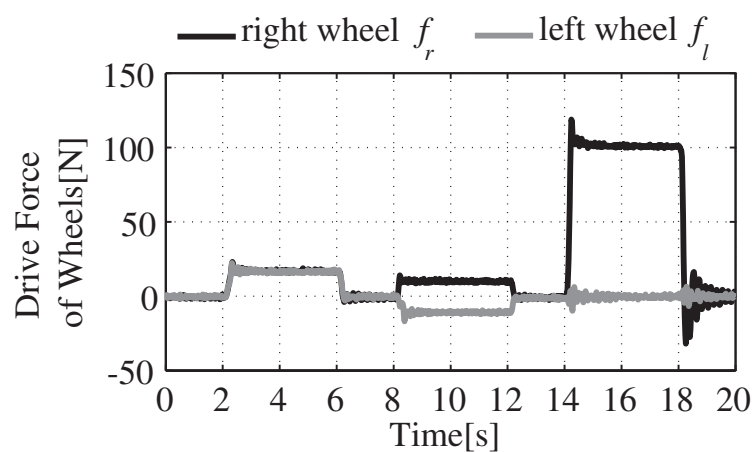
wheel	mass	9.2[kg]
	radius	0.525[m]
	distance	0.802[m]
DC servo motor	Assigned power rating	150[W]
	Nominal voltage	24[V]
	Nominal speed	6940[rpm]
	Torque constant	30.2[mNm/A]
Gear head	Reduction ratio	156/1
	Max. efficiency	75[%]
Encoder	Resolution	500[pulse/rev]
	Channel	3[ch]
Left wheel control gain	Proportional gain(current)	536
	Integral gain(current)	202
Right wheel control gain	Proportional gain(current)	445
	Integral gain(current)	173
Timing belt & pulley	Reduction ratio	2/1



(a) Time Series Graph of Pitch Angle of Joystick



(b) Time Series Graph of Yaw Angle of Joystick



(c) Time Series Graph of Drive Force of Wheels

Fig. 2.8 Experimental Results of Drive Forces to Joystick Operation

100.7 [N], 左車輪に 0.0 [N] の駆動力の駆動力が生じる。したがって、2 自由度ジョイスティックを操作することにより、車両の駆動力が自由に制御できることが確認された。

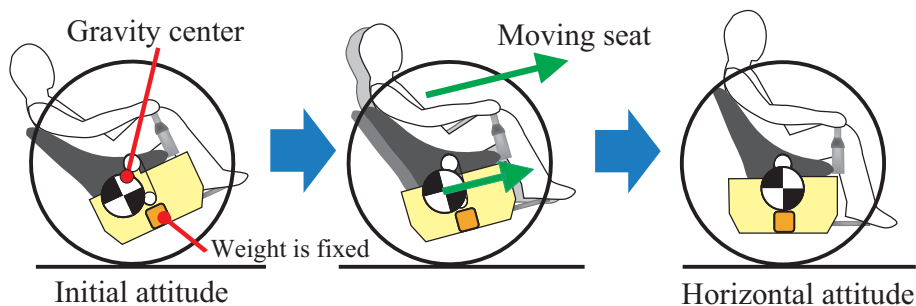
2.4 車体傾斜角制御システムの構築

本ビークルは、走行前の初期姿勢を任意の傾斜角に調整するシートポジショニングシステムおよび走行中の車体揺動を抑制するアクティブマスシステムを有する。

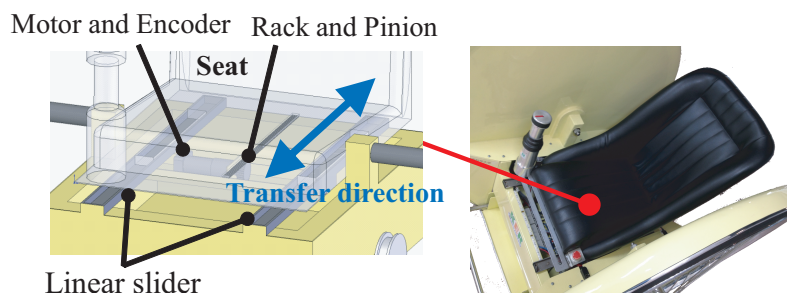
2.4.1 シートポジショニングシステムのサーボシステムの構築

シートポジショニングシステムは搭乗者をシートと共に前後に駆動させて、ビークルに対する重心位置の偏りを走行前に補正する。これにより、初期の車体傾斜角を任意の傾斜角に調整する。動作の概要を図2.9(a)に示し、駆動機構を図2.9(b)、仕様を表2.5に示す。シートはラックギヤおよびピニオンギヤによりスライダーに沿って前後に駆動する。

本研究では、シートを駆動するサーボシステムは回転数制御モードにて動作する。サーボシステムの制御ブロック図を図2.10に示し、シートポジショニングシステムの仕様を表2.6に示す。サーボアンプが内部ループにてモータ駆動電流値のPIフィードバック制御を行い、外部ループにて回転数のPIフィードバック制御を行う。各フィードバックゲインはサーボアンプ付



(a) Schematic of Seat Positioning System



(b) Illustration of Seat Positioning Mechanism

Fig. 2.9 Seat positioning system

Table 2.5 Specification of seat positioning system

Max. travel distance[m]	Max. velocity[m/s]	Driving power[W]
0.090	0.097	150

Table 2.6 Specification of seat driving servo system

seat	mass	14.0[kg]
	travel range	± 0.090 [m]
DC servo motor	Assigned power rating	150[W]
	Nominal voltage	24[V]
	Nominal speed	6940[rpm]
	Torque constant	30.2[mNm/A]
Gear head	Reduction ratio	338/3
	Max. efficiency	72[%]
Encoder	Resolution	500[pulse/rev]
	Channel	3[ch]
Control gain	Proportional gain(current)	536
	Integral gain(current)	222
	Proportional gain(velocity)	2519
	Integral gain(velocity)	326
Rack gear	pitch	3.142[mm]
Pinion gear	number of gear teeth	30

属のオートチューニングソフトウェアにて決定された。

2.4.2 シートポジショニングシステムを用いたPID制御による車体傾斜角制御

搭乗者が低重心型平行二輪ビークルの座席に着座した場合，搭乗者を含めた車体の重心位置が前後方向に偏り，車体が傾けられる．搭乗者が着座した後，静的な車体傾斜を水平姿勢に補償するため，シートポジショニングシステムによる車体傾斜角制御を構築する．シートポジショニングシステムの制御ブロック図を図 2.11 に示す．制御システムにおいて，車体の傾斜角度 θ および角速度 $\dot{\theta}$ は姿勢角センサにより検出される．サーボシステムへの制御入力は，角度指令値 θ_r と車体の傾斜角度 θ との誤差を補償するために PID 制御によって生成され，座席を移動させることにより車体傾斜角が角度指令値に補正される．PID 制御の制御パラメータは，短時間

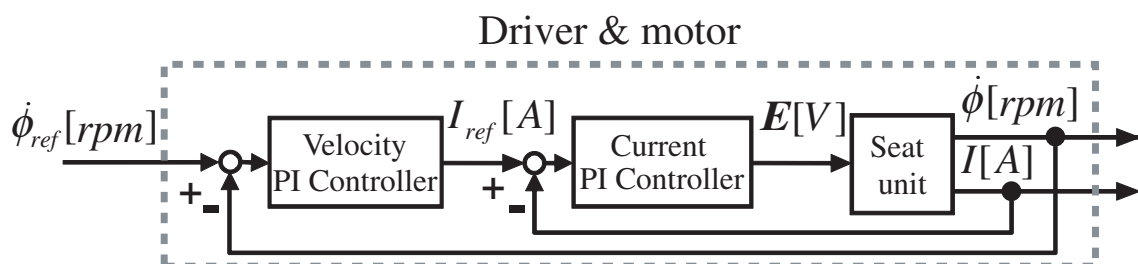


Fig. 2.10 Block diagram of seat driving servo system

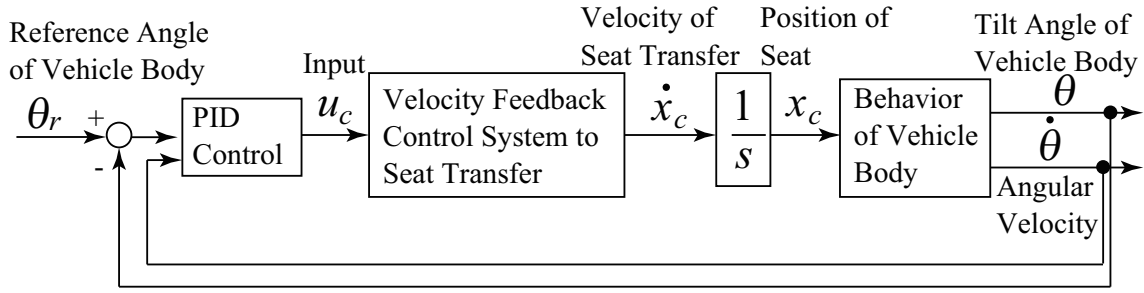


Fig. 2.11 Block diagram of the vehicle body's static attitude angle control by seat positioning control system

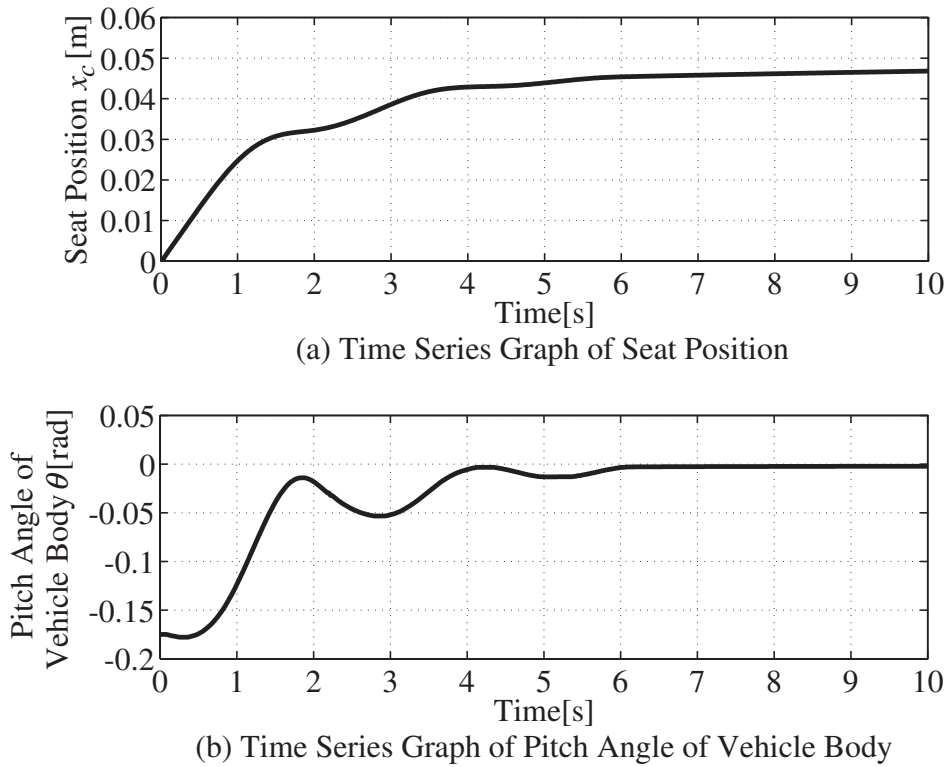


Fig. 2.12 Experimental Results of Seat Positioning Control

で静的な車体傾斜角を角度指令値に制御できるように実験によって調整され、比例ゲインおよび積分ゲイン、微分ゲインはそれぞれ、 0.233×10^{-2} 、 0.151 、 0.116×10^{-13} として与えられる。体重 59.25 [kg] の搭乗者における実験結果を図 2.12 に示す。図 2.12 において、(a) は座席の位置 x_c 、(b) は車体傾斜角度 θ を示す。実験では、車体の角度指令値 $\theta_{ref}=0$ [rad] として与えられた。車体は構造的に安定しており、車輪アクチュエータの粘性抵抗により揺れが減衰される。そして、搭乗者が座席に着座した状態の車体はシート位置を調整することにより、7 秒後に静的な車体傾斜を水平姿勢に補償された。シートポジショニングシステムは車両が走行する前に車両の静的な車体傾斜角度を水平姿勢に補償するシステムであり、車輪アクチュエータが停止して

いる場合に使用される。車両が走行する場合、シートは移動しないように車体に固定される。

本研究で行う実験は本システムを用いて搭乗者の重心位置を調整して車体傾斜角度を水平にした後に行う。

2.4.3 アクティブマスシステムのサーボシステムの構築

アクティブマスシステムは車体に内蔵されたウェイトを前後に駆動させる機構であり、車両に加わる重力によるモーメントがアクティブマスシステムの位置によって変更される。これにより車輪駆動時に車体に加わる外乱トルクを打ち消し、車体揺動を抑制して安定化させる。アクティブマスシステムの動作の概要を図 2.13(a) に示し、駆動機構を図 2.13(b)、仕様を表 2.7 に示す。ウェイトは、ラックギヤおよびピニオンギヤによりスライダに沿って前後に駆動する。

本研究では、ウェイトを駆動するサーボシステムは回転数制御モードにて動作する。サーボアンプが内部ループにてモータ駆動電流値の PI フィードバック制御を行い、外部ループにて回転数の PI フィードバック制御を行う。サーボシステムの制御ブロック図を図 2.14 に示し、ア

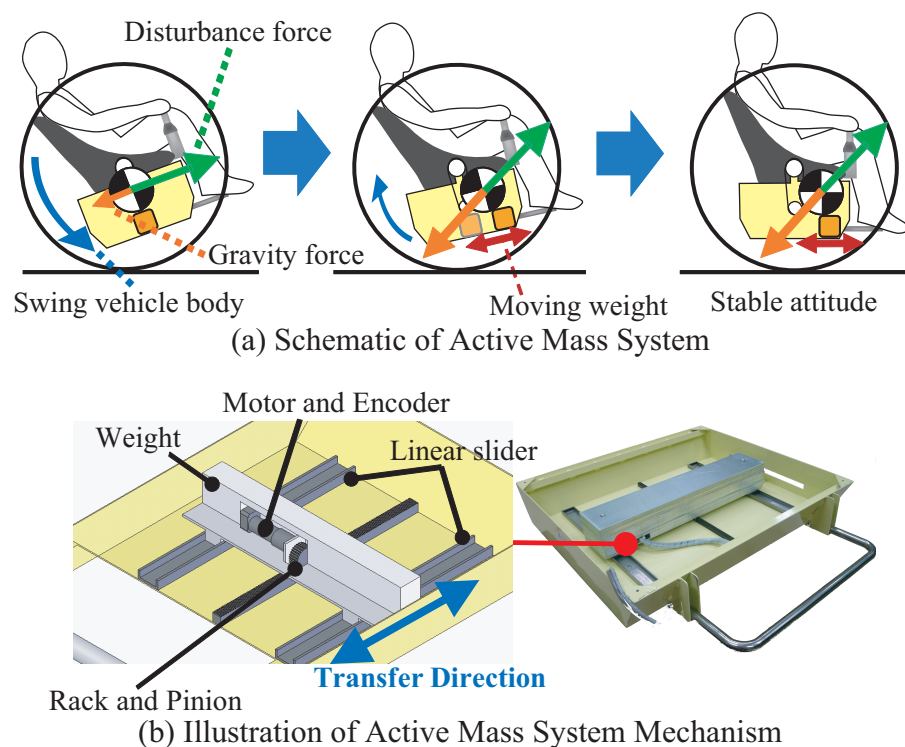


Fig. 2.13 Active mass system

Table 2.7 Specification of active mass system

Max. travel distance[m]	Max. velocity[m/s]	Driving power[W]
0.165	0.918	150

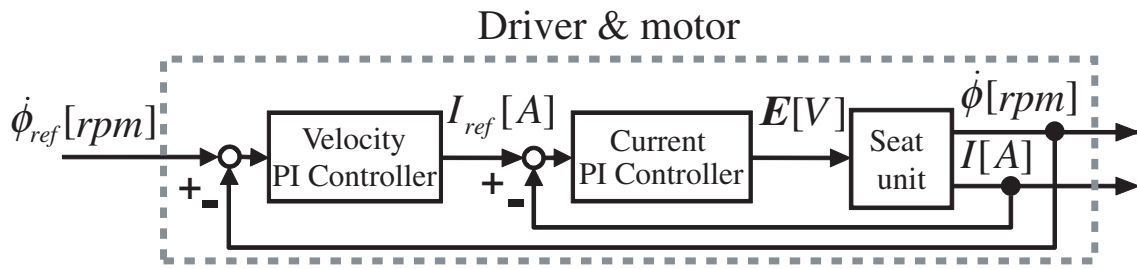


Fig. 2.14 Block diagram of weight driving servo system

Table 2.8 Specification of weight driving servo system

weight	mass	26.7[kg]
	travel range	± 0.165 [m]
DC servo motor	Assigned power rating	120[W]
	Nominal voltage	24[V]
	Nominal speed	7160[rpm]
	Torque constant	29.3[mNm/A]
Gear head	Gear ratio	49/4
	Max. efficiency	81[%]
Encoder	Resolution	500[pulse/rev]
	Channel	3[ch]
Control gain	Proportional gain(current)	536
	Integral gain(current)	222
	Proportional gain(velocity)	2519
	Integral gain(velocity)	326
Rack gear	pitch	3.142[mm]
Pinion gear	number of gear teeth	30

クティブマスシステムの仕様を表 2.8 に示す。各フィードバックゲインはサーボアンプ付属のオートチューニングソフトウェアにて決定された。

本研究では、アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御について重点を置き、次章より詳細を述べる。

第3章 車体の揺動モデル

低重心型平行二輪ビークルの加速や搭乗者挙動、ウェイトの駆動などの外力により車体が揺動する．アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御の構築のため、低重心型平行二輪ビークルの車体揺動をラグランジュの運動方程式に基づいてモデル化し、モデルパラメータの同定手法の提案および体格の異なる搭乗者に対するモデルパラメータ解析を行う．

3.1 ラグランジュの運動方程式によるモデル構築

低重心型平行二輪ビークルの走行を考慮した車体の揺動モデルを図 3.1 に示す．ただし、図 3.1 において、 m_1 はアクティブマスシステムのウェイトを除く車体の質量、 m_2 はアクティブマスシステムのウェイトの質量、 m_3 は搭乗者の質量、 J_θ は搭乗者を含めた車体全体の重心まわりの慣性モーメント、 l_1, l_2, l_3 は、それぞれ m_1, m_2, m_3 の車体静止姿勢時の車軸を原点とした重心の高さ、 m_w は 1 輪分の車輪の質量、 J_w は 1 輪分の車輪の車軸まわりの慣性モーメント、 r_w は車輪の半径、 θ は車軸まわりの車体傾斜角度、 d_θ は車体揺動に対する等価粘性係数、 ϕ_r は車軸まわりの右車輪の回転角度、 τ_r は右車輪に作用する車軸まわりの駆動トルク、 d_r は右車輪の回転に対する等価粘性係数、 ϕ_l は車軸まわりの左車輪の回転角度、 τ_l は左車輪に作用する車軸まわりの駆動トルク、 d_l は左車輪の回転に対する等価粘性係数、 b はアクティブマスシステムにおけるウェイト搬送距離、 f_b はアクティブマスシステムのウェイト駆動力である．本研究で

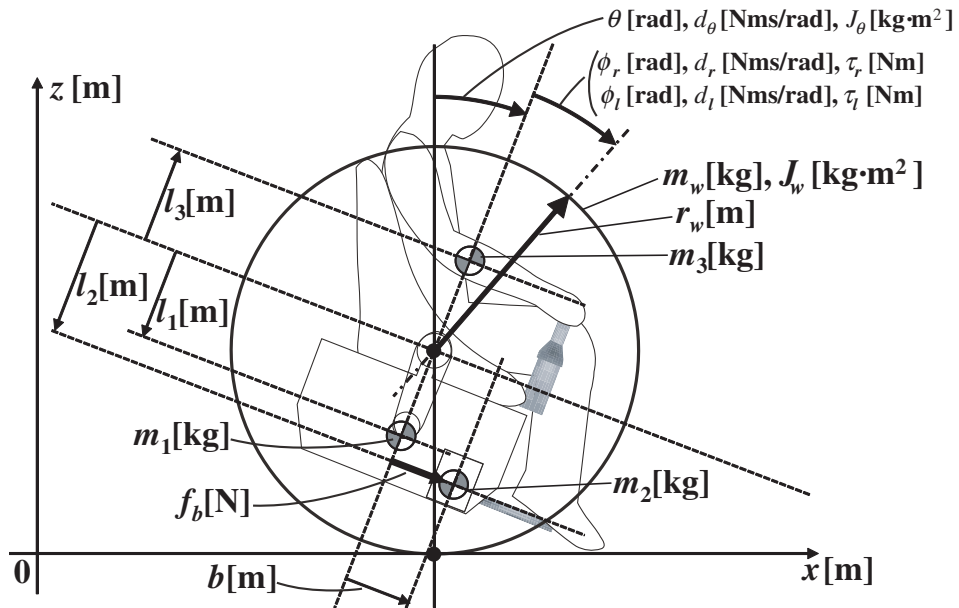


Fig. 3.1 Model parameters concerned with swaying of vehicle body in case of vehicle driving

ただし, A_1, A_2, A_3 は次式で示される.

$$A_1 = J_\theta + m_1 l_1^2 + m_2(l_2^2 + b^2) + m_3 l_3^2, \quad A_2 = 2m_2 b \dot{b} + d_\theta, \quad A_3 = -m_1 g l_1 - m_2 g l_2 - m_3 g l_3,$$

3.2 モデルパラメータの同定

前節の揺動モデルにおいて, 質量 m_1, m_2, m_3 はそれぞれ計量でき, ウェイトの重心高さ l_2 はウェイトの配置から測定できる既知パラメータである. なお, アクティブマスシステムのウェイト搬送距離 b はモータに搭載されているロータリーエンコーダからのパルス入力により検出する. ただし, ウェイトの搬送速度は搬送距離を近似微分して得られる. また, 車体の傾斜角度 θ および角速度 $\dot{\theta}$ は車体下部に設置された姿勢角センサより検出される.

$l_1, l_3, J_\theta, d_\theta$ は未知パラメータであり, これらの未知パラメータを同定するため, ビークルの車体揺動によるパラメータ同定実験を行う. 同定実験では車輪を固定して車体を揺動させる. また, 車輪駆動制御を電流制御とし, 電流指令値は 0 [A] とする. したがって, $\tau_\theta = 0$ である. そして, 以降に示す同定実験を行う. ここで, 本実験では, 21 歳から 28 歳までの健常な成人男性 7 名を被験者とし, 各被験者に実験内容を提示し, 同意を得て実験を行っている.

1. 搭乗後, シートポジショニングシステムを用いて, 静止状態で車体の姿勢角を $\theta = 0$ に調節する.
2. 搭乗していない状態で, ウェイトを 0 [m] から -0.16 [m] まで移動させて車体を傾斜させる. この実験において, ウェイトが位置 $b = -0.16$ に固定され, 車体が傾斜角度 θ で静止している状態は, $\dot{b} = 0, \ddot{b} = 0, \dot{\theta} = 0, \ddot{\theta} = 0$ となる. したがって, 式 (3.6) は次式となる.

$$-(m_1 l_1 + m_2 l_2 + m_3 l_3) \sin \theta = m_2 b \cos \theta \quad (3.8)$$

また, この実験では搭乗者が乗車していないため, $m_3 l_3 = 0$ となり, 式 (3.8) からアクティブマスシステムのウェイトを除いた車体重心位置 l_1 を次式のように求めることができる.

$$l_1 = -\frac{m_2 (l_2 \sin \theta + b \cos \theta)}{m_1 \sin \theta} \quad (3.9)$$

3. 搭乗状態で, 図 3.3(a) の実験を行う. ウェイトを 0 [m] から -0.16 [m] まで移動させて, 車体の揺動が収まった後, ウェイトを -0.16 [m] から 0 [m] まで移動させ, 車体を $\theta = 0$ に戻す. ウェイトを 0 [m] から -0.16 [m] まで移動させ静止した状態は式 (3.8) となる. したがって, 搭乗者の重心位置 l_3 を次式のように求めることができる.

$$l_3 = -\frac{m_1 l_1 \sin \theta + m_2 (l_2 \sin \theta + b \cos \theta)}{m_3 \sin \theta} \quad (3.10)$$

4. 搭乗状態で, 図 3.3(b) の実験を行う. ウェイトを原点 $b = 0$ に固定し, 車体を傾斜させた後, 自由振動させる. この実験結果と式 (3.6) のシミュレーション結果が一致するように

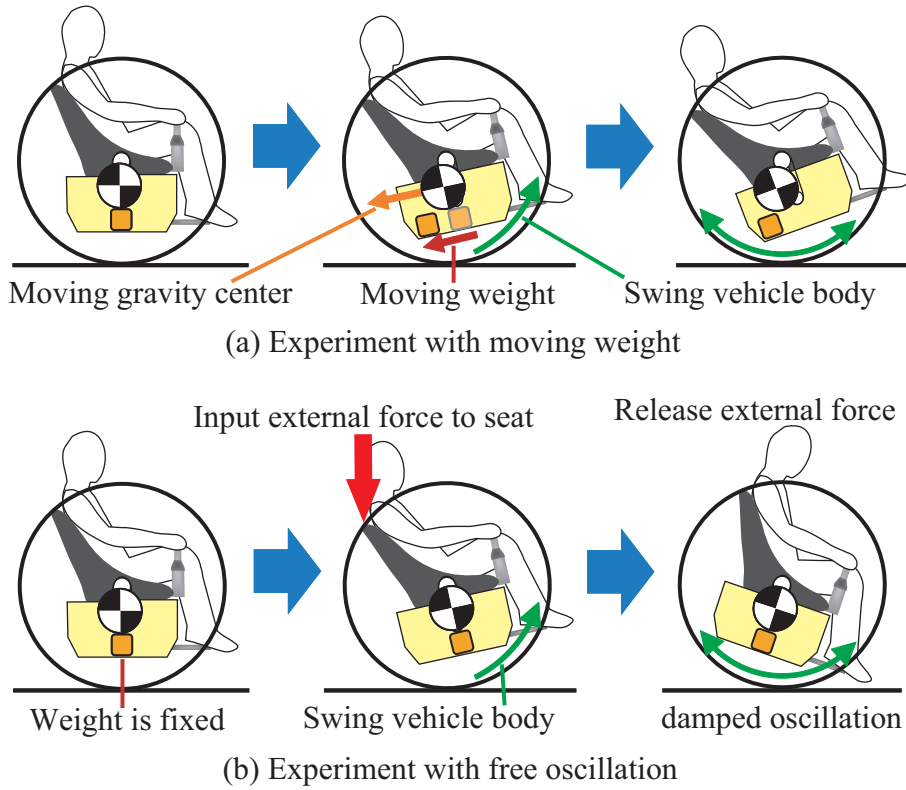
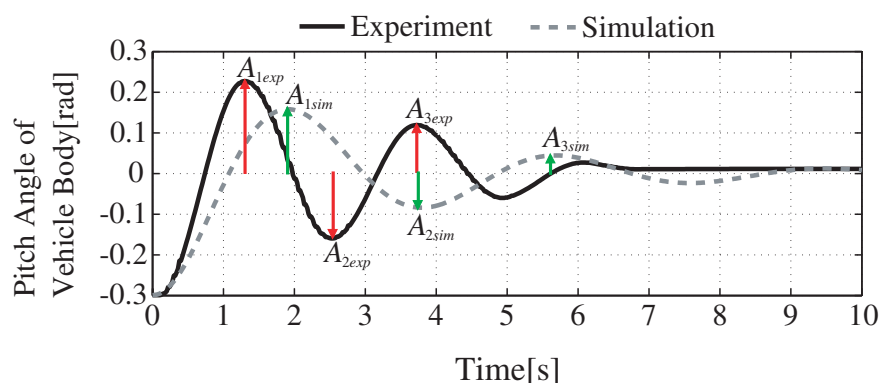


Fig. 3.3 Experimental method for parameter identification of model

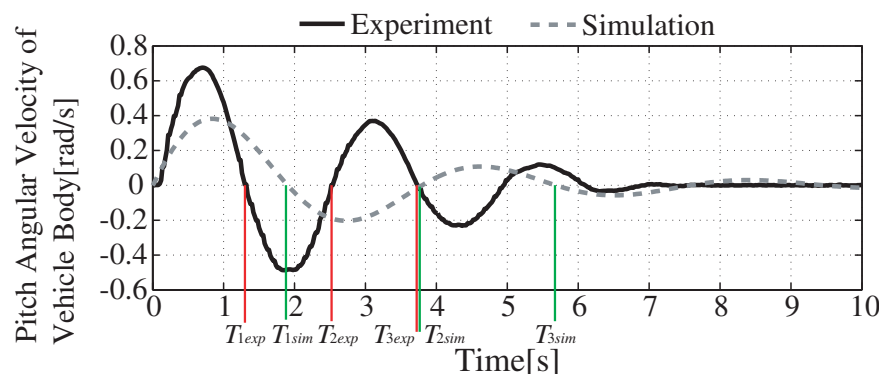
慣性モーメント J_θ および等価粘性係数 d_θ を求める．本研究では，次式の評価関数を最小化するように J_θ と d_θ を求める．

$$\begin{aligned}
 \min \quad & \int_0^T (\theta_{exp} - \theta_{sim})^2 dt + \int_0^T (\dot{\theta}_{exp} - \dot{\theta}_{sim})^2 dt \\
 & + |T_{1exp} - T_{1sim}| + |T_{2exp} - T_{2sim}| + |T_{3exp} - T_{3sim}| \\
 & + |A_{1exp} - A_{1sim}| + |A_{2exp} - A_{2sim}| + |A_{3exp} - A_{3sim}| \quad (3.11)
 \end{aligned}$$

また，評価関数の各パラメータの概要図を図3.4に示す．図3.4(a)は車体傾斜角 θ を示し，図3.4(b)は車体傾斜角速度 $\dot{\theta}$ を示す．ただし，図3.4において黒色の実線は実験結果であり，灰色の破線はシミュレーション結果を示す．ここで， θ_{exp} は実験による車体傾斜角であり， θ_{sim} はシミュレーションによる車体傾斜角， $\dot{\theta}_{exp}$ は実験による車体傾斜角速度， $\dot{\theta}_{sim}$ はシミュレーションによる車体傾斜角速度， T は実験時間である．また， T_{1exp} , T_{2exp} , T_{3exp} は実験による車体傾斜角速度が $\dot{\theta}_{exp} = 0$ となる時間であり， T_{1sim} , T_{2sim} , T_{3sim} はシミュレーションによる車体傾斜角速度が $\dot{\theta}_{sim} = 0$ となる時間， A_{1exp} , A_{2exp} , A_{3exp} は実験による車体傾斜角速度が $\dot{\theta}_{exp} = 0$ となる時の車体傾斜角， A_{1sim} , A_{2sim} , A_{3sim} はシミュレーションによる車体傾斜角速度が $\dot{\theta}_{sim} = 0$ となる時の車体傾斜角である．この評価関数の最小化には滑降シンプレックス法を用いた^[107]．



(a) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body



(b) Time Series Graph of Pitch Angular Velocity of Vehicle Body

Fig. 3.4 Outline of parameter identification of model

3.3 モデルパラメータ同定実験の結果

モデルパラメータ同定実験において、図 3.5 はウェイトの位置 b を示している。このウェイトの搬送は全ての搭乗者に対して同様の挙動を与えている。そして、図 3.6～図 3.12 は被験者 A～G それぞれがビークルに搭乗して実験を行った際の車体傾斜角の実験結果と同定パラメータを使用したシミュレーション結果の比較結果を示している。また、図 3.6～図 3.12 では、黒色の実線は実験結果であり、灰色の破線はシミュレーション結果を示す。この比較実験では、

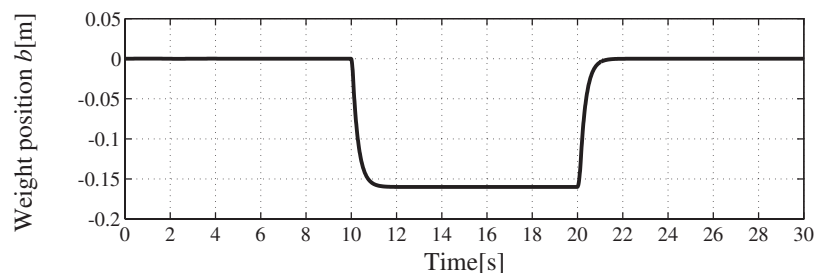


Fig. 3.5 Time series graph of weight position

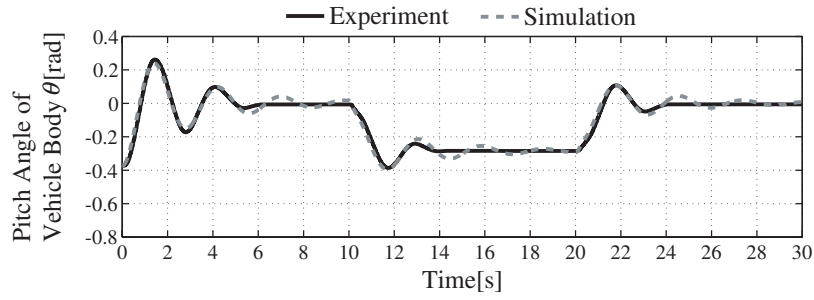


Fig. 3.6 Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger A

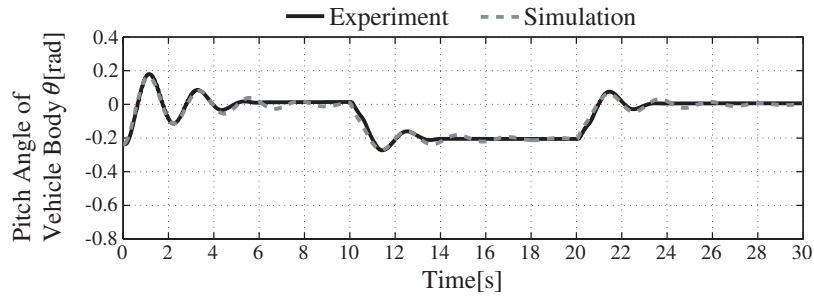


Fig. 3.7 Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger B

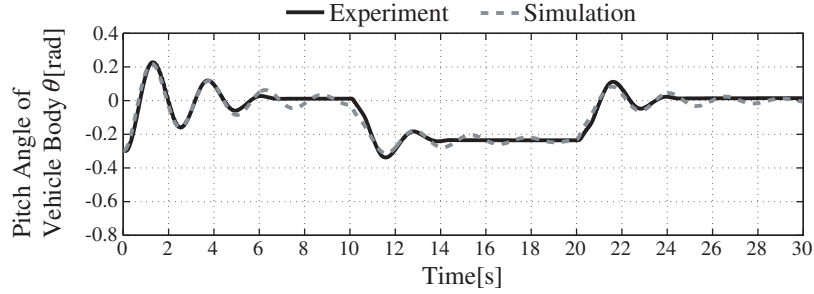


Fig. 3.8 Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger C

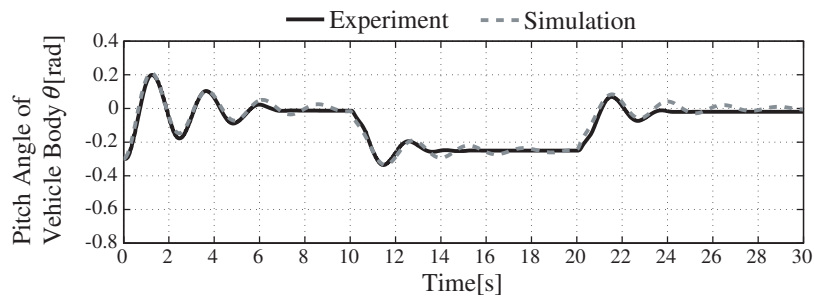


Fig. 3.9 Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger D

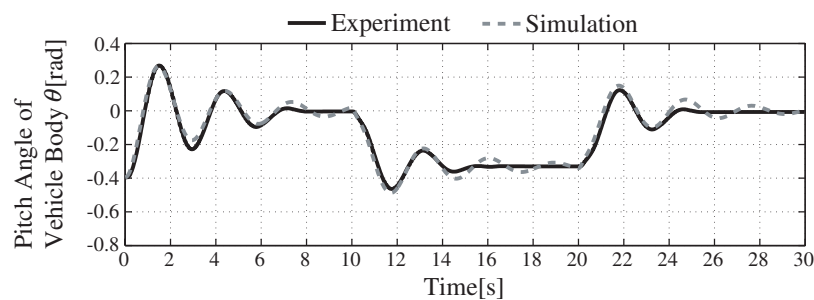


Fig. 3.10 Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger E

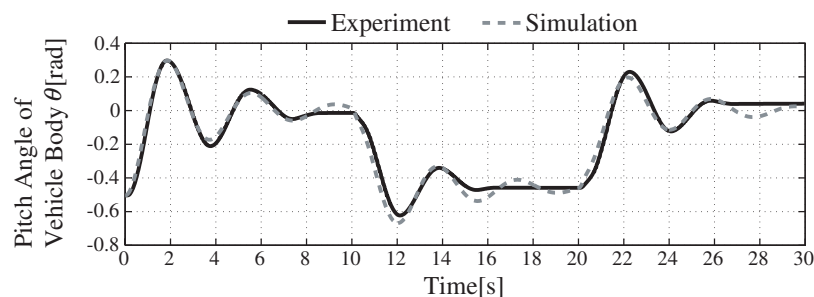


Fig. 3.11 Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger F

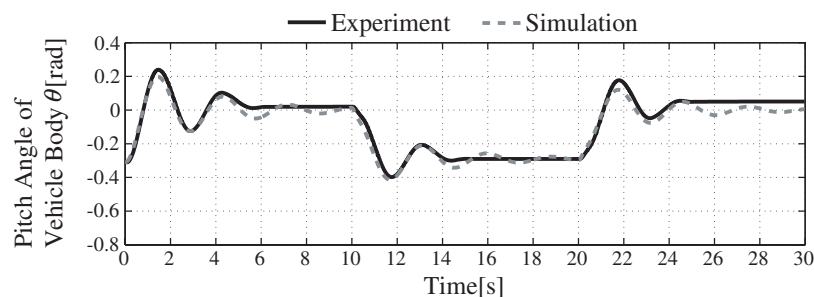


Fig. 3.12 Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger G

0～10 秒は図 3.3(b) の減衰自由振動の実験を行い、10～30 秒は図 3.3(a) のウェイトの移動による車体傾斜実験を行っている。これらの図から分かるように、提案されたモデルは車体の実際の動きと同様の挙動を示すことができる。同定実験により得られた同定パラメータのうち、車体に関するモデルパラメータを表 3.1、被験者 7 名の搭乗者に関するモデルパラメータを表 3.2、被験者 7 名の搭乗者に関するモデルパラメータの平均値および標準偏差を表 3.3 に示す。表 3.3 より、同定パラメータのうち搭乗者の質量 m_3 は乗客により大きく異なるが、搭乗者の重心高さ l_3 および慣性モーメント J_θ 、等価粘性抵抗係数 d_θ は各搭乗者ともに平均値に類似した値であり、標準偏差も平均値に対して小さいことがわかる。

Table 3.1 Identified model parameters related to vehicle

Mass m_1 [kg]	91.30
Mass m_2 [kg]	26.70
Distance l_1 [m]	-0.220
Distance l_2 [m]	-0.370

Table 3.2 Identified model parameters related to passengers

Passenger	A	B	C	D	E	F	G
Height(standing posture) h [m]	1.600	1.650	1.678	1.720	1.760	1.760	1.860
Mass m_3 [kg]	77.90	50.65	64.50	60.10	80.10	102.4	77.95
Distance l_3 [m]	0.197	0.190	0.191	0.223	0.220	0.209	0.203
moment of inertia J_θ [kgm ²]	16.48	14.81	16.55	13.22	13.83	15.42	16.94
Viscous damping coefficient d_θ [Nms/rad]	17.64	16.07	13.45	14.04	14.16	15.82	17.66

Table 3.3 Average and standard deviation of Identified model parameters related to passengers

	Average	Standard Deviation
Height(standing posture) h [m]	1.718	0.086
Mass m_3 [kg]	73.37	16.84
Distance l_3 [m]	0.205	0.013
moment of inertia J_θ [kgm ²]	15.32	1.44
Viscous damping coefficient d_θ [Nms/rad]	15.55	1.72

3.4 低重心型平行二輪ビークルの構造安定を維持するための搭乗者の重心高さの条件

被験者が着座し、車体が車軸より低重心となる安定な振子構造状態にあるかを、搭乗者を含めた車体の重心の高さ l_g にて判定する。各質量 m_1 , m_2 , m_3 と重心の高さ l_1 , l_2 , l_3 を用いて、搭乗者を含めた車体の重心の高さ l_g は次式で示される。

$$l_g = \frac{m_1 l_1 + m_2 l_2 + m_3 l_3}{m_1 + m_2 + m_3} \quad (3.12)$$

搭乗者を含む車体が安定な振子構造を有するには、搭乗者を含む車体の重心位置が車軸より低位置に存在する条件 $l_g < 0$ を満たす必要がある。そこで、車体が安定な振子構造となる搭乗者の条件を式 (3.12) を用いて、次式に示す。

$$l_3 < \frac{-m_1 l_1 - m_2 l_2}{m_3} \quad (3.13)$$

そして、本研究の同定実験における被験者7名の重心位置 l_3 と質量 m_3 の関係および式 (3.13) の関係を図 3.13 に示す。図 3.13 において、黒色の実線は式 (3.13) に表 3.1 のビークルデータを

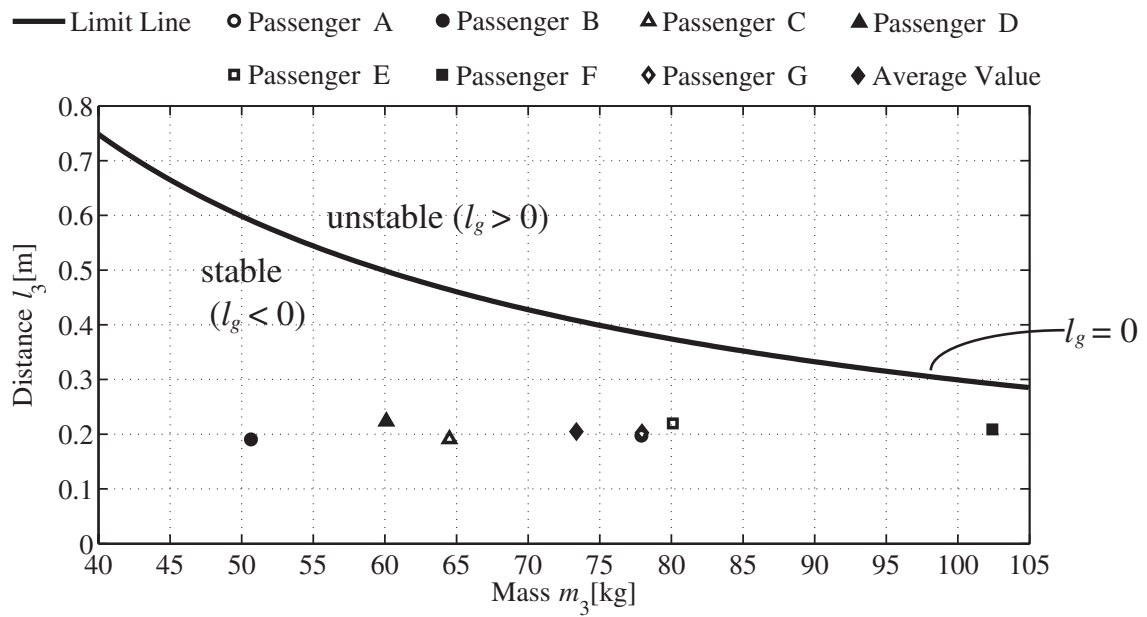


Fig. 3.13 Passenger's gravity centers and stable condition to passenger's gravity center

与えた時に $l_g = 0$ となる搭乗者重心位置 l_3 を示し、黒色の○印は被験者 A の質量と重心の高さ、黒色の●印は被験者 B の質量と重心の高さ、黒色の△印は被験者 C の質量と重心の高さ、黒色の▲印は被験者 D の質量と重心の高さ、黒色の□印は被験者 E の質量と重心の高さ、黒色の■印は被験者 F の質量と重心の高さ、黒色の◇印は被験者 G の質量と重心の高さ、黒色の◆印は各被験者の平均値を示す。図 3.13 より、体重の増加に伴って、車体が安定構造となる搭乗者の重心位置 l_3 の条件が減少することがわかる。また、本研究で示した全ての被験者が安定条件を満たすことが確認できる。

第4章 アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御

前章に示した車体揺動モデルに基づいて、アクティブマスシステムを用いた車体揺動抑制制御を構築する。制振対象とする機械構造物に外部より制振エネルギーを付与し積極的な振動の低減を図る能動的な方式として、ビルの免震機構などに利用されるアクティブマスダンパが有名である。図4.1にアクティブマスダンパの概要図を示す。アクティブマスダンパはおもりの運動エネルギーを用いて、建物の揺れのエネルギーを打ち消して制振制御を行う装置であり^{[108]~[110]}，モード制御による設計法の適用^[111]，高層建物の強風時や中小地震時の多モード同時アクティブ制振制御など研究が進められている^{[112]~[114]}。

低重心型平行二輪ビークルにおいては，車体の傾斜角に関する動特性を示す式(3.6)の左辺第5項より， $-m_2 l_2 \ddot{\theta}$ を制御入力とすることで建築物のアクティブ制振制御と同様に制振制御が可能になると考えられる。しかし，図3.6~図3.12におけるウェイト搬送による車体揺動の結果より，アクティブマスシステムのウェイト位置に車体の傾斜が大きく影響されることがわかる。つまり，車体の傾斜角に関する動特性を示す式(3.6)の左辺第4項より， $m_2 g b \cos \theta$ の影響が大きいと考えられる。そこで，本節では $m_2 g b \cos \theta$ を制御入力として制御系を設計する場合と $-m_2 l_2 \ddot{\theta}$ を制御入力として制御系を設計する場合について，車体傾斜の最大振幅や残留振動，ウェイトの運動などの観点から制御性能を比較する。

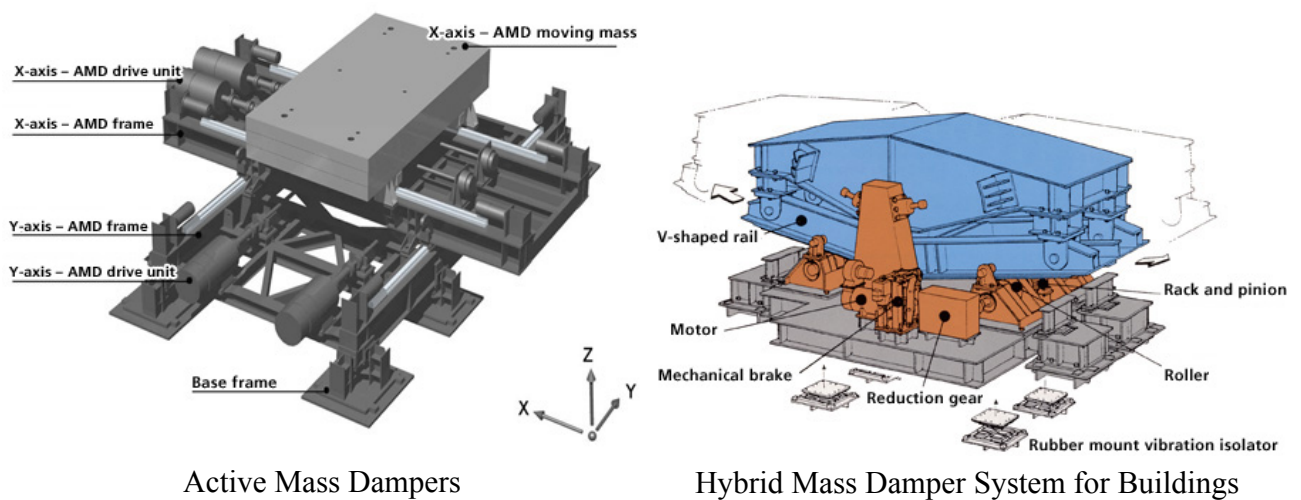


Fig. 4.1 Schematics of active mass dampers (IHI Infrastructure Systems Co., Ltd.)

4.1 車体揺動抑制制御におけるバックステッピング法を適用した制御入力的设计

4.1.1 制御入力 $u(b, \theta) = m_2 g b \cos \theta$ とした場合

本項では、ウェイトの位置 b によって変化するトルク $m_2 g b \cos \theta$ が車体揺動抑制制御における制御入力 u として扱われる。ここで、アクティブマスシステムのウェイト搬送では、PID 制御による位置フィードバック制御が構築されており、車体揺動に比べて高い応答性でウェイトの目標位置 b_{ref} に到達する。したがって、本研究では式 (3.7) に示すウェイト搬送に対する動特性は考慮せず、迅速にウェイト位置が $b = b_{ref}$ を実現するものと仮定する。車体の傾斜角に関する動特性は、式 (3.6) をバネとダンパを有する回転系として次式のように表現される。

$$\ddot{\theta} = -\frac{C(b, \dot{b})}{J(b)}\dot{\theta} - \frac{K}{J(b)}\sin \theta + \frac{1}{J(b)}u(b, \theta) + \frac{1}{J(b)}d(\tau_\theta, \ddot{b}) \quad (4.1)$$

ただし、 $J(b)$, $C(b, \dot{b})$, K , $u(b, \theta)$, $d(\tau_\theta, \ddot{b})$ は次式で示される。

$$J(b) = J_\theta + m_1 l_1^2 + m_2(l_2^2 + b^2) + m_3 l_3^2, \quad C(b, \dot{b}) = 2m_2 b \dot{b} + d_\theta, \\ K = -m_1 g l_1 - m_2 g l_2 - m_3 g l_3, \quad u(b, \theta) = m_2 g b \cos \theta, \quad d(\tau_\theta, \ddot{b}) = \tau_\theta - m_2 l_2 \ddot{b}$$

ただし、式 (4.1) に示すように、ウェイトの駆動により生じる反作用トルク $m_2 l_2 \ddot{b}$ は外乱トルク τ_θ と共に制御システム設計における外乱 $d(\tau_\theta, \ddot{b})$ として扱われる。

本研究では、式 (4.1) に示す車体傾斜角に関する動特性に対して、非線形システムの制御手法の一つであるバックステッピング法を用いて、車体揺動抑制制御を構築する^[115]。バックステッピング法は以降に示すリアプノフ関数に基づき、各状態変数に対して順次リアプノフ安定を実現する制御設計手法である。

$$U_{(x,y)} = V_{(x)} + \frac{1}{2} [y - \mu_{(x)}]^2 \quad (4.2)$$

ここで、 x は状態変数、 y は被制御変数である。本研究において、状態変数 x は $\theta, \dot{\theta}$ から構成される。そして、被制御変数 y は車体の傾斜角 θ を表す。まず第一段階では、モデル中の状態変数 θ へのリアプノフ関数の候補は、式 (4.2) に基づいて、次式で与えられる。

$$V_1 = \frac{1}{2} z_1^2 = \frac{1}{2} (y - y_r)^2 \quad (4.3)$$

ここで、 y_r は車体の目標傾斜角度であり、 z_1 が実際の傾斜角度と目標傾斜角度との誤差である。本研究において、制御システムの目的は車体傾斜角 $\theta = 0$ での安定化であるため、目標傾斜角度は $y_r = 0$ である。したがって、式 (4.3) 中のリアプノフ関数は次式で表される。

$$V_1 = \frac{1}{2} z_1^2 = \frac{1}{2} y^2 \quad (4.4)$$

式 (4.4) の時間微分は次式のように示される。

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = y \dot{y} \quad (4.5)$$

ここで, $\dot{z}_1 = \dot{y} = \dot{\theta}$ であるので, 式 (4.5) は次式で置き換えられる.

$$\dot{V}_1 = z_1 \dot{z}_1 = y \dot{y} = y \dot{\theta} \quad (4.6)$$

次式のように $\dot{\theta}$ を与えると,

$$\dot{\theta} = -c_1 y, \quad (c_1 > 0) \quad (4.7)$$

その結果, 式 (4.6) は次式のように, 負値とすることができる.

$$\dot{V}_1 = -c_1 y^2 < 0 \quad (4.8)$$

式 (4.4) と式 (4.8) の関係から V_1 はリアプノフ関数となる. ここで, 状態変数 $\dot{\theta}$ に対する理想的な状態変数 α が得られるとすると次式のように導出できる.

$$\alpha = -c_1 y \quad (4.9)$$

第二段階において, 実際の状態変数 $\dot{\theta}$ と理想状態 α との間の誤差 z_2 は次式で与えられる.

$$z_2 = \dot{\theta} - \alpha \quad (4.10)$$

式 (4.2) に基づいて, 状態変数 z_2 を含むリアプノフ関数の候補 V_2 は次式で与えられる.

$$V_2 = V_1 + \frac{1}{2} z_2^2 \quad (4.11)$$

式 (4.11) の時間微分は次式で示される.

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 + z_2 \dot{z}_2 \quad (4.12)$$

ここで, 式 (4.6) に式 (4.9) と式 (4.10) を代入し, リアプノフ関数の時間微分 \dot{V}_1 は次のように表される.

$$\dot{V}_1 = y(z_2 + \alpha) = y(z_2 - c_1 y) = -c_1 y^2 + y z_2 \quad (4.13)$$

そして, 式 (4.1) に示すモデルと式 (4.9) における理想的な状態変数 α の時間微分は, 次式のように式 (4.10) の時間導関数に代入される.

$$\dot{z}_2 = \ddot{\theta} - \dot{\alpha} = \ddot{\theta} + c_1 \dot{y} = -\frac{C(b, \dot{b})}{J(b)} \dot{\theta} - \frac{K}{J(b)} \sin \theta + \frac{1}{J(b)} u(b, \theta) + c_1 \dot{\theta} \quad (4.14)$$

ここで, 外乱 $d(\tau_\theta, \ddot{b})$ は本ビークルのセンサシステムにおいて正確に測定できないため, 置換する式 (4.1) のモデルから除去される. 式 (4.12) に式 (4.13) と式 (4.14) を代入することにより, \dot{V}_2 は次式のように表される.

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= -c_1 y^2 + y z_2 + z_2 \dot{z}_2 = -c_1 y^2 + z_2 (\dot{z}_2 + \theta) \\ &= -c_1 y^2 + z_2 \left(-\frac{C(b, \dot{b})}{J(b)} \dot{\theta} - \frac{K}{J(b)} \sin \theta + \frac{1}{J(b)} u(b, \theta) + c_1 \dot{\theta} + \theta \right) \end{aligned} \quad (4.15)$$

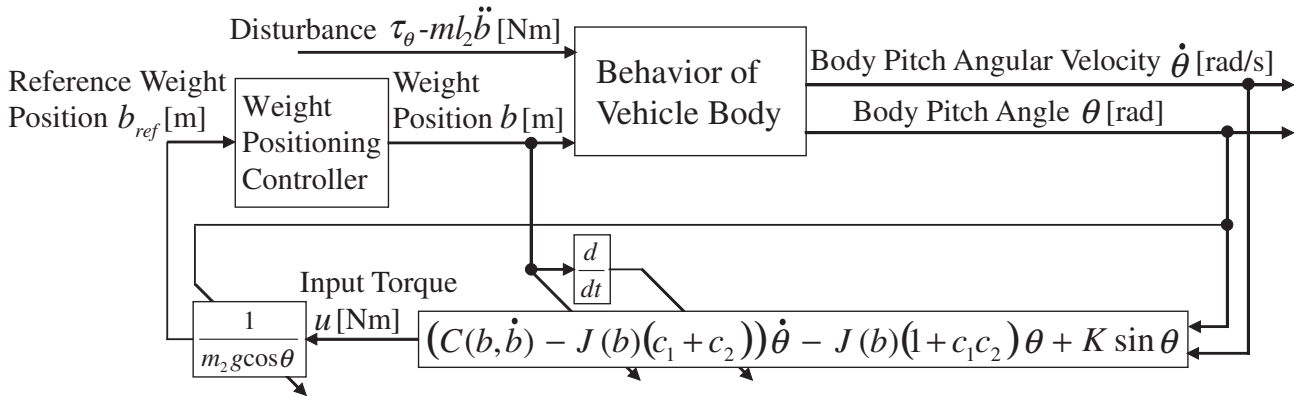


Fig. 4.2 Block diagram of sway suppression control system of vehicle body ($u(b, \theta) = m_2 g b \cos \theta$)

$-c_2 z_2$ として次式を置く.

$$-c_2 z_2 = -\frac{C(b, \dot{b})}{J(b)} \dot{\theta} - \frac{K}{J(b)} \sin \theta + \frac{1}{J(b)} u(b, \theta) + c_1 \dot{\theta} + \theta \quad (c_2 > 0) \quad (4.16)$$

したがって, \dot{V}_2 は次式で表される.

$$\dot{V}_2 = -c_1 y^2 - c_2 z_2^2 < 0 \quad (4.17)$$

そのため, 状態変数の θ と $\dot{\theta}$ はリアプノフ関数 V_2 を構築することによって, リアプノフ安定であることが示される. 式 (4.16) に式 (4.9) と式 (4.10) を代入することにより, 制御入力 u は次式のように導出される.

$$u(b, \theta) = (C(b, \dot{b}) - J(b)(c_1 + c_2)) \dot{\theta} - J(b)(1 + c_1 c_2) \theta + K \sin \theta \quad (4.18)$$

ここで, 式 (4.1) に示すように $u(b, \theta) = m_2 g b \cos \theta$ であるので, 位置フィードバック制御を構成しているウェイト搬送への指令位置 b_{ref} に次式が与えられる.

$$b_{ref} = \frac{1}{m_2 g \cos \theta} \{ (C(b, \dot{b}) - J(b)(c_1 + c_2)) \dot{\theta} - J(b)(1 + c_1 c_2) \theta + K \sin \theta \} \quad (4.19)$$

制御入力 $u(b, \theta) = m_2 g b \cos \theta$ とした場合にバックステップング法を適用して設計された車体揺動抑制制御のブロック図を図 4.2 に示す. ここで, ウェイト搬送におけるウェイト速度 \dot{b} はウェイト搬送に用いられるモータに取付けられているロータリーエンコーダで計測されるウェイト位置 b の後進差分を用いた近似微分によって実現されている.

4.1.2 制御入力 $u(\ddot{b}) = -m_2 l_2 \ddot{b}$ とした場合

ウェイトの駆動により生じる反作用トルク $-m_2 l_2 \ddot{b}$ を制御入力とする場合, 車体動揺抑制制御に適用する車体の傾斜角に関する動特性は, 式 (3.6) をバネとダンパを有する回転系として次式のように表現される.

$$\ddot{\theta} = -\frac{C(b, \dot{b})}{J(b)} \dot{\theta} - \frac{K}{J(b)} \sin \theta + \frac{m_2 g b}{J(b)} \cos \theta + \frac{1}{J(b)} u(\ddot{b}) + \frac{1}{J(b)} d(\tau_\theta) \quad (4.20)$$

ただし, $J(b)$, $C(b, \dot{b})$, K , $u(\ddot{b})$, $d(\tau_\theta)$ は次式で示される.

$$\begin{aligned} J(b) &= J_\theta + m_1 l_1^2 + m_2(l_2^2 + b^2) + m_3 l_3^2, \quad C(b, \dot{b}) = 2m_2 b \dot{b} + d_\theta, \\ K &= -m_1 g l_1 - m_2 g l_2 - m_3 g l_3, \quad u(\ddot{b}) = -m_2 l_2 \ddot{b}, \quad d(\tau_\theta) = \tau_\theta \end{aligned}$$

前項と同様にバックステッピング法による制御系の設計を行い, 式 (4.20) に示すモデルと式 (4.9) における理想的な状態変数 α の時間微分は, 次式のように式 (4.10) の時間導関数に代入される.

$$\dot{z}_2 = \ddot{\theta} - \dot{\alpha} = \ddot{\theta} + c_1 \dot{\theta} = -\frac{C(b, \dot{b})}{J(b)} \dot{\theta} - \frac{K}{J(b)} \sin \theta + \frac{m_2 g b}{J(b)} \cos \theta + \frac{1}{J(b)} u(\ddot{b}) + c_1 \dot{\theta} \quad (4.21)$$

ここで, 外乱 $d(\tau_\theta)$ は本ビークルのセンサシステムにおいて正確に測定できないため, 置換する式 (4.20) のモデルから除去される. 式 (4.12) に式 (4.13) と式 (4.21) を代入することにより, \dot{V}_2 は次式のように表される.

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= -c_1 y^2 + y z_2 + z_2 \dot{z}_2 = -c_1 y^2 + z_2 (\dot{z}_2 + \theta) \\ &= -c_1 y^2 + z_2 \left(-\frac{C(b, \dot{b})}{J(b)} \dot{\theta} - \frac{K}{J(b)} \sin \theta + \frac{m_2 g b}{J(b)} \cos \theta + \frac{1}{J(b)} u(\ddot{b}) + c_1 \dot{\theta} + \theta \right) \end{aligned} \quad (4.22)$$

$-c_2 z_2$ として次式を置く.

$$-c_2 z_2 = -\frac{C(b, \dot{b})}{J(b)} \dot{\theta} - \frac{K}{J(b)} \sin \theta + \frac{m_2 g b}{J(b)} \cos \theta + \frac{1}{J(b)} u(\ddot{b}) + c_1 \dot{\theta} + \theta \quad (c_2 > 0) \quad (4.23)$$

したがって, \dot{V}_2 は次式で表される.

$$\dot{V}_2 = -c_1 y^2 - c_2 z_2^2 < 0 \quad (4.24)$$

そのため, 状態変数の θ と $\dot{\theta}$ はリアプノフ関数 V_2 を構築することによって, リアプノフ安定であることが示される. 式 (4.23) に式 (4.9) と式 (4.10) を代入することにより, 制御入力 u は次式のように導出される.

$$u(\ddot{b}) = -(J(b)(c_1 + c_2) - C(b, \dot{b})) \dot{\theta} - J(b)(1 + c_1 c_2) \theta + K \sin \theta - m_2 g b \cos \theta \quad (4.25)$$

ここで, 式 (4.20) に示すように $u(\ddot{b}) = -m_2 l_2 \ddot{b}$ であるので, ウェイト搬送への指令加速度 \ddot{b}_{ref} に次式が与えられる.

$$\ddot{b}_{ref} = -\frac{1}{m_2 l_2} \{(-J(b)(c_1 + c_2) - C(b, \dot{b})) \dot{\theta} - J(b)(1 + c_1 c_2) \theta + K \sin \theta - m_2 g b \cos \theta\} \quad (4.26)$$

ウェイト搬送のサーボアンプには速度フィードバック制御が構成されているため, 指令加速度 \ddot{b}_{ref} を時間積分し, 指令速度 \dot{b}_{ref} がウェイト搬送のサーボアンプに与えられる. 制御入力 $u(\ddot{b}) = -m_2 l_2 \ddot{b}$ とした場合にバックステッピング法を適用して設計された車体揺動抑制制御のブロック図を図 4.3 に示す. 本節にて構築した 2 通りの制御入力における制御の比較検証は次章にて行う.

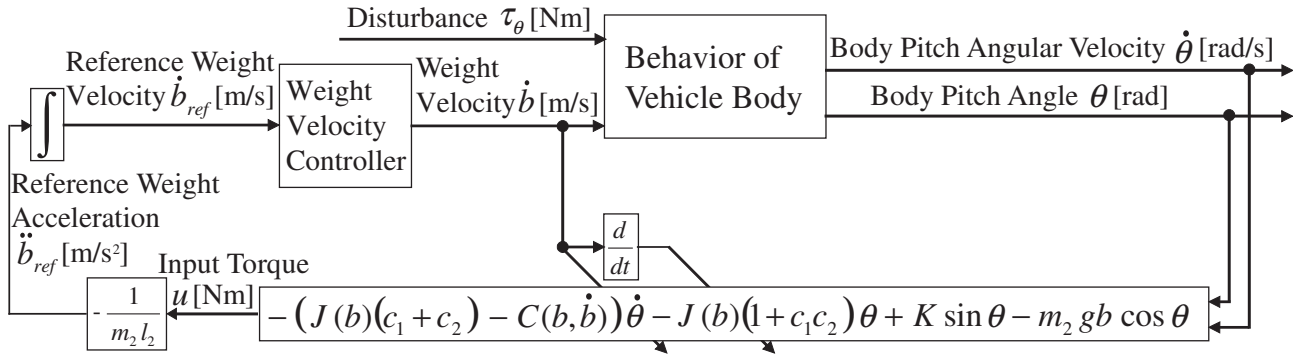


Fig. 4.3 Block diagram of sway suppression control system of vehicle body ($u(\ddot{b}) = -m_2 l_2 \ddot{b}$)

4.2 車体揺動抑制制御に適用するモデルパラメータ

3.3節において搭乗者毎に同定するモデルパラメータは、搭乗者の質量 m_3 、着座時の搭乗者の重心の高さ l_3 、慣性モーメント J_θ と等価粘性係数 d_θ が挙げられる。それぞれのモデルパラメータの変化による車体揺動への影響を、車体揺動を示す式 (4.1) および式 (4.20) において $b = 0$ 、 $\dot{b} = 0$ とした場合の $J(b)$ および $C(b, \dot{b})$ 、 K 、そしてパラメータ同定に使用した評価関数の式 (3.11) の値を比較する。本節では体格差の大きい被験者 B, G, F において、同定パラメータを使用した場合の値と、同定パラメータをそれぞれ 10 [%] 増加させた場合の値を比較する。被験者 B での比較結果を表 4.1 および図 4.4, 被験者 G での比較結果を表 4.2 および図 4.5, 被験者 F での比較結果を表 4.3 および図 4.6 に示す。

図 4.4～図 4.6 において、(a) は m_3 を 10[%] 増加させた場合のシミュレーション結果と実験結果の比較、(b) は l_3 を 10[%] 増加させた場合のシミュレーション結果と実験結果の比較、(c) は

Table 4.1 Comparison of variation model parameters in passenger B (change ratio: +10[%])

Variation parameter	-	m_3	l_3	J_θ	d_θ
$J(0) = J_\theta + m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 + m_3 l_3^2$	24.69	24.88	25.08	26.17	24.69
$C(0, 0) = d_\theta$	16.07	16.07	16.07	16.07	17.67
$K = -m_1 g l_1 - m_2 g l_2 - m_3 g l_3$	199.0	189.6	189.6	199.0	199.0
Evaluation function Eq.(3.11)	0.1639	0.3389	0.3611	0.3352	0.1987

Table 4.2 Comparison of variation model parameters in passenger G (change ratio: +10[%])

Variation parameter	-	m_3	l_3	J_θ	d_θ
$J(0) = J_\theta + m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 + m_3 l_3^2$	28.20	28.52	28.87	29.89	28.20
$C(0, 0) = d_\theta$	17.66	17.66	17.66	17.66	19.43
$K = -m_1 g l_1 - m_2 g l_2 - m_3 g l_3$	138.6	123.1	123.1	138.6	138.6
Evaluation function Eq.(3.11)	0.1908	0.8158	0.8833	0.4111	0.2340

Table 4.3 Comparison of variation model parameters in passenger F (change ratio: +10[%])

Variation parameter	-	m_3	l_3	J_θ	d_θ
$J(0) = J_\theta + m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 + m_3 l_3^2$	27.93	28.38	28.87	29.47	27.93
$C(0, 0) = d_\theta$	15.82	15.82	15.82	15.82	17.41
$K = -m_1 g l_1 - m_2 g l_2 - m_3 g l_3$	83.86	62.90	62.90	83.86	83.86
Evaluation function Eq.(3.11)	0.2686	2.7661	2.9139	0.5003	0.3407

J_θ を 10[%] 増加させた場合のシミュレーション結果と実験結果の比較, (d) は d_θ を 10[%] 増加させた場合のシミュレーション結果と実験結果の比較を示し, 灰色の破線がシミュレーション結果, 黒色の実線が実験結果を示す. 表 4.1~表 4.3 の評価関数の値より, パラメータの変化による車体揺動への影響の大きさは, $l_3 > m_3 > J_\theta > d_\theta$ となることが示された. これは, l_3 および m_3 が $J(b)$ および K に含まれており, l_3 は $J(b)$ において二乗されることからパラメータの変化による車体揺動への影響が他のパラメータより大きくなる. そして, パラメータの変化の割合を各被験者とも一定としたため, 搭乗者質量が大きいほどパラメータの変化による影響が大きくなることが図 4.4~図 4.6 より確認できる.

本研究では, 表 3.2 および表 3.3 からわかるように, l_3 , J_θ および d_θ は, 異なる搭乗者でも近似した値を示している. このことから, 制御系設計で用いる l_3 , J_θ および d_θ には表 3.3 の平均値を使用する. 一方, 質量は搭乗者によって大きく変動しているため, 制御系設計に用いる m_3 は実測値が好ましいと考える. l_3 , J_θ および d_θ には表 3.3 の平均値, m_3 には実測値を適用した場合の車体揺動のシミュレーション結果と実験結果の比較を図 4.7 に示す. 図 4.7 において (a)~(c) は被験者 B, G, F それぞれがビークルに搭乗して実験を行った際の車体傾斜角の実験結果と同定パラメータを使用したシミュレーション結果の比較結果を示している. 黒色の実線が実験結果, 灰色の破線がシミュレーション結果を示す. 本節にて提案した手法においてもシミュレーション挙動は実挙動を良好に再現している. 一方, m_3 , l_3 , J_θ , d_θ に表 3.3 の平均値を適用した場合の車体揺動のシミュレーション結果と実験結果の比較を図 4.8 に示す. 図 4.8 において (a)~(c) は被験者 B, G, F それぞれがビークルに搭乗して実験を行った際の車体傾斜角の実験結果と同定パラメータを使用したシミュレーション結果の比較結果を示している. 黒色の実線が実験結果, 灰色の破線がシミュレーション結果を示す. 各被験者の m_3 の平均値と誤差の小さい被験者 G の場合のシミュレーション結果は実験結果を良好に再現できている. しかし, 各被験者の m_3 の平均値と誤差の大きい被験者 B および被験者 F の場合のシミュレーション結果は実験結果を再現していると言えない.

上述より, 制御系設計で用いる m_3 には実測値, l_3 , J_θ および d_θ には表 3.3 の平均値を適用する. 搭乗者質量 m_3 は容易に計量できるため, ビークル搭乗による同定実験は不要となる. したがって, 3.2 節で示したような, 制御系設計で用いるモデルパラメータの同定実験は不要になる. そして, 制御パラメータ c_1 および c_2 のみを設計することとなる.

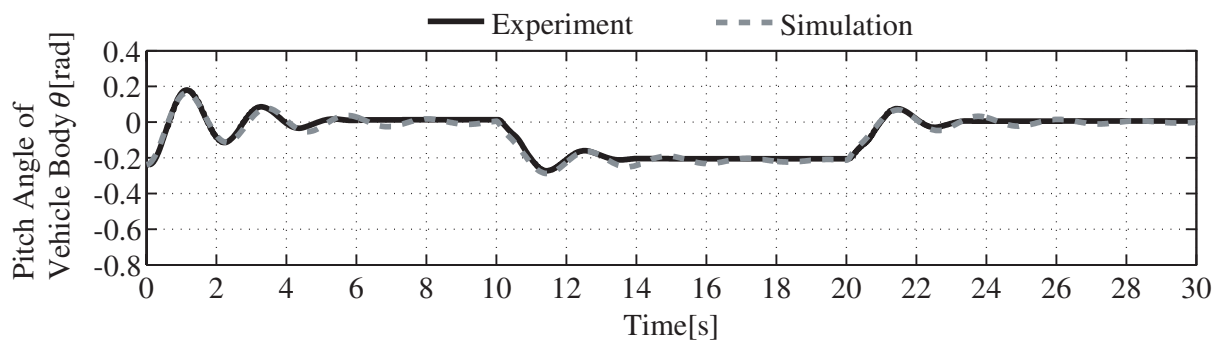
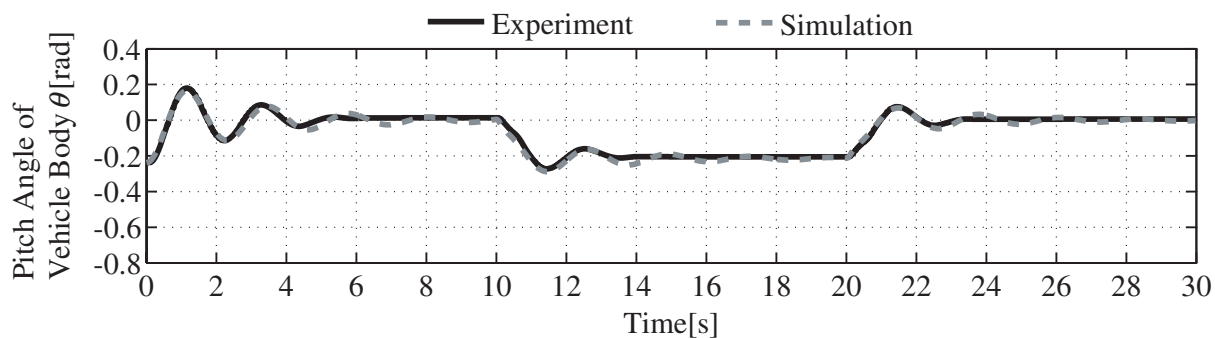
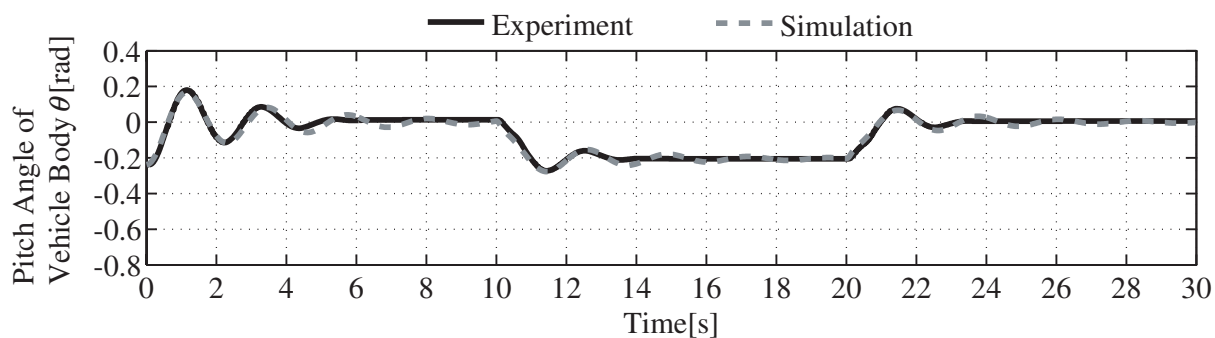
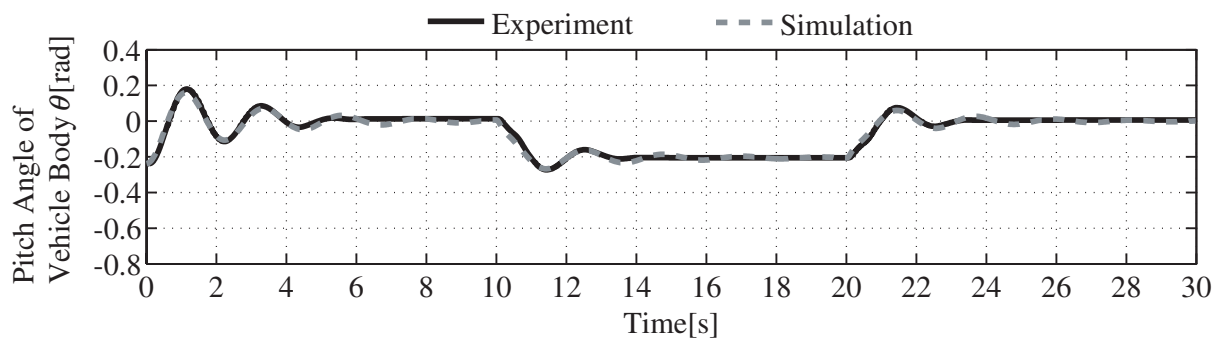
(a) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is m_3 (b) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is l_3 (c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is J_θ (d) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is d_θ

Fig. 4.4 Comparison of variation model parameters in passenger B (change ratio: +10[%])

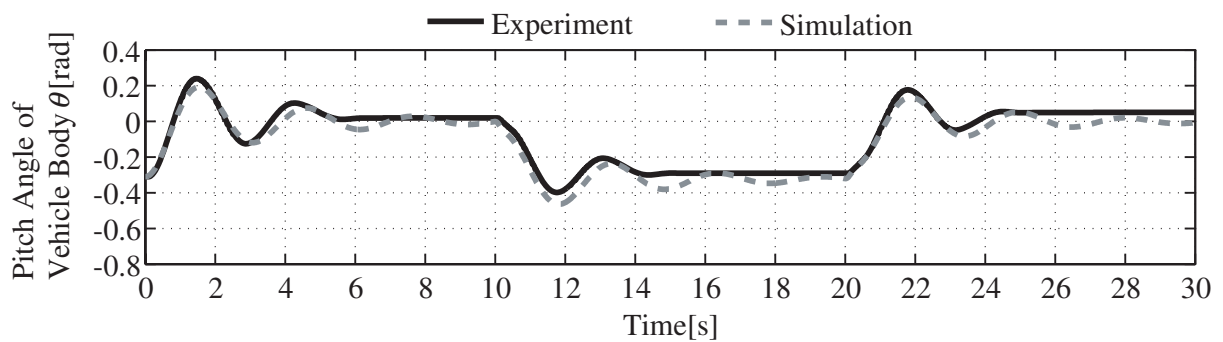
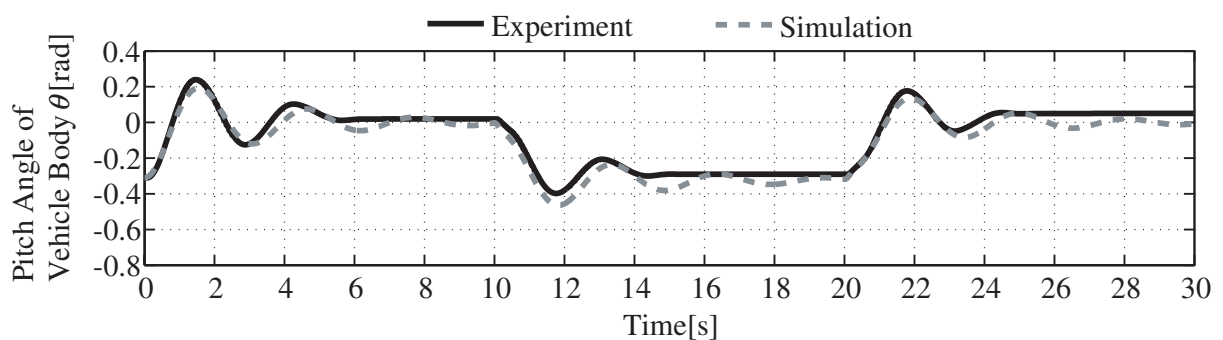
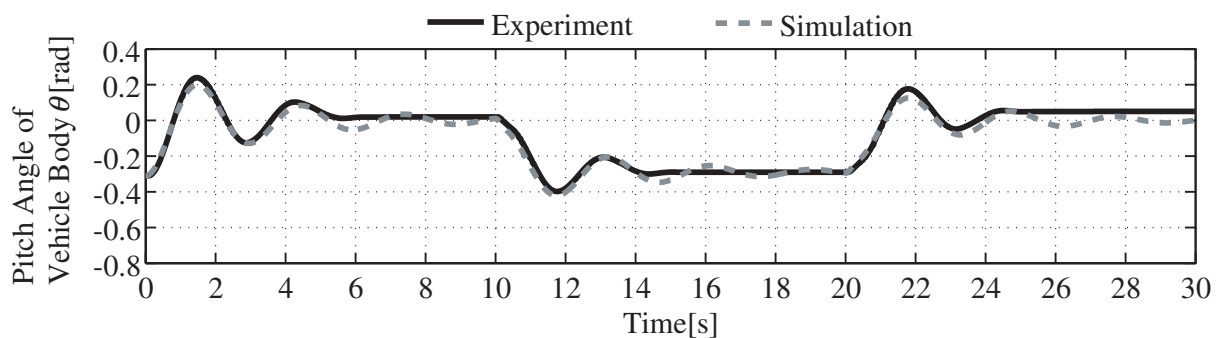
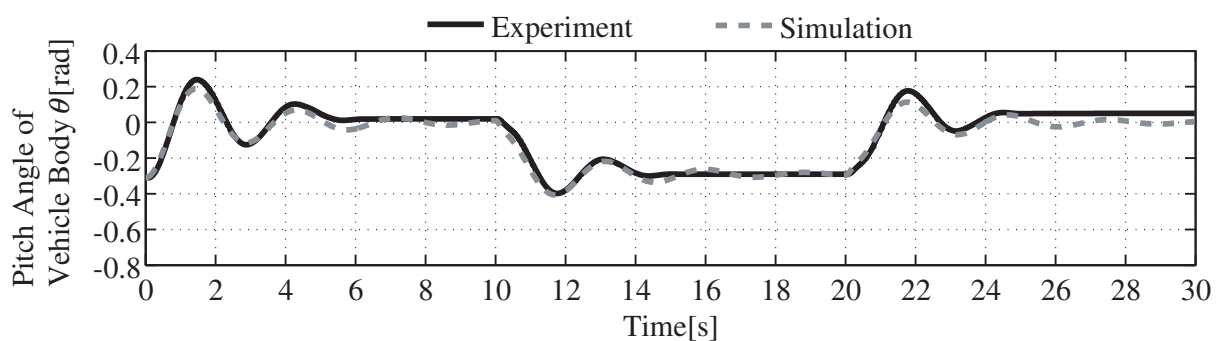
(a) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is m_3 (b) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is l_3 (c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is J_θ (d) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is d_θ

Fig. 4.5 Comparison of variation model parameters in passenger G (change ratio: +10[%])

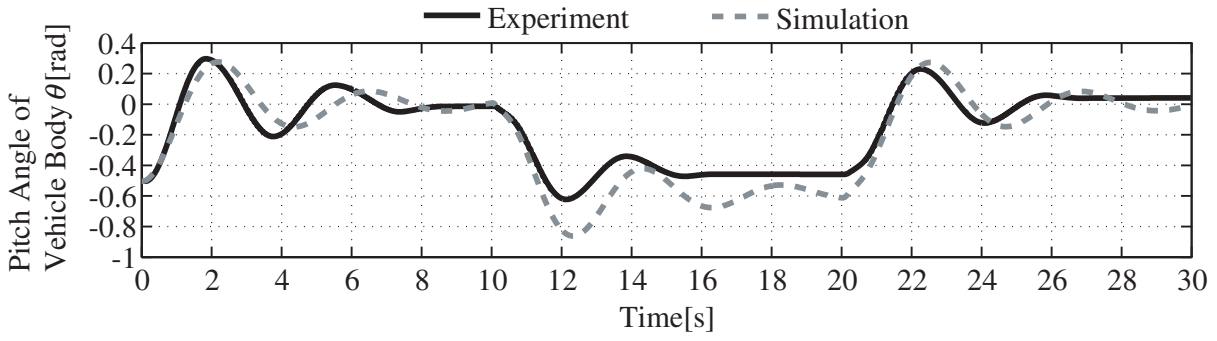
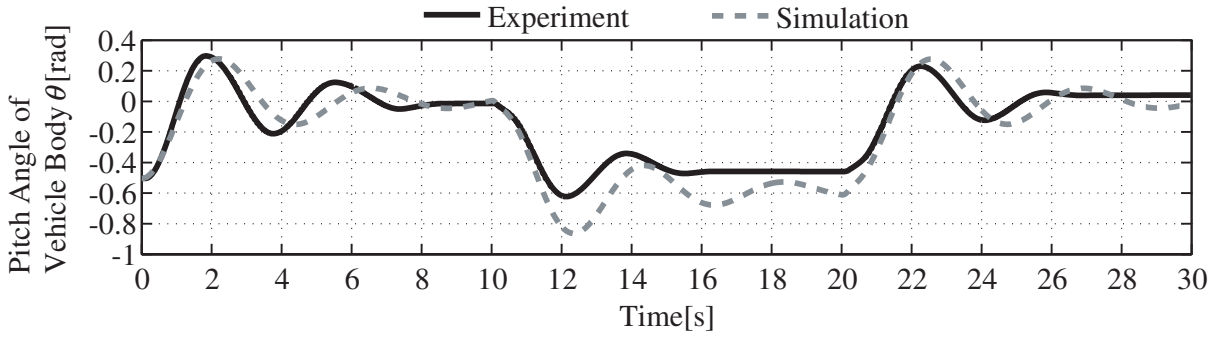
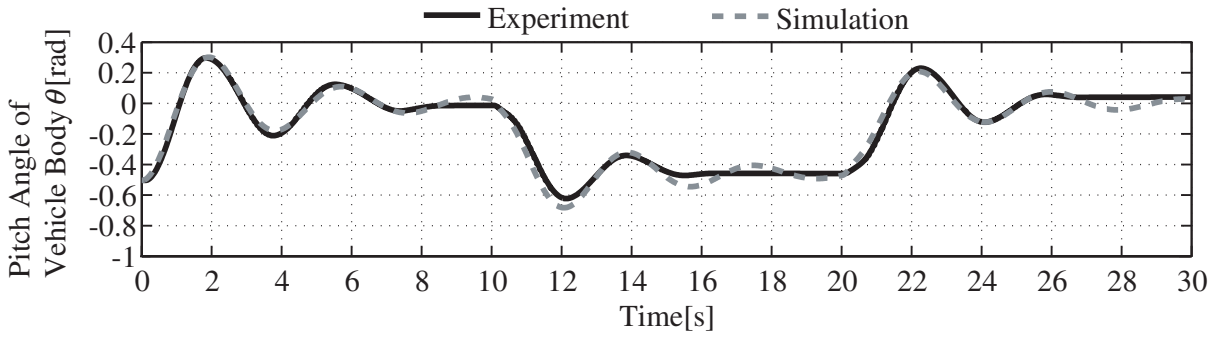
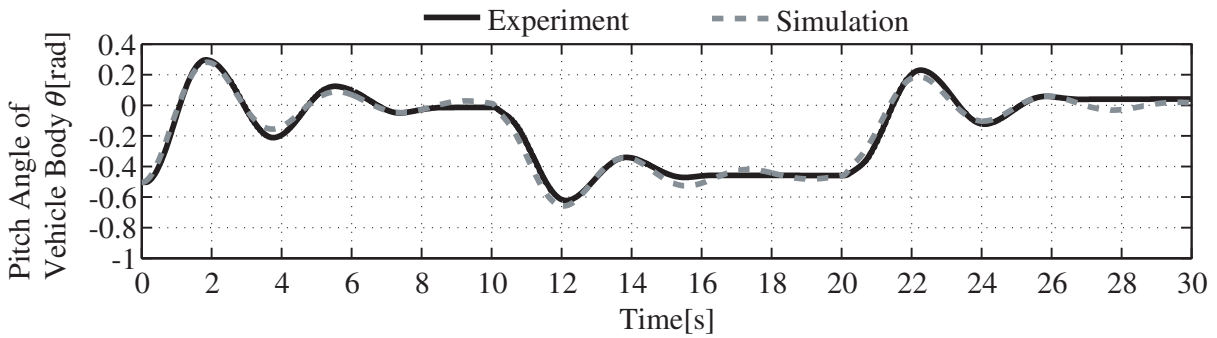
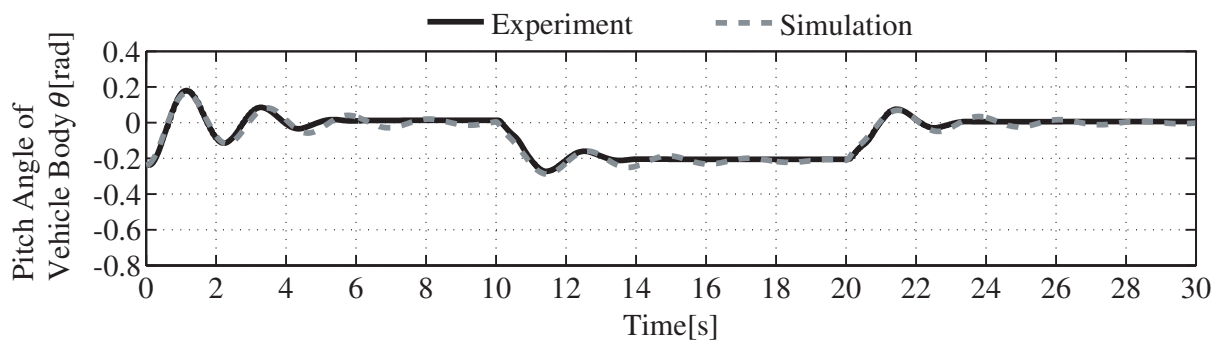
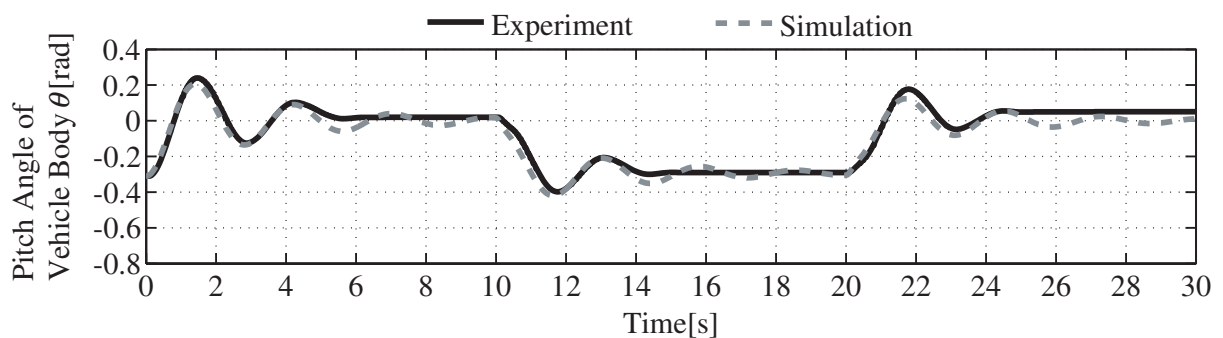
(a) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is m_3 (b) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is l_3 (c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is J_θ (d) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body, Variation Parameter is d_θ

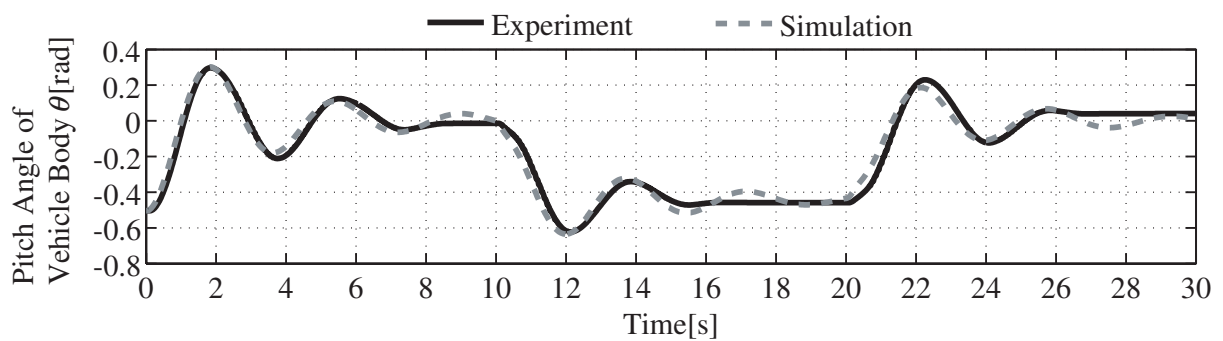
Fig. 4.6 Comparison of variation model parameters in passenger F (change ratio: +10[%])



(a) Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger B

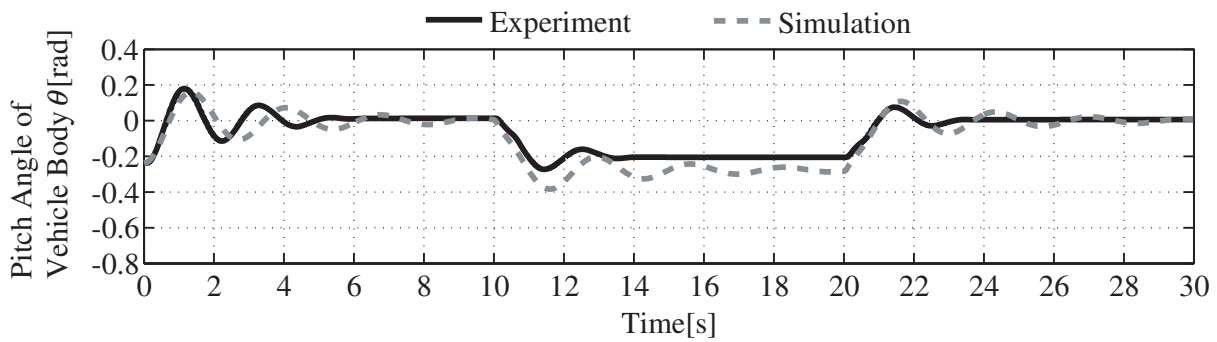


(b) Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger G

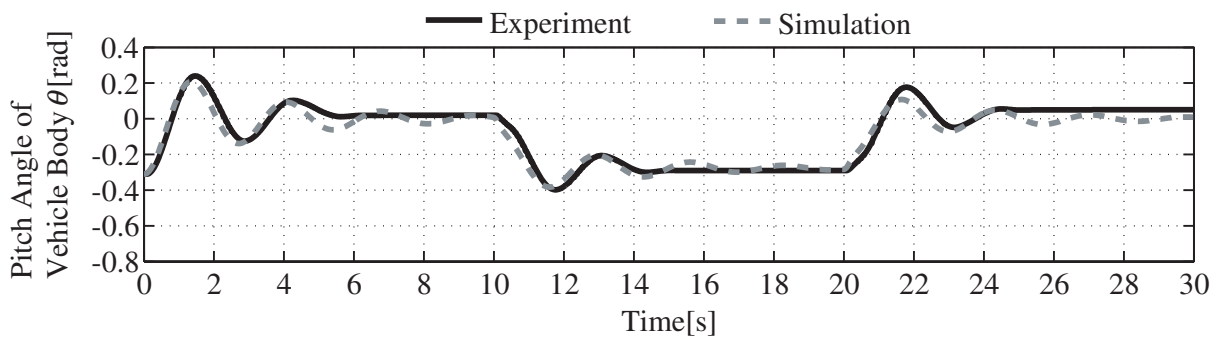


(c) Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger F

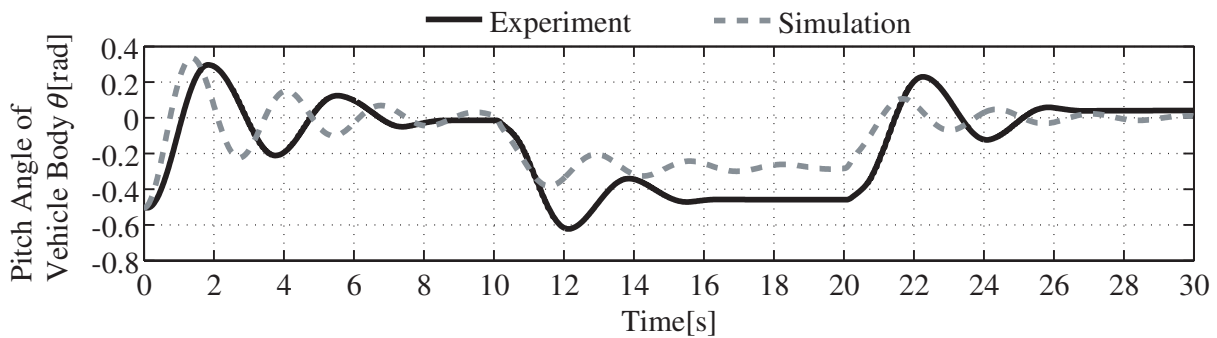
Fig. 4.7 Comparison of experimental results and simulation results using average parameters l_3 , J_θ , d_θ and measured parameter m_3



(a) Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger B



(b) Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger G



(c) Comparison of experimental results and simulation results in case of passenger F

Fig. 4.8 Comparison of experimental results and simulation results using average parameters l_3 , J_θ , d_θ and measured parameter m_3

4.3 バックステッピング法適用により導入した制御パラメータ

アクティブマスシステムのアクチュエータの駆動制限により，車体揺動制御時におけるアクティブマスシステムの加速度 \ddot{b} が重力加速度 g よりも小さく，ウェイト駆動の反作用トルク $ml_2\ddot{b}$ の影響を微小であると仮定すると，反作用トルクを取り除いた式(4.1)に式(4.18)を代入すると非線形項が相殺され次式が得られる．

$$\ddot{\theta} = -(c_1 + c_2)\dot{\theta} - (1 + c_1c_2)\theta \quad (4.27)$$

式(4.20)に式(4.25)を代入した場合においても同様に非線形項が相殺され上式が得られる．式(4.27)より，車体揺動抑制制御を適用したシステムの減衰比 ζ は次式で表される．

$$\zeta = \frac{c_1 + c_2}{2\sqrt{1 + c_1c_2}} \quad (4.28)$$

式(4.28)は次式に多項式展開される．

$$c_1^2 + (2 - 4\zeta^2)c_1c_2 + c_2^2 - 4\zeta^2 = 0 \quad (4.29)$$

式(4.29)を c_1 の二次方程式とすると， c_1 の解は次式のように導出される．

$$c_1 = \frac{-(2 - 4\zeta^2)c_2 \pm \sqrt{(2 - 4\zeta^2)^2c_2^2 - 4(c_2^2 - 4\zeta^2)}}{2} \quad (4.30)$$

そして，式(4.30)は次式のように展開される．

$$c_1 = (2\zeta^2 - 1)c_2 \pm 2\zeta\sqrt{1 - (1 - \zeta^2)c_2^2} \quad (4.31)$$

ここで， c_1 および c_2 を増大させると，式(4.17)に示すリアプノフ関数の導関数も増大することに着目すると，車体揺動を抑制し，かつ車体傾斜角を原点 $\theta = 0$ へ迅速に戻すには c_1 および c_2 を増大させる必要があることがわかる．したがって，簡便に c_1 および c_2 になるべく大きな正の実数値を与えるために， c_1 を重解とする．そのため，次式に示すように，式(4.30)の右辺第2項を0とする．

$$1 - (1 - \zeta^2)c_2^2 = 0 \quad (4.32)$$

したがって， c_2 は次式で与えられる．

$$c_2 = \frac{1}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (c_2 > 0, \zeta < 1) \quad (4.33)$$

式(4.33)を式(4.31)へ代入することで c_1 は次式で与えられる．

$$c_1 = \frac{2\zeta^2 - 1}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (c_1 > 0, \frac{1}{\sqrt{2}} < \zeta < 1) \quad (4.34)$$

したがって、 ζ を $\frac{1}{\sqrt{2}} < \zeta < 1$ の範囲内において決定することで、式 (4.33)、式 (4.34) より c_1 , c_2 が決定される。一方、 $\zeta = 1$ として式 (4.29) に代入すると次式が得られる。

$$\begin{aligned} c_1^2 - 2c_1c_2 + c_2^2 &= 4 \\ (c_1 - c_2)^2 &= 4 \\ c_1 - c_2 &= 2 \\ c_2 &= c_1 - 2 \quad (c_2 > 0) \end{aligned} \tag{4.35}$$

したがって、 c_1 を決定することで c_2 は Eq.(4.35) により決定される。一方、Eq.(4.27) より、車体動揺抑制制御を適用したシステムの固有角振動数 ω_n は次式で表される。

$$\omega_n = \sqrt{1 + c_1c_2} \tag{4.36}$$

Eq.(4.36) に Eq.(4.35) を代入することで次式が得られる。

$$\begin{aligned} \omega_n^2 &= c_1^2 - 2c_1 + 1 = (c_1 - 1)^2 \\ \omega_n &= c_1 - 1 \\ c_1 &= \omega_n + 1 \quad (c_1 > 0) \end{aligned} \tag{4.37}$$

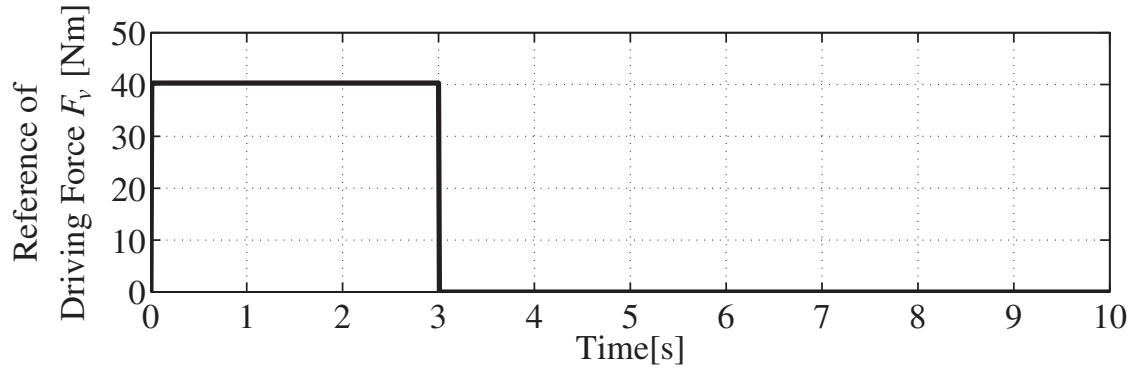
したがって、 ω_n を決定することで、Eq.(4.35)、Eq.(4.37) より c_1 , c_2 が決定される。 c_1 および c_2 が増加する場合、Eq.(4.17) に示すリアプノフ関数の導関数も増加する。したがって、水平姿勢へ迅速に戻すには ω_n を増加させる必要がある。上述より、搭乗者毎に調整する車体揺動抑制制御のパラメータは搭乗者の質量 m_3 のみとなる。

第5章 アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御の実験検証

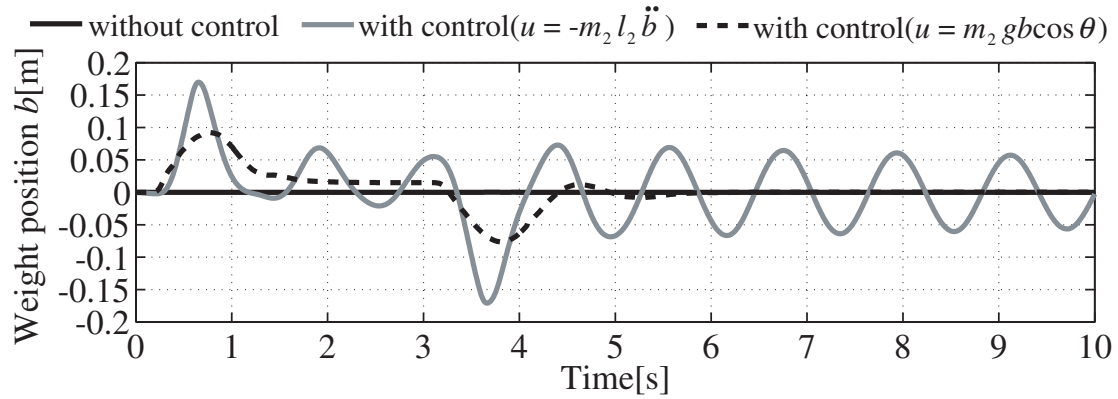
5.1 車体揺動抑制制御における制御入力の実験検証

本節では、4章にて構築した車体揺動抑制制御における制御入力 u の違いによる影響および有効性を検証するために、図 2.1(b) に示す低重心型平行二輪ビークルを用いて実験を行った。実験検証では、車体揺動抑制制御の性能を評価することを目的として、車輪を回転しないように固定して、車輪駆動用モータで駆動トルクを与え、車体を傾斜させた場合の車体揺動抑制効果を確認する。本節では、搭乗者に関するモデルパラメータの m_3 に実測値、 l_3 , J_θ , d_θ に表 3.2 の平均値が車体揺動抑制制御に適用され、式 (4.33), 式 (4.34) より c_1 , c_2 を決定し、実験を通じて $\zeta = 0.94$ と与え、 $c_1 = 2.931$, $c_2 = 2.249$ が車体揺動抑制制御に適用される。なお、体重 60.7[kg], 身長 1.76[m] の成人男性の被験者を搭乗者とする。実験結果を図 5.1 に示す。図 5.1 において (a) は車輪の駆動力の指令値, (b) はアクティブマスシステムのウェイトの位置, (c) は車体の傾斜角度を示している。(b) および (c) において、黒色の実線は車体揺動抑制制御を使用しない場合の実験結果、灰色の実線は制御入力 $u(\ddot{b}) = -m_2 l_2 \ddot{b}$ とした車体揺動抑制制御を使用した場合の実験結果、黒色の破線は制御入力 $u(b, \theta) = m_2 g b \cos \theta$ とした車体揺動抑制制御を使用した場合の実験結果を示す。また、各実験における車体傾斜角度の最大振幅値および二乗平均平方根値、ウェイト速度の二乗平均平方根値に関する結果を表 5.1 に示す。

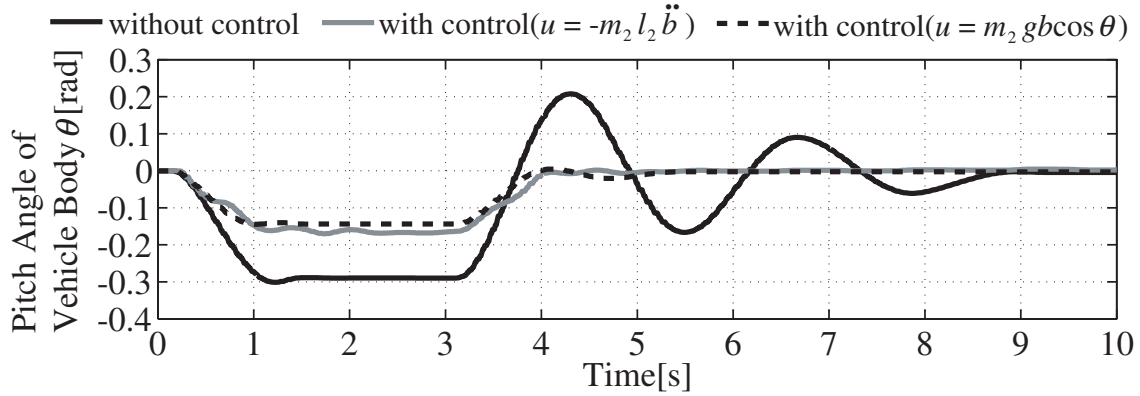
図 5.1 より、4章にて構築した車体揺動抑制制御を使用することで、車輪駆動力印加時の車体傾斜の最大振幅および車輪駆動力を 0 Nm とした後の残留振動を抑制可能であることが示された。また、表 5.1 より、制御入力 $u(\ddot{b}) = -m_2 l_2 \ddot{b}$ とした車体揺動抑制制御を使用した場合、車体揺動抑制制御を使用しない場合の実験結果と比較して、車体傾斜の最大振幅を 58.5[%], 車体傾斜角度の二乗平均平方根値を 51.5[%] に抑制していることが示された。一方、制御入力 $u(b, \theta) = m_2 g b \cos \theta$ とした車体揺動抑制制御を使用した場合、車体揺動抑制制御を使用しない場合の実験結果と比較して、車体傾斜の最大振幅を 56.1[%], 車体傾斜角度の二乗平均平方根値を 46.1[%] に抑制しており、さらに、制御入力 $u(\ddot{b}) = -m_2 l_2 \ddot{b}$ とした車体揺動抑制制御と比較して、車体傾斜の最大振幅を 96.0[%], 車体傾斜角度の二乗平均平方根値を 89.4[%], ウェイトの搬送速度の二乗平均平方根値を 27.3[%] に抑制している。車体傾斜の最大振幅および車体傾斜角度の二乗平均平方根値は僅かではあるが削減できており、さらに、ウェイトの搬送速度の二乗平均平方根値を大きく削減できていることから、低重心型平行二輪ビークルでは制御入力 $u(b, \theta) = m_2 g b \cos \theta$ とした車体揺動抑制制御である式 (4.19) を使用する。



(a) Time Series Graph of Reference of Translational Force of Vehicle



(b) Time Series Graph of Weight Position



(c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body

Fig. 5.1 Comparison of experimental results using control input $-m_2 l_2 \ddot{b}$ and $m_2 g b \cos \theta$ Table 5.1 Comparison of experimental results using control input $-m_2 l_2 \ddot{b}$ and $m_2 g b \cos \theta$

Control input u [Nm]	unused	$-m_2 l_2 \ddot{b}$	$m_2 g b \cos \theta$
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.301	0.176	0.169
RMS of vehicle body angle [rad]	0.165	0.085	0.076
RMS of weight velocity [m/s]	0.000	0.274	0.075

5.2 体格の異なる搭乗者における車体揺動抑制制御の実験検証

本研究で提案されたアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御の制御系設計法が体格の異なる搭乗者に対して有効か検証するため、図 2.1(b) に示す低重心型平行二輪ビークルを用いて実験を行った。実験検証では、車体揺動抑制制御の性能を評価することを目的として、車輪を回転しないように固定して、車輪駆動用モータで駆動トルクを与え、車体を傾斜させた後の車体揺動抑制効果を確認する。また、実際のビークル走行時における車体揺動抑制制御の有効性を検証する実験も行う。これらの実験では、質量差の大きい 21～28 歳の成人男性 3 名を被験者とし、車体揺動抑制制御の有無による車体揺動を比較する。搭乗者のモデルパラメータを表 5.2 に示す。また、車体揺動抑制制御の設計に用いるパラメータを表 5.3 に示す。各被験者には実験内容を説明し、同意を得て実験を行っている。

5.2.1 車輪を固定して車体を傾斜させた場合の実験結果

本研究で提案する車体揺動抑制制御は車体の揺動抑制のみを考慮して設計しており、ビークル走行によるビークル全体の挙動までは考慮していない。そこで、初めに車体揺動抑制性能を評価する。車輪を固定して車輪駆動モータの駆動トルクにて車体を傾斜させ、車体揺動抑制を評価する。車体揺動抑制制御を使用しない場合の各搭乗者における実験結果を図 5.2、搭乗者に関するモデルパラメータの m_3 に実測値、 l_3 , J_θ , d_θ に表 3.2 の平均値を適用した車体揺動抑制制御を使用した場合の各搭乗者における実験結果を図 5.3, m_3 , l_3 , J_θ , d_θ に表 3.2 の平均値を適用した車体揺動抑制制御を使用した場合の各搭乗者における実験結果を図 5.4 に示す。図 5.2～図 5.4 において、(a) は車輪の駆動トルクの指令値、(b) はアクティブマスシステムのウェイトの位置、(c) は車体の傾斜角度を示している。また、各図 (b), (c) において、黒色の実線は搭乗者 H の実験結果、灰色の実線は搭乗者 I の実験結果、黒色の破線は搭乗者 J の実験結果を示す。また、各実験における車体傾斜角度の最大振幅値および二乗平均平方根値に関する結果を表 5.4 および表 5.5 に示す。本研究にて提案した車体揺動抑制制御を使用することで、車体揺動抑制制御を使用しない場合に比べて各搭乗者の質量差が大きくとも車体傾斜角度の最大振幅を同等に抑制できていることが図 5.2～図 5.4 および表 5.4 より確認できる。さらに、車輪駆動トルクを 0 Nm とした後の残留振動も抑制している。また、搭乗者に関するモデルパラメータの m_3 に実測値、 l_3 , J_θ , d_θ に表 3.2 の平均値を適用した車体揺動抑制制御の場合、 m_3 , l_3 , J_θ , d_θ に表 3.2 の平均値を適用した車体揺動抑制制御に比べて車体傾斜角度の最大振幅の標準

Table 5.2 Parameters related to passengers

Passenger	H	I	J
Height(standing posture) h [m]	1.650	1.780	1.777
Mass m_3 [kg]	52.90	77.85	94.40
Distance l_3 [m]	0.1953	0.2286	0.2310

Table 5.3 Control parameters related to sway suppression control system

Mass m_1 [kg]	91.30
Mass m_2 [kg]	26.70
Mass m_3 [kg]	Table 5.2 Measured Value
Distance l_1 [m]	-0.220
Distance l_2 [m]	-0.370
Distance l_3 [m]	0.2047 (Table 3.2 Average Value)
moment of inertia J_θ [kgm ²]	15.32 (Table 3.2 Average Value)
Viscous Damping Coefficient d_θ [Nms/rad]	15.55 (Table 3.2 Average Value)
Control Parameter c_1	2.578
Control Parameter c_2	3.203

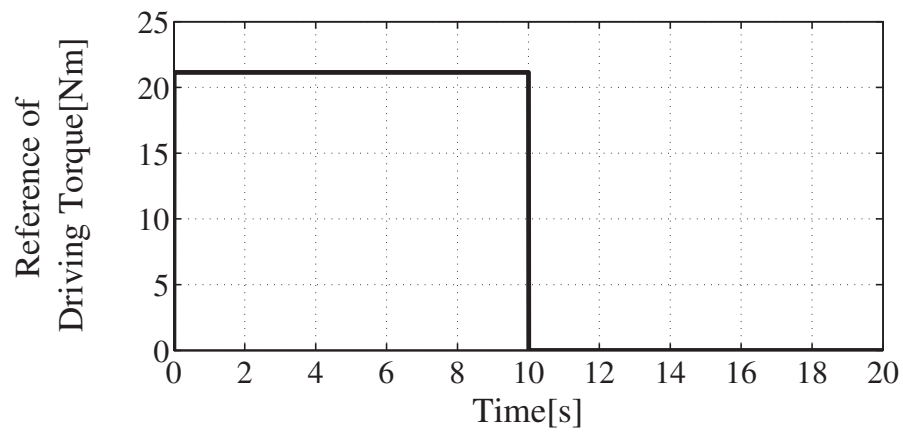
Table 5.4 Experimental results in case of wheel stopping

Sway suppression control	unused		
Control parameter m_3 [kg]	-		
Passenger	H	I	J
Max. amplitude of vehiclebody angle [rad]	0.273	0.337	0.614
RMS of vehicle body angle [rad]	0.190	0.236	0.422
Sway suppression control	used		
Control parameter m_3 [kg]	Table 5.2 Measured value		
Passenger	H	I	J
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.142	0.159	0.164
RMS of vehicle body angle [rad]	0.100	0.112	0.114
Sway suppression control	used		
Control parameter m_3 [kg]	73.37 (Table 3.2 Average value)		
Passenger	H	I	J
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.154	0.165	0.190
RMS of vehicle body angle [rad]	0.101	0.116	0.133

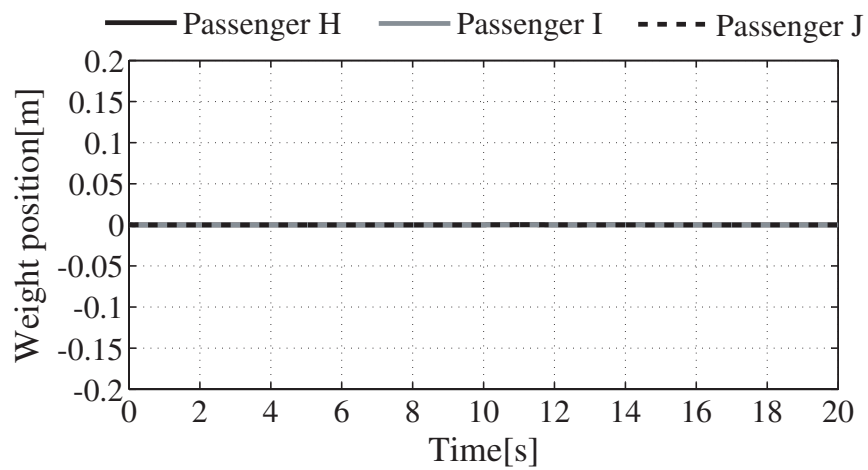
偏差および二乗平均平方根値の標準偏差を小さくできることが表 5.5 より確認できる．本実験においては，車体傾斜角度の最大振幅の標準偏差を 33.3 %，車体傾斜角度の二乗平均平方根値の標準偏差を 50.0 % 削減している．

5.2.2 低重心型並行二輪ビークルを平坦路にて並進走行させた場合の実験結果

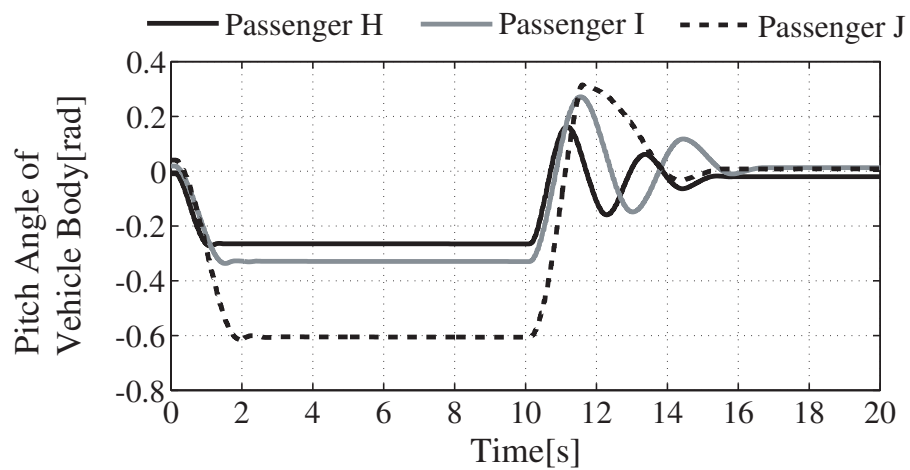
実際の利用を踏まえて，低重心型平行二輪ビークルを平坦路にて並進走行させた場合の車体揺動抑制制御の有用性を検証する．ただし，実験室内で走行実験を行っているため，走行距離の制限により，車輪駆動トルクの指令値の矩形波を入力する時間を 3 秒間としている．車体揺



(a) Time Series Graph of Reference of Translational Force of Vehicle

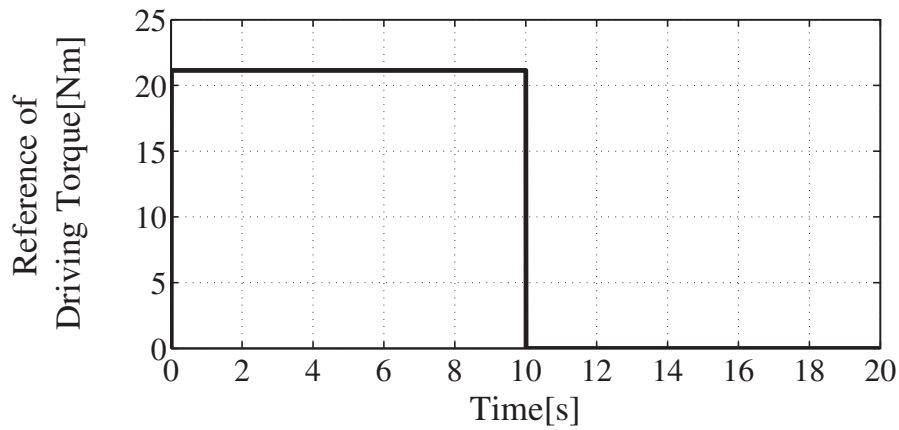


(b) Time Series Graph of Weight Position

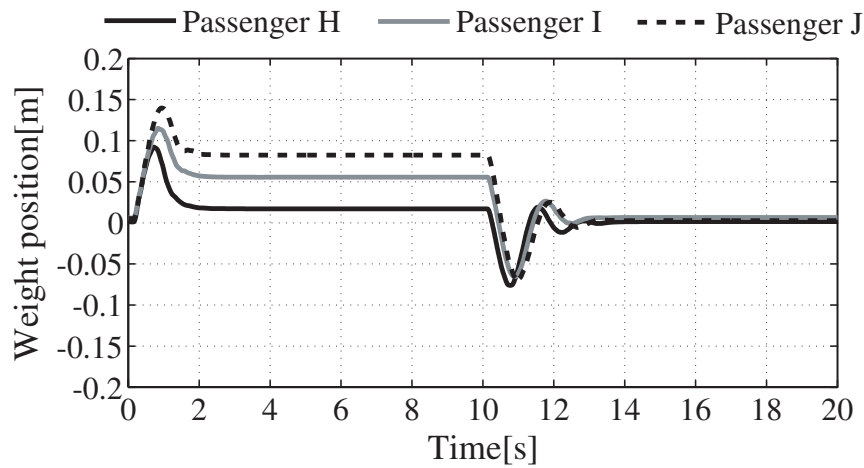


(c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body

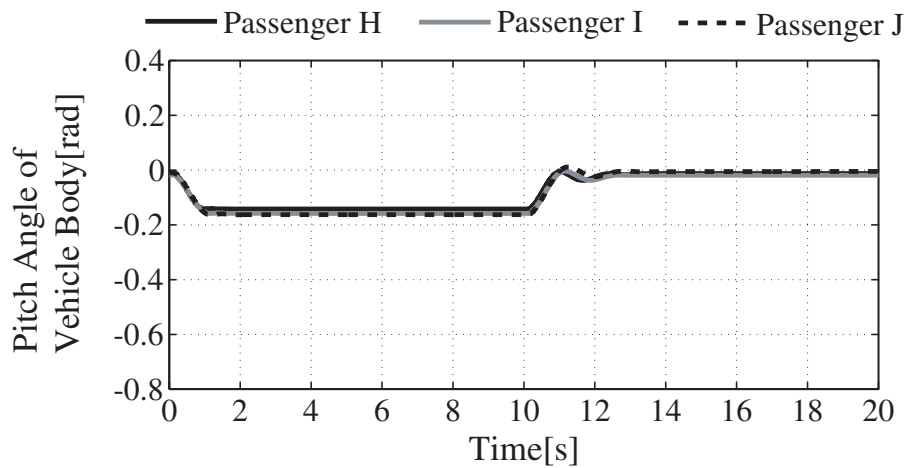
Fig. 5.2 Experimental results of swaying vehicle body without sway suppression control in case of wheel stopping



(a) Time Series Graph of Reference of Translational Force of Vehicle

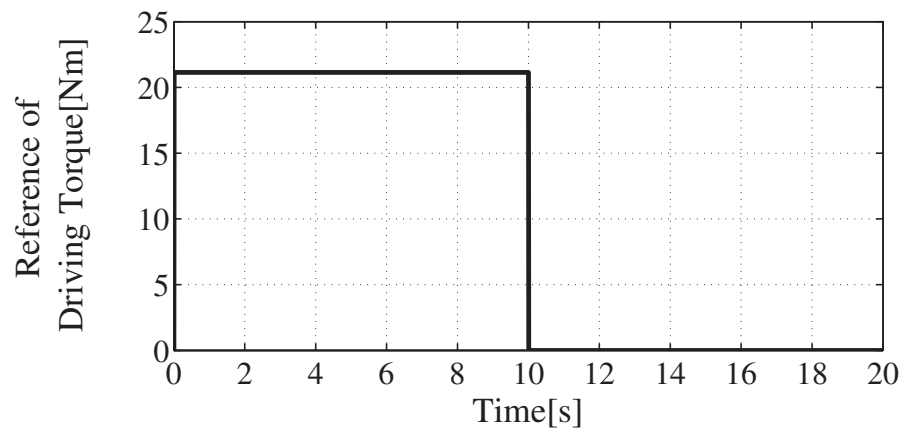


(b) Time Series Graph of Weight Position

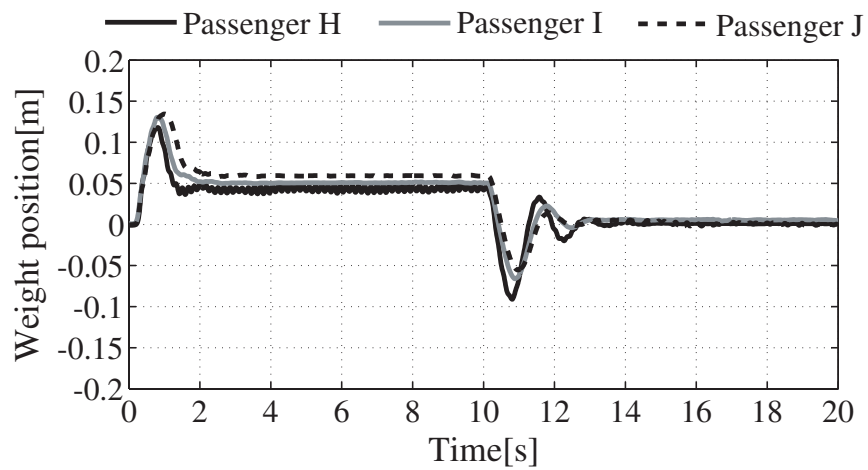


(c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body

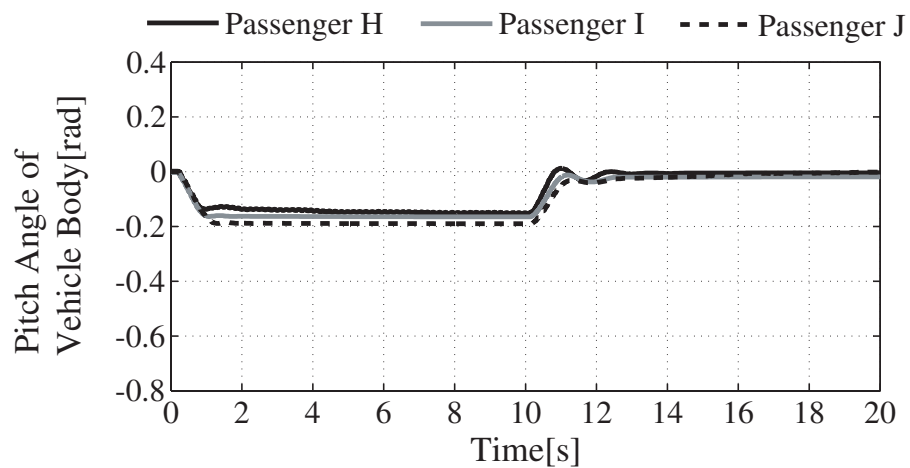
Fig. 5.3 Experimental results of swaying vehicle body with sway suppression control by applying measured value of passenger mass to control parameter m_3 in case of wheel stopping



(a) Time Series Graph of Reference of Translational Force of Vehicle



(b) Time Series Graph of Weight Position



(c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body

Fig. 5.4 Experimental results of swaying vehicle body with sway suppression control by applying average value of passenger mass to control parameter m_3 in case of wheel stopping

Table 5.5 Average and standard deviation of experimental results Table 5.4 in case of wheel stopping

Sway suppression control	unused	
Control parameter m_3 [kg]	-	
Value	Average	Standard deviate
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.408	0.181
RMS of vehicle body angle [rad]	0.283	0.123
Sway suppression control	used	
Control parameter m_3 [kg]	Table 5.2 Measured value	
Value	Average	Standard deviate
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.155	0.012
RMS of vehicle body angle [rad]	0.109	0.008
Sway suppression control	used	
Control parameter m_3 [kg]	73.37 (Table 3.2 Average value)	
Value	Average	Standard deviate
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.170	0.018
RMS of vehicle body angle [rad]	0.117	0.016

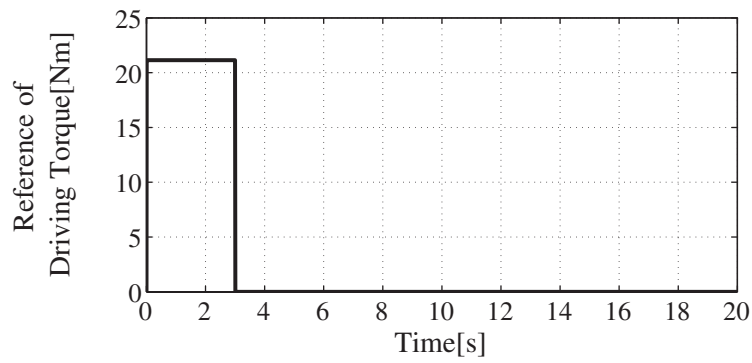
動抑制制御を使用しない場合の各搭乗者における実験結果を図 5.5, 搭乗者に関するモデルパラメータの m_3 に実測値, l_3 , J_θ , d_θ に表 3.2 の平均値を適用した車体揺動抑制制御を使用した場合の各搭乗者における実験結果を図 5.6, m_3 , l_3 , J_θ , d_θ に表 3.2 の平均値を適用した車体揺動抑制制御を使用した場合の各搭乗者における実験結果を図 5.7 に示す. 図 5.5～図 5.7 において, (a) および (b), (c) の配置は図 5.2～図 5.4 と同じであり, (d) は走行距離を示し, 線種は図 5.2～図 5.4 と同じである. また, 各実験における車体傾斜角度の最大振幅値および二乗平均平方根値に関する結果を表 5.6 および表 5.7 に示す. 前節と同様に, 本研究にて提案した車体揺動抑制制御を使用することで, 車体揺動抑制制御を使用しない場合に比べて各搭乗者の質量差が大きくとも車体傾斜角度の最大振幅を同等に抑制できていることが図 5.5～図 5.7 および表 5.6 より確認できる. さらに, 車輪駆動トルクを 0 Nm とした後の残留振動も抑制している. また, 搭乗者に関するモデルパラメータの m_3 に実測値, l_3 , J_θ , d_θ に表 3.2 の平均値を適用した車体揺動抑制制御の場合, m_3 , l_3 , J_θ , d_θ に表 3.2 の平均値を適用した車体揺動抑制制御に比べて車体傾斜角度の最大振幅の標準偏差および二乗平均平方根値の標準偏差を小さくできることが表 5.7 より確認できる. 本実験においては, 車体傾斜角度の最大振幅の標準偏差を 58.3 %, 車体傾斜角度の二乗平均平方根値の標準偏差を 60.0 % 削減している. 車輪固定時およびビークル走行時の両方の場合において, 搭乗者に関するモデルパラメータの m_3 に実測値, l_3 , J_θ , d_θ に表 3.2 の平均値を適用した車体揺動抑制制御は搭乗者の質量差に関わらず車体の傾きおよび揺れを同等に抑制し, 搭乗者毎の挙動の差を小さくできることを本実験検証により示した.

Table 5.6 Experimental results in case of wheel driving

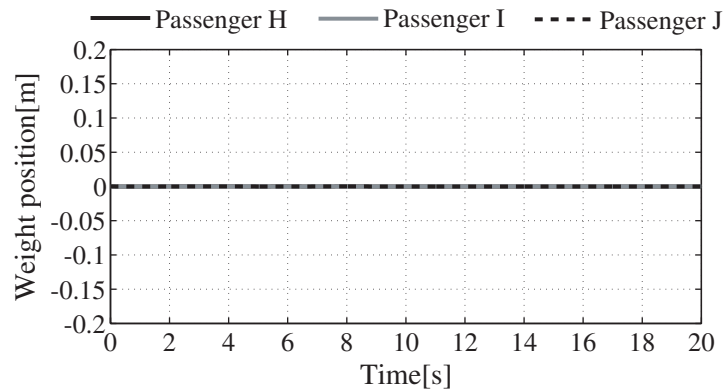
Sway suppression control	unused		
Control parameter m_3 [kg]	-		
Passenger	H	I	J
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.243	0.376	0.621
RMS of vehicle body angle [rad]	0.086	0.097	0.180
Sway suppression control	used		
Control parameter m_3 [kg]	Table 5.2 Measured value		
Passenger	H	I	J
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.124	0.122	0.140
RMS of vehicle body angle [rad]	0.039	0.038	0.045
Sway suppression control	used		
Control parameter m_3 [kg]	73.37 (Table 3.2 Average value)		
Passenger	H	I	J
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.107	0.124	0.154
RMS of vehicle body angle [rad]	0.034	0.043	0.053

Table 5.7 Average and standard deviation of experimental results Table 5.4 in case of wheel driving

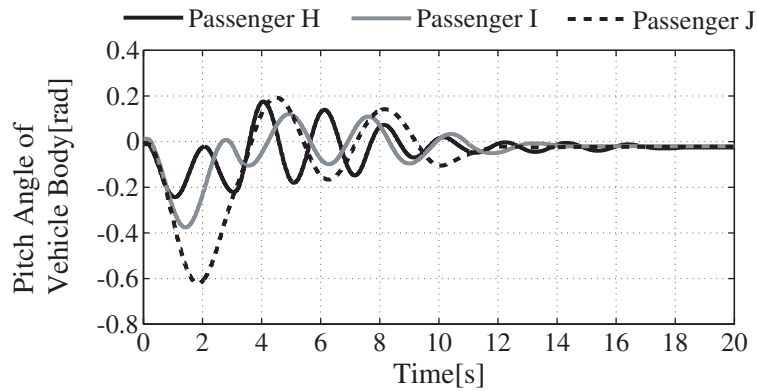
Sway suppression control	unused	
Control parameter m_3 [kg]	-	
Value	Average	Standard deviate
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.413	0.192
RMS of vehicle body angle [rad]	0.121	0.051
Sway suppression control	used	
Control parameter m_3 [kg]	Table 5.2 Measured value	
Value	Average	Standard deviate
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.129	0.010
RMS of vehicle body angle [rad]	0.041	0.004
Sway suppression control	used	
Control parameter m_3 [kg]	73.37 (Table 3.2 Average value)	
Value	Average	Standard deviate
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.128	0.024
RMS of vehicle body angle [rad]	0.043	0.010



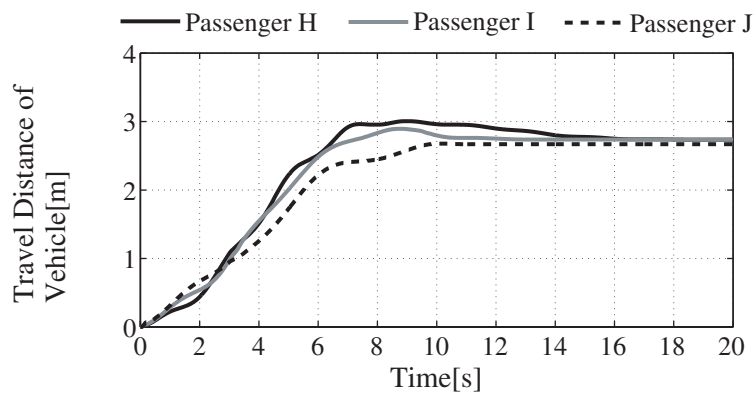
(a) Time Series Graph of Reference of Translational Force of Vehicle



(b) Time Series Graph of Weight Position

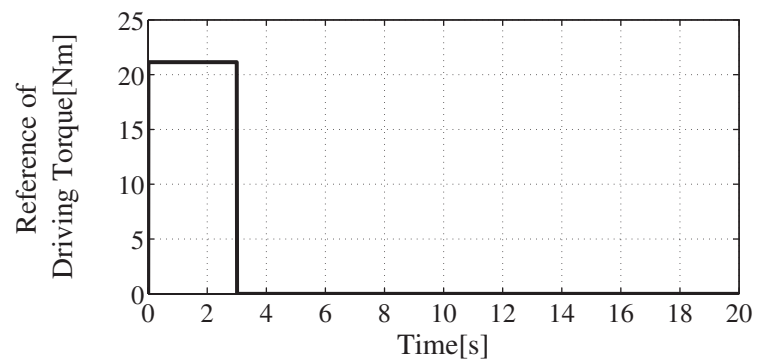


(c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body

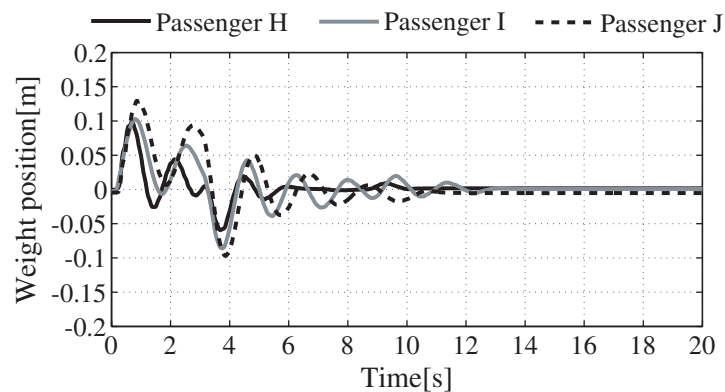


(d) Time Series Graph of Travel Distance of Vehicle

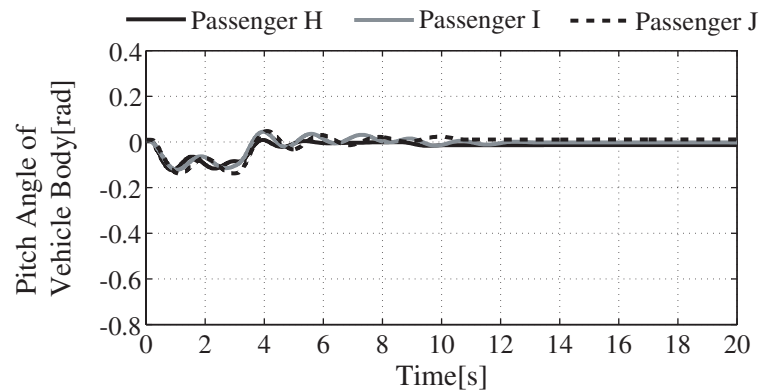
Fig. 5.5 Experimental results of swaying vehicle body without sway suppression control in case of wheel driving



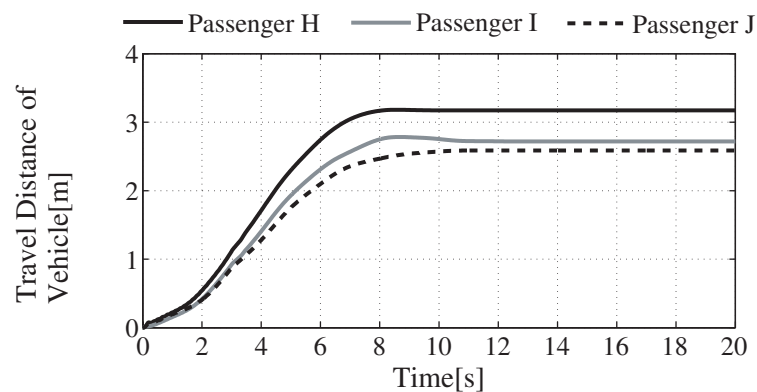
(a) Time Series Graph of Reference of Translational Force of Vehicle



(b) Time Series Graph of Weight Position

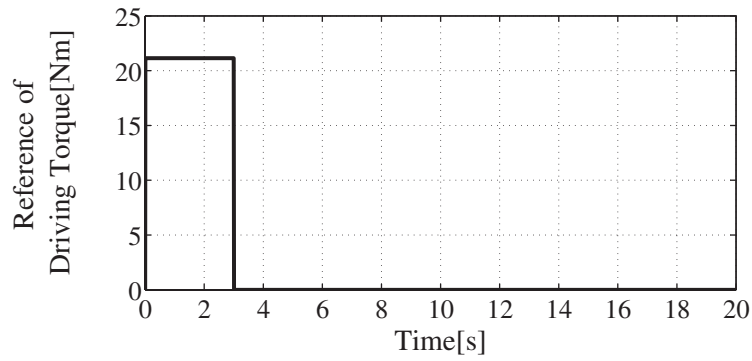


(c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body

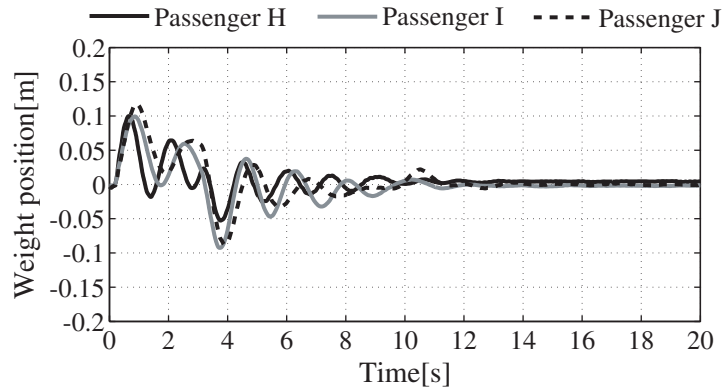


(d) Time Series Graph of Travel Distance of Vehicle

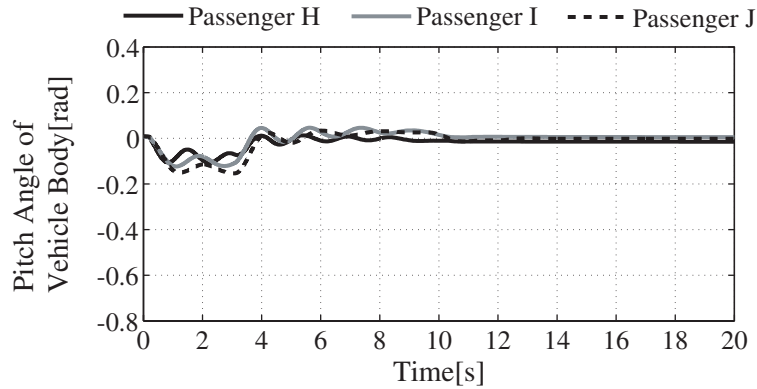
Fig. 5.6 Experimental results of swaying vehicle body with sway suppression control by applying measured value of passenger mass to control parameter m_3 in case of wheel driving



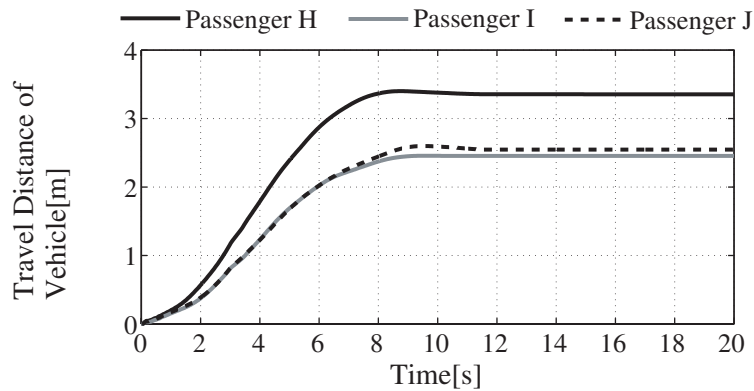
(a) Time Series Graph of Reference of Translational Force of Vehicle



(b) Time Series Graph of Weight Position



(c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body



(d) Time Series Graph of Travel Distance of Vehicle

Fig. 5.7 Experimental results of swaying vehicle body with sway suppression control by applying average value of passenger mass to control parameter m_3 in case of wheel driving

第6章 車輪駆動力による車体揺動抑制制御

本章では、アクティブマスシステムを使用せず、車輪駆動力のみによる車体揺動抑制制御について述べる。これにより、アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御と制御性能を、車体揺動の最大振幅および車体傾斜角の二乗平均平方根値等を基準として比較・検証する。

6.1 車体の揺動モデルの線形化

車輪駆動力のみで車体揺動抑制を行い、アクティブマスシステムのウェイトは位置 $b=0$ に固定される。そのため、第3章にて構築した車体の揺動モデルの式 (3.6) は次式に単純化される。

$$(J_\theta + m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 + m_3 l_3^2) \ddot{\theta} + d_\theta \dot{\theta} + (-m_1 g l_1 - m_2 g l_2 - m_3 g l_3) \sin \theta = \tau_\theta \quad (6.1)$$

さらに、車両本体の運動モデルは線形化によって単純化される。車輪駆動力による車体揺動抑制制御により、車体のピッチ角度 θ が十分に小さいと仮定し、式 (6.1) はバネとダンパを有する回転系として次式のように線形化される。

$$J \ddot{\theta} + C \dot{\theta} + K \theta = \tau_\theta \quad (6.2)$$

ただし、 J 、 C 、 K は次式で示される。

$$J = J_\theta + m_1 l_1^2 + m_2 l_2^2 + m_3 l_3^2, \quad C = d_\theta, \quad K = -m_1 g l_1 - m_2 g l_2 - m_3 g l_3.$$

式 (6.6) より、システムの固有角振動数 ω_0 は次式で表される。

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{J}} \quad (6.3)$$

そして、式 (6.6) より、システムの減衰比 ζ は次式で示される。

$$\zeta = \frac{C}{2\sqrt{JK}} \quad (6.4)$$

したがって、振動の持続性を示す Q 値 Q は次式で表される。

$$Q = \frac{1}{2\zeta} = \frac{\sqrt{JK}}{C} \quad (6.5)$$

本章では、ウェイト位置 $b=0$ 一定として線形化された揺動モデルおよびモデルパラメータより計算される固有角振動数 ω_0 、減衰比 ζ 、クオリティファクタ Q を元に、車体揺動を抑制する車輪駆動力指令の整形法について述べる。本章では、身長 1.760 [m]、体重 61.45 [kg] の被験者 K

を搭乗者として実験を行った。被験者 K が搭乗した場合における車体の揺動モデルのパラメータを表 6.1 に示す。線形化された車体の揺動モデルのモデルパラメータの検証のため、被験者 K が搭乗した場合におけるシステムの固有角振動数 ω_0 の正弦波を車輪駆動力指令として車輪アクチュエータに入力し、車体揺動が増幅されるか実験を行う。まず、車輪を回転しないように固定して、車輪駆動用モータで駆動トルクを与え、車体を傾斜させた場合の車体揺動の励振効果を確認する。図 6.1 に実験結果を示す。図 6.1 において (a) は車輪の駆動トルクの指令値、

Table 6.1 Linearized model parameters related to passenger K

Mass m_3 [kg]	61.45
Distance l_3 [m]	0.169
moment of inertia J_θ [kgm ²]	14.77
moment of inertia J [kgm ²]	23.06
Viscous damping coefficient C [Nms/rad]	24.05
Spring constant K [Nm/rad]	153.8
Resonance angular frequency ω_n [rad/s]	2.582
Damping ratio ζ [rad ^{-$\frac{1}{2}$]}	0.202
Quality factor Q [rad ^{$\frac{1}{2}$}]	2.476

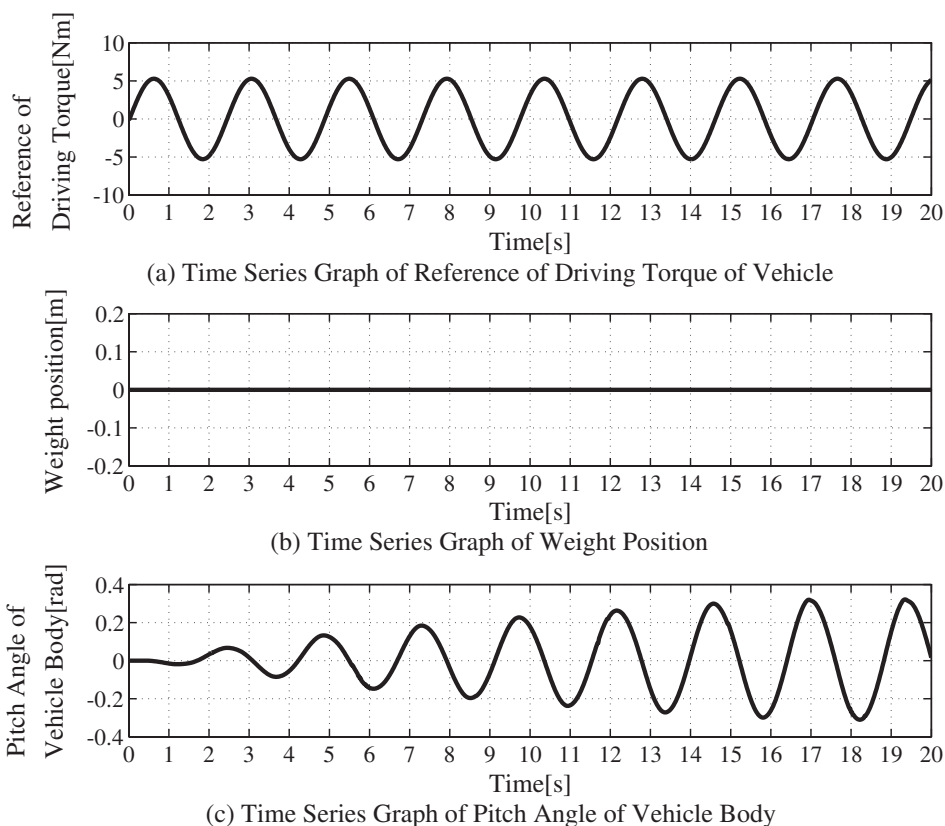


Fig. 6.1 Experimental results of resonance of vehicle body swaying in case of wheel stopping

(b) はアクティブマスシステムのウェイトの位置, (c) は車体の傾斜角度を示している. 図 6.1 より, 車輪駆動トルクの指令値として $5.275 \sin \omega_0 t$ [Nm] の正弦波が与えられ, 車体揺動が励振されていることが確認できる. なお, 第 5 章における車体揺動抑制制御の検証実験にて使用した車輪駆動トルクの指令値は, 最大値 24.13 [Nm] の矩形波であることから, 小さい駆動トルクにより車体揺動が励振されていることがわかる.

次に, 車両が走行可能な状態にし, 車輪駆動用モータで駆動トルクを与えて車体を傾斜させた場合の車体揺動の励振効果を確認する. 図 6.2 に実験結果を示す. 図 6.2 において (a) は車輪の駆動トルクの指令値, (b) はアクティブマスシステムのウェイトの位置, (c) は車体の傾斜角度, (d) は車両の走行距離を示す. 図 6.2 より, 車輪駆動トルクの指令値として $7.918 \sin \omega_0 t$ [Nm] の正弦波が与えられ, 小さい駆動トルクにより車体揺動が励振されていることが確認できる.

続いて, 車輪の駆動トルクの指令値に正弦波を入力した場合に, アクティブマスシステムに

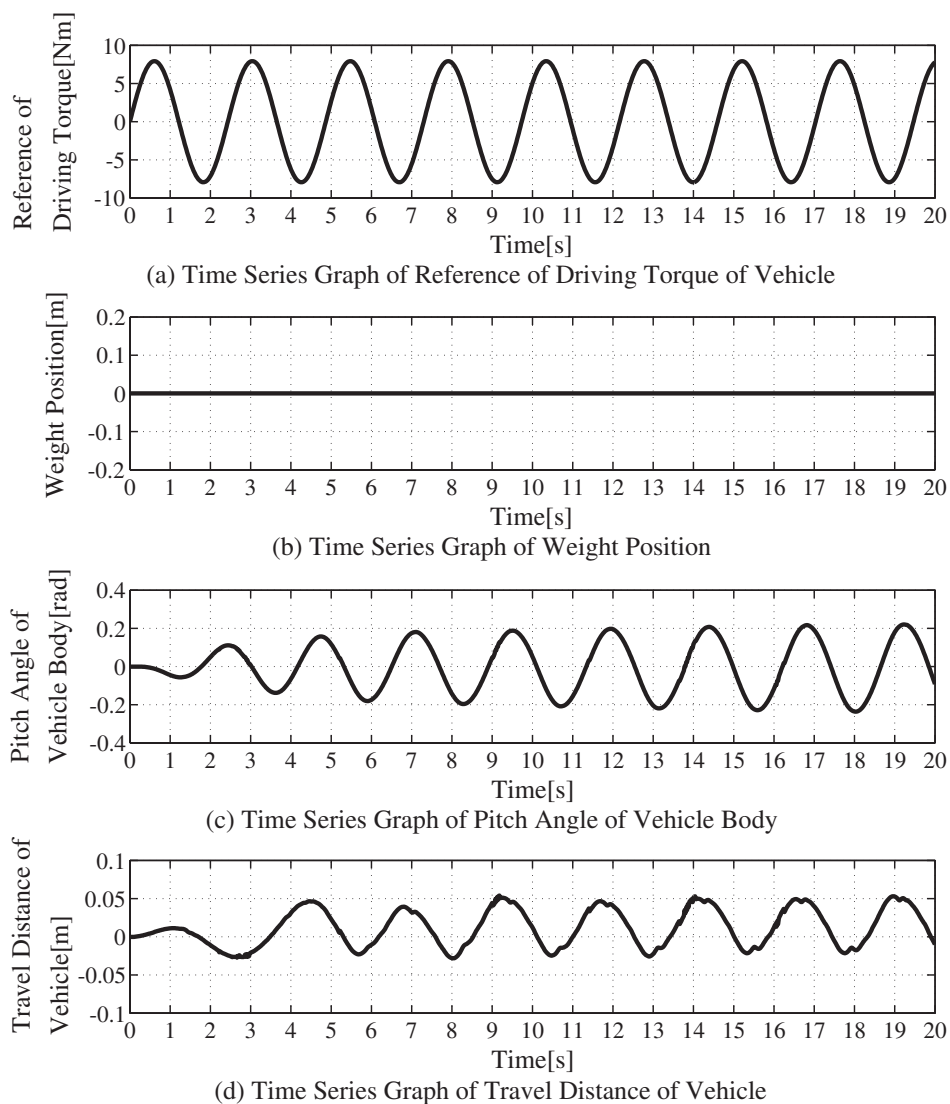


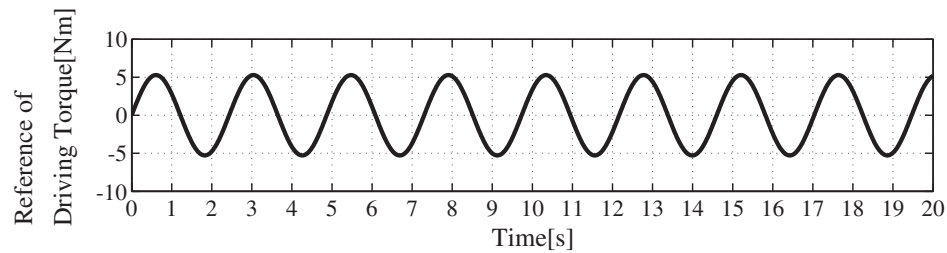
Fig. 6.2 Experimental results of resonance of vehicle body swaying in case of wheel driving

よる車体揺動抑制制御を行う実験を行った。車輪が回転しないように固定した場合の実験結果を図6.3, 車両を走行させた場合の実験結果を図6.4に示す。また, 各実験結果における車体揺動の最大振幅および車体傾斜角の二乗平均平方根値を表6.2に示す。図6.3および図6.4において(a)は車輪の駆動トルクの指令値, (b)はアクティブマスシステムのウェイトの位置, (c)は車体の傾斜角度を示し, 図6.4(d)は車両の走行距離を示す。

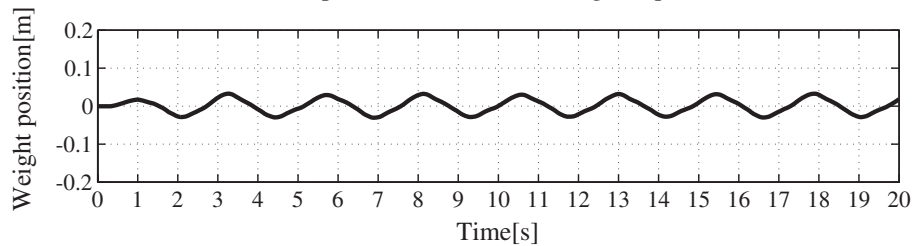
アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御を行わない2つの実験において, 車輪を固定した場合には, $5.275 \sin \omega_0 t$ [Nm] の正弦波入力に対し, 車体傾斜角の最大振幅は $18.4 \times \pi/180$ [rad] となった。一方, 車両を走行させた場合では, $7.918 \sin \omega_0 t$ [Nm] の正弦波入力に対し, 車体傾斜角の最大振幅は $13.5 \times \pi/180$ [rad] となった。車輪を固定した実験結果と比較して, 車

Table 6.2 Experimental results of resonance of vehicle body swaying

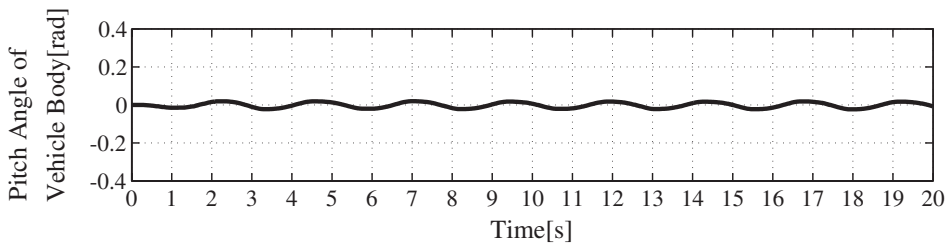
Vehicle traveling	disable		enable	
Wheel torque [Nm]	$5.275 \sin \omega_0 t$		$7.918 \sin \omega_0 t$	
Sway suppression control	unused	used	unused	used
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.322	0.023	0.236	0.021
RMS of vehicle body angle [rad]	0.161	0.014	0.132	0.011



(a) Time Series Graph of Reference of Driving Torque of Vehicle



(b) Time Series Graph of Weight Position



(c) Time Series Graph of Pitch Angle of Vehicle Body

Fig. 6.3 Experimental results of resonance of vehicle body swaying using sway suppression control in case of wheel stopping

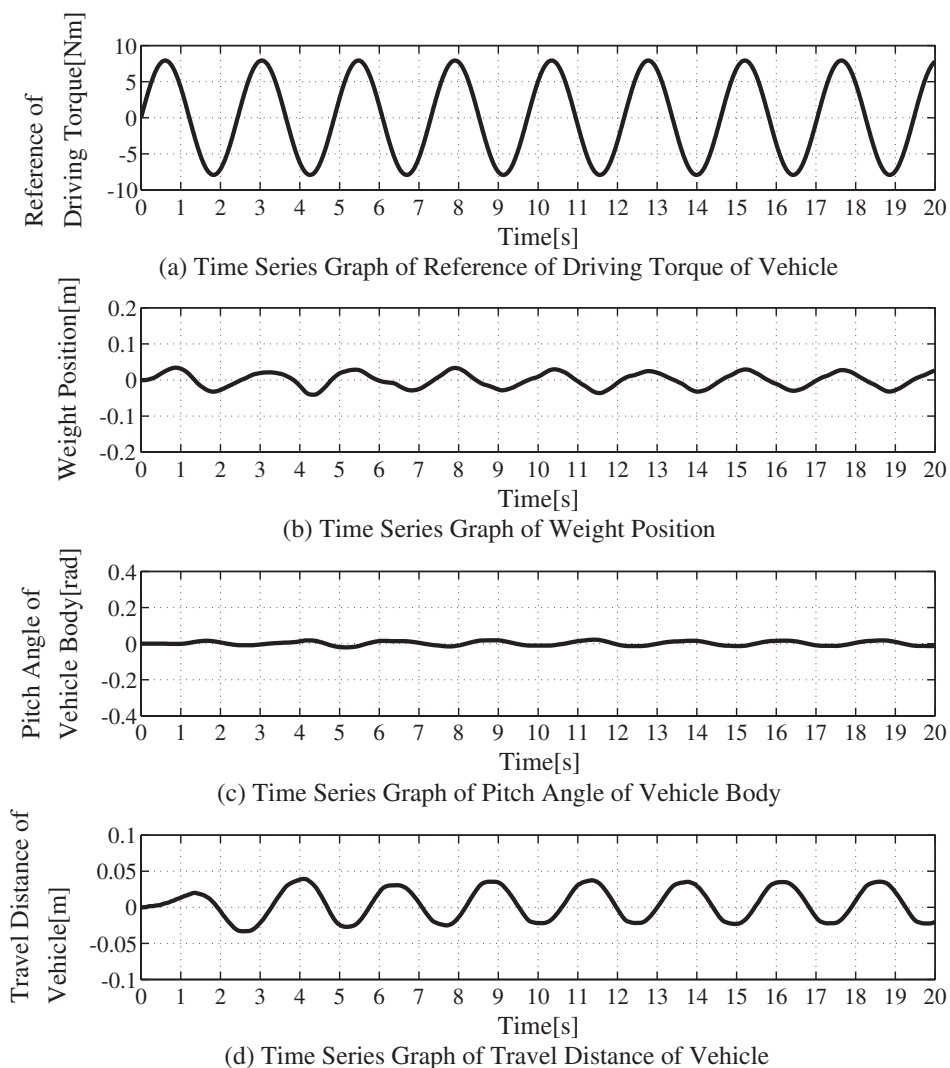


Fig. 6.4 Experimental results of resonance of vehicle body swaying using sway suppression control in case of wheel driving

両を走行させた実験における正弦波入力の変幅は大きい、車体傾斜角の最大変幅は車輪を固定した場合より小さい結果となった。これは、車輪アクチュエータのエネルギーが車体の揺動だけでなく車両の移動に消費されたためであると考えられる。

そして、アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御を行う2つの実験において、車輪を固定した場合には、 $5.275 \sin \omega_0 t$ [Nm] の正弦波入力に対し、車体傾斜角の最大変幅は $1.3 \times \pi/180$ [rad] となり、車体揺動抑制制御を行わない場合の 7.1 [%] に削減できた。一方、車両を走行させた場合には、 $7.918 \sin \omega_0 t$ [Nm] の正弦波入力に対し、車体傾斜角の最大変幅は $1.2 \times \pi/180$ [rad] となり、車体揺動抑制制御を行わない場合の 8.9 [%] に削減できた。

本節の実験検証により、本研究にて構築したアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御は、周期的な外乱による車体揺動の励振の抑制に有効であることが示された。

6.2 プリシェイピング法による車輪駆動力指令の整形

プリシェイピング法とは振動要素の固有周波数の半周期に振動を相殺する逆移送の制御入力を与える制振手法であり^[116]，鋳造現場における取鍋搬送時に生じる溶鉄のスロッシングの制振制御や^{[117] [118]}，旋回クレーンや天井クレーンを対象とした荷振れ制振搬送制御^[119]，半導体ウェハ搬送ロボットの位置決め制御時における残留振動抑制などに幅広く利用されている^[120]．本節では，低重心型平行二輪ビークルの車輪の駆動力指令の整形にプリシェイピング法を適用し，車輪駆動後の残留振動を抑制可能か実験検証を行う．まず，ステップ1において車輪駆動力を入力する．次に，ステップ2においてステップ1の車輪駆動力の入力時間から固有周波数の半周期 T_{12} [s] 後にステップ1と同じ駆動力を入力する．表6.1の固有角振動数 ω_0 より，ステップ2の入力時間 $T_{12}=1.22$ [s] と計算される．プリシェイピング法はフィードフォワード制御であり，車両走行による外乱の影響を極力受けないようにするため，車輪が回転しないように固定して行う．プリシェイピング法による車輪駆動後の残留振動の抑制実験の結果を図6.5に示す．図6.5において，(a)は車輪の駆動トルクの指令値，(b)はアクティブマスシステムのウェイトの位置，(c)は車体の傾斜角度を示し，灰色の実線がプリシェイピング法を適用しない場合の実験結果，黒色の実線がプリシェイピング法を適用した場合の実験結果を示す．図6.5(c)

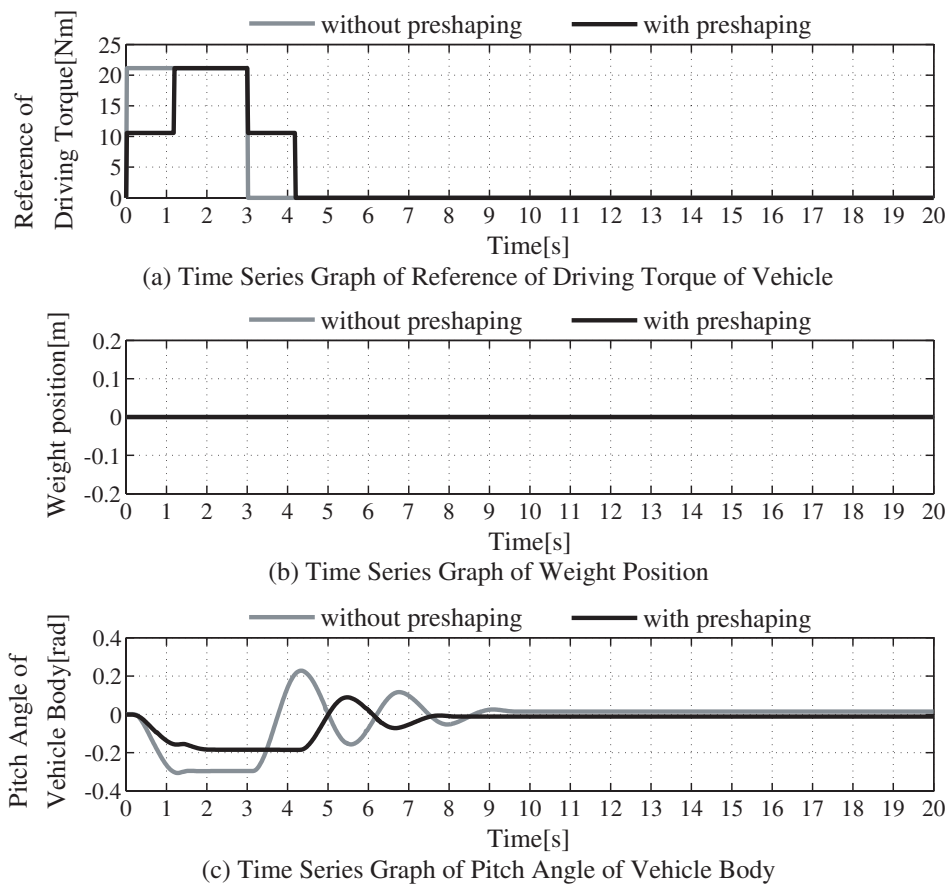


Fig. 6.5 Comparison of experimental results using preshaping method in case of wheel stopping

より、車体傾斜角の最大振幅を抑制できているが、残留振動を十分に抑制できていないことが確認できる。本実験の場合、ステップ2の入力後の車体の揺動は粘性抵抗によって減衰される。したがって、ステップ2の入力はステップ1よりも小さくする必要がある。オリジナルの入力を A_0 とした場合、ステップ1の入力 A_1 、ステップ2の入力 A_2 、ゲイン k 、ステップ2の入力時間 T_{12} は減衰比 ζ を使用し次式で表される。

$$A_1 = \frac{1}{1+k} A_0, \quad A_2 = \frac{k}{1+k} A_0, \quad k = e^{-\frac{\pi\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}}, \quad T_{12} = \frac{\pi}{\omega_0 \sqrt{1-\zeta^2}} \quad (6.6)$$

本実験の場合、 $k=0.523$ 、 $T_{12}=1.24$ [s] と計算される。減衰を考慮したプリシェイピング法による車輪駆動後の残留振動の抑制実験の結果を図 6.6 に示す。グラフの配置および線種は図 6.5 と同じである。図 6.6 より、車体傾斜角の最大振幅を抑制し、さらに、残留振動を十分に抑制していることが確認できる。

上述の実験検証により、アクティブマスシステムのウェイトを位置 $b=0$ にて固定し、線形化した車体の揺動モデルを表す式 (6.6) および同定パラメータ計算されたシステムの固有角振動数 ω_0 および減衰比 ζ が妥当であることが示された。第3章にて求めた表 3.1 および表 3.2 の同定パラメータより、被験者 A～G の搭乗者の場合のパラメータを表 6.3 に示す。式 (6.6) より、搭乗者質量 m_3 および着座時の搭乗者の重心高さ l_3 が大きくなるほど J が大きくなる。一方、アク

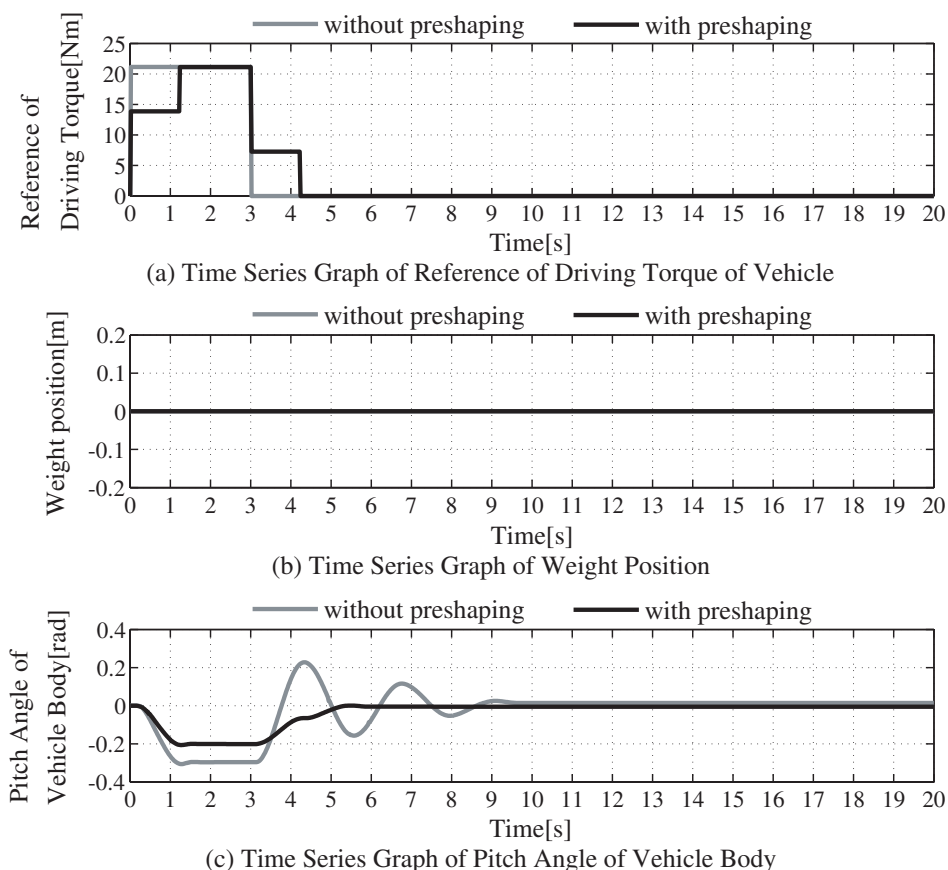


Fig. 6.6 Comparison of experimental results using preshaping method in case of wheel stopping

Table 6.3 Linearized model parameters related to passengers

Passenger	A	B	C	D	E	F	G
Mass m_3 [kg]	77.90	50.65	64.50	60.10	80.10	102.4	77.95
Distance l_3 [m]	0.197	0.190	0.191	0.223	0.220	0.209	0.203
moment of inertia J_θ [kgm ²]	16.48	14.81	16.55	13.22	13.83	15.42	16.94
moment of inertia J [kgm ²]	27.55	24.69	26.97	24.27	25.76	27.93	28.20
Viscous damping coefficient C [Nms/rad]	17.64	16.07	13.45	14.04	14.16	15.82	17.66
Spring constant K [Nm/rad]	143.1	199.0	172.6	161.8	120.8	83.86	138.6
Resonance angular frequency ω_0 [rad/s]	2.279	2.839	2.530	2.582	2.166	1.733	2.217
Damping ratio ζ [rad ^{-1/2}]	0.141	0.115	0.099	0.112	0.127	0.164	0.141
Quality factor Q [rad ^{1/2}]	3.559	4.364	5.071	4.463	3.939	3.059	3.539

ティブマスシステムのウェイトを除く車体の重心高さ l_1 およびアクティブマスシステムのウェイトの重心高さ l_2 が負値であるため、 K は小さくなる。したがって、表 6.3 に示されるように、搭乗者の質量 m_3 が小さいほどシステムの固有角振動数 ω_0 が高く、減衰比 ζ が小さくなり、 m_3 が大きいほど ω_0 が低く、 ζ が大きくなることから式 (6.3) および式 (6.4) より確認できる。

6.3 アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御との比較

車輪駆動力を外乱トルクとして車体に与える実験を行い、車体揺動抑制制御を行わない実験結果および車輪の駆動力指令の波形整形により車体揺動を抑制するプリシェイピング法を使用した実験結果、アクティブマスシステムのみによる車体揺動抑制制御の実験結果の比較を図 6.7 に示す。図 6.7 において (a) は車輪の駆動トルクの指令値、(b) はアクティブマスシステムのウェイトの位置、(c) は車体の傾斜角度を示し、灰色の実線が車体揺動抑制制御を適用しない場合の実験結果、黒色の実線がプリシェイピング法による車体揺動抑制制御を適用した場合の実験結果、黒色の破線がアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御を適用した場合の実験結果を示す。また、各実験結果における車体揺動の最大振幅および車体傾斜角の二乗平均平方根値を表 6.4 に示す。図 6.7 より、プリシェイピング法による車体揺動抑制制御とアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御のどちらも車体傾斜角の最大振幅および車体傾斜角の二乗平均平方根値を抑制し、さらに、残留振動を抑制していることが確認できる。表 6.4 より、プリシェ

Table 6.4 Comparison of experimental results using preshaping method and active mass system in case of wheel stopping

Sway suppression control	unused	preshaping	active mass
Max. amplitude of vehicle body angle [rad]	0.306	0.206	0.121
RMS of vehicle body angle [rad]	0.120	0.077	0.044

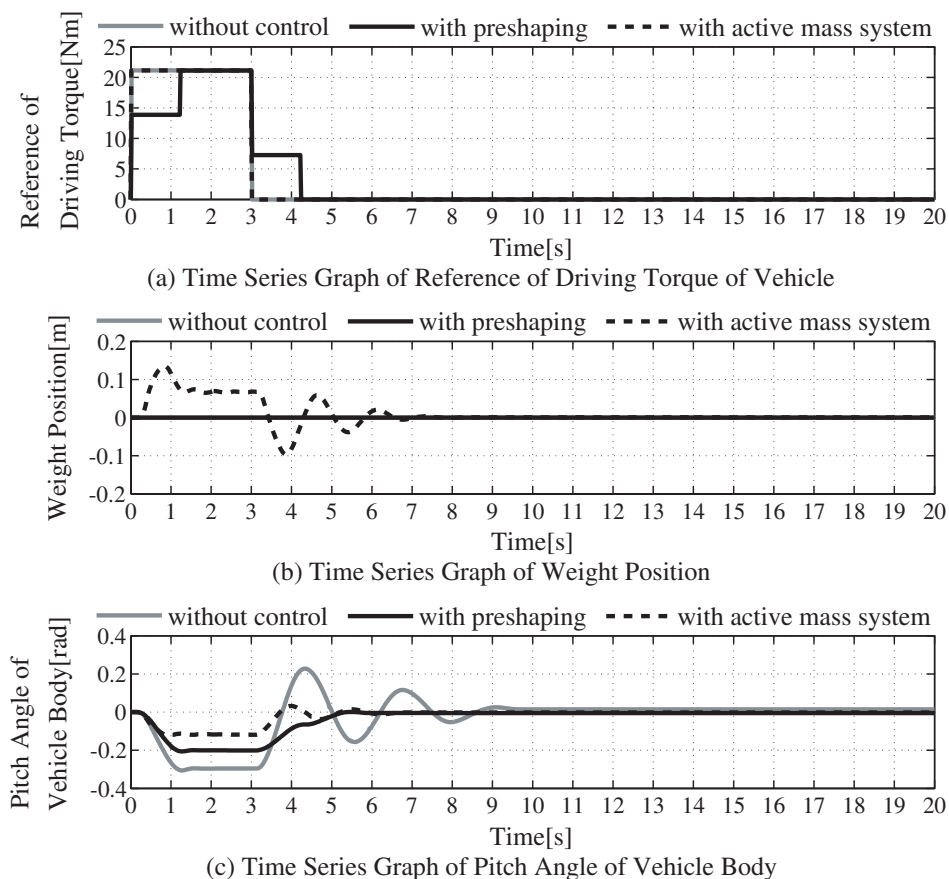


Fig. 6.7 Comparison of experimental results using preshaping method and active mass system in case of wheel stopping

イピング法による車体揺動抑制制御を施した場合の車体傾斜角の最大振幅は $11.8 \times \pi/180$ [rad] となり、車体揺動抑制制御を行わない実験結果に対して 32.7 [%] 削減できた。一方、アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御を適用した場合の車体傾斜角の最大振幅は $6.9 \times \pi/180$ [rad] となり、車体揺動抑制制御を行わない実験結果に対して 60.5 [%] 削減できた。

上述の実験結果より、本研究にて構築したアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御は、車両の操作性や加速性能に関わる車輪駆動力を整形せずとも、車体傾斜および車体揺動を抑制可能であることが示された。本研究の実験において、車輪の駆動力は矩形波にて与えており、アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御により車体傾斜および車体揺動を抑制できている。そのため、車両走行時における急な操作変更にも対応可能であり、低重心型平行二輪ビークルの安全性に対して有用な結果である。

第7章 寸法の異なる低重心型平行二輪ビークルへの車体揺動抑制制御の適用

本章では，前章までに構築した車体の揺動モデルおよびアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御が，車両寸法の異なる低重心型平行二輪ビークルにおいても適用可能か検証する．

7.1 Luciaのハードウェア構成

本章にて検証する低重心型平行二輪ビークルは，平成24年度 概算要求特別経費（人間・ロボット共生リサーチセンター）による学生グループ活動支援を受け，応募課題名「超高齢社会を活性化する次世代介護システム・ステーションの開発」，提案研究課題「患者とのインタラクションに配慮した介護ステーションガイダンスロボットの研究開発」として採択され，低重心型平行二輪を用いた小型自走ロボットとして構築した Lucia を用いる．なお，学生グループ活動支援により行われたプロジェクトの詳細は付録 A に示し，本章では説明しない．Lucia の外観を図 7.1，仕様を表 7.1，内部機構を図 7.2 に示す．Lucia のアクチュエータは車体内部の車軸よりも下部に配置され，電源や制御系も車軸付近に配置されており，Lucia 全体の重心位置



Fig. 7.1 Overview of Lucia

Table 7.1 Specification of Lucia

Total Weight[kg]	Size[m]
15.227	W0.34 × D0.25 × H0.35

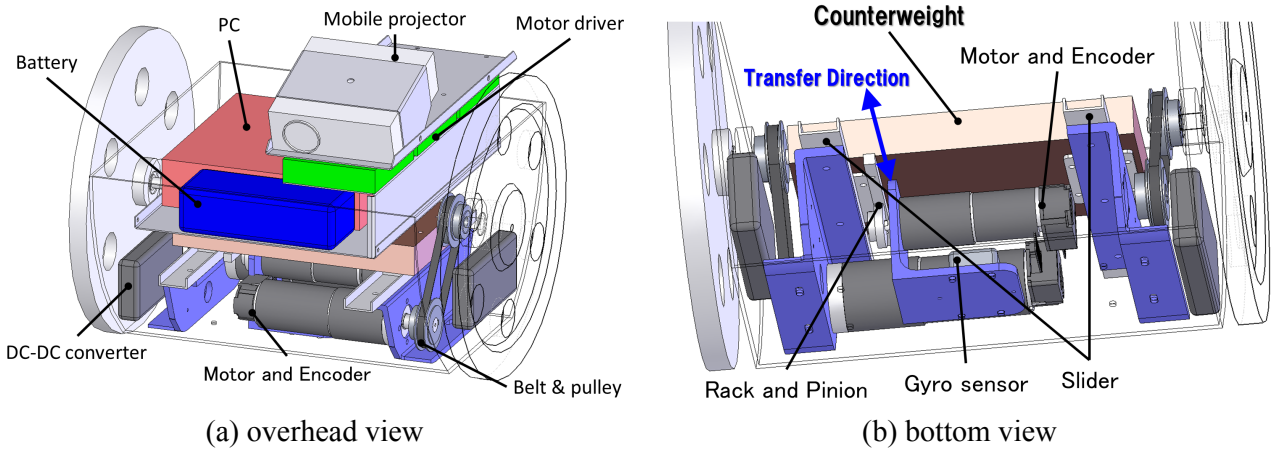


Fig. 7.2 Illustration of Lucia's mechanism

が車軸より下部に位置する安定な振子構造を有し、無電源時や制御停止時においても安定して自立が可能である。各アクチュエータはDCサーボアンプによって駆動する。モータに搭載されているロータリーエンコーダからのパルス入力により、アクチュエータの駆動距離を検出可能である。ただし、アクチュエータの駆動速度は駆動距離を近似微分して得られる。また、車体下部に設置された傾斜角センサより検出された車体部のピッチ角方向の傾斜角度および角速度の情報を得て、フィードバック制御に使用することが可能である。傾斜角センサには株式会社シリコンセンシングシステムズジャパン製のAMU-3002A Liteを使用する。分解能等の仕様は低重心型平行二輪ビークルに使用するAMU-3002B Liteと同じである。

Luciaの車輪アクチュエータのサーボアンプはモータの端子電圧 E を制御入力としてモータの駆動電流のPIフィードバック制御を行う。そのため、車輪の駆動電流値を制御することで車輪の駆動トルクが制御される。サーボアンプの電流制御のブロック図を図7.3に示し、車輪駆動のサーボシステムの仕様を表7.2に示す。比例ゲインおよび積分ゲインはサーボアンプ付属のオートチューニングソフトウェアにて決定された。

なお、右車輪の駆動力 f_r および左車輪の駆動力 f_l と、右車輪のモータの電流値 i_r [A] および左車輪のモータの電流値 i_l [A] の関係は次式で示される。

$$\begin{bmatrix} i_r \\ i_l \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_r r_w & 0 \\ 0 & \alpha_l r_w \end{bmatrix} \begin{bmatrix} f_r \\ f_l \end{bmatrix}. \quad (7.1)$$

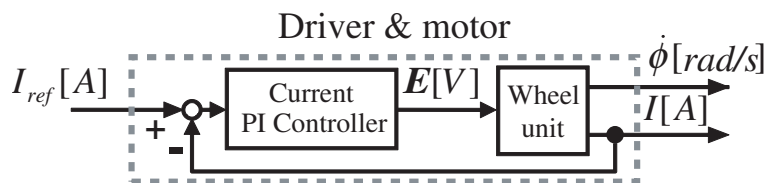


Fig. 7.3 Block diagram of Lucia's wheel driving servo system

Table 7.2 Specification of Lucia's wheel driving servo system

wheel	mass	0.677[kg]
	radius	0.125[m]
	distance	0.325[m]
DC servo motor	Assigned power rating	150[W]
	Nominal speed	6940[rpm]
	Nominal voltage	24[V]
	Torque constant	30.2[mNm/A]
Gear head	Reduction ratio	26/1
	Max. efficiency	81[%]
Encoder	Resolution	500[pulse/rev]
	Channel	3[ch]
Left wheel control gain	Proportional gain(current)	690
	Integral gain(current)	226
Right wheel control gain	Proportional gain(current)	409
	Integral gain(current)	281
Timing belt & pulley	Reduction ratio	1/1

式 (7.1) において, 右車輪の駆動電流値へ変換する比例ゲイン $\alpha_r=1.572$ [A/Nm], 左車輪の駆動電流値へ変換する比例ゲイン $\alpha_l=1.572$ [A/Nm], 車輪の半径 $r_w=0.125$ [m] である.

Lucia では, ウェイトを駆動するサーボシステムは回転数制御モードにて動作する. サーボアンプが内部ループにて, モータの端子電圧 E を制御入力としてモータ駆動電流値の PI フィードバック制御を行い, 外部ループにて位置の PID フィードバック制御を行う. サーボシステムの制御ブロック図を図 7.4 に示し, アクティブマスシステムの仕様を表 7.3 に示す. 各フィードバックゲインはサーボアンプ付属のオートチューニングソフトウェアにて決定された.

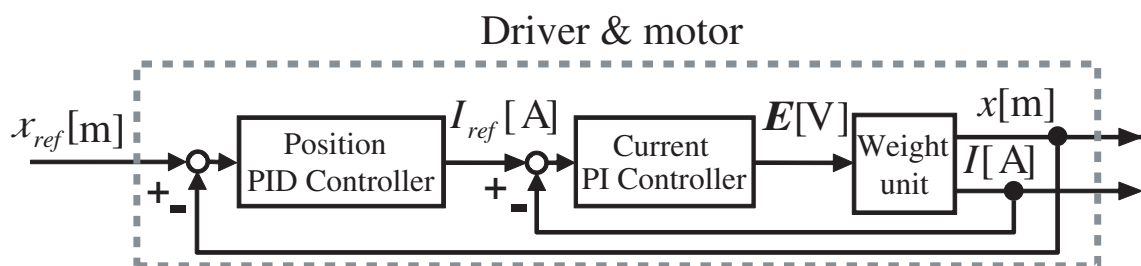


Fig. 7.4 Block diagram of Lucia's weight driving servo system

Table 7.3 Specification of Lucia's weight driving servo system

weight	mass	5.25[kg]
	travel range	± 0.050 [m]
DC servo motor	Assigned power rating	40[W]
	Nominal speed	7220[rpm]
	Nominal voltage	24[V]
	Torque constant	24.3[mNm/A]
Gear head	Gear ratio	299/14
	Max. efficiency	75[%]
Encoder	Resolution	500[pulse/rev]
	Channel	3[ch]
Control gain	Proportional gain(current)	2299
	Integral gain(current)	1233
	Proportional gain(position)	155
	Integral gain(position)	857
	Differential gain(position)	172
Rack gear	pitch	2.5[mm]
Pinion gear	number of gear teeth	36

7.2 車体の揺動モデル

Lucia は走行時の加速およびウェイトの駆動などの外力により車体が揺動する．そこで，Lucia の車体揺動をラグランジュの運動方程式に基づいてモデル化し，モデルパラメータの同定を行う．

7.2.1 ラグランジュの運動方程式によるモデル構築

Lucia の車体揺動の挙動モデルを図 7.5 に示す．ただし，図 7.5 において， m_1 はアクティブマスシステムのウェイトを除く車体の質量， m_2 はアクティブマスシステムのウェイトの質量， J_θ は車体全体の重心まわりの慣性モーメント， l_1 ， l_2 は，それぞれ m_1 ， m_2 の車体静止姿勢時の車軸を原点とした重心の高さ， r_w は車輪の半径， θ は車軸まわりの車体傾斜角度， τ_θ は車体に作用する車軸まわりの外乱トルク， d_θ は車体揺動に対する等価粘性係数， b はアクティブマスシステムにおけるウェイト搬送距離， f_b はアクティブマスシステムのウェイト駆動力である．車体揺動モデルは，次式で表されるラグランジュの運動方程式を用いて導出する．

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} = u \quad (7.2)$$

ただし、ウェイトの搬送速度は搬送距離を近似微分して得られる．また、車体の傾斜角度 θ および角速度 $\dot{\theta}$ は車体下部に設置された姿勢角センサより検出される．

l_1 , J_θ , d_θ は未知パラメータであり、これらの未知パラメータを同定するため、ビークルの車体揺動によるパラメータ同定実験を行う．同定実験では車輪を固定して車体を揺動させる．また、車輪駆動制御を電流制御とし、電流指令値は 0 [A] とする．したがって、 $\tau_\theta = 0$ である．そして、以降に示す同定実験を行う．

1. ウェイトを 0 [m] から 0.05 [m] まで移動させて車体を傾斜させる．この実験において、ウェイトが位置 $b = 0.05$ に固定され、車体が傾斜角度 θ で静止している状態は、 $\dot{b} = 0$, $\ddot{b} = 0$, $\dot{\theta} = 0$, $\ddot{\theta} = 0$ となる．したがって、式 (7.7) は次式となる．

$$-(m_1 l_1 + m_2 l_2) \sin \theta = m_2 b \cos \theta \quad (7.9)$$

したがって、式 (7.9) からアクティブマスシステムのウェイトを除いた車体重心位置 l_1 を次式のように求めることができる．

$$l_1 = -\frac{m_2 (l_2 \sin \theta + b \cos \theta)}{m_1 \sin \theta} \quad (7.10)$$

2. 図 7.6 の実験を行う．ウェイトを 0 [m] から 0.015 [m] まで移動させて、車体の揺動が収まった後、ウェイトを 0.015 [m] から 0 [m] まで移動させ、車体を $\theta = 0$ に戻す．さらに、車体の揺動が収まった後、ウェイトを 0 [m] から -0.015 [m] まで移動させて、車体の揺動が収まった後、ウェイトを -0.015 [m] から 0 [m] まで移動させ、車体を $\theta = 0$ に戻す．この実験結果と式 (7.7) のシミュレーション結果が一致するように慣性モーメント J_θ および等価粘性係数 d_θ を求める．本研究では、次式の評価関数を最小化するように J_θ と d_θ を求める．

$$\min \int_0^T (\theta_{exp} - \theta_{sim})^2 dt + \int_0^T (\dot{\theta}_{exp} - \dot{\theta}_{sim})^2 dt \quad (7.11)$$

ここで、 θ_{exp} は実験による車体傾斜角であり、 θ_{sim} はシミュレーションによる車体傾斜角、 $\dot{\theta}_{exp}$ は実験による車体傾斜角速度、 $\dot{\theta}_{sim}$ はシミュレーションによる車体傾斜角速度、 T は実験時間である．この評価関数の最小化には滑降シンプレックス法を用いた^[107]．

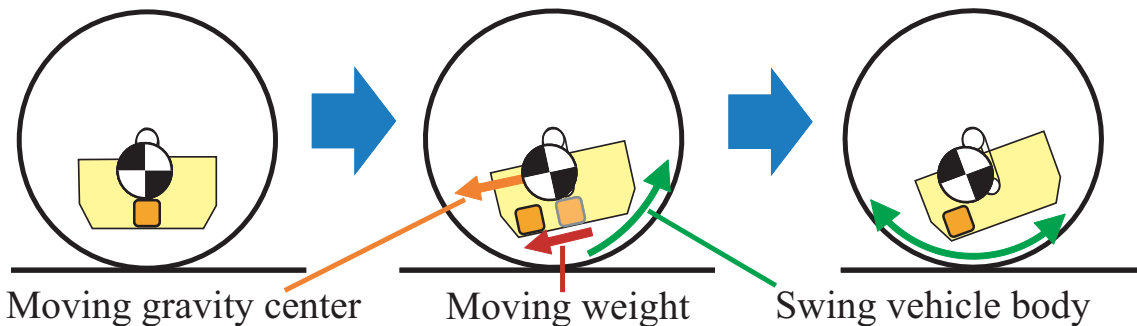


Fig. 7.6 Experimental method for parameter identification of model

Table 7.4 Identified model parameters related to Lucia

Mass m_1 [kg]	9.30
Mass m_2 [kg]	5.25
Distance l_1 [m]	-0.0105
Distance l_2 [m]	-0.0183
moment of inertia J_θ [kgm ²]	0.122
Viscous damping coefficient d_θ [Nms/rad]	0.256

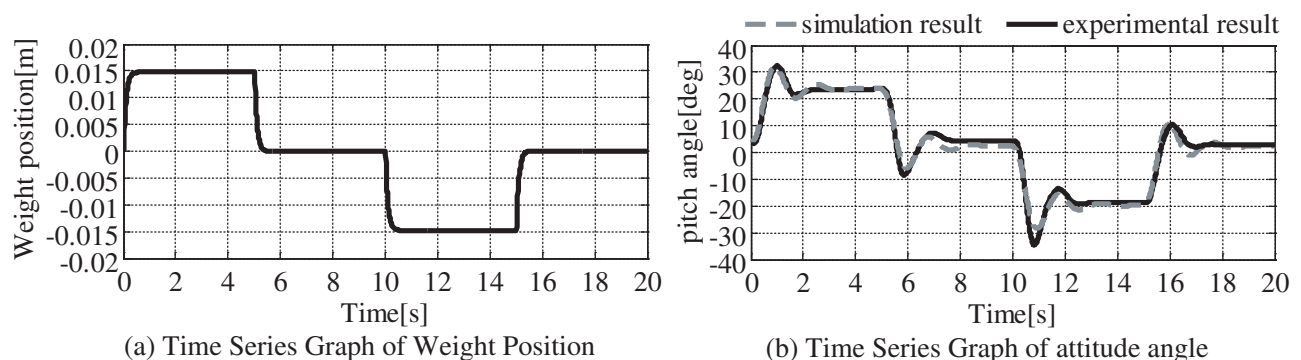


Fig. 7.7 Comparison of experimental results and simulation results

7.2.3 同定実験の結果

同定実験により得られた同定パラメータおよび車体に関するモデルパラメータを表 7.4 に示す。そして、実験結果と同定パラメータを使用したシミュレーション結果の比較結果を図 7.7 に示す。図 7.7 において、(a) はウェイトの位置 b , (b) は車体傾斜角度 θ を示している。また、図 7.7(b) では、黒色の実線は実験結果であり、灰色の破線はシミュレーション結果を示す。これらの図から分かるように、提案されたモデルは Lucia の車体の実際の動きと同様の挙動を示すことができる。

7.3 Lucia へのアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御の適用

前節にて構築した車体の揺動モデルを表す式 (7.7) は、低重心型平行二輪ビークルの車体の揺動モデルを表す式 (3.6) において、搭乗者の質量 m_3 および車軸から着座姿勢の搭乗者の重心までの高さ l_3 を 0 とすることで同じ式が得られる。そのため、ウェイトの位置指令 b_{ref} は、4.1.1 項にて構築した式 (4.19) に表 7.4 に示すモデルパラメータおよび $m_3 = 0$, $l_3 = 0$ を与え、制御パラメータ c_1 および c_2 を決定することで得られる。本節では、式 (4.33), 式 (4.34) より c_1 , c_2 を決定し、実験を通じて $\zeta = 0.97$ と与え、 $c_1 = 4.113$, $c_2 = 3.627$ が車体揺動抑制制御に適用される。

Lucia におけるアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御の有効性を検証するために検証実験を行う。本研究で提案する車体揺動抑制制御は車体の揺動抑制のみを考慮して設計しており、ビークル走行によるビークル全体の挙動までは考慮していない。そこで、車体揺動抑制性能を評価するために、車輪を固定して車輪駆動モータの駆動トルクを外乱トルクとして与えて車体を傾斜させ、車体揺動抑制を評価する。実験結果を図 7.8 に示す。図 7.8 において、(a) は車輪の駆動トルクの指令値、(b) はアクティブマスシステムのウェイトの位置、(c) は車体の傾斜角度を示し、灰色の実線が車体揺動抑制制御を適用しない場合の実験結果、黒色の実線が車体揺動抑制制御を適用した場合の実験結果を示す。図 7.8 より、車体揺動抑制制御を使用することで車輪の駆動トルクに対して車体傾斜角の最大振幅および残留振動を抑制できることが確認できる。しかし、車輪駆動トルクを 0 [Nm] とした後、速やかに水平姿勢に戻すことができていない。実験状況を観察すると、Lucia は車輪が固定された状態で車体を揺らすと車体フ

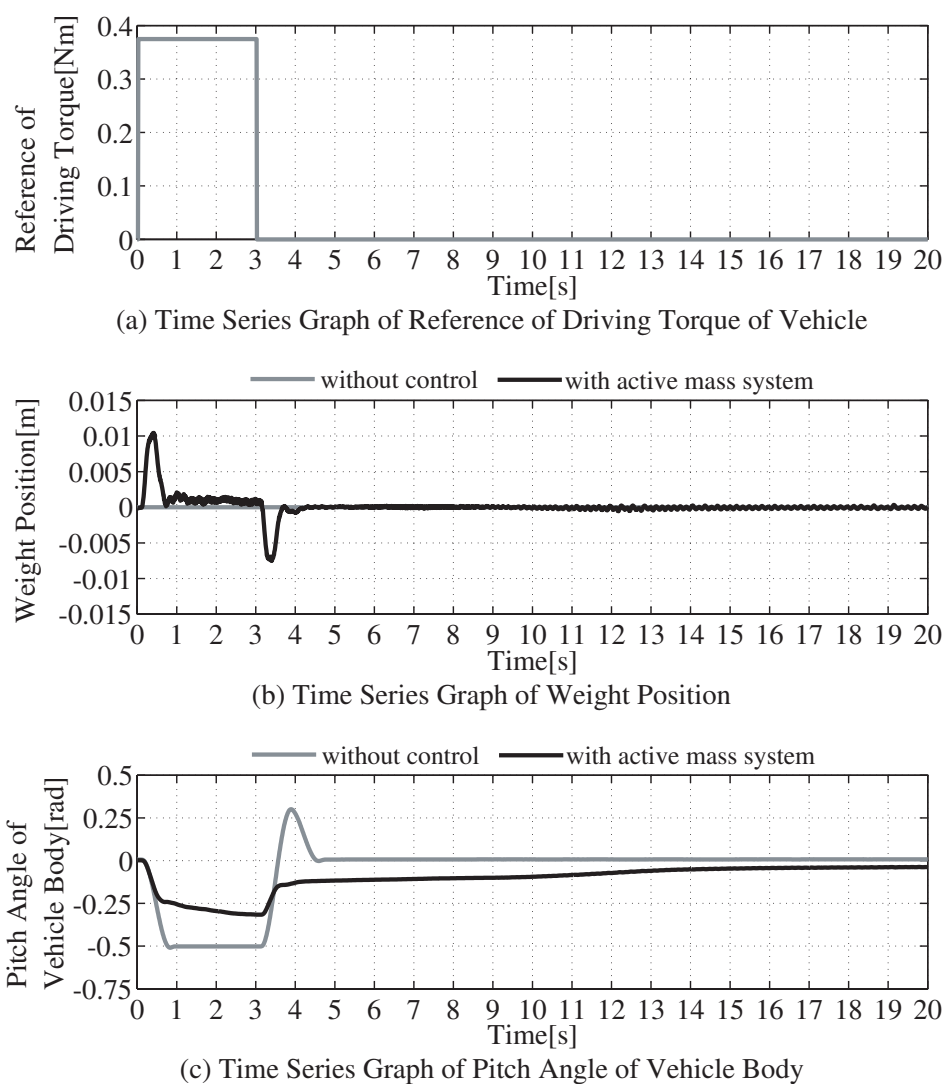


Fig. 7.8 Experimental results of swaying vehicle body with sway suppression control in case of wheel stopping

レームがゆがむことが判明した。フレームのゆがみが粘性抵抗や摩擦抵抗のように作用し、揺れが減衰されていると考えられる。

そこで、車輪を固定せず、ある角度まで車体を傾斜させた後、自由振動をさせた場合の比較実験を行う。実験結果を図 7.9 に示す。図 7.9 において、配置および線種は図 7.8 と同じである。図 7.9 より、車体揺動抑制制御を使用することで自由振動時の残留振動を抑制し、水平姿勢へ戻っていることが確認できる。

上述の実験結果より、本研究にて構築したアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御は、車両寸法のことなる低重心型平行二輪ビークルの車体揺動抑制においても有効であり、用途に合わせて車両寸法を変更する場合など、実用面においても有用性がある。

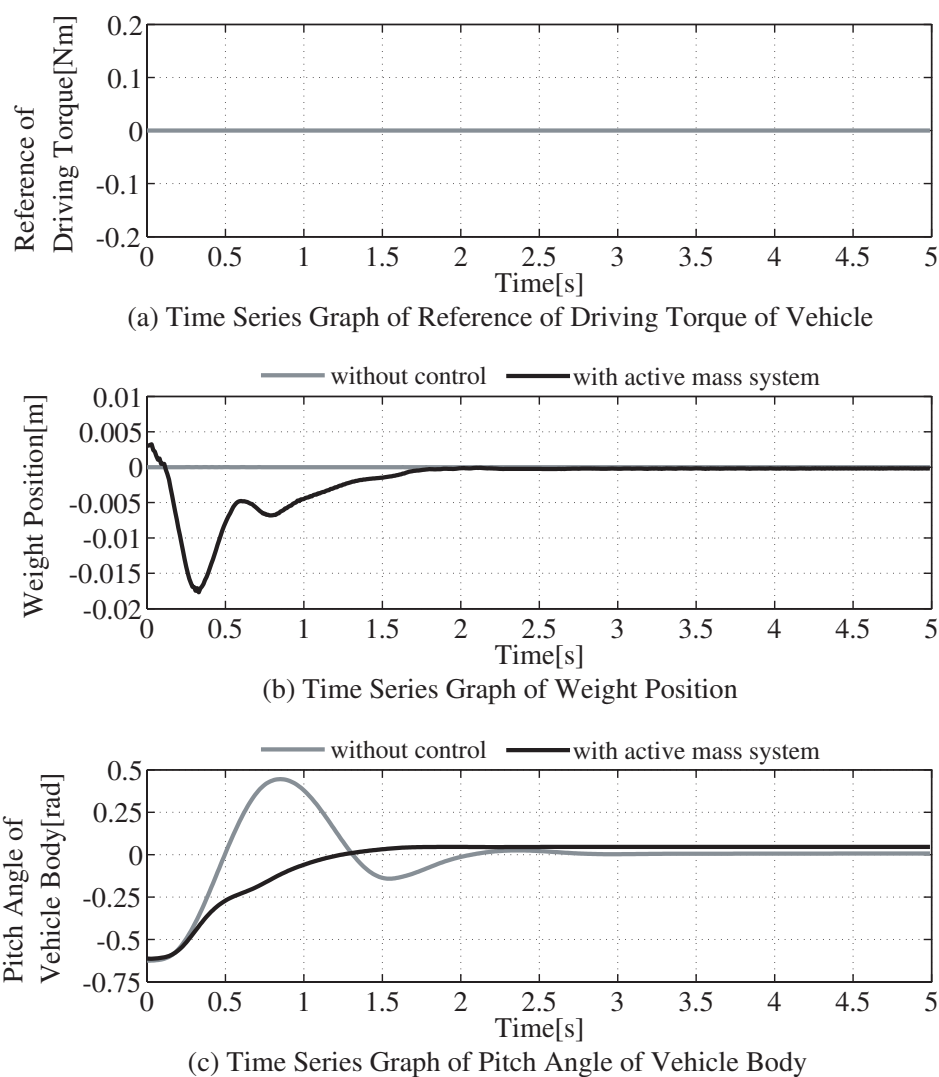


Fig. 7.9 Experimental results of swaying vehicle body with sway suppression control in case of free oscillation

第8章 結論と今後の展望

8.1 本研究の結論

本研究では、低重心型平行二輪ビークルの構築および質量移動機構による車体姿勢制御の研究を行う中で、以下の結果が得られた。

1. 安定な振子構造および質量移動による車体傾斜制御システムを有する低重心型平行二輪ビークルを構築した。
 2. 重心の偏りにより生じる車体傾斜を補正可能なシートポジショニングシステムを構築した。
 3. 車両走行時に車体に加わる外力により生じる車体揺動を抑制可能なアクティブマスシステムを構築した。
 4. 車体揺動に関するシミュレーションモデルを構築した。
 5. パラメータ同定実験により、体格の異なる搭乗者においても車体揺動の挙動を再現した。
 6. アクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御はバックステッピング法により設計され、本研究のモデル解析および制御パラメータ解析により、搭乗者毎に変更する制御パラメータは搭乗者の質量 m_3 のみに削減された。
 7. 走行実験より、各搭乗者の質量 m_3 のみを変更することで良好な車体揺動抑制制御を実現することが確認された。
 8. 車両寸法およびモデルパラメータの異なる低重心型平行二輪ビークルである Lucia を構築し、Lucia に対しアクティブマスシステムによる車体揺動抑制制御を適用し、検証実験により良好な車体揺動抑制制御を実現することが確認された。
1. で構築した低重心型平行二輪ビークルに対し、2. において搭乗者を含めた車両全体の重心バランスを調整し、静的な車体傾斜角を水平姿勢に補正可能であることを確認した。また、3. において車両走行中の車体揺動を抑制するためにカウンターウェイトの前後方向の駆動によって車体揺動を抑制するアクティブマスシステムを構築した。そして、4. において車体揺動を再現可能なシミュレーションモデルをラグランジュの運動方程式により構築し、5. において簡便にモデルパラメータを同定する実験手順を提案した。同定実験により、体格の異なる搭乗者でも、搭乗者の着座状態での重心の高さ l_3 および慣性モーメント J_θ 、等価粘性係数 d_θ は類似した値であることが確認された。また、搭乗者の体格に対して、低重心型平行二輪ビークルが安定な振子構造を保有する条件を示した。次に、6. において車体揺動のモデル解析に基づいて車体揺動抑制制御がバックステッピング法により設計された。制御システムのパラメータ m_3 , l_3 , J_θ , d_θ を搭乗者毎に同定および、 c_1 と c_2 を調整する必要があったが、7. においてモデル解析および制御パラメータ解析を行い、制御系設計に用いるモデルパラメータのうち搭乗者間で差異の小さいパラメータ l_3 , J_θ , d_θ には搭乗者の平均値を適用し、各搭乗者の質量 m_3 のみを変更することで良好な車体揺動抑制制御を実現することが確認された。8. においてアクティブマス

システムによる車体揺動抑制制御の設計手法は、車両寸法やモデルパラメータのことなる低重心型平行二輪ビークルの車体揺動抑制においても有効であることを示した。本研究で提案された車体揺動抑制制御は多様な搭乗者および車両寸法に対しても容易に制御の設計ができることを示しており、実用化に対して有用な結果である。

8.2 今後の課題と展望

これまでに、多くの研究者によって平行二輪ビークルに関する研究が行われており、制御理論の発展のみならず実用化にも寄与している。多くの平行二輪ビークルに関する研究のなかでも、平行二輪ビークルの車体傾斜制御手法に質量移動による車体傾斜制御を実現している点が本研究の独創的な点として挙げられる。質量移動による車体傾斜制御は、動的な姿勢安定化システムとしてのみならず、車体傾斜角度を任意に変更が可能な姿勢制御システムとしての機能も実現しており、本研究にて構築した低重心型平行二輪ビークルは車輪停止時においても姿勢安定化と車体傾斜制御の両立を実現している。本研究を推進し、低重心型平行二輪ビークルの構造と制御を統合した同時最適設計理論を実現することは、平行二輪ビークル特有の高い機能をさらに向上させ、高性能だけでなく安全性にも配慮された次世代搬送システムの構築理論として、これからの移動ロボットの分野を切り拓くことが期待できる。

本研究では、特に人搭乗型のパーソナルモビリティとしての低重心型平行二輪ビークルに着目し、身長、及び体重の異なる様々な搭乗者に対応した低重心型平行二輪ビークルの最適な機構と制御の同時設計の一般化を目指している。そのために、本研究成果を基に、さらに搭乗者のモデルパラメータ変動に対応可能な適応制御系の設計理論を構築することが今後必要である。また、実際の利用環境での検証実験による設計理論の改善を行い、低重心型平行二輪ビークルによる高い制御性と安定性、安全性を実現したパーソナルモビリティを実現する。それにより、利用者の生活領域を拡大し、人々の生活の質の向上に貢献でき、さらなる人々の活動の活発化を促進できる。本研究で得られる知見は、パーソナルモビリティのみならず搬送システムへの展開にも有用であり、移動ロボットにおける新たな姿勢制御技術および搬送技術となりえる。

参考文献

- [1] 国土交通省, 旅客施設におけるバリアフリー化の推移,
<<http://www.mlit.go.jp/common/001057472.pdf>>.
- [2] 国土交通省, 公共交通事業者等からの移動等円滑化実績等報告書の集計結果概要（平成 26 年 3 月 31 日現在）,
<<http://www.mlit.go.jp/common/001057470.pdf>>.
- [3] 国土交通省, バリアフリー法に基づく基本構想の受理件数（平成 26 年 9 月 30 日までに受理したもの）,
<<http://www.mlit.go.jp/common/001060477.pdf>>.
- [4] 内閣府, 平成 26 年版高齢社会白書,
<<http://www8.cao.go.jp/kourei/whitepaper/w-2014/zenbun/index.html>>.
- [5] 高橋 義信, 車いすの安全・快適技術, 財団法人国際交通安全学会 国際交通安全学会誌, Vol. 27, No. 2 (2002), pp.99-106.
- [6] 林 邦宏, 電動車いす, 電動三輪車, 四輪車の安全・快適技術, 財団法人国際交通安全学会 国際交通安全学会誌, Vol. 27, No. 2 (2002), pp.107-114.
- [7] 岡田 徳次, 大鍋 寿一, 水口 文洋, 畠中 規, 欧州における福祉医療関連機器の研究開発 -その 2, 応用研究編(車いす)-, 社団法人日本ロボット学会 日本ロボット学会誌, Vol. 21, No. 2 (2003), pp.151-155.
- [8] 岡田 徳次, 大鍋 寿一, 水口 文洋, 畠中 規, 欧州における福祉・医療関連機器の研究開発 -その 3, 応用研究編(階段昇降支援装置)-, 社団法人日本ロボット学会 日本ロボット学会誌, Vol. 21, No. 3 (2003), pp.255-261.
- [9] 林 邦宏, 電動車いすの技術動向, 公益社団法人自動車技術会 自動車技術, Vol. 60, No. 3 (2006), pp.66-70
- [10] Bell, D.A., Borenstein, J., Levine, S.P., Koren, Y. and Jaros, L., An assistive navigation system for wheelchairs based upon mobile robot obstacle avoidance, Proceedings of 1994 IEEE International Conference on Robotics and Automation (1994), Vol. 3, pp.2018-2022.
- [11] Bley, F., Rous, M., Canzler, U. and Kraiss, K., Supervised navigation and manipulation for impaired wheelchair users, Proceedings of 2004 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics (2004), Vol. 3, pp.2790 - 2796.

- [12] 畑瀬 勉, 戸田 広二, 松本 治, インテリジェント車いすロボット TAO Aicle, 社団法人日本ロボット学会 日本ロボット学会誌, Vol.24, No.2 (2006), pp.164-166.
- [13] 安田 寿彦, 川原 章裕, 田中 勝之, 電動車椅子の操作支援方法の試作 -第 15 報 人の意思を必要以上に妨げない障害物回避手法-, 第 11 回 ロボティクスシンポジア (2006), pp.468-475.
- [14] 原 宗竜, 安野 卓, 原田 寛信, ジョイスティックのフォースフィードバック機能を用いた電動車いすの環境認識性とその評価, 電気関係学会四国支部連合大会講演論文集 (2007), Vol. 2007, Page. ROMBUNNO.8-7.
- [15] Noda, Y., Yamagami, D. and Terashima, K., Wheelchair driving control considering sway suppression to passenger's posture and evaluation of ride quality, Preprints of the 9th International Symposium on Robot Control (SYROCO'09) The International Federation of Automatic Control (2009), pp.739-744.
- [16] Yamashita, K., Noda, Y., Miyoshi, T. and Terashima, K., Sway suppression control to passenger with muscle weakness on electrical wheelchair, Proceedings of SICE Annual Conference 2010 (2010), pp.2010-2015.
- [17] Yamashita, K., Noda, Y., Miyoshi, T. and Terashima, K., Tailor-made modeling and sway control of human posture riding on electrical wheelchair for comfort driving, Proceedings of the 2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (2010), pp.6034-6039.
- [18] Yamada, M., Noda, Y., Miyoshi, T. and Terashima, K., Modeling and control on passenger posture behavior considering seat angle of electrical wheelchair, Proceedings of SICE Annual Conference 2010 (2010), pp.2016-2021.
- [19] ヤマハ発動機株式会社, PAS GEAR Cargo,
<http://www.yamaha-motor.co.jp/pas/gear-cargo/pdf/catalog_GEARcargo.pdf>.
- [20] ヤマハ発動機株式会社, EC-03,
<<http://www.yamaha-motor.co.jp/mc/ev/ec-03/>>.
- [21] T3 Motion, Inc., T3 VISION,
<http://www.t3motion.com/T3_Vision.aspx>.
- [22] 日産自動車株式会社, NISSAN New Mobility Concept,
<<http://www.nissan-global.com/JP/ZEROEMISSION/APPROACH/NEWMOBILITYCONCEPT/>>.
- [23] Segway Inc., Segway,
<<http://www.segway.com/consumer>>.

- [24] Genny Mobility, Genny 2.0 Urban,
<<http://www.gennymobility.com/genny>>.
- [25] Robstep robot Co., Ltd., Robstep-M1,
<<http://www.robstepeurope.com/robstep/robstep-m1/>>.
- [26] 本田技研工業株式会社, UNI-CUB β , <<http://www.honda.co.jp/UNI-CUB/>>
- [27] トヨタ自動車株式会社, Winglet,
<http://www.toyota.co.jp/jpn/tech/personal_mobility/winglet.html>.
- [28] トヨタ自動車株式会社, TOYOTA i-ROAD,
<http://www.toyota.co.jp/jpn/tech/personal_mobility/i-road/>.
- [29] 日立製作所, Ltd., ROPITS,
<http://www.hitachi.co.jp/rd/portal/img/hitac/hitac2013_09_hrl.pdf>.
- [30] Independence Technology, iBOT 4000 Mobility System,
<<http://www.ibotnow.com/manuals.html>>.
- [31] WHILL, Inc., WHILL Model A,
<<http://whill.us/jp/トップ/>>.
- [32] 谷中 壯弘, パーソナルモビリティの実現にむけて (さまざまな乗物, <メカライフ特集>のりもの-人と乗物のいい関係-), 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会誌, Vol. 111, No. 1075(2008), pp.510-511.
- [33] 橋本 尚久, 新しい移動手段としてのモビリティロボットの現状と課題, 一般社団法人電子情報通信学会, 電子情報通信学会誌, Vol. 97, No. 6(2014), pp.507-512.
- [34] ロボット特区実証実験推進協議会, 活動紹介,
<<http://council.rt-tsukuba.jp/activities>>.
- [35] 松本 治, 横塚 将志, 橋本 尚久, 加藤 晋, 堀内 英一, 富田 康治, 鈴木 雄介, 高橋 佑介, 山下 明宏, つくばモビリティロボット実験特区での産総研の取り組み, 社団法人日本ロボット学会 第29回 日本ロボット学会学術講演会予稿集 (2011), 1G3-4.
- [36] 秋元 大, 搭乗型移動ロボットとしてのセグウェイの可能性, 社団法人日本ロボット学会 第29回 日本ロボット学会学術講演会予稿集 (2011), 1G3-5.
- [37] 首相官邸ホームページ, 次世代自動車・スマートエネルギー特区,
<<http://www.kantei.go.jp/jp/singi/tiiki/sogotoc/nintei/keikaku/13zisedai.pdf>>.
- [38] 首相官邸ホームページ, 豊田市立ち乗り型パーソナルモビリティ実験特区,
<<http://www.kantei.go.jp/jp/singi/tiiki/kouzou2/nintei33/plan/2.pdf>>.

- [39] 首相官邸ホームページ, けいはんな学研都市知的特区,
<<http://www.kantei.go.jp/jp/singi/tiiki/kouzou2/kouhyou/050719/dai8/61.pdf>>.
- [40] 首相官邸ホームページ, 構造改革特別区域計画,
<<http://www.kantei.go.jp/jp/singi/tiiki/kouzou2/kouhyou/031222/061.pdf>>.
- [41] ロボット産業振興会議, ロボット特区について,
<<http://www.f-robot.com/districts/>>.
- [42] 首相官邸ホームページ, ロボット活用に関する環境整備,
<<http://www.kantei.go.jp/jp/singi/robot/dai5/siryou1-1.pdf>>.
- [43] 浅間 一, 佐藤 雅俊, 嘉悦 早人, 尾崎 功一, 松本 明弘, 遠藤 勲, 3 自由度独立駆動型全方向移動ロボットの開発, 社団法人日本ロボット学会 日本ロボット学会誌, Vol. 14, No. 2 (1996), pp.249-254.
- [44] Endo, T. and Nakamura, Y., An omnidirectional vehicle on a basketball, Proceedings of 12th International Conference on Advanced Robotics (2005), pp.573-578.
- [45] 多田隈 健二郎, 多田隈 理一郎, 広瀬 茂男, 球状全方向車輪 “Omni-Ball” の開発, 第 13 回ロボティクスシンポジア 2008 予稿集 (2008), Vol. 13, pp.105-112.
- [46] Chan, C. and Tsai, C., Direct adaptive robust motion control for uncertain ball-riding robots using recurrent interval type 2 fuzzy neural networks, Proceedings of 2013 52nd Annual Conference of the Society of Instrument and Control Engineers of Japan (2013), pp.440-445.
- [47] 熊谷 正朗, 落合 恭也, 玉乗りロボットによる物体運搬に関する研究, 一般社団法人日本機械学会 ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2009 (2009), 2P1-D18.
- [48] 和田 正義, 4 輪駆動式電動車椅子の設計と全方向移動制御, 社団法人日本ロボット学会 日本ロボット学会誌, Vol. 27, No. 3 (2009), pp.314-324.
- [49] 和田 正義, 同期キャスト駆動機構によるホロノミック全方向移動ロボットの設計と運動解析, 社団法人日本ロボット学会 日本ロボット学会誌, Vol.19, No.6 (2001), pp.784-792.
- [50] 和田 正義, アクティブキャストを用いた全方向移動ロボットのモデル化と制御, 社団法人日本ロボット学会 日本ロボット学会誌, Vol. 25, No. 7 (2007), pp.1100-1107.
- [51] Chung, W., Moon, C., Jung, C. and Jin, J., Design of the dual offset active caster wheel for holonomic omni-directional mobile robots, International Journal of Advanced Robotic Systems, Vol. 7, No. 4 (2011), pp.101-106.

- [52] 北川 秀夫, 別府 達哉, 大野 義則, 三好 孝典, 寺嶋 一彦, 全方向移動車椅子の乗り心地向上のための走行制御, 社団法人日本ロボット学会 日本ロボット学会誌, Vol. 22, No. 7 (2004), pp.933-939.
- [53] Kondo, Y., Miyoshi, T., Terashima, K. and Kitagawa, H., Navigation guidance control using haptic feedback for obstacle avoidance of omni-directional wheelchair, Proceedings of 16th Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environments and Teleoperator Systems (2008), pp.437-444.
- [54] 北川 秀夫, 大野 貴, 三好 孝典, 寺嶋 一彦, 全方向移動ロボットのための差動駆動操舵機構の開発, 社団法人日本ロボット学会 日本ロボット学会誌, Vol. 27, No. 3 (2009), pp.343-349.
- [55] 上野 祐樹, 北川 秀夫, 柿原 清章, 寺嶋 一彦, 全方向移動ロボットのための平歯車型差動駆動操舵機構の開発, 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 78, No. 789 (2012), pp. 1872-1885.
- [56] Ueno, Y., Kitagawa, H., Kakihara, K., Sakakibara, T., and Terashima, K., Development of an innovative power-assist omni-directional mobile bed considering operator's characteristics, International Journal of Automation Technology, Vol. 8, No. 3 (2014), pp.490-499.
- [57] 神村 明哉, 高段差乗り越え可能なクローラロボット機構: 自動段差登り動作の実現, 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 75, No. 758 (2009), pp 2742-2749.
- [58] 千葉工業大学未来ロボット技術研究センター, Quince,
<<http://www.furo.org/ja/robot/quince/index.html>>.
- [59] 程島 竜一, 福村 泰明, 天野 久徳, 広瀬 茂男, クローラ可変型4足歩行ロボット TITAN X の開発: 脚機構の基本設計と動作実験, 一般社団法人日本ロボット学会 日本ロボット学会誌, Vol. 28, No. 7 (2010), pp.872-879.
- [60] Steeves, C., Buehler, M. and Penzes, S.G., Dynamic behaviors for a hybrid leg-wheel mobile platform, Proceedings of Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers 2002 (2002), Vol. 4715, pp.75-86.
- [61] 田窪 朋仁, 吉岡 健伸, 新井 健生, 前 泰志, 大原 賢一, 脚車輪ハイブリッド動作を用いた多脚ロボットの不整地移動, 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 75, No. 759 (2009), pp 2996-3004.
- [62] Nakajima, S., Proposal for step-up gait of RT-Mover, A four-wheel-type mobile robot for rough terrain with simple leg mechanism, Proceedings of the 2010 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (2010), pp.351-356.

- [63] 山藤 和男, 馮 青, 平行二輪車の姿勢制御に関する研究 (第1報): 倒立振子モデルによる非線形系の制御シミュレーション, 公益社団法人精密工学会 精密工学会誌, Vol. 53 No. 10 (1987), pp.1622-1625.
- [64] 山藤 和男, 馮 青, 平行二輪車の姿勢制御に関する研究 (第2報): 実験結果, 公益社団法人精密工学会 精密工学会誌, Vol. 54, No. 9 (1988), pp.1759-1763.
- [65] Sasaki, M. and Yanagihara, N., Forward and backward motion control of personal riding-type wheeled mobile platform, Proceedings of 2004 IEEE International Conference on Robotics Automation (2004), pp.3331-3336.
- [66] Sasaki, M. and Yanagihara, N., Steering control of the personal riding-type wheeled mobile platform (PMP), Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems 2005 (2005), pp 3821-3826.
- [67] 松本 治, 堀内 英一, 竹岡 年延, 小谷内 範穂, 小森谷 清, 橋本 隆志, 安藤 敏之, 巖 桂二郎, 倒立振子型マイクロモビリティの障害物検知・停止制御, 社団法人日本ロボット学会 第27回 日本ロボット学会学術講演会予稿集 (2009), 2Q1-06.
- [68] 株式会社 日立製作所, EMIEW 2,
<http://www.hitachi.co.jp/rd/research/robotics/emiew2_01.html>
- [69] 中村 亮介, 網野 梓, 一野瀬 亮子, 柄川 索, 玉本 淳一, 人間共生ロボット“EMIEW 2”の開発: 機構と制御システム構成, 一般社団法人日本機械学会 ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 (2008), 2P1-I03, pp.1-2.
- [70] Fukushima, H., Shinmura, S. and Matsuno, F., Transformation control to an inverted pendulum mode of a mobile robot with wheel-arms using partial linearization, Proceedings of 2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation (2011), pp.1684-1688.
- [71] Shaw, D. and Hsieh, T., Interaction between self-balanced dicycle and rider, Proceedings of 26th Electric Vehicle Symposium 2012 (2012), Vol. 4, pp.2743-2754.
- [72] 中野 公彦, 中森 大樹, 鄭 仁成, 大堀 真敬, 須田 義大, 人間の動きを考慮した倒立振子型パーソナルモビリティビークルの安定性解析, 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会論文集 C編, Vol. 79, No. 801(2013), pp.1427-1440.
- [73] Pushkar, K., Neil D. and Mike S., Dynamic pushing strategies for dynamically stable mobile manipulators, Proceedings of 2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation (2010), pp.3745-3750.
- [74] 中川 智皓, 中野 公彦, 須田 義大, 林 隆三, 倒立振子型車両の路面不整に対する影響, 自動制御連合講演会講演論文集 (2007), pp.245-245.

- [75] Nakagawa, C., Nakano, K., Suda, Y. and Hayashi, R., Stability of the dynamically stabilized two-wheeled vehicle traveling on a rough road, *Journal of Mechanical Systems for Transportation and Logistics*, Vol. 2, No. 1 (2009), pp.78-89.
- [76] Huei, E.Y. and Hashimoto, S., Dynamic step traverse of a two-wheeled mobile robot, *International Journal of Mechatronics and Manufacturing Systems*, Vol. 6, No. 1 (2013), pp.3-22.
- [77] Kasemsit, T., Jiuguang, W., Tobias, K. and Mike, S., Robot limbo: Optimized planning and control for dynamically stable robots under vertical obstacles, *Proceedings of 2010 IEEE International Conference on Robotics and Automation* (2010), pp.4519-4524.
- [78] Karkoub, M. and Parent, M., Modeling and non-linear feedback stabilization of a two-wheel vehicle, *Journal of System and Control Engineering*, Vol. 218, No. 8 (2004), pp.675-686.
- [79] Abeygunawardhana, P.K.W and Murakami, T., An adaptive based approach to improve the stability of two wheel mobile manipulator, *Proceedings of the 33rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society* (2007), pp.2712-2717.
- [80] Morrell, J.B. and Field, D., Design of a closed loop controller for a two wheeled balancing transporter, *Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems 2007* (2007), pp.4059-4064.
- [81] Jeong, S. and Takahashi, T., Wheeled inverted pendulum type assistant robot: inverted mobile, standing, and sitting motions, *Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems 2007* (2007), pp.1932-1937.
- [82] Shimada, A. and Hatakeyama, N., Movement control of two-wheeled inverted pendulum robots considering robustness, *Proceedings of SICE Annual Conference 2008* (2008), pp.3361-3366.
- [83] Nomura, T., Kitsuka, Y., Suemitsu, H. and Matsuo, T., Adaptive backstepping control for a two-wheeled autonomous robot, *Proceedings of ICROS-SICE International Joint Conference 2009* (2009), pp.4687-4692.
- [84] Nozaki, K. and Murakami, T., A motion control of two-wheels driven mobile manipulator for human-robot cooperative transportation, *Proceedings of the 35th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society* (2009), pp.1574-1579.
- [85] Tsai, C., Ju, S., and Hsieh, S., Trajectory tracking of a self-balancing two-wheeled robot using backstepping sliding-mode control and fuzzy basis function networks, *Proceedings*

- of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems 2010 (2010), pp.3943-3948.
- [86] 鄭 聖熹, 西山 達也, 井代 達也, 車輪倒立振子型全方向移動機構及び基本走行制御, 社団法人日本ロボット学会 第28回 日本ロボット学会学術講演会予稿集 (2010), RSJ2010AC2Q2-2.
- [87] Phaoharuhansa, D. and Shimada, A., An approach to SysML and Simulink based motion controller design for inverted pendulum robots, Proceedings of SICE Annual Conference 2011 (2011), pp.2190-2193.
- [88] Hori, W. and Takimoto, T., Washout control for inverted pendulum mobile robots with sensor drifts, Proceedings of 2011 IEEE/SICE International Symposium on System Integration (2011), pp.491-496.
- [89] 尹英杰, 人搭乗型車輪駆動ロボットの重心推定, 社団法人日本ロボット学会 第29回 日本ロボット学会学術講演会予稿集 (2011), RSJ2011AC2I2-3.
- [90] Goher, K.M., Tokhi, M.O., Almeshal, A.M., Sayidmarie O. and Agouri, S.A., Impact of payload inertia on the system damping characteristics of a two-wheeled robotic machine, Proceedings of the Fifteenth International Conference on Climbing and Walking Robots and the Support Technologies for Mobile Machines (2012), pp.113-120.
- [91] Takaki, T., Aoyama, T. and Ishii, I., Development of inverted pendulum robot capable of climbing stairs using planetary wheel mechanism, Proceedings of 2013 IEEE International Conference on Robotics and Automation (2013), pp.5618-5624.
- [92] 中川 智皓, 中野 公彦, 須田 義大, 川原崎 由博, 小坂 雄介, 二輪倒立振子型車両の歩行者との親和性評価: キーグラフを用いた心理的構成要因の探索的検討, 一般社団法人日本機械学会 福祉工学シンポジウム 2009 講演論文集 (2009), pp.88-91.
- [93] 中川 智皓, 中野 公彦, 古賀 誉章, 須田 義大, 川原崎 由博, 小坂 雄介, パーソナルスペースを用いたパーソナルモビリティ・ビークルと歩行者の親和性評価実験, 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会論文集 C編, Vol. 76, No. 770 (2010), pp.2493-2499.
- [94] 小黒 宏史, ラクシンチャローンサク ポンサトーン, 歩行空間内における二輪倒立振子型電動車両の操作特性に関する研究, 一般社団法人日本機械学会 ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 2011 (2011), 2A1-Q13.
- [95] 橋本 尚久, 松本 治, 桜井 義久, 横塚 将志, 富田 康治, 堀内 英一, 立ち乗り式搭乗型ロボットにおける疲労度に関する研究, 社団法人日本ロボット学会 第30回 日本ロボット学会学術講演会予稿集 (2012), RSJ2012AC1G2-3.

- [96] Li, A. and Ando, R., Measuring the acceptability of self-balancing two-wheeled personal mobility vehicles, *Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies*, Vol. 10 (2013), pp.444-453.
- [97] 工藤 義弘, 長谷 和徳, 竹原 昭一郎, 林 祐一郎, 心拍変動解析を用いたパーソナルモビリティビークル乗車時の自律神経活動評価, 一般社団法人日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2014 USB 論文集 (2014), 110.
- [98] 富田 康二, 橋本 尚久, 松本 治, 立ち乗り型モビリティロボットのシェアリング検討のためのシミュレータの開発, 一般社団法人電子情報通信学会 電子情報通信学会技術研究報告. Vol. 113, No. 433 (2014), pp.89-92.
- [99] 尾崎 聖一郎, 佐郷 幸法, 野田 善之, 寺嶋 一彦, 船戸 一弘, 柿原 清章, スキルアシストジョイスティックを有する着座型二輪ビークル, 公益社団法人計測自動制御学会 第10回システムインテグレーション部門講演会予稿集 (2009), pp.307-310.
- [100] 尾崎 聖一郎, 低重心着座型二輪ビークルの開発と搭乗者挙動抑制制御, 豊橋技術科学大学大学院 修士論文 (2010).
- [101] Cazzolato, B., Harvey, J., Dyer, C., Fulton, K., Schumann, E., Zhu, T., Prime, Z., Davis, B., Hart, S., Pearce, E. and Atterton, J., Modeling, simulation and control of an electric diwheel, *Proceedings of Australasian Conference on Robotics and Automation 2011* (2011), pp.1-10.
- [102] Liam Walton, DiWheel,
<<http://www.matrixsl.com/blog/diwheel-built-using-flowcode-6/>>.
- [103] 奥川 雅之, 高井 優介, 椋木 新, 小林 義光, 機械安全を考慮した自己復元機構を有する倒立振子型移動ロボットの設計および姿勢角制御, 一般社団法人日本機械学会 ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 (2009), 2P1-FO3, pp.1-4.
- [104] 加藤 雅大, 奥川 雅之, 小林 義光, 小島 昇, 自己復元機構を有する倒立振子型移動ロボットにおける重心移動機構による姿勢角制御, 第54回自動制御連合講演会論文集 (2011), pp.63-68.
- [105] 北川 翔也, 奥川 雅之, 小林 義光, ダルマ型二輪移動ロボットの本体姿勢角推定問題, 第14回計測自動制御学会システムインテグレーション部門講演会論文集 (2013), pp.1276-1280.
- [106] 株式会社シリコンセンシングシステムズジャパン, AMU Lite,
<<http://www.sssj.co.jp/products/inertial-modules-systems/pdf/amulite.pdf>>.
- [107] Nelder, J. and Mead, R., A simplex method for function minimization. *Computer Journal*, Vol. 7 (1965), pp.308-313.

- [108] 株式会社 IHI インフラシステム, 制振装置・免震床,
<http://www.ihl.co.jp/vibration_control/product_01.html>.
- [109] カヤバ システム マシナリー株式会社, ビル制振装置,
<https://www.kyb-ksm.co.jp/products/vibration_control/vibration_control-0014.html>.
- [110] 竹中工務店, TMD/AMD による建物の振動対策,
<<http://www.takenaka.co.jp/solution/needs/noise/service03/index.html>>.
- [111] 古石 喜郎, 武藤 浄, アクティブ・マス・ダンパによる構造物の振動制御: アクティブ・マス・ダンパのモード制御, 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 52, No. 473 (1986), pp.237-243.
- [112] 鈴木 哲夫, 高層建物に用いる超大型アクティブ動吸振器, 公益社団法人計測自動制御学会 計測と制御, Vol. 31, No. 4 (1992), pp.495-496.
- [113] 鎌田 崇義, 藤田 隆史, 正木 信男, 多段積層ゴムと油圧アクチュエータを用いた高層建物制振用アクティブ・パッシブ切換え形マスダンパの研究: 第1報, 作動限界が油圧系の圧力低下による場合の制御方法, 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 61, No. 581 (1995), pp.22-29.
- [114] 長瀬 賢二, 早川 義一, インピーダンスマッチングによる層構造物の制振制御, 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 67, No. 658 (2001), pp.1814-1819.
- [115] Fu, J. and Zao, J., A new adaptive backstepping method for nonlinear control of turbine main steam valve, Journal of Control Theory and Applications, Vol. 5, No. 1 (2007), pp.17-22.
- [116] Singer, N., and Seering, W., Preshaping command input to reduce system vibration, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112 (1990), pp.76-82.
- [117] 矢野 賢一, 寺嶋 一彦, 稲垣 知親, 2自由度制御による取鍋内スロッシング制振制御, 公益社団法人日本鑄造工学会 鑄造工学, Vol. 73, No. 5 (2001), pp.299-304.
- [118] 浜口 雅史, 谷口 隆雄, 曲線軌道設計と台車速度制御による円筒タンク内液体の制振搬送 (機械力学, 計測, 自動制御), 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 69, No. 684 (2003), pp.2134-2141.
- [119] 矢野 賢一, 山田 昌弘, 寺嶋 一彦, 位置決めと振れ止めを同時考慮した旋回クレーンのオペレータ支援システムの開発, 社団法人計測自動制御学会 計測自動制御学会論文集, Vol. 42, No. 10 (2006) pp.1158-1167.

-
- [120] Duong, M.D., Terashima, K., Kamigaki, T., and Kawamura, H., Development of a vibration suppression GUI tool based on input preshaping and its application to semiconductor wafer transfer robot, *International Journal of Automation Technology*, Vol. 2, No. 6 (2008), pp.479-485.

論文目録

査読付学術論文

1. Sago, Y., Noda, Y., Kakihara, K. and Terashima, K., Parallel two-wheel vehicle with underslung vehicle body, The Japan Society of Mechanical Engineers(JSME) Mechanical Engineering Journal, Vol. 1 No. 4, DOI:10.1299/mej.2014dr0036, 12 pages, 2014.
2. 佐郷 幸法, 野田 善之, 柿原 清章, 寺嶋 一彦, 低重心型平行二輪ビークルにおける搭乗者の体格を考慮した車体揺動抑制制御, 一般社団法人日本機械学会 日本機械学会論文集, Vol. 81, No. 824, 機械力学・計測制御分野特集号 2015, DOI:10.1299/transjsme.14-00569, 14 ページ, 2015. ※掲載決定 (2015 年 4 月 25 日掲載予定)

査読付国際会議論文

1. Noda, Y., Sago, Y., Terashima, K., Kakihara, K. and Kawamura, H., Development of parallel two-wheel vehicle with lower gravity center of vehicle body, Proceedings of 9th International Conference on Informatics in Control, Automation and Robotics (ICINCO2012), Vol. 2, RA, pp.70-76, 2012.
2. Henke, B., Sagou, Y., Terashima, K. and Sawodny, O., Concept, modeling and robust control of a new type of wheelchair, Proceedings of IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS2012), Workshop on Progress, Challenges and Future Perspectives in Navigation and Manipulation Assistance for Robotic Wheelchairs, pp.81-87, 2012.
3. Sago, Y., Noda, Y., Kakihara, K. and Terashima, K., Attitude control using active-mass-system in parallel two-wheel vehicle with underslung vehicle body, Proceedings of the 2014 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC2014), pp.1551-1556, 2014.

謝辞

本論文は、平成21年4月から平成27年2月までに遂行された研究をまとめたものであり、多くの先生方のご指導と、多くの方々のご協力の賜物であります。ここに深く感謝申し上げます。

指導教員である豊橋技術科学大学大学院工学研究科機械工学系 教授 寺嶋一彦先生，豊橋技術科学大学からご栄転された山梨大学大学院総合研究部工学域機械工学系 准教授 野田善之先生には，低重心型平行二輪ビークルの開発から応用を含めた非常にやりがいのある研究テーマを頂き，ビークルのモデル化およびパラメータ同定シミュレーション，制御系設計・構築，検証実験に至るまでご指導いただく中で，目的を達成する手段として理論的解析をすること，理論と現実はずしも一致しない場合が存在するが，そこから得られる知見が新たな発見に繋がることなどをご教授いただいたことに感謝いたします。また十数回に渡る国内外での学会講演やMOT企業研修，学外企業との共同研究へ参加させていただく機会を与えて下さり，本研究を多角的視点から検討し発展させていくための機会を常々与えていただきました。また，岐阜工業高等専門学校電子・機械工学部 教授 北川秀夫先生，豊橋技術科学大学大学院工学研究科機械工学系 准教授 三好孝典先生，人間・ロボット共生リサーチセンター 特任准教授 三枝亮先生，豊橋技術科学大学大学院工学研究科機械工学系 助教 田崎良佑先生をはじめとする諸先生方からは，研究だけでなく多方面においてご指導いただきました。ここに厚く御礼申し上げます。また，本論文の審査委員長を勤めていただき，有益なご助言を頂きました豊橋技術科学大学総合教育院・機械工学系 教授 鈴木新一先生に厚く御礼申し上げます。

株式会社ケーイーアール 代表取締役社長 柿原清章様には研究開始当初から公私に渡り多大なるご助言，ご協力を頂きましたことに深く御礼申し上げます。研究成果の実用化を目指した取り組みにおいて，これまでに犯した数多くの失敗に対しても寛容な対応をして下さり，失敗を恐れずに取り組み続けることや失敗から学び，改善していくことの大切さを身を持って学ばせて頂きました。また日頃議論を交わすなかで，経営者，技術者の両方の視点における物事の先見性の重要性やリーダーとしての心構え等についても学ばせて頂きました。また，同社技術部リーダー 船戸一弘様には，プログラミングやシステムの実装に関して幅広い知識の中から常に最適な解決方法をご提示頂いたことに深く感謝いたします。

そして，ご助言，ご協力いただきました豊橋技術科学大学機械工学系システム制御研究室の皆様，特に博士修了生の上野祐樹氏，渋谷涼太氏，修士修了生の尾崎聖一郎氏，佐藤隆史氏，稲葉康一氏，兼重直樹氏，山下孔明氏，NGUYEN MANH TOI氏，水谷北斗氏，山田雅也氏，越智友亮氏，MOHD HAZWAN BIN ABD LATIF氏，NGUYEN THI KIM ANH氏，松尾一博氏，糸数健太氏，学部卒業生の石原貴大氏，在校生のAbdul Halim Bin Ismail氏，國廣和樹氏，渡邊大輔氏，重松圭祐氏，水尻雄貴氏，高橋直皓氏，シュトゥットガルト大学からの留学生のBenjamin Henke氏，Jan Winkler氏，実験の被験者の皆様にお礼を申し上げます。

Luciaに関する研究は、平成24年度 概算要求特別経費（人間・ロボット共生リサーチセンター）による学生グループ活動支援を受け、応募課題名「超高齢社会を活性化する次世代介護システム・ステーションの開発」、提案研究課題「患者とのインタラクションに配慮した介護ステーションガイダンスロボットの研究開発」、として採択されました。人間・ロボット共生リサーチセンター センター長 寺嶋一彦先生を始め、センターに所属される先生方に深く感謝申し上げます。特に、人間・ロボット共生リサーチセンター 特任准教授 三枝亮先生には本研究を進めるなかで、多大なるご助言、ご協力を頂きましたことに深く御礼申し上げます。また、Luciaを構築するにあたり、素体となるウェ이터ロボットを 豊橋技術科学大学大学院工学研究科機械工学系 助教授 田崎良佑先生よりご提供いただきましたことに深く感謝申し上げます。そして、ともに研究に取り組んできた、建築・環境都市システム学専攻の岩田翔士氏、武井幹也氏、小林祥朋氏、情報・知能工学専攻の吉田広平氏に厚く御礼申し上げます。

最後に、勉学・研究に専念する学生生活を温かく見守ってくれた家族に深く感謝します。皆さまの多大なるご支援の下、今日まで研究を遂行してこれたことを深く感謝するとともに、今後は私が培った経験をもとに社会と多くの方々に貢献していく所存です。

付録 A 移動型映像音響メディア -Lucia-

A.1 ロボットのカラダ

近年，ロボットは私たちの生活において身近な存在となっている．HONDA の ASHIMO や iRobot の Roomba など，人の生活環境の中で作業を手伝うロボットが登場し，ロボットと共に過ごすことを普通に感じる時代が到来しつつある．私たちがロボットと居心地よく暮らすには，ロボットが人に対してそれなりに協調する能力をもつことが重要となる．ロボットに協調性が欠けている場合，そのロボットが有能であったとしても人には扱いづらく，場合によっては，私たちの意図と異なる行動を選択して危険な状況に陥る可能性が生じる．ロボットが私たちの意図を理解し，協調して作業するためには，ロボットが私たちの意思を汲み取ったり，ロボットが自分の意思を表現する機構が必要となる．このように物や情報などの橋渡しをするものをインターフェースと呼び，ロボットが人と協調するためにはロボット自身が優れたインターフェースを持つことが重要である．ロボットとコンピューターの違いとして，よく例に挙げられることに，ロボットは自身のカラダを持っている事が挙げられる．そして多くのロボットのカラダには，眼，耳，皮膚などの感覚器に相当するセンサーと，ロボットの周りの物やロボット自身を動かすための筋肉に相当するアクチュエータが搭載される．このようなロボットのカラダは，それ自体がロボットのインターフェースであると言える．つまり，ロボットはカラダを通して感じることで周りから物理的あるいは論理的な情報を受け取ることができ，カラダを動かすことで自分の意思を表現することが可能である．

A.2 ハードなカラダとソフトなカラダ

さて，私たちがロボットが居心地よく暮らすために，ロボットのカラダ，つまり，ロボットのインターフェースはセンスよくデザインされる必要がある．ここでは，良いインターフェースを考えるための方策として，インターフェースの柔らかさについて注目する．つまり，ハードなカラダとソフトなカラダについて考える．従来，私たちが想像するロボットのカラダは，冷たく，硬いものであった．ロボットが丈夫であるために，ロボットのカラダの多くは，金属などの素材で作られている．しかし，車のバンパーのように，衝撃を吸収するためのバネのような機構を内部に設け，表面を皮膚のようなゴムで覆うことで，ロボットのカラダを物理的に柔らかくすることは容易である．また，最近のロボットはカラダの動かし方を制御することでカラダを柔らかくすることが可能である．ロボットのフレームの小さなたわみを計測して，カラダへの力や負荷を推定し，それを打ち消すようなカラダの動きを作ることによって，まるで合気道のように力を逃がす軽やかな身のこなしを実現する．そのようなロボットは，意図せずぶつかっても痛くないため，人にとってもロボット自身にとっても安全で安心なロボットである．これ

らの方法は、硬いカラダを柔らかくする試みですが、ここでは、このような考え方をさらに飛躍させ、物理的なカラダをもつことを諦める。物理的でないカラダはカラダなのか、という疑問が湧くが、その検討は後回しにしてソフトなカラダという方法論の検討を進める。

A.3 光のカラダをもつロボット

ロボットのカラダが実現すべき機能として、周囲から物理的な影響を受け取り、周囲に物理的な影響を与える、という点が挙げられる。例えば、押しされたことを感じて、押し返すというような機能である。もし、ロボットのカラダに物理的な実体性がなければ、ロボットは押された力を計測したり、押してくる相手を力で押し返すことは困難となる。しかし、ロボットが相手の押そうとする意図を理解し、さらに、相手に押し返す動作を見せることで相手が押すことをやめれば、ロボットは実際には相手を押し返してはいないが、結果的にそれに似た効果を実現したことになる。

ロボットのソフトなカラダという考え方は、ロボット工学が抱えている本質的な問題に、間接的な解決を与える。その問題とは、ロボットのカラダは育たない、という点である。動物はその成長過程において、代謝によって体組織を徐々に変形させるが、ロボットには自己の物理的な構造を自己組織的に変化させる能力はない。もし、ロボットのカラダが細胞のように化学的に再構築可能な要素から成り立ち、さらにその変化を自身で制御できるならば、ロボットは育つカラダを手に入れることも可能となるが、それを実現するには、この先何十年分もの科学技術の集積が必要だと予想される。一方で、コンピューターにおけるハードに対するソフトの概念のように、カラダが物質的な実体でなく、光の粒のように情報を運ぶ媒体であっても良いとするならば、現在の技術水準においても、成長するカラダを実現できる可能性がある。しかし、ロボットのカラダ全てがソフトであると、それはもはや幽霊のようなものとなり、身体としてのインタフェースを持つロボットの特徴が失われる。

したがって、ロボットのカラダは物理空間において部分的には実体として存在することが、人と一緒に作業する上で、また人の心理においても重要だと考えられます。このような検討をもとに、ハードのカラダとソフトのカラダを併せ持つロボットを試作した。ハードとソフトの混ぜ方には色々な方法があるが、今回はロボット自身を移動させる機構はハード的に構成し、人や環境とやり取りを行う腕の部分は、ソフト的に構成した。車輪の足と光の腕を持つロボット Lucia の概要を図 A.1(a)、外観を図 A.1(b) に示す。また、Lucia の仕様を表 A.1、制御装置の構成図を図 A.2 に示す。各アクチュエータは DC サーボアンプによって駆動する。モータに搭載されているロータリーエンコーダからのパルス入力により、アクチュエータの駆動距離を検出可能である。ただし、アクチュエータの駆動速度は駆動距離を近似微分して得られる。各

Table A.1 Specification of Lucia

Total Weight[kg]	Size[m]
15.227	W0.34 × D0.25 × H0.35

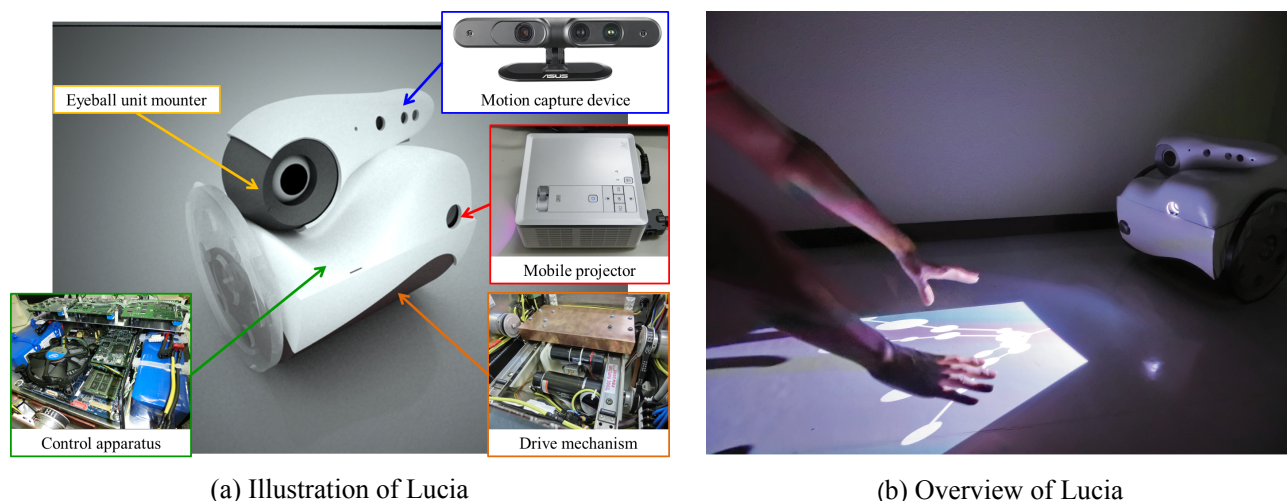


Fig. A.1 Proposed Mobile Audio-Visual Media, Lucia

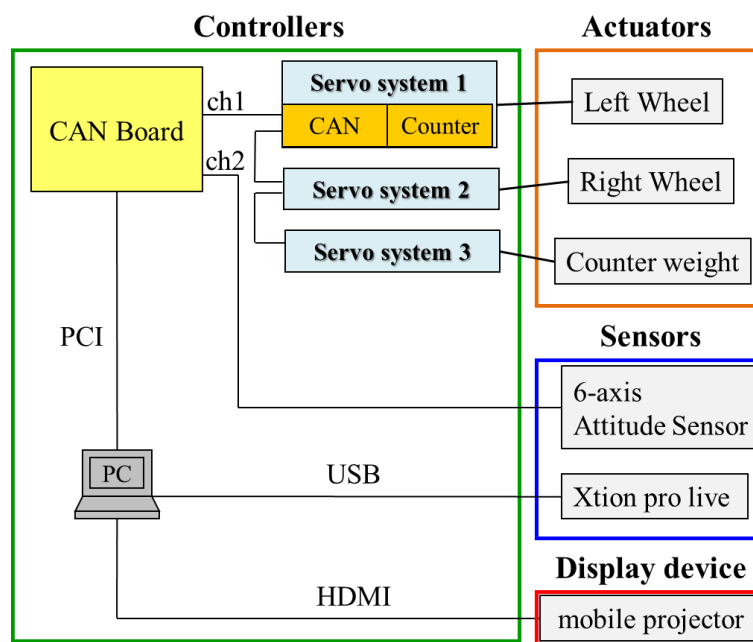


Fig. A.2 Control system of Lucia

アクチュエータのサーボアンプへの指令値の送信およびエンコーダパルスカウント値の受信は Controller Area Network (CAN) を用いたシリアル通信により行われる。また、車体下部に設置された傾斜角センサより検出された車体部のピッチ角方向の傾斜角度および角速度の情報を得て、フィードバック制御に使用することが可能である。傾斜角センサには株式会社シリコンセンシングシステムズジャパン製の AMU-3002A Lite を使用する。AMU-3002A Lite 内部における傾斜角演算には 3 軸方向の MEMS ジャイロ・加速度センサ信号が用いられており、各センサの温度特性やミスアライメントがカルマンフィルタを含むアルゴリズム演算にて補正される。

θ の分解能は $0.1 \times \pi/180$, $\dot{\theta}$ の分解能は $0.03 \times \pi/180$ である^[106]. 人の動作を検出するためのモーションキャプチャデバイスには, ASUSTeK Computer Inc. 製の Xtion PRO LIVE を使用する. Xtion PRO LIVE は RGB センサと深度センサを有する. また, USB 2.0 からの電源供給(バスパワー)による動作が可能のため AC アダプタを必要とせず, 寸法は $180 \times 35 \times 50$ [mm] と小さいため, 小型の移動ロボットに搭載するモーションキャプチャデバイスとして優れている. 光の腕等の映像出力装置として, 住友スリーエム製 MP410 モバイルプロジェクタを搭載している. MP410 の寸法は $107 \times 106 \times 43$ [mm], 質量は 0.360 [kg] と小型軽量である. モーションキャプチャデバイスおよびモバイルプロジェクタは車軸より上部に配置されるため, Lucia が安定構造となるように軽量なものを選定した.

このロボットは情報工学, 知能工学, 機械工学, 建築学など, 異なる学術分野で活動する研究者が協力して作り上げた. 次の章以降は, Lucia の構造や機能, 意義などについて, 異なる視点や分野から検証する.

A.4 ハードなカラダの機構

Lucia の内部構造を図 A.3 に示す. Lucia は, その場での旋回など, 平行二輪機構による高い駆動性能と, 倒立制御による外乱への高い安定性を有する. 図 A.3(b) に示すように, 車体内部にカウンターウェイト(おもり)を内蔵しており, 重心移動によって車体の傾斜角度を変更できる. 車体傾斜角度の制御には PID 制御(目標値への誤差に関する比例・積分・微分値に基づいた制御)を採用した. さらに, ロボット全体の重心位置は車軸より低い位置にあり, 全体として安定な振り子構造であるため, Lucia は無電源時や無制御時においても安定して自立できる. Lucia はプロジェクタを搭載しており, 人の誘導に必要な情報を壁や床などに表示できる. Lucia による情報の表示方法を図 A.4 に示す. 図 A.4(a) のように, 車体を水平にすることで矢印などの誘導方向を表す情報を床面へ投影でき, 図 A.4(b) のように, 車体を上向きにすることで環境の地図を壁面に投影できる. 床面への投影は, T 字路や十字路などような見通しの悪い

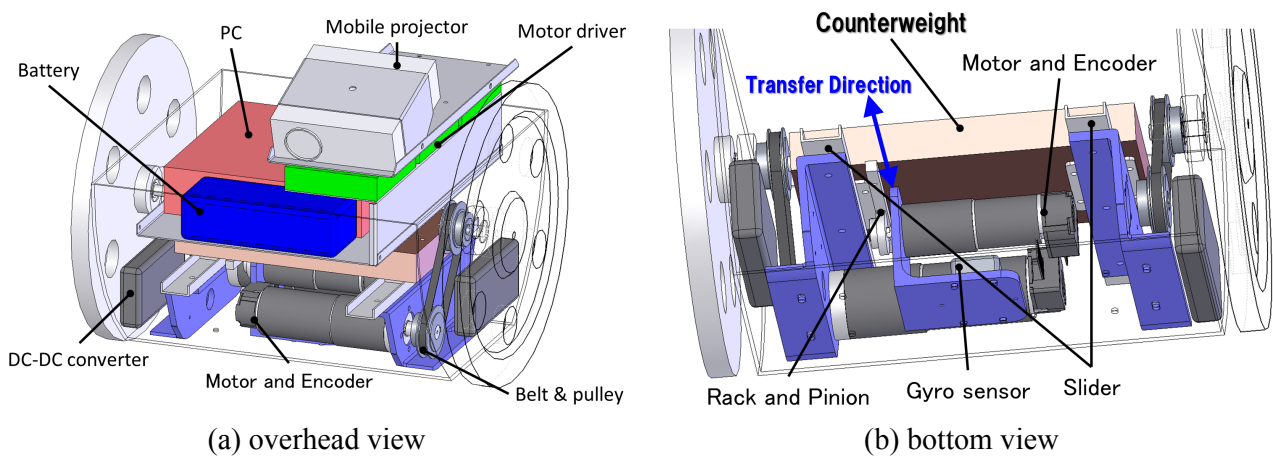


Fig. A.3 Illustration of Lucia's mechanism

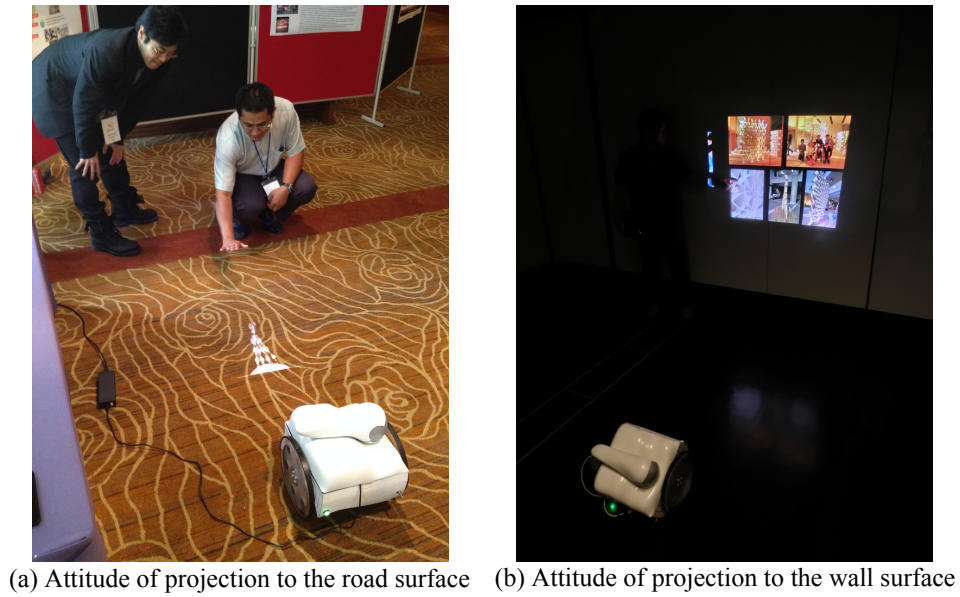


Fig. A.4 Projection attitude of Lucia

交差点で、ロボットの接近を周囲に知らせることに有効である。

Lucia の車体傾斜制御の制御入力は、車体の傾斜角度指令値 θ_r と車体の傾斜角度 θ との誤差を補償するために PID 制御によって生成され、ウェイトを前後に移動させることにより車体傾斜角が角度指令値に補正される。PID 制御により設計されたアクティブマスシステムを用いた姿勢制御システムのブロック図を図 A.5 に示す。制御システムにおいて、ウェイト搬送におけるウェイト位置 b はウェイト搬送に用いられるモータに取付けられているロータリーエンコーダで計測される。また、車体の傾斜角度 θ および角速度 $\dot{\theta}$ は姿勢角センサにより検出される。PID 制御の制御パラメータは、短時間で静的な車体傾斜角を角度指令値に制御できるように、車体の揺動モデルおよび同定パラメータを使用したシミュレーションによって調整され、比例および積分、微分ゲインはそれぞれ、0.0268, 0.0579, 0.00939 として与えられる。

矩形波の車体傾斜角度の指令波形を入力し、指令波形に対して車体傾斜角度が追従可能か実験を行った。実験結果を図 2.12 に示す。図 2.12 において、(a) はウェイトの搬送距離 b 、(b) の黒色の実線は車体傾斜角度 θ 、(b) の灰色の破線は車体の傾斜角度の指令値 θ_r を示す。車体は構造的に安定しており、車輪アクチュエータの粘性抵抗およびアクティブマスシステムにより揺れが減衰される。そして、アクティブマスシステムの駆動により Lucia の車体全体の重心位置



Fig. A.5 Block diagram of attitude control system of vehicle body

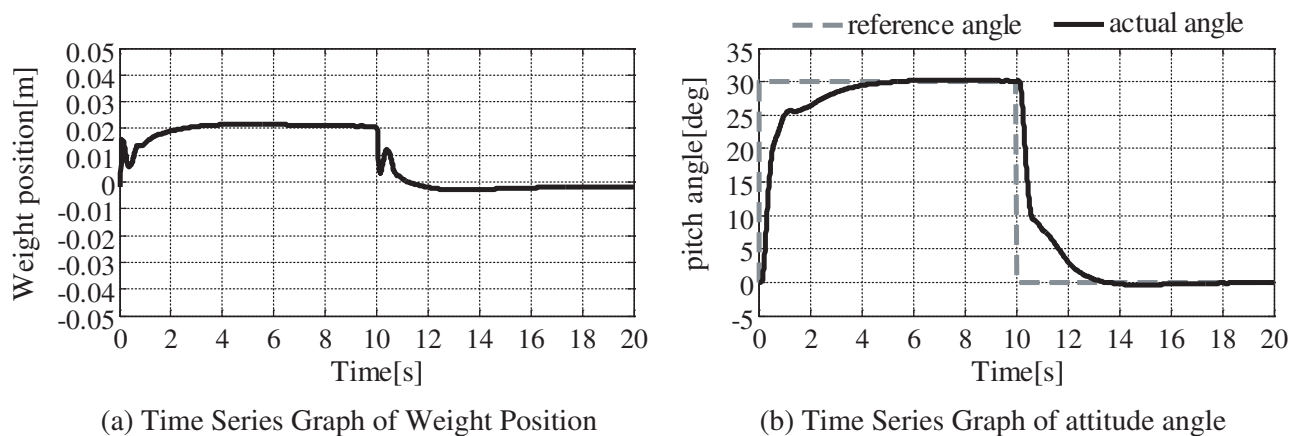


Fig. A.6 Experimental results

が移動され、4 秒後に静的な車体傾斜を角度指令値に補償された。したがって、アクティブマスシステムにより車体の傾斜角度を任意角度に制御することが可能であることが確認された。

上述より、Lucia のハードウェアには次のような長所を有する。

1. 平行二輪機構による高い機動性
2. 接触時の倒立制御による高い安全性
3. 車体傾斜角度制御とプロジェクタを用いた自由度の高い情報提示能力

今後、人への誘導機能や追従機能などを実装することで、Lucia は施設内の道案内や歩行者の付き添いなども可能になる。

A.5 ソフトなカラダの機構

ロボットが人の生活空間に違和感なく存在するためには、人との自然なインタラクション（相互作用）が不可欠であるが、従来のロボットではハードウェアにおける制約のため、目標とするインターフェースが作れず、インタラクションでの動きが不自然になる場合がある。一方で、情報メディアによって作られる仮想的な物体や動きはその非物質性から私たちの思い通りにデザインすることが可能であるが、触れるという感覚がないために違和感を感じやすく、人との身体性なインタラクションに向かない側面も有する。

本節では、ハードとしてのロボットとソフトとしてのグラフィックスがそれらの長所を活かし短所を補い合えるような、ロボットの視触覚インターフェースについて検討する。このインターフェースによって、Lucia は見て感じることで光の腕を実現する。光の腕はソフト的な映像メディアであるため、ハードでは難しい身体拡張性を実現する。その自由度や抽象性を活かして、より生命的で自然なインタラクションを行うことも可能となる。光の腕は物理的に実現することが難しい身体の成長や体調の変化を、腕の形状変化や動きで表現することができる。例えばバッテリー残量が少ない場合、つまり、Lucia がお腹を空かせている場合は両腕が痩せこける、というような身体表現も可能となる。Lucia の視触覚インターフェースは、次

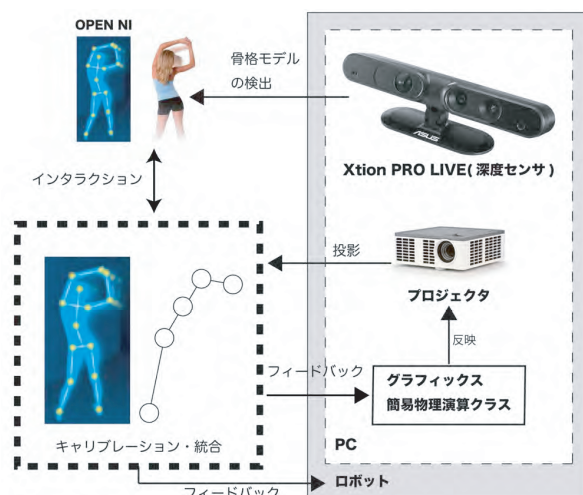


Fig. A.7 Interaction system of Lucia

の2つの要素から構成される.

1. コンピュータグラフィックスの世界での物理演算
2. コンピュータビジョンによる人の骨格の認識

1は光の腕に物質感を与え、自然な動きや身体性を感じさせるための要素である。2は人との擬似触覚的なインタラクションにおいて、人の身体各部の位置を認識するための要素である。図A.7に、光の腕と人との相互作用について示す。Luciaは光の腕を自由に動かせるが、本節では鏡写しのような人の動きを真似る動きについて検討する。図A.7(a)に示すように、Luciaは人の骨格モデルを持っており、深度センサ（奥行きを画像として捉えるセンサ）を用いて前方にいる人の各身体部位を認識する。次に、Luciaは認識した人の手先の動きを自分の腕の動きで真似る。本システムでユニークな点は、対象人物の右腕と左腕の動きが、Luciaの左腕と右腕の動きに対応している点と、人とLuciaの動きが完全には一致していない点である。腕の対応関係が鏡像的なため、鏡写しのような運動が実現される。また、動きが非同一なためにLuciaの個性が際立ち、インタラクションを面白くする。原理的には人の腕そのものを投影することも可能であるが、それは不気味なものとなる。Luciaは、自分の光の腕をバネとおもりが連なった構造であると仮定して、物理的に実際に起こる動きを計算し、映像として投影する。図A.7(b)に示すように、細い棒と大きい丸がそれぞれバネとおもりに対応する。さらに、人の手先の動きを腕の中の1つのおもりの動きだけに対応させており、他のおもりはその1つのおもりの動きに従って、伸び縮みしながら移動する。そのため、Luciaの腕の動きは人の手先の動きを鏡像的に真似しつつも完全に一致しないが、物理的には自然な個性ある動きとなる。

A.6 カラダのデザインプロセス

Lucia の能力は、案内などの移動能力と、人とインタラクションする能力の 2 つに大別できる。そして、それらを象徴するカラダの要素として車体（車輪）と眼球が挙げられる。これらの 2 つの要素はボディーのデザインによって物理的に、また、知能制御プログラムによって情報的に統合される。本節では特に、ボディーデザインの制作工程について述べる。自動車や電車でも同様に、ボディーの持つ一般的な機能としボディー内部の保護が挙げられる。それに加えてボディーには外部環境に対して反応するインターフェイスとしての機能も有する。例えば、図 A.8 に示されるように、まぶたは目を保護しつつ、その形状が変化することで、まぶしい、あるいは、目を凝らすといった状況や意思を表現できる。このような振る舞いを参考にすれば、生き物らしさを感じさせるボディーデザインが実現できると考えられる。Lucia のボディーは、次の制作工程（デザインプロセス）を経て制作された。

1. 初期案の検討：眼球のボディーに対する位置、形状の変化、全体の形状（対称、非対称）を検討し、12 案を作成。
2. 全体形状の決定、各要素の配置、ボリュームの検討：1 から選定した形をベースに各要素を配置し、ロボット内部のスペースと全体の形状を確認。
3. 重心の検討と形状修正（配線や排気のための開口）：デザインをロボットに反映し、繰り返し、車体の重心や揺れを解析。
4. 3D プリントモデルの最適化と造形。

このようなデザインプロセスによって、Lucia の各要素は物理的に統合された。特に、3 の段階では物理的な制約と美的な価値を両立するデザインを発見するため、パターン生成プログラムを作成して、試作と解析を繰り返した。コンピューターや工作機器の進歩により、予測的で効率的なデザインプロセスは、機械工学のみならず他の製造分野や建築学などにおいても取り入れられつつある。

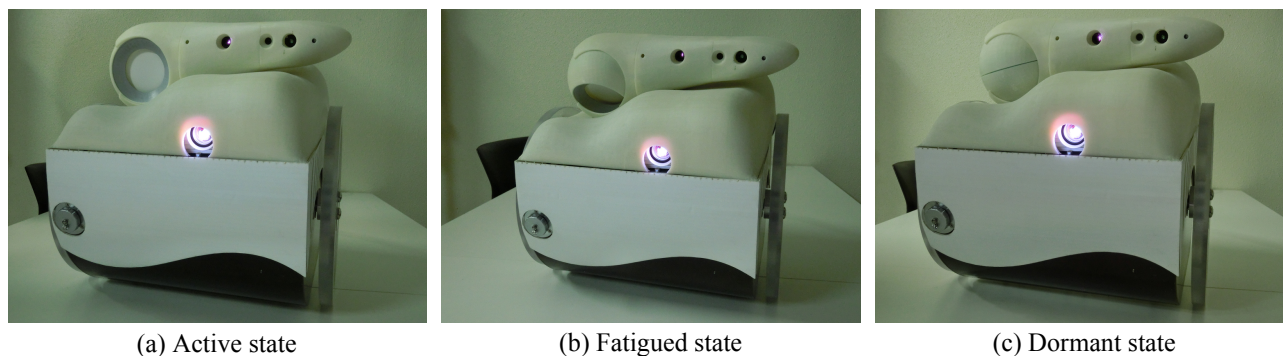


Fig. A.8 Display of Lucia's state using eyeball unit attitude

A.7 カラダの部品化と再利用

産業ロボットは人が行っていた作業を自動化することを意図して設計され、コミュニケーション可能な相手として認知されることは多くない。ロボットに顔（ペルソナ）を装着してキャラクター性を与えた場合、顔があるだけでも人はそのロボットに興味を湧き、何かしらのコミュニケーションを図ると予想され、ロボットは周囲の興味を引き出すインタフェースによって、コミュニケーションの対象になると考えられる。図 A.9 に示すように、ペルソナ型インタフェースは視線を介したコミュニケーションに着目し、人を見つけて眼球を動かす。主な機能として、対面状況における顔の認識と、2つの超音波モータを用いた眼球の全方位動作が可能である。目は口ほどに物を言う、という諺もあるように、視線のやりとりは時として言葉以上にコミュニケーションを円滑にする。Lucia の眼球は、ペルソナ型インタフェースの眼球とハードウェア互換し、視線を介したコミュニケーションを行うことが可能である。このようなロボット機能の部品化とその再利用により、ロボットのテラーメイド製造や世界にひとつしかない個体ロボットを実現できる。さらに、図 A.10 に示されるように、私たちの生活空間にすでにあるものさえも、ロボットにすることができる。

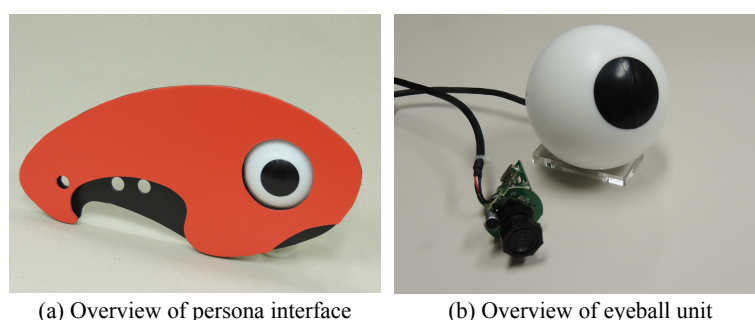


Fig. A.9 Persona interface

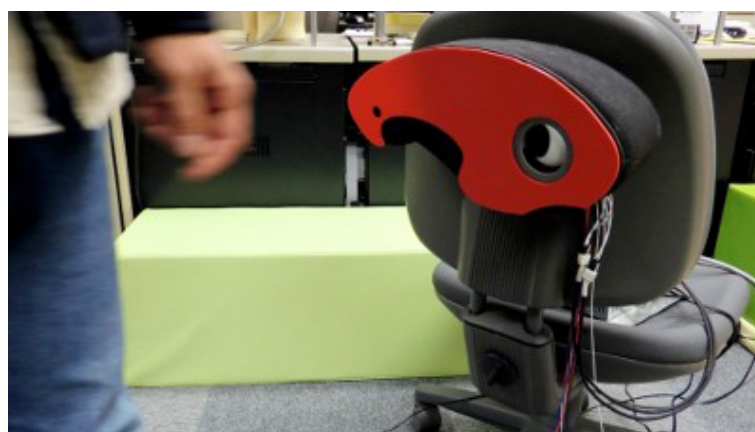


Fig. A.10 Chair with persona interface

A.8 まとめ

本研究において、ロボットが機械などのハードウェアおよび光や音などのソフトウェアによる情報出力が可能である点について着目し、ハードのカラダとソフトのカラダを併せ持つ Lucia を構築した。ハードウェアの機能として、車輪駆動力を制御することによる前後の並進移動と旋回を組み合わせた移動機能、ウェイトを前後に駆動させるアクティブマスシステムによる車体傾斜角の変更機能を実現した。また、ソフトウェアの機能として、モーションキャプチャデバイスによる人の骨格認識とプロジェクタによる映像出力を組み合わせることで、人や環境とやり取りを行う光の腕によるインタラクション機能を実現した。そして、ハードウェアとソフトウェアの機能を組み合わせることで、ロボットのカラダの挙動による情報出力だけでなく路面や壁面などの様々な場所に情報を出力でき、人とロボットのコミュニケーションにおいて幅広いインタラクション機能を提供できる。今後、機構の挙動や映像・音声出力、画像・音声認識を組み合わせたアプリケーションを充実させることで、人の生活空間でのコミュニケーションや美術館におけるガイダンス、福祉施設での見守りなど、様々な活躍が期待される。