

乗用管理機型ブームスプレーヤのブーム振動抑制装置の開発

Development of Device to Reduce Boom Displacement in Riding
Vehicle for Crop Management

2021.03

水上 智道

MIZUKAMI, Tomomichi

目 次

第 1 章 緒論.....	6
第 1 節 研究の背景.....	6
第 2 節 ブームスプレーヤの発達と関連先行研究.....	8
第 3 節 研究の目的.....	15
第 2 章 乗用管理機型ブームスプレーヤのブームの垂直振動に伴う農薬の散布むらと ブームの振動シミュレーション	18
第 1 節 本章の目的.....	18
第 2 節 ブーム高さ散布むらに関する試験.....	18
1. 液滴落下量分布試験.....	19
1) 供試機.....	19
2) 試験方法.....	20
2. 付着むら試験.....	22
1) 供試機.....	23
2) 試験方法.....	23
3. 付着性評価室内試験.....	24
1) 供試機.....	25
2) 試験方法.....	25
第 3 節 試験結果および考察	27
1. 液滴落下量分布試験.....	27
2. 付着むら試験.....	30
3. 付着性評価室内試験.....	34
4. 考察	38
第 4 節 振動モデルによるブームの振動シミュレーション	40
1. ブームの振動モデル	40

2. 振動モデルのばね定数および減衰係数の算出	44
1) ばね定数の算出	44
2) 減衰係数の算出	46
3. 考察	49
第 5 節 要約	49
第 3 章 機体の垂直変位に起因するブーム垂直振動抑制装置の開発	51
第 1 節 本章の目的	51
第 2 節 開発装置 HPS の概要	51
第 3 節 HPS 性能試験	55
1. 供試機	55
2. 試験方法	55
1) 障害物設置路面の走行試験	55
2) ほ場走行試験	56
第 4 節 試験結果および考察	57
1. 障害物設置路面の走行試験	61
1) 両輪乗り越し試験	61
2) 片輪乗り越し試験	64
2. ほ場走行試験	67
1) 畑走行試験	67
2) 水田走行試験	68
3. 考察	70
第 5 節 要約	71
第 4 章 機体のローリングに起因するブーム垂直振動抑制装置の開発	73
第 1 節 本章の目的	73
第 2 節 ロールダンパの概要	73

第3節	ロールダンパ性能試験	77
1.	供試機	77
2.	試験方法	78
1)	障害物設置路面の走行試験	78
2)	ほ場走行試験	78
第4節	試験結果および考察	79
1.	障害物設置路面の走行試験	82
1)	片輪乗り越し試験	82
2)	両輪乗り越し試験	85
2.	ほ場走行試験	88
1)	革新工学センターの水田走行試験	88
2)	北海道の水田走行試験	90
3.	考察	92
第5節	要約	94
第5章	乗用管理機型ブームスプレーヤの高剛性ブームの開発	96
第1節	本章の目的	96
第2節	トラスブームおよび高剛性スライドブームの概要	96
第3節	高剛性ブームの性能試験	100
1.	供試機	100
2.	試験方法	100
1)	障害物設置路面の走行試験	100
2)	急制動試験	101
第4節	試験結果および考察	103
1.	障害物設置路面の走行試験	103
1)	両輪乗り越し試験（走行速度：0.5 m/s）	106

2) 両輪乗り越し試験（走行速度：1.0 m/s）	109
3) 片輪乗り越し試験（走行速度：0.5 m/s）	112
4) 片輪乗り越し試験（走行速度：1.0 m/s）	115
2. 急制動試験	118
3. 考察	121
1) 両輪乗り越し試験	121
2) 片輪乗り越し試験	123
3) 急制動試験	124
第5節 要約	125
第6章 高速作業を可能とするブーム振動抑制装置の開発と農薬の付着程度	127
第1節 本章の目的	127
第2節 開発装置（HPS, ロールダンパ, 高剛性スライドブーム）の概要	127
第3節 開発装置の性能試験	128
1. ブーム振動抑制効果試験	129
1) 供試機	129
2) 試験方法	129
2. 薬液付着試験	130
1) 供試機	130
2) 試験方法	130
第4節 試験結果および考察	134
1. ブーム振動抑制効果試験	134
1) 両輪乗り越し試験	137
2) 片輪乗り越し試験	140
2. 薬液付着試験	143
3. 考察	147

第5節 要約.....	150
第7章 総括.....	151
第1節 研究の概要と得られた成果.....	151
1. ブームの振動が散布むらへ及ぼす影響とブームの振動シミュレーション.....	152
2. 機体の垂直変位に起因するブーム垂直振動抑制装置の開発.....	152
3. 機体のローリングに起因するブーム垂直振動抑制装置の開発.....	153
4. 乗用管理機型ブームスプレーヤの高剛性ブームの開発.....	154
5. 高速作業を可能とするブーム振動抑制装置の開発と農薬の付着程度.....	154
第2節 残された課題と今後の展望.....	155
参考文献.....	156
Summary	164
謝辞.....	167

第1章 緒論

第1節 研究の背景

世界の食料事情について、八木（2010）は、国際連合食糧農業機関（FAO：Food and Agriculture Organization）によると、栄養不足人口の増加に歯止めをかけ、爆発的に増える食料需要をまかなうためには、2050年までに食料生産を70%増やす必要があると記している。国際連合食糧農業機関（2020）は、2014年以降、世界的に飢餓の影響を受けた人々の数はゆるやかに増加し、あらゆる要因に起因する栄養失調が引き続き課題であると記している。日本国内に目を向けると、農林水産省（2020a）は、令和12年度までに、カロリーベース総合食料自給率を45%、生産額ベース総合食料自給率を75%に高める目標を記している。このようなことから、食料を増産し、食料自給率の向上を図ることは大変重要である。

食料自給率向上の達成には、食料の安定的供給が不可欠であり、そのため農作物の病害虫防除は重要な課題の1つである。島田（2017）は、農林水産省では、化学合成農薬に過度に依存することなく、耕種的対策（抵抗性品種の導入等）や物理的防除（防虫ネット等）、生物的防除（天敵等）を適切に組み合わせることにより、病害虫の発生を経済的被害が生じるレベル以下に抑える総合的病害虫・雑草管理（IPM）を推進していると述べている。しかし、省力化と安定した防除効果が得られることから農薬を用いた化学的防除が主要な防除法となっている。藤田（2007）は、農薬を用いなかった場合における病害虫および雑草による減収率が、平均値で水稲24%、小麦36%、大豆30%と述べている。これらの減収率を抑制するため農薬散布が行われている。宮原（2017）は、現在、農作物の生産現場で利用されている農薬散布機は多種多様で、それぞれの散布機においても、作業対象である農作物の形態や大きさ、栽培様式、作業方法、もしくは、ほ場の区画や規模等に応じて、様々な機種や仕様が存在していると述べている。その中で液剤を散布する

動力噴霧機が最も広く利用されている。その動力噴霧機の中で、自走式である乗用管理機型ブームスプレーヤが国内で普及しつつある。

乗用管理機型ブームスプレーヤは、凹凸や傾斜がある地表面では、高速作業や旋回などの際にブームが激しく揺れる。その際、ブーム先端が地面に衝突して破損する危険性がある。原（2011）は、乗用管理機型ブームスプレーヤの破損箇所は「ブーム」が最も多く約**67%**であり、その接触事故の対象物は「地面」が**50%**を占め、その原因はタイヤが大きな窪地に入った、ぬかるみで沈下したからであると述べている。実際の作業では、ブームが作物や地面に接触することを回避するために、過度にブーム先端を上げた状態で作業している状況が多く見られる。しかし、このような作業方法は、農薬の散布むらや目的外飛散（以下、ドリフト）を生じさせることになる。古畑（2017）は、農薬は、農作物を病害虫の被害から保護し、品質の良い農産物を安定的に国民に供給するために欠かせない資材であるが、環境中に放出されるため、正しく使用しないと人の健康等に害を及ぼす可能性があり、高品質かつ安全な農薬とそれらの適正な使用を確保することが重要であると述べている。

農薬を安全に効率的に利用するためには、適切なブーム高さから適切な量を散布し、作物に農薬を確実に付着させることが重要である。今井（1962）は、水稻に対する農薬の付着率は、ブーム高さが**30 cm** 付近の場合に最も高く、ブーム高さが**±10 cm** ずつ変化すると付着率はそれぞれ約**5%**の割合で低下すると述べている。田中（1971）は、植物体より**30 cm** 位離れた位置から細霧を散布し、葉の表面および裏面にむらなく付着させるべきであると記している。しかし、佐藤ら（1991）によると、作業者が作物高さの変化に応じて手動でブームを調節しても、ブーム先端でのブーム高さの変位の幅は平均で**100 cm** 程度生じ、農薬を均一に散布することは極めて困難であると述べている。一方、Balsari ら（2015）は、最適なブーム高さを設定する際の評価方法や測定方法などについて、噴霧角度が広角なノズルを用いて、ブーム高さを低くすることでドリフト低減を図ることができることを述べている。宮原（2003a）は、ドリフトの発生の要因として、米国の SDTF

(Spray Drift Task Force) による航空散布（液剤散布）に関する検討事例を紹介し、特に3つ（①散布時の粒子径，②散布高度，③風速）が影響度の大きな要因であると記している。近年，農地の集約などによる経営規模拡大により，生産現場では大規模ほ場に対応した大型機械の導入が進んでいる。乗用管理機型ブームスプレーヤにおいても大型化と作業の高速化が求められており，これを実現するため，ブームの振動による散布精度の低下とドリフトの発生を改善する必要がある。

そこで，本研究では作業速度を高めても，農薬の付着が良く，ドリフトが少ない，高効率な乗用管理機型ブームスプレーヤを実現するため，3種類のブーム振動抑制装置を開発した。さらに，開発機の散布性能を検証し，実際の作業への適応性について検討した。その結果，本開発装置を用いることで，従来の農薬付着率を維持しながら，慣行の散布作業速度の2倍である 1.0 m/s の高速作業が可能となった。本論文は，2011～2013年度の3年間，農林水産省の「第4次農業機械等緊急開発事業」で開発し，さらに，2014～2015年度に「攻めの農林水産業の実現に向けた革新的技術緊急展開事業」にて，現場での適応性について検討した成果を基に，再構成してまとめたものである。また，本研究で開発した振動抑制装置の一部は，市販化に向けてメーカー間で調整中である。

第2節 ブームスプレーヤの発達と関連先行研究

ブームスプレーヤは，走行しながら農薬を散布する防除機である。ブームスプレーヤの散布装置は，動力噴霧機，薬液タンク，ホースやパイプ等の配管系およびブーム式のノズルから構成される。ブームスプレーヤは，トラクタ搭載式，けん引式，自走式の3つに分類される。十勝地方の大規模畑作地帯における防除作業実態調査として，佐藤ら(2002)は，ブームスプレーヤの70%は，トラクタ搭載式で，主に酪農畑作複合経営と小規模畑作専業農家で利用されており，けん引式や自走式は40ha以上の大規模畑作農家で30%導入されていると報告している。本研究で対象とした乗用管理機型ブームスプレーヤは，自走式に分類される。ハイクリアランスであることから，水田などのほ場に入り，立毛水

稲の防除作業が可能であることが特徴である。乗用管理機型ブームスプレーヤについて、湯浅（2014）は、機能が限られたシンプルで低価格帯の機種から、高級志向の機種までラインナップが揃ったことから、様々な栽培様式の生産法人や農家にも使用されるようになり、販売台数も順調に伸びていると述べている。

これまで大規模な水田における防除方法は、セット動噴による畦畔からの液剤散布、30～100 m 程度のホースによる粉剤・粒剤散布、有人・無人ヘリによる航空散布などがある。上記のいずれの方法も水田に入らずに防除作業を行っていた。直近では、ドローンを用いた航空防除が始まり、2015年12月にはこれに対応する法整備も行われている。乗用管理機型ブームスプレーヤは水田に入り防除作業を行えることが特徴である。このため、車輪の踏み潰しによる水稻の減収など、生産者から不安視されることが多かった。三木ら（1993）によると、長辺約105 mの40 aほ場において、ほ場の場所（直進部、旋回部）による損傷株の発生率に違いはみられず、収量には埋没株のみが影響を与えるものの、埋没株の発生率は0.1～0.2 %程度であることから単位面積当たりの収量にはほとんど影響しないと報告している。現在では、多くの地域で乗用管理機型ブームスプレーヤは使用され、水稻の減収などの不安は聞かれない。

乗用管理機型ブームスプレーヤには車速連動装置を搭載している機種もある。これは車速の変化に応じて、散布圧力を自動的に調整することで設定した反当散布量の散布を可能とする装置である。作業速度に連動した農薬の均一散布が可能となり、作業効率が向上し、無駄な農薬散布の低減に繋がる。このため車速連動装置は、農薬代の削減や環境負荷低減に寄与できる装置である。また、農薬の希釈倍率を小さくし高濃度な農薬を散布することで、単位面積当たりの散布量を少なくする「高濃度少量散布」を行うには、この装置の搭載が必須である。車速連動装置とHST（静油圧式無断変速機）を用いることで、適正な散布圧力の範囲内であれば、反当散布量を心配することなく、作業速度を選択できるようになり取扱性が向上した。また、一部の機種では、車速連動装置のコントローラに様々な機能を持たせることができるようになっている。後方カメラを搭載し、バックモニ

タとして後方確認に用いたり、GPS アンテナを装備して散布経路のガイダンスに用いるなど多方面で機能の拡充が行われている。

ブームスプレーヤのブーム形式として、本体の左右両側に開閉される両ブーム式と、左右どちらか一方のみに開閉される片ブーム式の 2 方式がある。一般に両ブーム式が機体の重量バランス等で優れることから、両ブーム式が多く採用されている。片ブーム式は、防除機が同一路面を往復するため、走行用通路の数を少なくすることが可能となり、栽培面積の減少を抑制することができる。また、傾斜がきつく左右のブームの先端を見ながらブームの調整作業をすることが困難な場面では、片ブーム式が利用されている。ブームの開閉・伸縮には、折りたたみ式とスライド式がある。その操作機構は、手動式、電動式、油圧式に分けられる。後者の 2 方式は、運転席で操作可能である。スライド式ブームは、ブーム幅が可変であることから、不定形および小規模ほ場に対応したブーム形式である。スライド式ブームは、我が国で多く採用されているブーム形式である。スライド式ブームは、ブームの伸縮に連動し、各ノズルに取り付けられたコックの開閉を自動的に行う機構を有する。これはノズルがオーバーラップした部分の噴霧を自動的に停止する機構である。これにより、無駄な重複散布が避けられ、不定形ほ場でも、オペレータが特に意識することなくほ場全面に均等な散布が可能である。

食品の安全性が図られるように法改正が行われている。星野(2014)は、2002年当時、農薬に関して無登録農薬や失効農薬が輸入野菜に残留農薬基準を超える濃度で検出されたり、個人的に輸入され国内農産物の栽培に使用されたりと食品安全性に対する問題が発生し、農業、農産物の安全への信頼性が失われたと記している。このため、2003年に農薬取締法、食品衛生法などが改正され、2006年5月から、ポジティブリスト制度へ移行し、食品の安全性が図られるようになった。ポジティブリスト制度について、服部(2011)は、従来の規制では、残留基準値が設定されていない農薬等が食品から検出されても、その食品の販売等を禁止するなどの措置を取ることができなかったが、ポジティブリスト制度では、原則全ての農薬等について残留基準値(一律基準値を含む)を設定し、基準値

を越えて食品中に残留する場合、その食品の販売・流通等を禁止することとなったと記している。よって、これまで以上に、農薬の安全かつ適正な使用の徹底とともに、ドリフトの防止と周辺環境への配慮が義務付けられた。藤田（2002）は、我が国の散布技術の特徴は、多量の水を用いたいわゆる多量散布という点にあり、この技術の原理は、大量の細かい噴霧粒子によって作物体を包み込み、大きな付着面積を得ようとする点にあると述べている。また、宮原（2003b）は、我が国の地上散布は、低濃度多量散布であり、微細粒子を作物表面全域に付着させることを目的にした技術といえると記している。このようにこれまで我が国において、防除効果を高めるために、大きな付着面積を得ることに主眼がおかれてきた。このため、農薬の散布には噴霧粒子径を小さくするノズルが多く使用されてきた。また、噴霧粒子径を小さくすることを目的に高い噴霧圧力で散布作業をする傾向が見られた。我が国と欧米におけるブームスプレーヤ散布技術について、宮原（2007）は、ブームスプレーヤにおける我が国の多量散布と欧米の一般的な少量散布を比較すると、我が国のブームスプレーヤは、単位面積当たりの散布量が多い多量散布を行うため作業速度が遅く、散布圧力が高く、ノズルの噴霧粒子径が細かいなどの特徴が顕著であると記している。我が国では、散布圧力は高圧（1.0～2.0 MPa）で多量散布（100～300 L/10a）である。一方、欧米は、散布圧力は低圧（0.1～0.5 MPa）で少量散布（10～50 L/10a）程度である。このように、欧米では、散布圧力が低いことから、噴霧粒子径が大きくドリフトが発生しにくい散布方法を採用している。上記のように、欧米に比べ、我が国ではドリフトが生じやすい散布方法を採用していることから、食品の安全性改善や人体被曝量の低減と近接作物へのドリフト低減を目的として、噴霧する農薬を粗大粒子とするドリフト低減ノズルが開発された。これまでのノズルは、噴霧粒子径が 100 μm 程度であったが、ドリフト低減ノズルの噴霧粒子径は 150～350 μm 程度の粗大粒子である。東（2011）は、ドリフト低減ノズルは、慣行ノズルに比べ噴霧粒子径が大きいため、ドリフト低減の効果は認知されていたが、防除効果については、いくつかの効果試験があったものの不安視されていたことから、各試験機関で多くの防除試験が行われたと

記している。日本植物防疫協会（2010）は、これまでの多くの調査結果から、ドリフト低減ノズルであっても慣行ノズルと同じ感覚、散布量で使用しても効果には大きな影響がないことが示されていると記している。このような結果から、ドリフト低減ノズルを慣行ノズルと同じように使用しても、防除効果には大きな差異がないことが確認されている。このことから、ポジティブリスト制度を遵守した環境に優しい防除方法の 1 つとして、ドリフト低減ノズルの利用が位置づけられてきた。

ポジティブリスト制度を遵守した環境に優しい防除方法の 1 つとして、新しい農薬製剤が開発された。藤田（2011）は、DL 粉剤に対して、平均粒子径で約 6 倍、体積で 200 倍以上の微粒剤 **F** を開発したと記している。このように農薬開発の側面からも、ドリフト低減に寄与する技術開発が行われている。

ブームスプレーヤのブーム高さの制御および振動抑制について、我が国や欧米で、多方面から研究が行われている。特に、欧米ではブームスプレーヤの研究が盛んに行われてきた。しかし、本研究で対象とした立毛中の水田などに入り防除作業が可能である乗用管理機型ブームスプレーヤについての研究報告はない。しかしながら、欧米のブームスプレーヤの研究報告は本研究課題に取り組むに当たり、多数の知見を得る資料となった。

ここでは、参考とした ISO などの基準および指針、これまでの研究経緯について述べる。ISO 14131（2005）には、ブームの安定性の測定方法について記載されている。ISO 22763（2006）には、トラックに設置した障害物上を実際に走行し、ブーム振動を目視によって確認する方法について記載されている。また、ISO 16122-2（2015）には、ブームスプレーヤの基本性能（前方速度やポンプ性能など）の確認についての試験方法が示されている。ブーム振動における試験方法は記載されていないものの、必要な要件として、垂直変位は±10 cm または散布作業中のブーム長さの 0.5 %以内のどちらか大きな値、水平変位はブーム長さの 2.5 %以内と記載されている。本研究では、研究当初、ISO 16122-2（2015）が発行されていなかったことから、ISO 14131（2005）および ISO 22763（2006）を参考とした。また、欧州の防除機の専門家で構成されるワーキンググループが発行した

資料の中で、**Balsari** ら (2015) は最適なブーム高さを設定する際の評価方法や測定方法などについて述べている。本研究では、散布むらを評価する試験の参考として、これらの資料を引用した。

これまでの先行研究として、**Nation** (1982) は、フレームの振動をより速く安定させるために剛性が高いブームを使用し、ローリングの挙動から独立したサスペンションを搭載することと述べている。**Frost** (1984) は、ブームスプレーヤのローリングの挙動に対し、アクティブ制御を用いた傾斜リンク機構のブームサスペンションの有効性を数学的なモデルで説明している。**Frost** ら (1986) は、サスペンションの応答性に関する数学的モデルを提示し、ブームスプレーヤのローリングとヨーイングについて、数学的モデルに基づく予測値と実測値の間に良好な一致が見られたと報告している。**O'Sullivan** (1986) は、サスペンション設計の基礎となる設計基準を提案し、数学モデルを使用してブームスプレーヤシステムの設計方法を示した。**Nation** (1987a) は、ブームと本体の装着部に、軸を中心に回転する支持機構を採用し、ばねやダンパ機構を用いることで、機体のローリングによるブームの振動を抑制できたと報告している。**Nation** (1987b) は、ジンバルタイプマウントは、ばねと粘性のダンパを含み、これらの効果は計算によって、以前の実験値よりも、最適化されると結論づけている。**Frost** (1987) は、数学モデルを用いて、ツイユニバーサルリンクによるサスペンション機構の設計手順を示した。**O'Sullivan** (1988) は、パッシブとアクティブな振り子式サスペンションの数学的モデルを用いた予測について検証し、実験結果と予測結果の間に良好な一致が得られたと報告している。**Frost** (1988) は、ブームサスペンションの数学的モデルを提示し、そのモデルが、特定の性能を有するサスペンションを設計するためにモデルをどのように利用できるかを論じている。**Marchant** ら (1989) は、サスペンションのアクティブコントロールにおいて、サスペンションの伝達関数とシステムダイナミックスを用いた状態空間方程式に基づく状態フィードバック技術の有用性を示した。佐藤ら (1994) は、超音波センサによるブーム高さの検出およびトラクタのローリング予測に基づくブーム高さ制御について

報告している。**Ramon** ら (1996a) は、履帯式のブームスプレーヤにおいて、油圧式アクチュエータを用いたアクティブサスペンションを開発し、ローリングによるブームの垂直振動を抑制し、ノズルと作物との距離を許容範囲内に収めた。**Ramon** ら (1996b) は、トラクタの進行方向の加速度とヨーイングの加速度の変化により生じるブームの水平振動に対して、電子油圧コントロールシステムを用いてトラクタ進行方向への加速度の影響を減らす方法を開発した。**Ramon** ら (1996c) は、ブームの水平方向への振動によって、ブームスプレーヤにおいて得られた噴霧分布は、激しく乱される可能性がある。そこで薬液噴霧分布における 3 つのパラメータ (ブーム高さ、ノズル間の距離の減少、ノズルの取付け角度) について調査し、シミュレーションしたと記している。**Ramon** ら (1997) は、望まないブームの垂直方向の変位とローリングの挙動と、過度の水平方向への変位は、散布むらの主な原因の一つであり、ブームスプレーヤの変位と散布むらに関連するアルゴリズムについて述べている。**Kennes** ら (1998a) は、有限要素法を用いたシミュレーションによって評価した結果、既存のサスペンションは、垂直方向の振幅を半減できるが、水平方向については抑制しないことから、水平方向への対策が必要であると述べている。また、**Kennes** ら (1998b) は、作業幅 12 m のブームに対して、非線形有限要素法を用いて、ブームの挙動をシミュレーションしている。**Kennes** ら (1998c) は、ブームの振動は、非線形有限要素プログラムでシミュレーションし、開発した受動的なサスペンションは、サスペンションがないブームと比較して、散布堆積量の変動係数が半分に減少したと述べている。**Ramon** ら (1998) は、トラクタの振動が散布むらの主な原因の一つであるブームの水平方向への変形を誘発することを示し、ブームの振動を低減するために構造的な問題を示すとともに、アクティブな振動低減の実現可能性について実験で調査した。さらに、**Kennes** ら (1999) は、振り子式、平行四辺形のリンク機構式の振動抑制装置について、非線形有限要素法を用いたシミュレーションで解析し、振り子式が良い成果を示したと報告している。**Langenakens** ら (1999) は、ブームの挙動において調査し、運転速度とタイヤの空気圧の影響を比較すると、運転速度の影響が大きいこと

を示した。Clijmans ら (2000a) は、スプレーヤのブームにおける望まない垂直方向の振動、水平方向への振動および車体のローリングは、ほ場における散布むらの主な原因の1つであり、散布むらにおけるブーム振動の影響を調査するため、スプレーヤの動きについて数学的モデルを導き出した。Clijmans ら (2000b) は、噴霧堆積物分布に対するブームの動きの影響を評価するために、ブーム先端の振動を実験モデルでシミュレーションし、ブームのローリングと水平振動の両方が散布むらを大きくする可能性があるとして述べている。Deprez ら (2002) は、2つの超音波センサを取付けて地面とブームの間の距離を測定し、低電力 DC モータによって自動的にブームの位置を制御する方法を提案している。原ら (2006) は、ブームの制御システムとして、無人防除作業を行うため、散布開始および終了時に作動するブームの自動開閉システムの開発を行った。中西ら (2009) は、4 m のアームの前後方向のたわみ振動に対するアクティブ制振制御について提案している。梅田ら (2010) は、搭載型のアクティブ制振ユニットを開発し、その制振効果を実験によって検証し、その実現性を示した。中西ら (2010) は、車体がロール方向に傾斜してもアームが水平を保持する機構を考案し、8 km/h で凹凸の激しい芝生上を約 50 m 走行した時、ほとんど振動しないと報告している。星野ら (2016) は、回転型除振装置の制御系の実装に対し、動的量子化器を用いることで分解能の低い制御系を用いた場合でも、制御性能を維持できることを明らかにした。

以上のように、日本国内では畑作用のブームスプレーヤに関する佐藤らの研究報告があり、欧米においては特にブーム高さの制御方法や散布精度について研究されている。しかし、これらの研究報告は立毛中の水田などで利用できる乗用管理機型ブームスプレーヤに関するものではないことから、本研究ではハイクリアランスの乗用管理機型ブームスプレーヤを対象とする研究を展開することとした。

第3節 研究の目的

生産現場では大規模ほ場に対応するため機械の大型化が進んでいる。乗用管理機型ブ

ームスプレーヤにおいても同様に大型化が求められている。地表面に凹凸や傾斜がある農地では、高速作業を行うとブームが垂直方向に激しく振動する。このため、ブーム先端が地面に衝突して破損する事故を誘発するとともに、ブームの振動による不均一な農薬散布およびドリフトを発生させることが懸念されている。手動でブーム高さを調節できる操作レバーが備わっているが、その操作による高さ調節の精度が低い。また、その操作を散布作業中に行い続ける煩雑さがある。このため、実際の作業ではブームが作物や地面に接触することを回避するために、過度にブーム先端を上げた状態で作業する場面が多く見られる。このような現状を改善するため、ブーム高さの自動制御が強く望まれている。

そこで、本研究では高能率な乗用管理機型ブームスプレーヤを対象に、高速作業による散布作業の省力化および農薬の散布精度の向上を実現するため、ブーム振動を抑制する装置を開発した。さらに、開発機による散布性能試験を行い、実作業への適応性について検討した。開発した装置は、油空圧技術による振動伝達の遮断を目指し、機体の挙動が異なる路面状況へ対応できるように 2 種類の垂直振動抑制装置を開発した。さらに、ブーム構造を再考し、垂直および水平振動が小さい高剛性ブームを開発した。これらの振動抑制装置により、慣行の散布作業速度の 2 倍である 1.0 m/s で散布作業を行っても、慣行作業と同等となる農薬の付着程度を目指した。

本論文は 7 章で構成される。第 1 章では緒論として、研究背景に基づいて先行研究の報告等をレビューし、本研究の目的を述べる。第 2 章では、乗用管理機型ブームスプレーヤのブーム高さの違いによって生じる農薬の散布むらについて調査し、その関係を考察するとともに、ブームの振動モデルについて検証する。第 3 章では、乗用管理機型ブームスプレーヤの機体の垂直変位に起因するブームの挙動を調べ、開発したブーム垂直振動抑制装置の特徴と性能について述べる。第 4 章では、機体のローリングに起因するブーム垂直振動を明らかにし、開発したブーム垂直振動抑制装置の特徴と性能について述べる。第 5 章では、垂直および水平の振動を抑制する高剛性ブームの特徴と振動抑制

効果について述べる。第 6 章では、本研究で開発した 3 つの振動抑制装置を全て搭載して、ブームの垂直振動の抑制効果を検証するとともに、振動抑制装置が農薬の付着性能に及ぼす効果について考察する。第 7 章では、研究全体を総括するとともに、残された課題について述べる。

第 2 章 乗用管理機型ブームスプレーヤのブームの垂直振動に伴う農薬の散布むらと ブームの振動シミュレーション

第 1 節 本章の目的

本章では、乗用管理機型ブームスプレーヤによる均一な農薬散布を行うための基礎資料として、ブームの振動（ノズル先端と対象作物との距離）が農薬の落下量および付着むらに及ぼす影響を調べることを目的とした。乗用管理機型ブームスプレーヤによる農薬散布作業の一層の省力化が求められており、欧米で一般的である少量散布の普及・拡大が望まれている。清水（2007）は、少量散布は多量散布と比較して少量ながらも高濃度な農薬の散布となることから、均一な散布とともにドリフトをできるだけ抑えた散布が求められると述べている。防除効果が十分に発揮されるためには、慣行散布以上に農薬が均一に、むらなく散布される必要がある。また、原（2000）によると、均一な散布を行うには作物とノズルとの間隔を一定に保つことが必要であると述べている。そこで、本研究では、ブーム高さに着目して、農薬散布の均一性と散布むらについて調査した。さらに、振動系のなかでも基本的な系である「減衰のある 1 自由度の振動モデル」を用いて、ブーム振動とそのモデル化について検討し、シミュレーションによってモデルの実務的な有効性を確認した。

第 2 節 ブーム高さと散布むらに関する試験

乗用管理機型ブームスプレーヤのブームの振動と液滴の落下量および付着むらの関係について明らかにするため、以下の 3 つの試験を行った。障害物設置路面を走行しながら水を散布して、路面障害物の凹凸が液滴の落下量分布に及ぼす影響を評価する試験（以下、液滴落下量分布試験）、次に路面障害物の凹凸が液滴の付着程度に及ぼす影響を評価する試験（以下、付着むら試験）、そして、室内においてブーム高さと液滴の付着程度の関係について評価する試験（以下、付着性評価室内試験）を実施した。なお、ここでは、

落下量のむらとは単位面積あたりに落下した液滴量のむら，付着むらとは対象作物に付着する液滴のむら，散布むらとは落下量のむらと付着むらを合わせた散布量のむらを指している。

1. 液滴落下量分布試験

1) 供試機

供試した乗用管理機型ブームスプレーヤ（やまびこ社製，RVH60YH/120K）を図 2-1，主要諸元を表 2-1 に示す。前車軸の懸架方式はピボットピン方式であり，トラクタなどと同様に不整地でもタイヤの接地が確保でき，輪距の調節が簡単に行える構造である。この方式では，片方の前輪で障害物を乗り越えるときに，機体にローリングが生じにくい。後車軸はフレーム固定式で，左右のタイヤが車軸でつながっており，ローリングが生じやすい構造である。ブーム形式は 2 段スライド両ブームで，ノズル設置間隔は 30 cm の固定で，散布幅は 9.0～15.6 m の任意の長さに調節することができる。



図 2-1 試験に供試した乗用管理機型ブームスプレーヤ

表 2-1 乗用管理機型ブームスプレーヤの主要諸元

型式	RVH60YH/120K
駆動・操舵方式	4 輪駆動・4 輪操舵
全長×全幅×全高 (mm)	3290×1900×2950
輪距 (mm)	1320
有効地上高 (mm)	730
タイヤ径 (mm)	φ 940
前車軸懸架方式	ピボットピン方式
後車軸懸架方式	フレーム固定式
車体質量 (kg)	1205
機関呼称出力 (kW/rpm)	13.9/3000
機関総排気量 (mL)	854
前進速度 (m/s)	0～3.17
後進速度 (m/s)	0～1.53
薬液タンク容量 (L)	600
ブーム形式	2 段スライド両ブーム
散布幅 (m)	9.0～15.6
ノズル設置間隔 (cm)	30

2) 試験方法

Balsari ら (2015) は定置状態のブームスプレーヤの散布むらの評価方法として、散布液を回収箱で回収し、その堆積量を体積で評価する手法を提示している。本試験ではこれを参考とした。ただし、本試験は、障害物設置路面走行時における落下量のむら进行评估するため、以下のような試験方法に修正し、試験を行った。図 2-2 に試験の様子と障害物および落下量の回収箱（縦 1000×横 100×高さ 150 mm）を示す。走行路に設置した木製の障害物は、標準法 ISO22763（2006）の Field track blocks を参考とした。これは、ブームスプレーヤの障害物設置路面走行時におけるブームの垂直振動を評価する標準法である。標準法では、畑作で用いるブームスプレーヤを対象機として基準が設けられている。しかし、供試機は畑および水田でも利用する。供試機は、水田の泥濘を走行することから、障害物の高さを大きく設定することが望ましいと考え、約 10 %高い 60 mm の障害物を用いた。標準法は目視による定性的な確認を主体においた試験で、走行距離、障害

物設置個数，障害物配置位置が定められている。しかし，本試験では定量的な試験を目的として，障害物 1 つを設置した。最大散布幅に全開した左ブーム先端から 2 つ目のノズルが回収箱中心の真上になるように設定した。本試験で使用したノズルはヤマホ工業製，N-ES-10 である。

障害物を両輪で同時に乗り越す条件（以下，両輪乗り越し試験）において，0.5 m/s（設定散布量 82 L/10a 相当，設定ブーム高さ 30 cm）および 1.0 m/s（設定散布量 41 L/10a 相当，設定ブーム高さ 30 cm）の 2 条件で，それぞれ 20 回走行し，左ブームから水を噴霧させて，回収箱に堆積した液滴の質量を測定した。本試験では回収箱 50 個と補正用回収箱 1 個を用いて落下量のむらを評価した。補正用回収箱は，50 個の回収箱を測定している間に蒸発する水があるため，蒸発による落下量の測定誤差を調整するために用いた。具体的には，はじめに補正用回収箱の質量を測定し，その後，50 個の回収箱の質量を順番に測定し，再度，補正用回収箱の質量を測定した。補正用回収箱の質量差を蒸発量として，50 個の回収箱の測定中における蒸発量を推定し，測定した時間に応じて落下量を補正した。



※1 つ目の回収箱は，障害物に対して車体進行方向 60 cm 前方に設置した。これは前輪最前部が障害物を乗り越すときに，ブームが 1 つ目の回収箱の真上にある状態となる。

図 2-2 液滴落下量分布試験の様子

落下量の解析指標の1つとして四分位範囲（以下、*IQR* : *inter quartile range*）を用いた。藤井ら（2012）は、*IQR*は中央値付近における全データ数の50%から構成されるデータのばらつきの尺度を表現すると述べている。また、今泉ら（2012）は、極端な観測値の影響を避けるために中央値付近50%の観測値を含む範囲をばらつきの程度として考え、*IQR*として用いると述べている。そこで本試験では、*IQR*を中央値付近にあるデータのばらつきを示す代表値として用いた。これは極端な観測値の影響を避けたばらつきの指標となり、この値が小さいほどデータのばらつきが小さいことを表す。四分位数は、データを昇順に並べ、4等分にしたものである。小さい値から数えて総数の1/4番目に当たる値が25パーセンタイル、1/2番目に当たるものが中央値、3/4番目に当たるものが75パーセンタイルである。25パーセンタイルから75パーセンタイルまでの範囲が本試験の*IQR*である。

また、統計解析ソフトウェア R（version 3.2.1）を用いて、落下量のむらを確率密度関数で示した。確率密度関数は統計解析ソフトウェア R のパッケージ ggplot2（version 1.0.1）から、カーネル密度曲線を用いた。カーネル密度曲線は、標本データに基づいた母集団の分布の推定であり、平滑化の度合いは平滑化帯域幅に依存する。本解析では、平滑化帯域幅をデフォルト値である1とした。山田ら（2010a）は、確率密度関数を確率変数の関数として表したものと述べている。松原ら（1994）は、確率密度とは、確率を求めるために x 軸の微小変量 Δx に乗ずるべき密度という意味で、確率密度関数の値が大きい所は確率が高く生起することを示していると述べている。これらから、確率密度関数を示すことで、落下量のむらを確率として把握することができる。なお、試験時の噴霧圧力は 1.5 MPa、ノズル先端の地上高は 900 mm、回収箱上面の設置高さは、地上高 500 mm とし、試験時の風は 0.5 m/s の西風（風向：機体から左ブーム先端へ）であった。

2. 付着むら試験

液滴落下量分布試験では、回収箱に堆積した水の質量で評価した。しかし、実際の防除作業を勘案すると、散布した液滴の付着状況についても把握する必要がある。そこで、感

水紙を用いた付着むら試験を行った。なお、感水紙とは、表面が黄色く、水が付着すると付着した部分が濃い青色に変色する硬質紙である。

1) 供試機

液滴落下量分布試験と同じ供試機を用いた。ただし、全てのノズルをヤマホ工業製の **N-ES-5** に変更した。

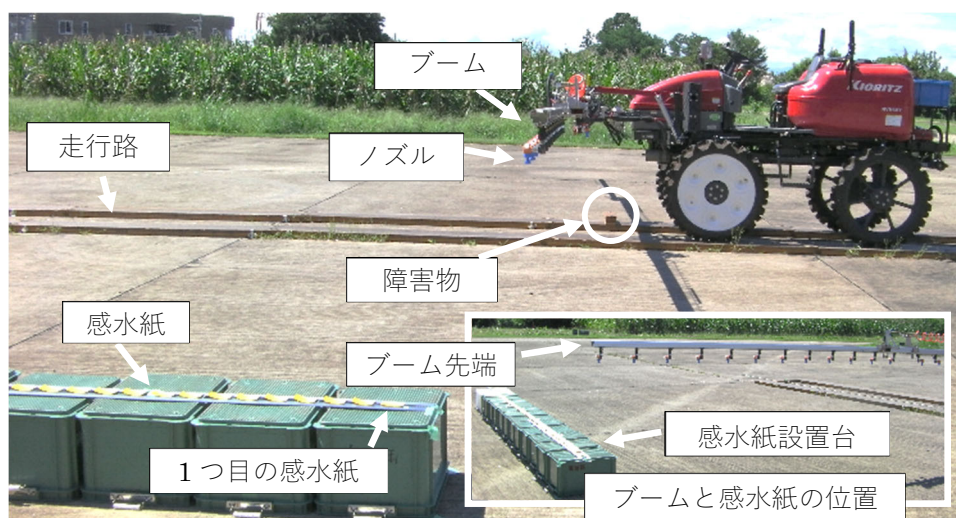
2) 試験方法

Moor ら (2000) は、感水紙を用いて果樹用スプレーヤの散布分布を試験している。また、**Wegener** ら (2014) は、鉄道を用いた沿線上への除草剤散布において、感水紙を用いて除草剤の散布状況について把握する方法を示している。これらを参考に、付着むらについて感水紙を用いて試験した。ただし、本試験における付着むらの評価を行うため、以下のような試験方法に修正して試験を行った。

図 2-3 に試験の様子と障害物および感水紙 (スプレーイングシステムジャパン製: **20301-2N 76 × 52 mm**) を示す。液滴落下量分布試験と同じ障害物を用いて、最大散布幅に全開した左ブーム先端から 3 つ目のノズルが感水紙の真上になるように設定した。本試験で用いたノズル **N-ES-5** は、吐出量 **0.43 L/min** (噴霧圧力 **1.5 MPa** 時) で、液滴落下量分布試験で用いたノズル **N-ES-10** の **1.73 L/min** (**1.5 MPa** 時) より吐出量が少ない。これは、吐出量を多くすると、感水紙全面が青く変色してしまい、付着むらの細かな差を比較することができないためである。また、液滴落下量分布試験とは異なり、ブーム先端からのノズルの位置を 2 つ目から 3 つ目に変更した。これは、予備試験の結果、ノズル **N-ES-5** は吐出量が少ないノズルで、補捉できる液滴量が少なくなり、付着むらの細かな差を比較することが難しいと判断したため、付着むら进行评估しやすいブーム先端から 3 つ目のノズルに変更した。両輪乗り越し試験、右側のタイヤで障害物を乗り越す条件 (以下、片輪乗り越し試験) において、**0.5 m/s** (設定散布量 **20 L/10a** 相当, 設定ブーム高さ **30 cm**) および **1.0 m/s** (設定散布量 **10 L/10a** 相当, 設定ブーム高さ **30 cm**) で走行し、噴霧された水によって変色した感水紙 **50** 枚 (**10 cm** 間隔に設置) の被覆面積率

を測定した。感水紙の変色については、供試した感水紙を市販のイメージスキャナ（CANON 製，CanoScan LiDE600F）で取り込み、保存した BMP 形式のカラー画像を処理対象とした。保存した画像に対して、臼井ら（2009）が開発した画像処理プログラムを用いて解析した。付着液滴の被覆面積率は（青色に変色した部分の画素数）/（処理対象領域の全画素数）×100 と定義して算出した。ここで、両輪乗り越し試験は、機体およびブームに垂直変位が生じる状況を想定している。片輪乗り越し試験は、機体のローリングによりブームに垂直振動が生じる状況を想定している。統計解析ソフトウェア R を用いて、被覆面積率を確率密度関数で表記し、付着むらを確認して把握した。

なお、試験時の噴霧圧力は 1.5 MPa、ノズル先端の地上高は 1040 mm、感水紙の設置高さは、地上高 320 mm とし、試験時の風は 0.5 m/s の西風（風向：機体から左ブーム先端へ）であった。



※:1つ目の感水紙は、障害物に対して車体進行方向 60 cm 前方に設置した。これは前輪最前部が障害物を乗り越えるときに、ブームが1つ目の感水紙の真上にある状態である。

図 2-3 付着むら試験の様子

3. 付着性評価室内試験

ブーム高さが液滴の付着性に与える影響を評価するために感水紙を用いて液滴の付着

状況を調べた。

1) 供試機

国立研究開発法人農業・食品産業技術総合研究機構農業技術革新工学研究センター（以下、革新工学センター）の室内試験装置を用いて、模擬散布試験を行った（図 2-4）。水の散布には、室外に定置した動力噴霧機（丸山製作所製，MS413）を用いた。



図 2-4 付着性評価室内試験装置の外観

2) 試験方法

図 2-5 に試験の様子を示す。室内にノズル（ヤマホ工業製，N-ES-5）を設置し，噴霧圧力 1.5 MPa で噴霧し，その液滴を感水紙で捕らえ，付着むら試験と同様に画像処理することで被覆面積率を求めた。室内試験におけるブームの移動速度を 0.5 m/s（設定散布量 20 L/10a 相当，設定ブーム高さ 30 cm）および 1.0 m/s（設定散布量 10 L/10a 相当，設定ブーム高さ 30 cm）として試験した。ノズル高さを一定にし，感水紙の設置高さを変えることで，ノズルと感水紙の距離を 10，20，30，40，50，60，70，80 cm の 8 段階設け，速度別にそれぞれ 5 反復試験を行った。ノズルと感水紙の距離と被覆面積率の関係について，統計解析ソフトウェア R を用いて，データをプロットした。久保（2012）は，

連続値の確率変数のばらつきを表現する確率分布としては、正規分布やガンマ分布などがあり、その応答変数が連続値で正の値しかとらない場合、ガンマ分布で説明したほうが良いと述べている。そこで本研究では、ガンマ分布を仮定した一般化線形モデルを適用し曲線を追記した。この曲線における **95 %**信頼区間を曲線の周りのグレーで表示した。

なお、現在登録されている少量散布に適応した農薬の散布量のほとんどが **25 L/10a** であるが、守谷（1998）は少量散布とは **0.6~50 L/10a** と述べている。そこで、本研究では、少量散布ノズルを用いた付着むら試験および室内による付着性評価試験において、設定散布量を **20 L/10a** および **10 L/10a** 相当とした。

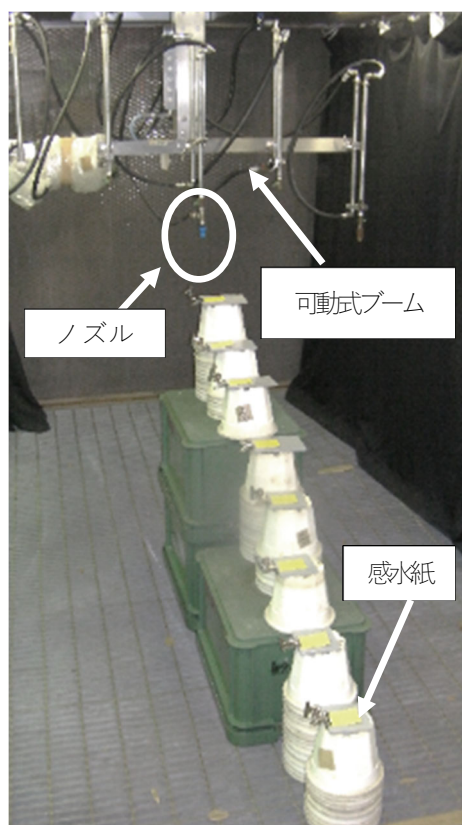


図 2-5 付着性評価室内試験におけるノズルと設置高さを変えた感水紙

第3節 試験結果および考察

1. 液滴落下量分布試験

試験結果の概要として、液滴落下量の最小値、最大値、平均値、*SD* (標準偏差)、*IQR* を表 2-2 に示す。走行速度 0.5 m/s において、両輪乗り越し試験区は対照区 (障害物なし) に比べ、最小値が約 48 %小さく、最大値は約 24 %、*SD* は 264 %、*IQR* は 351 % 大きな値を示した。走行速度 1.0 m/s において、最小値が約 27 %小さく、最大値は約 22 %、*SD* は 185 %、*IQR* は 232 %大きな値を示した。回収箱の底面積が 0.1 m² であることから、設定散布量の 1/10000 が 1 箱当たりの落下量の期待値となる。設定散布量 82 L/10a であれば、1 箱当たり 8.2 g であり、これを 20 回反復したことから 164 g (8.2 g × 20 回) が落下量の期待値となる。設定散布量 41 L/10a であれば、落下量の期待値は 82 g (4.1 g × 20 回) となる。横軸に回収箱番号、縦軸に落下量 (g/箱) をとった試験結果を示す (図 2-6, 図 2-7)。両輪乗り越し試験区 (走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s) の方が、落下量にむらが生じていることが分かる。速度別に比較すると、走行速度 0.5 m/s は、波形が上下にばらついた。横軸に落下量 (g/箱)、縦軸に確率密度をとった確率密度関数を示す (図 2-8, 図 2-9)。走行速度 0.5 m/s では、対照区 (障害物なし) は落下量 280 g/箱付近に集中していることを示している。走行速度 1.0 m/s において、100 g/箱を少し超えた辺りに集中していることを示している。

表 2-2 液滴落下量分布試験結果の概要

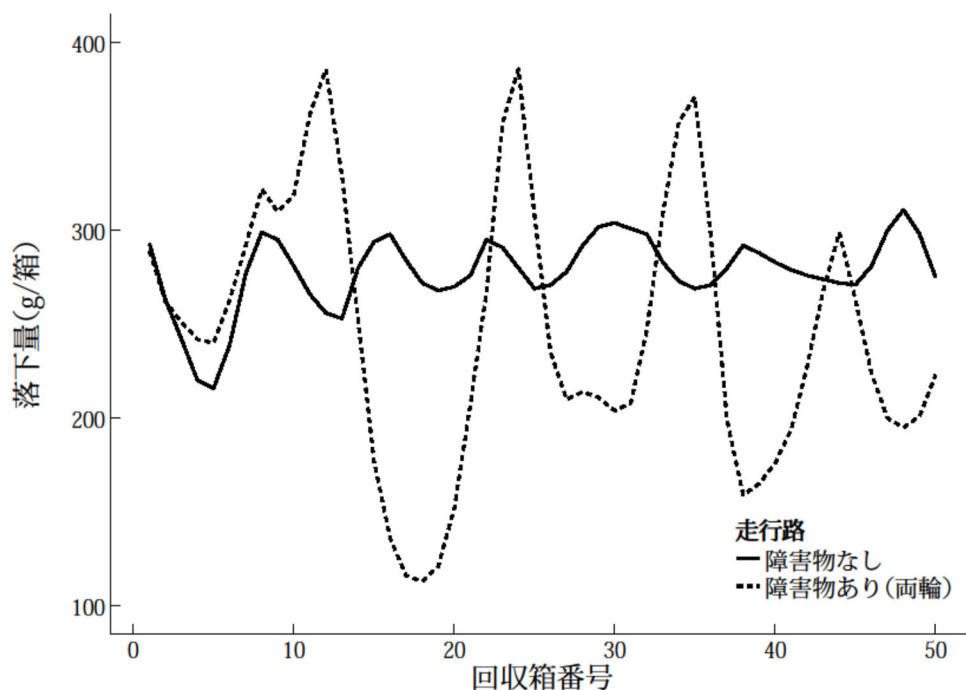
試験区	走行速度 (m/s)	液滴落下量 (g/箱)					
		最小値	最大値	平均値	期待値	<i>SD</i>	<i>IQR</i>
対照区 (障害物なし)	0.5 ^a	216	311	278	164	20	22
両輪乗り越し試験区		113	386	246		72	98
対照区 (障害物なし)	1.0 ^b	82	116	101	82	7	9
両輪乗り越し試験区		60	142	95		21	28

a: 設定散布量 82 L/10a 相当 (設定散布高さ 30 cm)

b: 設定散布量 41 L/10a 相当 (設定散布高さ 30 cm)

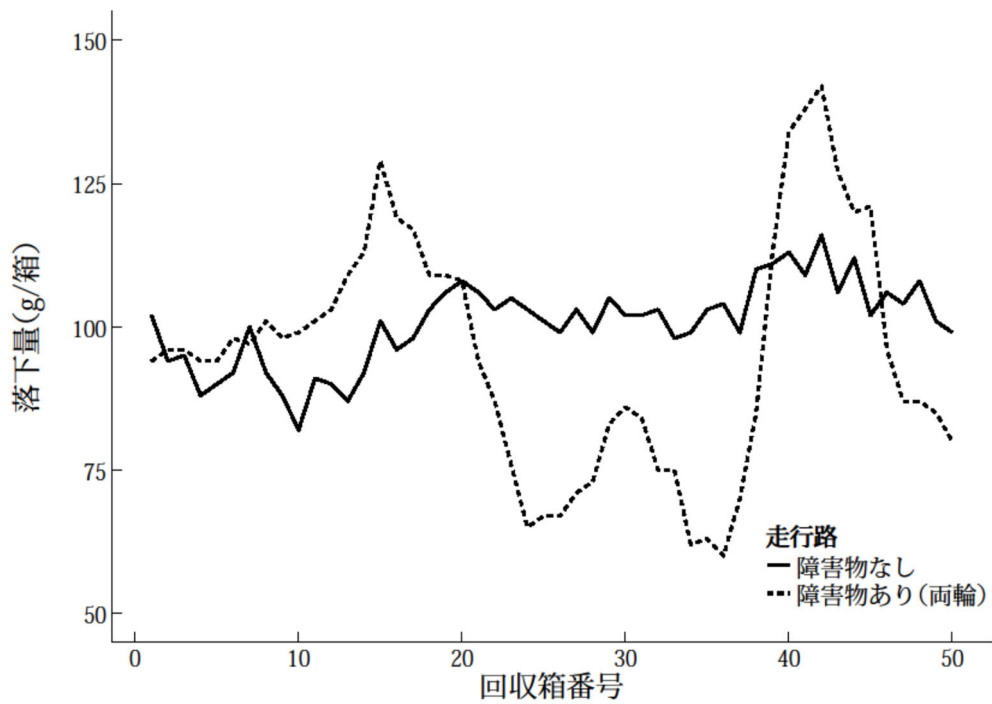
風速: 0.5 m/s, 風向: 西風 (車体から左ブーム先端方向)

サンプル数: 50



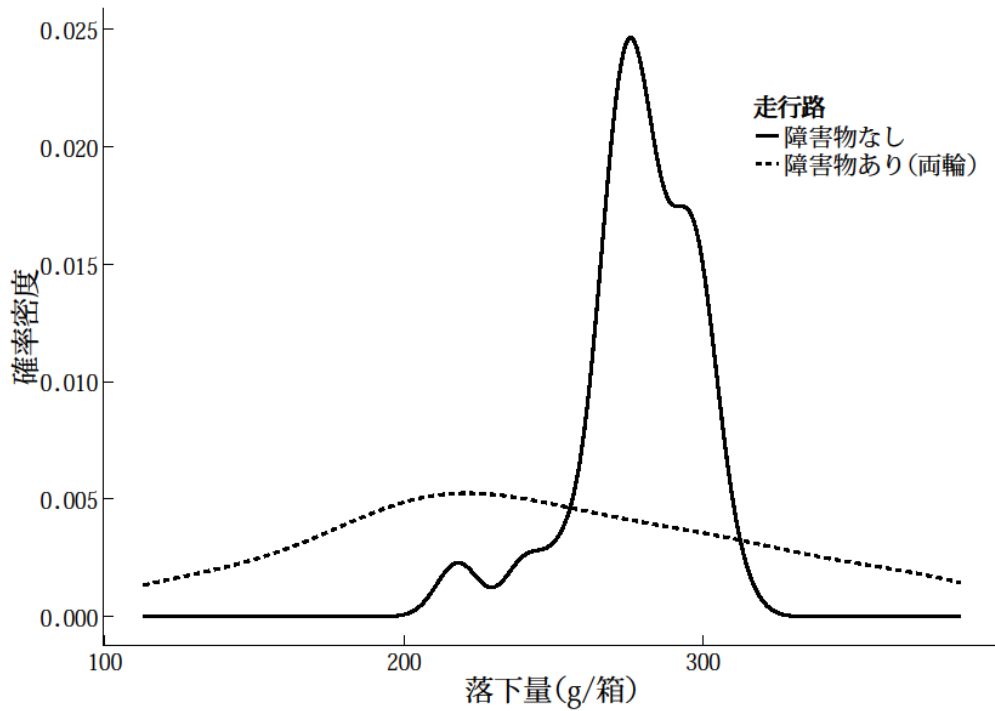
設定散布量: 82L/10a 相当 (設定散布高さ 30cm) × 20回

図 2-6 液滴落下量分布試験結果 (走行速度 0.5 m/s)



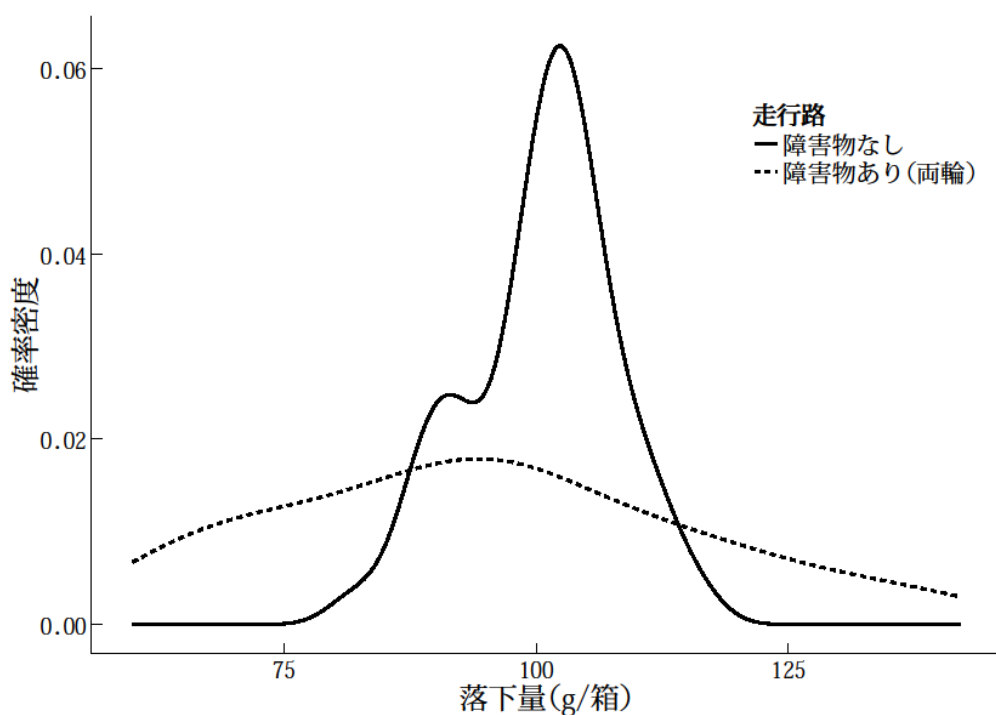
設定散布量：41L/10a相当（設定散布高さ30cm）×20回

図 2-7 液滴落下方量分布試験結果（走行速度 1.0 m/s）



設定散布量：82L/10a相当（設定散布高さ30cm）×20回

図 2-8 液滴落下方量の確率密度分布（走行速度 0.5 m/s）



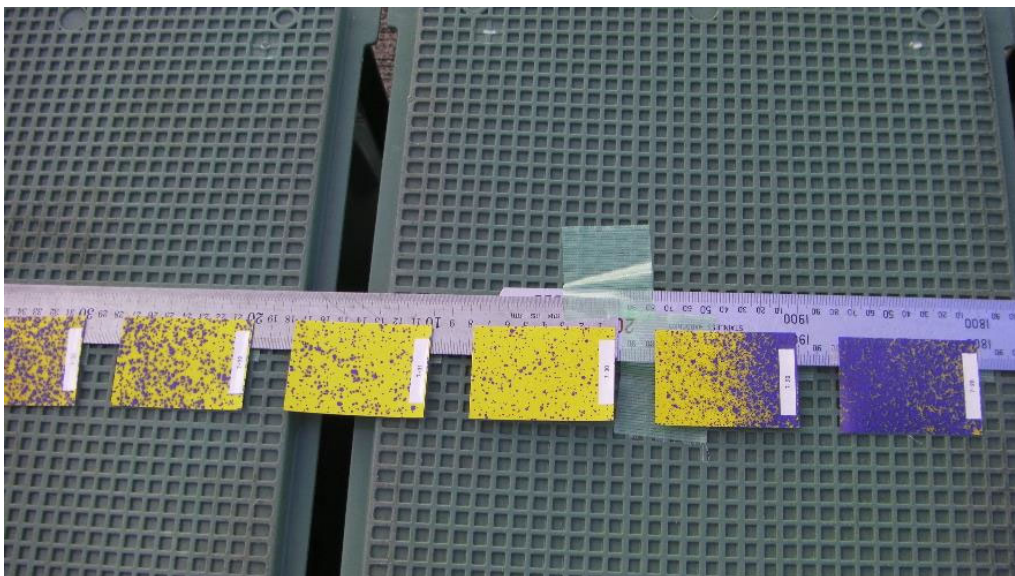
設定散布量：41 L/10a 相当（設定散布高さ 30cm）×20回

図 2-9 液滴落下量の確率密度分布（走行速度 1.0 m/s）

2. 付着むら試験

試験結果の例として、散布後の感水紙を図 2-10 に示す。水が付着したところは青く変色し、黄色のところは、水が付着していないことを示している。試験結果の概要を表 2-3 に示す。被覆面積率の差をポイントと表現する。パーセントで表記すると、被覆面積率の差または割合のどちらを記載しているのか混同するため、本試験ではポイント表記とした。走行速度 0.5 m/s において、両輪乗り越し試験区は対照区（障害物なし）に比べ、最小値 6 ポイント、最大値 3 ポイント減少した。中央値は 2 ポイント、*IQR* が 6 ポイント増加した。片輪乗り越し試験区は、最小値 5 ポイント、最大値 43 ポイント、中央値は 29 ポイント、*IQR* が 20 ポイント増加した。走行速度 1.0 m/s において、両輪乗り越し試験区は対照区（障害物なし）に比べ、最小値 16 ポイント、最大値 6 ポイント、中央値は 13 ポイント減少した。*IQR* は 1 ポイント増加した。片輪乗り越し試験区は、

最小値が 14 ポイント減少，最大値が 36 ポイント増加，中央値は 13 ポイント減少，*IQR* は 13 ポイント増加した。横軸に被覆面積率%，縦軸に確率密度をとった確率密度関数を 図 2-11，図 2-12 に示す。走行速度 0.5 m/s において，対照区（障害物なし）は，被覆面積率 25%を超えた辺りに集中しており，付着むらが少ないことが分かる。両輪乗り越し試験区は，20～50%の幅を持ったところに広く分布しており，片輪乗り越し試験区においては，10～80%の幅を持って広く分布している。走行速度 1.0 m/s において，対照区（障害物なし）は，被覆面積率 20～30%辺りに集中しており，付着むらが少ないことが分かる。両輪乗り越し試験区は，被覆面積率 0～15%の幅を持ったところに集中し，全体的に被覆面積率が低下した。片輪乗り越し試験区において，被覆面積率 0～15%の幅のところ集中しているものの確率密度が低く，さらに 60%を超える辺りまで広く分布した。



走行速度：0.5 m/s，設定散布量：20 L/10a 相当（設定散布高さ 30 cm）

図 2-10 付着むら試験結果（感水紙の変色の様子）

表 2-3 付着むら試験結果の概要

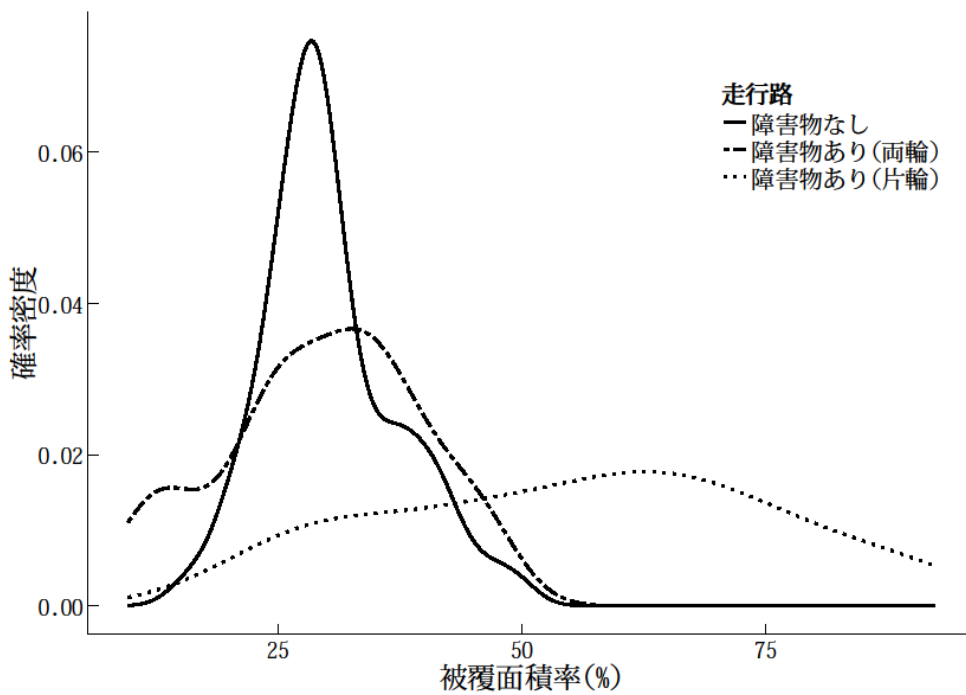
試験区	走行速度 (m/s)	被覆面積率 (%)			
		最小値	最大値	中央値	<i>IQR</i>
対照区 (障害物なし)		16	49	29	7
両輪乗り越し試験区	0.5 ^a	10	46	31	13
片輪乗り越し試験区		21	92	58	27
対照区 (障害物なし)		18	30	23	4
両輪乗り越し試験区	1.0 ^b	2	24	10	5
片輪乗り越し試験区		4	66	10	17

a：設定散布量 20 L/10a 相当 (設定散布高さ 30 cm)

b：設定散布量 10 L/10a 相当 (設定散布高さ 30 cm)

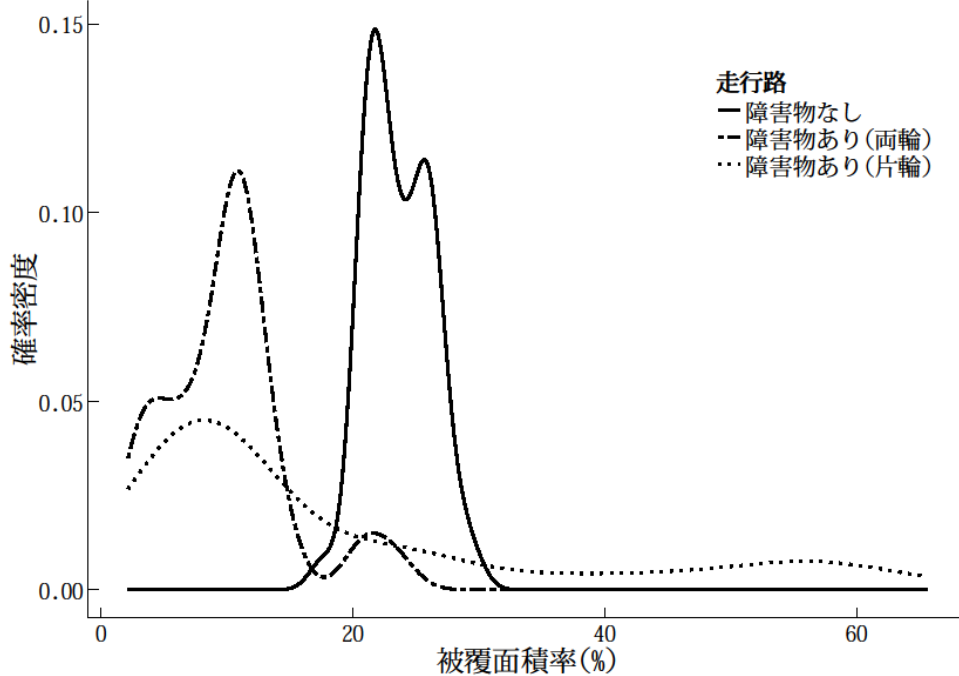
風速：0.5 m/s, 風向：西風 (車体から左ブーム先端方向)

サンプル数：50



設定散布量：20 L/10a 相当（設定散布高さ 30 cm）

図 2-11 被覆面積率の確率密度分布（走行速度 0.5 m/s）

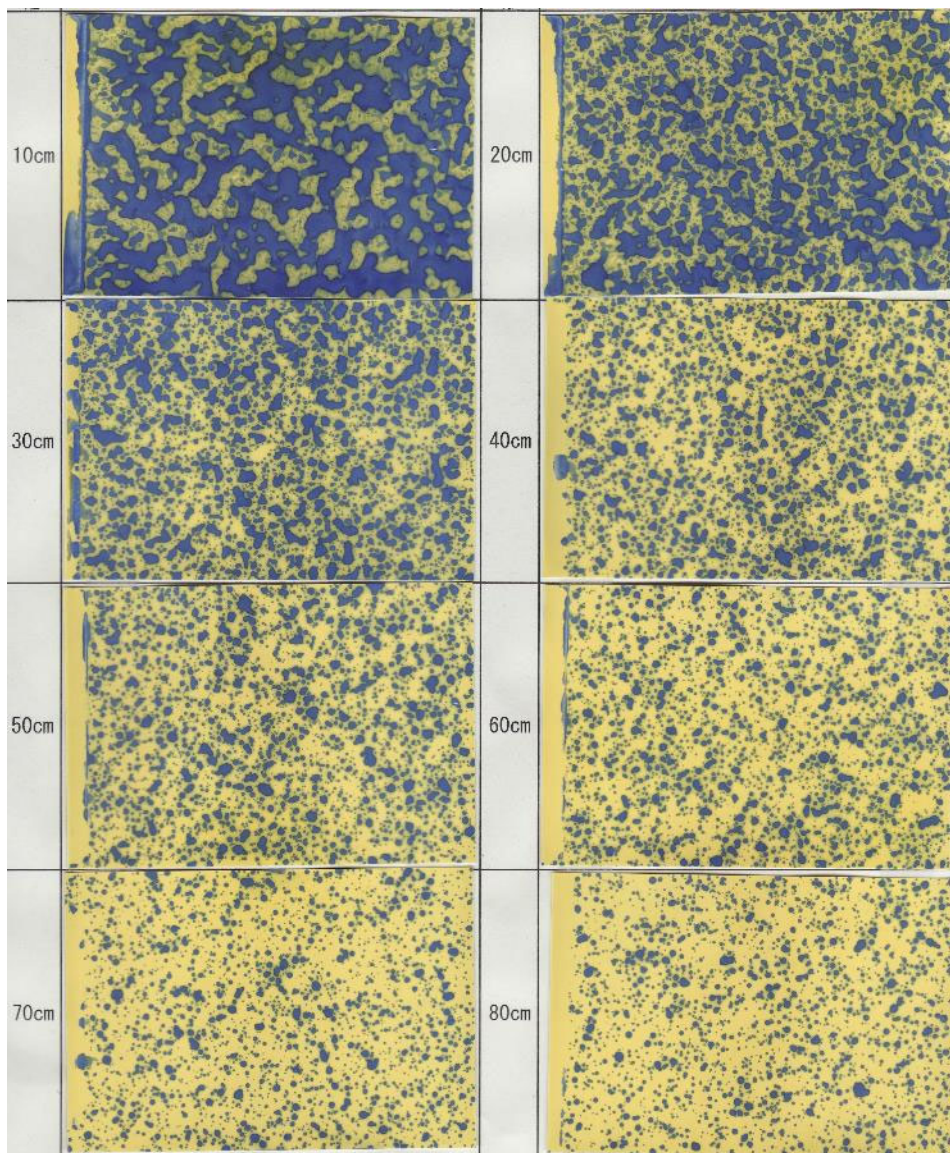


設定散布量：10 L/10a 相当（設定散布高さ 30 cm）

図 2-12 被覆面積率の確率密度分布（走行速度 1.0 m/s）

3. 付着性評価室内試験

試験結果の例として、走行速度 0.5 m/s で散布した時の感水紙の変色の様子を図 2-13 に示す。各感水紙の左端の黄色の部分は、クリップで固定したことで生じた無散布部分であることから、この部分を解析範囲から除外した。5 反復した試験結果の概要を表 2-4 に示す。走行速度 0.5 m/s において、ノズルと感水紙の距離によって、最小値は $21\sim 69\%$ 、最大値は $23\sim 80\%$ 、中央値で $21\sim 78\%$ とばらつきがあった。走行速度 1.0 m/s において、最小値は $11\sim 48\%$ 、最大値は $12\sim 50\%$ 、中央値で $11\sim 49\%$ とばらつきがあった。速度別に比べると、走行速度 0.5 m/s の方が 1.0 m/s より大きな値を示した。図 2-14 に、横軸にノズルと感水紙の距離 cm 、縦軸に被覆面積率 $\%$ をとったものを示す。この関係はガンマ分布を仮定した一般化線形モデルの曲線上にプロットされ、ノズルと感水紙の距離が短いほど、被覆面積率が高かった。



走行速度：0.5 m/s 設定散布量：20L/10a 相当（設定散布高さ 30cm）

図 2-13 付着性評価室内試験結果（感水紙の変色の様子）

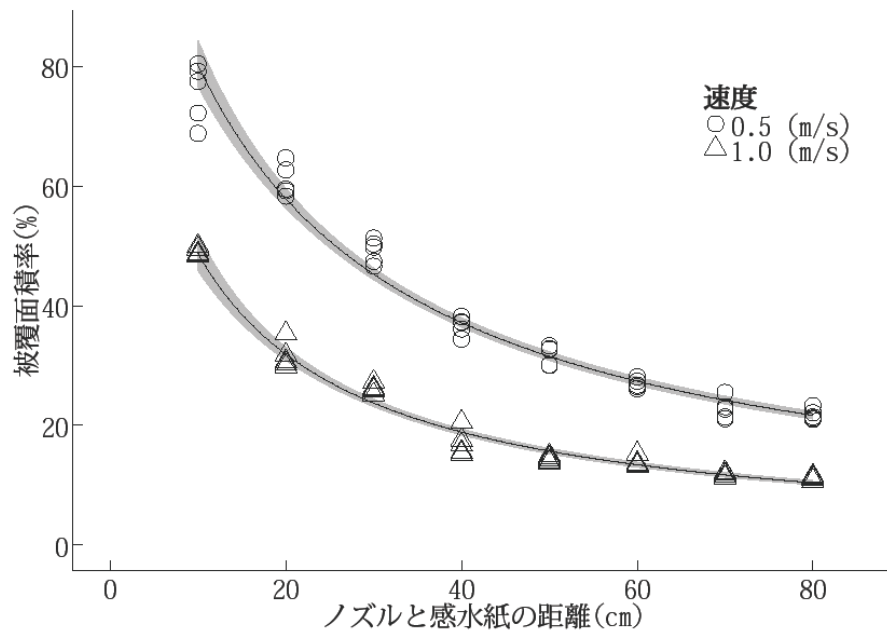
表 2-4 付着性評価室内試験結果の概要

走行速度 (m/s)	ノズルと感水紙の距離 (cm)	被覆面積率 (%)			
		最小値	最大値	中央値	<i>IQR</i>
0.5 ^a	10	69	80	78	7
	20	58	65	60	4
	30	47	51	50	3
	40	34	38	37	1
	50	30	33	33	3
	60	26	28	27	1
	70	21	26	23	2
	80	21	23	21	1
1.0 ^b	10	48	50	49	1
	20	30	35	31	1
	30	25	27	26	0
	40	15	21	17	2
	50	14	15	14	1
	60	13	15	13	0
	70	11	12	12	1
	80	11	12	11	0

a : 設定散布量 20 L/10a 相当 (設定散布高さ 30 cm)

b : 設定散布量 10 L/10a 相当 (設定散布高さ 30 cm)

サンプル数 : 5



走行速度：0.5 m/s, 設定散布量：20L/10a 相当 (設定散布高さ 30cm)

走行速度：1.0 m/s, 設定散布量：10L/10a 相当 (設定散布高さ 30cm)

図 2-14 ブーム高さ (ノズルと感水紙の距離) と被覆面積率の関係

4. 考察

以上、本研究で実施した液滴落下量分布試験、付着むら試験、付着性評価室内試験の結果から、障害物の有無にかかわらず、ブームの垂直変位が大きいときに、散布むらが生じることが明らかとなった。このことから、乗用管理機型ブームスプレーヤの挙動に応じた振動抑制装置を用いることで、散布むらを軽減できると考えられる。試験条件の違いとして、両輪乗り越し試験は、両輪のタイヤで同時に障害物を乗り越えることから、機体の垂直変位に伴いブームが垂直方向に振動する。これは機体のローリングによる振動とはその要因が異なる。一部の乗用管理機型ブームスプレーヤでは、ローリングのみを考慮した振動抑制装置が追加オプションとして用意されている。しかし、ブームの垂直振動は、機体の垂直変位とローリングの両方の挙動に起因することから、この両方の挙動に対応したブーム振動抑制装置が必要である。以下に、その論拠の詳細を述べる。

液滴落下量分布試験において、対照区（障害物なし）に比べ、両輪乗り越し試験区は、落下量にむらが生じた（表 2-2, 図 2-8, 図 2-9）。これは、障害物設置路面を走行すると、落下量にむらが生じることを裏付ける結果である。速度別に比較すると、走行速度 0.5 m/s のときには、波形が何度も上下に大きく振動した（図 2-6, 図 2-7）。これは、走行速度が遅いことから、ブームが回収箱上方を通過するのに多くの時間を要し、回収箱上方でブームが何度も垂直方向に振動したためである。落下量の算出は、回収箱の内側の垂直面に付着した液滴も回収している。このため、平均値は回収箱の底面積 0.1 m^2 のみから推定した期待値よりも大きな値を示したと考えられる。また、対照区（障害物なし）において、最小値と最大値の差が、走行速度 0.5 m/s では 95 g/箱 、 1.0 m/s では 34 g/箱 であることから、平坦地を走行しても落下量にむらが生じることが分かる。これは、平坦地走行時、タイヤのラグ等の凹凸による振動によりブームが共振し、ブームのたわみによって、ブーム高さを一定にすることができないためと推察する。

液滴の付着むら試験において、対照区（障害物なし）に比べ、両輪乗り越し試験区および片輪乗り越し試験区は、付着むらが生じた（表 2-3, 図 2-11, 図 2-12）。両輪乗り越し

試験区と片輪乗り越し試験区を比較すると、片輪乗り越し試験区の方が、*IQR* の値が大きいため、ばらつきが大きく、安定した散布が行えていないことがわかる。これを機体の挙動別（機体の垂直変位とローリング）にとらえると、機体の垂直変位に比べローリングによる機体の挙動の方が散布むらは大きくなると推察する。また、対照区（障害物なし）において、最小値と最大値の差が **33** ポイントあることから、平坦地を走行しても散布むらが生じることが分かる。これは、平坦地走行時、タイヤのラグ等の凹凸によりブームが共振し、ブームのたわみによって、ブーム高さを一定にすることができないためと推察する。ただし、本試験結果は水を用いたデータであることから、展着剤等を添加した農薬による付着性とは異なる可能性に留意する必要がある。

付着性評価室内試験において、図 2-14 の曲線で示すとおり、ブーム高さが低いほど被覆面積率が高く、ブーム高さが高くなるほど被覆面積率が低下した。これは、ブーム高さが変わることによって、付着むらが生じることが示した結果である。ただし、これも水を用いた試験であることから、展着剤等を添加した農薬による付着性とは異なる可能性に留意する必要がある。ここで、実際の防除作業を想定し、ブーム高さと被覆面積率について述べる。水上ら（2016）によると、実際のは場走行試験において、北海道の麦跡ほ場で **395 mm**、鹿児島の水田で **810 mm** のブーム垂直変位があったと報告している。図 2-14 から、初期ブーム高さを **30 cm** に仮定し、**395 mm** 垂直変位が生じることが想定すると、被覆面積率は、走行速度 **0.5 m/s** で **30~80 %**、**1.0 m/s** で **15~50 %** までばらつきが生じることが推察できる。同様に **810 mm** 垂直変位した場合には、ガンマ分布を仮定した曲線を延ばし、ノズルと感水紙の距離が **90 cm** の場合まで想定すると、被覆面積率は、走行速度 **0.5 m/s** では **20~80 %**、**1.0 m/s** では **10~50 %** までばらつきが生じることが推察できる。

農林水産省（2020b）は、平成 30 年度の調査の結果、農薬の使用に伴う人に対する事故は、前年度の **21** 件に対し、**25** 件で、農作物の被害は、前年度の **3** 件に対し **7** 件で、主な原因は農薬の飛散防止対策が不十分だったと述べている。また、ホクレン（2016）

によると、北海道内において、2011～2015年の5年間における農薬の残留基準値超過や適応外農薬の検出件数が150件以上にのぼり、基準値超過の原因は、主にドリフトで52%、次に洗浄不足で20%と報告している。このような現状を踏まえると、さらなるドリフト対策を講じて、今後も散布むらおよびドリフトの少ない防除作業に務める必要がある。宮崎(1998)は、主として300倍稀釈の液剤少量散布に登録された農薬を10a当たり25L散布すると、農薬の稀釈濃度は慣行(1000倍)に比べ約3倍であるが、10a当たりの散布量が約1/4となることから、農薬の投下量を2割弱減らすことができると述べ、さらに、液剤少量散布では前述の稀釈濃度と散布量で散布するため、より高精度な散布が要求されるとしている。しかし、実際の散布作業では、ブームが作物や地面に接触し破損することを回避するため、過度にブーム先端を上げた状態で作業する場面が多く見られる。このことが農薬の不均一散布やドリフトを助長していると考えられる。本試験結果から、乗用管理機型ブームスプレーヤの挙動に応じたブーム垂直振動抑制装置を開発できれば、現行の防除作業よりも散布むらおよびドリフトの少ない防除作業を実現できると考えられる。

第4節 振動モデルによるブームの振動シミュレーション

1. ブームの振動モデル

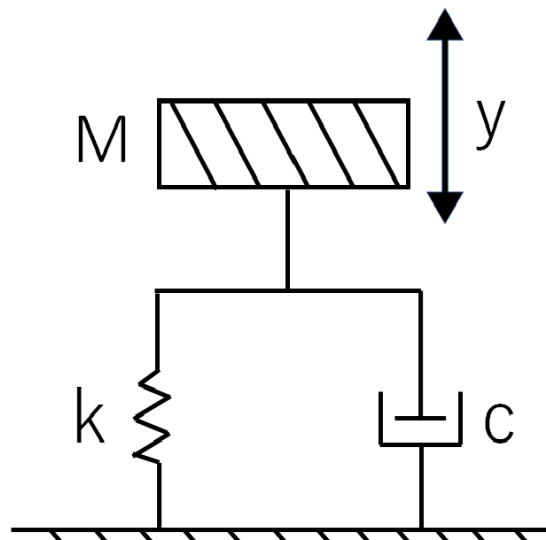
振動系のなかでも基本的な系である「減衰のある1自由度の振動モデル」を用いてブームの振動シミュレーションを検討した。減衰のある1自由度の振動モデルを図2-15に示す。質点は質量 M (kg)とし、図の y 軸方向にのみ変位すると仮定する。ばねとつり合い状態であるときの質点の位置を原点とした場合、その変位を y (m)とする。ここで、この質点の運動を表す運動方程式は、ニュートンの第二法則である「力=質量×加速度」より、式2-1となる。なお、 t (s)は時間を表す。

$$F = M \frac{d^2y}{dt^2} \quad (\text{式 2-1})$$

次に、ばねの要素について考慮する。ばね定数を k (N/m) とし、ばねと復元力の間にはフックの法則が成り立つと仮定する。さらに、減衰係数 c (N・s/m) について考慮する。質点は、減衰を有する要素から、質点の速度に比例する抵抗力を受けるものと仮定する。式 2-1 とばね定数 k 、減衰係数 c を含めた運動方程式は、力のつり合いの関係から式 2-2 となる。なお、ばねの質量は無視できるものと仮定する。

$$M \frac{d^2y}{dt^2} + c \frac{dy}{dt} + ky = 0 \quad (\text{式 2-2})$$

式 2-2 を用いて、時刻 t (s) におけるブーム先端の変位 y (m) について、初期変位を与えたときの減衰の様子をシミュレーションした。



M : 質量 (kg), k : ばね定数 (N/m), c : 減衰係数 (N・s/m), y : 変位 (m)

図 2-15 減衰のある 1 自由度の振動モデル

ここで,

$$y = y_1 \quad (\text{式 2-3})$$

$$\frac{dy}{dt} = y_2 \quad (\text{式 2-4})$$

と置くと, 式 2-3 と式 2-4 から

$$\frac{dy_1}{dt} = y_2 \quad (\text{式 2-5})$$

が得られる。

また, 式 2-3 および式 2-4 を式 2-2 に代入すると

$$M \frac{dy_2}{dt} + cy_2 + ky_1 = 0 \quad (\text{式 2-6})$$

となる。これを変形すると,

$$\frac{dy_2}{dt} = -\frac{c}{M}y_2 - \frac{k}{M}y_1 \quad (\text{式 2-7})$$

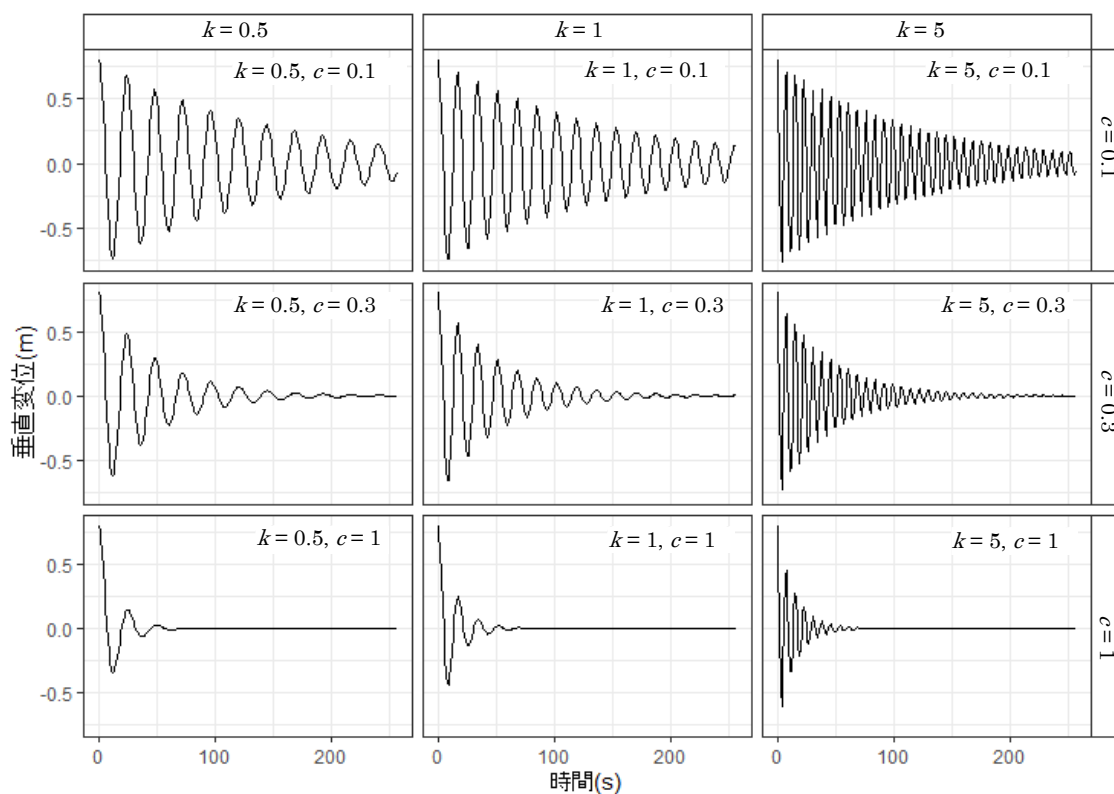
が得られる。

式 2-5 および式 2-7 から, 以下の連立常微分方程式を得る。

$$\begin{cases} \frac{dy_1}{dt} = y_2 \\ \frac{dy_2}{dt} = -\frac{c}{M}y_2 - \frac{k}{M}y_1 \end{cases} \quad (\text{式 2-8})$$

統計解析ソフトウェア **R** の **deSolve** パッケージ内の **ode** 関数を用いて, 式 2-8 の連立常微分方程式を解くことで時刻 t (s) における変位 y (m) の減衰の様子についてシミュレーションした。早川 (2020) は, **Runge-Kutta** 法について, 常微分方程式の数値解析として, その手軽さと収束の良さから標準的解法として採用されていると記している。よ

って、ode 関数内での計算方法として、4 次の Runge–Kutta 法を用いた。初期値の変位を 0.8 m として、ばね定数 k を 0.5 N/m, 1 N/m, 5 N/m, 減衰係数 c を 0.1 N · s/m, 0.3 N · s/m, 1 N · s/m と、それぞれを仮定し、シミュレーションした結果を図 2-16 に示す。片側のみのブーム質量を想定し、質量 M は 7.3 kg として計算した。



M : 質量 7.3(kg)を仮定, k : ばね定数 (N/m), c : 減衰係数 (N · s/m)

図 2-16 減衰のある 1 自由度の振動モデルによるブームの振動シミュレーション結果

2. 振動モデルのばね定数および減衰係数の算出

ブーム振動の特徴を把握するうえで、ブーム先端の振動から、ばね定数、減衰係数を算出することは重要である。そこで、本モデルを用いてシミュレーションした波形に対して、ばね定数および減衰係数を算出する方法について検討した。シミュレーションした波形を用いた理由は、任意にばね定数および減衰係数を定めることができることと、真値のばね定数および減衰係数が明確であることから、算出方法の検証に有用なためである。

1) ばね定数の算出

高田ら（2009）は、固有振動数について式 2-9、式 2-10 を示している。

$$T = \frac{2\pi}{\omega_n} \quad (\text{式 2-9})$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (\text{式 2-10})$$

T は振動周期、 ω_n は固有角振動数、 k はばね定数、 M は質量を表す。さらに、振動数と振動周期の関係は、式 2-11 である。

$$f = \frac{1}{T} \quad (\text{式 2-11})$$

式 2-9、式 2-10 および式 2-11 から、式 2-12 を得る。 f は固有振動数を表す。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (\text{式 2-12})$$

式 2-12 より、ばね定数を固有振動数と質量で表すことができる。そこで、シミュレーション結果である図 2-16 の 9 つの波形について、統計解析ソフトウェア **R** の **stats** パッケージ内の **spec.pgram** 関数を用いて、周波数解析を行い、固有振動数を求めた。さらに、式 2-12 を用いて、この固有振動数とブームの質量からばね定数を計算した。計算結果を表 2-5 に示す。ばね定数のシミュレーション設定値と計算値の差が少なく、概ね同値となった。

表 2-5 シミュレーションに用いたばね定数の設定値とシミュレーション結果の
波形から計算したばね定数

No.	シミュレーション設定値		計算値	ばね定数の 設定値と計算値の差 (絶対値)
	k : ばね定数	c : 減衰係数	k : ばね定数	
1	0.5	0.1	0.50	0
2	1	0.1	1.00	0
3	5	0.1	4.97	0.03
4	0.5	0.3	0.50	0
5	1	0.3	1.00	0
6	5	0.3	4.97	0.03
7	0.5	1	0.49	0.01
8	1	1	0.97	0.03
9	5	1	4.93	0.07

2) 減衰係数の算出

シミュレーション結果である図 2-16 の 9 つの波形について、式 2-2 を用いて、減衰係数の算出を行った。パラメータは、上記で求めたばね定数、質量、振動の変位、振動の速度、振動の加速度を用いて算出した。振動の速度および振動の加速度については、振動の変位を 1 階微分、2 階微分することで、それぞれを求めた。シミュレーションした波形は離散型の数値であることから、テーラー展開から導き出した 6 次精度の微分公式を用いて微分した。6 次精度の微分公式は、以下の 6 つの式から導いた。

$$f(t \pm \Delta t) = f(t) \pm \frac{df}{dt} \Delta t + \frac{1}{2!} \frac{d^2 f}{dt^2} \Delta t^2 \pm \frac{1}{3!} \frac{d^3 f}{dt^3} \Delta t^3 + \frac{1}{4!} \frac{d^4 f}{dt^4} \Delta t^4 \pm \frac{1}{5!} \frac{d^5 f}{dt^5} \Delta t^5$$
$$+ \dots,$$

(式 2-13, 式 2-14)

$$f(t \pm 2\Delta t) = f(t) \pm \frac{df}{dt} 2\Delta t + \frac{1}{2!} \frac{d^2 f}{dt^2} 2\Delta t^2 \pm \frac{1}{3!} \frac{d^3 f}{dt^3} 2\Delta t^3 + \frac{1}{4!} \frac{d^4 f}{dt^4} 2\Delta t^4$$
$$\pm \frac{1}{5!} \frac{d^5 f}{dt^5} 2\Delta t^5 + \dots,$$

(式 2-15, 式 2-16)

$$f(t \pm 3\Delta t) = f(t) \pm \frac{df}{dt} 3\Delta t + \frac{1}{2!} \frac{d^2 f}{dt^2} 3\Delta t^2 \pm \frac{1}{3!} \frac{d^3 f}{dt^3} 3\Delta t^3 + \frac{1}{4!} \frac{d^4 f}{dt^4} 3\Delta t^4$$
$$\pm \frac{1}{5!} \frac{d^5 f}{dt^5} 3\Delta t^5 + \dots,$$

(式 2-17, 式 2-18)

式 2-13, 式 2-14, 式 2-15, 式 2-16, 式 2-17, 式 2-18 を整理すると,

$$\begin{aligned} \frac{df}{dt} = & \frac{3}{4\Delta t} \{f(t + \Delta t) - f(t - \Delta t)\} - \frac{3}{20\Delta t} \{f(t + 2\Delta t) - f(t - 2\Delta t)\} \\ & + \frac{1}{60\Delta t} \{f(t + 3\Delta t) - f(t - 3\Delta t)\} \end{aligned}$$

(式 2-19)

式 2-19 が得られる。式 2-19 を用いて、振動の変位を 1 階微分したものを振動の速度、2 階微分したものを振動の加速度とした。この振動の速度と振動の加速度を用いて、式 2-2 から減衰係数を求めた。計算した減衰係数は、振動の加速度のデータ個数と同数ある。理論通りであれば、1 つの値に定まるが、ノイズや誤差の影響で 1 つの値に定まらない。そこで、以下のようにデータを処理した。まず、外れ値を除くため、25 パーセンタイル以上 75 パーセンタイル以下のデータのみを抽出した。その後、0 から 50 まで 0.01 刻みで 5,000 個の減衰係数を仮定し、式 2-2 から計算した減衰係数の各データとの差の絶対値の和が最小となる値を計算することで減衰係数を決定した。計算結果を表 2-6 に示す。減衰係数はシミュレーション設定値と計算値は概ね同値であった。

表 2-6 シミュレーションに用いた減衰係数の設定値とシミュレーション結果の
波形から計算した減衰係数

No.	シミュレーション設定値		計算値	減衰係数の 設定値と計算値の差 (絶対値)
	k : ばね定数	c : 減衰係数	c : 減衰係数	
1	0.5	0.1	0.10	0
2	1	0.1	0.10	0
3	5	0.1	0.13	0.03
4	0.5	0.3	0.30	0
5	1	0.3	0.30	0
6	5	0.3	0.32	0.02
7	0.5	1	1.00	0
8	1	1	1.00	0
9	5	1	1.01	0.01

3. 考察

減衰のある 1 自由度の振動モデルを仮定してブーム振動のシミュレーションを行った。シミュレーション波形から算出したばね定数および減衰係数は、誤差が生じるものの、シミュレーション設定値に近い値を示した。この計算方法を用いることで、振動波形から、ばね定数および減衰係数が求められることを確認した。

第 5 節 要約

農薬散布による防除効果を十分に発揮するためには、農薬を均一にむらなく散布することが重要である。そこで、乗用管理機型ブームスプレーヤのブームの振動が液滴の落下量および付着むらに及ぼす影響について調査した。また、ブーム振動とそのモデル化について検討した。その結果、次のことが明らかとなった。

- 1) 液滴落下量分布試験において、高さ **60 mm** の木製の障害物を設置した障害物設置路面を走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s** で、障害物を乗り越しながら水を散布した。その結果、液滴の落下量にむらが生じ、液滴落下量の *IQR* は **351 %** 増加した。
- 2) 付着むら試験において、同様に試験を行った結果、被覆面積率の *IQR* は **20** ポイント増加した。
- 3) 付着性評価室内試験結果において、ガンマ分布を仮定した一般化線形モデルを適用し、ブーム高さと付着の関係性について解析した。
- 4) 乗用管理機型ブームスプレーヤの付着むらの原因の **1** つがブームの振動であることを示した。機体の挙動別（機体の垂直変位とローリング）にとらえると、機体の垂直変位に比べローリングによる機体の挙動の方が散布むらは大きくなると推察する。平坦地の散布でも散布むらが生じていることから、付着むらを低減するためには、振動抑制装置の標準装備が必要である。
- 5) ブームの振動は機体の垂直変位とローリングにより生じることから、両方の挙動に対応したブーム振動抑制装置が必要である。

- 6) ブームの振動が減衰のある 1 自由度の振動モデルで表記できると仮定し，任意に定めた質量，ばね定数，減衰係数を用いてブーム振動についてシミュレーションを行い，モデル変数の算出方法の有効性を確認した。

第3章 機体の垂直変位に起因するブーム垂直振動抑制装置の開発

第1節 本章の目的

第2章で述べたように、乗用管理機型ブームスプレーヤの付着むらの原因の1つがブームの振動であり、平坦地でも散布むらが生じている。Kennesら(1999)は、ブームのたわみによるブームの垂直振動により農薬の均一散布が困難になるばかりではなく、農薬のドリフトによる環境負荷が懸念されると述べている。そこで、第2章で述べたように、付着むらを低減するためには、機体の異なる挙動(垂直変位およびローリング)に対応したブーム振動抑制装置が必要であることから、本章では機体の垂直変位に起因するブーム垂直振動の抑制を目指し、油空圧技術を用いたブーム垂直振動抑制装置(以下、HPS: Hydro-Pneumatic Suspension)を開発した。

第2節 開発装置 HPS の概要

開発した HPS を搭載した乗用管理機型ブームスプレーヤ(やまびこ社製、RVH60YH/120K)を図3-1に示す。供試した乗用管理機型ブームスプレーヤは、第2章で用いた同一の機体である。後述する水田走行試験においては、別に用意した輪距1200mmの機体を供試した。これは、輪距1320mmの機体では稲の条間30cmに対応することができないためである。HPSの概略を図3-2に、主要諸元を表3-1に示す。HPSは、単動油圧シリンダ、アキュムレータ、バルブブロックなどから構成され、オペレータが定めた任意のブーム高さに維持することができる。左右の単動油圧シリンダは、連結しているリンクアームによって、その独立性が規制される。ここでは、左右の単動油圧シリンダの相反する動作が想定されないことから、左右の単動油圧シリンダでアキュムレータおよびバルブブロックを共有する構造とした。両方のタイヤが障害物を乗り越えるときに、機体に垂直変位が生じる。その際、単動油圧シリンダと連結しているアキュムレータ内の窒素ガスが機体の垂直変位とともに生じるブームの垂直振動を吸収し、その振動をブー

ム先端に伝達しないようにする装置である。本装置に使用する作動油は、乗用管理機型ブームスプレーヤで利用しているものをそのまま使用している。装置を安価でシンプルな構成とするため、受動的な制御を目指した。そして、変位センサ、加速度計などの各種センサ、それらを制御するコントローラ、アクチュエータなどを使用しない機構とした。そのため、能動的な制御で生じる位相差などに起因する加振などは生じない。

HPSの単動油圧シリンダは既存の乗用管理機型ブームスプレーヤのブーム昇降用油圧シリンダの代替として搭載する。その操作方法は、オペレータの取扱性を考慮し、既存の乗用管理機型ブームスプレーヤと同様である。**HPS**の**ON/OFF**は、手元のコントローラスイッチで電磁弁の開閉を行う構造である。コントローラスイッチを**ON**にして電磁弁を開くことで、既存の油圧回路がアキュムレータと繋がる構造となる。このアキュムレータ内の窒素ガスがガスばねとして作用し、ブームの垂直振動を吸収する構造である。

HPSの効果を十分に発揮するためには、単動油圧シリンダとリンクアーム間で生じる摩擦抵抗の低減が必要である。摩擦抵抗が高い場合、対応策としてばね定数の増大が考えられる。しかし、ばね定数の増大と振動抑制効果は相反する関係にあることから、安易にばね定数を高くすることができない。そこで、単動油圧シリンダおよびリンクアーム取付け部の構造を見直し、摩擦抵抗の低減を図ることで、ばね定数を低く保ち振動抑制効果を維持した。

単動油圧シリンダの機体への搭載方法を検討し、単動油圧シリンダの取付け部軸受けの構造を変更した。単動油圧シリンダ下部側は円周方向に回動可能な軸受けに、単動油圧シリンダ上部側は球面軸受けに変更することで、単動油圧シリンダ伸縮時の摩擦抵抗の低減を可能とした。さらに、リンクアーム可動部の摩擦抵抗の低減対策として、すべりブッシュの装着と表面摩擦係数の低い摺動ピン、さらに摩擦係数の低減用グリスを塗布した。これにより、アキュムレータのばね定数を過度に高くする必要がなくなり、振動抑制効果を維持した。



図 3-1 HPS を搭載した乗用管理機型ブームスプレーヤ

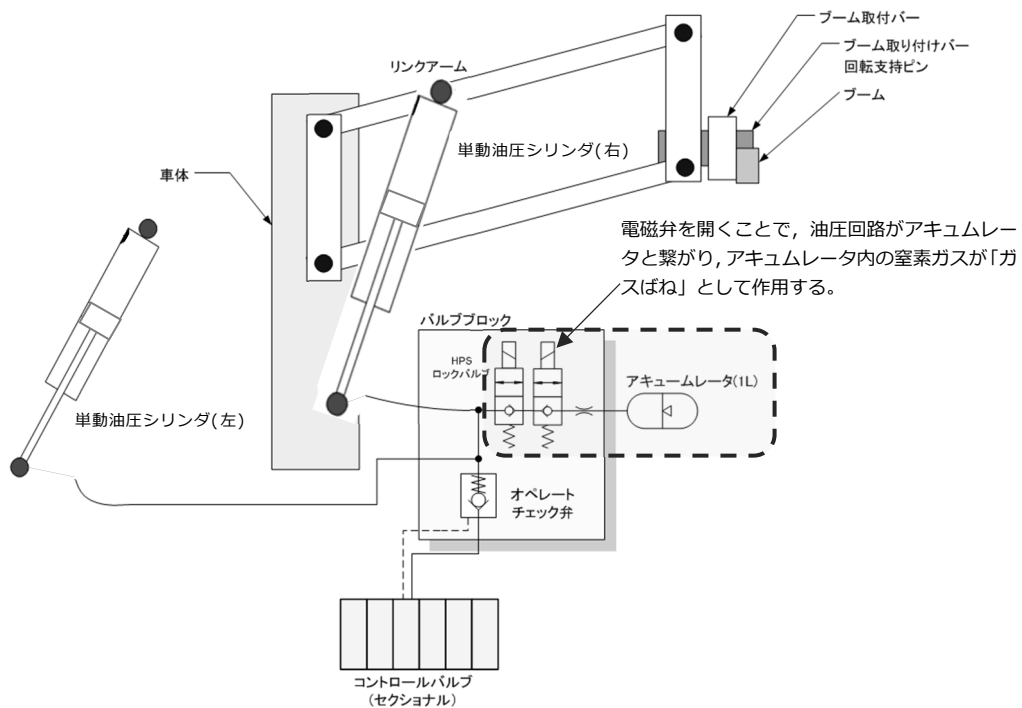


図 3-2 HPS の概要図

表 3-1 HPS の主要諸元

単動油圧シリンダ	シリンダ形式	単動式
	チューブ内径 (mm)	φ44
	ロッド径 (mm)	φ30
	ストローク (mm)	156
	耐圧 (MPa)	10.3
バルブブロック	質量 (kg)	3.5
	最大流量 (L/min)	6
アキュムレータ	質量 (kg)	3
	ガス容積 (mL)	950
	最高使用圧力 (MPa)	6.86
	質量 (kg)	7.4

第3節 HPS 性能試験

開発した HPS の性能を調べるため、障害物設置路面の走行試験とほ場走行試験を行った。

1. 供試機

HPS を装着した乗用管理機型ブームスプレーヤにおいて、HPS を ON/OFF にした同一機体で試験を行った。本章では、HPS を ON にしたものを開発機、OFF にしたものを既存機と表記する。

2. 試験方法

1) 障害物設置路面の走行試験

試験の様子と障害物を図 3-3 に示す。走行路に設置した木製の障害物は、標準法 (ISO22763 (2006)) の Field track blocks を参考とした。標準法内では、高さ 55 mm であるが、我が国では水田ほ場も想定する必要があることから、より厳しく約 10 %高い 60 mm に設定した。標準法 (ISO 22763 (2006)) は、定量的な測定を想定せず、目視による定性的な確認を主体においた試験であることから、標準法に定められた走行距離、障害物設置個数、障害物配置位置は考慮せず、定量的な基礎データの収集を目的として、障害物 1 つを設置して開発機の性能試験を行った。超音波による農業機械の地上高検出について、佐藤 (1984) らは、装置の検出距離については 2 m まで測定可能となり、農業機械への応用としては十分に実用可能な結果を得たと記している。このことから、表示分解能 1 mm の超音波センサを用いて地上高を検出することとした。最大散布幅 15.6 m に全開した左ブーム先端に超音波式変位センサヘッド (キーエンス社製, UD-320) を取付け、超音波式変位センサアンプユニット (キーエンス社製, UD-300) を介して、ユニバーサルレコーダ (共和電業社製, EDX-100A-4H) によってサンプリング周波数 500 Hz でデータを記録した。超音波式変位センサアンプユニットの出力は電流出力であるため、ユニバーサルレコーダに入力する際に、250 Ω の抵抗を用いて電圧出力に変換した。両輪乗り越し試験、片輪乗り越し試験において、開発機と既存機で走行速度 0.5 m/s および

1.0 m/s で走行し、左ブーム先端の垂直変位を測定した。また、加速度計（共和電業社製、AS-10GB）を用いて、左ブーム先端の垂直方向の加速度を測定した。ここで、両輪乗り越し試験は、機体の垂直変位によりブームに垂直振動が生じる状況を想定している。片輪乗り越し試験は、機体のローリングによりブームに垂直振動が生じる状況を想定している。なお、標準法（ISO 14131（2005））の試験方法に準拠し、薬液タンクは空の状態ですべての試験を行った。

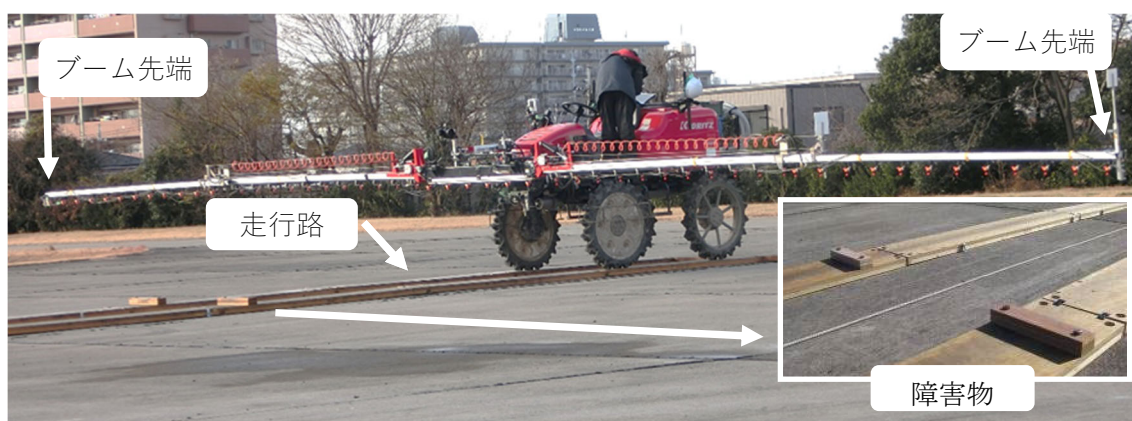


図 3-3 試験の様子と障害物

2) ほ場走行試験

障害物設置路面の走行試験は、ほ場の路面状態と比較して過不足な障害物である可能性がある。また、障害物設置路面は連続した起伏の入力に対応していない。そこで、次の2カ所のほ場において、開発装置の振動抑制効果を確認した。北海道空知郡南幌町に位置する農業生産法人（有）ほなみの麦収穫後の畑および鹿児島県大隅町に位置する笠木原営農組合の水田である。ほ場に作物があるため、超音波式変位センサなどの測定機器を用いて地表面との距離を測定できない。そこで、図 3-4 に示すように、ブームに画像処理マーカと高速度ビデオカメラ（カシオ計算機社製、EX-F1）を取付け、走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s で走行し、左ブーム先端の垂直振動を 300 fps（fps：frame per second（1秒当たりの画像フレーム数））で撮影した。麦収穫後の畑では、開発機、既存機とも同一の

走行路を走行した。水田では、ほ場が荒れるのを避けるため、同一ほ場内の別走行路を走行した。動画像解析用ソフトウェア（フォトロン社製，TEMA2D）を用いて，高速度ビデオカメラで撮影した動画を解析し，ブーム先端の垂直振動を算出した。障害物設置路面の走行試験と同様，標準法（ISO 14131（2005））に準拠し薬液タンクは空の状態で行った。



図 3-4 高速度ビデオカメラと画像処理マーカ

第 4 節 試験結果および考察

ブームの水平状態を垂直変位 0 mm とし，上方への変位をプラス，下方への変位をマイナスとして示す。試験結果のまとめとしてブームの垂直方向の振幅（最大値または最小値の絶対値のいずれか大きい値），全振幅（最大値－最小値）， SD （標準偏差）， IQR ，最大加速度を表 3-2 に示す。

垂直振動の評価値として，佐藤（1992）と標準法（ISO 14131（2005））は，振幅，全振幅， SD を用いていることから，本試験でもそれに準拠した。 SD はブームの垂直変位のばらつきを表し，小さな値であるほど，垂直変位が少ないことを示す。第 2 章で用いた IQR は，中央値付近にあるデータのばらつきの程度を示す代表値となることから，大きな変位のみではなく，比較的小さな変位に対する振動抑制効果を示す指標となる。この値が小さいほど，データのばらつきが小さいことを示す。最大加速度（最大値または最小値の絶対値のいずれか大きい値）は，ブーム先端に伝わる衝撃値の指標として用いた。ま

た、表 3-3 に固有振動数, ばね定数, 減衰係数, 実効値 (以下, *RMS*: *root mean square*), 2乗した波形と時間軸によって囲まれた面積 (以下, 2乗値の面積), 収束時間 (2乗した波形値が 10000 mm² 以上から 10000 mm² 以下になるまでの時間) を示す。*RMS* は, 時間信号の平均的な大きさ (強度) を表す量で, 計測していた時間における平均振動強度を示す。*RMS* の数値が大きいほど振動していることを示す。2乗値の面積は, *RMS* を算出する過程で算出される値で, 値が大きいほど振動していることを示すが, 計測時間の差異によって影響が生じる。収束時間は, 短いほど振動の収束が良いことを示す。

RMS は, 時刻 t (s) におけるブーム先端の変位 y (m) とおくと, 式 3-1 となる。

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{T} \int_{t_1}^{t_2} y(t)^2 dt} \quad (\text{式 3-1})$$

ここで 10000 mm² 以上になる時刻を t_1 , 10000 mm² 以下になる時刻 t_2 とした。

2乗値の面積は, 式 3-2 から算出した。

$$\int_{t_1}^{t_2} y(t)^2 dt \quad (\text{式 3-2})$$

t_1 と t_2 は, *RMS* と同様の時刻を用いた。

表 3-2 ブームの垂直変位および最大加速度（試験結果の概要）

走行路	供試機	走行速度 (m/s)	振幅 (mm)	全振幅 (mm)	<i>SD</i> (mm)	<i>IQR</i> (mm)	最大加速度 (m/s ²)		
障害物 走行試験	両輪 乗り越し	開発機	0.5	162	293	33	21	13.2	
			1.0	167	309	39	31	20.8	
	既存機	0.5	257	502	64	42	30.0		
		1.0	486	887	117	38	73.7		
	片輪 乗り越し	開発機	0.5	631	1035	170	78	27.5	※
			1.0	592	987	146	37	31.8	※
既存機	0.5	600	1029	136	52	27.0	※		
	1.0	491	909	117	52	48.8			
ほ場 走行試験	畑 走行試験	開発機	0.5	73	141	25	33	—	
			1.0	163	310	48	62	—	
	既存機	0.5	75	146	28	40	—		
		1.0	255	395	50	56	—		
	水田 走行試験	開発機	0.5	112	192	28	33	—	
			1.0	446	810	92	70	—	
既存機	0.5	86	141	23	29	—			
	1.0	77	143	25	34	—			

※：オーバーレンジした試験区

表 3-3 振動波形の特性を表すパラメータ (試験結果の概要)

走行路	供試機	走行速度 (m/s)	固有振動数 (Hz)	ばね定数 (N/m)	減衰係数 (N・s/mm)	<i>RMS</i> (mm)	2乗値の 面積 (s・mm ²)	収束時間 (s)
両 輪 乗 り 越 し	開 発 機	0.5	1.3	494.7	1.9	84.4	1.3×10^7	3.5
		1.0	1.3	515.9	0.1	91.2	1.6×10^7	3.8
	既 存 機	0.5	1.2	401.7	0.8	120.3	5.2×10^7	7.2
		1.0	1.2	401.7	1.4	205.0	2.0×10^8	9.7
片 輪 乗 り 越 し	開 発 機	0.5	0.7	157.6	1.4	246.4	4.3×10^8	14.2
		1.0	0.8	180.6	1.7	264.6	3.2×10^8	9.0
	既 存 機	0.5	0.8	190.3	1.1	259.1	2.7×10^8	8.0
		1.0	0.8	190.3	1.8	215.7	1.9×10^8	8.4

1. 障害物設置路面の走行試験

1) 両輪乗り越し試験

ブームの垂直変位データの要約を図 3-5 に箱ひげ図として示す。箱ひげ図は、四分位数を用いてデータのばらつきを表現する。横軸に時間 s 、縦軸に垂直変位 mm をとった両輪乗り越し試験における左ブーム先端の時系列振動を図 3-6 に示す。

走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に比べ、振幅は約 37% 、全振幅は約 42% 抑制した。 SD 、 IQR はともに約 50% 抑制した。走行速度 $1.0 m/s$ では、開発機は既存機に比べ、振幅、全振幅ともに約 65% 抑制した。 SD は約 67% 、 IQR は約 17% 抑制した (表 3-2, 図 3-5)。最大加速度による衝撃値を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に比べ、 56% 抑制した。走行速度 $1.0 m/s$ では、開発機は既存機に比べ、 71% 抑制した。統計解析ソフトウェア R を用いて周波数解析を行った。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz 、横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図 3-7 に示す。各グラフのピーク値が分かるように、各グラフの縦軸のスケールを個別に設定し、この図のピーク値から固有振動数を求めた。パワースペクトル密度とは、単位周波数幅 ($1 Hz$ 幅) 当たりのパワー値として表現するスペクトル関数である。固有振動数を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ および $1.0 m/s$ において、開発機は既存機と概ね同等だった。ばね定数を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ および $1.0 m/s$ において、開発機は既存機に対して増加した。減衰係数を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して増加した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の減衰係数は既存機に対して低減した。 RMS を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 30% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の RMS は既存機に対して約 55% 低減した。 2 乗値の面積を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 76% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の 2 乗値の面積は既存機に対して 92% 低減した。収束時間を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 51% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 61% 低減した。

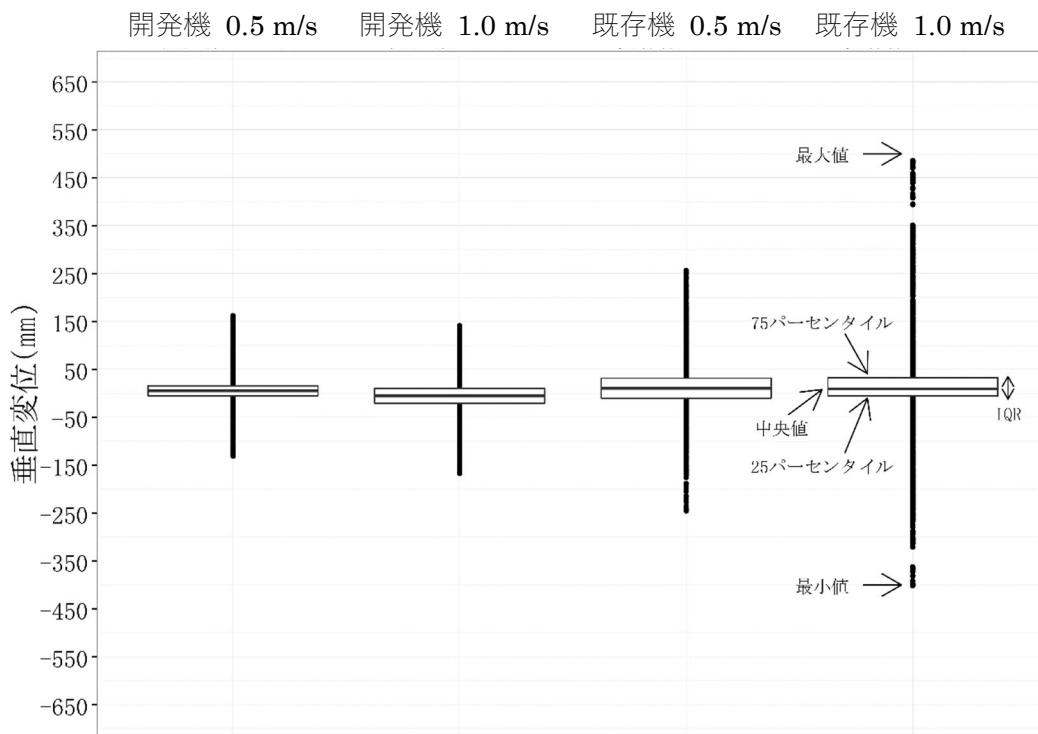


図 3-5 両輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位

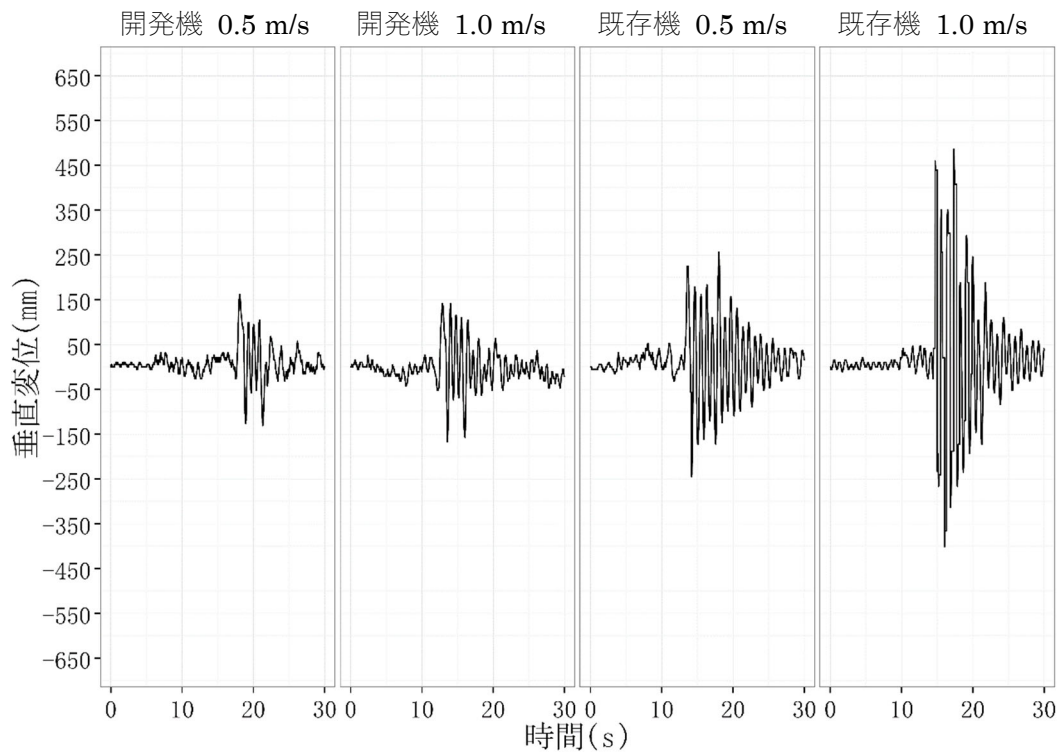


図 3-6 左ブーム先端の時系列振動 (両輪乗り越し試験)

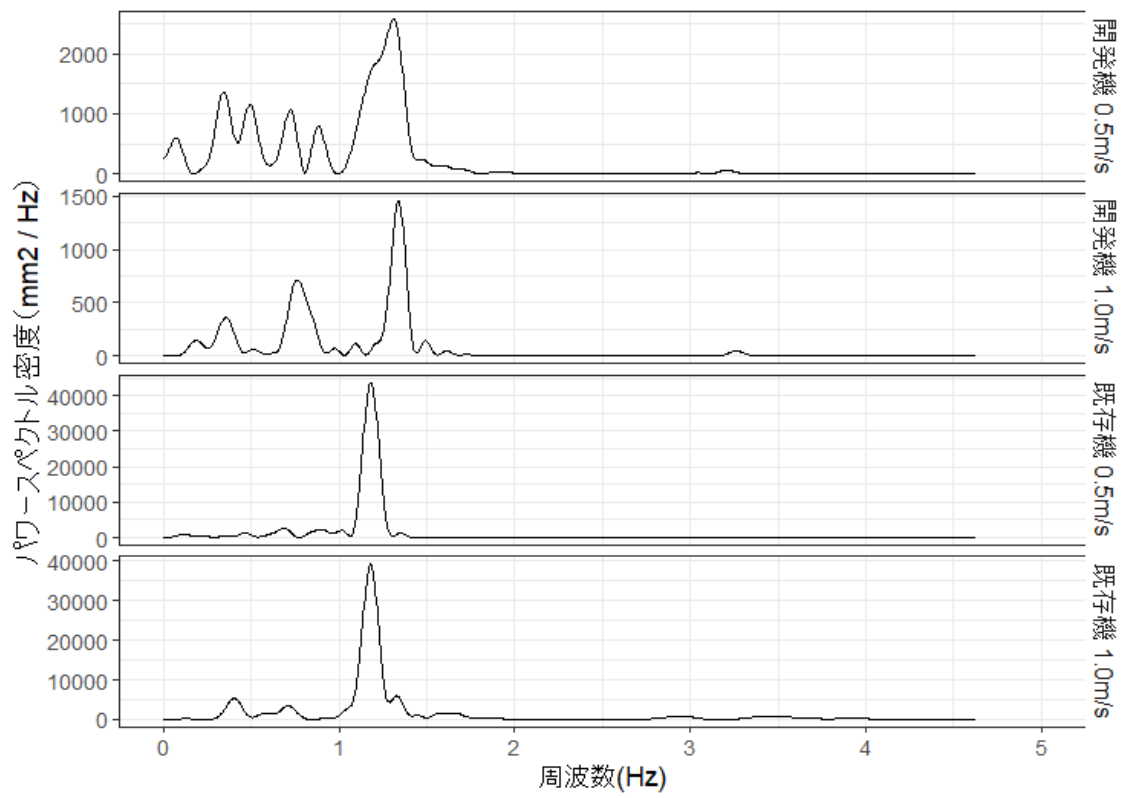


図 3-7 周波数解析の結果（両輪乗り越し試験）

2) 片輪乗り越し試験

片輪乗り越し試験における垂直変位の結果を図 3-8 に示す。横軸に時間 s 、縦軸に垂直変位 mm をとった片輪乗り越し試験における左ブーム先端の時系列振動を図 3-9 に示す。開発機の振幅、全振幅は既存機と概ね同等で、超音波式変位センサヘッドの測定レンジを超える変位となり振動を抑制しなかった。また、開発機の SD は既存機より大きかった。最大加速度による衝撃値を比較すると、走行速度 0.5 m/s において、開発機は既存機と同等であった。走行速度 1.0 m/s では、開発機の最大加速度は既存機に対して約 35% 抑制した。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz 、横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図 3-10 に示す。各グラフのピーク値が分かるように、各グラフの縦軸のスケールを個別に設定した。ピーク値から求めた固有振動数、ばね定数および減衰係数は、走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s において概ね同値となった。 RMS を比較すると、走行速度 0.5 m/s において、開発機は既存機に対して約 5% 低減した。走行速度 1.0 m/s において、開発機の RMS は既存機に対して約 23% 増加した。 2 乗値の面積を比較すると、走行速度 0.5 m/s において、開発機は既存機に対して約 61% 増加した。走行速度 1.0 m/s において、開発機の 2 乗値の面積は既存機に対して 62% 増加した。収束時間を比較すると、走行速度 0.5 m/s において、開発機は既存機に対して約 78% 増加した。走行速度 1.0 m/s において、開発機の収束時間は既存機に対して約 8% 増加した。

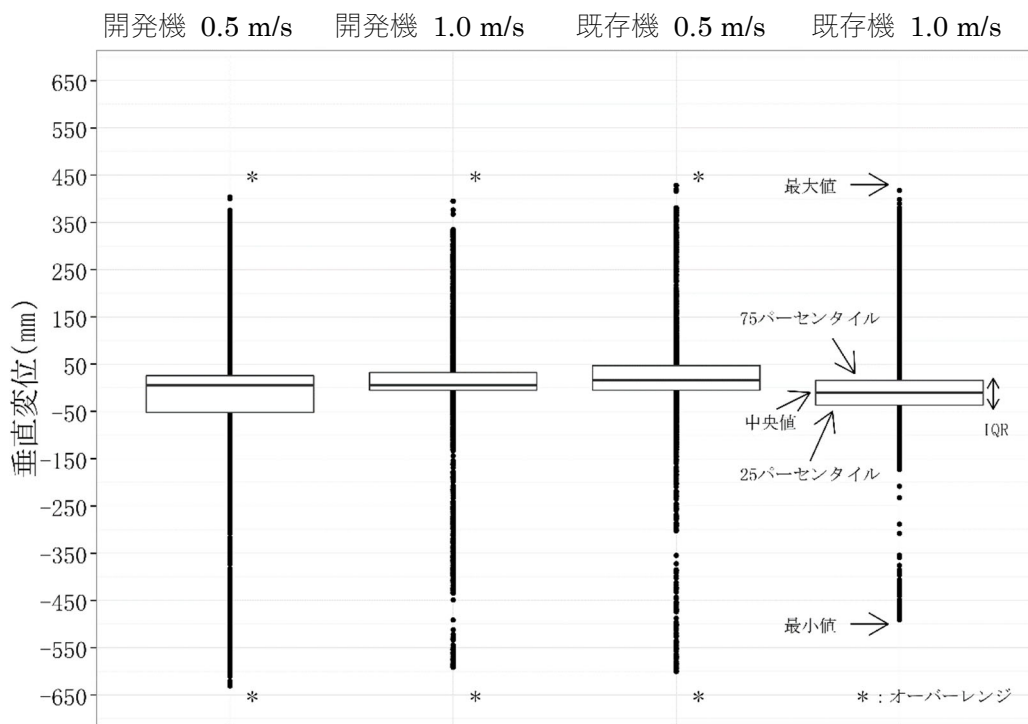


図 3-8 片輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位

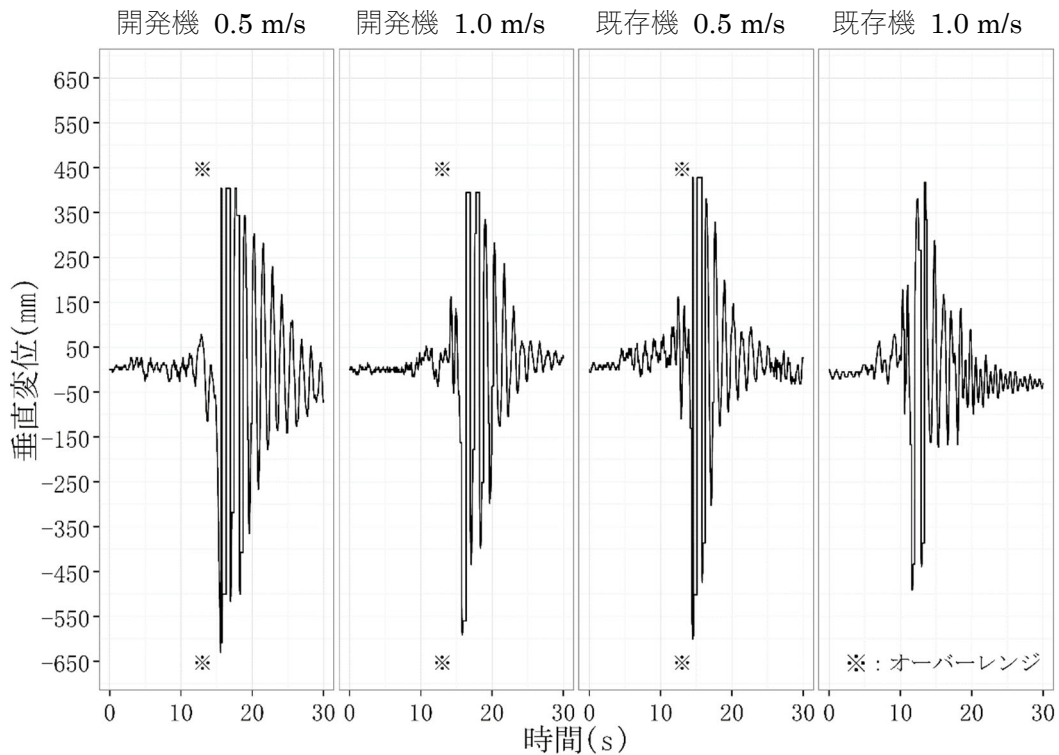


図 3-9 左ブーム先端の時系列振動 (片輪乗り越し試験)

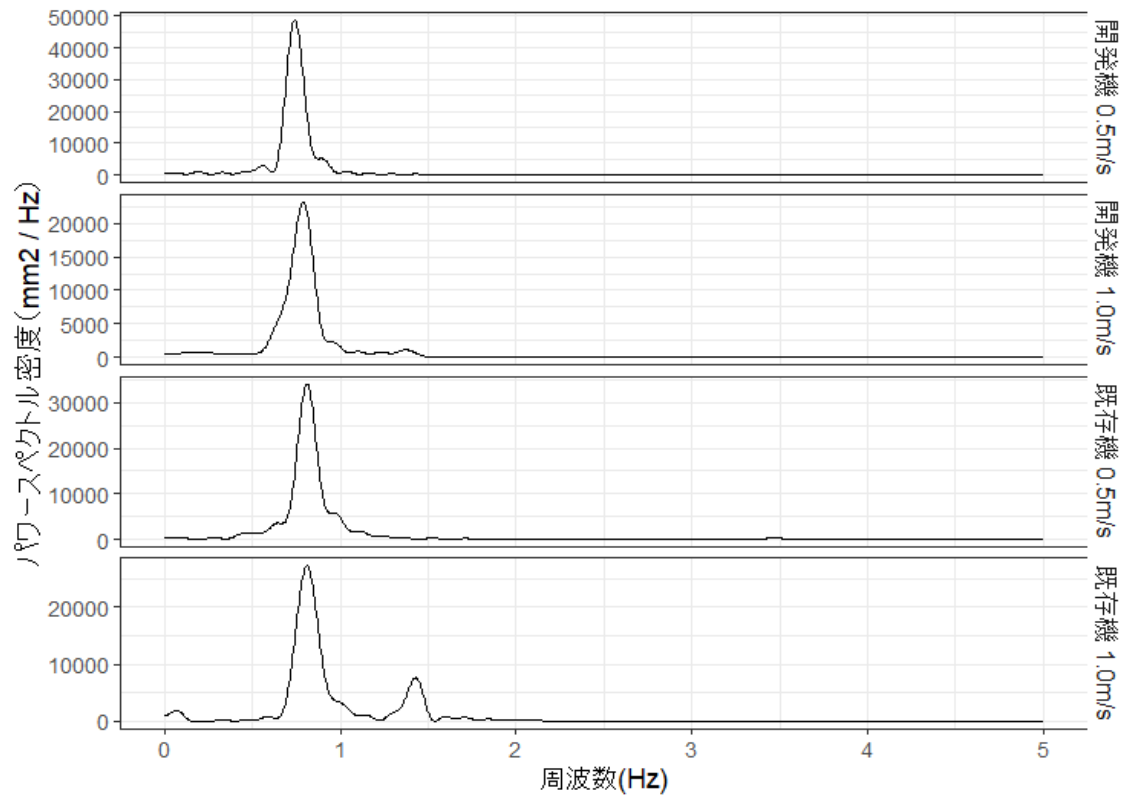


図 3-10 周波数解析の結果（片輪乗り越し試験）

2. ほ場走行試験

1) 畑走行試験

畑走行試験の垂直変位の結果を図 3-11 に示す。走行速度 0.5 m/s において、開発機の垂直変位は既存機と概ね同等で、抑制しなかった。走行速度 1.0 m/s において、開発機は上方への変位が減ったことから、振幅が既存機と比べて約 36 %、全振幅が約 22 %抑制し、*SD* は同程度であった。

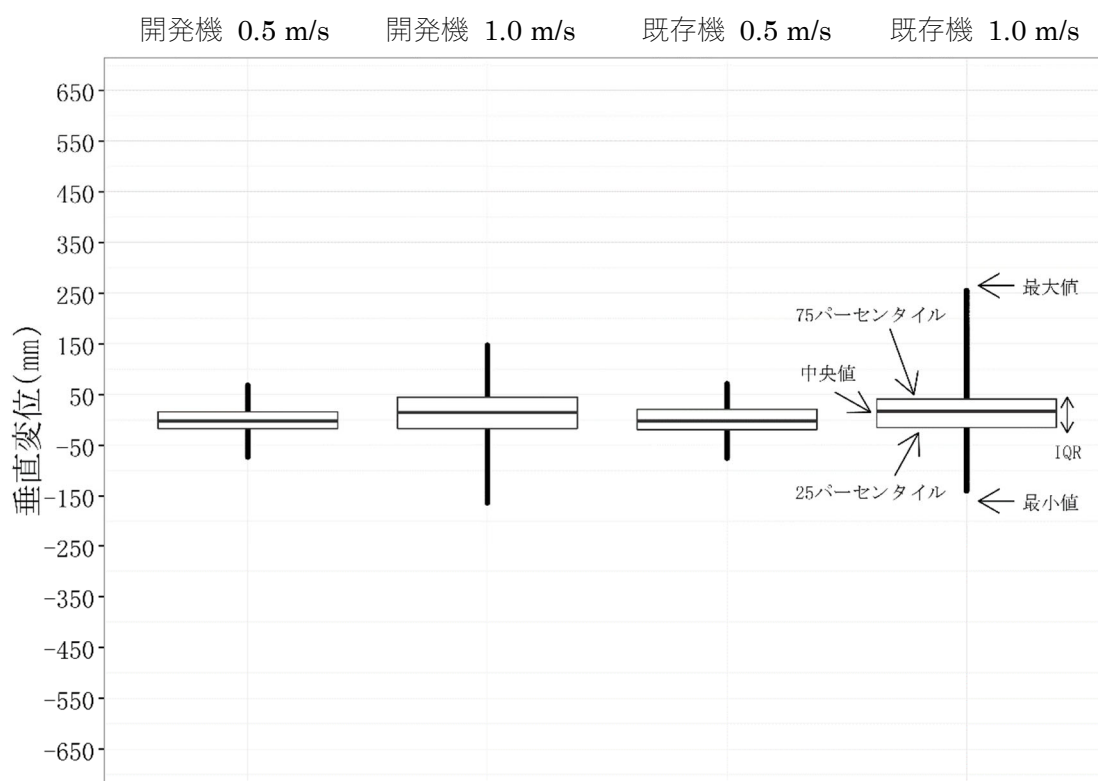


図 3-11 畑走行試験におけるブームの垂直変位

2) 水田走行試験

水田走行試験の垂直変位の結果を図 3-12 に示す。開発機は振動抑制効果を発揮せず、変位が増大した。走行速度 0.5 m/s において、開発機は既存機と比べて振幅 30 %、全振幅 36 %増大した。 SD は約 23 %、 IQR は約 14 %増大した。走行速度 1.0 m/s において、開発機は既存機と比べて振幅 479 %、全振幅 466 %増大した。 SD は 273 %、 IQR は 106 %増大した。横軸に時間 s、縦軸に垂直変位 mm をとった左ブーム先端の時系列振動を図 3-13 に示す。開発機は、ブームの振動の収束に時間を要し、垂直振動が抑制しなかった。

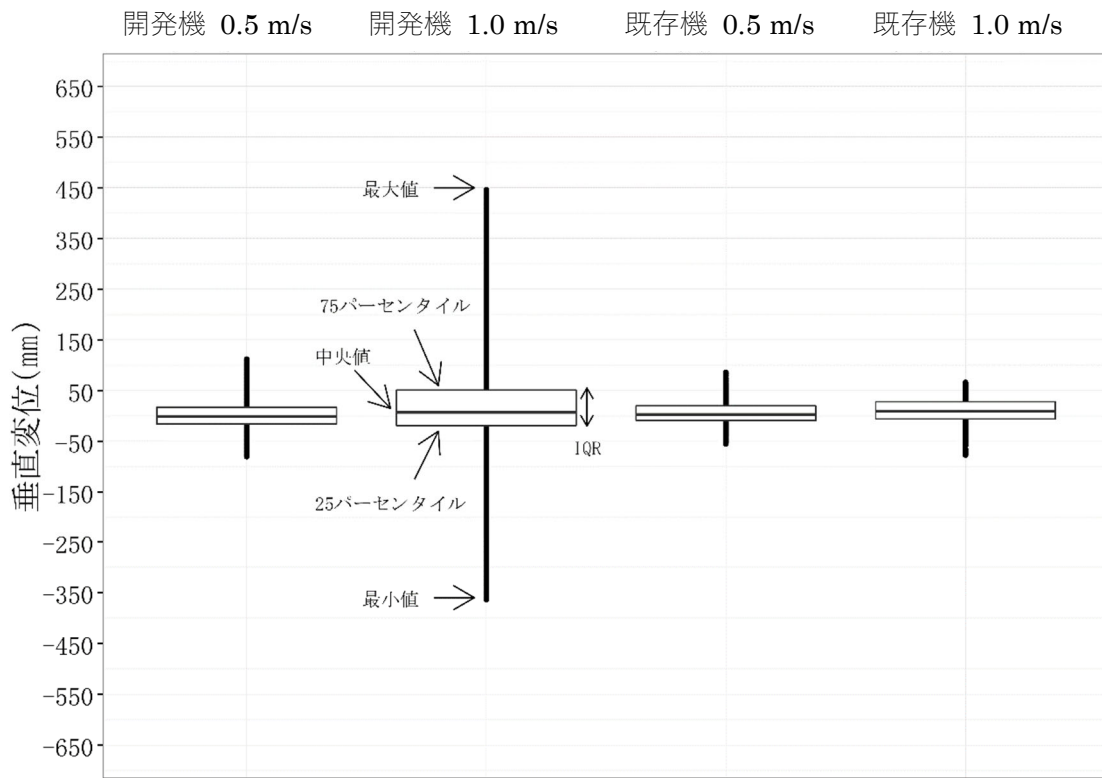


図 3-12 水田走行試験におけるブームの垂直変位

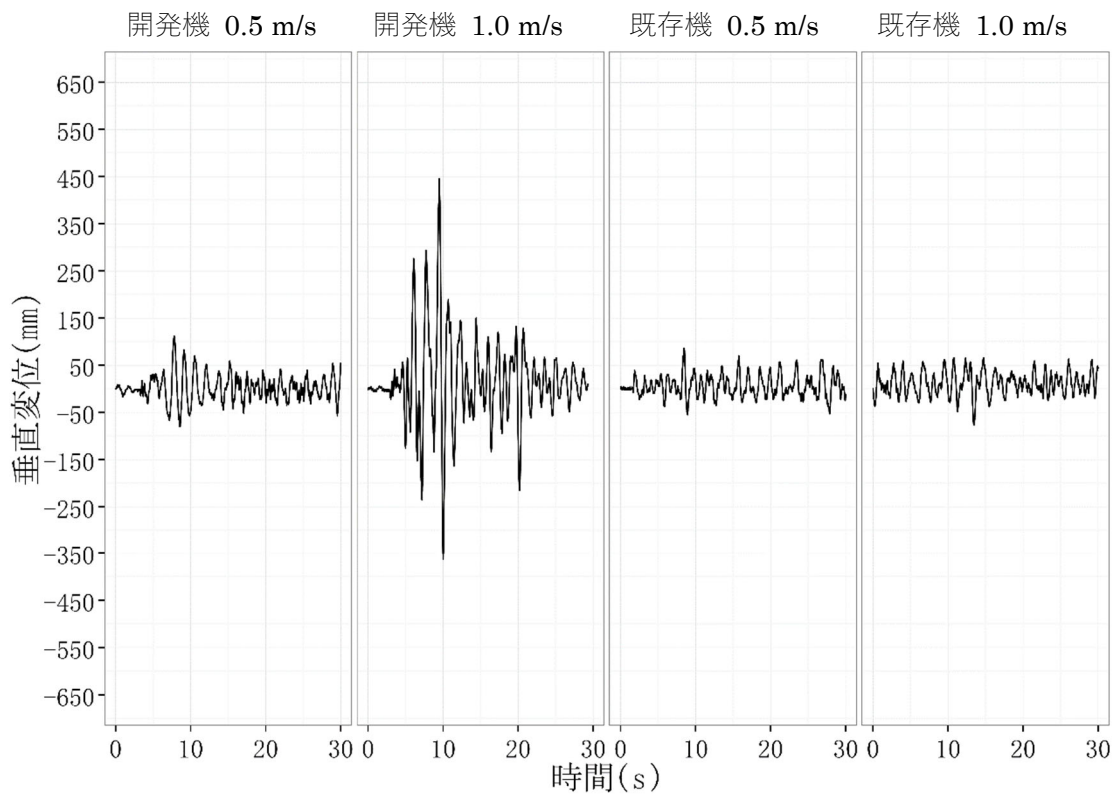


図 3-13 左ブーム先端の時系列振動（水田走行試験）

3. 考察

本試験結果から、開発機は両輪のタイヤから同時に入力される比較的大きな垂直変位に対して、ブームの垂直振動を抑制する。しかし、機体のローリングに起因するブームの垂直振動を抑制しないことが判明した。このことから、別途、ローリングに起因するブームの垂直振動に対する対策が必要である。以下に、その論拠を述べる。

両輪乗り越し試験において、開発機の振動抑制効果が発揮され、ブームの垂直変位は抑制した。また、最大加速度による衝撃値も低減した。これは、両輪のタイヤから同時に入力される垂直変位に対して、開発機のブーム振動抑制効果が示された結果といえる。周波数解析の結果、開発機は既存機と概ね同等の固有振動数であったが、パワースペクトル密度が、大幅に減少していることから、HPSの振動抑制効果を発揮したと考えられる。*RMS*で比較しても、走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s** において、開発機は既存機に対して平均振動強度が低下していることから、HPSの振動抑制効果を確認することができる。さらに、走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s** において、開発機は既存機に対して、収束時間を低減していることから、振動を抑制していることが分かる。収束時間が低減したことで、連続した障害物を乗り越す際にも、HPSの振動抑制効果があることが分かった。

片輪乗り越し試験において、開発機は振動抑制効果を発揮しなかった。片輪乗り越し試験は、ローリングに起因するブームの垂直振動が生じる状況を想定した試験である。試験結果から、ローリングが生じる状況下では、開発機はブームの垂直振動を抑制できないといえる。周波数解析の結果、開発機は既存機に対して固有振動数が変わらなかった。固有振動数の観点からも、振動抑制効果がないと考えられる。ばね定数および減衰係数の解析結果からも、振動が抑制していないことがわかった。*RMS*について、開発機と既存機を比較すると、走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s** において、平均振動強度が低下しなかった。さらに収束時間について開発機と既存機を比較すると、走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s** において、振動の収束時間が低下しないことから、開発機は連続した障害物を乗り越す際に、振動抑制効果がないことを確認した。

北海道の麦収穫後の畑走行試験において、走行速度 0.5 m/s では振動抑制効果を発揮しなかった（表 3-2, 図 3-11）。これは、障害物設置路面の走行試験に比べ、平坦なほ場条件であることから大きな垂直変位が生じにくかったためと推察する。走行速度 1.0 m/s において、振幅、全振幅を抑制した（表 3-2, 図 3-11）。これは株跡や路面の起伏などによって生じるブームの大きな垂直変位を抑制したためと推察する。*IQR* が低減しないことから、細かな振動に対して抑制効果はなかった（表 3-2, 図 3-9）。これらから、高速走行時などにおける比較的大きな垂直変位に対して抑制効果があることを示す結果である。

鹿児島県の水田走行試験において、開発機は振動抑制効果を発揮しなかった。水田走行試験結果は畑走行試験とは異なる結果となった。走行試験を撮影した動画を確認すると、特に開発機の走行速度 1.0 m/s の試験区は、他の試験区以上に機体に激しいローリングが生じており、これに起因するブームの垂直振動であることが分かった。これは、障害物設置路面の走行試験の片輪乗り越し試験と同様の傾向であった。障害物設置路面の走行試験結果と同様に、ほ場走行試験においても、別途にローリングに対する対策が必要であることを示す結果である。ただし、本試験は、同一ほ場内ではあるが、試験区ごとに別の走行路で行った試験結果であることから、路面の起伏などによる機体への垂直変位の入力が異なっていたと考えられる。開発機の走行速度 1.0 m/s の走行路は、他の試験区の走行路に比べ、ローリングが生じやすかったと推察され、他の試験区においても、ローリングが生じやすい路面を走行すれば、開発機と同様の結果になるものと予測される。これは、ベンチマーク試験として行った障害物設置路面の走行試験の片輪乗り越し試験結果からも推察されることである。

第 5 節 要約

ブームの垂直振動の抑制を目的にして、油空圧技術を用いたブーム垂直振動抑制装置 **HPS** を開発し、乗用管理機型ブームスプレーヤに搭載した。**HPS** を搭載した開発機を用いて障害物設置路面の走行試験および畑・水田のほ場走行試験を行い、下記の結果を

得た。

- 1) **HPS** は、両輪のタイヤから同時に入力される機体の垂直変位をブーム本体に伝達しない振動抑制機能を有する。
- 2) 両輪乗り越し試験および畑走行試験において、開発機ではブームの垂直振動が抑制された。
- 3) 片輪乗り越し試験および水田走行試験において、開発機では機体のローリングに起因するブームの垂直振動が抑制されなかった。
- 4) 3) を踏まえ、ブームの垂直振動を抑制するためには、別途に、ローリングへの対策が必要である。

第4章 機体のローリングに起因するブーム垂直振動抑制装置の開発

第1節 本章の目的

第2章で述べたように、乗用管理機型ブームスプレーヤの付着むらの主要な原因の1つがブームの振動である。付着むらを低減するためには、機体の垂直変位とローリングに対応できるブームの振動抑制装置が必要である。第3章では、機体の垂直変位に起因するブーム垂直振動の抑制を目指し、油空圧技術を用いたブーム垂直振動抑制装置 **HPS** を開発した。**HPS** を取り付けた乗用管理機型ブームスプレーヤでは、機体の垂直変位に起因するブーム振動を大幅に抑制できたものの、機体のローリングに起因するブーム振動を抑制することはできなかった。そこで本章では、乗用管理機型ブームスプレーヤのローリングに起因するブームの振動抑制を目指し、油空圧技術を用いたブーム垂直振動抑制装置（以下、ロールダンパ）を開発し、その効果について検討した。

第2節 ロールダンパの概要

ロールダンパを搭載した乗用管理機型ブームスプレーヤ（やまびこ社製、RVH60YH/120K）を図4-1に示す。第2章および第3章で用いた同一の機体を供試した。ロールダンパの概略を図4-2に、主要諸元を表4-1に示す。

ロールダンパは、複動油圧シリンダ、アキュムレータ、バルブブロックなどから構成され、水平調節バルブによってオペレータが任意に定めた水平方向の傾きを維持する。ブームに作用するロール角が最大 5° になると想定した場合、全長**15.6 m**のブーム先端での垂直変位は**680 mm**となり、リンク機構による増幅によって、ブームを水平にするためには複動油圧シリンダのストロークは**30 mm**必要である。ここでは、ローリングの回転方向の正転逆転を考慮する必要があることから複動油圧シリンダのストロークを **± 30 mm**とした。バルブブロックの最大流量は、バルブブロックに選定したバルブ類の最小定格流量に制限され**5 L/min**である。これは、複動油圧シリンダの**100 mm/s**のストロ

ーク動作時の流量である **4.2 L/min** に対応可能な流量である。アキュムレータのガス容積については、**500 ml** および **310 ml** の 2 つのアキュムレータを用いた予備試験の結果、両者とも十分な性能を確保できたことから、機体への搭載性を考慮して、**310 ml** のガス容積を採用した。ブーム先端の垂直変位を調整する速度は、ブームの剛性やガタなどにより数値が変動するものの、複動油圧シリンダのストローク動作速度が **100 mm/s** であることから、ブーム先端では **2050 mm/s** まで対応可能である。

ロールダンパは複動油圧シリンダと連結しているアキュムレータ内の窒素ガスが機体のローリングによって生じるブームの垂直振動を吸収し、その垂直振動をブーム先端に伝達しないようにする装置である。ロールダンパに使用する作動油は、**HPS** と同様に、乗用管理機型ブームスプレーヤで利用しているものをそのまま使用している。安価でシンプルな構成を目指し、受動的な振動抑制装置とした。変位センサ、加速度計などの各種センサ、それらを制御するコントローラ、アクチュエータなどを使用しない機構にしたことから、能動的な制御で生じる加振は生じない。



複動油圧シリンダ

アキュムレータ

図 4-1 ロールダンパを搭載した乗用管理機型ブームスプレーヤ

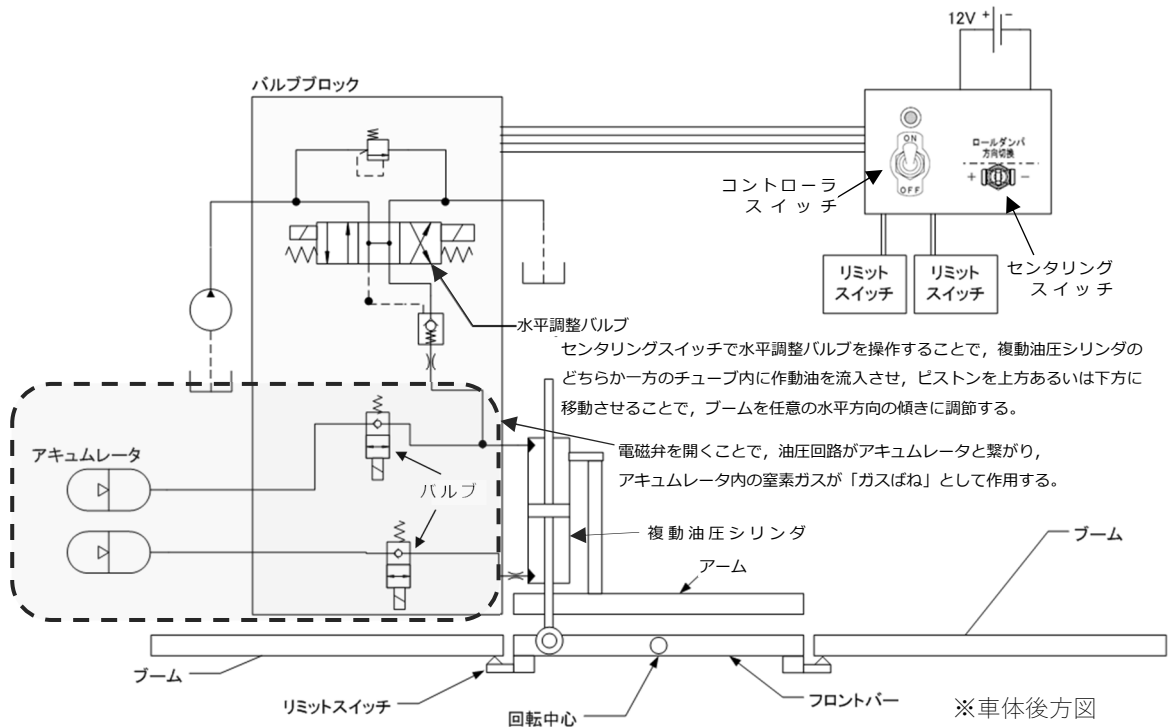


図 4-2 ロールダンパの概要図

表 4-1 ロールダンパの主要諸元

複動油圧シリンダ	シリンダ形式		複動式
	取付け長さ	(mm)	150
	チューブ内径	(mm)	φ35
	ロッド径	(mm)	φ12
	ストローク	(mm)	±30
	耐圧	(MPa)	10.3
	質量	(kg)	3
バルブブロック	最大流量	(L/min)	5
	質量	(kg)	5.9
アキュムレータ	ガス容積	(ml)	310
	最高使用圧力	(MPa)	6.86
	質量	(kg)	1

ロールダンパは、左右のブームの重量バランスを保つことで、機体のローリングに起因するブームの垂直振動を抑制する装置である。よって、片ブームでの散布作業には対応せず、左右のブームが全開時のみ作動する。そのため、左右のブームの全開を検知するリミットスイッチを設け、これを検知したときのみ、ロールダンパが作動する構造とした。

操作方法はオペレータの操作性を考慮し、既存の乗用管理機型ブームスプレーヤと同様である。ロールダンパの **ON/OFF** は、手元のコントローラスイッチで電磁弁の開閉を行う機構である。コントローラスイッチを **ON** にして電磁弁を開くことで、既存の油圧回路がアキュムレータと繋がる構造となる。このアキュムレータ内の窒素ガスがガスばねとなることで、ブームの垂直振動を吸収する構造である。傾斜地にも対応できるようにするため、任意の水平方向の傾きを調節するスイッチ（以下、センタリングスイッチ）を併設した。センタリングスイッチを操作することで、複動油圧シリンダのどちらか一方のチューブ内に作動油を流入させ、ピストンを上方あるいは下方に移動させることで、ブームを任意の水平方向の傾きに調節することができる。なお、リミットスイッチによるブーム全開を検知できない場合は、コントローラスイッチを **ON** にした場合でも、ロールダンパは作動しない。

第3節 ロールダンパ性能試験

開発したロールダンパの性能を調べるため、障害物設置路面の走行試験およびほ場走行試験を行った。

1. 供試機

ロールダンパを装着した乗用管理機型ブームスプレーヤにおいて、ロールダンパを **ON/OFF** にした同一機体で試験を行った。本章では、ロールダンパを **ON** にしたものを開発機、**OFF** にしたものを既存機と表記する。

2. 試験方法

1) 障害物設置路面の走行試験

走行試験と設置した障害物の様子を図 4-3 に示す。標準法 (ISO 22763 (2006)) の **Field track blocks** と標準法 (ISO 14131 (2005)) の試験方法を参考に、第 3 章の試験と同一の試験機材・試験方法で行った。

2) ほ場走行試験

革新工学センターの水田ほ場 (埼玉県鴻巣市) および北海道空知郡南幌町にある農業生産法人 (有) ほなみの水田で行った (図 4-4)。ほ場には作物があり、超音波式変位センサなどを用いて地表面との距離を測定できないことから、第 3 章の試験と同一の試験機材・試験方法で行った。なお、革新工学センターの水田ほ場走行試験は、荒起こし後、湛水したほ場で、稲を移植する前に実施した。

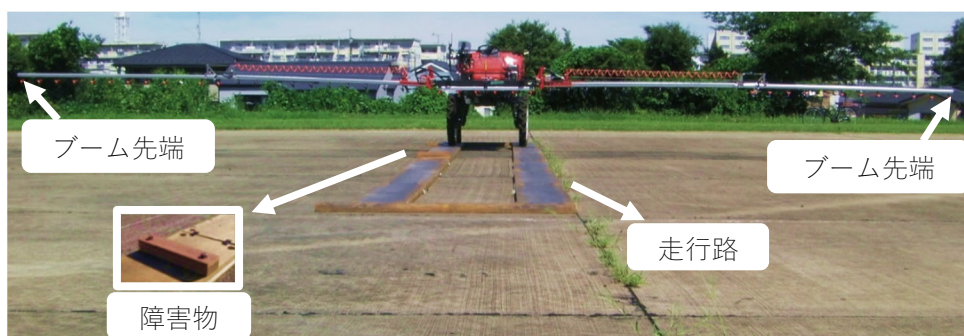


図 4-3 試験の様子と障害物



図 4-4 高速度ビデオカメラと画像処理マーカ

第 4 節 試験結果および考察

第 3 章と同様に、ブームの水平状態を垂直変位 0 mm とし、上方への変位をプラス、下方への変位をマイナスとして示す。試験結果を取りまとめ、第 3 章と同様に、ブームの垂直方向の振幅（垂直変位の最大値または最小値の絶対値のいずれか大きい値）、全振幅（最大値－最小値）、*SD*（標準偏差）、*IQR*、最大加速度を表 4-2 に示す。*SD* および *IQR* はブームの垂直変位のばらつきを示す。最大加速度（最大値または最小値の絶対値のいずれか大きい値）は、ブーム先端に伝わる衝撃値の指標として用いた。また、第 3 章と同様に表 4-3 に固有振動数、ばね定数、減衰係数、*RMS*、2 乗値の面積、収束時間（2 乗した波形値が 10000 mm² 以上から 10000 mm² 以下になるまでの時間）を示す。*RMS* は、式 3-1 を用いて算出した。2 乗値の面積は、式 3-2 を用いて算出した。

表 4-2 ブームの垂直変位および最大加速度（ロールダンパ試験結果の概要）

走行路	供試機	走行速度 (m/s)	振幅 (mm)	全振幅 (mm)	<i>SD</i> ^a (mm)	<i>IQR</i> ^b (mm)	最大加速度 (m/s ²)	
障害物 走行 試験	片輪 乗り 越し	開発機	0.5	528	904	96	36	13.7
			1.0	282	502	65	44	53.5
		既存機	0.5	600	1029	136	52	27.0
			1.0	491	909	117	52	48.8
	両輪 乗り 越し	開発機	0.5	150	271	40	34	22.5
			1.0	521	879	102	34	85.3
		既存機	0.5	257	502	64	42	30.0
			1.0	486	887	117	38	73.7
ほ場 走行 試験	革新工 学セン ター 水田	開発機	0.5	75	141	22	25	—
			1.0	341	576	75	69	—
		既存機	0.5	147	288	32	27	—
			1.0	474	920	145	158	—
	北海道 水田	開発機	0.5	89	138	26	33	—
			1.0	315	565	83	91	—
		既存機	0.5	65	120	23	34	—
			1.0	314	551	98	135	—

a: *Standard deviation*

b: *Inter quartile range*

※：オーバーレンジした試験区

表 4-3 振動波形の特性を表すパラメータ (試験結果の概要)

走行路	供試機	走行速度 (m/s)	固有振動数 (Hz)	ばね定数 (N/m)	減衰係数 (N · s/mm)	<i>RMS</i> (mm)	2乗値の 面積 (s · mm ²)	収束時間 (s)
片輪 乗り 越し	開発機	0.5	0.4	53.9	1.9	208.9	1.1 × 10 ⁸	4.9
		1.0	0.4	46.8	2.5	162.5	4.2 × 10 ⁷	3.2
	既存機	0.5	0.8	187.2	1.0	259.3	2.7 × 10 ⁸	8.0
		1.0	0.8	189.9	1.8	216.0	2.0 × 10 ⁸	8.4
両輪 乗り 越し	開発機	0.5	1.3	478.9	0.6	78.8	1.5 × 10 ⁷	5.0
		1.0	1.3	484.7	0.2	158.3	1.2 × 10 ⁸	10.7
	既存機	0.5	1.2	406.4	0.8	120.2	5.2 × 10 ⁷	7.2
		1.0	1.2	403.7	1.4	201.5	1.9 × 10 ⁸	9.5

1. 障害物設置路面の走行試験

第3章と同様に結果をまとめた。

1) 片輪乗り越し試験

ブームの垂直変位をまとめて図4-5に箱ひげ図として示す。横軸に時間 s 、縦軸に垂直変位 mm をとった左ブーム先端の時系列振動を図4-6に示す。走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に比べて振幅および全振幅が約 12% 抑制した。同様に SD は約 29% 、 IQR は約 30% 抑制した。走行速度 $1.0 m/s$ では、開発機は既存機に比べて振幅が約 43% 、全振幅が約 45% 抑制した。 SD は約 45% 、 IQR は約 17% 抑制した。速度別に比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ は $1.0 m/s$ に比べ振幅、全振幅ともに大きな値を示した。最大加速度による衝撃値を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に比べ、 49% 抑制した。一方、走行速度 $1.0 m/s$ では、開発機は既存機に比べ、 10% 増大した。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz 、横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図4-7に示す。パワースペクトル密度のピーク値から求めた固有振動数は、走行速度 $0.5 m/s$ および $1.0 m/s$ において、開発機は既存機に対して低減した。ばね定数も、固有振動数と同様に走行速度 $0.5 m/s$ および $1.0 m/s$ において低減した。減衰係数は走行速度 $0.5 m/s$ および $1.0 m/s$ においてそれぞれ増加した。 RMS を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 19% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の RMS は既存機に対して約 25% 低減した。2乗値の面積を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 60% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の2乗値の面積は既存機に対して 79% 低減した。収束時間を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 39% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の収束時間は既存機に対して約 62% 低減した。

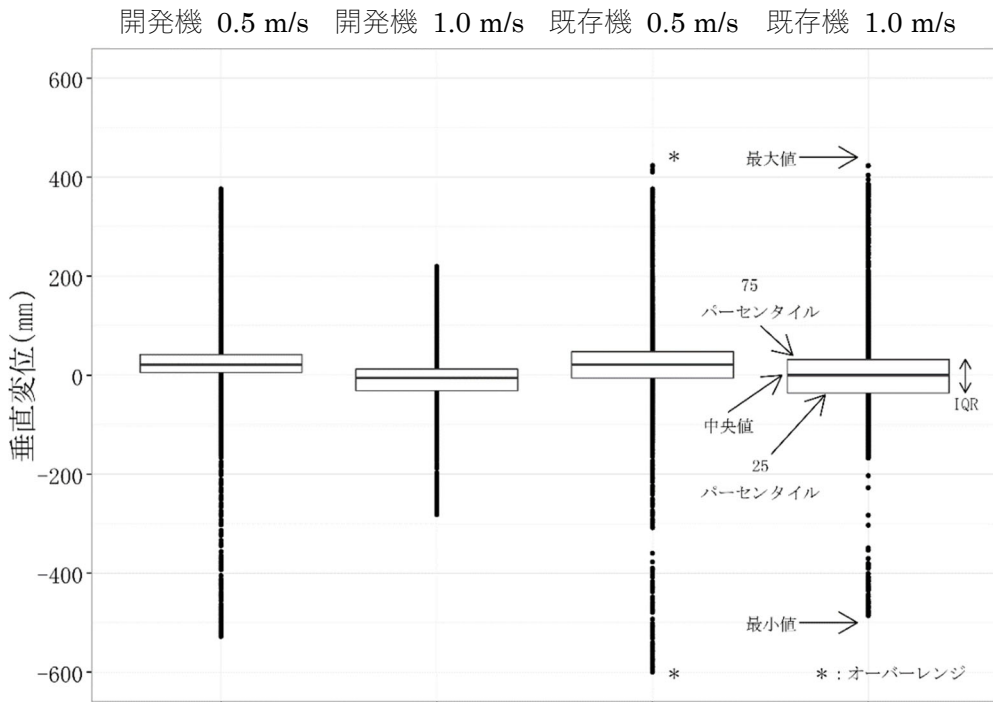


図 4-5 片輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位

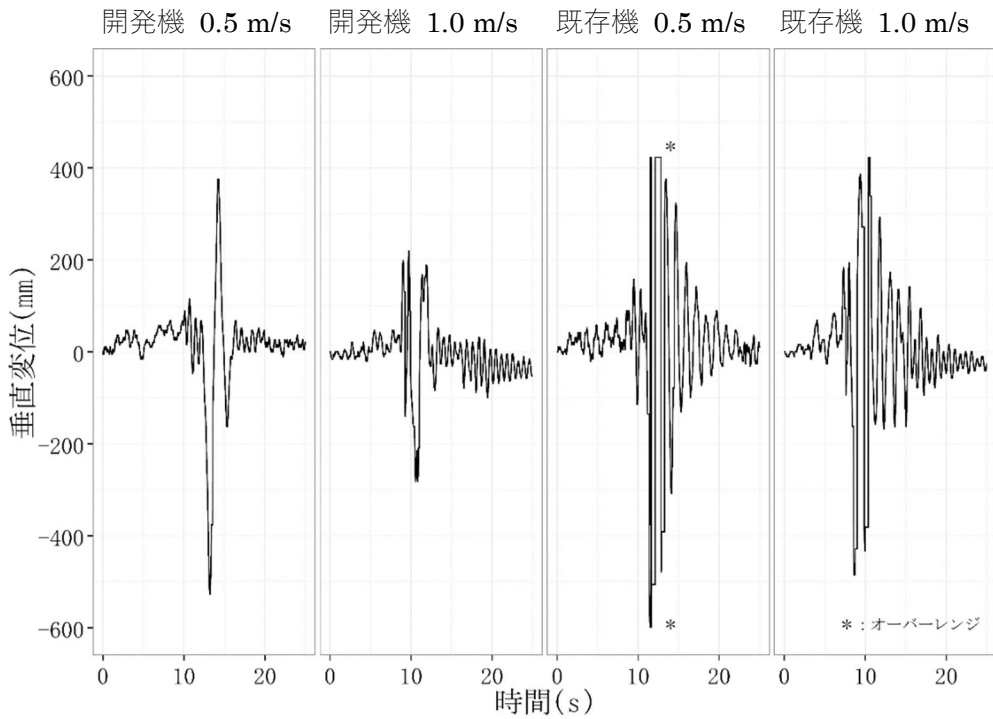


図 4-6 左ブーム先端の時系列振動 (片輪乗り越し試験)

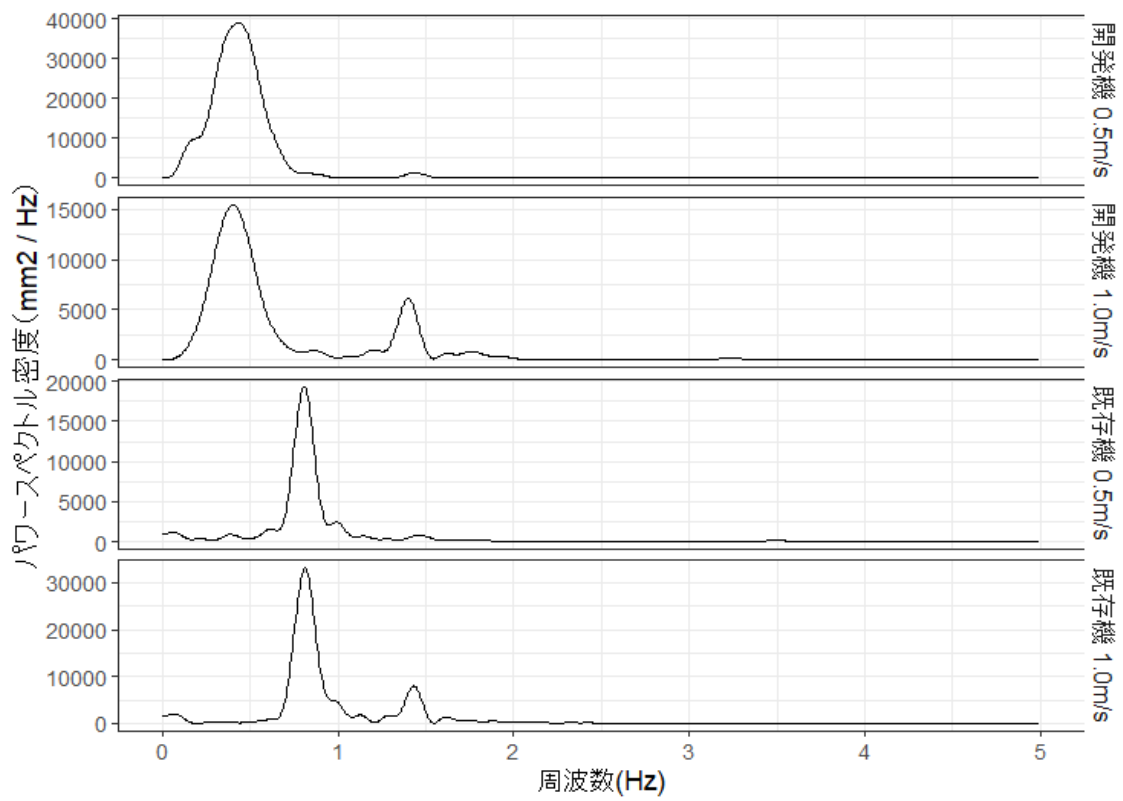


図 4-7 周波数解析の結果（片輪乗り越し試験）

2) 両輪乗り越し試験

両輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位の結果を図 4-8 に箱ひげ図で示す。横軸に時間 s 、縦軸に垂直変位 mm をとった左ブームの時系列振動を図 4-9 に示す。走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に比べ振幅が約 42% 、全振幅が約 46% 抑制した。同様に SD は約 38% 、 IQR は約 19% 抑制した。走行速度 $1.0 m/s$ では、開発機の垂直変位は抑制しなかった。開発機の振幅は約 7% 増加し、全振幅は約 1% 抑制した。同様に SD は約 13% 、 IQR は約 10% 抑制した。速度別に比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ では $1.0 m/s$ に比べ振幅、全振幅ともに小さな値となった。最大加速度による衝撃値を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して、 25% 抑制した。走行速度 $1.0 m/s$ では、開発機は既存機に対して、 16% 増大した。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz 、横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図 4-10 に示す。ピーク値から求めた固有振動数、ばね定数は、走行速度 $0.5 m/s$ および $1.0 m/s$ において概ね同値となった。減衰係数は走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機と既存機は概ね同値となった。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の減衰係数は既存機に対して低減した。 RMS について比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 35% 減少した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の RMS は既存機に対して約 22% 減少した。2乗値の面積について比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 71% 減少した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の2乗値の面積は既存機に対して約 36% 減少した。収束時間を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 31% 減少した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の収束時間は既存機に対して約 12% 増加した。

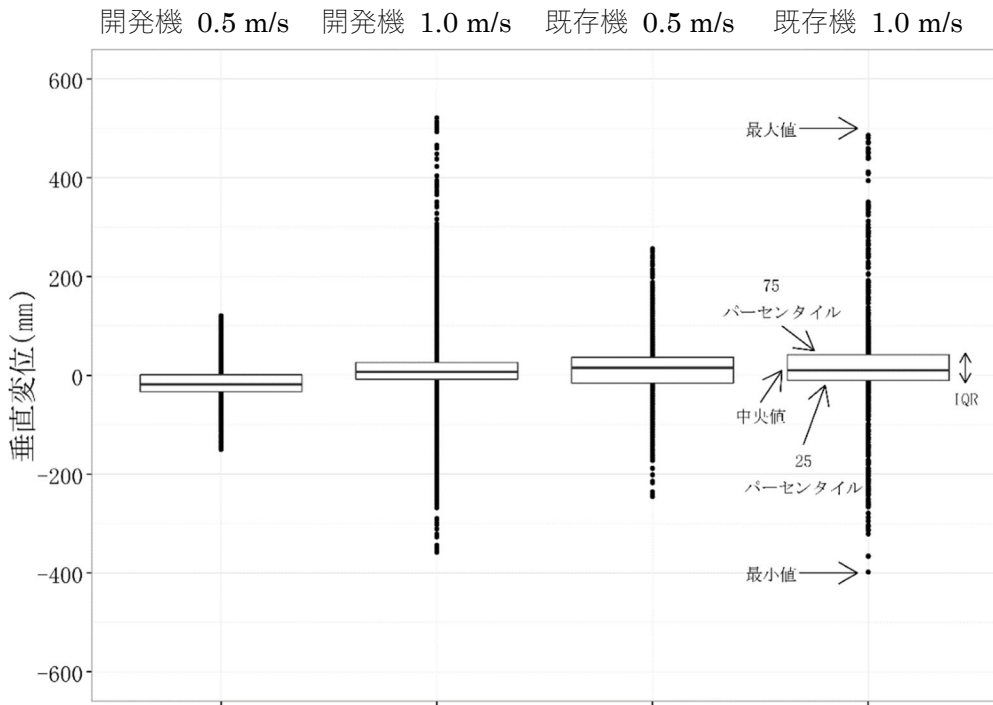


図 4-8 両輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位

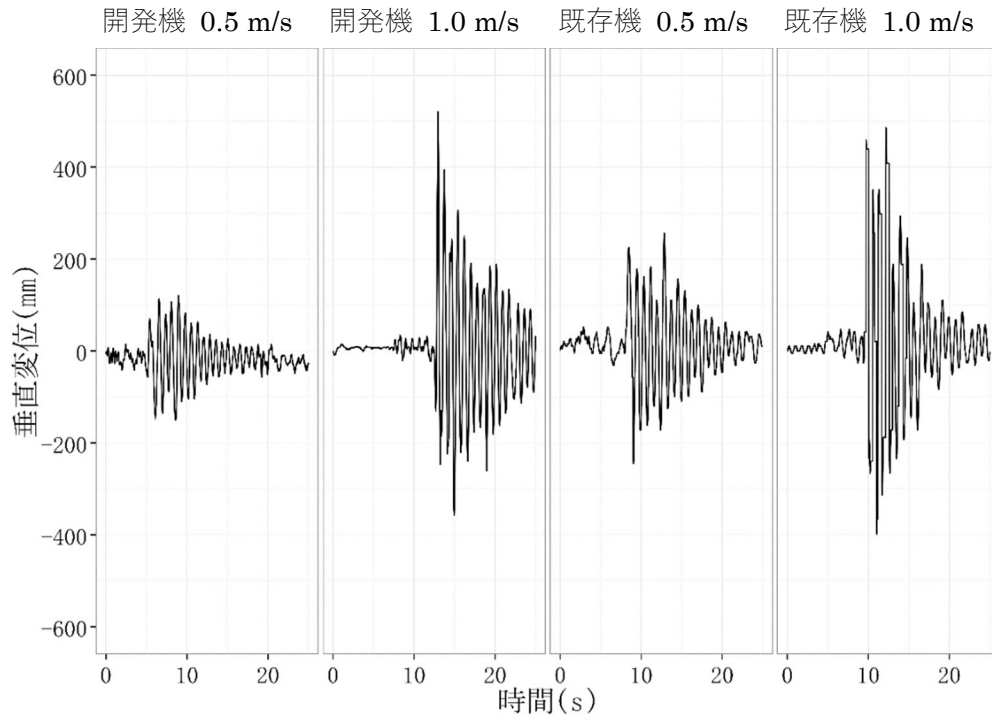


図 4-9 左ブーム先端の時系列振動（両輪乗り越し試験）

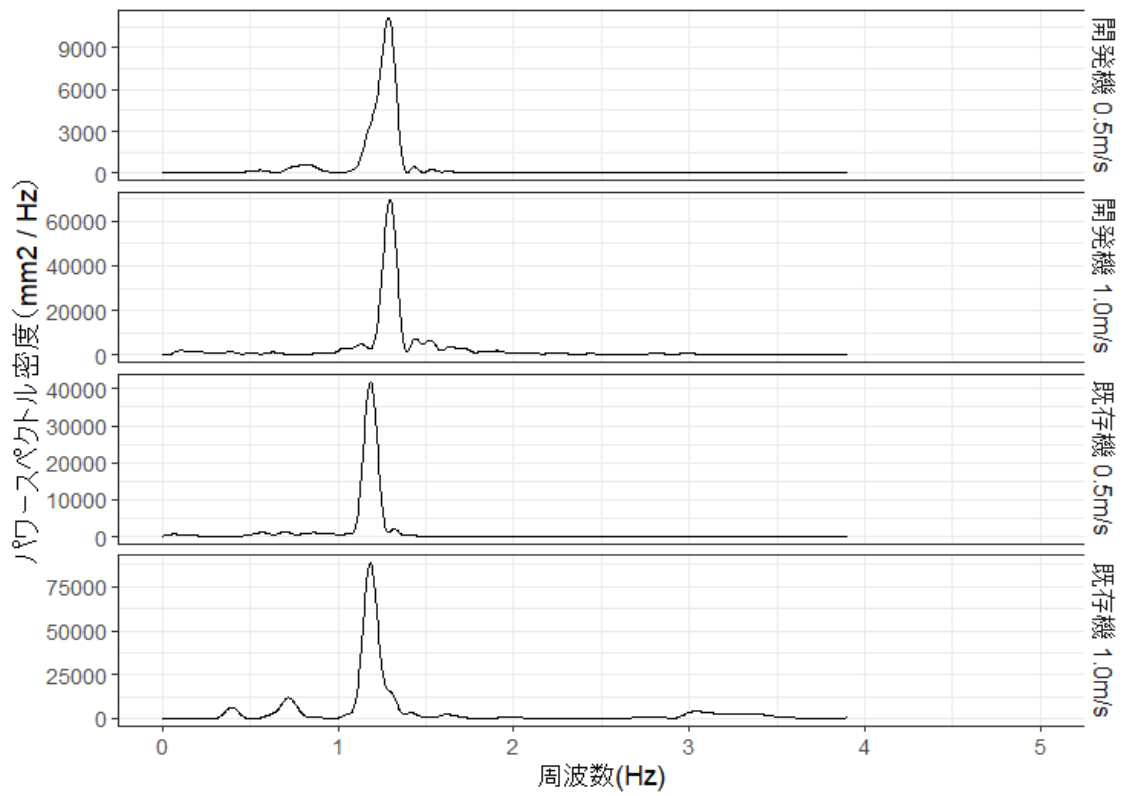


図 4-10 周波数解析の結果（両輪乗り越し試験）

2. ほ場走行試験

1) 革新工学センターの水田走行試験

革新工学センターの水田走行試験におけるブームの垂直変位を図 4-11 に箱ひげ図として示す。横軸に時間 s 、縦軸に垂直変位 mm をとった左ブーム先端の時系列振動を図 4-12 に示す。走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に比べて振幅が約 49% 、全振幅が約 51% 抑制した。同様に SD は約 32% 、 IQR は約 7% 抑制した。走行速度 $1.0 m/s$ では、開発機は既存機に比べて振幅が 28% 、全振幅が約 37% 抑制した。同様に SD は約 48% 、 IQR は約 56% 抑制した。

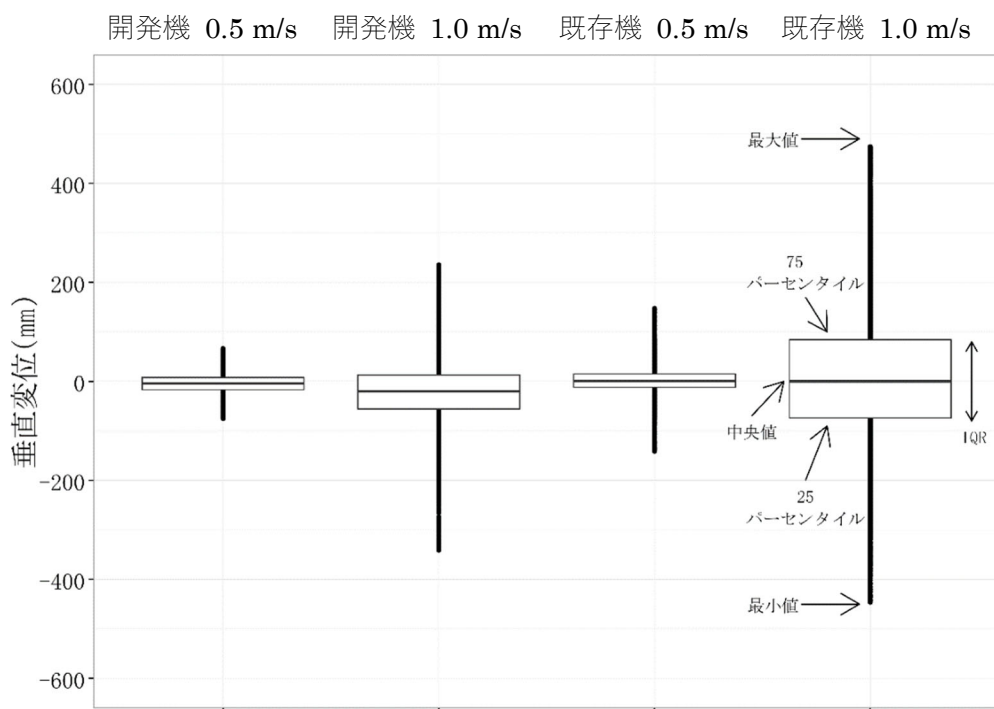


図 4-11 水田走行試験におけるブームの垂直変位 (革新工学センター)

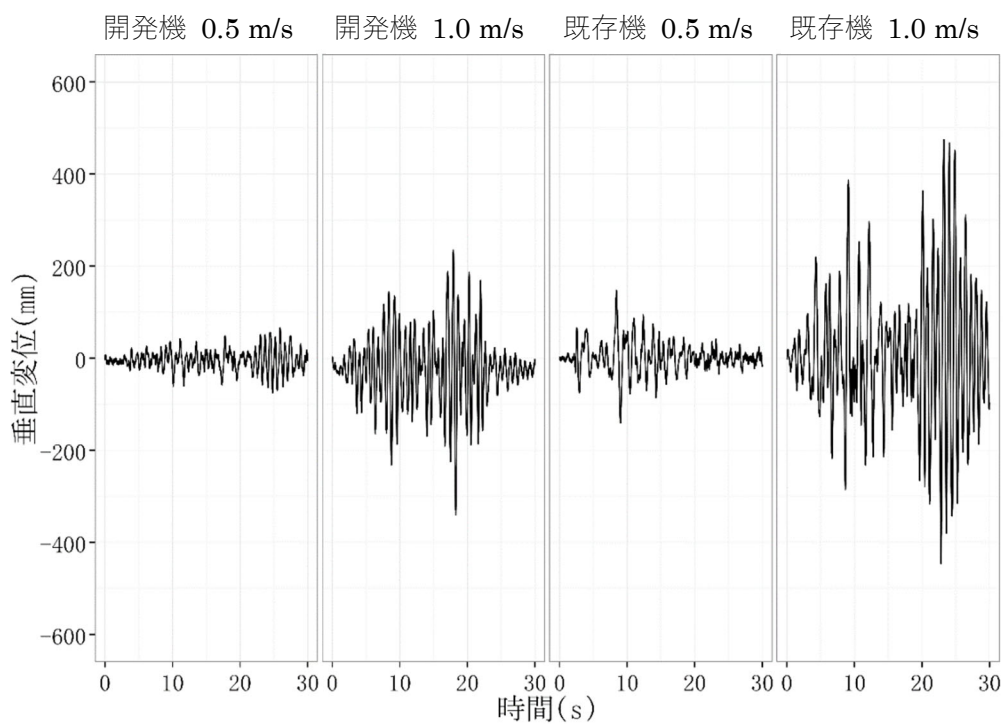


図 4-12 左ブーム先端の時系列振動（革新工学センター）

2) 北海道の水田走行試験

北海道の水田走行試験におけるブームの垂直変位を図 4-13 に箱ひげ図として示す。開発機は既存機に比べて垂直変位が抑制しなかった。走行速度 0.5 m/s において、開発機の振幅は約 37 %，全振幅は約 15 % 増大した。同様に *SD* は約 10 % 増大し，*IQR* は約 3 % 抑制した。走行速度 1.0 m/s において，開発機は既存機に比べて，振幅が同等，全振幅は約 3 % 増大した。*SD* は約 16 %，*IQR* は約 33 % 抑制した。横軸に時間 s，縦軸に垂直変位 mm をとった左ブーム先端の時系列振動を図 4-14 に示す。走行速度 0.5 m/s のとき，開発機は，23 s 辺りから，上方へ変位した後，0 mm に戻らずに，50 mm 付近を中心に振動が収まった。

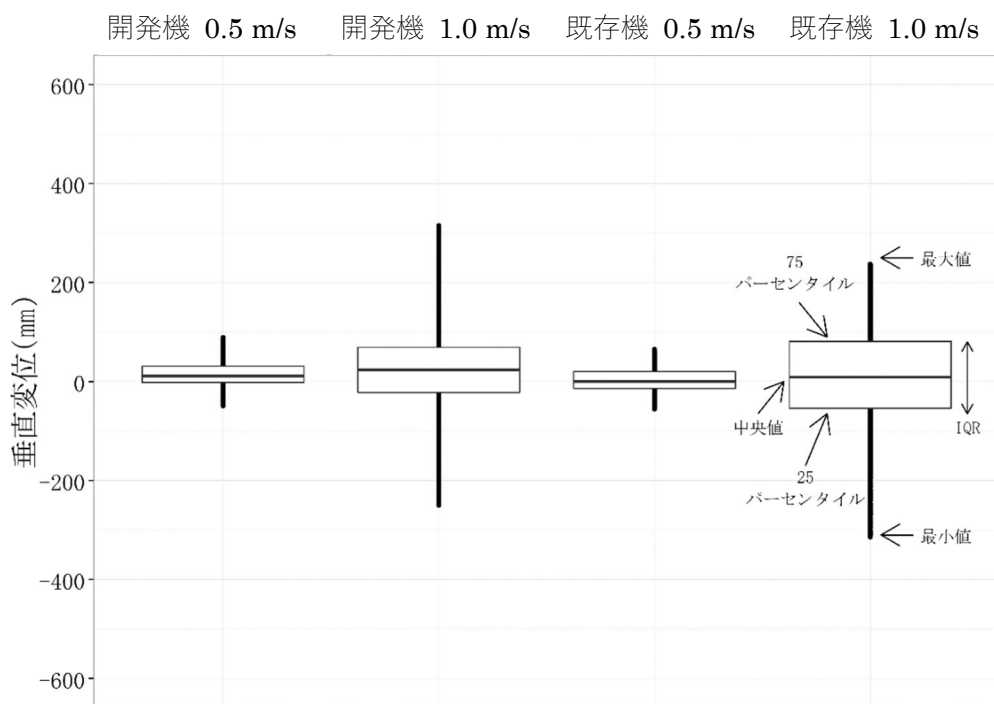


図 4-13 水田走行試験におけるブームの垂直変位（北海道）

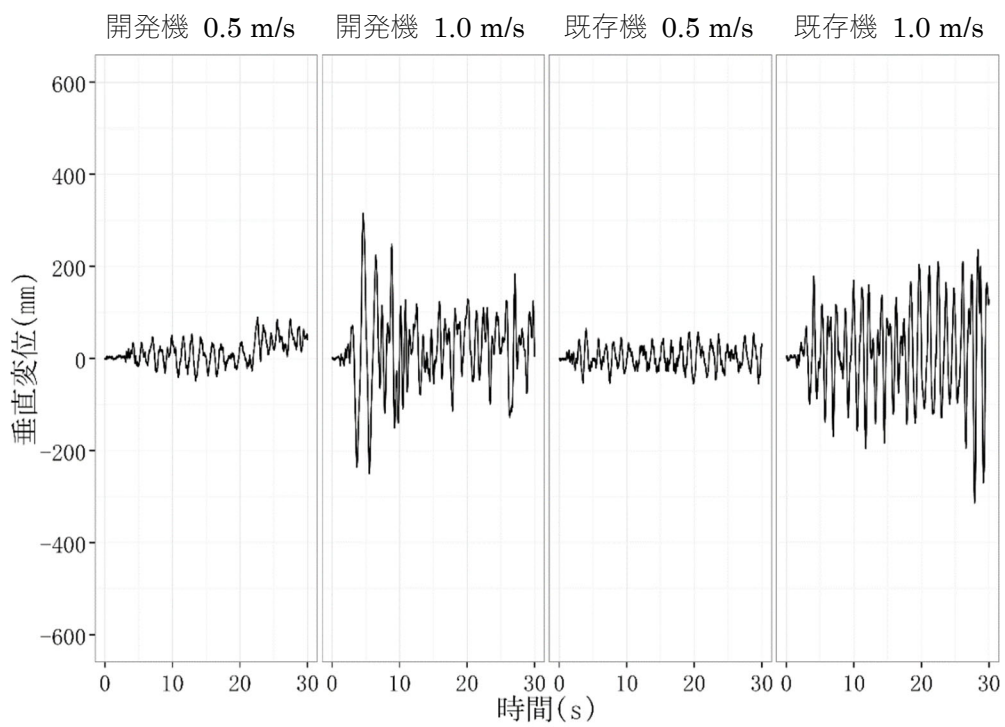


図 4-14 左ブーム先端の時系列振動（北海道）

3. 考察

本試験の結果から、開発機は機体のローリングに起因するブームの垂直振動を抑制できることが判明した。しかし、機体の垂直変位に起因するブームの垂直振動については、抑制できないことから、別途に対策が必要であることがわかった。

片輪乗り越し試験において、開発機の振動抑制効果が現れ、ブームの垂直振動が抑制した。片輪乗り越し試験は、機体にローリングが生じることを想定した試験で、機体のローリングに起因するブームの垂直振動の抑制効果を示す結果であった。車速の違いによって、垂直変位に差が生じ、走行速度 **0.5 m/s** の方が **1.0 m/s** より変位が大きかった。安部 (2012) は、車両の水平方向運動に伴う慣性力が車体の重心点に働くと、車体は慣性力が働く方向に傾くことになり、これをローリングと呼び、この運動は車両の水平方向の運動に伴って生じると述べている。これは、走行速度 **1.0 m/s** に比べて、走行速度 **0.5 m/s** で障害物を乗り越えた際に、車体の重心点に水平方向に働く力が長い時間作用したことで、大きくローリングしたためと推察する。周波数解析の結果、開発機は既存機に比べて固有振動数が低下した。CAE 技術者のための情報サイト (2019) によると、「振動源の周波数に対して少なくとも $1/\sqrt{2}$ 以下の固有振動数に、十分な振動抑制効果を得るには $1/3$ 以下の固有振動数になるようにする。」とあることから、固有振動数の観点からも、振動抑制効果があったと考えられる。固有振動数が低下したことはロールダンパが性能を発揮したことを示している。ばね定数の結果、片輪乗り越し試験（走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s**）において、ばね定数が低減したことから、振動を吸収したと考えられる。減衰係数の結果、片輪乗り越し試験（走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s**）において、減衰係数が増大し、振動を抑制した。これらのばね定数と減衰係数の関係については、図 2-16 のシミュレーション結果の波形からも確認できる。*RMS* で比較しても、走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s** において、開発機は既存機に対して、平均振動強度が低下していることから、ロールダンパの振動抑制効果を確認することができた。さらに、収束時間で比較すると、走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s** において、開発機は既存機に対して、収束時間

が低減していることから、振動を抑制していることが分かる。収束時間が低減したことで、連続した障害物を乗り越す際にも、ロールダンパの振動抑制効果があることが分かった。

両輪乗り越し試験において、開発機は走行速度 **0.5 m/s** では垂直振動が既存機よりも抑制したが、走行速度 **1.0 m/s** では振動抑制効果が見られなかった。このことから、機体の垂直変位に起因するブームの垂直振動の抑制については、別途の対策が必要であることが分かった。最大加速度による衝撃値は、走行速度 **0.5 m/s** では減少するものの、走行速度 **1.0 m/s** では増大した。両輪乗り越し試験は、機体およびブームに垂直変位が加わる状況を想定している。車速の違いによる垂直変位の差について、走行速度 **1.0 m/s** の方が既存機と比べて、振幅、全振幅ともに大きかった。本試験結果は、片輪乗り越し試験と異なり、横方向への運動による慣性力は生じにくいことからローリングが生じず、**1.0 m/s** の方が大きな変位を示したと推察する。周波数解析の結果、開発機は既存機と固有振動数が変わらなかった。固有振動数の観点からも、振動絶縁効果がないと考えられる。ばね定数および減衰係数の結果からも振動が抑制しないと考えられる。*RMS*で比較すると、走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s** において、開発機は既存機に対して、平均振動強度が低下していることから、ロールダンパの振動抑制効果を確認することができる。収束時間で比較すると、走行速度 **0.5 m/s** において、収束時間が低下するものの、一方、走行速度 **1.0 m/s** では収束時間が増加した。このことから、平均振動強度は低下するものの、収束時間が増加することで、開発機は両輪乗り越の際に、連続した障害物を乗り越す場合においても振動抑制効果がないことを確認した。さらに走行速度 **1.0 m/s** において、開発機は既存機に対して、振幅および最大振幅が増大していることから、開発機は両輪乗り越において振動抑制効果を発揮しないと考えられる。

革新工学センターの水田走行試験において、開発機の振動抑制効果が示され、ブームの垂直振動が抑制した。同一ほ場内ではあるが、試験区ごとに別の走行路で行った試験結果であり、路面の起伏などによる機体への入力が変わっていたことを考慮する必要がある。

障害物設置路面の走行試験において、開発機は機体のローリングに起因するブームの垂直振動について抑制効果を示したことから、ほ場もローリングが生じやすい路面状態であり、振動抑制効果が現れたと推察する。

しかし、北海道の水田走行試験において、開発機の振動抑制効果は見られなかった。この試験も同一ほ場内ではあるが、試験区ごとに別の走行路で行ったことから、路面の起伏などによる機体への入力が変わっていたことを考慮する必要がある。障害物設置路面の走行試験結果を踏まえると、本試験結果は、両輪乗り越し試験結果と類似な路面状態であったものと推察する。これは、ほ場においても、機体の垂直変位が生じる状況下では、開発機のロールダンパは機能しないことを示すものである。走行速度 **0.5 m/s** のとき、開発機では、途中から波形が **0 mm** に戻らず、**50 mm** 付近を中心に振動した（図 4-12）。この現象は、ロールダンパの複動油圧シリンダおよびホース内壁における作動油の摩擦抵抗などにより、アキュムレータでその振動を吸収できなかったことにより生じたものと考えられる。比較的小さな変位の入力のときにこのような現象が見られることから、大きな変位の入力になると衝撃力が摩擦抵抗より大きくなるので、このような現象は生じにくい。改善策として、ロールダンパおよびブーム回動部などに対して、さらなる摩擦抵抗低減対策が期待される。

第5節 要約

機体のローリングに起因するブームの垂直振動抑制を目的に、油空圧技術を用いたロールダンパを開発し、乗用管理機型ブームスプレーヤに搭載した。ロールダンパを搭載した開発機を用いて障害物設置路面の走行試験および水田ほ場走行試験を行い、次の結果を得た。

- 1) ロールダンパは、機体のローリングに起因するブームの垂直振動を吸収して、振動をブームに伝達しない機能を有する。
- 2) 片輪乗り越し試験および革新工学センターの水田走行試験結果から、ロールダンパ

はローリングに起因するブームの垂直振動を大幅に抑制した。

- 3) 両輪乗り越し試験および北海道の水田走行試験結果から、ロールダンパは両輪に同時に生じる機体の垂直変位に対しては振動抑制効果がなく、ブームの垂直振動を抑制しなかった。
- 4) 3) を踏まえ、機体の垂直変位に起因するブームの垂直振動を抑制するためには、別途の対策が必要である。

第5章 乗用管理機型ブームスプレーヤの高剛性ブームの開発

第1節 本章の目的

速い作業速度でもブームの垂直振動が少ない乗用管理機型ブームスプレーヤの開発を目指し、油空圧技術を用いて制御するブーム垂直振動抑制装置（HPS とロールダンパ）の振動抑制性能について調査した。前章までに述べたように、これらの装置を用いても、ブームの剛性が低いために、障害物を乗り越す際にブームが大きくたわみ、ブームが振動してしまうことが分かった。

そこで、本章では、ブーム構造に着目し、水平振動および垂直振動の抑制を可能とする新たな3種類の高剛性ブームを開発し、その性能について検討した。

第2節 トラスブームおよび高剛性スライドブームの概要

前章で供試した乗用管理機型ブームスプレーヤに装着できる以下の3種類の高剛性ブームを開発した。トラスブーム（先細）を搭載した乗用管理機型ブームスプレーヤ（やまびこ社製，RVH60YH/120K）を図5-1に、開発した3種類の高剛性ブーム①トラスブーム（両端同形）、②トラスブーム（先細）、③高剛性スライドブームおよび既存スライドブームの概略（いずれもブーム片側）を図5-2に、それらのブームの主要諸元を表5-1に示す。断面2次モーメントを曲げモーメントに対する強さを表す評価値の1つとして用いた。断面2次モーメントは、3次元CAD設計ソフトウェア（ソリッドワークス・ジャパン社製，SOLIDWORKS Premium）の断面特性を求める機能を用いて算出した。

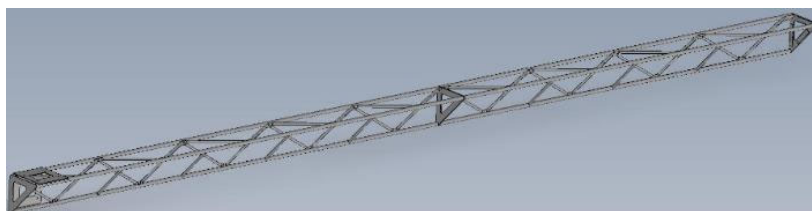
①トラスブーム（両端同形）および②トラスブーム（先細）は、ともにトラス構造を用いて剛性を増したブームである。①トラスブーム（両端同形）は、先端と末端の断面が同形状のタイプであり、既存スライドブームに対して質量が約85%増の13.5 kgである。ブーム長手方向を軸とした鉛直方向に対する断面2次モーメントは、既存スライドブームの先端側に対して約63倍、水平方向には約170倍である。②トラスブーム（先細）

は、先端の断面が末端より小さいタイプであり、既存スライドブームに対して質量が約**66%**増の**12.1 kg**である。ブーム長手方向を軸とした鉛直方向に対するトラスブーム（先細）の機体側の断面**2**次モーメントは、既存スライドブームの先端側に対して約**33**倍、水平方向に約**90**倍である。③高剛性スライドブームは、既存スライドブームを参考に断面形状を再考することで剛性を高めたブームである。高剛性スライドブームは、既存スライドブームと同様にブーム幅が可変であることから、不定形および小規模ほ場に対応したブーム形式である。③高剛性スライドブームは、既存スライドブームに対して質量が約**26%**増の**9.2 kg**である。ブーム長手方向を軸とした鉛直方向に対する断面**2**次モーメントは、既存スライドブームに対して、機体側で約**1.5**倍、水平方向には約**4.2**倍である。先端側では、鉛直方向は約**1.2**倍、水平方向には約**5.0**倍である。水平方向の振動抑制を目的に、水平方向の断面**2**次モーメントを特に大きくした。スライドタイプのブームでは、機体側のブームと先端側のブームがオーバーラップする構造であるため、全長を**500 mm**長くした。

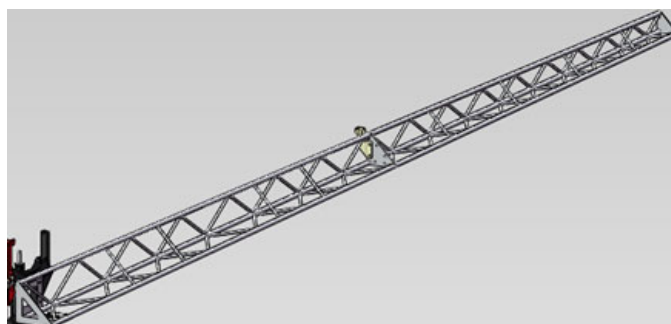
なお、耐薬品性を考慮して、これまで既存スライドブームで信頼性が確認されている部材である**A6063S-T5**を全てのブームに用いた。



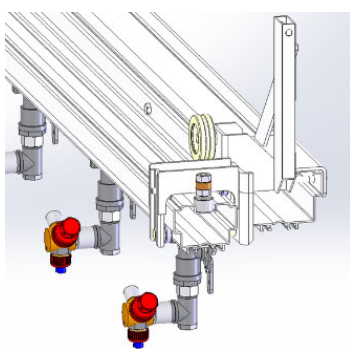
図 5-1 トラスブーム（先細）を搭載した乗用管理機型ブームスプレーヤ



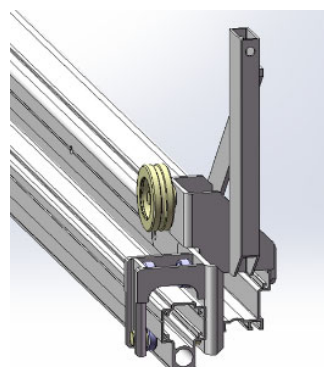
a) トラスブーム（両端同形）



b) トラスブーム（先細）



c) 高剛性スライドブーム



d) 既存スライドブーム

図 5-2 3種類の高剛性ブームと既存ブームの概略図

表 5-1 3 種類の高剛性ブームと既存ブームの主要諸元

ブーム形状	部位	材質	断面寸法 (縦×横) (mm)	板厚 (mm)	断面 2 次モーメント (mm ⁴)		全長 (mm)	質量 ^a (kg)
					鉛直	水平		
トラスブーム (両端同形)	—		275×275	5 ^b	6.16×10 ⁶	6.16×10 ⁶	6750	13.5
	車体側		225×225	5 ^b	3.22×10 ⁶ ^c	3.22×10 ⁶ ^c		
トラスブーム (先細)	中間		175×175	5 ^b	2.74×10 ⁶ ^d	2.74×10 ⁶ ^d	6750	12.1
	先端側	A6063S	125×125	5 ^b	1.20×10 ⁶ ^e	1.20×10 ⁶ ^e		
高剛性 スライドブーム	車体側	— T5	60×90	2	2.70×10 ⁵	4.97×10 ⁵	3600	5.4
	先端側		49.5×66	1.4	1.19×10 ⁵	1.80×10 ⁵	3650	3.8
既存 スライドブーム	車体側		62×50	2	1.81×10 ⁵	1.18×10 ⁵	3600	3.8
	先端側		50.5×33	2	9.77×10 ⁴	3.56×10 ⁴	3650	3.5

a: 片側ブーム 1 本の質量

b: ブーム端部の厚みおよび構成するパイプの厚み:2 mm

c: 車体側ブーム端部の断面 2 次モーメント

d: 長手方向ブーム中間の断面 2 次モーメント

e: 先端側ブーム端部の断面 2 次モーメント

第3節 高剛性ブームの性能試験

開発した3種類の高剛性ブームおよび既存スライドブームの垂直振動および水平振動の抑制効果について調査するため、障害物設置路面の走行試験と急制動試験を行った。

1. 供試機

①トラスブーム（両端同形）、②トラスブーム（先細）、③高剛性スライドブーム、既存スライドブームを、第2章、第3章および第4章で供試した乗用型管理機型ブームスプレヤーに装着して試験を行った。

2. 試験方法

1) 障害物設置路面の走行試験

試験と設置した障害物の様子を図5-3に示す。標準法（ISO 22763（2006））、標準法（ISO 14131（2005））を参考に、第3章と第4章と同様な方法で行った。



図5-3 走行試験の様子と障害物

2) 急制動試験

急制動試験の様子を図 5-4 に示す。本試験では、機体を走行させ、所定の位置で急制動の操作を行った際に、ブームの水平方向（機体の前後方向）への変位を測定した。水平方向の変位とは、走行速度 1.0 m/s で走行中に急制動し、その制動によって生じた水平方向の変位である。測定には、高速度ビデオカメラ（カシオ計算機社製、EX-F1）、画像処理マーカおよび動画像解析用ソフトウェア（フォトロン社製、TEMA2D）を用いた。供試ブームの先端に取り付けた画像処理マーカ（図 5-5）を機体中心前方部のブーム上に設置した高速度ビデオカメラを用いて、300 fps（fps：frame per second（1 秒当たりの画像フレーム数））で撮影した。次に、動画像解析用ソフトウェアを用いて、高速度ビデオカメラで撮影した動画を解析し、水平方向の振動についてデータを取得した。なお、障害物設置路面の走行試験と同様、標準法（ISO 14131（2005））に準拠し、薬液タンクは空の状態で行った。



図 5-4 急制動試験の様子

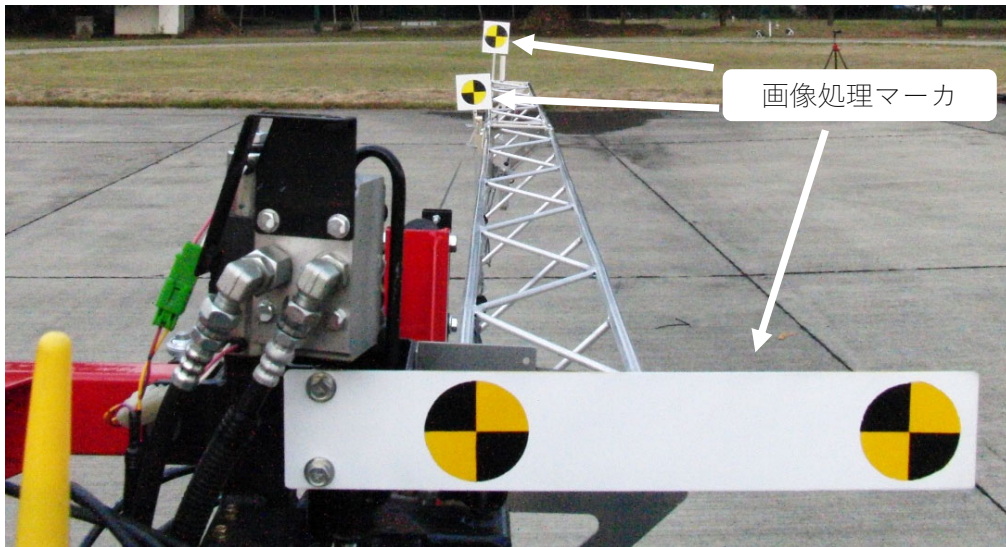


図 5-5 急制動試験で供試ブームに設置した画像処理マーカ

第 4 節 試験結果および考察

1. 障害物設置路面の走行試験

第 3 章と第 4 章の試験結果と同様に，ブームの水平状態を垂直変位 0 mm とし，上方への変位をプラス，下方への変位をマイナスとして示す。ブームの垂直方向の振幅（最大値または最小値の絶対値のいずれか大きい値），全振幅（最大値－最小値），*SD*（標準偏差），*IQR* および最大加速度を表 5-2 に示す。*SD* および *IQR* はブームの垂直変位のばらつきを表す。最大加速度（最大値または最小値の絶対値のいずれか大きい値）を，ブーム先端に伝わる衝撃値の指標として用いた。また，表 5-3 に固有振動数，ばね定数，減衰係数，*RMS*，2 乗値の面積，収束時間（2 乗した波形値が 10000 mm² 以上から 10000 mm² 以下になるまでの時間）を示す。*RMS* は，式 3-1 を用いて算出した。2 乗値の面積は，式 3-2 を用いて算出した。

表 5-2 障害物設置路面の走行試験および急制動試験結果の概要

試験区	供試機	走行速度 (m/s)	振幅 (mm)	全振幅 (mm)	<i>SD</i> ^a (mm)	<i>IQR</i> ^c (mm)	最大加速度 (m/s ²)
両輪 乗り 越し	トラスブーム (両端同形)	0.5	136	261	42	42	18.3
		1.0	314	569	59	26	63.4
	トラスブーム (先細)	0.5	121	236	29	21	18.4
		1.0	393	622	66	32	83.7
	高剛性 スライドブーム	0.5	230	423	57	41	23.2
		1.0	490	876	136	67	83.6 ※
	既 存 スライドブーム	0.5	253	502	77	69	30.0
		1.0	465	887	143	73	73.7
片輪 乗り 越し	トラスブーム (両端同形)	0.5	611	1024	182	110	14.3 ※
		1.0	459	830	113	57	55.9
	トラスブーム (先細)	0.5	575	1008	174	94	18.4 ※
		1.0	569	986	141	74	39.0 ※
	高剛性 スライドブーム	0.5	510	1014	171	70	23.3 ※
		1.0	517	820	112	63	38.6 ※
	既存 スライドブーム	0.5	627	1029	166	73	27.0 ※
		1.0	486	909	142	84	48.8
急制 動試 験	トラスブーム (両端同形)	1.0	659	1005	120	37	18.3
	トラスブーム (先細)	1.0	549	1062	102	21	63.4
	高剛性 スライドブーム	1.0	524	952	110	61	18.4
	既存 スライドブーム	1.0	618	1134	185	118	83.7

a : *Standard deviation*

b : 最大振幅から ±50 mm 以内に振幅が収まるまでの時間

c : *Interquartile range*

d : 最大振幅から ±100 mm 以内に振幅が収まるまでの時間

※ : オーバーレンジした試験区

表 5-3 振動波形の特性を表すパラメータ（試験結果の概要）

試験区	供試機	走行速度 (m/s)	固有振動数 (Hz)	ばね定数 (N/m)	減衰係数 (N・s/mm)	RMS (mm)	2乗値の 面積 (s・mm ²)	収束時間 (s)
両輪 乗り 越し	トラスブーム (両端同形)	0.5	0.7	263.5	3.5	69.0	1.1×10 ⁷	4.5
		1.0	0.7	251.9	3.6	141.0	3.0×10 ⁷	3.1
	トラスブーム (先細)	0.5	1.9	1735.8	1.3	88.5	4.2×10 ⁶	1.1
		1.0	0.7	236.2	2.8	114.7	4.7×10 ⁷	7.1
	高剛性 スライドブーム	0.5	1.2	539.5	1.1	109.6	2.5×10 ⁷	4.2
		1.0	1.2	525.7	2.2	210.0	1.8×10 ⁸	8.2
	既 存 スライドブーム	0.5	1.2	406.4	0.8	119.3	5.1×10 ⁷	7.2
		1.0	1.2	395.8	1.5	203.5	2.0×10 ⁸	9.7
片輪 乗り 越し	トラスブーム (両端同形)	0.5	0.7	287.8	3.6	238.3	3.3×10 ⁸	11.5
		1.0	0.7	297.1	4.7	177.1	1.2×10 ⁸	7.6
	トラスブーム (先細)	0.5	0.8	287.9	3.2	232.8	3.0×10 ⁸	11.0
		1.0	0.8	287.9	2.6	199.0	2.0×10 ⁸	10.0
	高剛性 スライドブーム	0.5	0.6	138.0	2.8	260.7	2.9×10 ⁸	8.4
		1.0	0.7	160.0	3.1	177.5	1.2×10 ⁸	7.6
	既存 スライドブーム	0.5	0.8	187.2	1.0	261.1	2.7×10 ⁸	7.9
		1.0	0.8	189.9	1.8	216.0	2.0×10 ⁸	8.4
急制 動試 験	トラスブーム (両端同形)	1.0	0.7	287.4	2.2	318.6	1.3×10 ⁸	2.6
	トラスブーム (先細)	1.0	0.6	196.0	0.6	327.3	9.0×10 ⁷	1.7
	高剛性 スライドブーム	1.0	0.6	128.0	0.4	278.0	1.1×10 ⁸	2.8
	既存 スライドブーム	1.0	0.5	81.3	0.1	289.5	3.3×10 ⁸	7.9

1) 両輪乗り越し試験（走行速度：0.5 m/s）

ブームの垂直変位の結果を図 5-6 に箱ひげ図で示す。横軸に時間 s 、縦軸に垂直変位 mm をとった左ブーム先端の時系列振動を図 5-7 に示す。既存スライドブームに対して、開発したブームの全振幅は、①トラスブーム（両端同形）で 48 %、②トラスブーム（先細）で 53 %、③高剛性スライドブームで 16 %抑制した。同様に SD は、①トラスブーム（両端同形）で 45 %、②トラスブーム（先細）で 62 %、③高剛性スライドブームで 26 %抑制した。 IQR は、①トラスブーム（両端同形）で 39 %、②トラスブーム（先細）で 70 %、③高剛性スライドブームで 41 %抑制した。同図より、既存スライドブームに対して、高剛性ブームではいずれも垂直変位の振幅、全振幅が抑制したことが分かる。最大加速度による衝撃値を比較すると、①トラスブーム（両端同形）で 39 %、②トラスブーム（先細）で 39 %、③高剛性スライドブームで 23 %抑制した。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz 、横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図 5-8 に示す。各パワースペクトル密度のピーク値から求めた固有振動数は、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は低減した。②トラスブーム（先細）の固有振動数は増加した。③高剛性スライドブームでは既存スライドブームと同値の固有振動数であった。ばね定数は、固有振動数と同様に、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は低減した。②トラスブーム（先細）のばね定数は増加した。③高剛性スライドブームのばね定数は、既存スライドブームに対してやや増加した。開発した 3 種類の高剛性ブームの減衰係数は、既存スライドブームに対して増加した。 RMS を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 42 %、②トラスブーム（先細）は約 26 %、③高剛性スライドブームは 8 %低減した。2 乗値の面積は、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 79%、②トラスブーム（先細）は約 92 %、③高剛性スライドブームは 50 %低減した。収束時間を比較すると、既存スライドブームに対して①トラスブーム（両端同形）は約 37%、②トラスブーム（先細）は約 85 %、③高剛性スライドブームは 41 %低減した。

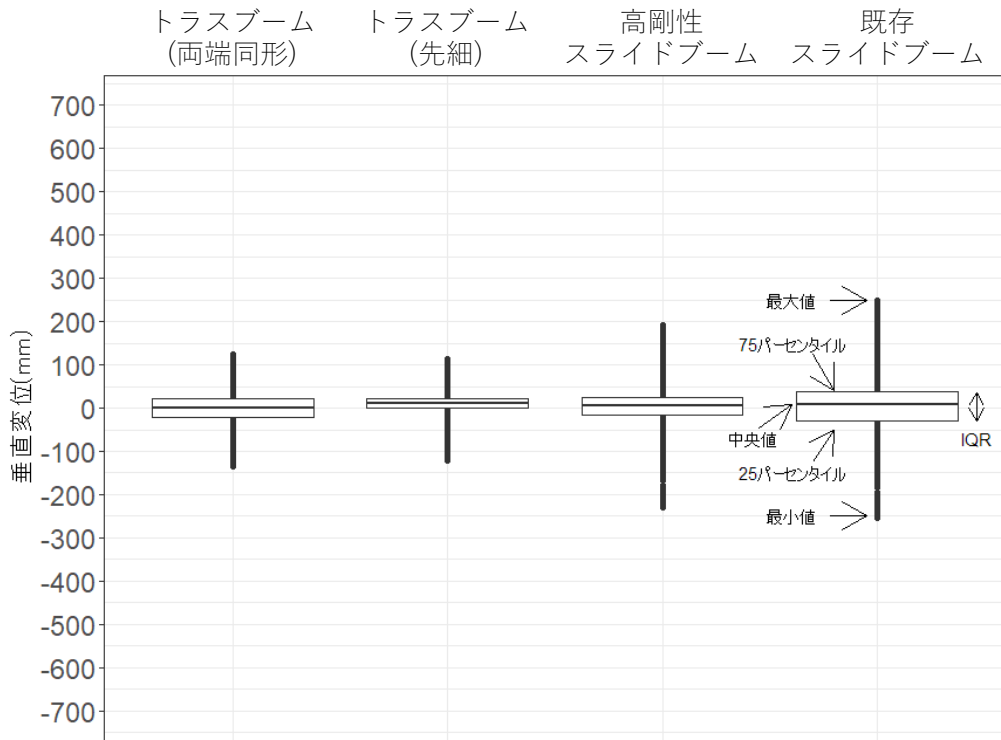


図 5-6 両輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位 (走行速度 0.5 m/s)

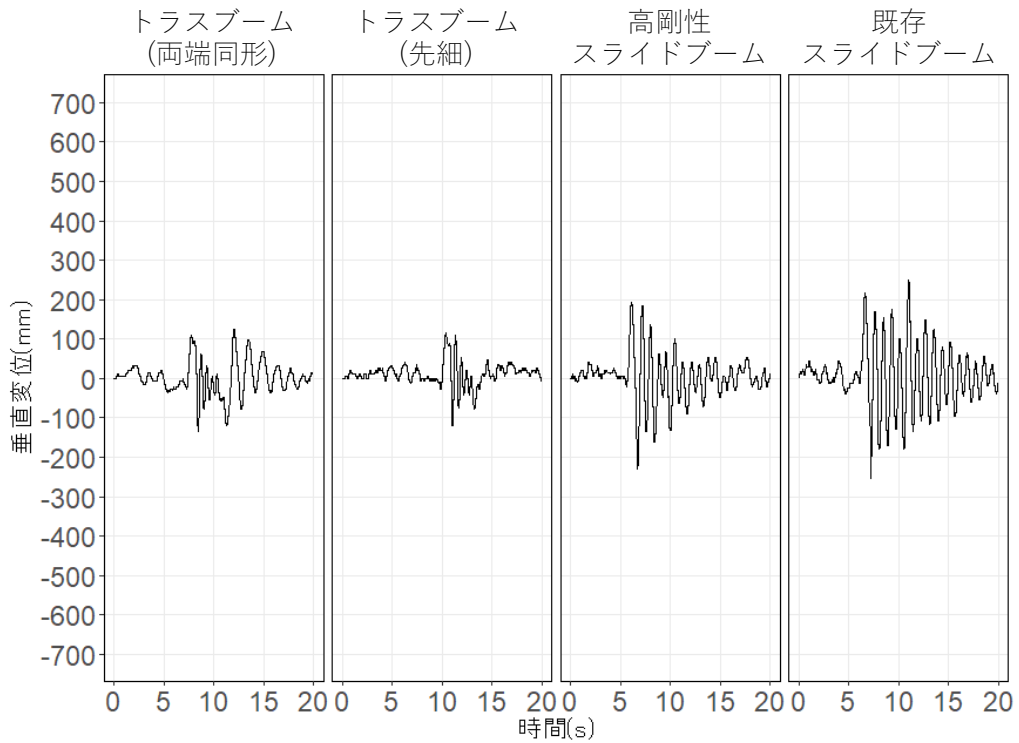


図 5-7 左ブーム先端の時系列振動 (両輪乗り越し試験, 走行速度 0.5 m/s)

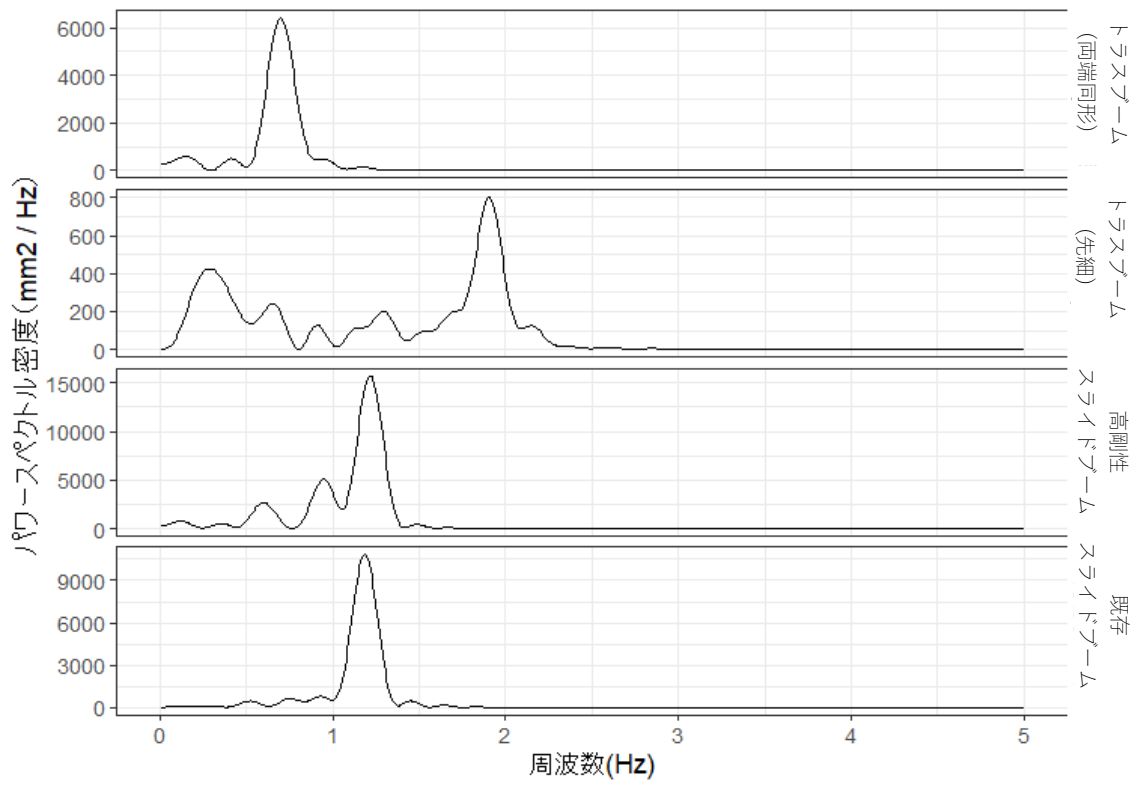


図 5-8 周波数解析の結果（両輪乗り越し試験，走行速度 0.5 m/s）

2) 両輪乗り越し試験（走行速度：1.0 m/s）

ブームの垂直振動の結果を図 5-9 に箱ひげ図で示す。横軸に時間 s 、縦軸に垂直変位 mm をとった左ブーム先端の時系列振動を図 5-10 に示す。既存スライドブームに対して、開発したブームの全振幅は、①トラスブーム（両端同形）で 36 %、②トラスブーム（先細）で 30 %、③高剛性スライドブームで 1 %抑制した。 SD は、①トラスブーム（両端同形）で 59 %、②トラスブーム（先細）で 54 %、③高剛性スライドブームで 5 %抑制した。 IQR は、①トラスブーム（両端同形）で 64 %、②トラスブーム（先細）で 56 %、③高剛性スライドブームで 8 %抑制した。同図からは、既存スライドブームに対して、開発した 2 種類のトラスブームについて、振幅、全振幅が明らかに抑制したことが分かる。最大加速度による衝撃値を比較すると、①トラスブーム（両端同形）で 14 %抑制し、②トラスブーム（先細）で 14 %増大し、③高剛性スライドブームで 13 %増大した。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz 、横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図 5-11 に示す。各パワースペクトル密度のピーク値から求めた固有振動数は、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）と②トラスブーム（先細）は低減した。③高剛性スライドブームの固有振動数は、既存スライドブームと同値となった。ばね定数を比較すると、固有振動数と同様に、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）と②トラスブーム（先細）は低減した。③高剛性スライドブームのばね定数は、既存スライドブームと同値となった。減衰係数を比較すると、既存スライドブームに対して、開発した 3 種類の高剛性ブームは増加した。 RMS を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 31 %、②トラスブーム（先細）は約 44 %低減し、③高剛性スライドブームは 3 %増加した。2 乗値の面積を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 85 %、②トラスブーム（先細）は約 77 %、③高剛性スライドブームは 10 %低減した。収束時間を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 68 %、②トラスブーム（先細）は約 26 %、③高剛性スライドブームは約 15 %低減した。

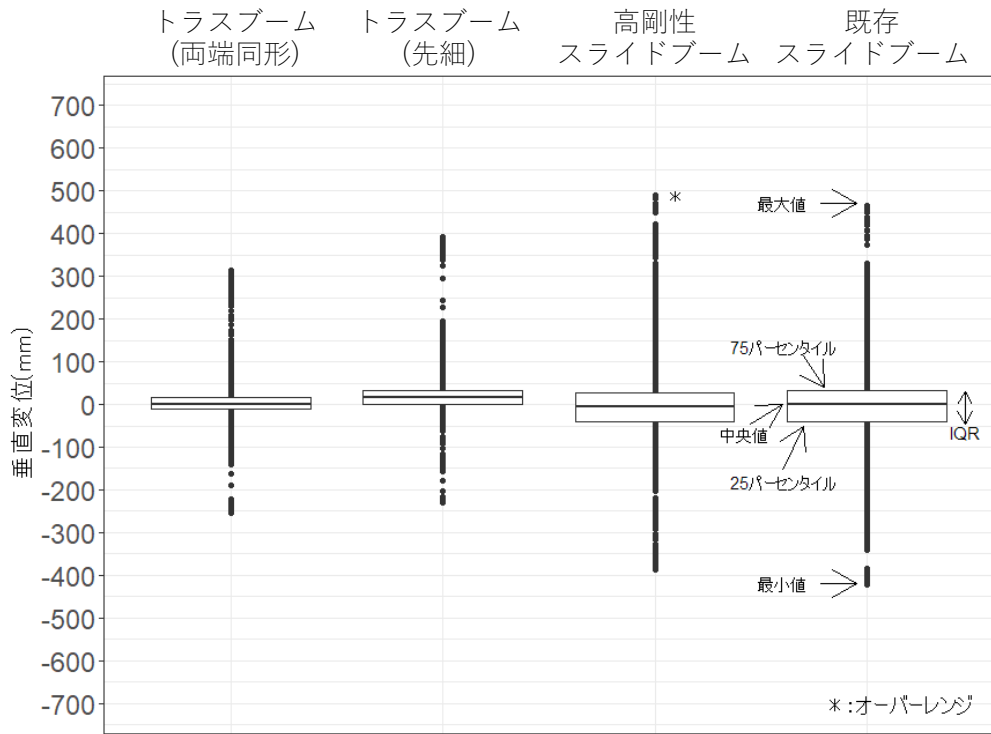


図 5-9 両輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位 (走行速度 1.0 m/s)

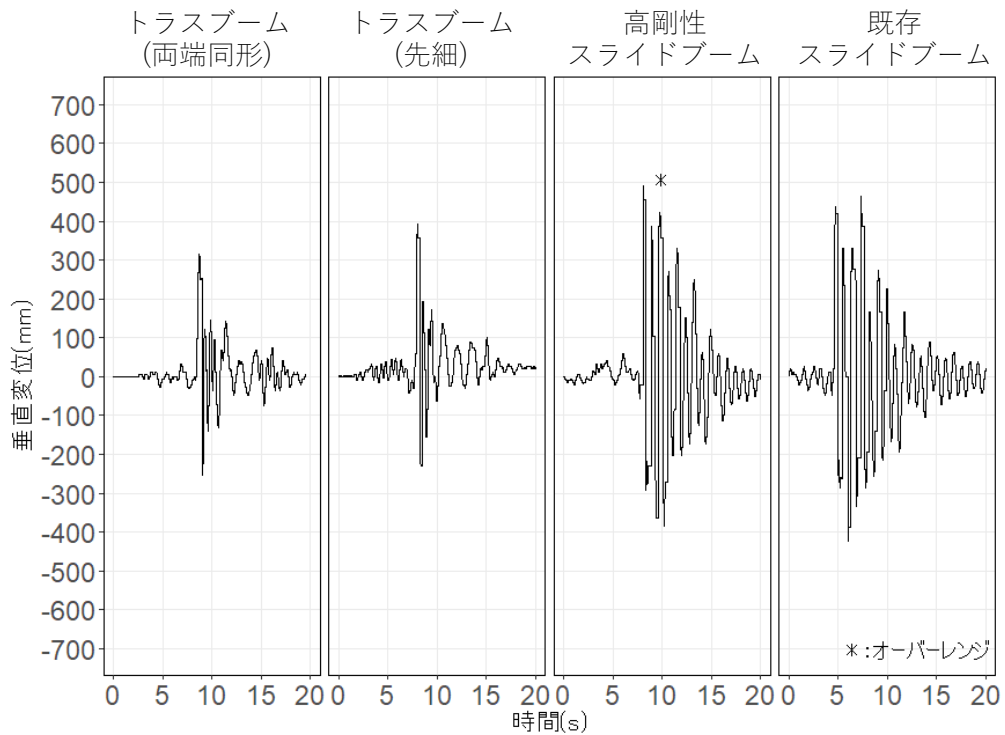


図 5-10 左ブーム先端の時系列振動 (両輪乗り越し試験, 走行速度 1.0 m/s)

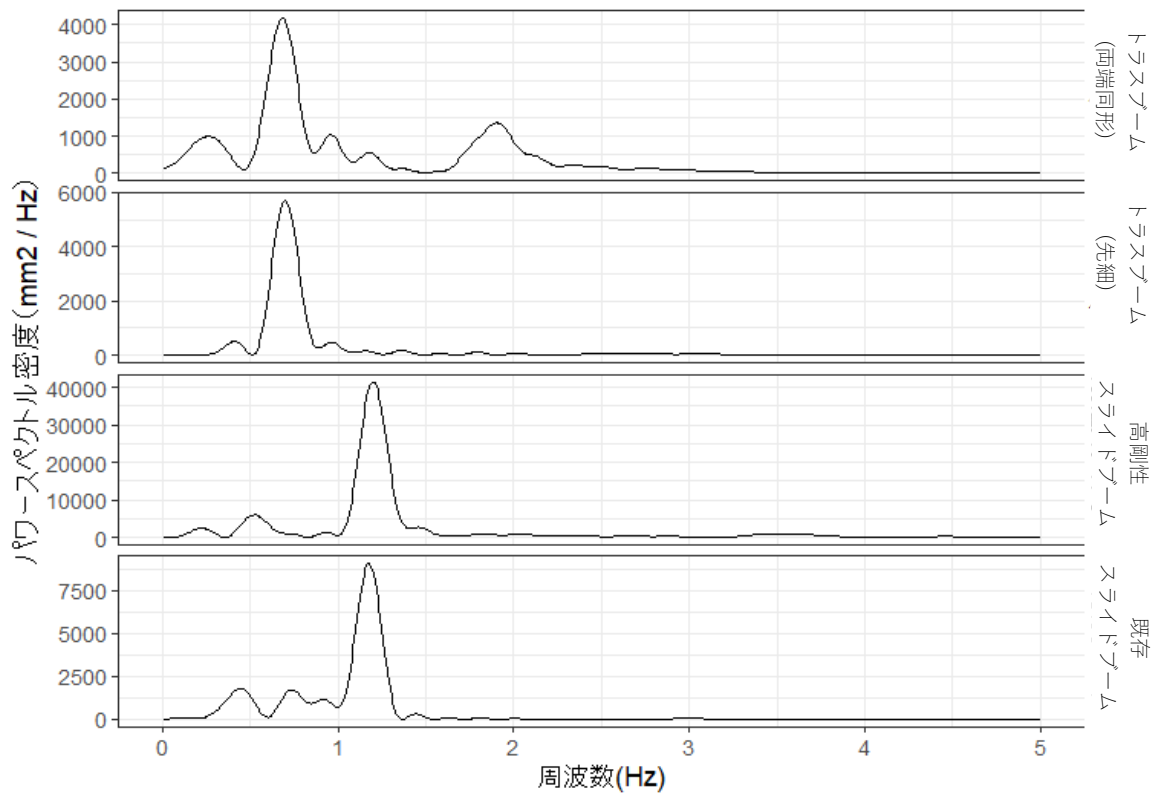


図 5-11 周波数解析の結果（両輪乗り越し試験，走行速度 1.0 m/s）

3) 片輪乗り越し試験（走行速度：0.5 m/s）

走行速度 0.5 m/s の片輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位の測定結果を図 5-12 および図 5-13 に示す。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz 、横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図 5-14 に示す。開発した 3 種類の高剛性ブームはいずれも、超音波式変位センサヘッドの測定レンジを超える変位となり、振幅、全振幅も既存スライドブームと概ね同等であったことから、垂直振動について抑制効果は認められなかった。最大加速度による衝撃値を比較すると、①トラスブーム（両端同形）で 47%、②トラスブーム（先細）で 32%、③高剛性スライドブームで 14%抑制した。各スペクトル密度のピーク値から求めた固有振動数は、開発した 3 種類の高剛性ブームにおいて既存スライドブームと同値になった。ばね定数を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）と②トラスブーム（先細）は増加し、③高剛性スライドブームは低減した。減衰係数を比較すると、既存スライドブームに対して、開発した 3 種類の高剛性ブームは増加した。*RMS*を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 9%、②トラスブーム（先細）は約 11%低減した。③高剛性スライドブームの *RMS*は、既存スライドブームと同値であった。2乗値の面積を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 22%、②トラスブーム（先細）は約 12%、③高剛性スライドブームは 7%増加した。収束時間を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 46%、②トラスブーム（先細）は約 41%、③高剛性スライドブームは約 7%増加した。

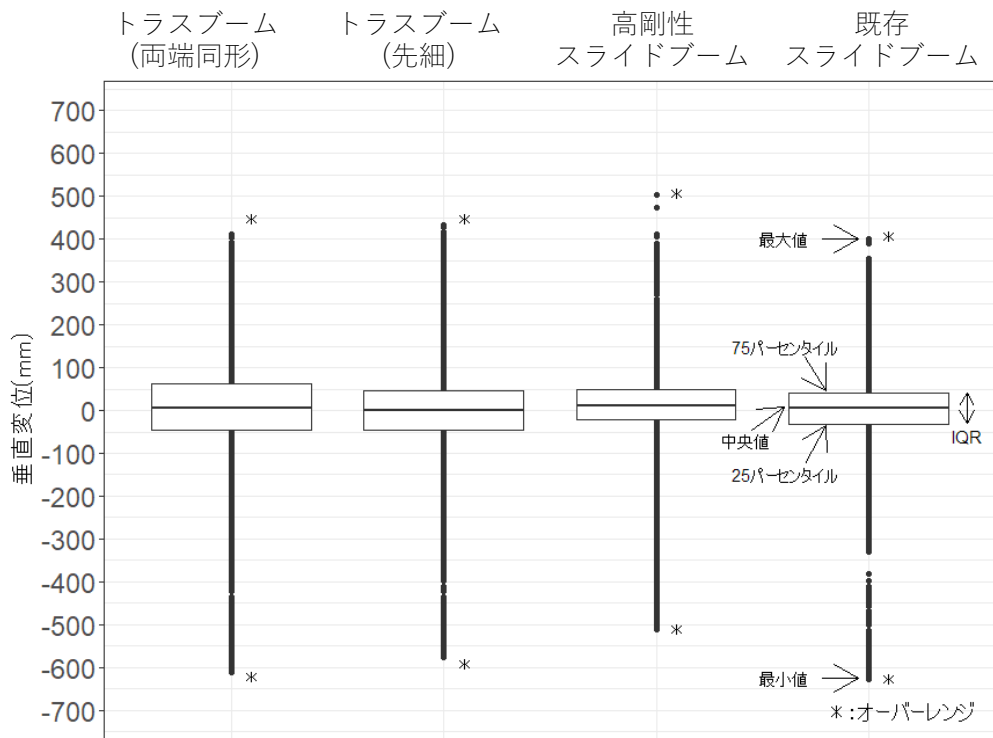


図 5-12 片輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位 (走行速度 0.5 m/s)

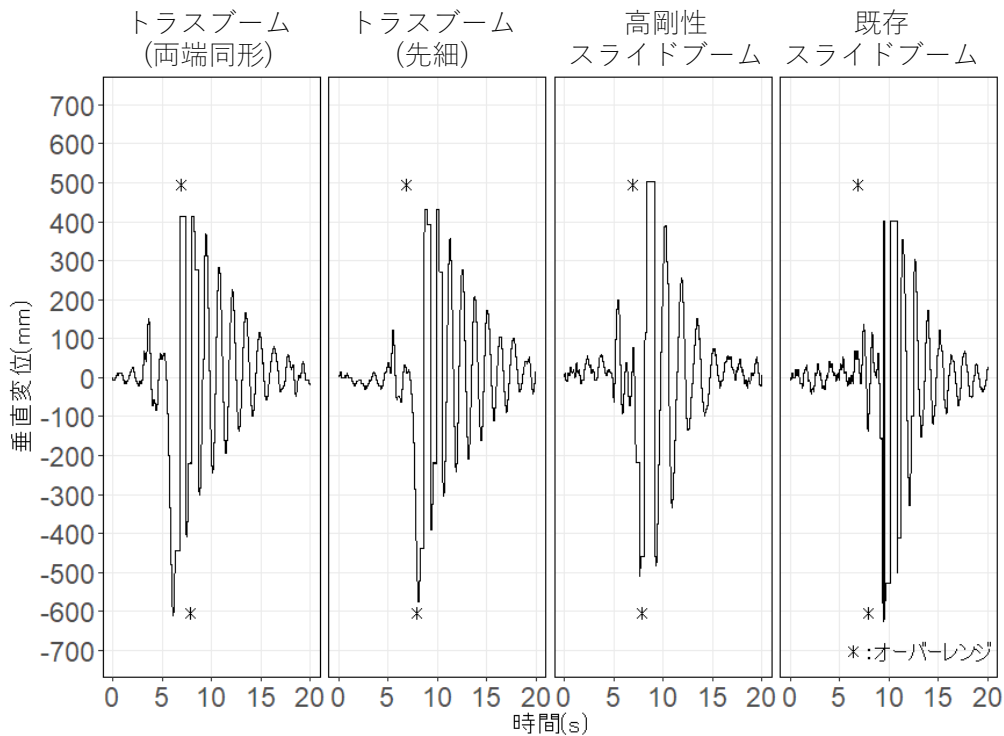


図 5-13 左ブーム先端の時系列振動 (片輪乗り越し試験, 走行速度 0.5 m/s)

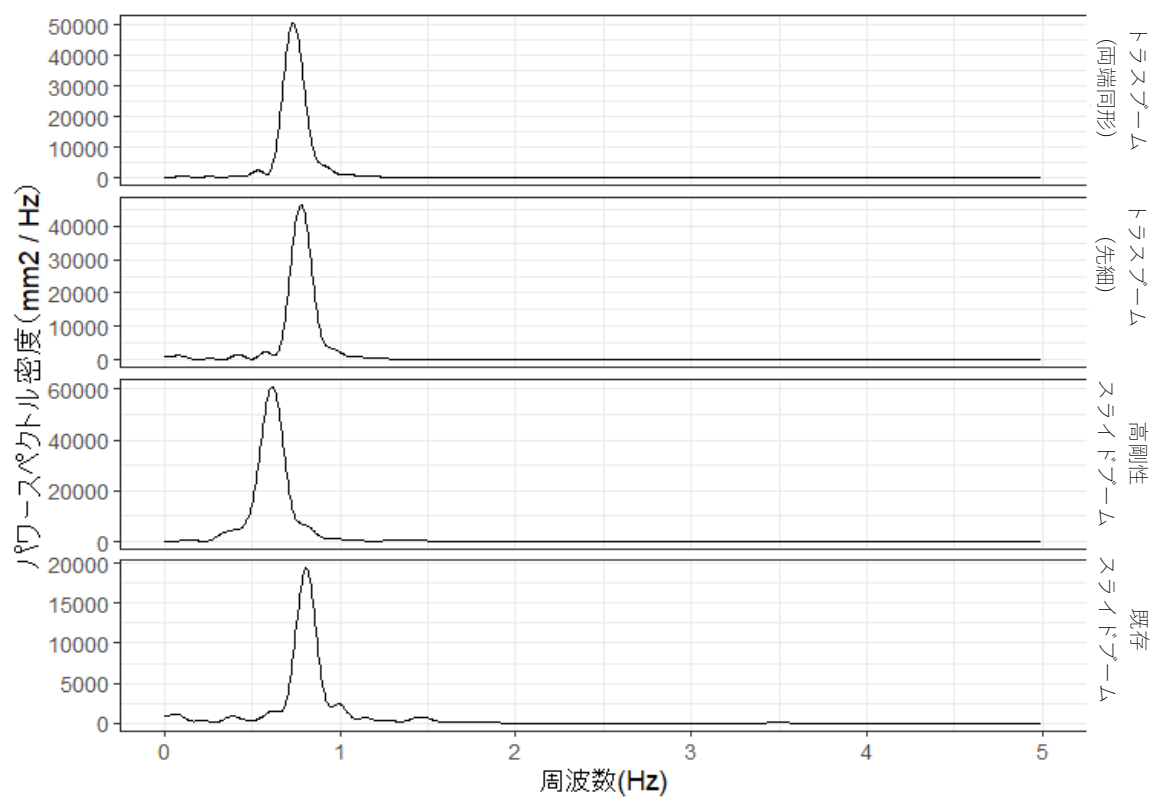


図 5-14 周波数解析の結果（片輪乗り越し試験，走行速度 0.5 m/s）

4) 片輪乗り越し試験（走行速度：1.0 m/s）

走行速度 1.0 m/s の片輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位の測定結果を図 5-15, 図 5-16 に示す。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz , 横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図 5-17 に示す。開発した②トラスブーム（先細）, ③高剛性スライドブームでは, 超音波式変位センサヘッドの測定レンジを超える変位となり, 振幅, 全振幅とも抑制できなかった。最大加速度による衝撃値を比較すると, ①トラスブーム（両端同形）で 15% 増大し, ②トラスブーム（先細）で 20% 抑制し, ③高剛性スライドブームで 21% 抑制した。開発した 3 種類の高剛性ブームの固有振動数は既存スライドブームと概ね同値であった。ばね定数を比較すると, 既存スライドブームに対して, ①トラスブーム（両端同形）, ②トラスブーム（先細）では増加し, ③高剛性スライドブームはやや減少した。減衰係数を比較すると, 既存スライドブームに対して, 開発した 3 種類の高剛性ブームは増加した。*RMS* を比較すると, 既存スライドブームに対して, ①トラスブーム（両端同形）は約 18%, ②トラスブーム（先細）は約 8%, ③高剛性スライドブームは 18% 低減した。2乗値の面積を比較すると, 既存スライドブームに対して, ①トラスブーム（両端同形）は約 39%, ③高剛性スライドブームは約 39% 低減し, ②トラスブーム（先細）は概ね同値であった。収束時間を比較すると, 既存スライドブームに対して, ①トラスブーム（両端同形）と③高剛性スライドブームは約 9% 低減し, ②トラスブーム（先細）は約 19% 増加した。

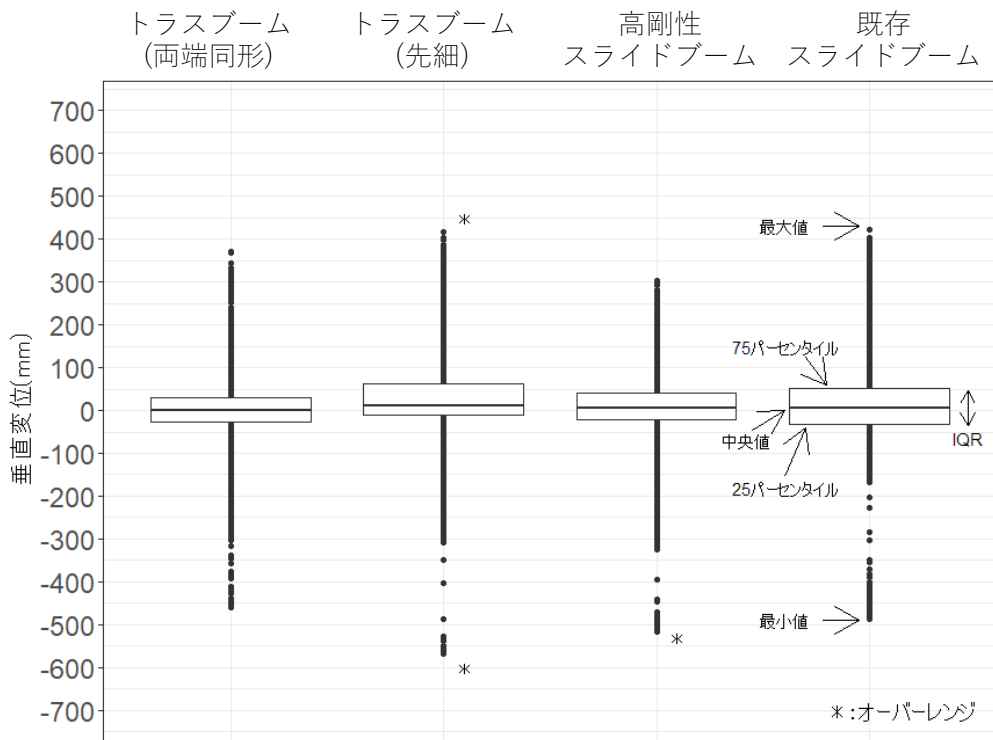


図 5-15 片輪乗り越し試験におけるブームの垂直変位 (走行速度 1.0 m/s)

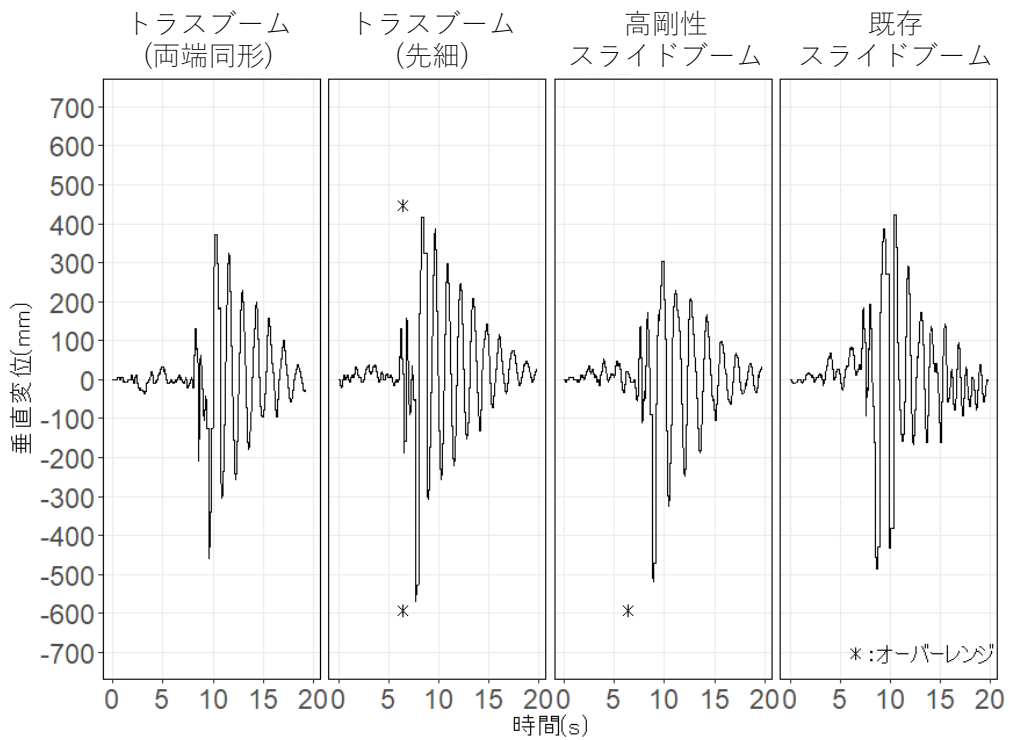


図 5-16 左ブーム先端の時系列振動 (片輪乗り越し試験, 走行速度 1.0 m/s)

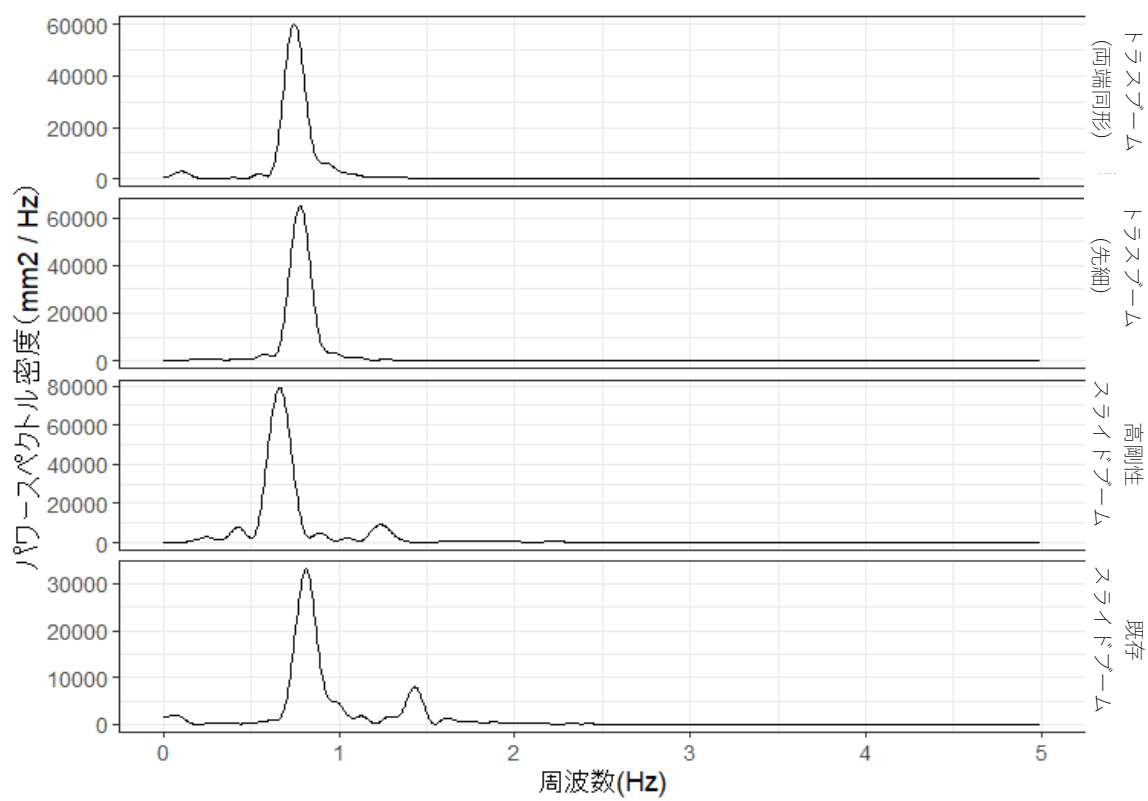


図 5-17 周波数解析の結果 (片輪乗り越し試験, 走行速度 1.0 m/s)

2. 急制動試験

ブームの水平静止状態を水平変位 0 mm とし、機体前方への変位をプラス、機体後方への変位をマイナスとして示す。試験結果をまとめて、ブームの水平方向の振幅（変位の最大値または最小値の絶対値のいずれか大きい値）、全振幅（最大値－最小値）、 SD （標準偏差）、 IQR 、振動の収束時間を表 5-2 に示す。表 5-3 に固有振動数、ばね定数、減衰係数、 RMS 、2乗値の面積、収束時間（2乗した波形値が 10000 mm^2 以上から 10000 mm^2 以下になるまでの時間）を示す。

急制動試験における水平変位の結果を図 5-18 に箱ひげ図で示す。横軸に時間 s 、縦軸に水平変位 mm をとった左ブーム先端の時系列振動を図 5-19 に示す。既存スライドブームに対して、開発したブームの全振幅は、①トラスブーム（両端同形）で 11% 、②トラスブーム（先細）で 6% 、③高剛性スライドブームで 16% 抑制した。同様に SD は、①トラスブーム（両端同形）で 35% 、②トラスブーム（先細）で 45% 、③高剛性スライドブームで 41% 抑制した。また、 IQR は、①トラスブーム（両端同形）で 69% 、②トラスブーム（先細）で 82% 、③高剛性スライドブームで 48% 抑制した。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz 、横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図 5-20 に示す。各パワースペクトル密度のピーク値から求めた固有振動数は、開発した 3 種類の高剛性ブームは、概ね既存スライドブームと同値であった。ばね定数を比較すると、既存スライドブームに対して、開発した 3 種類の高剛性ブームは増加した。減衰係数を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は増加した。 RMS を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 10% 、②トラスブーム（先細）は約 13% 増加し、③高剛性スライドブームは 4% 低減した。2乗値の面積を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 60% 、②トラスブーム（先細）は約 73% 、③高剛性スライドブームは約 67% 低減した。収束時間を比較すると、既存スライドブームに対して、①トラスブーム（両端同形）は約 67% 、②トラスブーム（先細）は約 79% 、③高剛性スライドブームは約 64% 低減した。

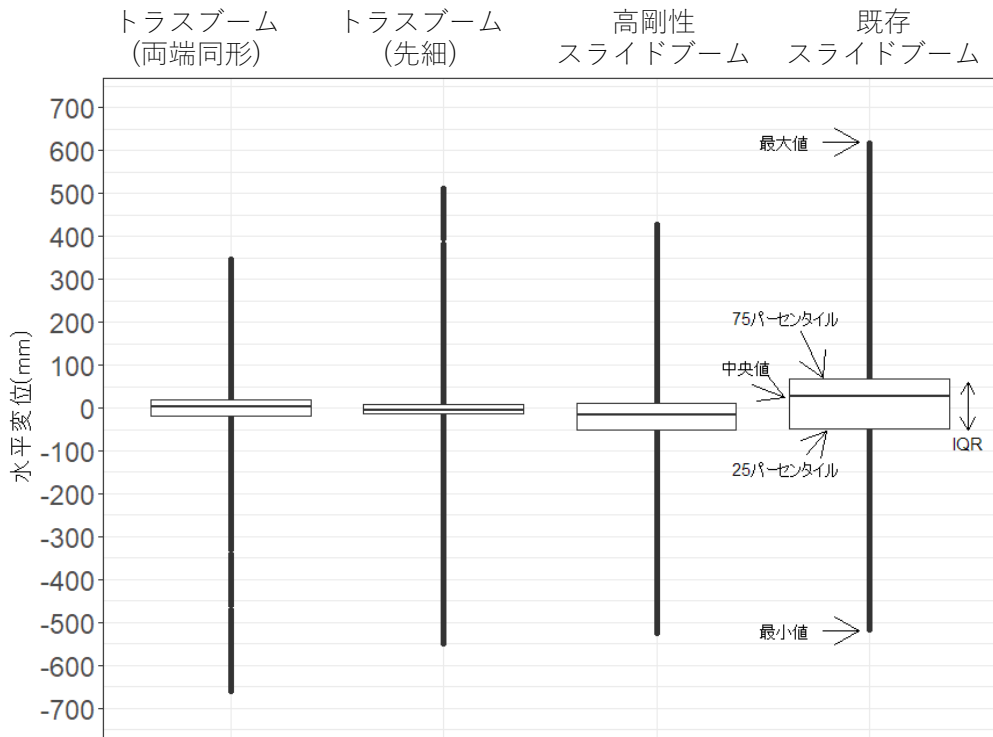


図 5-18 急制動試験におけるブームの水平変位 (走行速度 1.0 m/s)

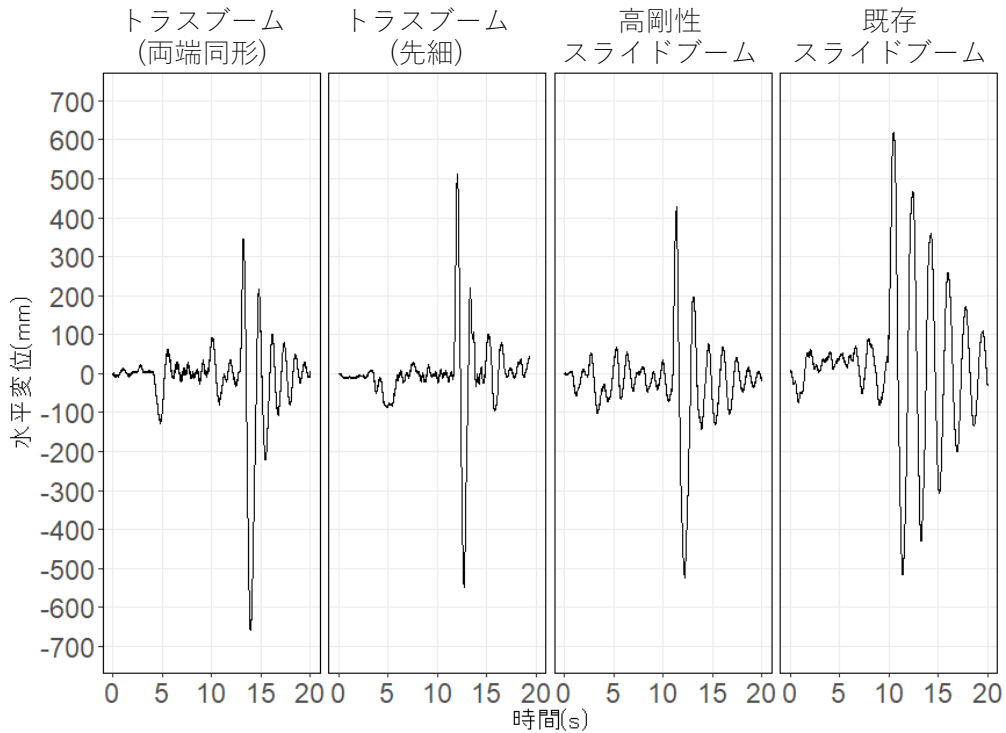


図 5-19 左ブーム先端の時系列振動 (急制動試験, 走行速度 1.0 m/s)

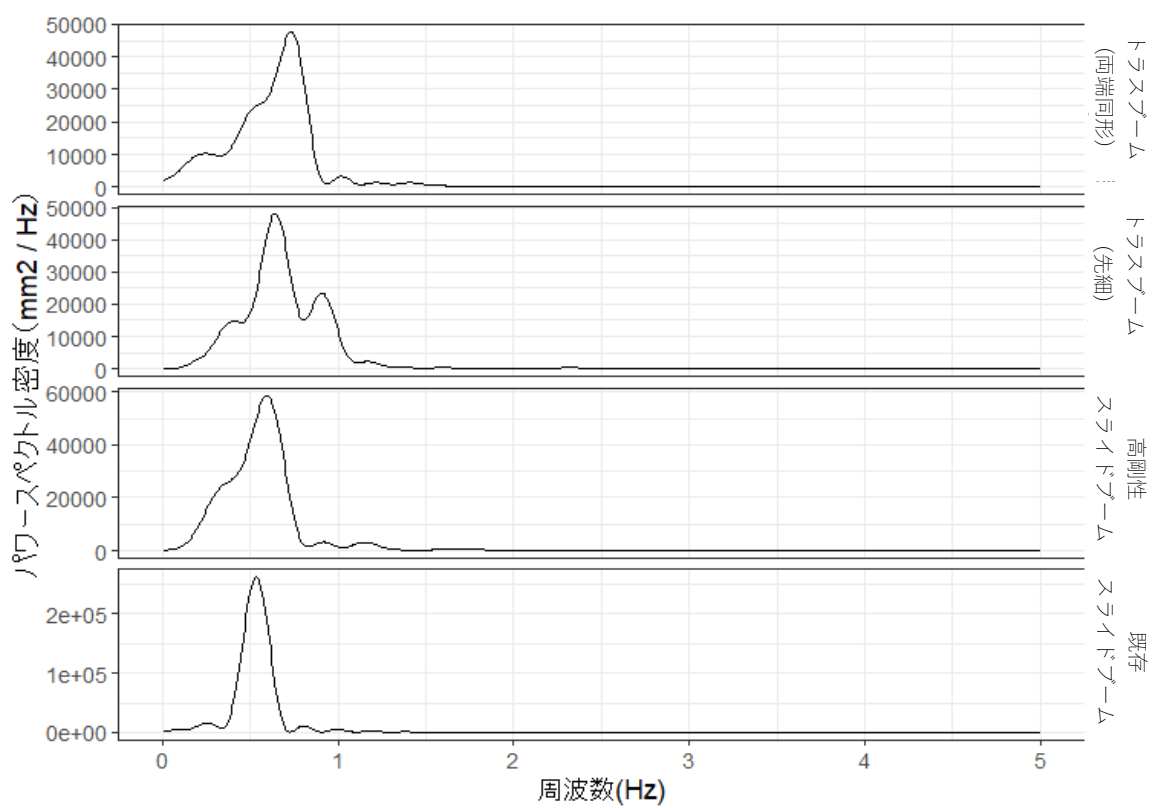


図 5-20 周波数解析の結果（急制動試験，走行速度 1.0 m/s）

3. 考察

ブームを高剛性にすることで、両輪乗り越し試験と急制動試験においてブームの振動抑制効果が示された。これは、ブーム振動の要因の 1 つであるブームの剛性不足が改善されたためである。高剛性ブームを用いることで、両輪乗り越し試験において、垂直変位が約 53 %、急制動試験において水平変位が約 16 %抑制したことから、高剛性ブームは有効な振動抑制技術であることが明らかになった。一方、片輪乗り越し試験では、高剛性ブームは振動抑制効果が示されなかった。このことから、片輪乗り越し試験で生じるブーム振動の主な要因はブームの剛性不足ではないことが明らかとなった。したがって、片輪乗り越し試験で生じるブームの垂直振動を抑制するためには、別途に対策が必要と考えられる。

1) 両輪乗り越し試験

両輪乗り越し試験（走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s）において、開発した 3 種類の高剛性ブームは振動抑制効果が示され、ブームの垂直振動を抑制した。高剛性ブームを用いることでブームの垂直振動を抑制したことから、機体の垂直変位に起因するブームの垂直振動の要因の 1 つはブームの剛性不足であると考えられる。撮影した動画を確認すると、前輪のタイヤが両輪で同時に障害物を乗り越した際に、ブームが垂直方向に大きくたわみ、さらに元に戻ろうとする反動で、初期の方向とは反対方向に大きくたわむ。この状態が繰り返されることで、ブームが振動する。最大加速度による衝撃値は、走行速度 0.5 m/s では 3 種類の高剛性ブームは低減し、走行速度 1.0 m/s では、①トラスブーム（両端同形）のみ低減した。*SD* および *IQR* から散布むらを考察する。走行速度 1.0 m/s の①トラスブーム（両端同形）および②トラスブーム（先細）は、走行速度 0.5 m/s の既存スライドブームに対して、*SD* および *IQR* が同等以下に抑制している。このことから、高速の運転でも①トラスブーム（両端同形）および②トラスブーム（先細）は、ブームの変位のばらつきが小さいことから、走行速度 0.5 m/s の既存スライドブームと比較して、散布むらが少ないといえる。走行速度 0.5 m/s における周波数解析の結果、既存スライドブー

ムに比べて、①トラスブーム（両端同形）は固有振動数が低下した。②トラスブーム（先細）は、既存スライドブームに比べて固有振動数が上昇した。固有振動数の上昇は、同様に式 2-12 より、ブームの剛性が高まったことにより、ばね定数が増大したためと考えられる。走行速度 1.0 m/s における周波数解析の結果、①トラスブーム（両端同形）と②トラスブーム（先細）は、既存スライドブームに比べて固有振動数が低下した。固有振動数の低下は、質量 M が増大したためと考えられる。ばね定数を比較すると、走行速度 0.5 m/s において、①トラスブーム（両端同形）は既存スライドブームに対して低減した。②トラスブーム（先細）と③高剛性スライドブームのばね定数は、既存スライドブームに対して増大した。ばね定数を比較すると、走行速度 1.0 m/s において、①トラスブーム（両端同形）と②トラスブーム（先細）は既存スライドブームに対して低減した。③高剛性スライドブームのばね定数は既存スライドブームに対して増大した。ばね定数の低減は振動を吸収し、一方ばね定数の増大は、振動に強い高剛性なブーム構造であるためと考えられる。減衰係数を比較すると、走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s において、開発した 3 種類の高剛性ブームは既存スライドブームに対して増大した。これは、図 2-16 のシミュレーション結果の波形を参考にすると、減衰係数が増大することで振動抑制していることが分かる。 RMS を比較すると、走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s において、①トラスブーム（両端同形）と②トラスブーム（先細）は、既存スライドブームに対して、平均振動強度が低下していることから、振動抑制効果を確認することができる。収束時間を比較すると、走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s において、①トラスブーム（両端同形）と②トラスブーム（先細）は、既存スライドブームに対して収束時間が低減していることから、振動を抑制していることが分かる。収束時間が低減したことで、連続した障害物を乗り越す際にも、振動抑制効果が有効であることが分かった。

これらのことから、高剛性トラスブームを用いることで、両輪乗り越し試験 (1.0 m/s) の散布作業においても、散布むらを既存ブームと同程度以下までに低減できると推察す

る。本試験では剛性を高めることで振動しにくいブームを開発し、垂直振動を抑制した。さらなるブームの垂直振動抑制対策として、路面からの振動そのものを伝えないように、ブームと機体の間を絶縁するなどして振動を伝えない機構とすると、さらにブームの垂直振動を抑制できると考えられる。

2) 片輪乗り越し試験

片輪乗り越し試験（走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s ）において、開発した 3 種類の高剛性ブームの振動抑制効果は示されなかった。高剛性ブームを用いても垂直振動が抑制できなかったことから、ブームの垂直振動の要因はブームの剛性不足ではないと考えられる。すなわち、機体がローリングしてもブームが大きくたわむことはないと考えられる。機体のローリングによるブームの垂直振動の要因の 1 つは、ブームも機体長手方向を軸とする回転運動をすることにあると考えられる。最大加速度による衝撃値は、走行速度 0.5 m/s では 3 種類の高剛性ブームは低減し、走行速度 1.0 m/s では、①トラスブーム（両端同形）のみ低減した。走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s における周波数解析の結果、開発した 3 種類の高剛性ブームは固有振動数の増減がないことから、振動抑制効果がないと考えられる。ばね定数を比較すると、走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s において、①トラスブーム（両端同形）および②トラスブーム（先細）は既存スライドブームに対してばね定数が増大した。③高剛性スライドブームはばね定数が低減した。ばね定数の減少は振動を吸収し、一方、ばね定数の増大は振動に強いブーム構造であるためと考えられる。減衰係数を比較すると、走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s において、3 種類の高剛性ブームは、既存スライドブームに対して減衰係数が増大した。これは、図 2-16 の波形を参考にすると、減衰係数が増大することで振動抑制していることが分かる。*RMS* を比較すると、走行速度 0.5 m/s において、3 種類の高剛性ブームは既存スライドブームと概ね同値であり、平均振動強度が低下しないことが分かった。 1.0 m/s において、①トラスブーム（両端同形）と③高剛性スライドブームの *RMS* は既存スライドブームに対して低減したことから、平均振動強度が低下した。収束時間を比較すると、走行速度 0.5 m/s お

よび **1.0 m/s** において、**3** 種類の高剛性ブームは既存スライドブームに対して、概ね同値または時間が長くなっていることから、振動の収束が劣ることが分かった。これは連続した障害物を乗り越す際にも、振動抑制効果がないことを示す結果と考えられる。

ローリングが生じる要因を考察する。機体の構造上、前車軸はピボットピン方式で懸架されているので前車軸でローリングは生じにくいですが、後車軸では車体に固定されているのでローリングが生じやすい。撮影した動画を確認すると、前輪が障害物を乗り越えても、この時はローリングしない。その後、後輪が障害物を乗り越えると、機体が大きくローリングし、ブームの垂直振動が生じる。現行の懸架方式は、ほ場における走破性および耐久性を考慮しており、ローリングを抑えることを考慮したものではない。よって、ローリングを抑える新たな懸架方式の採用や、ローリングしてもブームに垂直振動が生じない機構の付与などが対応策として考えられる。

3) 急制動試験

急制動試験の結果から、②トラスブーム（先細）は変位のばらつきが最も少なく、特に *IQR* が小さな値となった。③高剛性スライドブームは水平変位の全振幅を最も抑制した。周波数解析の結果、固有振動数に変化がないことから、振動抑制効果がないと考えられる。ばね定数を比較すると、開発した **3** 種類の高剛性ブームは、既存スライドブームに対してばね定数が増大した。これは、ブームの剛性が増大したためだと考えられる。減衰係数を比較すると、①トラスブーム（両端同形）は、既存スライドブームに対して減衰係数が増大した。これは、図 **2-16** の波形を参考にすると、減衰係数が増大することで振動抑制していることが分かる。*RMS* は概ね同値であり平均振動強度が低下していないことが分かった。収束時間は低下していることから、連続した障害物を乗り越す際にも振動抑制効果が有効であることが分かった。

ここで、ブームの振動抑制効果におけるブームの振動収束時間と全振幅に対する評価について述べる。ブームの垂直振動は、鉛直下方に対象作物および地面があることから許容されるブームの最大変位が決められる。一般的に、ブームスプレーヤを用いた防除作業

ではブーム高さ（ノズル先端から作物頂部までの距離）を **30 cm** 程度に設定して行う。このため、鉛直下方への変位が **300 mm** を越えた場合は対象作物と接触すると想定される。対象作物がキャベツ等の場合においては、ノズルの破損事故が生じ、さらに、路面への接触事故も容易に想定されることから、ノズルおよびブームの破損事故を回避する必要がある。そのため、垂直振動を想定する場合においては、振幅および全振幅の抑制が特に重要である。一方、急制動試験では水平振動を対象としているため、垂直振動の場合とは異なり、対象作物および地面との接触事故を想定する必要がない。そのため、接触事故の回避ではなく、主に散布むらに影響をおよぼす水平振動のばらつきに着目し、*SD* および *IQR* で評価する。そうすると、*SD* および *IQR* が最も小さい②トラスブーム（先細）が散布むら低減に適していると考えられる。

本研究では、振動に強いブーム構造の開発に着目し、振動の抑制を検討した。片輪乗り越し試験のように高剛性ブームで対応できない場合は、別途に振動の入力を遮断することに着目した振動抑制装置の付設や新たな懸架方式の採用も必要である。今後、さらに振動抑制効果を高めるためには、「振動に強いブーム」と「振動の入力の遮断」の2つを併用することが有効である。また、実際の散布作業で、感水紙などを用いて散布むらの低減効果を定量的に調査し、さらに体系防除による防除効果について検討する必要がある。

第5節 要約

速い作業速度においても、ブームの垂直振動および水平振動が少ないブームスプレーヤの開発を目的として、3種類の高剛性ブームを試作した。これらを搭載した乗用管理機型ブームスプレーヤを供試して、障害物設置路面の走行試験および急制動試験を行い、次の結果を得た。

- 1) 質量および断面2次モーメントを主なパラメータとして考慮し、①トラスブーム（両端同形）、②トラスブーム（先細）、③高剛性スライドブームの3種類の高剛性ブームを開発した。特に③高剛性スライドブームは、不定形および小規模ほ場に対応可

能なブームを目指し、現行機に採用されている散布幅が可変なスライドブームに垂直方向および水平方向への振動抑制性能を付加することを目的として開発した。

- 2) 両輪乗り越し試験の結果、①トラスブーム（両端同形）および②トラスブーム（先細）では、ブームの垂直振動を抑制した。
- 3) 片輪乗り越し試験の結果、開発した**3**種類の高剛性ブームでは明確な振動抑制効果が見られないことから、新たな懸架方式の採用や他の振動抑制装置と組み合わせる等の対策が必要と考えられた。
- 4) 急制動試験の結果、開発した**3**種類の高剛性ブームは水平振動の収束性が向上し、②トラスブーム（先細）は振動の収束時間を最も縮小し、③高剛性スライドブームは水平振動の全振幅を最も抑制した。

第 6 章 高速作業を可能とするブーム振動抑制装置の開発と農薬の付着程度

第 1 節 本章の目的

本章では、第 3 章、第 4 章、第 5 章で述べたブーム振動抑制装置 3 種類（HPS、ロールダンパ、高剛性スライドブーム）を全て搭載し、その振動抑制効果について検証するとともに、通常作業の約 2 倍（1.0 m/s）の高速作業を行った場合における農薬の付着程度について検討する。

第 2 節 開発装置（HPS、ロールダンパ、高剛性スライドブーム）の概要

第 3 章、第 4 章、第 5 章の試験で供試した乗用管理機型ブームスプレーヤに、今まで開発してきた HPS、ロールダンパおよび高剛性スライドブームを全て搭載し、図 6-1 のように乗用管理機型ブームスプレーヤを構成した。

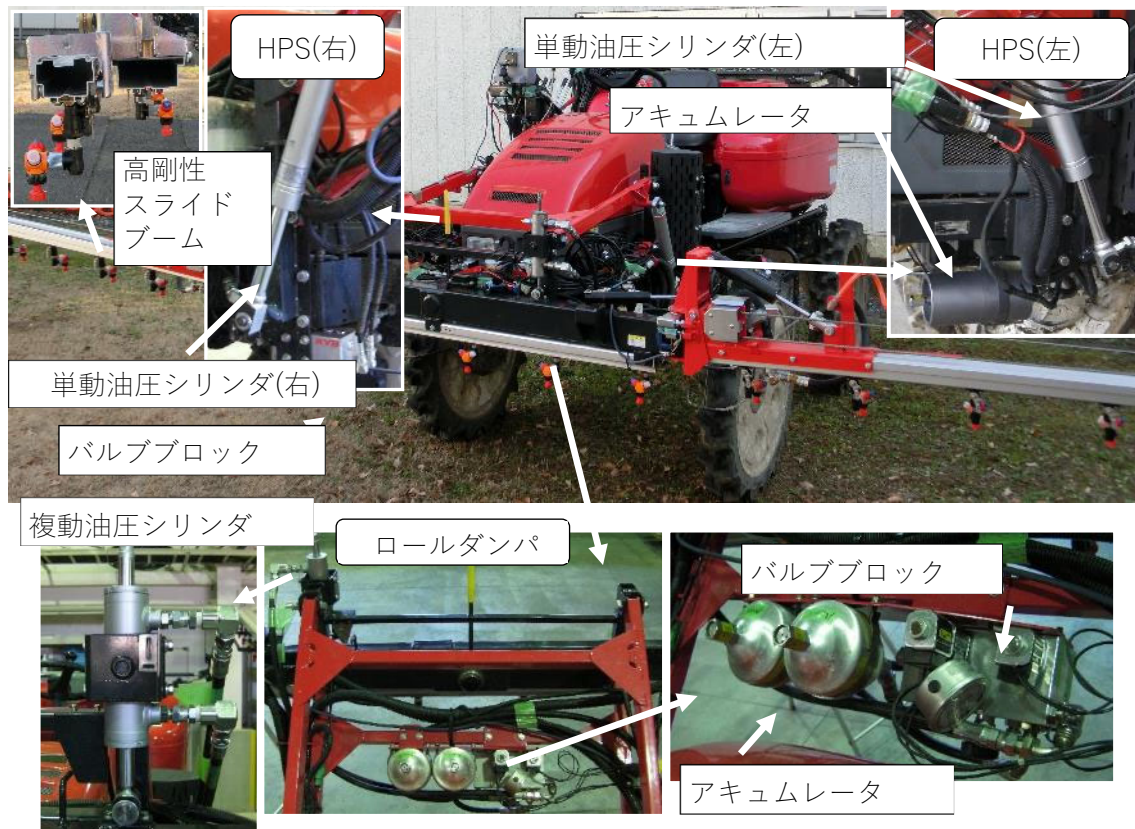


図 6-1 3 種類のブーム振動抑制装置を搭載した乗用管理型ブームスプレーヤ

第 3 節 開発装置の性能試験

乗用管理機型ブームスプレーヤのブーム振動抑制効果と農薬の付着程度を調べるため、以下の 2 つの試験を行った。図 6-1 に示す乗用管理機型ブームスプレーヤを供試して、障害物設置路面を走行して、ブームの垂直振動抑制効果を評価する試験（以下、ブーム振動抑制効果試験）、大豆ほ場において農薬散布し、感水紙を用いて付着程度を評価する試験（以下、薬液付着試験）を行った。

1. ブーム振動抑制効果試験

1) 供試機

HPS, ロールダンパおよび高剛性スライドブームを装着した乗用管理機型ブームスプレーヤを用いて, HPS およびロールダンパを **ON/OFF** にした同一機体 1 台で試験を行った。開発機と対照機における振動抑制装置の作動状況の違いについて表 6-1 に示す。HPS とロールダンパを **ON** にし, さらに高剛性スライドブームを搭載したものを開発機, HPS とロールダンパを **OFF** にし, 高剛性スライドブームを搭載したものを対照機とした。

表 6-1 開発機と対照機における振動抑制装置の作動状況

振動抑制装置の種類	開発機	対照機
HPS	○	×
ロールダンパ	○	×
高剛性スライドブーム	○	○

○：装置を作動させたことを示す。

×：装置を作動させなかったことを示す。

2) 試験方法

試験と障害物の様子を図 6-2 に示す。標準法 (ISO 22763 (2006)), 標準法 (ISO 14131 (2005)) を参考に, 第 3 章, 第 4 章, 第 5 章と同様の方法で行った。



図 6-2 ブーム振動抑制効果試験の様子と障害物

2. 薬液付着試験

開発機に搭載した 3 種類のブーム振動抑制装置が農薬の付着程度に及ぼす影響を調査するため、以下のような薬液付着試験を行った。

1) 供試機

表 6-1 で示した開発機および対照機に、吐出量 1.81 L/min（散布圧力 1.5 MPa の実測値）、噴霧粒子径 166 μm （散布圧力 1.5 MPa の実測値）、噴霧パターンが扇形であるノズル（やまびこ社製、KDNB5）を装着して試験を行った。

2) 試験方法

第 2 章の散布むら試験に準じて、感水紙を用いて薬液付着試験を行った。ただし、本試験は、試験条件等が異なることから、以下のような試験方法に調整して試験を行った。

薬液付着試験の様子を図 6-3 に示す。本試験は、農研機構中央農業研究センター北陸研究拠点の大豆（品種：エンレイ）ほ場で行った。クリップを用いて支柱に感水紙（スプレーイングシステムジャパン製：20301-2N 76×52 mm）を設置した（図 6-4）。葉面の上面・下面および左側面・右側面の付着を把握することを想定し、地上高 30, 60, 90 cm の高さにそれぞれ、上面・下面、左側面・右側面に感水紙を設けた。1 試験区当たり、この支柱 3 本（感水紙の合計枚数：36 枚）を用いた。なお、感水紙の設置位置は、最大散布幅に全開した右ブーム先端から 2 つ目のノズルが支柱の真上になるように設定した。

感水紙のサンプルサイズについては、以下のように検定力分析を用いて **36** と決めた。山田ら (2010b) はサンプルサイズが①有意水準、②対立仮説のもとで母集団における効果の大きさ、③検定力の **3** つによって決めることができると示している。そこで、統計解析ソフトウェア **R** の **pwr** パッケージを用いてサンプルサイズを計算した。その際に②効果の大きさについては、同ソフトウェアの **cohen.Es** 関数から、**Cohen (1988)** が提唱している **t** 検定における効果の大きさを「大」と仮定した場合を算出した結果 **0.8** を用いた。検定力とは帰無仮説が正しくないときに、きちんと帰無仮説を棄却して正しい結論を導ける確率であり、一般的には **0.8** を用いる。これらのことから、有意水準 **0.05**、効果の大きさ **0.8**、検定力 **0.8**、両側検定を仮定して計算すると、サンプルサイズが **25.5** となった。1 郡のサンプルサイズが **26** 以上必要であることから、今回の試験ではサンプルサイズを **36** とした。

走行速度は対照機 **0.5 m/s**、開発機 **1.0 m/s** とし、供試機の車速連動装置を用いて散布量 **100 L/10 a** に設定し、スミチオン乳剤（水で **1000** 倍希釈）の散布を行った。感水紙への付着の解析では、市販のイメージスキャナ（**CANON** 社製、**CanoScan LiDE600F**）で取り込んだカラー画像を処理対象として、臼井ら (2009) が開発した画像処理プログラムを用いて付着液斑の被覆面積率（青色に変色した部分の画素数/処理対象領域の画素数×**100**）を算出した。ここでは、被覆面積率の差をポイントと表記する。ポイントと表記する理由は、パーセントで表記すると、被覆面積率の差または割合のどちらを記載しているのか混同するのを避けるためである。被覆面積率の平均値について統計処理を行った。コルモゴロフ・スミルノフ検定を用いて正規性の検定を行い、さらに **F** 検定による等分散の検定を行った後、**t** 検定を行った。この際、対照機と開発機で散布した場合における付着程度を総合的に評価するため、感水紙の設置位置別、設置方向別に評価せずに、設置位置と設置方向を全て加味した条件として分析した。

また、標準偏差が大きいことから、たまたま平均値に近い値を示すデータ郡同士を比較し、有意差について検定している可能性がある。そこで、モンテカルロシミュレーション

を用いて確認を行った。同じ母集団から何度も標本抽出を繰り返し、その都度、検定を行い、有意な結果の回数と有意ではない結果の回数を数えた。以下に具体的な方法を記す。開発機の確率分布（平均値 32.9, 標準偏差 32.7）と対照機の確率分布（平均値 39, 標準偏差 32.4）から、今回試験で取得したデータ数と同じ 36 個のデータを、それぞれ無作為にサンプリングし、そのデータセットを基に t 検定を行い、その際に算出される p 値を求めた。この p 値を求める一連の操作を 10,000 回行った。



図 6-3 薬液付着試験の様子



図 6 -4 感水紙の設置状況

第 4 節 試験結果および考察

1. ブーム振動抑制効果試験

前章の試験結果と同様に，ブームの水平状態を垂直変位 **0 mm** とし，上方への変位をプラス，下方への変位をマイナスとして示す。試験結果をまとめて，ブームの垂直方向の全振幅（変位の最大値－最小値），*SD*（標準偏差），*IQR*，最大加速度を表 **6-2** に示す。*SD* および *IQR* でブームの垂直変位のばらつきを示す。最大加速度（最大値または最小値の絶対値のいずれか大きい値）を，ブーム先端に伝わる衝撃値の指標として用いた。また，表 **6-3** に固有振動数，ばね定数，減衰係数，*RMS*，**2** 乗値の面積，収束時間（**2** 乗した波形値が **10000 mm²** 以上から **10000 mm²** 以下になるまでの時間）を示す。

表 6-2 ブーム振動抑制効果試験結果の概要

試験区	供試機	走行速度 (m/s)	振幅 (mm)	全振幅 (mm)	<i>SD</i> ^a (mm)	<i>IQR</i> ^b (mm)	振動の 収束時間 (s)	最大加速度 (m/s ²)	
両 輪 乗 り 越 し	開発機	0.5	167	282	35	26	5	13.5	
		1.0	214	323	36	31	8	15.7	
	対照機 ^c	0.5	230	423	57	41	9	23.2	
		1.0	490	876	136	67	9	83.6	※
片 輪 乗 り 越 し	開発機	0.5	460	576	77	37	4	10.3	
		1.0	209	372	45	41	5	19.8	
	対照機 ^c	0.5	510	1014	171	70	10	23.3	※
		1.0	517	820	112	63	9	38.6	※

a: *Standard deviation*

b: *Inter quartile range*

c: 水上ら (2018) で既掲載

※: オーバーレンジした試験区

表 6-3 振動波形の特性を表すパラメータ（試験結果の概要）

走行路	供試機	走行速度 (m/s)	固有振動数 (Hz)	ばね定数 (N/m)	減衰係数 (N・s/mm)	RMS (mm)	2乗値の 面積 (s・mm ²)	収束時間 (s)
両 輪 乗 り 越 し	開 発 機	0.5	— *	— *	— *	71.8	8.6×10 ⁶	3.3
		1.0	— *	— *	— *	80.0	7.8×10 ⁶	2.4
	対 照 機	0.5	1.2	539.5	1.1	109.6	2.5×10 ⁷	4.2
		1.0	1.2	525.7	2.2	210.0	1.8×10 ⁸	8.2
片 輪 乗 り 越 し	開 発 機	0.5	— *	— *	— *	174.6	5.8×10 ⁷	4.3
		1.0	1.3	573.2	0.6	115.6	1.0×10 ⁷	1.5
	対 照 機	0.5	0.6	138.0	2.8	260.7	2.9×10 ⁸	8.4
		1.0	0.7	160.0	3.1	177.5	1.2×10 ⁸	7.6

*：卓越する周波数成分が確定できない振動

1) 両輪乗り越し試験

両輪乗り越し試験における垂直変位を図 6-5 に箱ひげ図として示す。横軸に時間 s 、縦軸に垂直変位 mm をとった左ブーム先端の時系列振動を図 6-6 に示す。箱ひげ図は、*IQR* を用いてデータのばらつきを表現する。走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は対照機に比べ、振幅が約 27% 、全振幅は約 33% 抑制した。また、同様に *SD* が約 39% 、*IQR* は約 37% 抑制した。一方、走行速度 $1.0 m/s$ では、対照機の数値が一部オーバーレンジしたものの、開発機は対照機に比べて振幅が約 56% 、全振幅は約 63% 抑制した。*SD* は同様に約 74% 、*IQR* は約 54% 抑制した。最大加速度による衝撃値を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は対照機に比べ、 42% 抑制した。走行速度 $1.0 m/s$ では、開発機は対照機に比べ、 81% 抑制した。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz 、横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図 6-7 に示す。各パワースペクトル密度のピーク値から求めた固有振動数は、走行速度 $0.5 m/s$ および $1.0 m/s$ において、開発機は卓越する周波数成分を確定できないものの低減した。ばね定数および減衰係数は、走行速度 $0.5m/s$ および $1.0 m/s$ において、卓越した周波数成分を確定できないことから確定できなかった。*RMS* を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は対照機に対して約 35% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の *RMS* は既存機に対して約 62% 低減した。 2 乗値の面積を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は対照機に対して約 66% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の 2 乗値の面積は既存機に対して約 96% 低減した。収束時間を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は対照機に対して約 21% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の収束時間は既存機に対して約 70% 低減した。

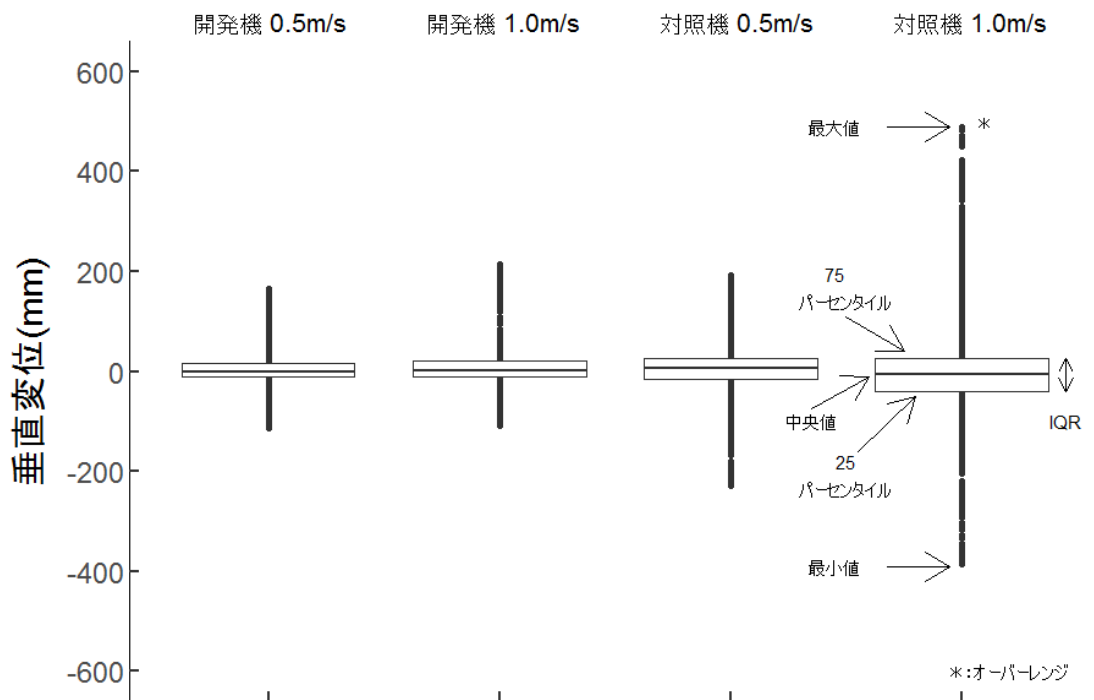


図 6-5 両輪乗り越し試験における垂直変位

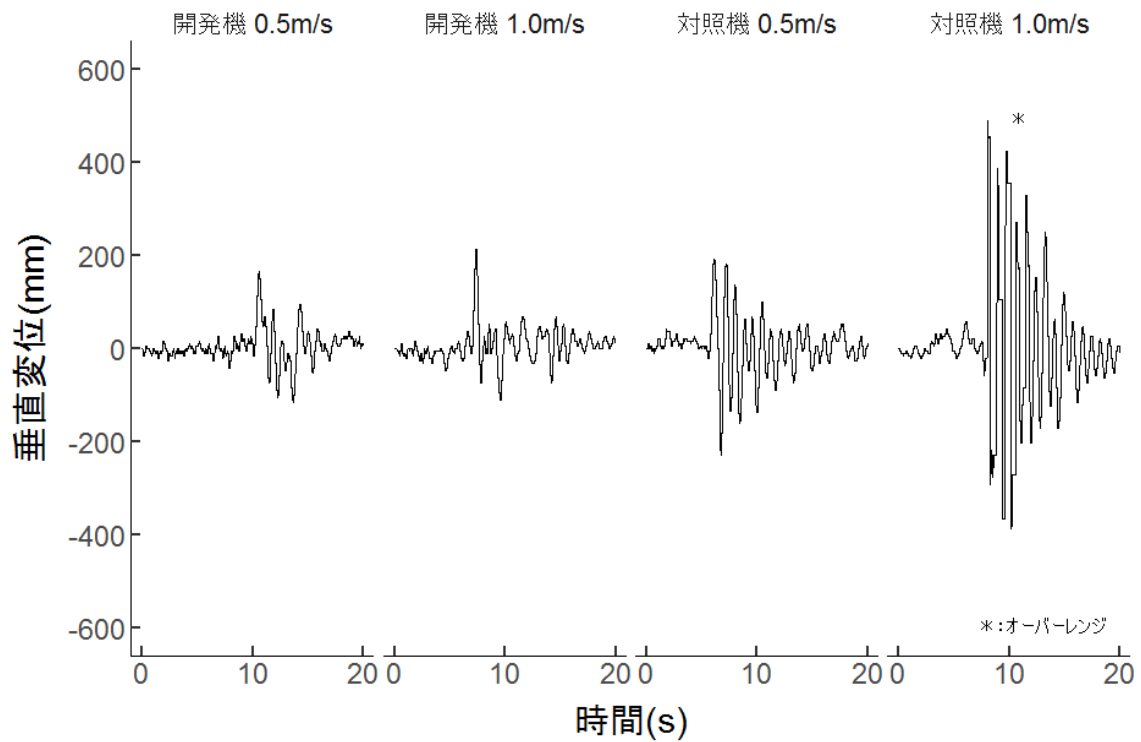


図 6-6 左ブーム先端の時系列振動（両輪乗り越し試験）

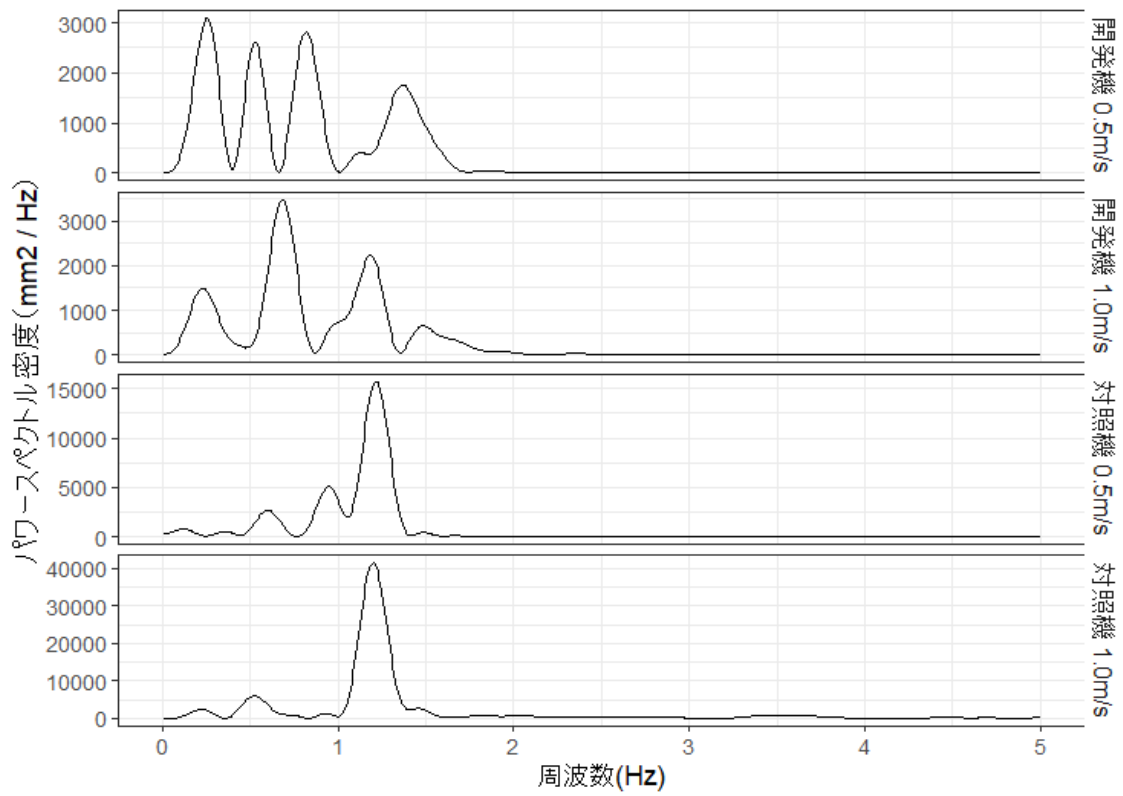


図 6-7 周波数解析の結果（両輪乗り越し試験）

2) 片輪乗り越し試験

片輪乗り越し試験における垂直変位の結果を図 6-8 に箱ひげ図で示す。横軸に時間 s 、縦軸に垂直変位 mm をとった左ブーム先端の時系列振動を図 6-9 に示す。走行速度 $0.5 m/s$ において、対照機の数値が一部オーバーレンジしたものの、開発機は対照機に比べ、振幅が約 10% 、全振幅は約 43% 抑制した。同様に、 SD が約 55% 、 IQR は約 47% 抑制した。走行速度 $1.0 m/s$ においても、対照機の数値が一部オーバーレンジしたものの、開発機は同様に振幅が約 60% 、全振幅は約 55% 抑制した。同様に、 SD は約 60% 、 IQR は約 35% 抑制した。最大加速度による衝撃値を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は対照機に比べ、 56% 抑制した。走行速度 $1.0 m/s$ では、開発機は対照機に比べ、 49% 抑制した。縦軸にパワースペクトル密度 mm^2/Hz 、横軸に周波数 Hz をとった周波数解析結果を図 6-10 に示す。各パワースペクトル密度のピーク値から求めた固有振動数は、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は卓越する周波数成分を確定できないものの低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の固有振動数は対照機に対して増加した。ばね定数を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、卓越した周波数成分を特定できないことから確定できなかった。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機のばね定数は対照機に対して増加した。減衰係数を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、卓越した周波数成分を特定できないことから確定できなかった。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の減衰係数は対照機に対して減少した。 RMS を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は対照機に対して約 33% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の RMS は既存機に対して約 35% 低減した。 2 乗値の面積を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において、開発機は既存機に対して約 80% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の 2 乗値の面積は既存機に対して 91% 低減した。収束時間を比較すると、走行速度 $0.5 m/s$ において開発機は既存機に対して約 49% 低減した。走行速度 $1.0 m/s$ において、開発機の収束時間は既存機に対して約 80% 低減した。

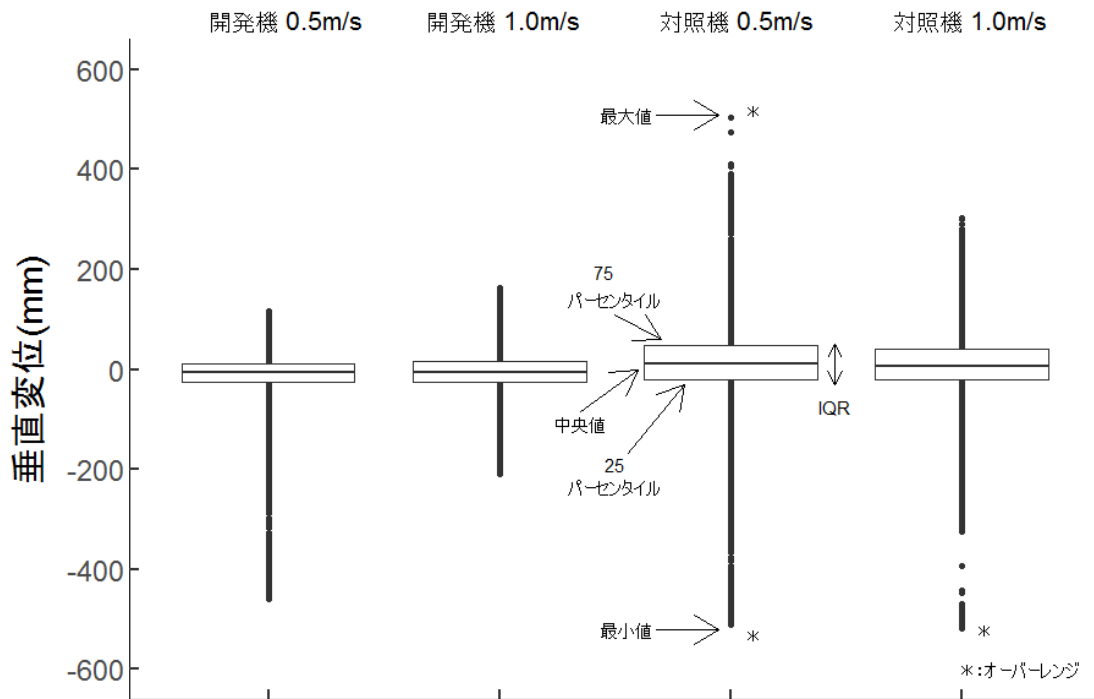


図 6-8 片輪乗り越し試験における垂直変位

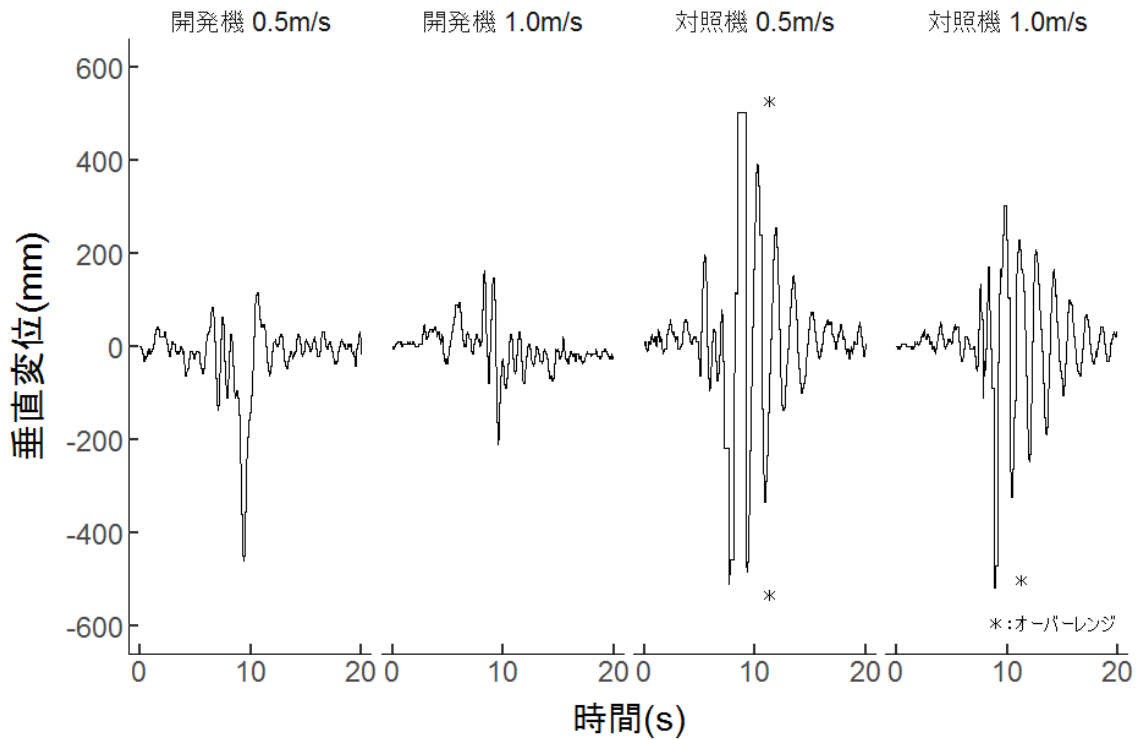


図 6-9 左ブーム先端の時系列振動 (片輪乗り越し試験)

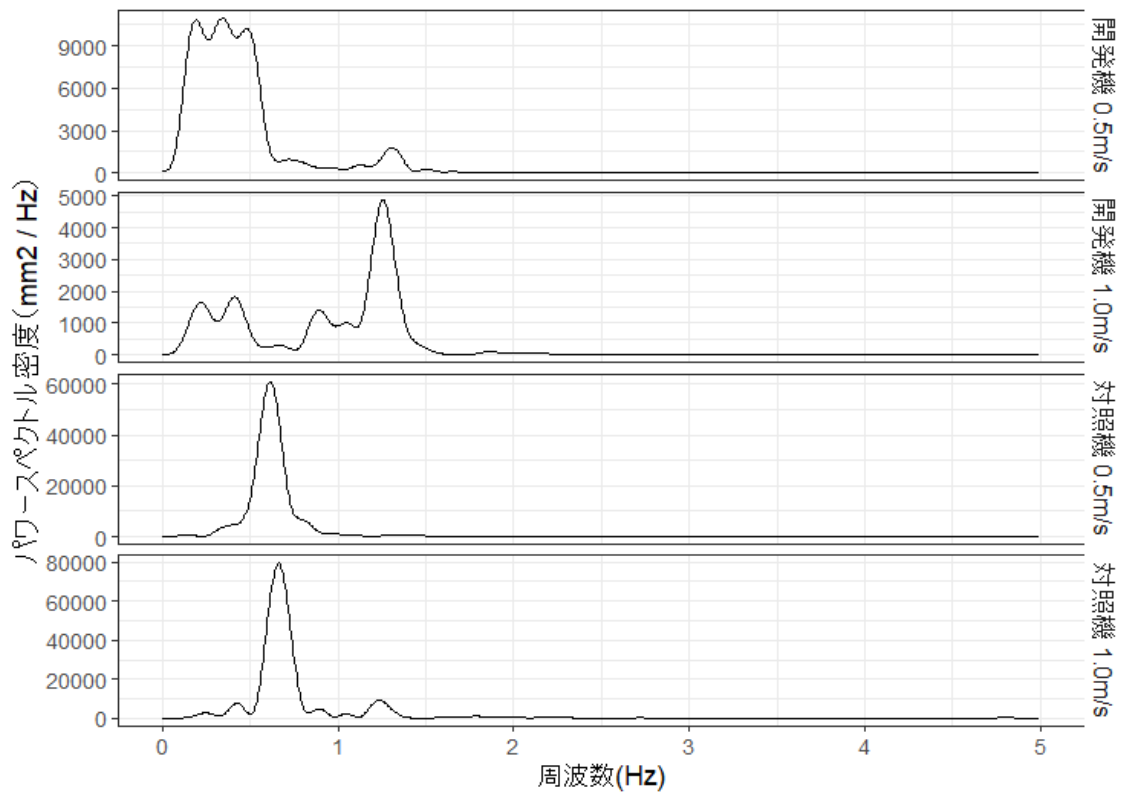
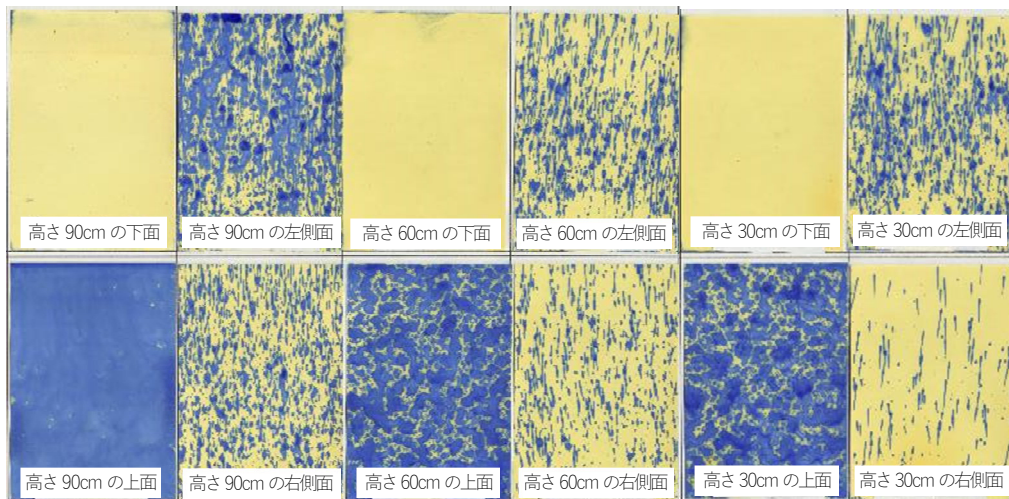


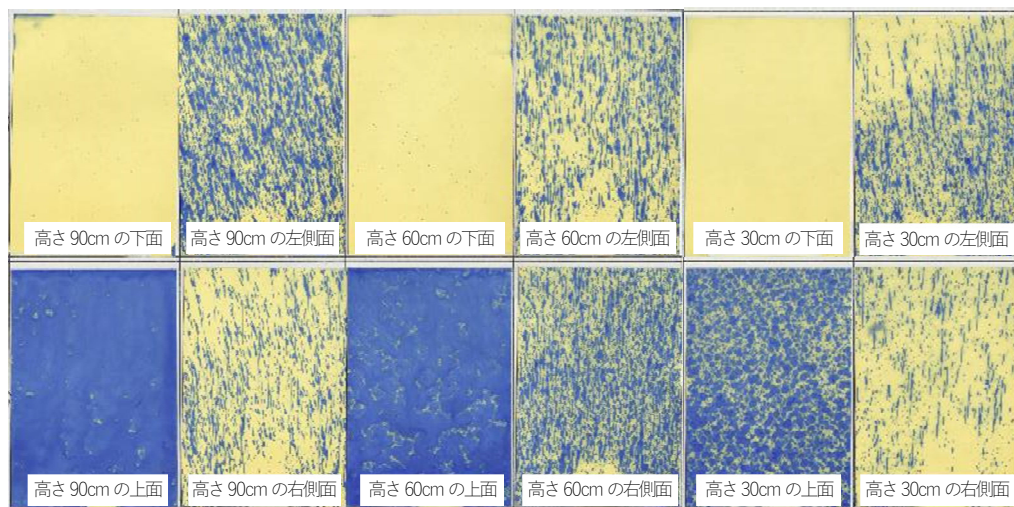
図 6-10 周波数解析の結果（片輪乗り越し試験）

2. 薬液付着試験

薬液付着試験の結果の 1 例として、薬液散布後の感水紙を図 6-11 に示す。散布液が付着したところは青く変色し、黄色のところは、散布液が付着していないことを示している。設置方向で比較すると、葉裏を想定した下面において、対照機、開発機ともに付着がほとんどなかった。一方、葉表を想定した上面においては、対照機、開発機ともに付着程度が良好であった。全体的に対照機と開発機を比較すると、目視による顕著な付着の差は認められなかった。薬液付着試験の結果概要を表 6-5 に示す。平均値および標準偏差で比較すると、開発機は対照機と概ね同等であった。設置方向別に比較すると、上面および下面では概ね同等、左側面および右側面においては、開発機の被覆面積率が対照機より若干劣った。被覆面積率の平均値について、コルモゴロフ・スミルノフ検定を用いて正規性を検定した結果、5%有意水準で正規性について棄却できなかった。さらに、 F 検定の結果、5%有意水準で等分散を棄却できなかった。これらのことから、正規性と等分散を仮定した t 検定を行った結果、5%有意水準で有意な差はみられなかった。対照機と開発機の被覆面積率の確率分布を図 6-12 に示す。横軸は被覆面積率、縦軸は確率密度を表す。この確率分布を用いて、モンテカルロシミュレーションを行った。具体的には、対照機と開発機のそれぞれの母集団から、試験に用いた感水紙の枚数と同数の 36 個のデータを無作為に抽出し、有意水準 5%で t 検定を 10,000 回行った。その結果、5%有意水準で棄却された回数は、1187 回、棄却されなかった回数は 8813 回であった。この回数は、10,000 回と十分に多い回数を繰り返し行った結果であることから、真値である確率からそれほど大きく外れることはないはずである。すなわち、 t 検定を繰り返し行った場合においても、対照機と開発機の平均値に 5%の有意な差はみられなかった。



対照機の付着程度の結果



開発機の付着程度の結果

図 6-11 薬液付着試験結果の例

表 6-5 薬液付着試験結果の概要

設置位置	設置方向	被覆面積率 (%) a			
		対照機 (走行速度 0.5 m/s)		開発機 (走行速度 1.0 m/s)	
—	—	39.0	(平均値)	32.9	(平均値)
		32.4	(標準偏差)	32.7	(標準偏差)
上	上 面	83.3		93.2	
	下 面	0.1		0.0	
	右側面	48.8		32.5	
	左側面	60.3		38.6	
中	上 面	82.1		84.3	
	下 面	0.0		0.1	
	右側面	31.0		24.8	
	左側面	39.2		27.1	
下	上 面	77.8		63.5	
	下 面	0.0		0.0	
	右側面	17.0		10.0	
	左側面	27.9		20.5	

a: 全体 (n=36)

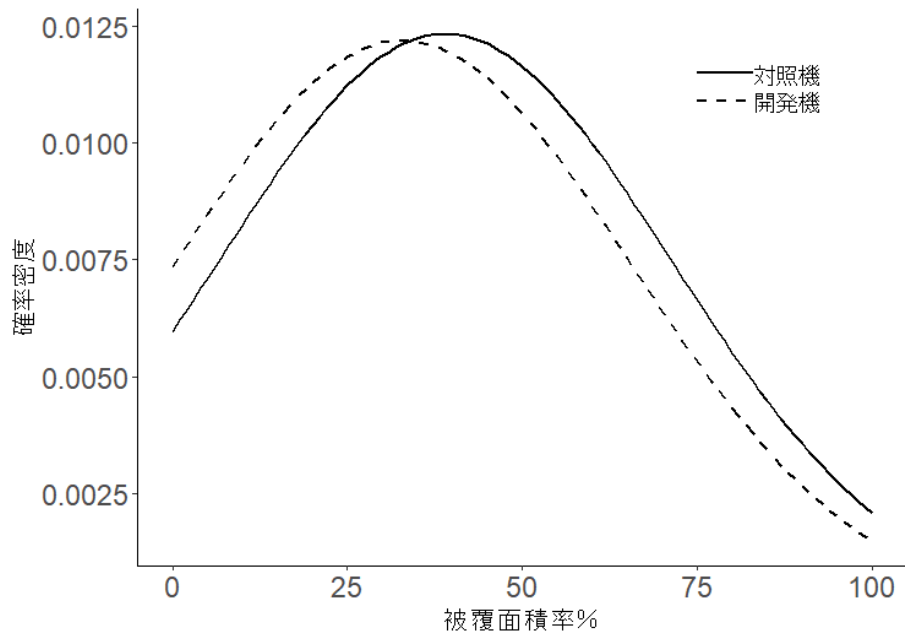


図 6-12 対照機と開発機の被覆面積率の確率密度関数

3. 考察

開発した 3 つのブーム振動抑制装置を全て搭載した乗用管理機型ブームスプレーヤを用いることで、機体への外部入力の種類にかかわらずブームの垂直振動が抑制された。そして、薬液の付着度を低下させることなく、通常よりも高速での作業ができることが示され、開発機の高速走行による実作業への適応性が実証された。以下に、その論拠を述べる。

ブーム振動抑制効果試験において、両輪乗り越し、片輪乗り越しの 2 つの試験で、開発機の垂直振動は対照機に比べて抑制し、走行速度 1.0 m/s において、全振幅が 30 cm 未満となった。ブームスプレーヤにおける防除作業では、作物の頂部とノズル先端の距離を概ね 30 cm 程度に設定し農薬散布することから、ノズルと作物の接触を回避できることが示された。両輪乗り越し（走行速度 0.5 および 1.0 m/s）、片輪乗り越し（走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s）において、最大加速度による衝撃値は低減した。両輪乗り越し（走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s）および片輪乗り越し（走行速度 0.5 m/s）における周波数解析の結果、卓越する周波数成分を確定できないものの固有振動数が低下した。CAE 技術者のための情報サイト（2019）によると、「振動源の周波数に対して少なくとも $1/\sqrt{2}$ 以下の固有振動数に、十分な振動抑制効果を得るには $1/3$ 以下の固有振動数になるようにする。」とあることから、固有振動数の観点から検討しても、振動抑制効果があったと考えられる。これは、開発した振動抑制装置が性能を発揮したことを示している。片輪乗り越し（走行速度 1.0 m/s）における周波数解析の結果、開発機は対照機に対して、固有振動数とばね定数が増大し、減衰係数が減少した。これは開発機のパワースペクトル密度が全体的に大幅に減少したことにより、相対的に 1.3 Hz 付近の固有振動数のピークが表れたためと考えられる（図 6-10）。両輪乗り越し試験（走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s）と片輪乗り越し試験（走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s）において、*RMS* で比較すると開発機は対照機に対して平均振動強度を低下していることから、開発機の振動抑制効果が表れたと考えられる。また収束時間においても、両輪乗り越し試験（走行速度 0.5 m/s お

よび 1.0 m/s) と片輪乗り越し試験 (走行速度 0.5 m/s および 1.0 m/s) において、収束時間が低減した。特に、両輪乗り越し試験 (走行速度 1.0 m/s) と片輪乗り越し試験 (走行速度 1.0 m/s) において、大幅に収束時間を短縮したことから、高速走行時の振動の収束がよいことが分かる。高速走行時に収束時間が低減したことから、特に高速走行時に連続した障害物を乗り越す際に、振動抑制効果を発揮することが分かった。

両輪乗り越し試験では、機体の垂直変位に伴いブームが垂直方向に振動する。一方、片輪乗り越し試験では機体のローリングに伴いブームの垂直振動が生じることから、ブームの垂直振動の要因が異なる。HPS およびロールダンパを併用することで、異なる要因のブームの垂直振動に対して、振動抑制作用が働きブームの垂直振動を抑制した。このことから、路面の起伏がランダムなほ場における本開発機の適応性が実証された。

片輪乗り越し試験では、車速の違いによって、垂直変位に差が生じた。走行速度 0.5 m/s における垂直変位は 1.0 m/s 走行時に比べて大きかった。安部 (2012) は、車両の水平方向運動に伴う慣性力が車体の重心点に働くと、車体は慣性力が働く方向に傾くことになり、これをローリングと呼び、この運動は車両の水平方向の運動に伴って生じると述べている。これより、走行速度 1.0 m/s に比べ、走行速度 0.5 m/s で障害物を乗り越した際に、車体の重心点に水平方向に働く力が長い時間作用したことで、大きくローリングしたためと推察する。

薬液付着試験において、設置方向別に比較すると、開発機は左側面と右側面において被覆面積率がやや劣るものの、平均値および上面と下面において、同等であった。また、 t 検定の結果から 5 %有意水準で平均値において有意な差はみられないことから、開発機の被覆面積率は対照機と概ね同等であった。これは、薬液付着において、1.0 m/s で作業した開発機が 0.5 m/s で作業した対照機と概ね同等の性能であることを示すものである。

本試験は、同一ほ場内ではあるが、試験区ごとに別の走行路で行った試験であり、路面の起伏などから生じる機体への入力異なることを考慮する必要がある。しかし、ブーム振動抑制効果試験の結果を踏まえると、ほ場試験においても開発機はブームの垂直振動

を抑制し、ブーム高さが安定したため、高速作業の条件でも低速作業の対照機と概ね同等の被覆面積率であったと推察する。原（2000）は、均一な農薬散布を行うには作物とノズルとの間隔を一定に保つことが必要であると述べている。このことからブーム高さが安定したため、高速作業でも概ね同等の被覆面積率になったと推察する。

葉裏への付着を想定して下面に設置した感水紙の被覆面積率は、開発機および対照機ともに 0 %であった。これは農薬の散布方向が作物の上方からのみであったためと推察する。殺虫剤の多くは接触剤であることから、直接、害虫に散布されるか、または散布された場所に害虫が触れる必要がある。よって、接触剤を散布する場合は、農薬散布における防除効果を高めるために、今後、葉裏への付着を考慮した新たな散布方法についても検討が必要である。

以上のとおり、今回実施した 2 つの試験、ブーム振動抑制効果試験および薬液付着試験の結果から、開発機の高速度走行による実作業への適応性が実証された。ブームスプレーヤのように作業幅が広い作業機の散布性能向上のために、油空圧技術を用いた HPS およびロールダンパによる振動の伝達を遮断する機構と、変位の少ない高剛性なブームを組み合わせることが有効であった。これらの要素技術を開発するにあたり、ブームの振動発生要因を明らかにするとともに、振動発生要因ごとに分けて、振動を抑制する要素技術を開発することが重要であった。

実際の散布作業では、ブームが作物や地面に接触し破損することを回避するために、過度にブーム先端を上げた状態で散布する場面が多く見られ、農薬の不均一散布やドリフトを助長していると考えられる。ホクレン（2016）によると、北海道内において、2011～2015 年の 5 年間における農薬の残留基準値超過や適応外農薬の検出件数が 150 件以上にのぼり、基準値超過の原因はドリフトが 52 %を占めると報告している。開発機を用いることで、高速作業を行うことができ、現行の防除作業と同等の防除効果を維持しつつ、さらにドリフトの少ない防除作業が可能である。

今後、開発装置が実用化され、現場に普及することにより、乗用管理機型ブームスプレーヤによる防除作業の高速化と省力化に寄与し、大規模な農業経営の一助となることが期待される。

第5節 要約

高速作業を可能とする乗用管理機型ブームスプレーヤの開発を目指し、3種類のブーム振動抑制装置を開発し、乗用管理機型ブームスプレーヤに搭載した。これを開発機として供試して、ブーム振動抑制効果試験、薬液付着試験を行い、下記の結果を得た。

- 1) 機体の垂直変位に起因するブームの垂直振動を抑制する **HPS**、機体のローリングに起因するブームの垂直振動を抑制するロールダンパ、さらにブームの剛性を高めた高剛性スライドブームを開発した。
- 2) ブーム振動抑制効果試験の両輪乗り越し試験および片輪乗り越し試験において、開発機はブームの垂直振動を抑制できた。
- 3) 薬液付着試験において、慣行の2倍の高速作業をした開発機の付着程度は対照機と概ね同等であり、高速作業による被覆面積率の低下は見られなかった。
- 4) 全てのブーム振動抑制装置を搭載した開発機を用いることで、ブームの垂直振動を抑制できることが示された。また、高速作業を行った場合でも、慣行の作業速度での薬液付着程度と同等となったことから、開発機の高速度走行による実作業への適応性が実証された。

第7章 総括

第1節 研究の概要と得られた成果

食料の安定的供給を図るうえで、農作物の病虫害防除は必要である。防除法として、農薬を散布する動力噴霧機が最も広く利用されている。その中でも乗用可能な自走式である乗用管理機型ブームスプレーヤが国内で普及しつつある。

農地の集約などによる経営規模拡大により、生産現場では大規模ほ場に対応した大型機械の導入が進んでおり、乗用管理機型ブームスプレーヤにおいても大型化に伴う高速化が求められている。しかし、地表面に凹凸や傾斜があるほ場では、高速作業や旋回などの際にブームが激しく揺れ、ブーム先端が地面に衝突し破損する危険性の高いことが報告されている。このことから、実際の作業では、ブームが作物や地面に接触することを回避するために、過度にブーム先端を上げた状態で作業することが多い。このような散布方法は、農薬の不均一散布やドリフトを助長してしまう懸念があり、本来は避けるべき操作である。

そこで本研究では、散布作業を高速化する上で課題となるブーム振動を抑制する装置の開発を目的とした。まず初めに、均一な農薬散布の基礎資料を得ることを目的に、乗用管理機型ブームスプレーヤのブームの振動が薬液の落下量および付着むらに及ぼす影響を調査した。次に油空圧技術を用いて、機体の垂直変位に起因するブーム垂直振動抑制装置 HPS、さらに機体のローリングに起因するブーム垂直振動抑制装置ロールダンパを開発した。水平振動に対しては、ブーム構造強度を見直し、垂直振動および水平振動が少ない高剛性ブームを開発した。上記の 3 種類のブーム振動抑制装置を全て搭載したブームスプレーヤを供試して振動抑制効果を試験するとともに、対照機の 2 倍の高速作業を行って付着むらを調査して、開発機の実作業への適応性を検討した。

乗用管理機型ブームスプレーヤのブームの振動が及ぼす散布むらへの影響、開発したブームの垂直振動および水平振動抑制装置の性能、大豆を対象にした高速作業による薬液付着程度の研究成果について、以下のように総括する。

1. ブームの振動が散布むらへ及ぼす影響とブームの振動シミュレーション

防除効果を高めるためには、農薬を均一にむらなく散布することが重要である。そこで、乗用管理機型ブームスプレーヤのブームの振動が薬液の落下量および付着むらに及ぼす影響について調査した。

- 1) 高さ **60 mm** の木製の障害物を設置した障害物設置路面を走行速度 **0.5 m/s** および **1.0 m/s** で、障害物を乗り越えながら薬液として水を散布した。水の落下量および付着にむらが生じ、*IQR*は落下量分布試験で **351%**、付着むら試験で **20** ポイント増加した。
- 2) 付着性評価室内試験結果より、ガンマ分布を仮定した一般化線形モデルを適用し、ブーム高さ と薬液付着の関係性について明らかにした。
- 3) 試験結果から、乗用管理機型ブームスプレーヤの薬液付着むらの原因の **1** つがブームの振動であることが示され、散布むらを低減するためには、ブーム高さを一定にすることが重要であることを示した。
- 4) 減衰のある **1** 自由度の振動モデルを想定し、任意に定めた質量、ばね定数、減衰係数を用いてブームの振動シミュレーションを行った。
- 5) シミュレーションした波形からばね定数および減衰係数を検証し、算出方法が有効であることを確認した。

2. 機体の垂直変位に起因するブーム垂直振動抑制装置の開発

ブームの垂直振動を抑制するため、油空圧技術を用いたブームの垂直振動抑制装置 (**HPS : Hydro-Pneumatic Suspension**) を開発し、乗用管理機型ブームスプレーヤに搭

載し、障害物設置路面の走行試験およびほ場走行試験を行い、HPSの振動抑制効果を明らかにした。

- 1) HPSは、機体の垂直変位に起因するブームの垂直振動を絶縁し、ブーム本体に伝達しない機能を有する。
- 2) 両輪乗り越し試験および畑走行試験において、開発機はブームの垂直振動を抑制できた。
- 3) 片輪乗り越し試験および水田走行試験において、開発機は機体のローリングに起因するブームの垂直振動を抑制できなかった。
- 4) 3)を踏まえ、機体のローリングに起因するブームの垂直振動を抑制するためには、別途の対策が必要である。

3. 機体のローリングに起因するブーム垂直振動抑制装置の開発

機体のローリングに起因するブームの垂直振動を抑制するため、ロールダンパを開発し、乗用管理機型ブームスプレーヤに搭載し、障害物設置路面の走行試験およびほ場走行試験を行い、ロールダンパの振動抑制効果を明らかにした。

- 1) ロールダンパは、機体のローリングに起因するブームの垂直振動を絶縁し、ブーム本体に伝達しない機能を有する。
- 2) 片輪乗り越し試験および水田走行試験において、開発機は機体のローリングに起因するブームの垂直振動を抑制した。
- 3) 両輪乗り越し試験および水田走行試験において、開発機は機体の垂直変位に起因するブームの垂直振動を抑制できなかった。
- 4) 3)を踏まえ、機体の垂直変位に起因するブームの垂直振動を抑制するためには、別途の対策が必要である。

4. 乗用管理機型ブームスプレーヤの高剛性ブームの開発

高速の作業速度においても、ブームの垂直振動および水平振動が小さいブームの開発を目指し、3種類の高剛性ブームを開発した。これらを搭載した乗用管理機型ブームスプレーヤを供試して、障害物設置路面の走行試験および急制動試験を行い、開発したブームの振動抑制効果を明らかにした。

- 1) 質量と断面2次モーメントを主なパラメータとして、3種類のブーム①トラスブーム（両端同形）、②トラスブーム（先細）、③高剛性スライドブームを開発した。特に、③高剛性スライドブームの開発は、不定形および小規模ほ場で使用可能なブームを目指したもので、既存機に採用されているスライドブームに垂直方向および水平方向への振動抑制機能を付加することを目的とした。
- 2) 両輪乗り越し試験において、開発した①トラスブーム（両端同形）および②トラスブーム（先細）の垂直振動は抑制された。
- 3) 片輪乗り越し試験において、開発した3種類の高剛性ブームは明確な振動抑制効果が見られなかった。機体のローリングに対応するためには、新たな懸架方式の採用や他の振動抑制装置と組み合わせる等の対策が有効であると考えられた。
- 4) 急制動試験において、開発した3種類の高剛性ブームは水平方向の振動の収束性が向上し、②トラスブーム（先細）は水平方向の振動の収束時間を最も縮小し、③高剛性スライドブームは水平方向の振動の全振幅を最も抑制した。

5. 高速作業を可能とするブーム振動抑制装置の開発と農薬の付着程度

高速作業を可能とする乗用管理機型ブームスプレーヤの開発を目指し、3種類のブーム振動抑制装置を開発し、乗用管理機型ブームスプレーヤに全て搭載してブーム振動抑制効果試験、薬液の付着試験を行い、開発装置のほ場での適応性について実証した。

- 1) 機体の垂直変位に起因するブームの垂直振動を絶縁する HPS, 機体のローリングに起因するブームの垂直振動を絶縁するロールダンパ, さらにブームの剛性を高めた高剛性スライドブームを開発した。
- 2) ブーム振動抑制効果試験において, 機体の垂直変位とローリングに起因するブームの垂直振動が抑制した。
- 3) 薬液の付着試験において, 高速作業した開発機の薬液付着程度は慣行速度の対照機と同等で, 高速作業による被覆面積率の低下は見られなかった。
- 4) 3種のブーム振動抑制装置を搭載した開発機を用いることで, ブームの垂直振動が抑制できることが示された。また, 開発機で高速作業を行った場合においても薬液の付着程度が慣行と同等であることから, 開発機の高速度による実作業への適応性が実証された。

第2節 残された課題と今後の展望

薬液の付着試験の結果, 葉裏への付着を想定して下面に設置した感水紙には薬液が付着していなかった。これは農薬の散布方向が作物の上方からのみであることに因る。農薬散布による防除効果を高めるためには, 今後, 葉裏への付着を考慮した新たな散布方法についても検討が必要である。

農薬の残留基準値超過の主要な原因はドリフトにあると指摘されている。本研究の開発機を用いることで, 高速作業においても, 慣行の防除作業と同等の防除効果を維持しつつ, さらにドリフトの少ない防除作業が可能である。今後, 開発装置が実用化され, 現場に普及することにより, 乗用管理機型ブームスプレーヤによる防除作業の高速化と省力化に寄与し, 大規模な農業経営の一助となることが期待される。

参考文献

安部正人 (2012) : 自動車の運動と制御 車両運動力学の理論形成と応用 (第 2 版). 東京電気大学出版局, 東京, 172-205.

東恵一 (2011) : 飛散低減ノズルの開発と普及状況. シンポジウム「ポジティブリスト制度後の 5 年間」, 日本植物防疫協会, 45-50.

Balsari, P., Herbst, A., Langenakens, J. (2015) : Advice for field crop sprayer adjustments.

https://spise.julius-kuehn.de/dokumente/upload/f308a_spise-advice_05-2015.pdf

(2016 年 4 月 12 日閲覧). CAE 技術者のための情報サイト(2019) : 振動特性を考慮した構造設計の考え方. <http://jikosoft.com/cae/engineering/vibration07.html>(2019 年 8 月 15 日閲覧).

Clijmans, L., Ramon, H., Sas, P., Swevers, J. (2000b) : Sprayer Boom Motion Part 2 Validation of the Model and Effect of Boom Vibration on Spray. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 76(2), 121-128.

Clijmans L., Swevers J., De Baerdemaeker J., Ramon H. (2000a) : Sprayer Boom Motion, Part 1: Derivation of the Mathematical Model using Experimental System Identification Theory. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 76(1), 61-69.

Cohen, J. (1988) : *Statistical power analysis for the behavioral sciences*. Lawrence Erlbaum associates.

Deprez, K., Anthonis, J., Ramon, H., Van Brussel, H. (2002) : PM - Power and Machinery Development of a Slow Active Suspension for Stabilizing the Roll of Spray Booms. Part 2 Controller Design. *Biosystems Engineering*, 81(3), 273-279.

Frost. A.R (1984) : Simulation of an active spray boom suspension. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 30, 313-325.

Frost. A.R (1987) : A design procedure for twin universal link spray boom suspensions.

Journal of Agricultural Engineering Research, 37(3-4), 179-189.

Frost, A.R, O'Sullivan, J.A. (1986) : Verification of a mathematical model for a passive spray boom suspension. Journal of Agricultural Engineering Research, 34(3), 245-255.

Frost, A.R, O'Sullivan, J.A. (1988) : Verification and use of a mathematical model of an active twin link boom suspension. Journal of Agricultural Engineering Research, 40(4), 259-274.

藤井良宜, 竹内光悦, 後藤智弘 (2012) : 日本統計学会公式認定統計検定 3 級対応データの分析. 東京図書株式会社, 東京, 60.

藤田茂樹 (2011) : 水稲用微粒剤 **F** の開発. シンポジウム「ポジティブリスト制度後の 5 年間」, 日本植物防疫協会, 51-57.

藤田俊一 (2002) : 畑作等における地上液剤少量散布技術開発の現状. シンポジウム「農薬の新しい実践的利用技術」. 日本植物防疫協会, 27-39.

藤田俊一 (2007) : 病害虫による農作物の経済的損失. シンポジウム「病害虫と雑草による影響を考える」. 日本植物防疫協会, 1-14.

古畑徹 (2017) : 農薬行政の現状と課題. 植物防疫年刊 2017, 日本植物防疫協会, 16.

原令幸 (2000) : 慣行散布の現状と問題点. シンポジウム「21 世紀の農薬散布技術の展開」. 日本植物防疫協会, 6-11.

原令幸 (2011) : ブームスプレーヤ事故原因と今後の改良. 農業機械学会北海道支部報 51, 19-25.

原令幸, 竹中秀行, 野口伸, 石井一暢 (2006) : ブームスプレーヤによる無人防除作業システムの開発. 農業機械農機誌, 68(2) 88~93.

服部光雄 (2011) : 残留農薬ポジティブリスト制度導入も伴って発生した農薬リスク評価上の課題と対応状況. シンポジウム「ポジティブリスト制度後の 5 年間」, 日本植物防疫協会, 11-18.

早川尚男 (2020) : Runge-Kutta 法についてのノート. <https://ocw.kyoto-u.ac.jp/ja/01-faculty-of-integrated-human-studies-jp/introduction-to-simulation/pdf/rk.pdf#search='%E3%83%AB%E3%83%B3%E3%82%B2%E3%82%AF%E3%83%83%E3%82%BF%E6%B3%95%E3%81%A8%E3%81%AF'> (2020 年 9 月 15 日閲覧).

ホクレン(2016):農薬のドリフト防止と適正使用. http://www.megumi.hokuren.or.jp/files/library/25_File3.pdf (2016 年 7 月 5 日閲覧).

星野敏明 (2014) : 食料安全基本法. 日本農薬学会誌, 39(2), 195-201.

星野洋平, 安藤恭平, 鈴木聡一郎 (2016) : 柔軟構造物用回転型アクティブ除振装置の動的量子化器による低コスト高性能化. https://www.jstage.jst.go.jp/article/transjsme/advpub/0/advpub_15-00652/_pdf-char/ja (2020 年 9 月 12 日閲覧).

今井正信 (1962) : 最新防除機. 株式会社新農林社, 東京, 106-107.

今泉忠, 田村義保, 中西寛子, 美添泰人 (2012) : 日本統計学会公式認定統計検定 2 級対応統計学基礎. 東京図書株式会社, 東京, 29.

ISO 14131 (2005) : Agricultural sprayers -Boom steadiness- Test methods.

ISO 16122-2 (2015) : Agricultural and forestry machinery - Inspection of sprayers in use – Part 2 Horizontal boom sprayers.

ISO 22763 (2006) : Equipment for crop protection -Sprayers- Demonstration track for field crop sprayers.

Kennes P., Ramon H., De Baerdemaeker J. (1999) : Modelling the effect of passive vertical suspensions on the dynamic behaviour of sprayer booms. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 72, 217-229.

Kennes P., Anthonis J., Ramon H. (1998a) : Modelling and Optimization of the Dynamic Behaviour of Sprayer Booms. *IFAC Proceedings Volumes*, 31(2), 321-325.

Kennes P., Vermeulen K., Clijmans L, Ramon H. (1998c) : Comparison of Different Passive Horizontal Sprayer Boom Suspension Set-Ups, IFAC Proceedings Volumes, 31(12), 307-311

Kennes P., Vermeulen K., Ramon H. (1998b) : Evaluation of a Non-Linear Finite Element Model to Simulate Vibrations of a Small Sized Sprayer Boom. IFAC Proceedings Volumes, 31(12), 295-299.

国際連合食糧農業機関 (2020) : 世界の食糧安全保障と栄養の現状.
<http://www.fao.org/publications/sofi/2020/en/> (2020年9月12日閲覧).

久保拓弥 (2012) : データ解析のための統計モデリング入門. 株式会社岩波書店, 東京, 138-141.

Langenakens J, Ramon H, De Baerdemaeker J (1999) : The Effects of Vertical Sprayer Boom Movements on the Uniformity of Spray Distribution. Journal of Agricultural Engineering Research, 74(3), 281-291.

Marchant, J.A., Frost, A.R.(1989) : Simulation of the performance of state feedback controllers for an active spray boom suspension. Journal of Agricultural Engineering Research, 43, 77-91.

松原望, 縄田和満, 中井検裕 (1994) : 統計学入門. 財団法人東京大学出版会, 東京, 91.

三木豊, 小嶋昭雄, 藤巻雄一, 金子均 (1993) : 水田用ブームスプレーヤによる水稲病害虫の防除. 北陸病害虫研究会報, 41, 45-51.

宮原佳彦 (2003a) : 農薬散布時のドリフト防止対策. シンポジウム「防除と農薬をめぐる最近の話題」, 日本植物防疫協会, 56-62.

宮原佳彦 (2003b) : 農薬施用技術-地上散布技術について-. 日本農薬学会誌 28, 386-391.

宮原佳彦 (2007) : 防除機の現状と課題. シンポジウム「散布技術を考える」, 日本植物防疫協会, 8-21

宮原佳彦 (2017) : 農薬散布機と散布技術の現状と展望. 植物防疫年刊 2017, 日本植物防

疫協会, 76-77.

宮崎昌宏 (1998): 農薬散布技術. 農薬散布技術編集委員会編, 社団法人日本植物防疫協会, 東京, 104.

水上智道・吉田隆延・宮原佳彦・太田淳・森励輝・柴崎大樹・伊藤達夫・稲田隆則・田中保雄・徳田宏紀 (2018): 乗用管理機搭載型ブームスプレーヤの高剛性ブームの開発, 農業食料工学会誌 80 (5); 307-319.

水上智道, 吉田隆延, 田中庸之, 宮原佳彦, 伊藤達夫, 稲田隆則, 田中保雄, 徳田宏紀, 太田淳, 柴崎大樹, 森励輝 (2016): 乗用管理機型ブームスプレーヤの機体の垂直変位に起因するブーム垂直変位低減装置の開発, 農業食料工学会誌 78 (1), 54-63.

Moor A, Langenakens J, Vereecke E, Jaeken P, Lootens P, Vandecasteele P (2000): Image analysis of water sensitive paper as a tool for the evaluation of spray distribution of orchard sprayers. *Aspects of Applied Biology*, No.57, 329-341.

守谷茂雄 (1998): 農薬散布技術, 農薬散布技術編集委員会編, 社団法人日本植物防疫協会, 東京, 52.

中西洋介, 浦池隆文, 小林幸徳, 星野洋平 (2009): 軽量型農薬散布機作業アームの安定化制御技術. 農業環境工学関連学会 2009 年合同大会講演要旨集, CD-ROM.

中西洋介, 浦池隆文, 吉川毅, 鈴木慎一, 澤山一博 (2010): 大規模農業に向けた走行安定化機能を搭載した高速農作業機械の開発. https://staff.aist.go.jp/t.kotoku/mechatronics/events/2010/AM1_nakanishi.pdf (2020 年 9 月 12 日閲覧).

Nation, H. J. (1982): The dynamic behaviour of field sprayer booms. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 27(1), 61-70.

Nation, H. J. (1987a): The Design and Performance of a Gimbal-type Mounting for Sprayer Booms 1 Development Procedure. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 36(4), 233-246.

Nation, H. J. (1987b): The Design and Performance of a Gimbal-type Mounting for Sprayer Booms 2. Optimization Model and Validation. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 36(4), 247-260.

日本植物防疫協会 (2010) : 飛散低減ノズルの防除効果等に関する調査結果. 農薬飛散対策技術マニュアル, 日本植物防疫協会, 23

農 林 水 産 省 (2020a) : 日 本 の 食 料 自 給 率 .
https://www.maff.go.jp/j/zyukyu/zikyu_ritu/012.html (2020 年 9 月 12 日 閲 覧).

農林水産省 (2020b) : 平成 30 年度農薬の使用に伴う事故及び被害の発生状況について.
<https://www.maff.go.jp/j/press/syouan/nouyaku/200529.html> (2020 年 9 月 14 日 閲 覧).

O'Sullivan, J.A. (1986) : Simulation of the behaviour of a spray boom with an active and passive pendulum suspension. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 35(3), 157-173.

O'Sullivan, J.A. (1988) : Verification of passive and active versions of a mathematical model of a pendulum spray boom suspension. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 40(2), 89-101.

Ramon, H., Anthonis J., Moshou D., De Baerdemaeker J. (1998) : Evaluation of a Cascade Compensator for Horizontal Vibrations of a Flexible Spray Boom. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 71(1), 81-92.

Ramon, H., De Baerdemaeker, J. (1996a) : A modelling procedure for linearized motions of tree structured multibodies-2 Design of an active spray boom suspension on a spraying-machine. *Computers & Structures*, 59 (2), 361-375.

Ramon, H., De Baerdemaeker, J., van Brussel, H. (1996b) : Design of a cascade controller for a flexible spray boom. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 10 (2), 197-210.

Ramon, H., Langenakens J. (1996c) : Model-based improvement of spray distribution by optimal positioning of spray nozzles. *Crop Protection* 15(2), 153-158.

Ramon, H., Langenakens J. (1997) : Spray Boom Motions and Spray Distribution: Part 1, Derivation of a Mathematical Relation. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 66(1), 23-29.

佐藤禎稔 (1992) : トラクタ直装式スプレーヤのブーム高さ制御に関する研究. 帯広畜産大学, 93.

佐藤禎稔, 宮本啓二, 松田清明 (1984) : 超音波による農業機械の地上高検出. 帯大研報 I, 3, 281-286.

佐藤禎稔, 宮本啓二, 松田清明 (2002) : 十勝地方の大規模畑作地帯における防除作業の実態調査. *農作業研究*, 37(3), 153-160.

佐藤禎稔, 宮本啓二, 松田清明 (1991) : ブームスプレーヤの噴霧高さの実態. 帯広畜産大学学術研究報告 I, 17, 289-297.

佐藤禎稔, 宮本啓二, 松田清明 (1994) : 超音波センサによるブームスプレーヤの噴霧高さ制御 (第 2 報) 噴霧高さ自動制御装置の開発. *農業機械学会誌*, 56 (6) , 59-67.

島田和彦 (2017) : 植物防疫行政の現状と課題. *植物防疫年刊 2017*, 日本植物防疫協会, 12-15.

清水基滋 (2007) : 水稻・畑作の少量散布技術の展開. シンポジウム「散布技術を考える」. 日本植物防疫協会, 31-38.

高田一, 永井健一, 吉村卓也, 成田吉弘, 池田隆, 吉沢正紹, 青木繁, 井上喜雄, 木村康治 (2009) : 振動学. 社団法人日本機械学会, 東京, 7

田中彰一 (1971) : 農薬要論. 株式会社養賢堂, 東京, 31.

梅田遼平, 星野洋平, 小林幸徳, 江丸貴紀, 中西洋介 (2010) : 適応アクティブ制振ユニットの開発とブームスプレーヤへの適応. 計測自動制御学会北海道支部学術講演会論文集 42nd, 27-30

白井善彦, 宮原佳彦, 水上智道, 林和信, 猪之奥康治, 太田智彦, 山田祐一, 牧野英二, 安食恵治, 窪田陽介, 中野和弘 (2009): 感水紙面に付着した液班の被覆面積率を迅速に算出する画像処理ソフト.

<http://www.naro.affrc.go.jp/project/results/laboratory/brain/2009/brain09-05.html>

(2016年3月15日閲覧).

Wegener J K, Rautmann D, Palyi B, Laszlo A (2014): Testing of weed seeking systems for spray trains - development of a test procedure.

<http://www.researchgate.net/publication/283291401> (2015年12月25日閲覧).

八木宏典 (2010): プロが教える農業のすべてがわかる本. 株式会社ナツメ社, 東京, 227.

山田剛史, 杉澤武俊, 村井潤一郎 (2010a): Rによるやさしい統計学. 株式会社オーム社, 東京, 85.

山田剛史・杉澤武俊・村井潤一郎 (2010b): Rによるやさしい統計学. 株式会社オーム社, 東京, 364-367.

湯浅一康 (2014): 特集 防除・管理作業用機械. 農業食料工学会誌 76巻 第6号 455~458

Summary

Pest control is an important issue to ensure a stable food supply for farmers. In recent years, arable, biological, and physical control methods have been introduced in Japan; however, chemical pesticides are mainly used because they save labor and provide a stable control effect. Power sprayers that spray liquid pesticides are the most widely used for chemical pest control. Among them, the self-propelled crop sprayers of riding-type vehicles are becoming popular in Japan.

At production sites, sizes of these machines are growing to accommodate large-scale fields; the same is true for the sprayers of riding-type vehicles for crop management. On farmland, where the ground is uneven or sloped, the boom vibrates violently in the vertical direction when working at high speed. This may cause the boom tip to hit the ground and break, resulting in uneven pesticide application and pesticide drift. Although the boom is equipped with a control lever to manually adjust its height, it is inaccurate and cumbersome to continuously adjust the boom height while spraying. Therefore, to prevent the boom from making contact with the crop or the ground, we often work with the boom tip raised at an excessive height. To improve this situation, automatic control of the boom height is strongly desired.

In this study, we developed a device to control the boom vibration to reduce the difficulty of spraying work and improve the accuracy of spraying pesticides using the sprayer of a riding-type vehicle. Two types of vertical vibration suppression devices were developed to isolate the vibration transmission via hydraulic and pneumatic technology, and to respond to different road surface conditions that affect the behavior of the machine. Furthermore, the structure of the boom was reconsidered, and a highly rigid boom with low vertical and horizontal vibrations was developed. We aim to achieve the same level of pesticide adhesion as in conventional spraying,

even when spraying at 1.0 m/s, which is twice the conventional spraying speed.

This thesis consists of seven chapters. In Chapter 1, the purpose of this study is described, and the reports of previous studies based on their research background are reviewed. In Chapter 2, the effects of boom height on the chemical drop and uneven adhesion caused by the sprayers of riding-type vehicles for crop management are investigated. It was found that the use of a boom vibration suppression system, which responds to the behavior of the sprayer, improves pest control by reducing unevenness and drift compared with existing pest control methods. In addition, the boom vibration caused by the machine body and its modeling are studied. Using a single degree-of-freedom vibration model with damping, The effectiveness of the calculation method of the model variables is confirmed.

In Chapter 3, a device that controls the vertical boom vibration caused by vertical displacement of the vehicle body is developed using hydraulic and pneumatic technology to block the transmission of vibration. By using it as an alternative to a conventional hydraulic cylinder for lifting and lowering, the vertical displacement of the boom caused by the vertical displacement of the vehicle body was reduced by approximately 65% in obstacle running tests. However, it was also confirmed that the vertical vibration of the boom caused by the vehicle body roll was not suppressed.

In Chapter 4, we developed a roll damper that uses hydraulic and pneumatic technology to block the transmission of the boom vibration caused by the vehicle body roll. The vertical displacement of the boom caused by the vehicle body roll was reduced by approximately 45% in an obstacle running test. We confirmed that the roll damper did not suppress the vertical vibration of the boom caused by the vertical displacement of the vehicle body, and that the combination of hydro-pneumatic suspension (HPS) and roll damper is essential because of the random undulations

that occur in an actual field.

In Chapter 5, the horizontal displacement of the boom was reduced by approximately 16% by reconsidering the boom structure to develop a highly rigid slide boom with less vibration.

In Chapter 6, boom vibration suppression and chemical adhesion tests were conducted using a sprayer of riding-type vehicles equipped with all three types of boom vibration suppression devices (HPS, roll damper, and high-rigidity slide boom). The results of the boom vibration suppression and chemical adhesion tests confirmed its suitability for actual work.

This study enables the sprayers of riding-type vehicles for crop management to suppress boom vibration, which allows the spraying of the right amount of pesticides at the right boom height for adequate adhesion to crops. This prevents the need to work with the boom tip raised at an excessive height to avoid contact with crops or the ground. In addition, the new system enables the safe and efficient use of the boom sprayer. Thus, the development of a boom vibration suppression system for the sprayer of riding-type vehicles for crop management has been achieved.

謝 辞

本研究を取りまとめるにあたり，終始ご指導とご助言を賜った東京農工大学大学院東城清秀教授ならびに宇都宮大学大学院松井正実教授に対して，衷心より感謝の意を表す。また，茨城大学小松崎将一教授，東京農工大学酒井憲司教授，帖佐直准教授には審査委員として査読していただき貴重なご助言を賜りました。ここに記して深く感謝申し上げます。

本研究を実施するにあたり，各種試験装置の製作および試験に協力していただいた農業食料工学会の宮原佳彦氏，革新工学センターの吉田隆延氏，旧生研センターの田中庸之氏，**KYB**（株）の伊藤達夫氏，稲田隆則氏，**KYB-ES**（株）の田中保雄氏，徳田宏紀氏，（株）やまびこの太田淳氏，柴崎大樹氏，森励輝氏，中央農業研究センターの高橋真実氏，竹内博昭氏，加藤仁氏，関正裕氏に対して心より感謝の意を表す。また，本論文作成に向けて，厚情と助言を賜った革新工学センターの小林研氏に対して深謝の意を表す。