

旋回クレーンの作業効率向上および機械負荷低減のための

最適動作軌道の生成

(Optimal Motion Trajectory Generation for Enhancing Work
Efficiency and Reducing Mechanical Stress in Rotary Cranes)

2026年1月

博士（工学）

百済 和文

豊橋技術科学大学

2026年 1月 5日

機械工学専攻	学籍番号	第 239101 号	指導教員	内山 直樹 高橋 淳二
氏名	百濟 和文			

論文内容の要旨 (博士)

博士学位論文名	旋回クレーンの作業効率向上および機械負荷低減のための最適動作軌道の生成
---------	-------------------------------------

(要旨 1,200 字程度)

旋回クレーンは多様な作業現場で重量物の運搬に広く用いられているが、吊荷の制御は難しく、安全な操作には熟練の技能が求められる。また主要構造物であるラチスブームは高い耐荷重性能を備える一方、複雑な格子構造を有するため局所的に応力が集中しやすく、不適切な操作や荷振れによって疲労損傷や座屈につながる危険性が報告されている。そのため、安全性や作業効率向上を目的として吊荷制御に関する研究は多数行われてきたものの、それらの多くは位置精度向上や残留荷振れの抑制に焦点が当てられており、高速動作による作業効率向上や、高速動作中に発生する機械的負荷の低減まで考慮した研究は限られている。本研究はこれらの課題を踏まえ、高速動作による作業効率向上と機械負荷低減を両立する最適動作軌道の生成の提案を目的とする。

第2章では、熟練オペレータによる実機旋回クレーンの高速動作における、荷振れ挙動やラチスブーム下部に生じる応力特性、旋回動作軌道を計測し、それらを詳細に分析した。これにより熟練オペレータ特有の高速動作の特性や、接線方向の荷振れがブーム応力を増大させるメカニズムを明らかにし、高速動作における課題を具体化した。

第3章では、吊荷の運動に関するダイナミクスモデルを構築し、ラボスケール装置を用いた実験結果と比較しモデルの妥当性を確認した。クレーン動作時の荷振れ特性がシミュレーションで再現されていることを確認した。

第4章では、熟練オペレータの動作軌道を参考に設定した2段S字曲線軌道を高速動作の基準とし、機械性能および荷振れ抑制の制約のもと、動作時間最小化を目的とした最適動作軌道生成法を提案した。シミュレーションとラボスケール装置実験の結果、最適動作軌道は旋回単動作のみならず、ロープ長や起伏角が変化する複合動作においても、目標位置で残留荷振れを十分に抑制できることが示された。

第5章では、高速動作時の機械負荷低減を目的に、接線方向の荷振れがブーム高応力を生じさせる点に着目し、荷振れを抑制するための最適複合動作軌道を検討した。複数軌道の比較により有用な性質を特定し、ラチスブーム型クレーンの構造特性に適した動作軌道を設計した。その結果、提案軌道は2段S字曲線軌道に比べ接線方向の荷振れを30.6%低減し、有限要素解析では最大応力振幅を17.7%低減した。また、ISO 4301-1に基づく耐疲労性評価では、最大運転サイクル数が従来軌道の約2.7倍に向上することが示され、長期的な運用に関する有効性を示す結果が得られた。

第6章では、目標旋回角度が微小に変化する場合を想定し、リアルタイム補正軌道生成手法を提案した。ダイナミクスモデルを線形化し、二次計画法に基づいて補正軌道を生成することで、事前に得られた最適軌道の情報を微小な角度変化に対して修正することで高い制振性能を維持できることを確認した。

第7章では、研究成果を総括し、今後の課題を述べた。

Department of Mechanical Engineering	Student ID Number D239101	Supervisors Naoki UCHIYAMA Junji TAKAHASHI
Applicant's name Kazufumi KUDARA		

Abstract (Doctor)

Title of Thesis	Optimal Motion Trajectory Generation for Enhancing Work Efficiency and Reducing Mechanical Stress in Rotary Cranes
-----------------	--

Approx. 800 words

Rotary cranes are widely used for heavy-load handling in various worksites; however, controlling loads remains challenging, and safe operation continues to rely heavily on skilled operators. Although the lattice boom—the primary structural component—offers high lifting capacity, its complex truss structure makes it susceptible to localized stress concentration, leading to fatigue damage or even buckling under inappropriate operation or excessive load sway. Accordingly, many studies have conducted research to improve safety and work efficiency through advanced load-sway suppression. However, most prior research has primarily focused on positioning accuracy and residual load sway suppression, while comparatively few studies have addressed the dual objectives of enhancing work efficiency through high-speed motion and reducing the mechanical stress induced during rapid operations. This study aims to generate optimal motion trajectories that simultaneously improve operational efficiency and reduce mechanical stress during high-speed crane motion.

Chapter 2 investigates high-speed operations performed by skilled operators using an actual-scale rotary crane. Detailed measurements of load-sway behavior, stress responses in the lower region of the lattice boom, and rotational motion trajectories were conducted. The analysis identifies characteristic motion patterns unique to skilled operators and clarifies the mechanism by which tangential load sway increases boom stress, thereby highlighting critical issues that arise during high-speed operation.

Chapter 3 develops a dynamics model that describes the motion of the load and confirms its validation through comparison with lab-scale crane experiments. The results confirm that the model accurately reproduces the load sway characteristics observed in actual crane motion.

Chapter 4 generates an optimal motion trajectory based on a two-stage S-curve trajectory derived from skilled-operator motion patterns. Based on machine performance limits and residual load sway suppression constraints, the motion trajectory is minimized in total motion time. Simulations and lab-crane experiments demonstrate that the generated trajectory effectively suppresses residual load sway not only during single rotation but also during multi-axial motions involving rope-hoisting and boom-luffing motions.

Chapter 5 generates an optimal motion trajectory for reduction of mechanical stress during high-speed motion by focusing on the lattice-boom stress increase caused by tangential load sway. Through comparative analysis of multiple motion trajectory candidates in prior studies, effective features for reducing tangential load sway were identified, and a trajectory tailored to the structural characteristics of lattice-boom rotary cranes was designed. The proposed motion trajectory reduces tangential sway by 30.6% relative to the two-stage S-curve trajectory. In addition, it decreases maximum stress amplitude by 17.7% relative to the skilled trajectory, as verified through finite element analysis based on actual crane specifications. Additionally, fatigue evaluation based on ISO 4301-1 indicates a 2.7-fold increase in mechanical lifespan, demonstrating the trajectory's effectiveness for long-term crane operation.

Chapter 6 proposes a real-time trajectory modification method that accounts for small variations in desired rotational angle. By linearizing the crane dynamics model and applying quadratic programming to generate modified motion trajectories, the generated motion trajectory maintains high load sway suppression performance while relying on only a single reference motion trajectory.

Chapter 7 concludes the study and outlines future research directions.

目次

第 1 章	序論	1
1.1	研究の背景	1
1.2	関連研究	2
1.2.1	旋回クレーン吊荷制御に関する研究	2
1.2.2	荷振れやクレーンの動作が構造応答や疲労に及ぼす影響に関する研究	4
1.3	本論文の目的と構成	6
第 2 章	実機クレーン実験による荷振れ挙動, ブーム応力および動作特性の評価	9
2.1	実機旋回クレーン実験の目的	9
2.2	実機旋回クレーン実験の概要	9
2.3	荷振れ挙動, ブーム応力および動作特性の評価	12
2.4	実機実験結果に基づく旋回クレーン的高速動作の課題	15
2.5	まとめ	16
第 3 章	旋回クレーンダイナミクスモデルの構築と妥当性の確認	17
3.1	ダイナミクスモデルの構築	17
3.2	ダイナミクスモデルの妥当性確認	19
3.2.1	シミュレーションの概要	19
3.2.2	ラボスケール旋回クレーン装置の概要	22
3.2.3	妥当性確認の結果	27
3.3	まとめ	27
第 4 章	残留荷振れ抑制を考慮した作業効率向上のための最適動作軌道の生成	29
4.1	旋回単動作における時間最小化のための最適動作軌道生成の概要	29
4.1.1	旋回単動作における 2 段 S 字曲線軌道の概要	29
4.1.2	旋回単動作における最適動作軌道生成の計算条件	31
4.1.3	旋回単動作における最適動作軌道のシミュレーションおよび実験結果	34
4.2	複合動作を考慮した 2 段 S 字曲線に基づく最適動作軌道生成	37
4.2.1	複合動作を考慮した最適動作軌道生成の概要	37

4.2.2	複合動作における最適動作軌道生成の計算条件.....	39
4.2.3	複合動作におけるシミュレーション結果および実験結果.....	40
4.3	2段S字曲線に基づく最適動作軌道生成結果の考察.....	44
4.4	まとめ.....	45
第5章	作業効率向上を考慮した機械負荷低減のための最適動作軌道の生成.....	47
5.1	機械負荷低減のための関連研究における動作軌道およびオペレータ動作軌道の比較.....	47
5.2	機械負荷低減のための最適動作軌道の概要と計算条件.....	56
5.3	機械負荷低減のための最適動作軌道のシミュレーションおよび実験結果.....	61
5.4	実機旋回クレーン仕様におけるブーム応力の評価と疲労寿命の分析.....	65
5.4.1	実機旋回クレーン仕様における機械負荷低減のための最適動作軌道生成と荷振れ振幅の評価.....	65
5.4.2	最適動作軌道に基づく有限要素解析を用いたブーム応力の評価.....	68
5.4.3	オペレータ軌道および複合動作を考慮した最適動作軌道における疲労寿命の評価.....	74
5.5	まとめ.....	76
第6章	クレーンダイナミクスモデルの線形化による補正動作軌道の生成.....	77
6.1	クレーンダイナミクスモデルの線形化.....	77
6.2	二次計画法による最適補正動作軌道生成法概要.....	79
6.3	各補正動作軌道生成法概要およびシミュレーション結果の比較.....	80
6.4	まとめ.....	88
第7章	結論.....	89
7.1	本論文の総括.....	89
7.2	今後の課題と展望.....	91
謝辞	93
論文リスト	95
参考文献	97

第1章 序論

1.1 研究の背景

クレーンは重量物や大型構造物を吊り上げて、ある地点から目的地となる別の地点まで効率的に荷を搬送するための機械であり、工場における製品や部品、建設現場での鉄骨や資材の運搬、さらには港湾での材料の運搬やコンテナ荷役作業など、多様な作業現場で不可欠な機械として広く用いられている[1]。これらの揚重作業を通じて、クレーンは荷役作業の効率および安全性の向上、大規模構造物の施工の実現に貢献している。

クレーンにはその設置場所や用途に応じた様々な種類が存在し、それぞれの特性に合わせて適切に使用される[2]。たとえば、工場内の天井に設置され、走行レールに沿って移動する天井クレーンや、港湾などで用いられ、長大な桁上に設置されたレールに沿って移動しながらコンテナの積み降ろしを行うガントリークレーン、建設現場などにおいて高所への荷の運搬が可能なタワークレーンなどがある。その中でも、旋回クレーンは建設現場や港湾の岸壁など、自由度の高い作業が求められる環境で使用されており、上部旋回体に取り付けられたブームを旋回および起伏させることで、吊荷を広範囲にわたって柔軟に運搬することを可能にする特長を有する[3]。

特に Fig. 1-1 に示すようなラチスブーム型の旋回クレーン[4]は、軽量かつ高い剛性を有する格子上の構造のブームにより、橋梁や高架橋などの大型構造物や重量物の吊り上げ作業にも耐え得る性能を備えている[5]。しかし、複数の鋼管部材を溶接して構成されるラチスブームは、製造工程が複雑で、クレーンの動作中には複雑な動的負荷を受けることから、構造健全性の維持が重要な課題となっている[3]。

近年、旋回クレーンが用いられる建設業界は深刻な労働力不足の課題に直面している。これは、日本国内における少子高齢化の進行や、若年層人材の不足といった社会的背景に起因するものであり、将来的にも人手の確保は困難になると予想されている[6,7]。旋回クレーンの運転には長年の経験により得られる高度な技術力が求められる。具体的には、吊荷の大きさや位置、質量、慣性、振れ方などを常に把握しながら、複数の操作（旋回、ブーム起伏、ロープ巻上げ）を同時にかつ適切に行う必要があり、これまで熟練オペレータの存在は不可欠であった。しかしながら、高齢な熟練オペレータの引退が進む中、若手への技能継承が進まない現状において、これまでの熟練オペレータ同等の作業効率を実現するのはますます困難となっている[8]。もし、非熟練オペレータの操作ミスなどによりクレーンを適切にコントロールできない場合、予期しない荷振れが発生し、作業効率の低下を招くだけでなく、現場の作業員やクレーン周辺の構造物と接触するなど、重大な安全上の問題を引き起こす可能性がある。実際に、荷振れによる接触事故や、急激な操作に起因するクレーンの転倒、ブームの破損といった重大事故が国内外で数多く報告されている[9,10]。このような背景から、非熟練オペレータでも安全かつ効率的にクレ

ーンを操作できるような操作支援技術や、制御手法を活用した自動化技術などの開発が急務となっている[11].

本研究では、こうした社会的・技術的な背景を踏まえ、特にラチスブームを有する旋回クレーンにおける作業効率向上および安全性確保のための技術について検討する.

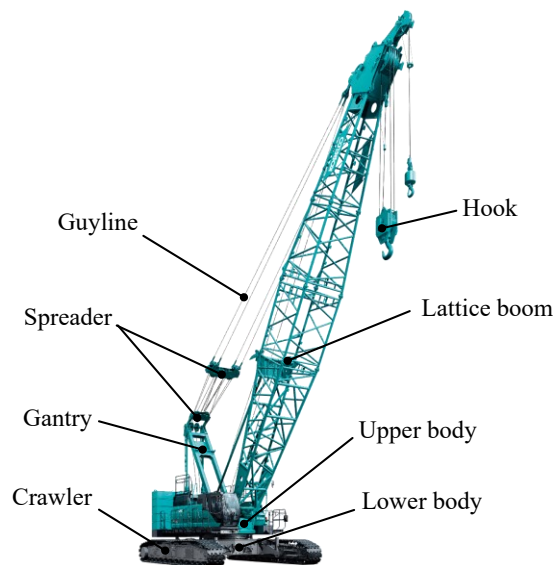


Fig. 1-1 Schematic and component nomenclature of crawler crane [4] © KOBELCO CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.

1.2 関連研究

1.2.1 旋回クレーン吊荷制御に関する研究

ブームを旋回することで荷を運搬するタイプの「ブーム旋回式クレーン」には、旋回体にテレスコピックブームや格子構造のラチスブームを備え、建設現場や港湾などで使用される「旋回クレーン」や、垂直に設置されたタワーブームの上部に水平あるいは起伏可能な傾斜ジブを備えた、ビルなどの建設現場において建設資材を地上から高い場所に運搬する「タワークレーン」などがある。ブーム旋回式クレーンは、吊荷を運搬するために頻繁に行われる旋回動作によって生じる慣性力や遠心力により、半径および接線方向の二次元の荷振れが発生するため、吊荷のコントロールが他のクレーンに比べて難しい。そのため、作業効率や安全性の向上を目的として、荷振れを抑制するための制御システムに関する研究は多数報告されている。水平ジブのレールに沿ってトロリが横行する水平ジブ型タワークレーンでは、線形二次レギュレータ[12], スライディングモード制御[13,14,15], 適応制御[16,17], ファジィ制御[18,19], モデル予測制御[20], 最適化[21], インพุットシェーピング[22], 非線形最適制御[23]などの制御手法が検討されており、主にタワーの旋回動作およびトロリの横行動作によって二次元方向の荷振れを抑制す

る方法が用いられる。一方、ブームを起伏するタイプの旋回式クレーン（ブーム起伏型旋回クレーン）は、ブームを支持しながら起伏動作を行うため、複数の動滑車（スプレッド）にロープを多本掛けする構造が用いられており[4]、ウインチの回転動作によるロープの繰り出し速度に対してスプレッド間距離の変化速度が遅く、半径方向の応答性が低い。このことから、ブーム起伏型旋回クレーンは水平ジブ型タワークレーンに比べて、吊荷の制御が難しい特性を有している。そのブーム起伏型旋回クレーンにおいても、モデル予測制御[24]、分散制御[25]、ゲインスケジューリング制御[26]、最適制御[27]、リアプノフ安定定理に基づく非線形制御[28]、適応制御[29,30,31]、エネルギー整形による非線形制御[32]、ロバストフィードバック制御[33]、2自由度制御[34]、ニューラルネットワークによるコントローラパラメータの最適化[35]などの吊荷制御に関する様々な手法が検討されており、旋回動作とブーム起伏動作によって二次元の荷振れを抑制する手法が主に提案されている。しかしながら、これらの方法は荷振れを抑制するためにブーム起伏動作を積極的に使用しており、実機クレーンへの適用性は十分に考慮されていない。そのため、ブーム起伏型旋回式クレーンにおいては、旋回動作のみを用いて二次元方向に生じる荷振れを制振させる手法が有効である[36]。

旋回動作のみで吊荷を制振する制御において、閉ループおよび開ループの両方式における手法がこれまで検討されている。前者では、Ouyangらは荷振れ制御と搬送目標角度の制御を目的として、リアプノフ安定理論に基づく非線形制御によって二次元の荷振れを旋回動作のみで抑制する手法を提案した[37]。Tinkirらはフレキシブルリンクをもつタワークレーンシステムにおいて階層型人工ニューラルネットワークベースの適応ファジーロジック制御により、旋回動作のみで吊荷を制振する手法を提案した[38]。Tadaらはファジィ制御手法による旋回動作を用いた荷振れ止め制御システムを提案した[39]。これらの方法はリアルタイムに測定された荷の振動に関する情報を使用して荷振れを抑制するため、風などの外乱によって生じる突然の荷振れに対処できるが、高度なセンサシステムを設置したり、メンテナンスしたりする必要があり、それらに要するコストは高くなる。また、センサが故障した際には修理するために作業が中断してしまう恐れがある。さらに、制御パラメータの設定を誤ると不安定な動作を引き起こし、危険を伴う可能性がある。

一方、開ループ方式は、センサに要するコストが不要で、工事中断等のリスクを回避することができる。開ループを使用したこれまでのクレーン制御に関する研究では、OhtoらおよびUedaらは熟練オペレータの操作戦略を分析して、2段階に変化する動作軌道によって旋回動作のみで接線および半径方向に生じる荷振れを抑制する手法を提案した[40,41]。Kuoらはクレーン旋回中に生じる荷振れ低減に着目し、旋回速度が3段階に変化する動作軌道を提案した[11]。Uchiyamaらは非線形旋回クレーンダイナミクスに基づく、シンプルなS字曲線軌道を用いた最適動作軌道によって二次元の荷振れを抑制する手法を提案した[36]。Takahashiらはタワークレーンのタワーねじり変形を考慮したモデルに基づきシンプルなS字曲線軌道を用いた荷振れ制振軌道を提案した[42]。Abeはサイクロイド関数および多項式関

数を組み合わせた最適軌道により、指定した時間において荷振れを制振させる手法を提案した[43]. Kurimoto らは目標地点において吊荷の残留荷振れを抑制するための旋回角加速度パターンを提案し[44], さらに、吊荷のロープ長の変動を考慮して、目標地点で荷振れを制振させる旋回加速度パターンも提案した[45]. Yamaura らは旋回、ブーム起伏及びロープ巻上げ動作を組み合わせて、ブーム先端の投影軌道を直線的に動作させる直線搬送軌道によって、目標地点において荷振れを制振させる最適軌道生成手法を提案した[46]. Samin らや Alhassan らは荷振れの周期性に基づき荷振れを抑制するインプットシェーピングの方法を提案した[47,48]. しかしながら、これらの手法は、機械性能に基づく物理的な制約が厳密に考慮されておらず、また、残留荷振れの抑制には着目されているが、作業効率向上を目的とした高速動作を考慮した制御戦略については検討されていない。

1.2.2 荷振れやクレーンの動作が構造応答や疲労に及ぼす影響に関する研究

1.1 節でも述べた通り、Fig. 1-1 に示す格子構造のラチスブームを備えたタイプのブーム旋回式クレーンにおいて、最も重要な荷重支持部材のひとつであるラチスブーム[49]は、軽量でありながら圧縮や曲げに強く、優れた機械的特性がある。一方で、複数の鋼管を溶接して構成されるため、その構造は複雑であり、製造工程も高度な技術を要する[3].

Fig. 1-2 にブーム起伏型のブーム旋回式クレーンの基本的な操作を示す。このクレーンは、旋回動作に加えてロープの巻き上げ／巻き下げ動作やブーム起伏動作によって、障害物を回避したり微小な位置調整を行いながら目標位置に吊荷を運搬する。前節で述べた通り、吊荷はクレーンの動作に伴い二次元方向に振動する[50]. このため、直線的に動作する天井クレーンやガントリークレーンなどと比較すると、ブーム旋回式クレーンは荷重プロファイルが複雑であり、複数の軸方向に負荷が作用する。特に、重たい吊荷を支えるクレーンの主要構造物であるラチスブームには、作業中に動的で複雑な力が頻繁に作用する[51]. その結果、ラチスブームの上部および下部に高い応力が生じ、溶接部で疲労損傷が発生することがある。溶接部の損傷が進行すると、ブームの破損を引き起こし、重大なクレーン事故に至る可能性が高まる[52]. 実際に、ラチスブームに生じる応力分布や疲労損傷、座屈挙動に着目した研究は多数報告されている[52,53,54,55]. これらの知見から、ラチスブームは旋回クレーンにおける安全性に直結する主要な構造部材の一つであり、その保全性を確保することは極めて重要な課題であることがわかる。

このように、ラチスブームが主要構造物でありながら動的荷重の影響を強く受けることから、荷振れやクレーン動作が構造応答や疲労に与える影響を明らかにすることは、従来から重要な研究課題として扱われてきた。Moi らはクレーンの吊上げ動作が構造物に及ぼす影響を分析した[56]. Jiang らはタワークレーンの動的シミュレーションモデルを構築し、吊荷の巻き上げ／巻き下げ時におけるブームの振動特性からブームの疲労寿命を算出した[57]. Fuhai らはひずみパラメータに基づくラチスブームに関する新しい非線形累積損傷計算法を提案した[3]. Shi は固定式クレーンの破損事故に対し、ブームの破損

試験分析を行い、衝撃荷重などの不適切な操作がブーム破損の原因となることを示した[58]. Fuhai らはクローラクレーンの操作特性を分析し、ラチスブームの疲労亀裂伝播過程の原因と寿命評価プロセスを紹介した[52]. Jerman はタワークレーンの旋回動作に関する数学モデルを構築し、旋回動作や吊荷揺動が構造物に与える影響を分析した[59]. Liu らはタワークレーンのダイナミクスモデルを構築し、吊荷質量、吊り上げ加速度、ブーム長がブームの振動特性に与える影響を解析した[60]. Solazzi は、ラチスブームの軽量化を目的として、クレーンに生じる移動荷重や風荷重などがクレーンの機械的特性に及ぼす影響を検証し[61]、また、ブームクレーンを対象に、巻上げ装置の動的影響を分析した[62]. Gu らは、風力タービン吊上げ用のタワークレーンを対象に、急激な荷降ろし時のクレーン動特性を分析した[63]. Li らは、様々な作業条件下におけるクローラクレーンのラチスブームの最大静的応答を予測するためのWSA-SVR 予測モデルを提案した[64]. Rauch らは、移動式ブームクレーンの準動的解析モデルを構築し、荷振れがクレーンの転倒安定性に及ぼす影響を分析した[65]. Ju らは、ラフティングタワークレーンの動的応答が、構造の固有振動数および吊荷の振子運動によって支配されることを明らかにした[66]. He らは、オフショアクレーンの動的解析モデルを構築し、クレーンの旋回と巻上げを複合操作した時の主要部材に生じる応力特性を明らかにした[67]. Kovalenko らは、タワークレーンの旋回動作に周波数制御を適用し、ブーム溶接部に生じる局所応力を低減することで疲労寿命性能を向上する手法を提案した[68]. 吉見らは、ラチスジブ移動式クレーンを対象に、動作別の負荷および建設現場での実機負荷を計測した[55].

これらのように、クレーンのブームを対象とする構造の応答や応力、疲労を評価するためのモデルの構築、また、荷振れ・クレーンの動的挙動が構造応答や疲労に及ぼす影響に関する研究は進んでいる。しかしながら、ブームに作用する負荷や発生する応力の低減を目的としたクレーンの制御戦略に関する研究はまだ十分に行われていない。

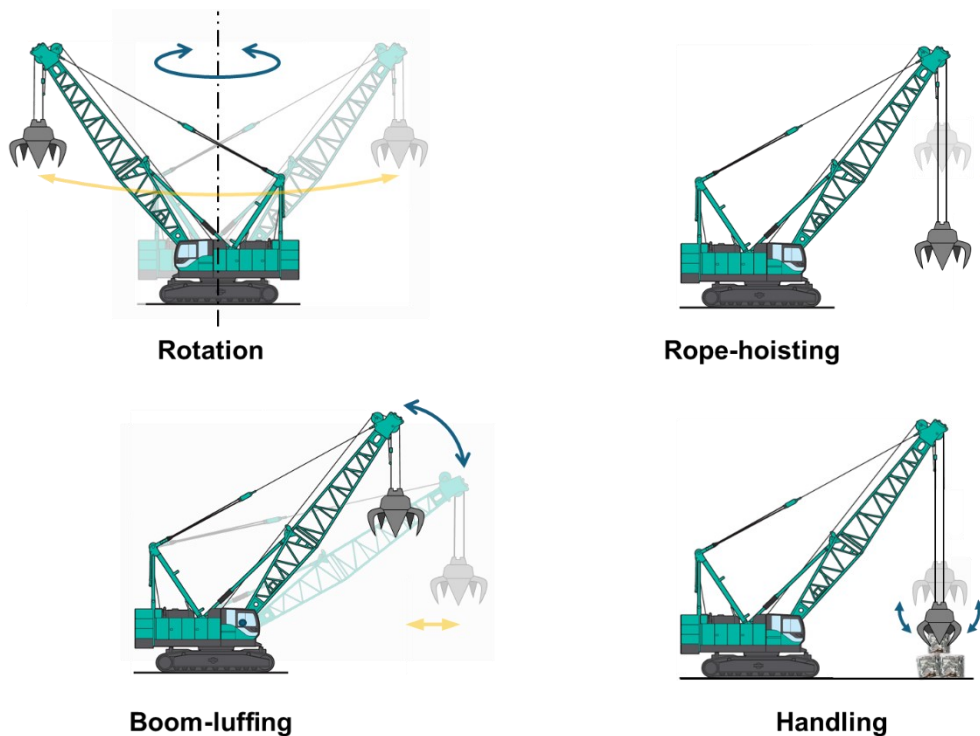


Fig. 1-2 Basic operation patterns of rotary crane

1.3 本論文の目的と構成

前節までにクレーンの種類や使用される環境の違い、ブーム旋回式クレーンに関する吊荷制御および動的な挙動に対する構造応答や応力・疲労などの特性に関する関連研究の技術を整理し、機械的制約を考慮した高速動作における作業効率向上や機械負荷低減のための技術の必要性を示した。本論文では、旋回クレーンの作業効率向上および機械負荷低減を両立する最適な動作軌道生成法を提案することを目的として、本章を含めた全7章で構成される。

第1章では、研究背景を述べ、旋回クレーンの制御やクレーンの動的応答などに関する関連研究を整理し、旋回クレーンに必要な技術課題について整理した。

第2章では、実機旋回クレーンを用いた実験により、荷振れ挙動やブーム下部に生じる応力、熟練オペレータの旋回動作軌道の特性を定量的に分析し、旋回クレーンが高速動作する際の課題を具体化する。

第3章では、クレーンの高速動作やロープ長の変化を考慮した旋回クレーンの非線形ダイナミクスモデル（数式モデル）を構築する。また、シミュレーションとラボスケール旋回クレーン装置の実験を比較して、構築したダイナミクスモデルの妥当性を確認する。

第4章では、第2章で分析した熟練オペレータの動作軌道を高速動作軌道の基準として、旋回動作のみで高速に動作しつつ荷振れを抑制する動作時間最小化のための最適動作軌道生成法を提案し、シミュ

レーションおよびラボスケール旋回クレーン装置を用いてその有効性を確認する。さらに、ブーム起伏やロープ動作を組み合わせた複合動作の場合における、旋回の最適動作軌道を生成する。

第 5 章では、実機実験により明らかになった、接線方向の荷振れがブーム応力に影響を及ぼす特性に基づき、関連研究で提案されている動作軌道および第 4 章で示した動作軌道における接線方向の荷振れ振幅の特性を確認し、機械負荷低減に有用な動作の性質を明らかにする。その結果に基づき、荷振れ振幅低減に効果的な軌道を提案し、シミュレーションおよび装置実験によりその有効性を確認する。さらに、有限要素解析を用いて熟練オペレータの軌道と提案した軌道におけるラチスブームの応力を比較し、機械負荷低減の有効性を確認する。加えて、クレーンの国際規格[69]に基づき、最大運転サイクル数を推定し、提案する軌道の耐疲労性能に関する効果についても確認する。

第 6 章では、第 4 章や第 5 章で述べた非線形最適動作軌道の生成に時間を要する課題を解決するため、クレーンの目標旋回角の微小変化を考慮してダイナミクスモデルを線形化し、二次計画法を用いてリアルタイムに動作軌道を補正する最適補正動作軌道生成法を提案する。

第 7 章では、研究成果を総括し、旋回クレーンに関する今後の課題を示す。

第2章

実機クレーン実験による荷振れ挙動，ブーム応力および動作特性の評価

本章では，実機旋回クレーンを用いた実験により，荷振れ挙動やブーム応力，旋回動作特性を計測し，旋回クレーンの高速動作時における課題を具体化する。

2.1 実機旋回クレーン実験の目的

第1章では，旋回クレーンは高速動作における荷振れ制御や，機械負荷を低減するための制御に関する研究が不足していることを指摘した。そのため，旋回クレーンの高速動作における荷振れ挙動や主要構造物のラチスブームに生じる応力などの特性や，それらの結果から得られる課題を具体的に把握することが重要である。

そこで，本章では実機旋回クレーンを用いた実験を実施し，その際の荷振れやブームに生じる応力および旋回動作軌道（旋回速度の変化）などの特性について評価する。

2.2 実機旋回クレーン実験の概要

Fig. 2-1 に実験に使用した旋回クレーンの外観，Table 2-1 にその基本仕様を示す。この実験では，土砂やスクラップなどのバラものを把持するためのグラブバケットをロープ先端に装備した旋回クレーンを使用する。グラブバケットには実験時の安全を考慮して，その鉛直軸方向の回転を抑制するために2本のロープが取り付けられており，旋回時の遠心力によって生じるブーム半径方向の荷振れ挙動に影響を及ぼす。また，Fig. 2-1 に示す，荷振れを観測するためにブーム先端に装備されている吊荷監視カメラは，吊荷前後方向に回転を許すように固定されており，クレーンの高速動作中にカメラが前後方向に振動するため，半径方向の荷振れを正確に計測することが難しい。そのため，本実験では接線方向の荷振れ挙動のみ評価の対象とする。

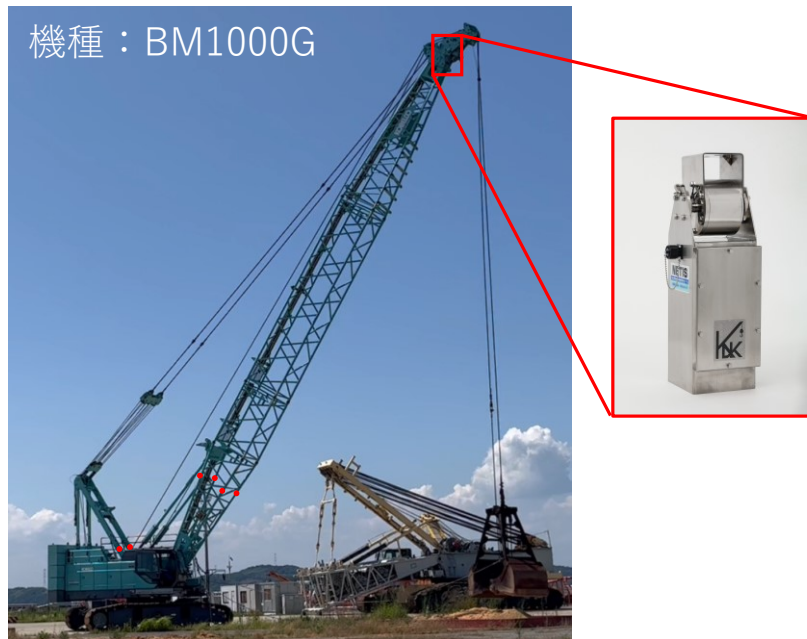


Fig. 2-1 Exterior view of the experimental crane and the load-monitoring camera

Table 2-1 Specifications of the crane used in experiment

Parameters	Variable	[unit]	Value
Boom length	L	[m]	26.0
Boom offset distance	a	[m]	1.1
Load mass	m	[t]	3.84
Rope length	l	[m]	18.2
Boom angle	θ_3	[deg]	40
Rotational angle	θ_{4d}	[deg]	100 - 120

本実験では、クレーン操作は熟練オペレータに依頼し、目標の旋回角度で荷振れ止め制御を行うことを前提に、動作中の荷振れを考慮せず迅速に荷を運搬する急操作パターンと、動作中の荷振れを抑制しながら安定して荷を運搬する緩操作パターンの 2 種類を各 3 サイクル (3 往復) 実施した。クレーンの旋回角度および角速度の動的な特性は、クレーン旋回部の軸受に取り付けられたロータリエンコーダを用いて測定した。また、操作中に発生する接線方向の荷振れは、吊荷監視カメラの映像をもとに、バケット上部に取り付けられたマーカーの位置を画像処理で追跡して、その変化を解析した。Fig. 2-2 に吊荷監視カメラの映像を示す。



Fig. 2-2 Footage of load captured by the load-monitoring camera

応力の測定は、旋回クレーンにおいて重量物を支持する主要構造物であり、溶接部の疲労損傷などが重大事故を引き起こす可能性のある、安全性に直結するラチスブームを対象とし、動作中の応力変動を把握するため、応力測定点は高応力が生じるブーム下部[67,54]に設定した。また、応力集中など特異な影響を避けるため、ひずみゲージは溶接部近傍から離れた応力分布が比較的均一な位置に貼付し、動作中の動的な応力変動を計測した。Fig. 2-3 にひずみゲージの取り付け位置を示す。

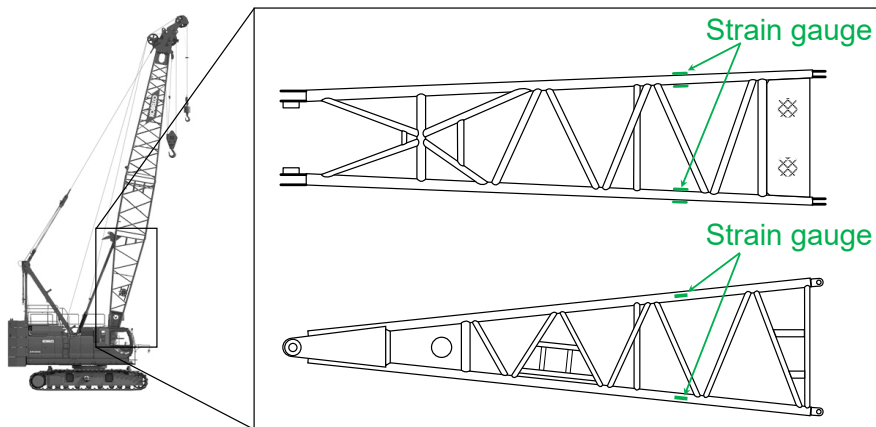


Fig. 2-3 Strain gauge position of lower lattice boom [70] © 2026 Elsevier

2.3 荷振れ挙動, ブーム応力および動作特性の評価

Fig. 2-4 (a)に急操作パターンの熟練オペレータの旋回動作軌道, (b)に急操作パターンの3サイクル作業における旋回角度, 接線方向の荷振れ量およびブーム下部応力に関する各測定結果を示す. ここで, Fig. 2-4 (a)の旋回速度はピーク値を基準に正規化しており, (b)の接線方向の荷振れ量およびブーム下部の応力は, 荷振れ量の最大値および0.6Hzのローパスフィルタを適用後の最大応力値をそれぞれ基準として正規化している.

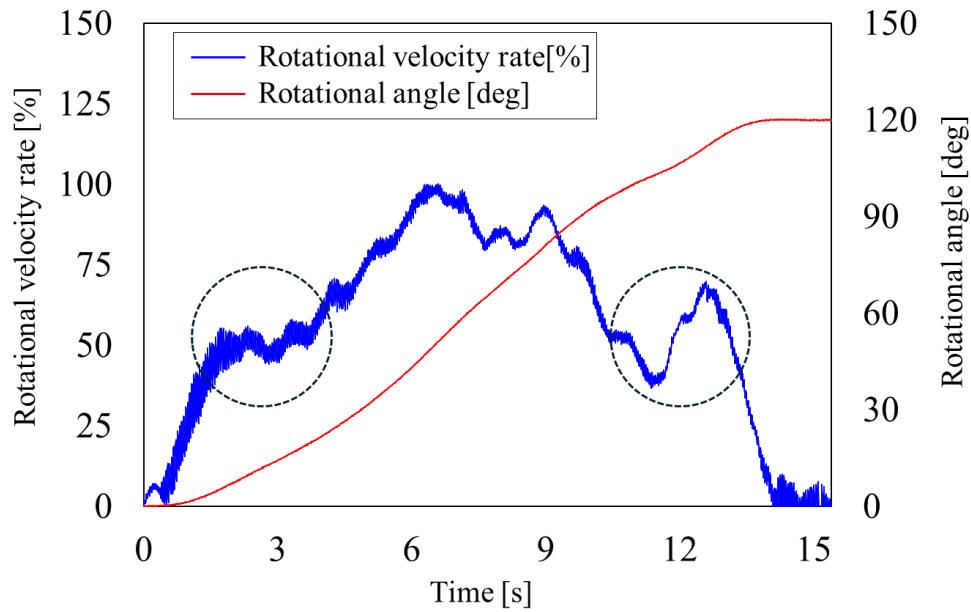
Fig. 2-4 (b)のブーム下部応力は, 高周波成分と低周波成分が合成された測定結果が確認される. この高周波振動は主に熟練オペレータによるクレーン高速動作(急加速, 急停止など)時に生じるロープやブーム背面のガイライン, クレーン本体の振動などに起因するものと考えられる. 一方, 低周波振動は接線方向の荷振れによりブーム先端に作用する横荷重に起因するものと考えられる. 高周波振動は, 急加速・急停止時の挙動やクレーン本体およびロープの振動などに起因し, オペレータの操作特性や使用する機体の特性によってその結果が異なる. このため, 本研究では作業条件に依存しにくい低周波振動のみに着目して評価を行い, 高周波振動は評価対象外とした.

Fig. 2-5 は3サイクル作業における各往路・復路の動作開始時刻基準としたときの, (a)旋回角度, (b)旋回動作軌道の時間変化を示す. (b)の旋回動作軌道は, 全動作中の最大速度の値を基準として正規化している. また, Fig. 2-6 は急操作および緩操作パターンにおける3サイクル作業の旋回角度とブーム下部の応力特性を示す. ここで, 応力は0.6Hzのローパスフィルタを適用した結果を示し, 急操作パターン時の最大応力値を基準に正規化している.

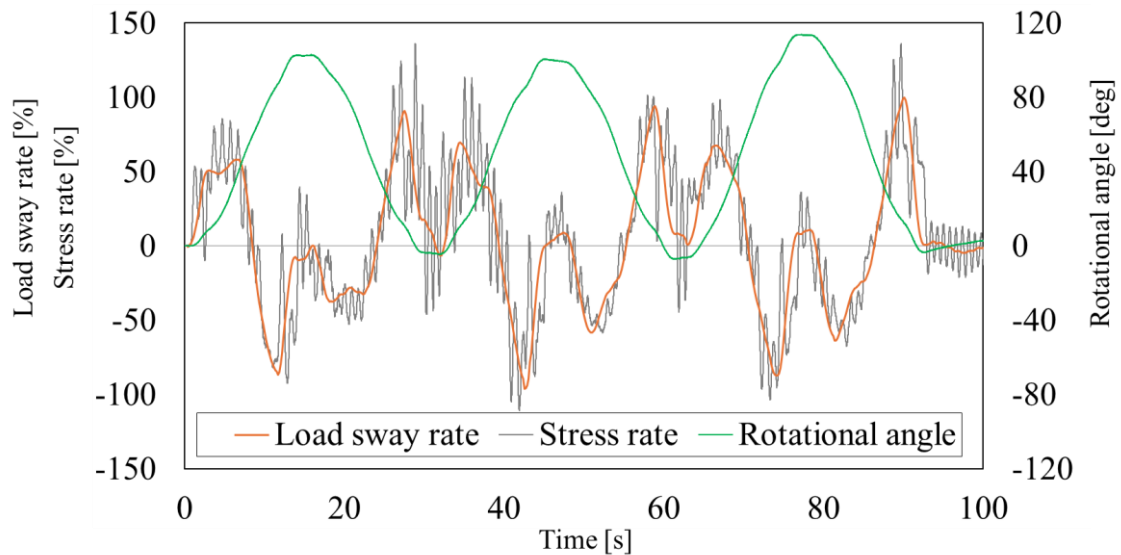
これらの実験結果を以下に整理する.

- Fig. 2-4(a)によると, 熟練オペレータの急操作パターン時の旋回動作軌道は, 加減速の途中で速度を変化させる特徴的な軌道を示した(図中の破線円部).
- Fig. 2-4(b)によると, クレーン加速時に比べ停止時に荷振れが大きくなる傾向が確認された. これは, 目標位置で荷振れを抑制するため, 停止時に急停止と急加速を行い, 意図的に荷を大きく振らせているためであると考えられる.
- Fig. 2-4(b)によると, ブーム下部の応力は接線方向の荷振れの変動と同様の変化傾向を示し, 荷振れが最大となるタイミングで最大応力が観測された. このことから, クレーン高速動作時に生じるブーム応力は, 主に接線方向の荷振れによりブーム先端へ作用する横方向の荷重に起因する曲げ応力であると考えられる.
- Fig. 2-4(b)によると, オペレータが荷振れ止め操作を行い旋回動作を停止した時, わずかな残留荷振れが生じることが確認された.
- Fig. 2-5によると, 高速動作する急操作時には, 旋回の動作軌道や到達角度, 動作時間にサイクル間でわずかなばらつきが生じることがわかった.

- Fig. 2-6 によると, 急操作パターンの動作時間は, 緩操作パターンの約半分に短縮される. 一方で, ブームに生じる応力は3倍以上となる結果を示した.

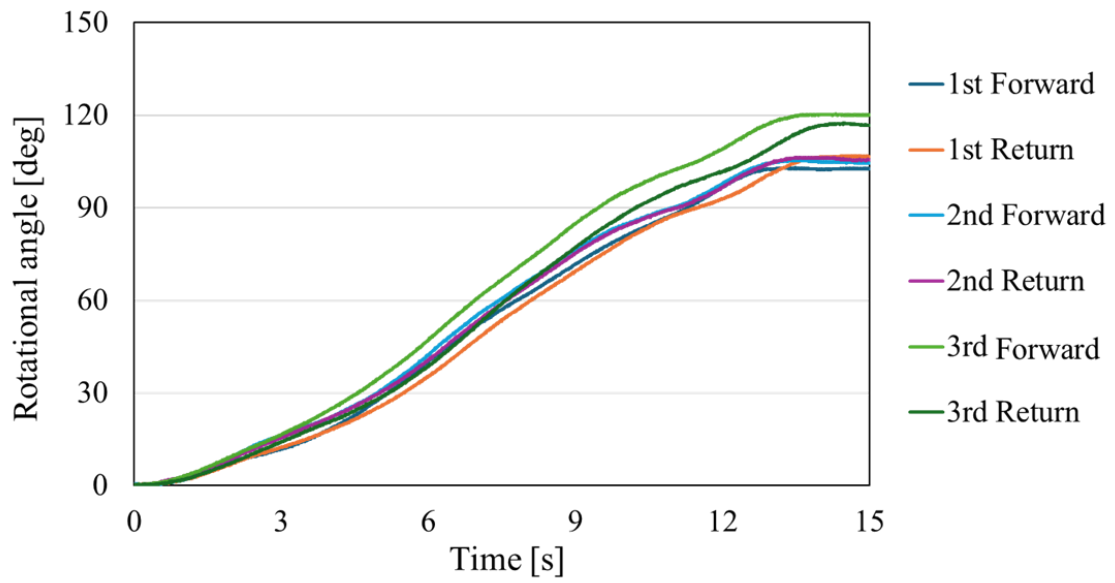


(a) Motion trajectory of rotational velocity

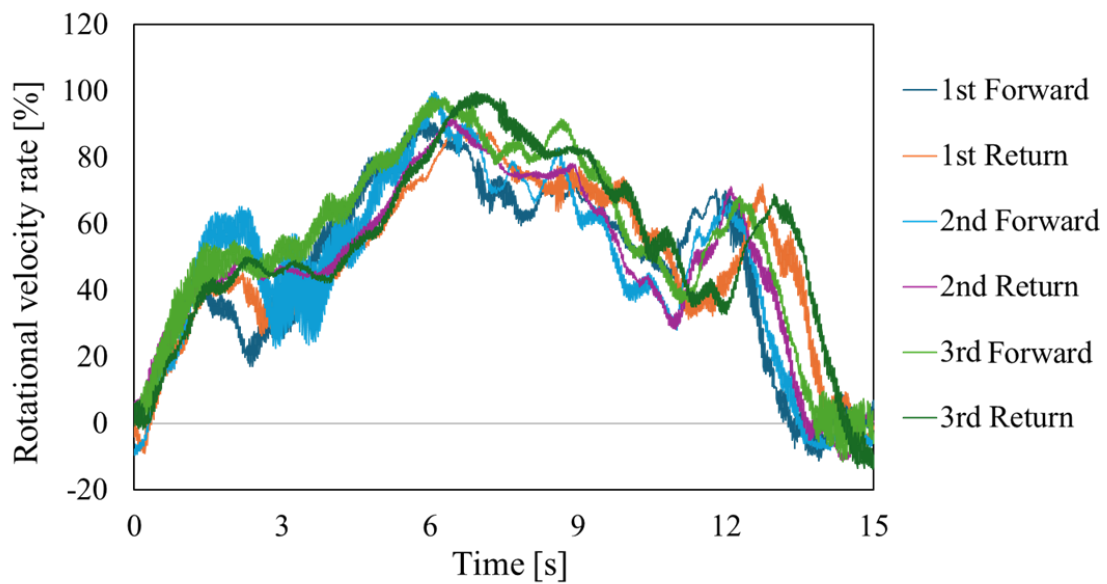


(b) Load sway, stress of lower boom and rotational angle

Fig. 2-4 Evaluation of dynamic characteristics of actual rotary crane under skilled operation



(a) Rotational angle



(b) Motion trajectory

Fig. 2-5 Forward and return motion trajectories in three-cycle experiments

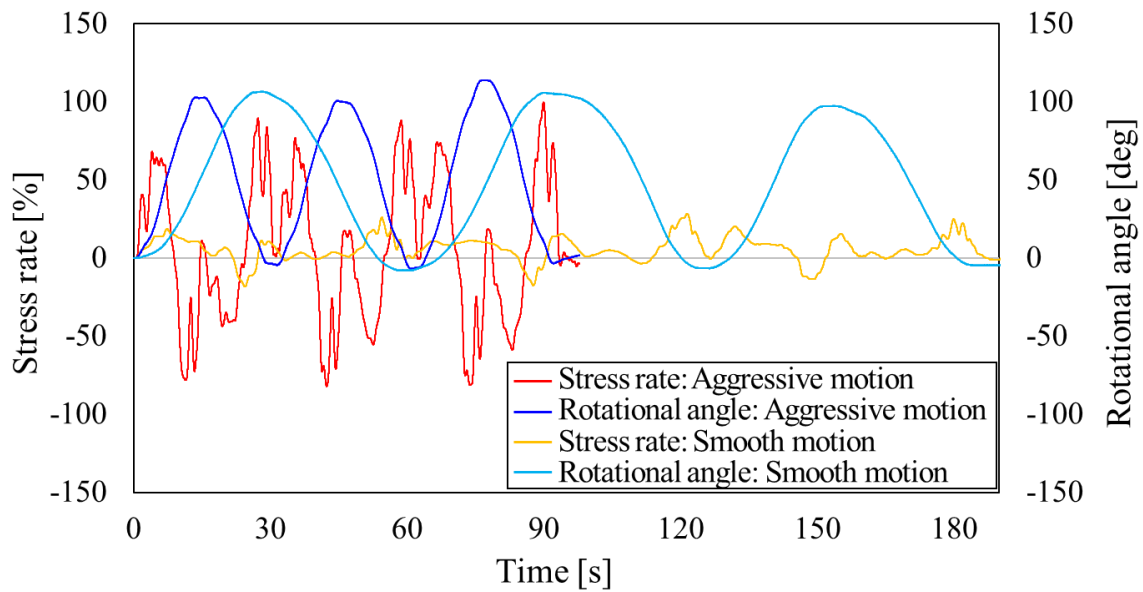


Fig. 2-6 Characteristics of lower boom stress and rotational angle during fast and slow operations

2.4 実機実験結果に基づく旋回クレーンの高速動作の課題

実機旋回クレーンを用いて、高速な旋回動作時における荷振れ挙動, ブーム応力および旋回動作軌道の特性を定量的に評価した。その結果、以下の課題が明らかとなった。

1. クレーンおよび吊荷の制御が困難であること
 - クレーン高速動作における吊荷の制御は、熟練オペレータが加速・減速時に速度を段階的に変化させる複雑な操作によって達成されており、オペレータの熟練の技能への依存度が高い。
 - 熟練オペレータが操作する場合であっても、動作軌道、残留荷振れ抑制、旋回到達角度などの精度にばらつきが生じ、繰り返し作業を安定して高精度に行うことは困難である。
2. クレーン構造への負荷が増大すること
 - 作業効率向上を目的として動作時間の短縮を優先し高速動作を行うと、急激な加速・減速により大きな荷振れが発生する。
 - 荷振れが大きくなると、ブームに発生する応力が増大し、構造損傷や疲労寿命の低下を招く可能性がある。
3. 作業効率の向上および機械負荷の低減を両立することの難しさ
 - 作業効率の向上（動作時間の短縮）と機械負荷の低減（最大荷振れの抑制）にはトレードオフが存在し、その両立は容易ではない。

以上の課題を踏まえ、次章で旋回クレーンの複雑な荷振れ挙動を解析可能なクレーンダイナミクスモデル（数式モデル）を構築し、続く章で以下の動作軌道の生成法について述べる。

1. 残留荷振れ抑制を考慮した高速動作軌道に基づく動作時間最小化のための最適動作軌道生成法の提案
2. 残留荷振れ抑制と高速動作を考慮した機械負荷低減のための最適動作軌道生成法の提案
3. ダイナミクスモデルの線形化による目標旋回角度の微小変化を考慮したリアルタイム最適補正動作軌道生成法の提案

これらの最適動作軌道生成法は、本章で明らかになった課題を解決するために検討するものであり、高速動作と残留荷振れ抑制による作業効率向上、さらに荷振れ振幅低減による機械負荷低減を総合的に達成することを目的とする。

2.5 まとめ

本章では、実機旋回クレーンを用いて、高速な旋回動作時における荷振れ挙動、ブーム応力および旋回動作軌道を計測し、旋回クレーンの高速化に伴う課題を明らかにした。本章で得られた知見を以下に示す。

1. 旋回クレーンにおける、クレーン本体および吊荷の制御は難しく、熟練オペレータは軌道を段階的に変化させる複雑な操作を行っている。しかし、そのような熟練者が操作した場合であっても、動作軌道、残留荷振れ抑制、旋回到達角度などの精度にばらつきが生じ、再現性の確保が難しいことを確認した。
2. 高速動作時には、急激な加減速によって大きな荷振れが励起され、それに伴いブームに作用する応力も増大することを確認した。
3. 急操作および緩操作の比較結果より、作業効率の向上（動作時間の短縮）と機械負荷の低減（最大荷振れの抑制）はトレードオフの関係にあることを確認した。

第3章

旋回クレーンダイナミクスモデルの構築と妥当性の確認

旋回クレーンと吊荷の挙動に関するシミュレーションおよび最適動作軌道を生成するため、本章では、クレーンのダイナミクスモデル（数式モデル）を構築し、その妥当性をシミュレーションとラボスケール装置による実験で確認する。

3.1 ダイナミクスモデルの構築

Fig. 3-1 に旋回クレーンの概略図を示す。 L はブーム長、 l はロープ長、 a はブームフットのオフセット距離、 m は吊荷質量を示す。また、半径方向の荷振れ角度は θ_1 、接線方向の荷振れ角度は θ_2 、ブーム起伏角度は θ_3 、ブームの旋回角度は θ_4 である。

クレーンダイナミクスモデルは以下を仮定する。

- 吊荷はフック重量を含む質点として取り扱い、ロープの重量およびねじり変形は無視する。
- 実機実験結果より、熟練オペレータが動作中の荷振れを考慮せずクレーン高速動作を行った場合でも、荷振れ角は最大で約 10° と十分に小さい値であったことから、 $\sin \theta_i \approx \theta_i$, $\cos \theta_i \approx 1$ ($i = 1, 2$) と仮定する。
- クレーンの旋回、ブーム起伏およびロープ巻上げ/下げ動作は、与えられた速度の動作軌道を追従できるものとする。3.2 節で詳細を説明するラボスケール装置には速度制御モータを使用する。

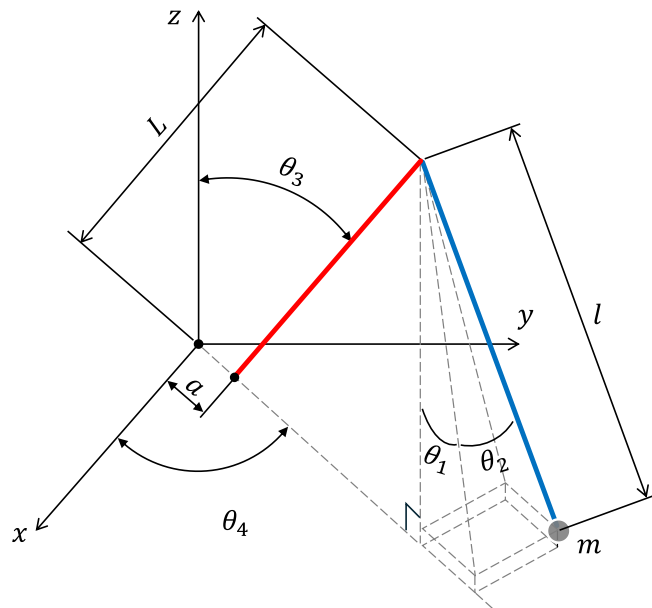


Fig. 3-1 Schematic model and geometric variables of rotary crane [70] © 2026 Elsevier

本章ではラグランジュの運動方程式を用いて、旋回クレーンの吊荷の運動に関するダイナミクスモデルを構築する。まず、吊荷の位置ベクトルは以下のように表される。

$$\begin{aligned}
 x &= L \sin \theta_3 \cos \theta_4 + l \theta_1 \cos \theta_4 - l \theta_2 \sin \theta_4 \\
 y &= L \sin \theta_3 \sin \theta_4 + l \theta_1 \sin \theta_4 + l \theta_2 \cos \theta_4 \\
 z &= L \cos \theta_3 - l \cos \sqrt{\theta_1^2 + \theta_2^2}
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

式(3.1)を時間微分すると、各軸方向の速度ベクトルが求められる。

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= L \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 \cos \theta_4 - L \dot{\theta}_4 \sin \theta_3 \sin \theta_4 + l \dot{\theta}_1 \cos \theta_4 - l \theta_1 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 \\
 &\quad - l \dot{\theta}_2 \sin \theta_4 - l \theta_2 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 + \theta_1 \dot{l} \cos \theta_4 - \theta_2 \dot{l} \sin \theta_4 \\
 \dot{y} &= L \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 \sin \theta_4 + L \dot{\theta}_4 \sin \theta_3 \cos \theta_4 + l \dot{\theta}_1 \sin \theta_4 + l \theta_1 \dot{\theta}_4 \cos \theta_4 \\
 &\quad + l \dot{\theta}_2 \cos \theta_4 - l \theta_2 \dot{\theta}_4 \sin \theta_4 + \theta_1 \dot{l} \sin \theta_4 + \theta_2 \dot{l} \cos \theta_4 \\
 \dot{z} &= -L \dot{\theta}_3 \sin \theta_3 + l \theta_1 \dot{\theta}_1 - \dot{l}
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

吊荷の運動エネルギー T は以下のように表される。

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2) \\
 &= \frac{1}{2} m L^2 \dot{\theta}_3^2 + \frac{1}{2} m L^2 \dot{\theta}_4^2 \sin^2 \theta_3 + \frac{1}{2} m l^2 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m l^2 \theta_1^2 \dot{\theta}_4^2 + \frac{1}{2} m l^2 \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} m l^2 \theta_2^2 \dot{\theta}_4^2 \\
 &\quad + m L l \dot{\theta}_3 \dot{\theta}_1 \cos \theta_3 - m L l \theta_2 \dot{\theta}_4 \dot{\theta}_3 \cos \theta_3 + m L l \theta_1 \dot{\theta}_4^2 \sin \theta_3 - m l^2 \theta_2 \dot{\theta}_4 \dot{\theta}_1 \\
 &\quad + m l^2 \theta_1 \dot{\theta}_4 \dot{\theta}_2 + \frac{1}{2} m l^2 (\theta_1^2 \dot{\theta}_1^2 + \theta_2^2 \dot{\theta}_2^2) - m L l \theta_3 \sin \theta_3 (\theta_1 \dot{\theta}_1 + \theta_2 \dot{\theta}_2) + m l^2 \theta_1 \theta_2 \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \\
 &\quad + \frac{1}{2} m \dot{l}^2 (1 + \theta_1^2 + \theta_2^2) + m L \theta_1 \dot{\theta}_3 \dot{l} \cos \theta_3 + m L \theta_2 \dot{\theta}_4 \dot{l} \sin \theta_3 + m L \dot{\theta}_3 \dot{l} \sin \theta_3
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

吊荷のポテンシャルエネルギー U は以下のように表される。

$$U = mg \left(L \cos \theta_3 - l \cos \sqrt{\theta_1^2 + \theta_2^2} \right) \tag{3.4}$$

ラグランジアン L は運動エネルギー T およびポテンシャル U より、以下の式で表される。

$$L = T - U \tag{3.5}$$

旋回クレーンの吊荷の運動に関するダイナミクスモデルはラグランジュの運動方程式より、それぞれ以下のように求められる。

・半径方向の荷振れ θ_1 のダイナミクスモデル

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_1} = 0 \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} & l^2(1 + \theta_1^2)\ddot{\theta}_1 + l^2\theta_1\theta_2\ddot{\theta}_2 + l(L\cos\theta_3 - (\theta_1L\sin\theta_3 + a))\ddot{\theta}_3 - l^2\theta_2\ddot{\theta}_4 + l^2\theta_1(\dot{\theta}_1^2 + \dot{\theta}_2^2) \\ & - l((L\sin\theta_3 + a) + L\theta_1\cos\theta_3)\dot{\theta}_3^2 - l(l\theta_1 + (L\sin\theta_3 + a))\dot{\theta}_4^2 - 2l^2\dot{\theta}_2\dot{\theta}_4 + gl\theta_1 \\ & + 2l\dot{\theta}_1\dot{l}(1 + \theta_1^2) - \theta_1\dot{l}^2 - \theta_1\dot{\theta}_3\dot{l}(L\sin\theta_3 + a) + 2l\theta_1\theta_2\dot{\theta}_2\dot{l} = 0. \end{aligned} \quad (3.7)$$

・接線方向の荷振れ θ_2 のダイナミクスモデル

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_2} = 0 \quad (3.8)$$

$$\begin{aligned} & l^2\theta_1\theta_2\ddot{\theta}_1 + l^2(1 + \theta_2^2)\ddot{\theta}_2 - l\theta_2(L\sin\theta_3 + a)\ddot{\theta}_3 + l((L\sin\theta_3 + a) + l\theta_1)\ddot{\theta}_4 + l^2\theta_2(\dot{\theta}_1^2 + \dot{\theta}_2^2) \\ & - Ll\theta_2\cos\theta_3\dot{\theta}_3^2 - l^2\theta_2\dot{\theta}_4^2 + 2Ll\dot{\theta}_3\dot{\theta}_4\cos\theta_3 + 2l^2\dot{\theta}_1\dot{\theta}_4 + gl\theta_2 + 2l\theta_1\dot{\theta}_4\dot{l} \\ & - \theta_2\dot{\theta}_3\dot{l}(L\sin\theta_3 + a) + 2l\dot{\theta}_2\dot{l}(1 + \theta_2^2) - \theta_2\dot{l}^2 + 2l\theta_1\theta_2\dot{\theta}_1\dot{l} = 0. \end{aligned} \quad (3.9)$$

3.2 ダイナミクスモデルの妥当性確認

ここでは、構築した旋回クレーンのダイナミクスモデルにおけるシミュレーションおよびラボスケール装置実験の荷振れに関する結果を比較し、モデルの妥当性を確認する。

3.2.1 シミュレーションの概要

3.1 節で構築したクレーンダイナミクスモデルの妥当性を確認するために、旋回単動作および旋回、ブーム起伏およびロープ動作を同時に行う複合動作におけるシミュレーションおよびラボスケール装置実験を実施し、それぞれより得られた荷振れの特徴を比較する。

Case 2-1: 旋回単動作

Case 2-2: 複合動作（旋回動作＋ブーム起伏動作＋ロープ巻上げ動作）

旋回クレーンのシミュレーション条件を Table 3-1 に示す。各パラメータは、実験結果と比較できるようにするため、後述するラボスケール装置の仕様に基づいて設定した。また、旋回クレーンのブーム起伏角およびロープ長の初期条件はクレーンの実作業を参考に設定した。

Table 3-1 Simulation parameters for validation of crane dynamics model

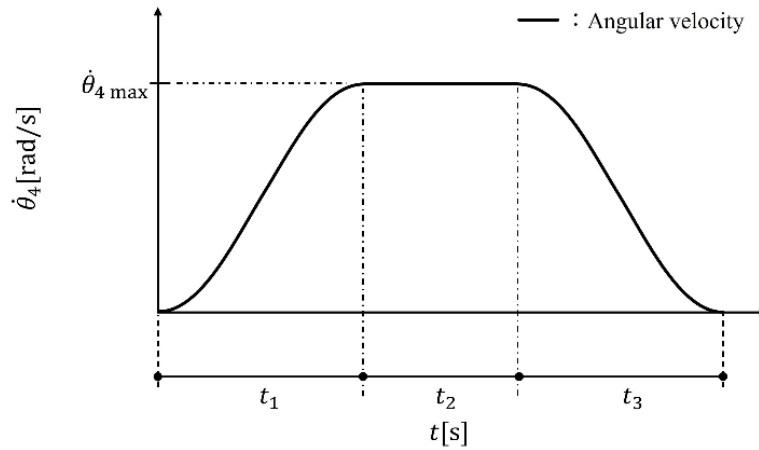
Parameters	Variable	[unit]	Value
Boom length	L	[m]	2.0
Boom offset distance	a	[m]	-0.368
Load mass	m	[kg]	1.0
Desired Rotational angle	θ_{4d}	[rad]	1.571
Initial rope length	l_0	[m]	2.0
Desired Rope hoist distance	l_d	[m]	-1.0
Initial boom angle	θ_{30}	[rad]	1.047
Desired boom-luffing angle	θ_{3d}	[rad]	-0.262

式(3.10) に旋回およびブーム起伏動作の軌道，式(3.11)にロープ動作の軌道を示す。また，その時の動作軌道概要を Fig. 3-2 に示す。動作軌道の加速および減速区間には三角関数による S 字曲線軌道を設定し，滑らかなクレーン加減速動作を考慮した。Table 3-2 に入力軌道の設定値を示す。各動作の最大速度はラボスケール装置の仕様を参考に決定した。また，各動作軌道の加減速区間の時間は 2 秒に設定し，定速区間の時間は旋回の最大速度と目標角度に基づいて決められる。ここでは，全ての動作が同時に停止するよう設定される。

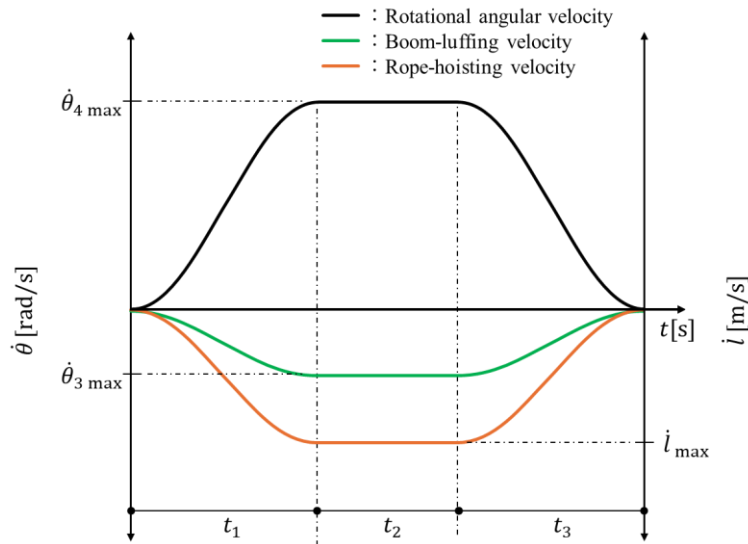
$$\dot{\theta}_i = \begin{cases} \dot{\theta}_{i \max} \left(1 - \cos \pi \frac{t}{t_1}\right) & t \in [0, t_1] \\ 2\dot{\theta}_{i \max} & t \in [t_1, t_1 + t_2] \\ \dot{\theta}_{i \max} \left(1 - \cos \pi \frac{T-t}{t_3}\right) & t \in [t_1 + t_2, T] \end{cases} \quad (3.10)$$

ここで $i = 3, 4$ である。

$$\dot{l} = \begin{cases} \dot{l}_{\max} \left(1 - \cos \pi \frac{t}{t_1}\right) & t \in [0, t_1] \\ 2\dot{l}_{\max} & t \in [t_1, t_1 + t_2] \\ \dot{l}_{\max} \left(1 - \cos \pi \frac{T-t}{t_3}\right) & t \in [t_1 + t_2, T] \end{cases} \quad (3.11)$$



(a) Case 2-1: Rotational motion trajectory



(b) Case 2-2: Multi-axial motion trajectories

Fig. 3-2 Motion trajectories for validation of crane dynamics model [71] © 2025 Elsevier

Table 3-2 Input parameters of motion trajectories for validation of crane dynamics

Parameters	Variable	[unit]	Value
Acceleration phase	t_1	[s]	2.0
Deceleration phase	t_3	[s]	2.0
Maximum rotational velocity	$\dot{\theta}_4 \max$	[rad/s]	0.4
Maximum boom-luffing velocity	$\dot{\theta}_3 \max$	[rad/s]	-0.13
Maximum rope-hoisting velocity	\dot{i}_\max	[m/s]	-0.25
Desired rotational angle	θ_{4d}	[rad]	1.571

本章では、3.1 節で導出したダイナミクスモデルのシミュレーションを実施するために、MATLAB/Simulink (MathWorks 社) を用いた。シミュレーションの数値積分には、Simulink に標準設定されている固定ステップの4次ルンゲ・クッタ法 (ode4) を採用した。また、シミュレーションの時間刻み幅は、モデルの非線形性やクレーン動作、荷振れの動特性に対して数値安定性と収束性が得られるように十分に小さい0.01 秒とした。

3.2.2 ラボスケール旋回クレーン装置の概要

ダイナミクスモデルの妥当性を確認するため、1/9 スケールのラボスケール旋回クレーン装置を構築した。実験装置の外観を Fig. 3-3、概要図を Fig. 3-4 にそれぞれ示す。この装置は実機旋回クレーンの動作特性に基づき、旋回、ブーム起伏およびロープ巻上げ(下げ)の動作が可能のように設計されており、AC サーボモータによってそれぞれ駆動される。また、本装置は、本節ではダイナミクスモデルの妥当性確認に使用し、次章以降では生成した最適動作軌道の有効性を確認するために活用する。

制御系は、PC から出力される速度指令信号をデジタルシグナルプロセッサ (DSP) に送信し、リアルタイムで各軸のサーボコントローラへ伝達される構成である。Fig. 3-5 にシステム構成、Table 3-3~Table 3-5 に各軸のサーボモーターの仕様を示す。

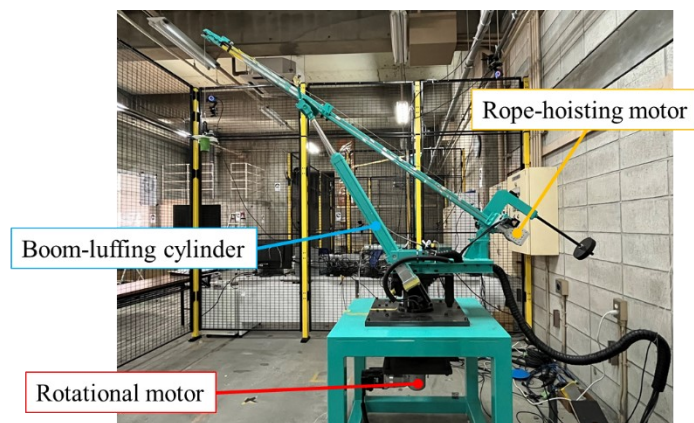


Fig. 3-3 Overview of lab-scale rotary crane [71] © 2025 Elsevier

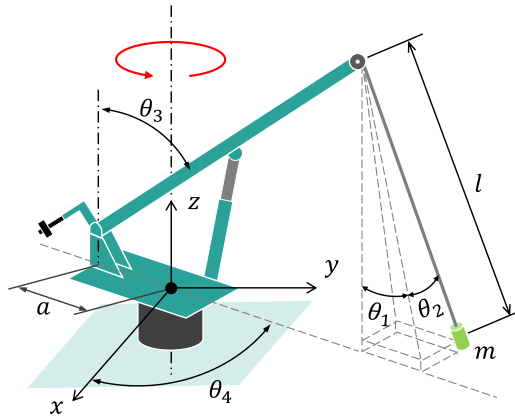


Fig. 3-4 Geometrical parameters of lab-scale rotary crane [71] © 2025 Elsevier

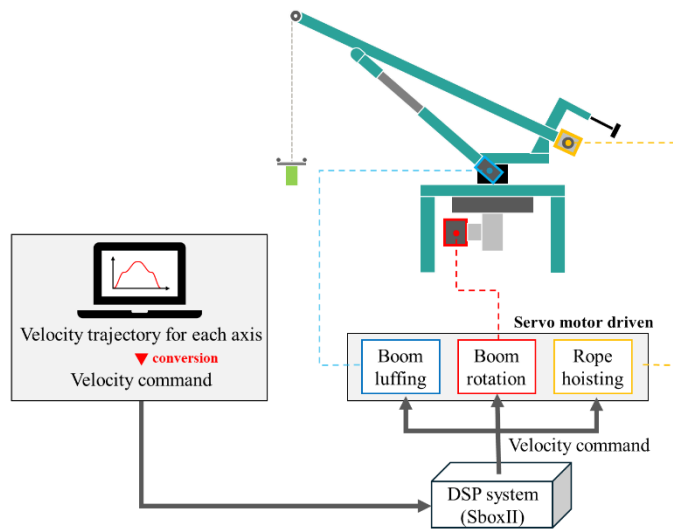


Fig. 3-5 System configuration of lab-scale rotary crane [71] © 2025 Elsevier

Table 3-3 Specification of rope hoisting motor

Parameter	Specifications / Value
Model	SGMJV-01ADAH12C
Rated output	100 [W]
Voltage	200 [V]
Rated current	0.84 [Arms]
Rated torque	0.318 [N · m]
Rated speed	3000 [rpm]
Insulation class	B
Number of phases	3

Table 3-4 Specification of rope boom luffing cylinder

Parameter	Specifications / Value
Model	SGMJV-08A3A21
Rated output	750 [W]
Voltage	200 [V]
Rated current	4.7 [Arms]
Rated torque	2.39 [N · m]
Rated speed	3000 [rpm]
Insulation class	B
Number of phases	3

Table 3-5 Specification of rotational motor

Parameter	Specifications / Value
Model	SGM7G-03A7A21
Rated output	300 [W]
Voltage	200 [V]
Rated current	4.7 [Arms]
Rated torque	1.96 [N · m]
Rated speed	3000 [rpm]
Insulation class	F
Number of phases	3

ラボスケール装置のブームおよび吊荷の動的挙動は、8台のカメラによるモーションキャプチャシステムを用いて、三次元計測される。Fig. 3-6 にモーションキャプチャシステムのカメラ、Fig. 3-7 に計測に用いられる装置に取り付けられたマーカー、Fig. 3-8 にモーションキャプチャシステムによる計測画面を示す。また、モーションキャプチャカメラの仕様を Table 3-6 に示す。

装置の仕様は Table 3-1 の通りである。3.2.1 節で示した各軸の速度入力軌道をサーボモータに送り、シミュレーション同様の動作を再現する。

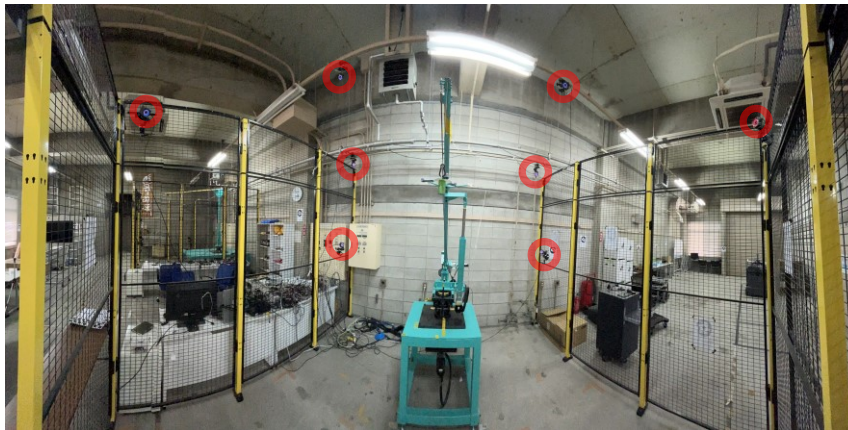


Fig. 3-6 Cameras for marker capture used in the motion capture system [71] © 2025 Elsevier

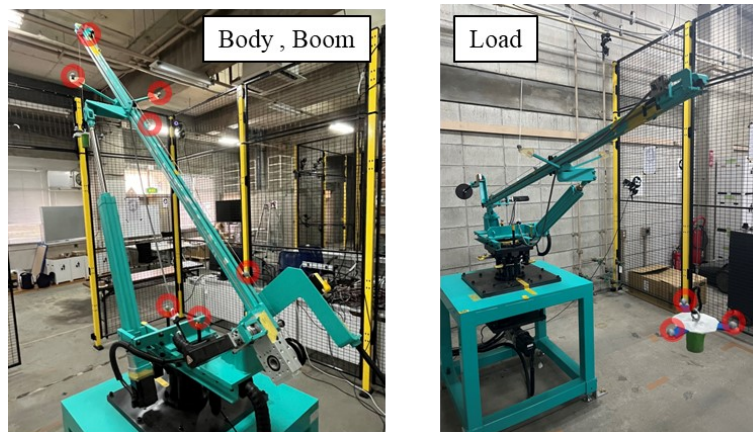


Fig. 3-7 Markers for motion capture attached to the lab-scale crane [71] © 2025 Elsevier

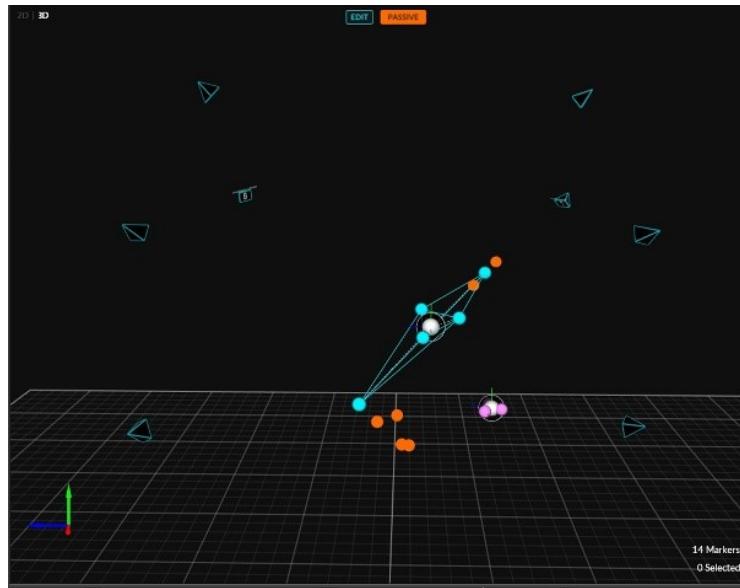


Fig. 3-8 Screen display during motion capture measurement of lab-scale crane [71] © 2025 Elsevier

Table 3-6 Specifications of motion capture camera

Parameter	Specifications / Value
Model	OptiTrack PrimeX 13
Resolution	1280 × 1024 [pixels]
Frame rate	30–240 [fps]
Shutter type	Rolling shutter
Shutter time	0.25 [ms]
Minimum exposure time	0.01 [ms]
Maximum exposure time	3.9 [ms] (at 240 [fps])
Distortion correction	Supported
Field of view (Standard lens)	Horizontal: 56[deg], Vertical: 46[deg]
Filter	850 [nm] IR band-pass, etc.
Automatic brightness adjustment	Supported
Range (14 [mm] spherical marker)	Max. 16 [m]
Range (Active marker)	Max. 25 [m]

3.2.3 妥当性確認の結果

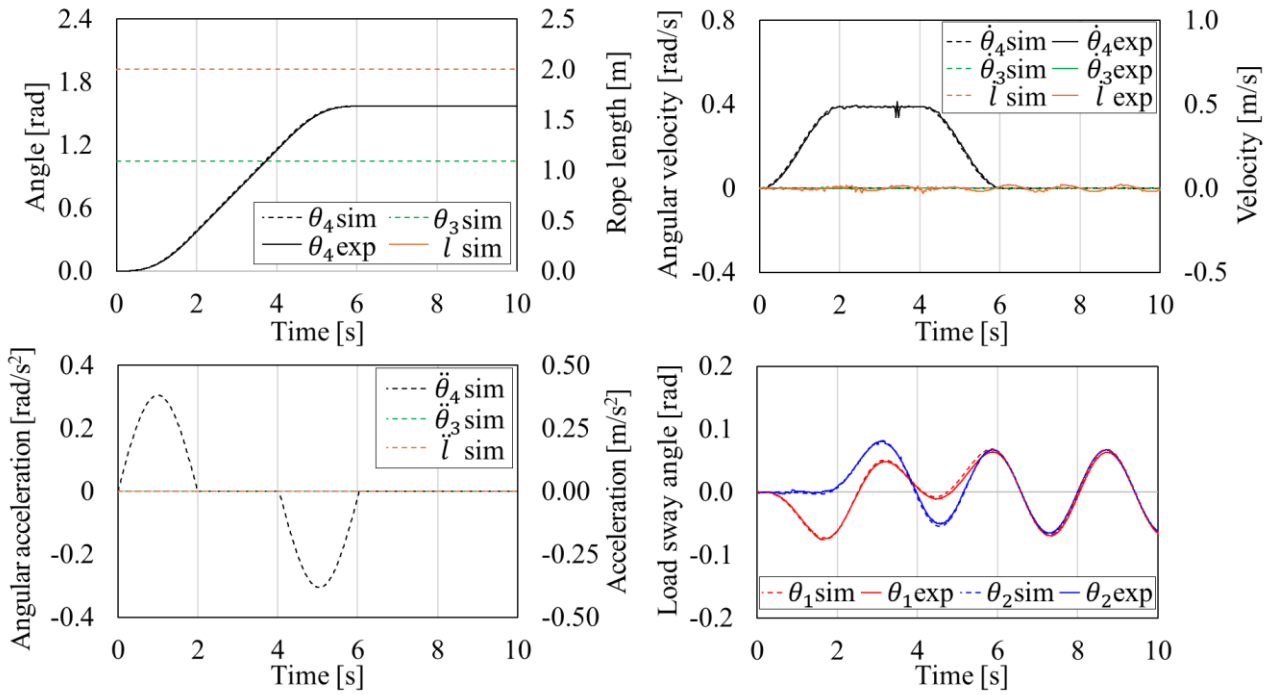
3.1 節で構築した旋回クレーンダイナミクスモデルの妥当性を確認するために、シミュレーションおよびラボスケール実験の結果を比較する。Fig. 3-9 に Case 2-1 および Case 2-2 における荷振れ、各軸の動作角度・ロープ長さ、動作速度および動作加速度（シミュレーションのみ）に関するシミュレーションと装置実験の結果を示す。

Case 2-1 では、装置実験の旋回速度軌道は目標軌道を精度よく追従できており、シミュレーションおよび実験の荷振れ特性を比較すると、半径方向および接線方向ともにほぼ同様となる挙動を示した。Case 2-2 の旋回、ブーム起伏およびロープ巻上げを組み合わせた複合動作においても Case 2-1 同様に、実験の各軸の動作軌道は目標軌道を良好に追従できており、動作中および動作終了後における荷振れは、シミュレーションと実験でほぼ同じ特性を示した。わずかに荷振れ角に差異が生じているが、これはシミュレーションで考慮できていない構造的な要因（摩擦などの減衰特性など）による影響と考えられる。

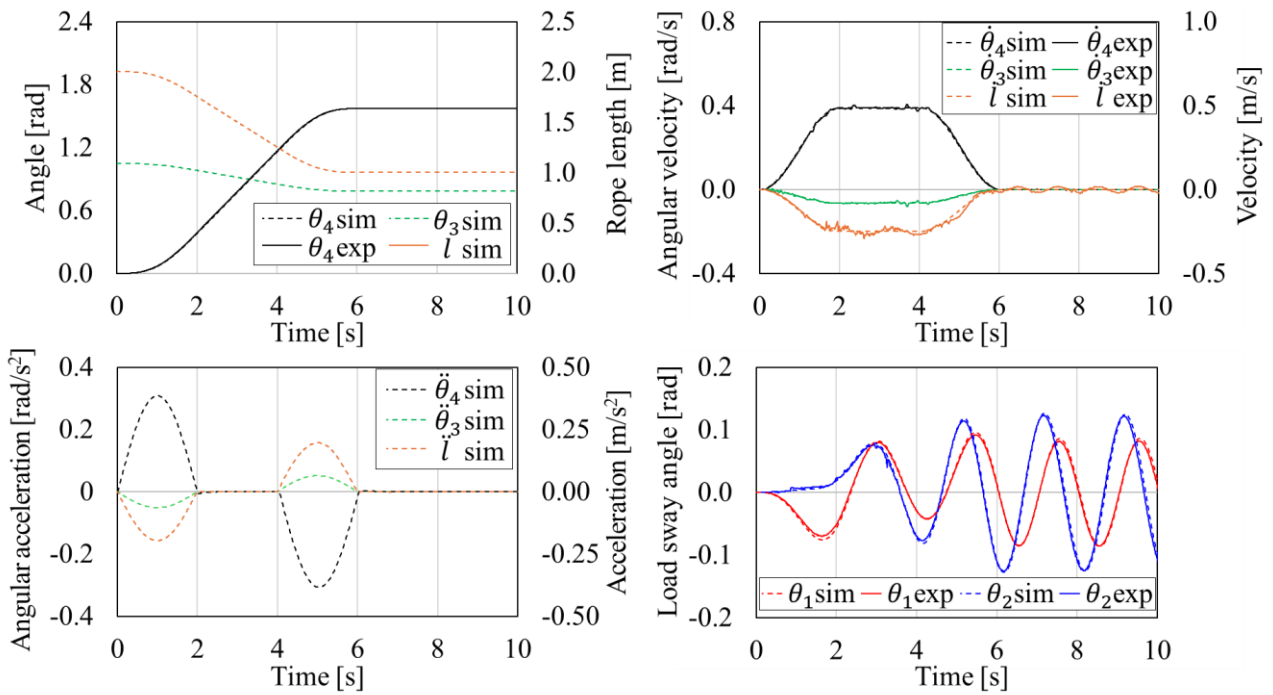
以上の結果より、構築した旋回クレーンのダイナミクスモデルは装置実験の荷振れ挙動を良好に再現しており、その妥当性が示された。

3.3 まとめ

本章では、旋回クレーンと吊荷の挙動シミュレーションおよび最適動作軌道の生成を目的として、ラグランジュの運動方程式を用いた旋回クレーンのダイナミクスモデル（数式モデル）を構築した。モデルの妥当性を検証するため、実機と同等の動作（旋回、ブーム起伏、ロープ動作）が可能なラボスケール旋回クレーン装置を用いて実験を行い、シミュレーション結果と比較した。その結果、両者の荷振れ特性は良好に一致し、構築したモデルの妥当性が確認された。



(a) Case 2-1: Rotational motion



(b) Case 2-2: Multi-axial motion

Fig. 3-9 Validation of the crane dynamics model by comparison between simulation and experimental results

第4章

残留荷振れ抑制を考慮した作業効率向上のための最適動作軌道の生成

本章では、クレーンの作業効率向上を目的とした、目標位置における残留荷振れ抑制を考慮したクレーン高速動作における動作時間最小化のための最適動作軌道生成法を提案し、ラボスケール装置を用いた実験により、その有効性を確認する。

4.1 旋回単動作における時間最小化のための最適動作軌道生成の概要

本節では、旋回動作のみで二次元方向に生じる荷振れを目標角度で抑制しながら、動作時間を最小化する最適動作軌道生成法を提案し、ラボスケール装置の実験を用いて生成した最適動作軌道の有効性を確認する。

最適動作軌道は、最大速度や最大加速度といった機械的制約を考慮しつつ、動作停止後の残留荷振れを抑制しながら、動作時間を最小化することを目的として生成される。この軌道では、残留荷振れが目標位置に到達した時にほぼ収束しているため、実運用の際、荷振れを抑制する追加の操作が不要である点が利点である。例えば、インプットシェーピングによる吊荷制御は、荷振れの固有振動数に基づいて設計され、通常、荷振れ周期の半分程度の時間を要する。しかし、低周波振動を持つクレーンシステムでは、荷振れ制御のために動作時間が長くなる傾向がある。それに対し、本章で生成する最適動作軌道は、クレーンの性能を最大限に活用しながら荷振れを抑制し、荷振れ周期に依存することなく、旋回動作のみで迅速に吊荷を運搬することが可能である。したがって、本軌道生成の手法は効率的かつ実用的なアプローチであるといえる。

4.1.1 旋回単動作における2段S字曲線軌道の概要

本節では、第2章で分析した熟練オペレータの旋回動作軌道を参考に、動作時間最小化のための最適な動作軌道生成法を検討する。第2章の実機旋回クレーン実験において、Fig. 2-4(a)の熟練オペレータの旋回動作軌道は、グラフ中の破線円で示すように、旋回加速区間および減速区間において速度が段階的に変化していることが確認された。これは、高速動作において吊荷をコントロールするために熟練オペレータが複雑な加減速操作を行っていることを示している。このオペレータの動作軌道を参考に、高速動作のベースとなる動作軌道として、加減速区間において速度変化のない定速域を含む「2段軌道」を定義する。さらに、実機クレーンへの適用性を考慮し、加減速区間に三角関数を用いたS字曲線による滑らかな動作軌道を設計する。式(4.1) および (4.2) に定義する2段S字曲線動作軌道の関数および最大速度を表す方程式を示す。また、Fig. 4-1 に動作軌道の概要図を示す。

$$\dot{\theta}_4 = \begin{cases} r_1 \dot{\theta}_4 \max \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_1}\right) & t \in [0, t_1] \\ 2r_1 \dot{\theta}_4 \max & t \in \left[t_1, \sum_{i=1}^2 t_i\right] \\ \dot{\theta}_4 \max \left\{2r_1 + (1 - r_1) \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_3}\right)\right\} & t \in \left[\sum_{i=1}^2 t_i, \sum_{i=1}^3 t_i\right] \\ 2\dot{\theta}_4 \max & t \in \left[\sum_{i=1}^3 t_i, \sum_{i=1}^4 t_i\right] \\ \dot{\theta}_4 \max \left\{2 - (1 - r_2) \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_5}\right)\right\} & t \in \left[\sum_{i=1}^4 t_i, \sum_{i=1}^5 t_i\right] \\ 2r_2 \dot{\theta}_4 \max & t \in \left[\sum_{i=1}^5 t_i, \sum_{i=1}^6 t_i\right] \\ \dot{\theta}_4 \max \left\{2r_2 - r_2 \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_7}\right)\right\} & t \in \left[\sum_{i=1}^6 t_i, T\right] \end{cases} \quad (4.1)$$

$$\dot{\theta}_4 \max = \frac{\theta_{4d}}{t_1 + t_3 + t_5 + t_7 + 2(t_2 + t_4 + t_6)} \quad (4.2)$$

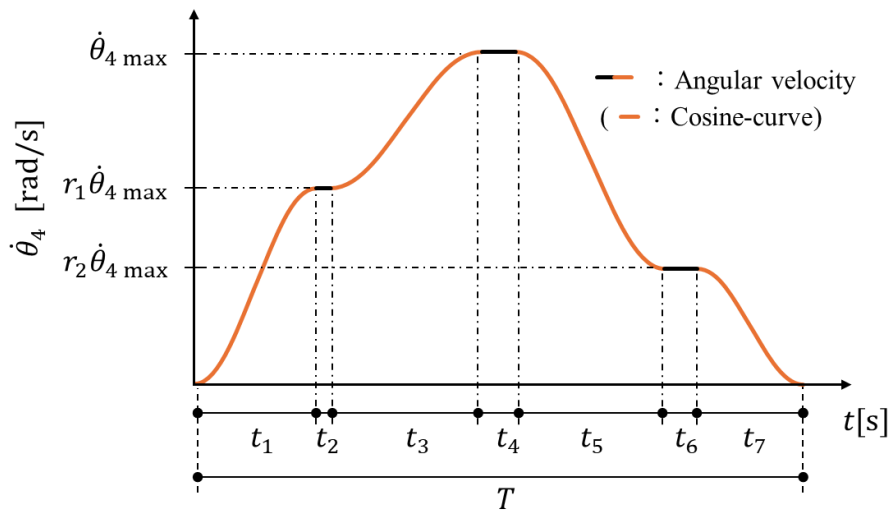


Fig. 4-1 Proposed two-stage S-curve motion trajectory based on the skilled operation

ここで、 $t_1 \sim t_3$ は定速域を含む加速区間、 t_4 は最高速度を示す定速区間、 $t_5 \sim t_7$ は定速域を含む減速区間を示し、加減速区間の定速領域における「段階」部分が本軌道の特徴である。

4.1.2 旋回単動作における最適動作軌道生成の計算条件

ここでは、2 段 S 字曲線軌道の動作時間 T を最小化させる動作軌道を生成するための最適化問題を設定する。最適化には MATLAB® の最適化ツールボックスに含まれる逐次二次計画法を使用する。また、最適化の目的関数および制約条件は式(4.3)~(4.8)に示す。このとき、設計変数は動作軌道を決定する区間時間 t_i および段部分の速度比 r_j である。また、本最適動作軌道生成法では、前述した通り、目的関数に動作時間最小化を設定し、動作中の荷振れ抑制は考慮しない。さらに、クレーンの性能を最大限にいかしつつ、効率的かつ安全な動作軌道を生成するため、制約条件には残留荷振れに加えて、最大角速度や加速度を設ける。制約条件の制約値を Table 4-1 に示す。制約値は、実機旋回クレーンおよびラボスケール旋回の機械的性能を考慮して決定された。

【目的関数】

$$\underset{t_i, r_j}{\text{minimize}} \quad T = \sum_{i=1}^7 t_i \quad (4.3)$$

ここで t_i, r_j は設計変数で、 $i = 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7$ および $j = 1, 2$ である。

【制約条件】

クレーンダイナミクス：式(3.7)および(3.9)

2 段 S 字曲線軌道（式(4.1)）の各区間時間および段部割合：

$$\begin{aligned} t_{i \min} < t_i < t_{i \max} \quad (i = 1, 2, \dots, 11) \\ r_{j \min} < r_j < r_{j \max} \quad (j = 1, 2) \end{aligned} \quad (4.4)$$

最大許容残留荷振れ角：

$$\begin{aligned} |\theta_1| < \theta_{1r \max} \quad t \in [T + T_p, T + 2T_p] \\ |\theta_2| < \theta_{2r \max} \quad t \in [T + T_p, T + 2T_p] \end{aligned} \quad (4.5)$$

ここで $T_p = 2\pi\sqrt{l/g}$ 。

最大旋回角速度：

$$\dot{\theta}_4 < \dot{\theta}_{4 \max} \quad t \in [0, T] \quad (4.6)$$

最大旋回角加速度：

$$|\ddot{\theta}_4| < \ddot{\theta}_{4 \max} \quad t \in [0, T] \quad (4.7)$$

旋回動作中の最大荷振れ角（一部条件のみ適用）：

$$|\theta_1| < \theta_{1 \max} \quad t \in [0, T]$$

$$|\theta_2| < \theta_{2 \max} \quad t \in [0, T] \quad (4.8)$$

Table 4-1 Parameters of constraint conditions in optimal motion trajectory generation for two-stage S-curve trajectory

Parameters	Subscript	[unit]	Value		
			max		min
$t_{i \max}, t_{i \min}$	$i = 1,3,5,7$	[s]	5.0	~	0.5
	$i = 2,4,6$	[s]	5.0	~	0.0
$r_{j \max}, r_{j \min}$	$j = 1,2$	[s]	0.9	~	0.1
Parameters		[unit]	Value		
$\dot{\theta}_{4 \max}$		[rad/s]	0.6		
$\ddot{\theta}_{4 \max}$		[rad/s ²]	0.4		
$\theta_{1r \max}$		[rad]	0.003		
$\theta_{2r \max}$		[rad]	0.003		
$\theta_{1 \max}$		[rad]	Half of $\theta_{1 \max}$ in Case R1		
$\theta_{2 \max}$		[rad]	Half of $\theta_{2 \max}$ in Case R1		

ここでは、2 段 S 字曲線軌道の各区間時間や速度比、旋回の角速度、角加速度および吊荷の残留振れ角に関する制約を、全ての条件に適用する。また、Case R4 には、動作中の半径および接線方向の荷振れ角が Case R1 で得られた最大荷振れ角の半分になるよう追加の制約条件を設定し、動作中の荷振れを抑える安全に配慮したクレーン動作軌道が生成可能か検証する。また、Fig. 4-2 に最適動作軌道生成のフローチャート、Table 4-2 にシミュレーションおよび実験条件と条件ごとの特徴を示す。Table 4-2 に示すように、本節ではクレーンが旋回単動作するとき、目標の旋回角やロープ長が異なる条件について動作軌道を生成する。

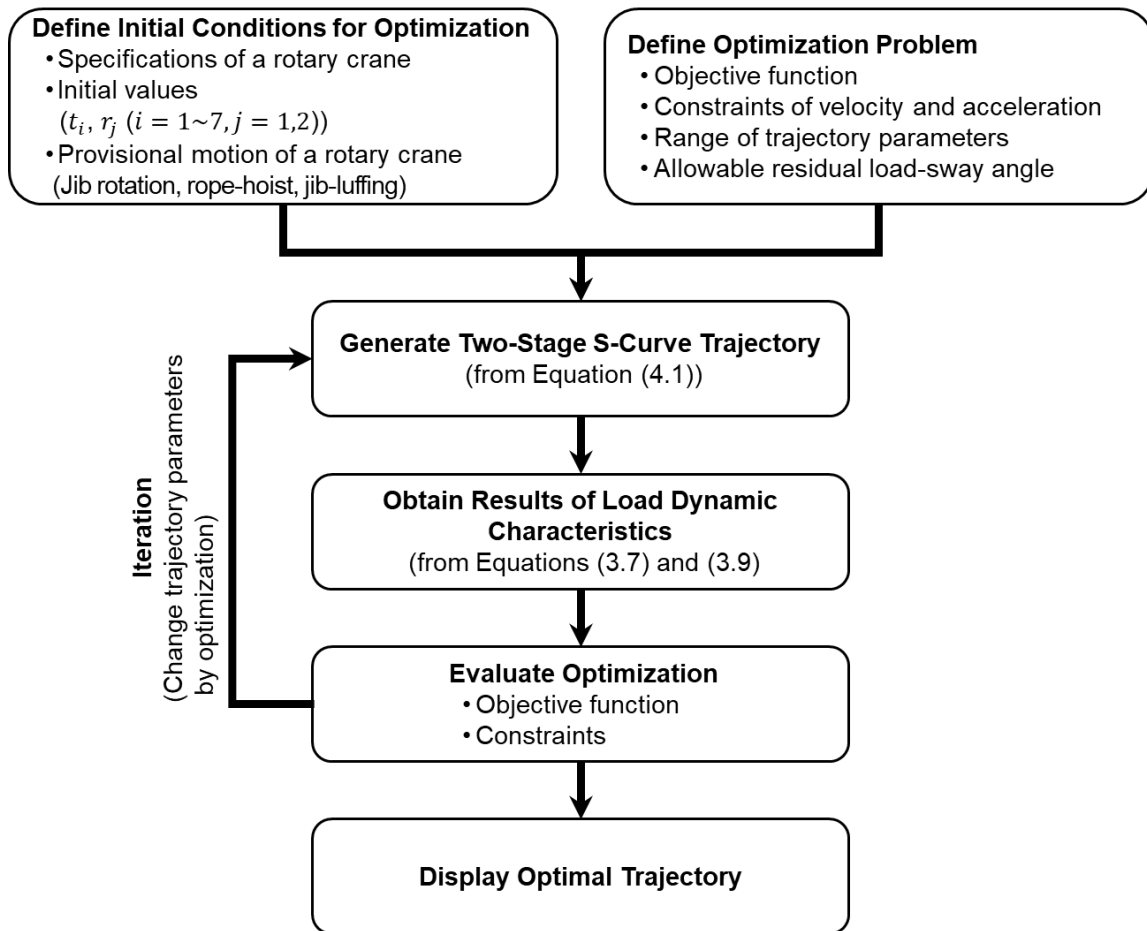


Fig. 4-2 Block diagram of optimal motion trajectory generation based on two-stage S-curve trajectory [71]

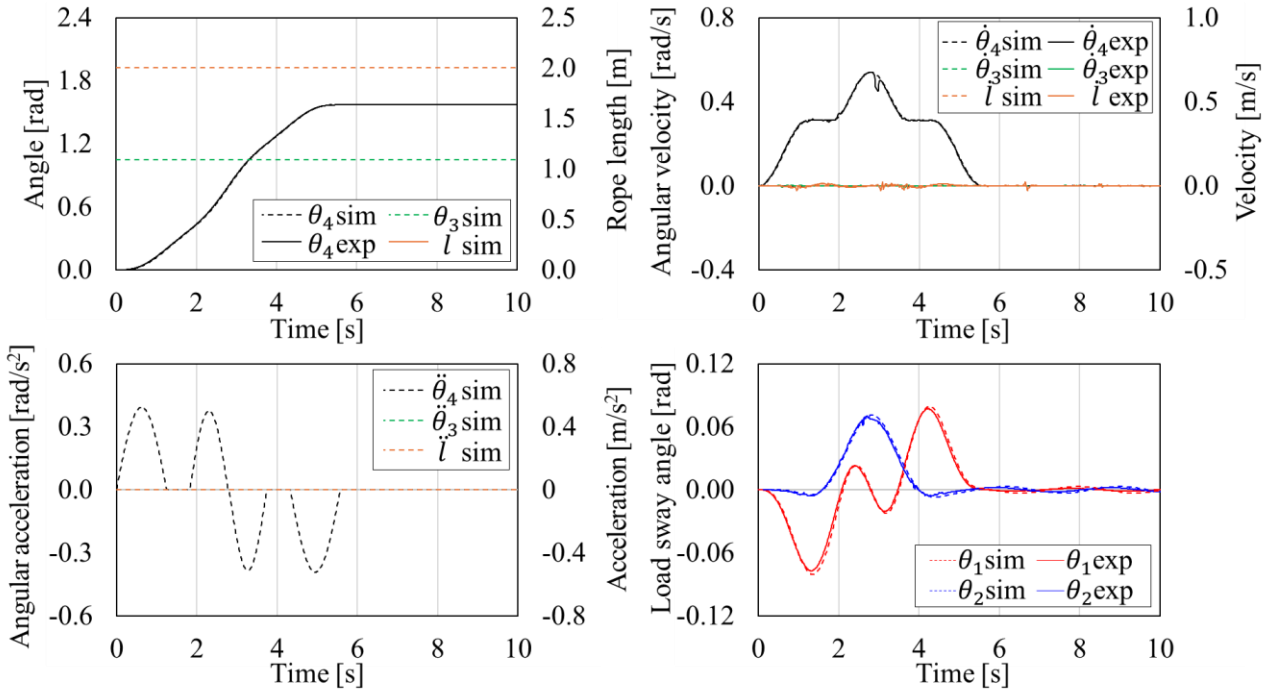
© 2025 Elsevier

Table 4-2 Simulation and experimental conditions for two-stage S-curve motion trajectory generation

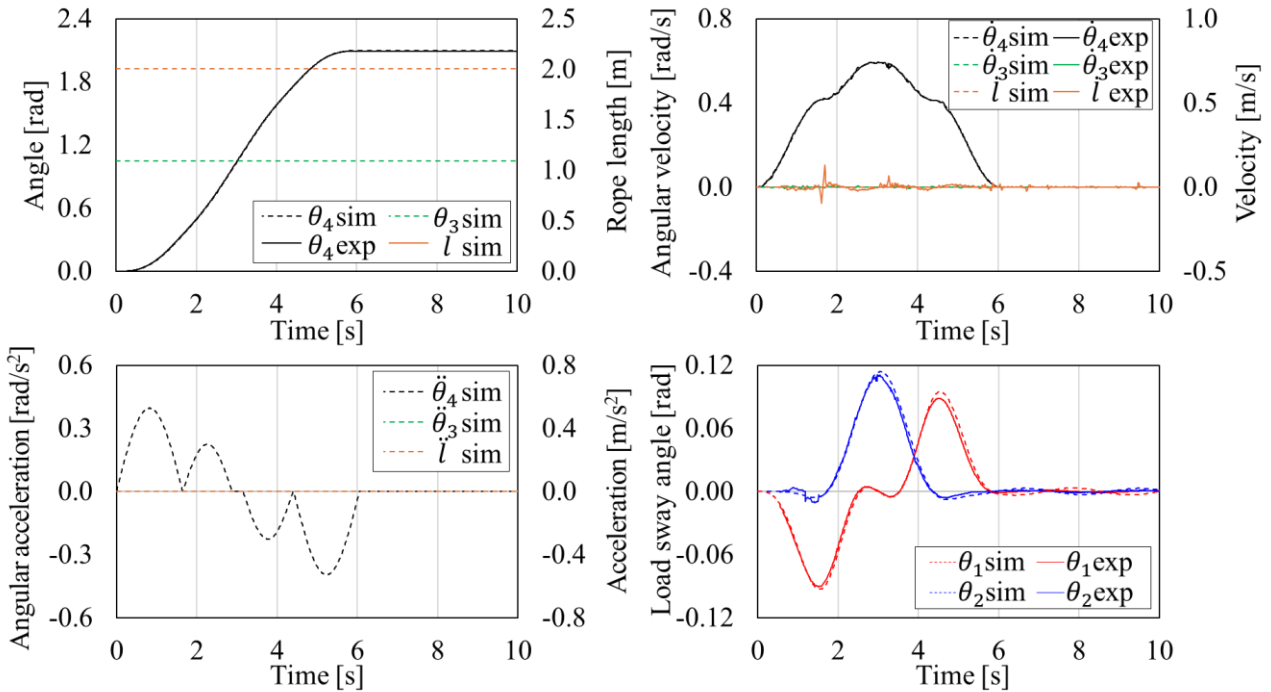
Case No.	Boom length	Rotational angle	Rope length	Boom angle	Remarks
	[m]	[rad]	[m]	[rad]	
Case R1	2.0	1.571	2.0	1.047	Base condition
Case R2	2.0	2.094	2.0	1.047	Rotational angle is larger than Case R1
Case R3	2.0	1.571	1.0	1.047	Rope length is half of Case R1
Case R4	2.0	1.571	2.0	1.047	Constraint added: Max. load sway angle is half of R1 during rotation

4.1.3 旋回単動作における最適動作軌道のシミュレーションおよび実験結果

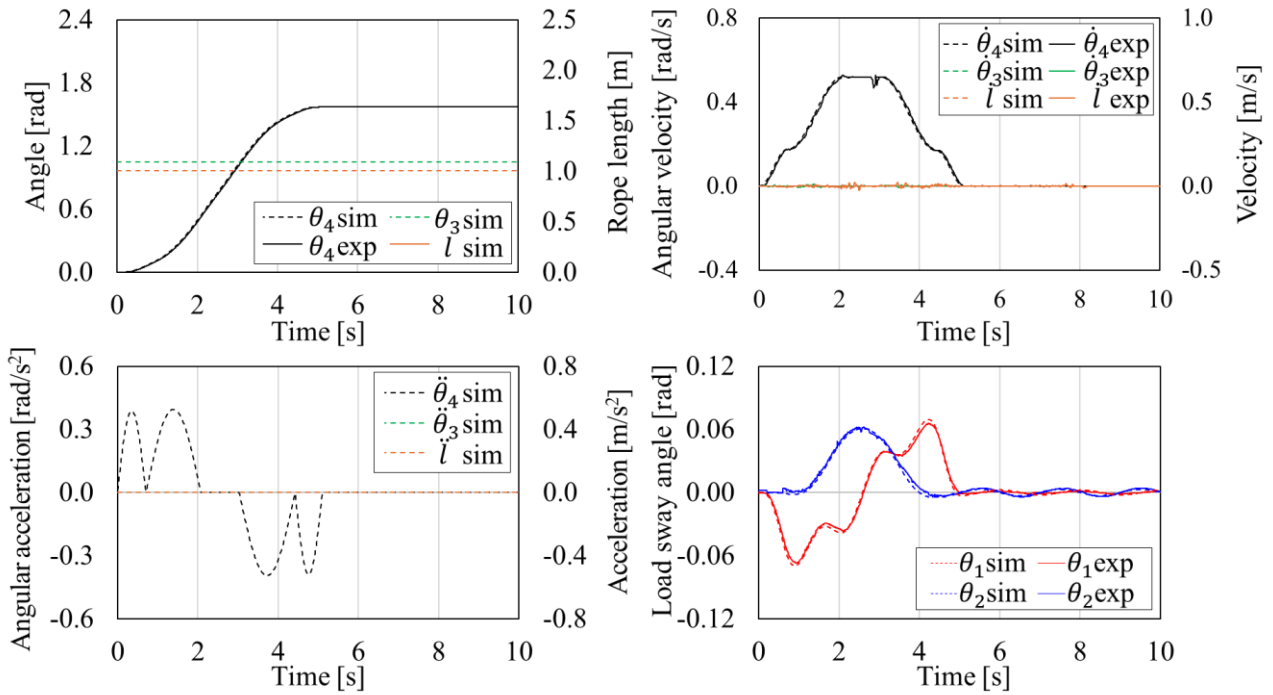
Fig. 4-3 (a)~(d) にシミュレーションおよびラボスケール装置による実験の結果, Table 4-3 にそれぞれの条件の動作軌道のパラメータをまとめる.



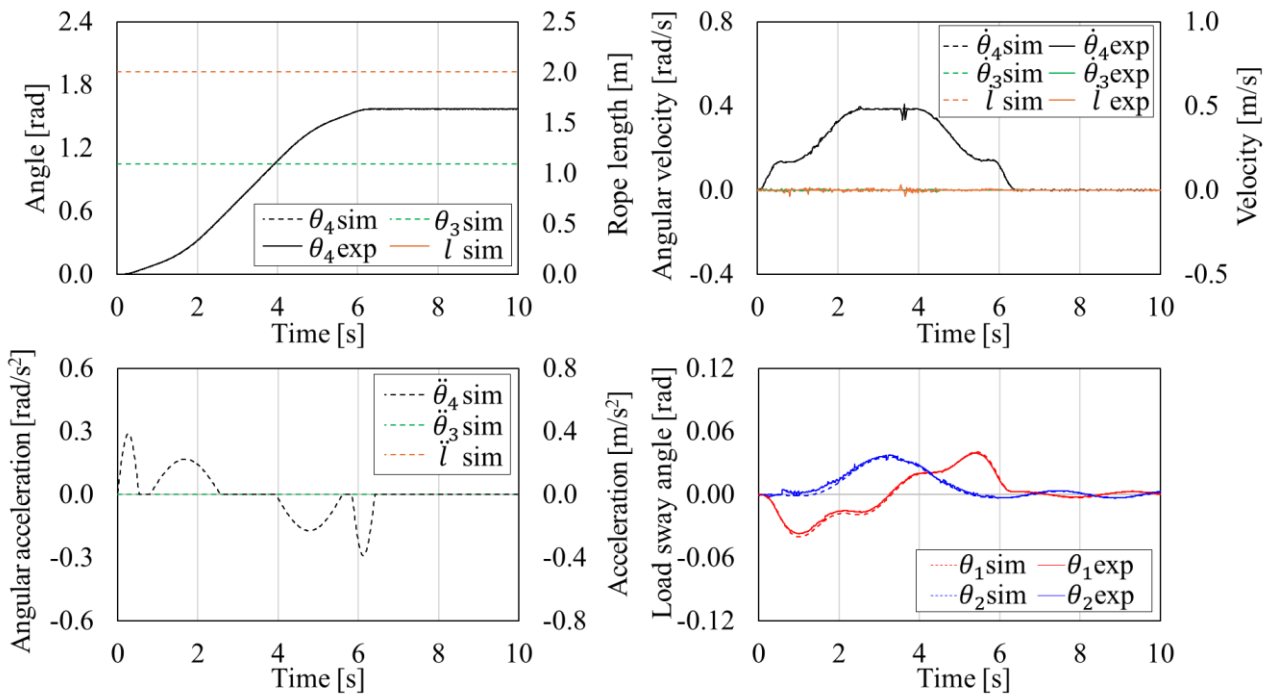
(a) Case R1



(b) Case R2



(c) Case R3



(d) Case R4

Fig. 4-3 Simulation and experimental results of two-stage S-curve optimal motion trajectory

Table 4-3 Parameters of two-stage S-curve optimal motion trajectory for Cases R1–R4

Case No.	T [s]	t_1 [s]	t_2 [s]	t_3 [s]	t_4 [s]	t_5 [s]	t_6 [s]	t_7 [s]	r_1 [-]	r_2 [-]
Case R1	5.58	1.25	0.58	0.95	0.02	0.94	0.59	1.25	0.58	0.58
Case R2	6.05	1.65	0.00	1.23	0.27	1.25	0.02	1.64	0.70	0.70
Case R3	5.11	0.71	0.00	1.37	0.95	1.40	0.00	0.68	0.34	0.32
Case R4	6.42	0.54	0.26	1.76	1.38	1.67	0.23	0.57	0.35	0.37

以下に各条件における結果の特徴をまとめる。

- Case R1:
- 生成された動作軌道は動作時間の中心を中心とした対称形状を示す。
 - 角加速度は加速区間 (t_1) および減速区間 (t_7) で制約値に到達する。
 - 定速区間 (t_4) はほぼゼロで、角速度は制約付近の値を示す。
 - 荷振れは旋回動作中に接線・半径方向ともに同程度生じる。
 - 目標位置における残留荷振れは十分に抑制される。
- Case R2:
- 軌道は R1 と同様に対称形状を示す。
 - 角加速度は加速区間 (t_1, t_3) および減速区間 (t_5, t_7) で制約値に到達する。
 - 定速区間 (t_4) は R1 より長く、角速度制約に到達する。
 - 最高速度を示す定速区間時間が長いことにより、半径方向の荷振れが増大する。
 - 目標位置における残留荷振れは十分に抑制される。
- Case R3:
- 軌道は R1 と同様に対称形状を示す。
 - 角加速度は R2 と同様に、加速・減速の両区間において制約値に到達する。
 - 定速区間 (t_4) は存在するが、その角速度は制約値に到達しない。
 - ロープ長が短いことにより、荷振れの周期が短い。
 - 目標位置での残留荷振れは他のケース同様、十分に抑制される。
- Case R4:
- 軌道は R1 と同様に対称形状を示す。
 - 角加速度は加速区間 (t_1) および減速区間 (t_7) で制約値に到達する。
 - 荷振れ抑制のため、定速区間における最大角速度は R1 より低い。
その結果、全体の動作時間は R1 より約 14%長くなる。
 - 動作中および目標位置における荷振れはいずれも効果的に抑制される。

以上の結果から、生成された最適動作軌道は、旋回動作中に二次元方向に生じる荷振れを、ブーム起伏やロープ動作を用いることなく旋回動作のみで短時間に抑制できることが確認された。これは、旋回動作のみで構成されるシンプルな軌道であることに加え、省エネルギー化の観点からも有効であると考えられる。

また、Case R1 では定速区間 (t_4)、Case R2 および Case R3 では、加減速区間に含まれる段階的な定速区間 (t_2, t_6) の時間、いずれもほぼゼロとなる結果が得られた。しかし、これらの区間時間は、機械性能に基づく最大速度・最大加速度、動作中の荷振れ制限に関する制約条件、さらに目標旋回角度やロープ長（荷振れ周期）といった条件によって変化することが考えられる。各条件化で、区間時間がどのような値を取り、その区間がどのような役割を果たすのかを明らかにすることは、今後の課題である。特に、実機適用を見据えた最適化を用いない簡易的な軌道生成手法の構築という観点からも、より多様な条件下で最適動作軌道を生成し、理論的考察を通じて、各区間および生成される軌道の特性を体系的に整理する必要がある。

4.2 複合動作を考慮した2段S字曲線に基づく最適動作軌道生成

4.2.1 複合動作を考慮した最適動作軌道生成の概要

本節では、4.1 節で生成した旋回単動作のパターンだけでなく、作業半径や目標運搬高さが変化する場合に、実際のクレーン操作で行われるブーム起伏やロープ動作を組み合わせる複合動作のパターンにおける最適旋回動作軌道生成法を提案する。

ブーム起伏角やロープ長の変化は、吊荷に作用する慣性力や遠心力に影響を及ぼす。また、ロープ長に関しては荷振れ周期を変化させる要因となるため、実機クレーンの手動操作において、旋回動作とこれらの動作を複合的に言いながら吊荷を精密に制御することは困難とされる。本節では、旋回動作中にブーム起伏角およびロープ長が変化する軌道を追加し、旋回動作のみを対象に、動作時間最小化のための、目標位置における残留荷振れを抑制する最適動作軌道を生成する。ブーム起伏およびロープ巻き上げ（下げ）動作にはシンプルなS字曲線関数を用いた台形軌道を設定する。それぞれの動作軌道を表す式と最大角速度、速度を求める式をそれぞれ、式(4.9)～(4.12)に示す。また、動作軌道概要図を Fig. 4-4 に示す。

$$\dot{\theta}_3 = \begin{cases} \dot{\theta}_{3 \max} \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_h}\right) & t \in [0, t_h] \\ 2\dot{\theta}_{3 \max} & t \in [t_h, T - t_h] \\ \dot{\theta}_{3 \max} \left(1 - \cos\pi \frac{T-t}{t_h}\right) & t \in [T - t_h, T] \end{cases} \quad (4.9)$$

$$\dot{\theta}_{3 \max} = \frac{\theta_{3d}}{2T - 3t_h}. \quad (4.10)$$

$$\dot{i} = \begin{cases} \dot{i}_{\max} \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_h}\right) & t \in [0, t_h] \\ 2\dot{i}_{\max} & t \in [t_h, T - t_h] \\ \dot{i}_{\max} \left(1 - \cos\pi \frac{T-t}{t_h}\right) & t \in [T - t_h, T] \end{cases} \quad (4.11)$$

$$\dot{i}_{\max} = \frac{l_d}{2T - 3t_h}. \quad (4.12)$$

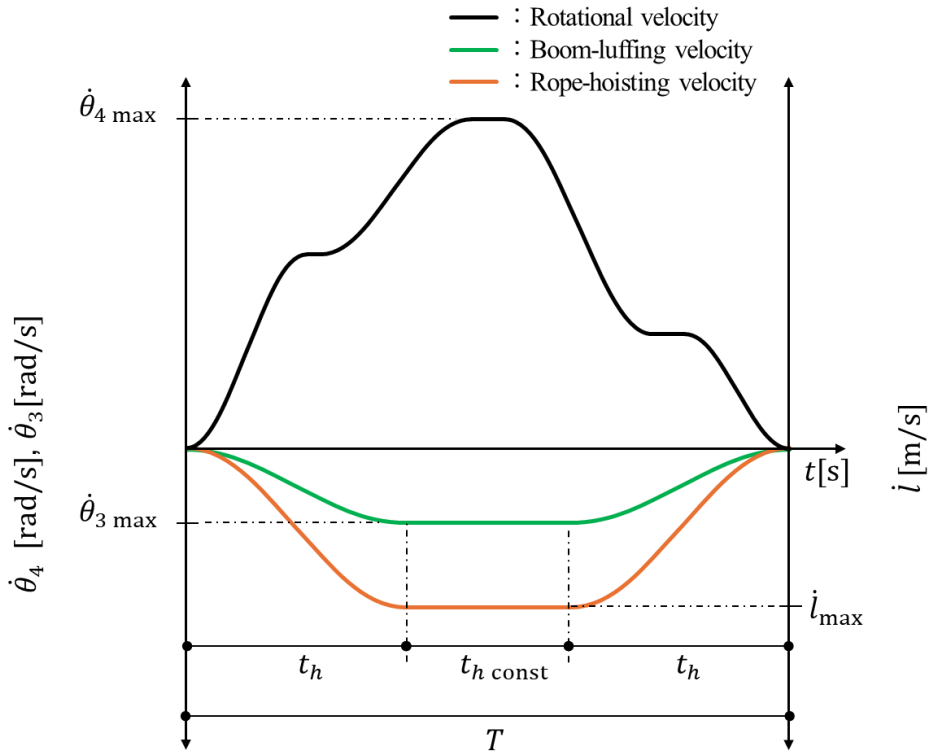


Fig. 4-4 Multiaxial motion trajectory of two-stage S-curve considering boom-luffing and rope-hoisting motions

4.2.2 複合動作における最適動作軌道生成の計算条件

最適化には 4.1.2 節同様に旋回の動作時間最小化を設定する。このとき、ブーム起伏およびロープ動作の加速および減速区間時間は t_h ，目標ブーム起伏角は θ_{3d} 目標ロープ巻上げ（下げ）長さは l_d である。またブーム起伏角およびロープ長は、クレーン動作中にそれぞれ 15 度および 1m 変化する条件を設定する。さらに、ブーム起伏およびロープ動作は、始動および停止するタイミングが旋回動作と同様になるよう、定速区間時間に制約条件を設ける。複合操作条件では、4.1.2 節に示した制約条件式から制約条件式(4.13)を追加して最適化を行う。設計変数は 4.1 節同様、旋回動作軌道を決定する t_i, r_j である。また、制約値を Table 4-4、動作条件を Table 4-5 に示す。

【追加制約条件】

$$\frac{T - t_{h \text{ const}}}{2} = t_h \quad (4.13)$$

Table 4-4 Additional constraint parameter of multiaxial optimal motion trajectory generation

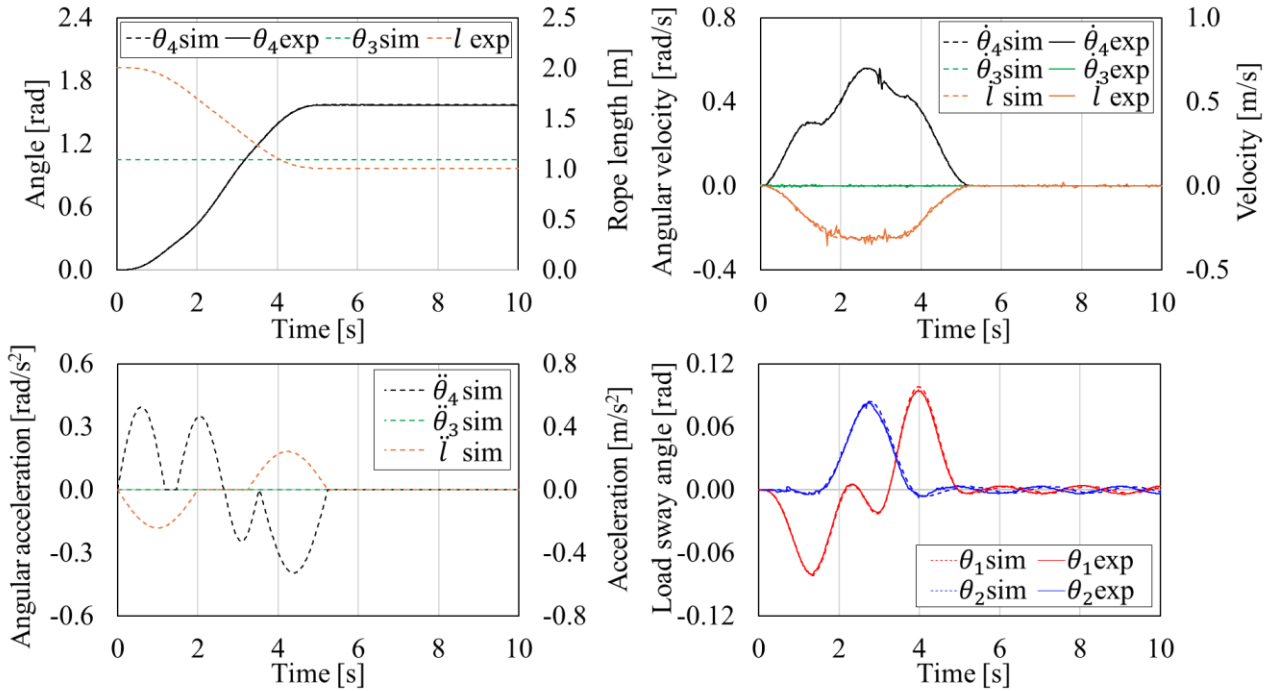
Parameters	[unit]	Value
t_h	[s]	2.0

Table 4-5 Simulation and experimental conditions of multiaxial optimal motion trajectory

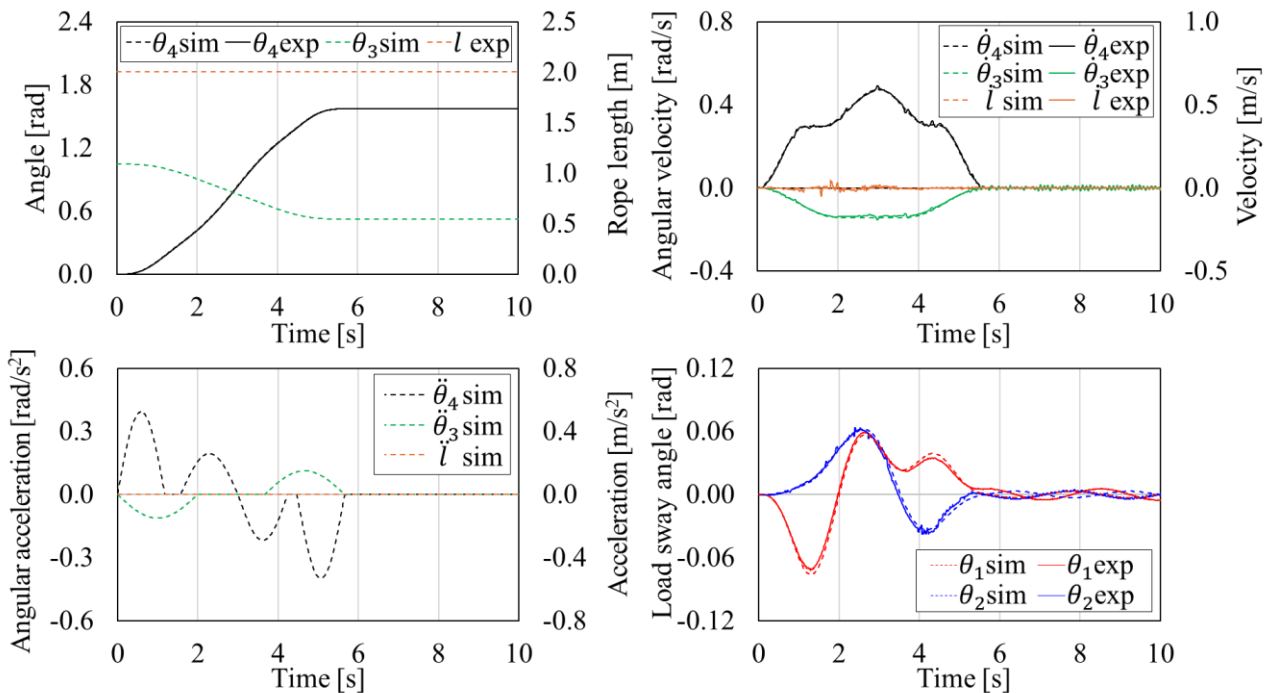
Case No.	Boom length	Rotational angle	Rope length	Boom angle	Remarks
	[m]	[rad]	[m]	[rad]	
Case C1	2.0	1.571	2.0 to 1.0	1.047	Rotation + Rope-hoisting
Case C2	2.0	1.571	2.0	1.047 to 0.785	Rotation + Boom-luffing
Case C3-1	2.0	1.571	2.0 to 1.0	1.047 to 0.785	Rotation + Rope-hoisting + Boom-luffing
Case C3-2	2.0	1.571	2.0 to 1.0	0.785 to 1.047	
Case C3-3	2.0	1.571	1.0 to 2.0	1.047 to 0.785	
Case C3-4	2.0	1.571	1.0 to 2.0	0.785 to 1.047	

4.2.3 複合動作におけるシミュレーション結果および実験結果

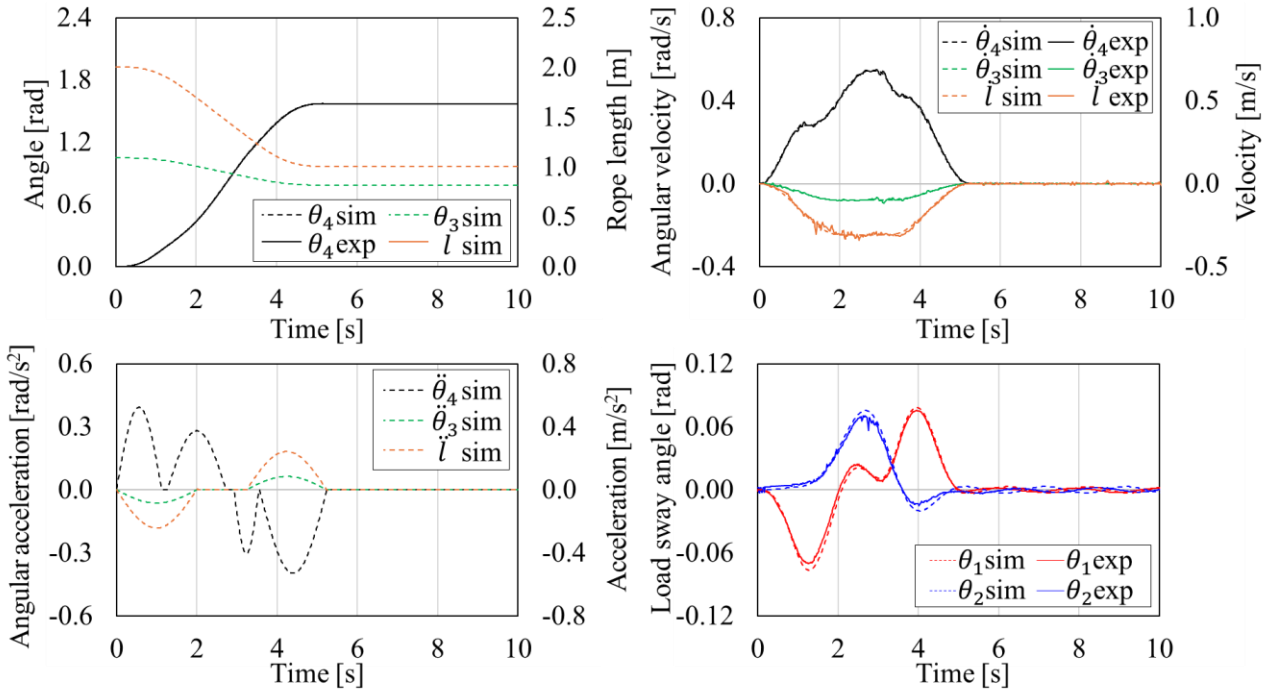
Fig. 4-5 (a)~(d) にシミュレーションおよびラボスケール装置による実験の結果を示し、Table 4-6 に条件ごとの軌道生成パラメータをまとめる。



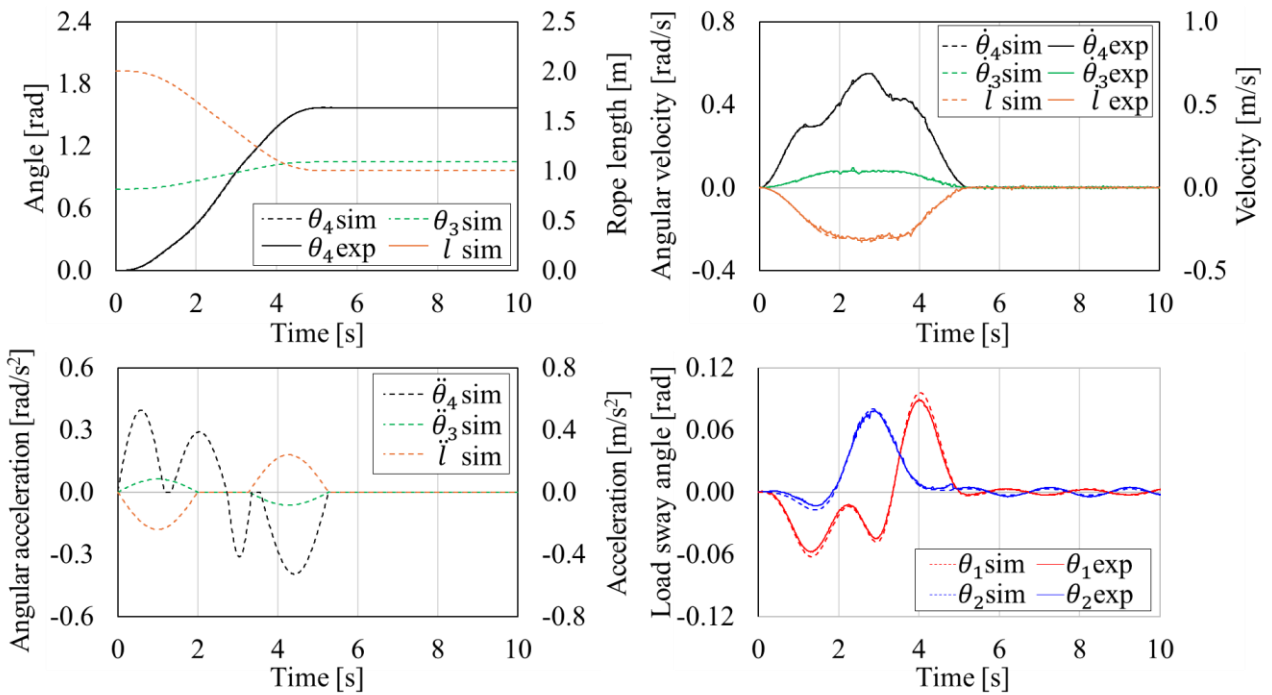
(a) Case C1



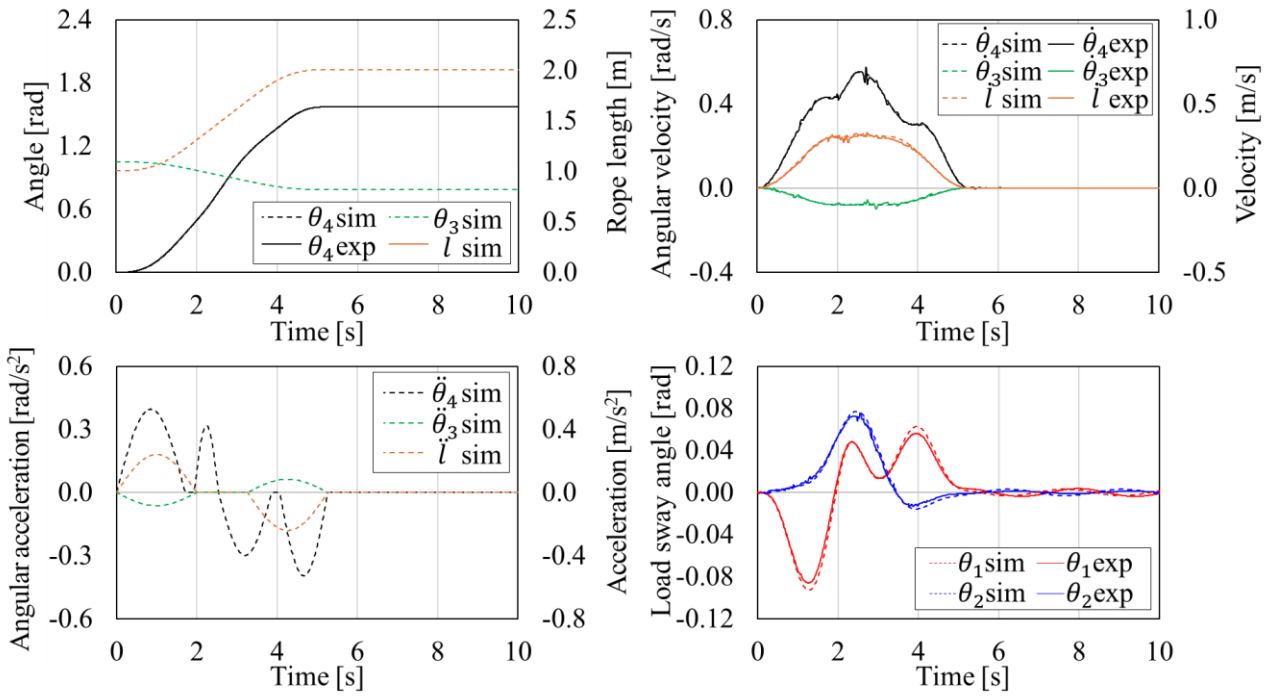
(b) Case C2



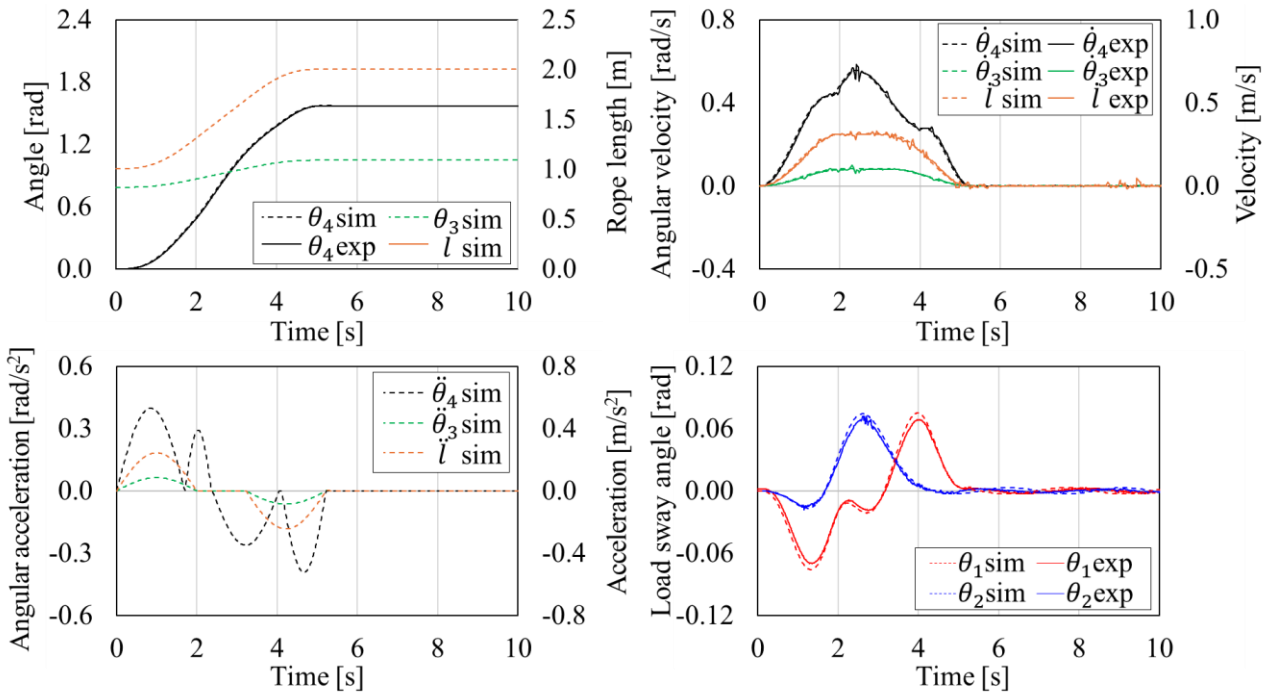
(c) Case C3-1



(d) Case C3-2



(e) Case C3-3



(f) Case C3-4

Fig. 4-5 Simulation and experimental results for multiaxial optimal motion trajectories

Table 4-6 Parameters of multiaxial optimal motion trajectory for Cases C1–C3

Case No.	T [s]	t_1 [s]	t_2 [s]	t_3 [s]	t_4 [s]	t_5 [s]	t_6 [s]	t_7 [s]	r_1 [-]	r_2 [-]
Case C1	5.24	1.19	0.28	1.18	0.02	0.86	0.02	1.69	0.53	0.76
Case C2	5.67	1.18	0.39	1.43	0.00	1.24	0.23	1.19	0.63	0.64
Case C3-1	5.24	1.13	0.13	1.49	0.16	0.66	0.02	1.65	0.52	0.77
Case C3-2	5.27	1.17	0.18	1.39	0.00	0.62	0.22	1.70	0.53	0.78
Case C3-3	5.27	1.71	0.23	0.60	0.00	1.32	0.20	1.20	0.78	0.54
Case C3-4	5.23	1.71	0.00	0.66	0.02	1.67	0.06	1.11	0.78	0.50

以下に、各条件における結果の特徴をまとめる。

- Case C1:
- 旋回動作軌道は非対称を示す（加速と減速で時間・速度比が異なる）。
 - 減速区間（ $t_5 \sim t_7$ ）は加速区間（ $t_1 \sim t_3$ ）より短い。
 - 角加速度は加速区間(t_1)および減速区間(t_7)で制約上限に近づく。
 - 目標位置において、ロープは初期長の半分まで巻き上げられ、残留荷振れは十分に抑制される。
- Case C2:
- C1 同様、旋回動作軌道は非対称を示す。
 - 始動直後のブーム起伏動作は、顕著な半径方向荷振れを発生させる。
 - 停止時にブーム起伏角は目標値に達し、残留荷振れは十分に抑制される。
- Case C3:
- C1・C2 と同様に動作軌道は非対称を示す。
 - ブーム起伏およびロープ上下の動作パターン（起こし、伏せ／巻き上げ、巻き下げ）によって生成される動作軌道パターンは変化する。
 - すべての条件下で、停止時の残留荷振れは十分に抑制される。
 - ブーム起伏とロープ動作が対称的なパターン（C3-1 と C3-4、C3-2 と C3-3）では、旋回動作軌道も時間軸対称となり、荷振れ特性も対称性を示す。

4.3 2 段 S 字曲線に基づく最適動作軌道生成結果の考察

旋回単動作の条件 R1~R4 において、生成された最適動作軌道は、動作時間全体の間時点を基準に、おおよそ対称的な軌道を示した。接線方向の荷振れ (θ_2) の振幅は、加速終了時点 (t_3 終了時点) と減速開始時点 (t_5 開始時点) において、符号は逆であるが大きさはほぼ等しい結果が得られた。また、これらの時点における接線方向の荷振れ速度 ($\dot{\theta}_2$) はほぼ同一であった。同様に、半径方向の荷振れ (θ_1) の振幅も加速終了時点 (t_3 終了時点) と減速開始時点 (t_5 開始時点) で等しく、荷振れ速度 ($\dot{\theta}_1$) の大きさは同一で方向が逆となった。例として Fig. 4-6 に Case R1 および Case R4 の半径および接線方向の荷振れ速度および旋回角速度の時間変化を示す。

これらの結果は、Ueda ら [41] および Kurimoto ら [44] によって提案された残留荷振れを抑制する動作戦略と整合しており、S 字曲線を用いた 2 段階軌道によって生成された最適動作軌道が残留荷振れの抑制に有効であることを裏付けた。さらに、本軌道は、最大の角速度・角加速度・荷振れ角などの事前に定めた制約条件を満たしており、加速・減速区間における各区間時間や段階の速度を調整することで、最短時間の効率的なクレーン動作を実現した。

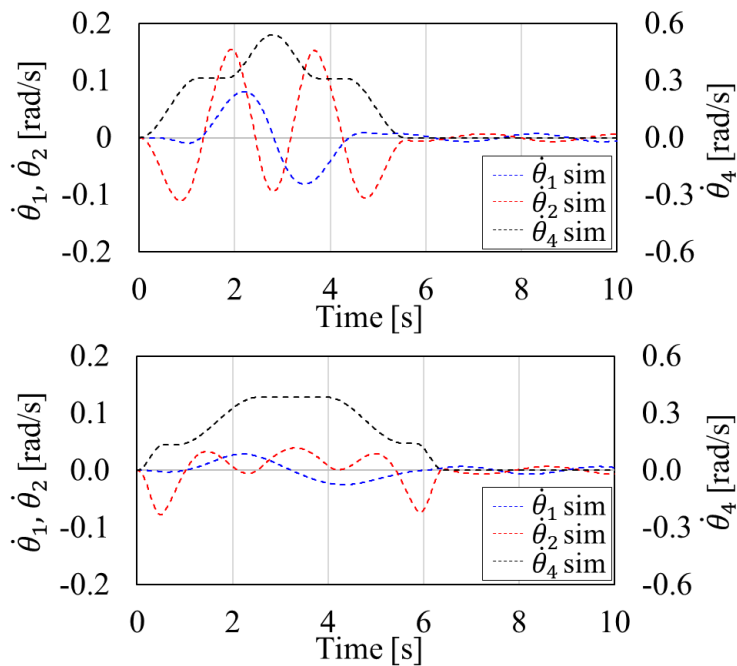


Fig. 4-6 Time-varying characteristics of load sway velocities and motion trajectory in case R1 and case R4

4.4 まとめ

本章では、クレーンの作業効率向上を目的として、残留荷振れの抑制と動作時間の最小化を両立する最適動作軌道生成法を提案した。

まず、熟練オペレータの実機動作軌道データを参考に、「2 段 S 字曲線軌道」を高速動作のための基本軌道として定義した。この基本軌道に対し、機械性能に基づく物理的制約や荷振れ抑制などの制約条件を考慮して最適動作軌道を生成し、ラボスケール装置による実験検証した。その結果、いずれの条件下においても、制約を守りつつ動作時間を最小化し、かつ残留荷振れを効果的に抑制できることを確認した。

さらに、実作業への適用を考慮し、吊荷の高さ（ロープ長）や作業半径（ブーム起伏角）が変化する複合動作における最適動作軌道生成に適用範囲を拡張した。検証の結果、旋回単動作だけでなく、ロープやブーム起伏が同時に行われる複合動作においても、動作時間の短縮と残留荷振れの抑制を両立する軌道が生成可能であることを確認した。

第5章

作業効率向上を考慮した機械負荷低減のための最適動作軌道の生成

本章では、クレーンの高速動作による作業効率向上を考慮しながら、機械負荷を低減するための最適動作軌道生成法を提案する。また、クレーンダイナミクスモデルに基づくシミュレーションやラボスケール装置による実験を通じて、生成した最適動作軌道の有効性を確認する。さらに、有限要素解析を用いて最適動作軌道におけるブーム応力を評価する。最終的に、従来のオペレータ軌道と提案する動作軌道を比較し、耐疲労性能に及ぼす影響を確認する。

5.1 機械負荷低減のための関連研究における動作軌道およびオペレータ動作軌道の比較

2.3節で示した Fig. 2-4 (b)の結果から、接線方向の荷振れによってブームの横方向の荷重（負荷）が増大し、ブームに高応力が発生する特性が明らかになった。この特性から、本章では「ブームに生じる応力」を「機械負荷」と定義し、動作中の荷振れを低減することにより、機械負荷を低減する最適動作軌道を検討する。なお、クレーン動作中の半径方向の荷振れは、下部ブームに発生する応力にほとんど影響を与えない（付録 A の Fig. A-2 参照）ため、本章では、半径方向の荷振れ低減に関する目的関数や制約条件は考慮しないものとする。

本節では、第4章で提案した動作軌道や関連研究で提案されている軌道が、クレーン動作中の荷振れに及ぼす影響を分析および比較し、荷振れ低減に有用な動作軌道の性質を明らかにする。まず、2.3節の Fig. 2-4(a)の熟練オペレータ旋回操作軌道の一例によると、熟練オペレータは目標地点に向けて旋回の加減速操作を行いながら複雑な操作を行っており、加速区間では2段的な軌道、減速区間では複数回の加減速操作による軌道が示されている。4.1節で述べた通り、筆者らはこの熟練オペレータ軌道に基づき、高速動作のベースとなる軌道として「2段S字曲線軌道」を定義した。また、関連研究では、Kuoらは動作中の荷振れを抑制することを目的に、3段軌道を提案した[11]。さらに、寺嶋らは旋回クレーンにおいて効率的に吊荷を搬送することを目的に、旋回動作とブーム起伏動作を組み合わせる直線搬送軌道（STT：Straight Transfer Trajectory）を提案した[72]。これらの3つの軌道について、動作中の荷振れ振幅特性を比較する。さらに、減速動作の途中で一度加速動作させ、意図的に荷を揺らすことで目標位置決めと荷振れ止め制御を行う熟練オペレータの動作軌道（以後、オペレータ軌道）を従来軌道として定義し、動作時間や動作中の荷振れ振幅の特性を確認する。

本節では3段軌道を定義し、区間時間 t_i および段階速度比 r_j のパラメータに制約条件を設けて、上記に挙げた4つの動作軌道を表現する。また、クレーン動作の急激な変化を回避するために、加速および減速区間には変化が滑らかなS字曲線の軌道を採用し、実機クレーンへの適用性を考慮する。Fig. 5-1

に3段S字曲線動作軌道, 式(5.1)に3段S字曲線軌道の関数, 式(5.2)に最大旋回角速度を表す方程式を示す. 式(5.3), (5.4)にはSTTの動作設計に用いる旋回角度を基準としたブーム起伏角の変換式を示す. また, Table 5-1に条件別の制約条件を示す.

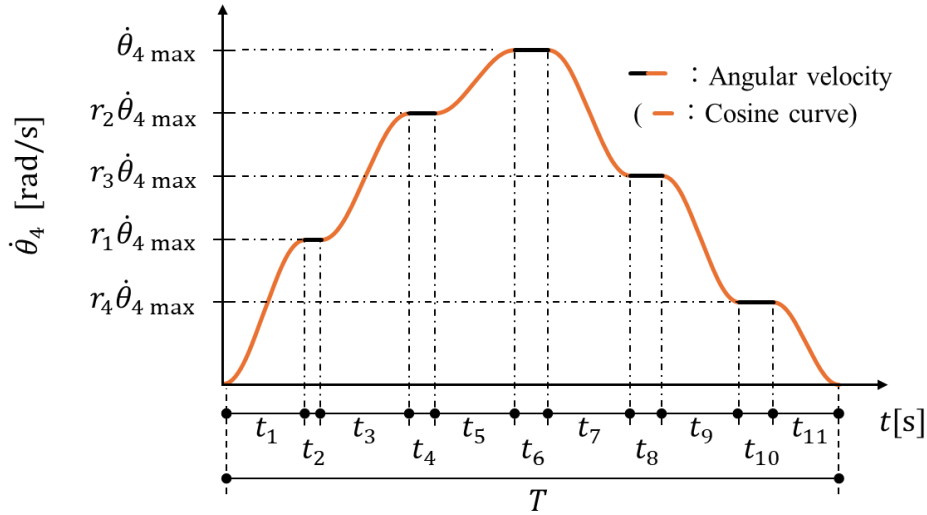


Fig. 5-1 Three-stage S-curve trajectory for verification of motion trajectory generation

$$\dot{\theta}_4 = \begin{cases} r_1 \dot{\theta}_4 \max \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_1}\right) & t \in [0, t_1] \\ 2r_1 \dot{\theta}_4 \max & t \in \left[t_1, \sum_{i=1}^2 t_i\right] \\ \dot{\theta}_4 \max \left\{2r_1 + (r_2 - r_1) \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_3}\right)\right\} & t \in \left[\sum_{i=1}^2 t_i, \sum_{i=1}^3 t_i\right] \\ 2r_2 \dot{\theta}_4 \max & t \in \left[\sum_{i=1}^3 t_i, \sum_{i=1}^4 t_i\right] \\ \dot{\theta}_4 \max \left\{2r_2 + (1 - r_2) \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_5}\right)\right\} & t \in \left[\sum_{i=1}^4 t_i, \sum_{i=1}^5 t_i\right] \\ 2\dot{\theta}_4 \max & t \in \left[\sum_{i=1}^5 t_i, \sum_{i=1}^6 t_i\right] \\ \dot{\theta}_4 \max \left\{2 - (1 - r_3) \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_7}\right)\right\} & t \in \left[\sum_{i=1}^6 t_i, \sum_{i=1}^7 t_i\right] \\ 2r_3 \dot{\theta}_4 \max & t \in \left[\sum_{i=1}^7 t_i, \sum_{i=1}^8 t_i\right] \\ \dot{\theta}_4 \max \left\{2r_3 - (r_3 - r_4) \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_9}\right)\right\} & t \in \left[\sum_{i=1}^8 t_i, \sum_{i=1}^9 t_i\right] \\ 2r_4 \dot{\theta}_4 \max & t \in \left[\sum_{i=1}^9 t_i, \sum_{i=1}^{10} t_i\right] \\ \dot{\theta}_4 \max \left\{2r_4 - r_4 \left(1 - \cos\pi \frac{t}{t_{11}}\right)\right\} & t \in \left[\sum_{i=1}^{10} t_i, T\right] \end{cases} \quad (5.1)$$

$$\dot{\theta}_4 \max = \theta_{4d} / \left(\sum_{\text{odd } k=1}^{11} T_k + 2 \sum_{\text{even } k=2}^{10} T_k \right) \quad (5.2)$$

$$\text{where } \begin{cases} T_1 = r_1 \left(t_1 - \frac{\pi}{t_1} \sin \pi \right) \\ T_2 = r_1 t_2 \\ T_3 = (r_2 - r_1) \left(t_3 - \frac{\pi}{t_3} \sin \pi \right) \\ T_4 = r_2 t_4 \\ T_5 = (1 - r_2) \left(t_5 - \frac{\pi}{t_5} \sin \pi \right) \\ T_6 = t_6 \\ T_7 = (1 - r_3) \left(t_7 - \frac{\pi}{t_7} \sin \pi \right) \\ T_8 = r_3 t_8 \\ T_9 = (r_3 - r_4) \left(t_9 - \frac{\pi}{t_9} \sin \pi \right) \\ T_{10} = r_4 t_{10} \\ T_{11} = r_4 \left(t_{11} - \frac{\pi}{t_{11}} \sin \pi \right) \end{cases}$$

$$m = \frac{y_d - y_0}{x_d - x_0} \quad (5.3)$$

$$\theta_{3 \text{ STT}} = \sin^{-1} \left\{ \left(\frac{mx_0 - y_0}{m - \tan \theta_4(t)} \right) \times \left(\frac{1}{\cos \theta_4} - a \right) / L \right\} \quad (5.4)$$

Table 5-1 Parameter settings of time of sections, stage velocities, rope-hoisting and boom-luffing motions in verification of motion trajectory generation [70] © 2026 Elsevier

Case	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	t_{10}	t_{11}	r_1	r_2	r_3	r_4	Boom-luffing	Rope-hoisting
Two-stage trajectory	-	-	t_3	t_4	t_5	t_6	t_5	t_4	t_3	-	-	-	r_2	r_2	-	-	-
Three-stage trajectory	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_5	t_4	t_3	t_2	t_1	r_1	r_2	r_2	r_1	-	-
STT	-	-	t_3	t_4	t_5	t_6	t_5	t_4	t_3	-	-	-	r_2	r_2	-	use	-
Skilled trajectory	-	-	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	-	t_9	-	t_{11}	-	r_2	r_3	r_4	-	-

Table 5-2 に各動作軌道条件に対応する最適軌道生成の目的関数を示す。 T は動作時間、 $\theta_{2 \text{ amp}}$ は接線方向の最大荷振れ振幅を示している。本節では、作業効率向上を考慮した高速動作時間の基準を設定するため、2段S字曲線軌道において動作時間の最小化を目的関数に設定する。ここで、得られた最適動作軌道の動作時間を基準として、最大荷振れ振幅を最小化する最適動作軌道を生成したところ、最大荷振れ振幅の差はわずか0.36%であった。したがって、本節では、動作時間最小化に関する2段S字曲線の最適動作軌道を基準とする。3段S字曲線軌道およびSTTは、2段S字曲線軌道と同様の動作時間を制約条件に設定し、最大荷振れ振幅の最小化を目的とする最適軌道を生成する。その上で、生成された動作軌道に基づき、動作中の荷振れ振幅を評価する。これらの動作軌道における最大荷振れ振幅を比較して、動作中の荷振れ低減、つまり、機械負荷の低減に有用な動作軌道の性質を明らかにする。さらに、オペレータ軌道を従来軌道として位置づけ、荷振れ振幅および動作時間の性能を明らかにするため、動作時間の最小化を目的関数とした最適軌道を生成する。

最適化の目的関数および制約条件を式(5.5) ~ (5.11)に示す。ここで、半径方向の最大残留荷振れ角は $\theta_{1r \text{ max}}$ 、接線方向の最大残留荷振れは $\theta_{2r \text{ max}}$ である。また Table 5-3 に計算および動作条件、Table 5-4 に上下限制約値、Table 5-5 に不等式制約値を示す。各制約値は、実機クレーンの性能に基づき、実機およびラボスケール装置における吊荷の振動周期の比を考慮して、十分に安全な値を決定した。また、最大残留荷振れ角は目標地点において十分に抑制されるように設定した。

制御パラメータは、最適軌道を決定するための区間時間 t_i 、段階速度比 r_j などの設計変数や、最大速度や加速度といった動作制約、動作停止後の許容残留荷振れ角などが含まれる。最大速度や加速度は機械性能に基づいて決定されるため、ユーザが指定するパラメータは、作業条件に応じて適切に設定される最大許容残留荷振れ角のみである。Fig. 5-2 に最適軌道生成のブロック図を示す。

Table 5-2 Objective function for verification of motion trajectory generation [70] © 2026 Elsevier

Case	Objective function
Two-stage trajectory	minimize T
Three-stage trajectory	minimize $\theta_{2 \text{ amp}}$
STT	minimize $\theta_{2 \text{ amp}}$
Skilled trajectory	minimize T

Table 5-3 Lab-scaled crane specifications for verification of motion trajectory experiment [70] © 2026 Elsevier

Parameters	Variable	[unit]	Value
Boom length	L	[m]	2.0
Boom offset distance	a	[m]	-0.368
Load mass	m	[kg]	1.0
Rope length	l_{initial}	[m]	2.0
Boom angle	$\theta_{3 \text{ initial}}$	[deg]	50
Rotational range	θ_{4d}	[deg]	90

Table 5-4 Constraints of time sections and stage velocities for verification of motion trajectory generation [70] © 2026 Elsevier

Variable	Subscript	min	max	[unit]
t_i	$i = 1 - 11$	0.0	5.0	[s]
r_j	$j = 1 - 4$	0.0	1.0	[-]

Table 5-5 Inequality constraints for verification of motion trajectory generation [70] © 2026 Elsevier

Variable	Value	[unit]
$\dot{\theta}_{4 \text{ max}}$	0.60	[rad/s]
$\ddot{\theta}_{4 \text{ max}}$	0.60	[rad/s ²]
$\theta_{1r \text{ max}}$	0.001	[rad]
$\theta_{2r \text{ max}}$	0.001	[rad]

【目的関数】

$$\underset{t_i, r_j}{\text{minimize}} \quad T = \sum_{i=1}^{11} t_i \quad (5.5)$$

または

$$\underset{t_i, r_j}{\text{minimize}} \quad \theta_{2 \text{ amp}} = \theta_{2 \text{ max}} - \theta_{2 \text{ min}} \quad (5.6)$$

ここで t_i, r_j は設計変数で, $i = 1, 2, \dots, 10, 11$ および $j = 1, 2, 3, 4$ である.

【制約条件】

クレーンダイナミクス: 式(3.7) および (3.9)

3 段 S 字曲線軌道 (式(5.1)) の各区間時間および段階比:

$$\begin{aligned} t_{i \text{ min}} < t_i < t_{i \text{ max}} (i = 1, 2, \dots, 11) \\ r_{j \text{ min}} < r_j < r_{j \text{ max}} (j = 1, 2) \end{aligned} \quad (5.7)$$

最大許容残留荷振れ角:

$$\begin{aligned} |\theta_1| < \theta_{1r \text{ max}} \quad t \in [T + T_p, T + 2T_p] \\ |\theta_2| < \theta_{2r \text{ max}} \quad t \in [T + T_p, T + 2T_p] \end{aligned} \quad (5.8)$$

ここで $T_p = 2\pi\sqrt{l/g}$.

最大旋回角速度:

$$\dot{\theta}_4 < \dot{\theta}_{4 \text{ max}} \quad t \in [0, T] \quad (5.9)$$

最大旋回角加速度:

$$|\ddot{\theta}_4| < \ddot{\theta}_{4 \text{ max}} \quad t \in [0, T] \quad (5.10)$$

動作時間:

$$T = T_{2ST} \quad (5.11)$$

ここで, T_{2ST} は 2 段 S 字曲線動作軌道の動作時間である. また, この制約条件は 3 段 S 字曲線軌道および STT の最適動作軌道の生成のみに適用する.

直線搬送軌道ブーム起伏角: 式(5.4) ※STT 最適動作軌道の生成のみに適用する.

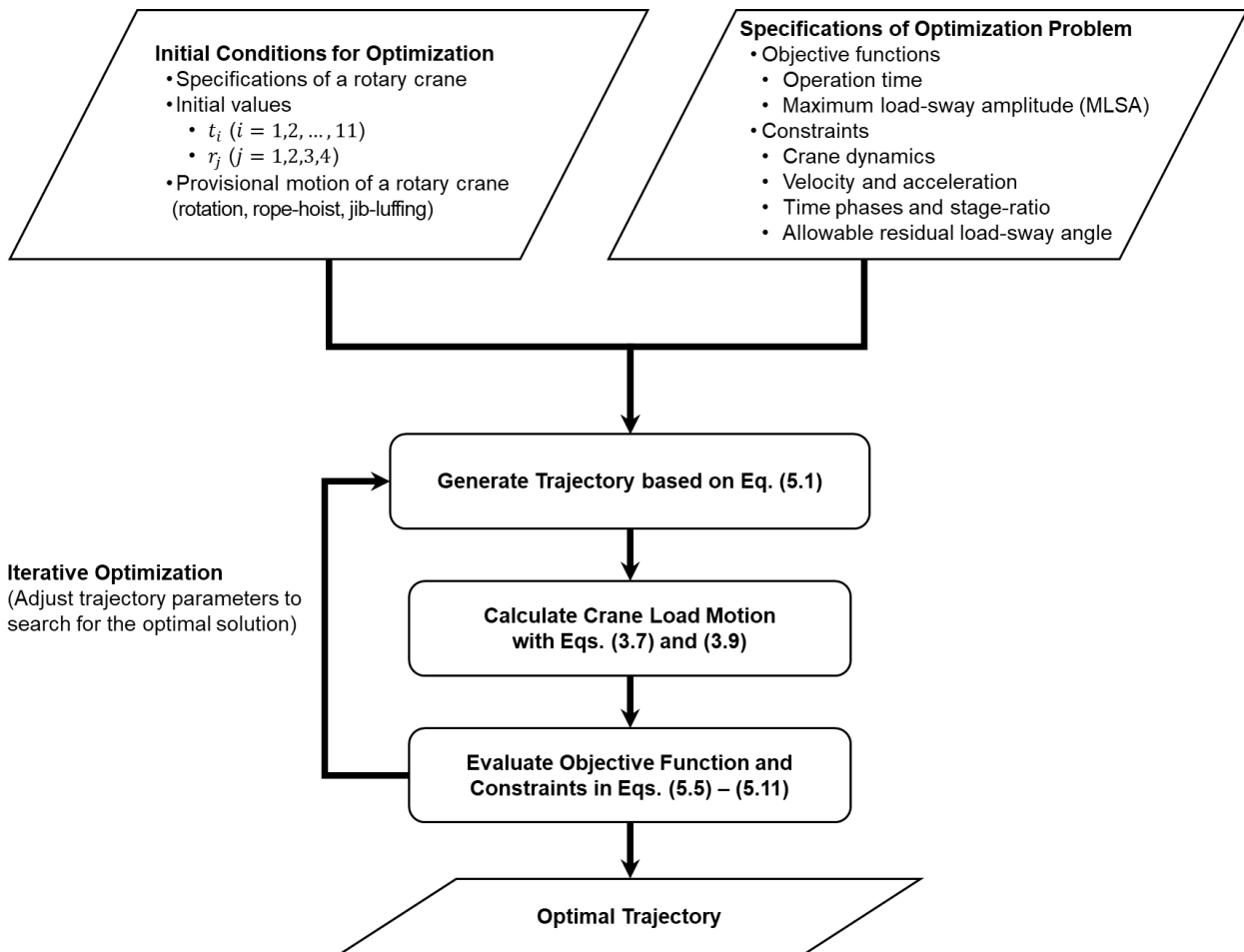
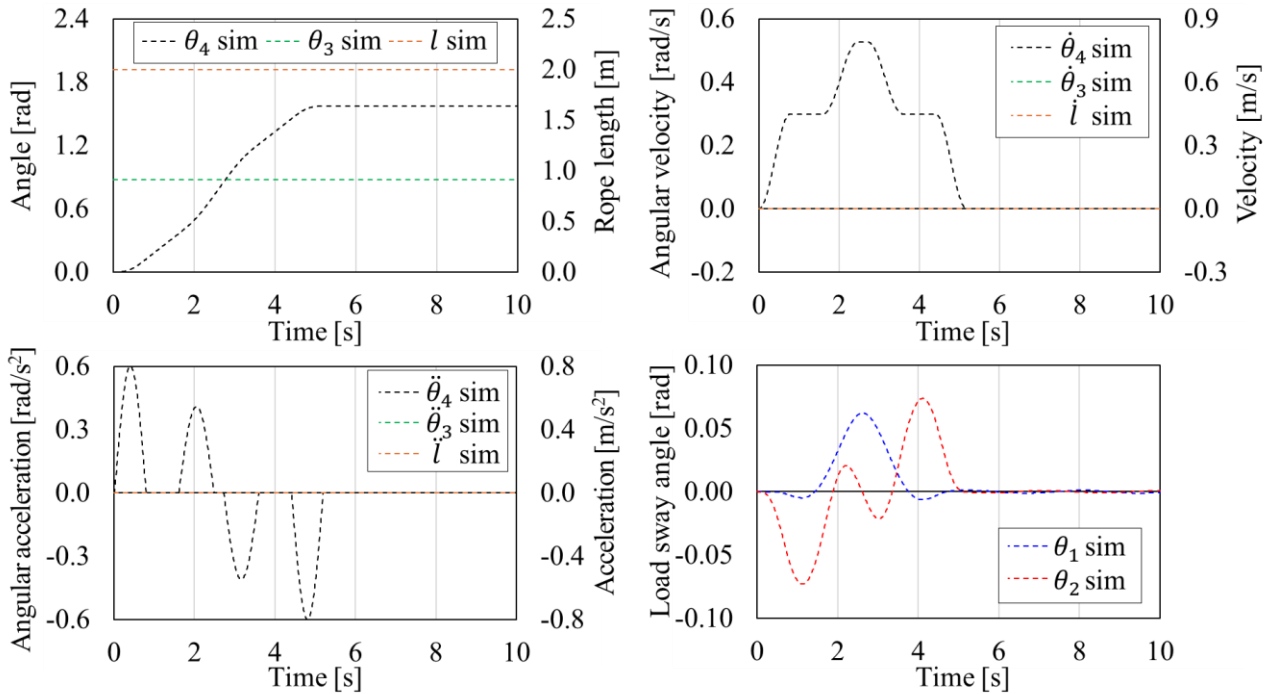


Fig. 5-2 Block diagram of verification optimal motion trajectory generation [70] © 2026 Elsevier

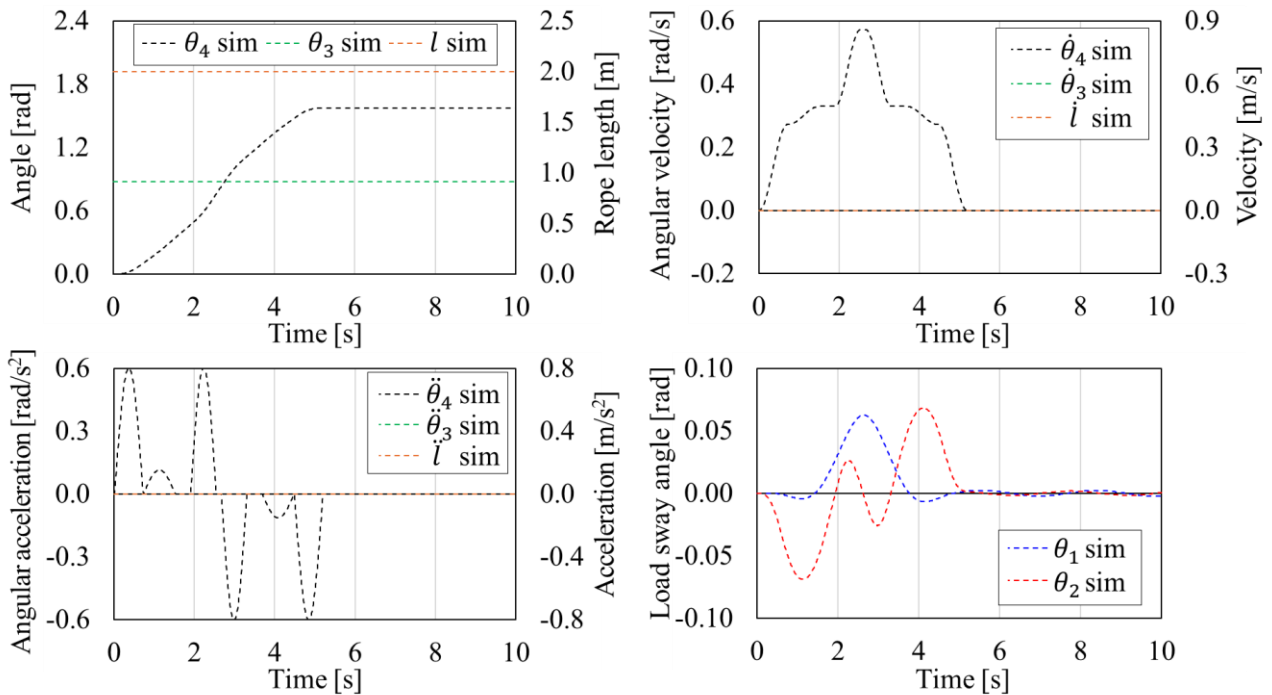
Fig. 5-3(a)~(d)に各軌道の最適動作軌道のシミュレーション結果, Table 5-6 および Fig. 5-4 にそれらの結果に関する要約を示す. 2段S字曲線軌道を基準としたとき, 3段S字曲線軌道およびSTTはいずれも最大荷振れ振幅を低減した. 特に, STTでは, 荷振れ振幅が基準の半分以下となり, 大幅な低減効果が確認された. しかし, 高速な動作条件下においてSTTを適用する場合, ブーム先端の直線軌道を維持するために, ブーム起伏角を急激に変化させる必要がある. 1.2節で述べたように, ブーム起伏型の旋回式クレーンでは, ブーム起伏動作の速度が旋回動作に比べて小さい. このため, STTは実機における現実的な運用には適さないと考えられる. さらに, 旋回角度が大きい場合には, クレーンの構造的な制約によりSTTを達成できない点も課題である. 一方で, 本シミュレーションの結果から, 旋回動作にブーム起伏動作を適切に組み合わせることで, 接線方向の荷振れ振幅を低減できることが確認された.

減速区間に加減速動作を加えて意図的に荷を揺らし, 目標地点で吊荷をコントロールするオペレータ軌道は, 基準となる2段S字曲線軌道に比べて, 動作時間の短縮はわずか0.5%にとどまった. 一方で, 接線方向の最大荷振れ振幅は8.4%増加した. この結果から, 熟練オペレータの動作軌道に基づいて本章

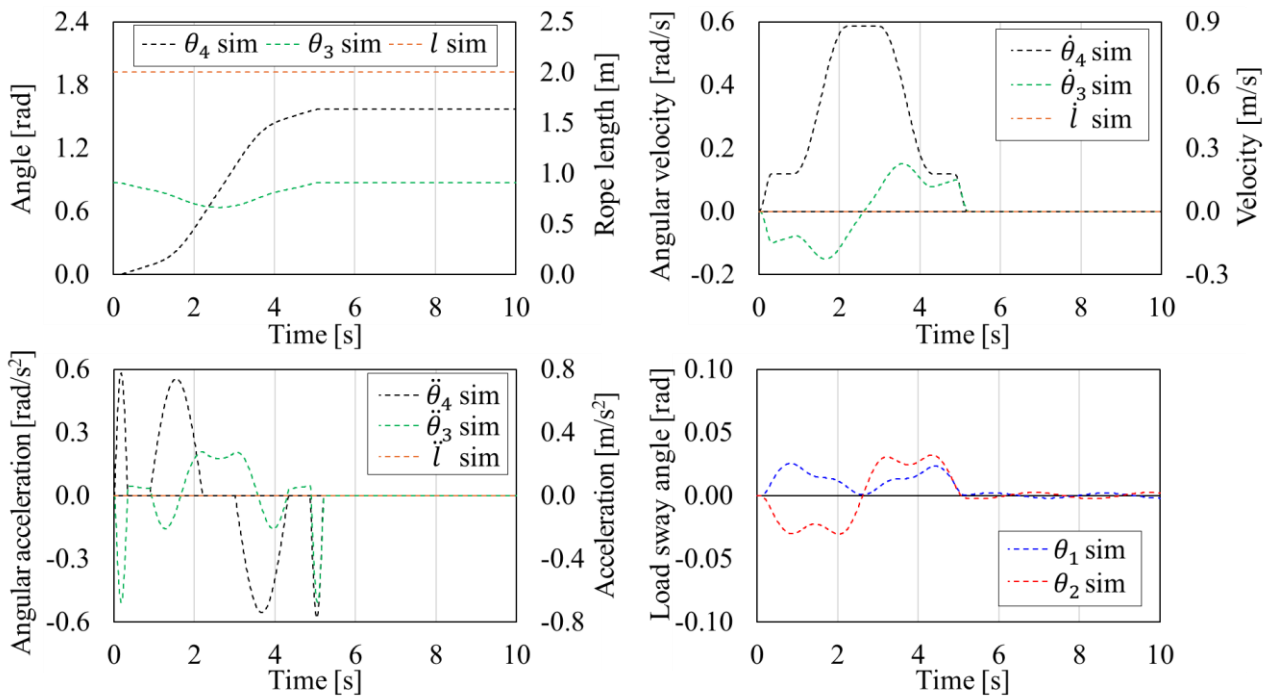
で定義した、高速動作のみを考慮した「オペレータ軌道」は、迅速な荷の運搬が可能である一方、荷振れの増大によりブームに高応力を生じさせる可能性のある動作軌道であることが明らかになった。



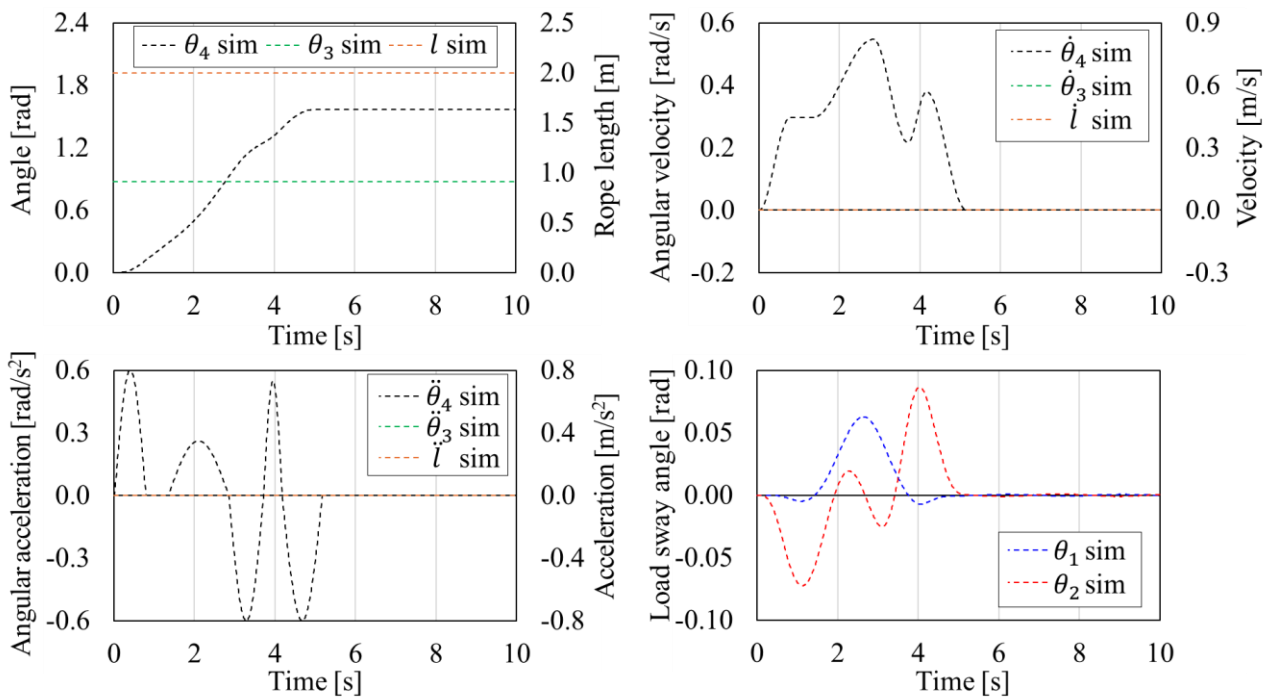
(a) Two-stage S-curve trajectory



(b) Three-stage S-curve trajectory



(c) STT



(d) Skilled trajectory

Fig. 5-3 Simulation results of verification optimal motion trajectories

Table 5-6 Motion time, radial and tangential load sway angles of the verified motion trajectories and load sway angle ratios relative to the two-stage S-curve trajectory [70] © 2026 Elsevier

Case	T	θ_1		θ_2	
	[s]	[rad]	[%]	[rad]	[%]
Two-stage trajectory	5.184	0.0620	100.0%	0.1465	100.0%
Three-stage trajectory	5.184	0.0625	100.8%	0.1372	93.6%
STT	5.184	0.0255	41.2%	0.0626	42.7%
Skilled trajectory	5.158	0.0628	101.2%	0.1588	108.4%

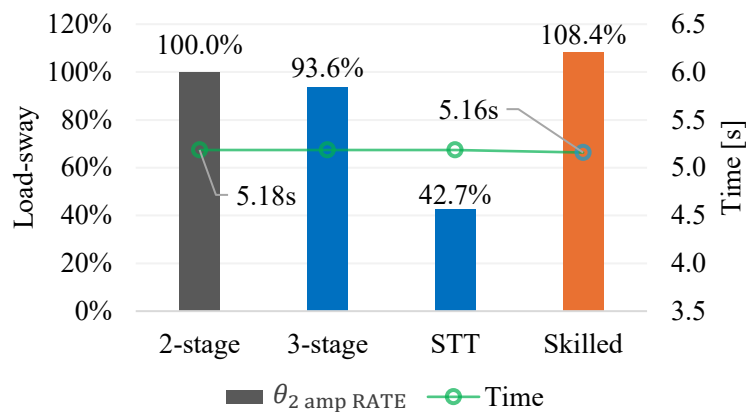


Fig. 5-4 Tangential load sway rate and motion time for verified motion trajectories [70] © 2026 Elsevier

5.2 機械負荷低減のための最適動作軌道の概要と計算条件

5.1 節では、旋回とブーム起伏動作を組み合わせ、ブーム先端軌跡を直線的に移動させる STT が、接線方向の荷振れを効果的に低減できることを示した。この結果を踏まえ、本節では荷振れ低減軌道として、旋回動作にブーム起伏動作を組み合わせた複合動作軌道を新たに提案する。さらに、吊荷の振動周期や荷振れ特性に影響を与えるロープの上下動作を考慮した複合動作パターンについても、接線方向の荷振れ振幅の特性を明らかにするため、併せて検討する。Fig. 5-5 にブーム起伏動作軌道およびロープ上下動作軌道の概要を示し、これらの軌道を表す関数を式(5.12)、式(5.13)に示す。このとき、ブーム起伏軌道の各区間時間は t_{lk} 、ロープ上下軌道の各区間時間は t_{hk} である。ブーム起伏動作軌道は目標地点に対して前半の旋回領域でブームを起こす動作、後半の旋回領域ではブームを伏せる動作を行い、ブーム先端軌跡が旋回単動作および STT の軌跡の間を通るような動作軌道が生成される。旋回とブーム起伏動作を複合的に行う提案軌道のブーム先端軌跡の概要を Fig. 5-6 に示す。また、ロープ上下軌道は、目標地点に対して前半の旋回領域で巻上げ動作、後半の旋回領域では巻下げ動作を行う。ここでは、旋回動作中にブーム起伏動作やロープ動作を同時に行うため、旋回動作中のブーム角やロープ長の状態は変化する

る。一方で、動作停止時のクレーン姿勢は初期の姿勢と一致するよう、ブーム起伏およびロープ動作の軌道および制約条件を設定する。

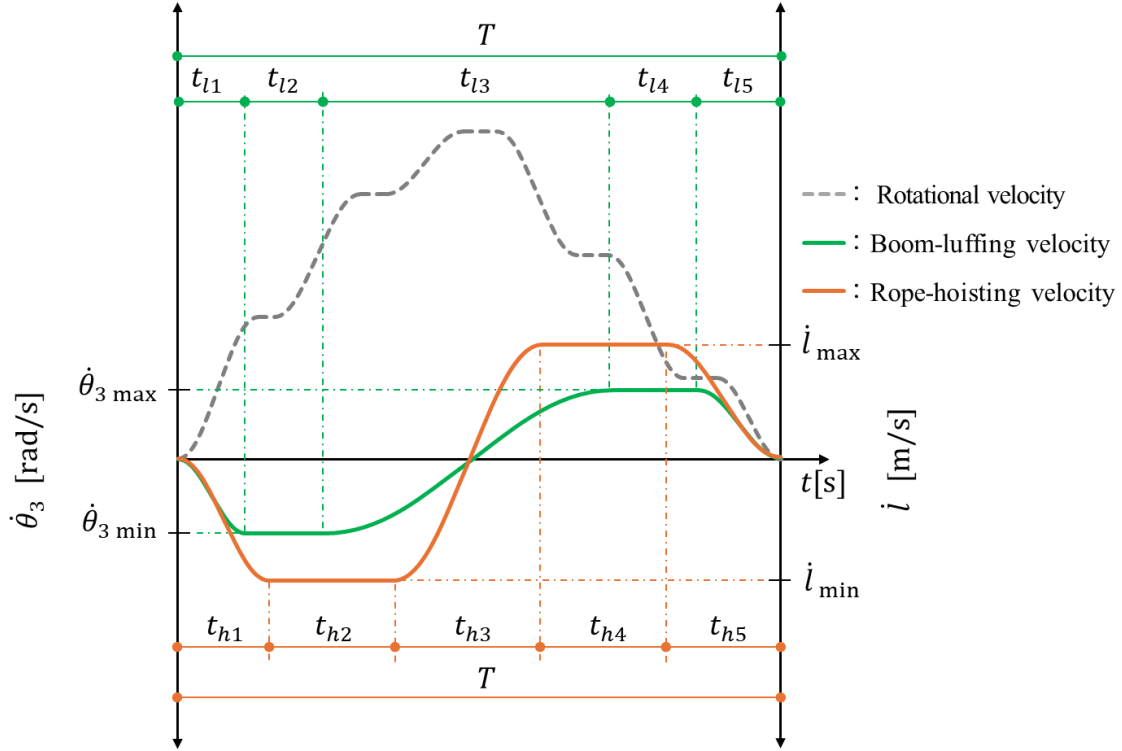


Fig. 5-5 Proposed multi-axial motion trajectory for reducing maximum load sway amplitude during crane motion [70] © 2026 Elsevier

$$\dot{\theta}_3 = \begin{cases} \frac{1}{2}\dot{\theta}_3 \min \left(1 - \cos\pi \frac{t_l}{t_{l1}}\right) & t_l \in [0, t_{l1}] \\ \frac{1}{2}\dot{\theta}_3 \min & t_l \in [t_{l1}, \sum_{i=1}^2 t_{li}] \\ \dot{\theta}_3 \min + \frac{1}{2}\Delta\dot{\theta}_3 \left(1 - \cos\pi \frac{t_l}{t_{l3}}\right) & t_l \in [\sum_{i=1}^2 t_{li}, \sum_{i=1}^3 t_{li}] \\ \frac{1}{2}\dot{\theta}_3 \max & t_l \in [\sum_{i=1}^3 t_{li}, \sum_{i=1}^4 t_{li}] \\ \dot{\theta}_3 \max \left\{1 - \frac{1}{2}\left(1 - \cos\pi \frac{t_l}{t_{l5}}\right)\right\} & t_l \in [\sum_{i=1}^4 t_{li}, T_l] \end{cases} \quad (5.12)$$

ここで, $\Delta\dot{\theta}_3 = \dot{\theta}_3 \max - \dot{\theta}_3 \min$

$$i = \begin{cases} \frac{1}{2}i_{\min} \left(1 - \cos\pi \frac{t_h}{t_{h1}}\right) & t_h \in [0, t_{h1}] \\ \frac{1}{2}i_{\min} & t_h \in [t_{h1}, \sum_{i=1}^2 t_{hi}] \\ i_{\min} + \frac{1}{2}\Delta l \left(1 - \cos\pi \frac{t_h}{t_{h3}}\right) & t_h \in [\sum_{i=1}^2 t_{hi}, \sum_{i=1}^3 t_{hi}] \\ \frac{1}{2}i_{\max} & t_h \in [\sum_{i=1}^3 t_{hi}, \sum_{i=1}^4 t_{hi}] \\ i_{\max} \left\{1 - \frac{1}{2}\left(1 - \cos\pi \frac{t_h}{t_{h5}}\right)\right\} & t_h \in [\sum_{i=1}^4 t_{hi}, T_l] \end{cases} \quad (5.13)$$

ここで, $\Delta l = l_{\max} - l_{\min}$

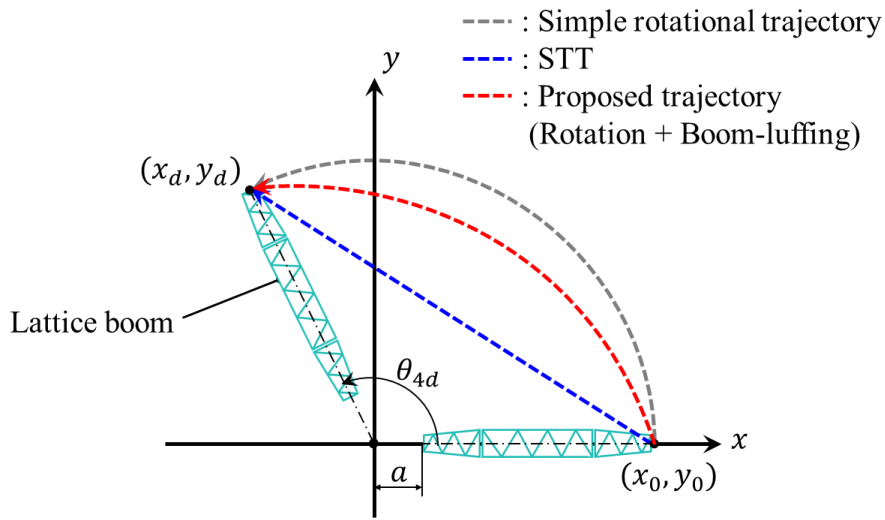


Fig. 5-6 Projected boom-tip trajectories of rotary crane for simple rotation, STT, and proposed motion trajectory [70] © 2026 Elsevier

複合動作を考慮して生成する最適動作軌道のパターンを以下に示す。

- Case 5-1 : 3段S字曲線, 複合動作軌道 (旋回+ブーム起伏)
- Case 5-2 : 3段S字曲線, 複合動作軌道 (旋回+ロープ上下)
- Case 5-3 : 3段S字曲線, 複合動作軌道 (旋回+ブーム起伏+ロープ上下)
- Case 5-4 : 2段S字曲線, 複合動作軌道 (旋回+ブーム起伏+ロープ上下)

本節では, 前述のとおり, 旋回とブーム起伏動作を組み合わせた複合動作(Case 5-1)に加え, ロープ動作を組み合わせた条件(Case 5-2), さらに3つの動作すべてを組み合わせた条件(Case 5-3)を設けて, 機械負荷, すなわち動作中の最大荷振れ振幅に及ぼす影響を確認する. 旋回動作軌道は前節の結果を踏まえ, 荷振れ低減に効果的な3段軌道をベースとして設定する. また, 3段軌道に比べて軌道がシンプルで,

実機クレーンへの適用性が高い2段軌道についても、3軸複合動作条件(Case 5-4)で荷振れ振幅低減の効果を確認する。

目的関数は機械負荷の低減を目的とするため、接線方向の最大荷振れ振幅を最小化する(式(5.6))。このときの動作時間は、5.1節で高速動作時間の基準とした、2段S字曲線軌道の動作時間と同様となるように制約条件を設定する。

複合動作の軌道生成における追加の設計変数を式(5.14)、式(5.7)～(5.11)の制約条件に追加する制約条件を式(5.14)～(5.20)に示す。設計変数には、ブーム起伏およびロープ動作を決定するためのパラメータが追加される。ここで、 T_h はロープ動作時間の合計、 T_l はブーム起伏動作時間の合計を示す。また、Table 5-8 に追加の上下限制約および不等式制約の値を示す。ブーム起伏速度やロープ動作速度に関する制約値は、実機クレーンの性能をもとに、実機およびラボスケール装置の吊荷の振動周期の比を考慮して、十分に安全な値を決定した。Table 5-9 に条件ごとの旋回動作軌道パラメータの制約条件と複合動作の組合せを示す。

【追加設計変数】

$$t_{hk}, t_{lk}, \dot{\theta}_3 \max, \dot{l} \max \quad (5.14)$$

【追加制約条件】

ブーム起伏 (式(6.11)) およびロープ動作 (式(6.12)) 軌道における各区間時間と総動作時間:

$$t_{lk \min} < t_{lk} < t_{lk \max} \quad (k = 1, 2, 3, 4, 5) \quad (5.15)$$

$$t_{hk \min} < t_{hk} < t_{hk \max} \quad (k = 1, 2, 3, 4, 5)$$

$$t_{l1} = t_{l5}, \quad t_{l2} = t_{l4} \quad (5.16)$$

$$t_{h1} = t_{h5}, \quad t_{h2} = t_{h4}$$

$$T_h = T_l = T_{2ST} \quad (5.17)$$

ここで、 $T_l = \sum_{i=1}^5 t_{lk}$ および $T_h = \sum_{i=1}^5 t_{hk}$ である。

ブーム起伏およびロープ動作速度:

$$\dot{\theta}_{3 \min} < \dot{\theta}_3 < \dot{\theta}_{3 \max} \quad (5.18)$$

$$\dot{l}_{\min} < \dot{l} < \dot{l}_{\max}$$

$$\dot{\theta}_{3 \min} = -\dot{\theta}_{3 \max} \quad (5.19)$$

$$\dot{l}_{\min} = -\dot{l}_{\max}$$

ブーム起伏およびロープ動作加速度:

$$|\ddot{\theta}_3| < \ddot{\theta}_{3 \max} \quad t \in [0, T] \quad (5.20)$$

$$|\ddot{l}| < \ddot{l}_{\max} \quad t \in [0, T]$$

Table 5-7 Maximum and minimum parameters of constraint conditions in proposed optimal motion trajectory generation for reducing maximum load sway amplitude during crane motion

Variable	Subscript	min	max	[unit]
t_{lk}	$k = 1 - 5$	0.0	5.0	[s]
t_{hk}	$k = 1 - 5$	0.0	5.0	[s]
$\dot{\theta}_3$	-	-0.03	0.03	[rad/s]
\dot{l}	-	-0.16	0.16	[m/s]

Table 5-8 Parameters of inequality constraint conditions in proposed optimal motion trajectory generation for reducing maximum load sway amplitude during crane motion [70] © 2026 Elsevier

Variable	Value	[unit]
$\ddot{\theta}_{3 \max}$	0.05	[rad/s ²]
\ddot{l}_{\max}	0.20	[m/s ²]

Table 5-9 Parameter settings of time of sections, stage velocities, rope-hoisting and boom-luffing motions in proposed optimal motion trajectory generation for performance verification [70] © 2026 Elsevier

Case	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	t_{10}	t_{11}	r_1	r_2	r_3	r_4	Boom luffing	Rope-hoisting
Case 5-1	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_5	t_4	t_3	t_2	t_1	r_1	r_2	r_2	r_1	use	-
Case 5-2	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_5	t_4	t_3	t_2	t_1	r_1	r_2	r_2	r_1	-	use
Case 5-3	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_5	t_4	t_3	t_2	t_1	r_1	r_2	r_2	r_1	use	use
Case 5-4	-	-	t_3	t_4	t_5	t_6	t_5	t_4	t_3	-	-	-	r_2	r_3	-	use	use

5.3 機械負荷低減のための最適動作軌道のシミュレーションおよび実験結果

5.2 節で示した最適動作の軌道生成に関して、各条件のシミュレーションおよびラボスケール装置実験の結果を Fig. 5-7(a)~(d) に示す。さらに、Table 5-10 に 2 段 S 字曲線軌道および各条件の半径方向、接線方向の最大荷振れ角度と総動作時間を示す。

Fig. 5-7 および Table 5-10 に示すように、旋回動作にブーム起伏動作またはロープ上下動作を適切に組み合わせたすべての条件において、接線方向の最大荷振れ振幅が低減することが確認された。Case 5-2 の旋回とロープ動作の複合動作の条件では、荷振れ振幅を低減する効果は得られたが、Case 5-1 のブーム起伏の複合動作パターンに比べると効果はやや劣った。最も荷振れ振幅を低減したのは、旋回、ブーム起伏およびロープ動作を同時に行う Case 5-3 の条件で、基準の 2 段 S 字曲線軌道に比べて 30.6% の低減が確認された。さらに、Case 5-4 の旋回動作が 2 段軌道の条件でも荷振れを低減する効果が得られ、実機への適用性を考慮すると十分に有効な動作軌道であることが確認できた。

以下にブーム起伏およびロープ動作が荷振れ振幅低減に及ぼす影響について述べる

・ブーム起伏動作の効果

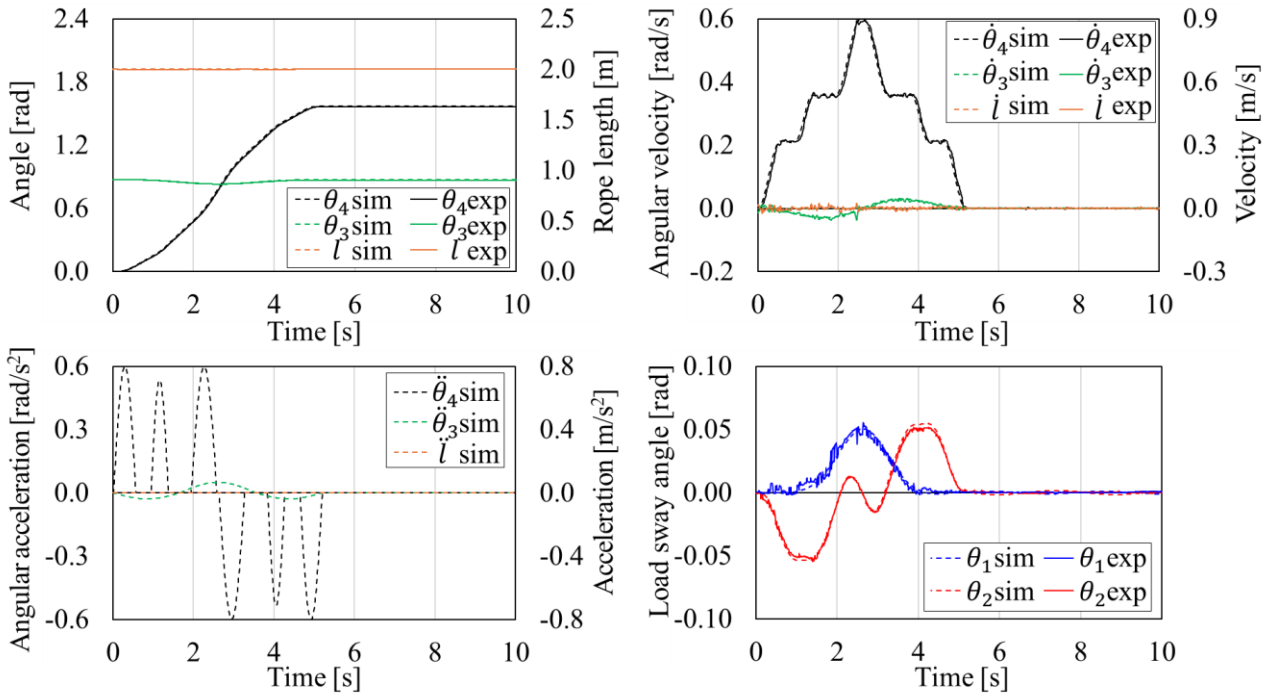
旋回動作中にブームを起こすことで、旋回クレーンの作業半径を縮小できる。これにより、吊荷に作用する遠心力および慣性力が低減され、最大荷振れ振幅の抑制に寄与する。さらに、ブーム起伏動作は半径方向の荷振れに直接影響を与えるため、クレーンの旋回加減速動作に合わせてブーム起伏を動作させることで、半径方向の荷振れを効果的にコントロールでき、基準となる高速な動作時間での荷の運搬を可能にする。これらの結果から、最適なブーム起伏動作はクレーンの作業効率向上に寄与することが示された。

・ロープ動作の効果

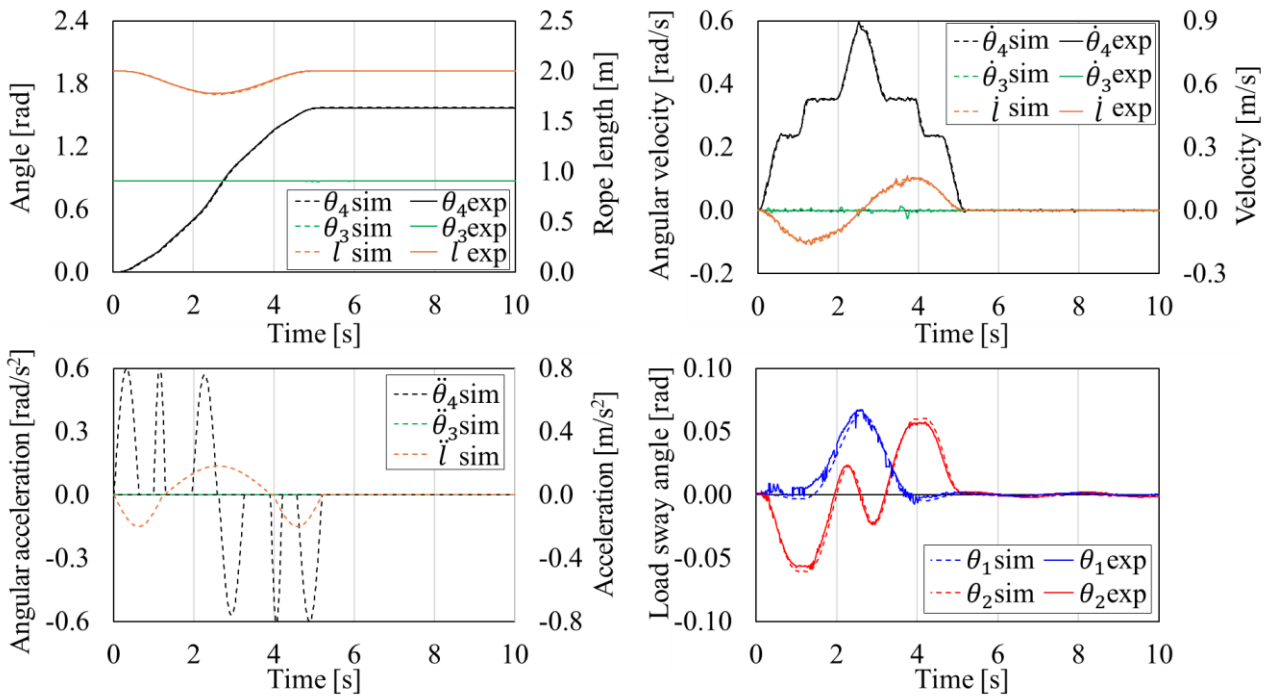
ロープ動作は、荷の振動周期に直接影響を与える。旋回動作中にロープを巻き上げて短くすることで、荷振れ周期は小さくなり、さらに、作用する慣性力も抑えられるため、高速動作を考慮しながら荷振れ振幅を低減できると考えられる。この結果から、ロープ長を最適に制御することは、荷振れ低減に有効な手段であることが示された。

Table 5-10 Motion time and maximum load sway amplitude in radial and tangential directions of proposed optimal motion trajectories [70] © 2026 Elsevier

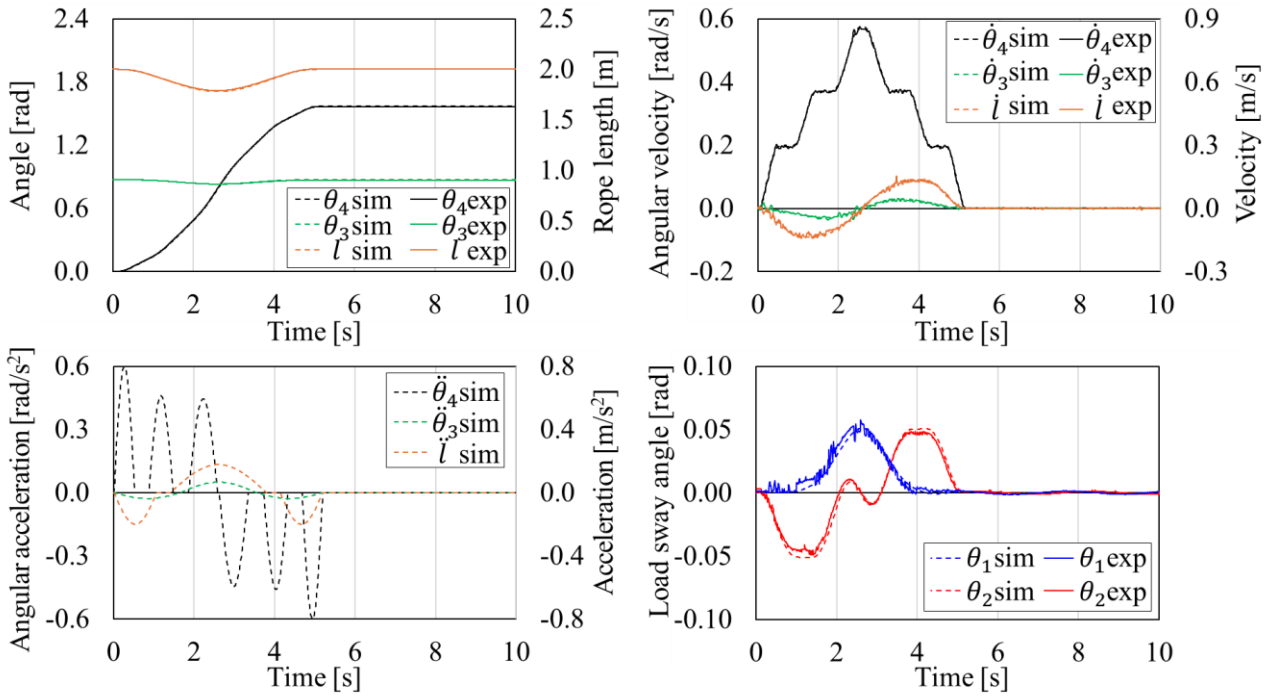
Case No.	T [s]	$\theta_{1 \max}$ [rad]	$\theta_{2 \max}$ [rad]
Two-stage trajectory	5.18	0.062	0.147
Case 5-1	5.18	0.050	0.108
Case 5-2	5.18	0.064	0.121
Case 5-3	5.18	0.051	0.102
Case 5-4	5.18	0.049	0.109



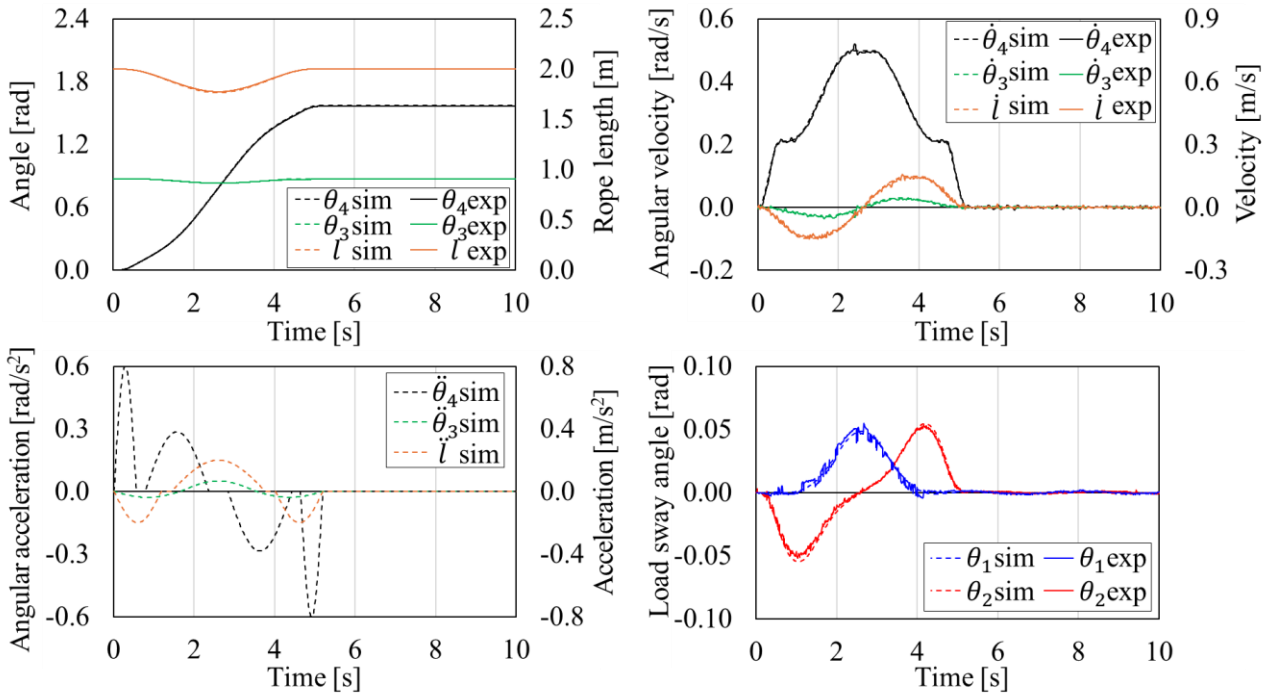
(a) Case 6-1



(b) Case 6-2



(c) Case 6-3



(d) Case 6-4

Fig. 5-7 Simulation and experimental results of proposed optimal motion trajectories for performance verification

5.4 実機旋回クレーン仕様におけるブーム応力の評価と疲労寿命の分析

5.4.1 実機旋回クレーン仕様における機械負荷低減のための最適動作軌道生成と荷振れ振幅の評価

5.3 節の結果では、旋回、ブーム起伏およびロープ動作を組み合わせた複合動作軌道が、高速に動作しながら接線方向の荷振れ振幅を低減するのに効果的であること示した。

本節では、実機旋回クレーン仕様に基づき、オペレータ軌道および旋回、ブーム起伏、ロープ動作の3軸複合動作軌道における最適軌道を生成し、それらの最大荷振れ振幅を比較する。オペレータ軌道には動作時間最小化の目的関数を設定し、高速動作の基準となる時間を定める。複合動作軌道には、最大荷振れ振幅の最小化を目的関数として設定する。このとき、動作時間はオペレータ軌道と同様になるよう制約条件を設定した。設計変数やその他の制約条件は5.2節に示した通りである。

Table 5-11 に最適動作軌道生成のための実機クレーン仕様条件、Table 5-12 に最適動作軌道生成の条件と目的関数、Table 5-13, Table 5-14 に最適化の上下制限制約条件および不等式制約条件の制約値をそれぞれ示す。旋回・ブーム起伏およびロープ動作の最大速度、加速度の制約値は、実機の機械性能に基づき、十分に安全な範囲で設定した。

Table 5-11 Simulation conditions for optimal trajectory generation for applying skilled and proposed trajectories to actual crane [70] © 2026 Elsevier

Parameters	Variable	[unit]	Value
Boom length	L	[m]	26.0
Boom offset distance	a	[m]	1.1
Load mass	m	[t]	8.1
Initial rope length	l	[m]	18.2
Initial boom angle	θ_3	[deg]	40
Rotational angle	θ_{4d}	[deg]	90

Table 5-12 Objective functions for generating mechanical stress reducing trajectories

Case	Objective function
Skilled trajectory	minimize T
Two-stage multiaxial trajectory	minimize θ_2 amp
Three-stage multiaxial trajectory	minimize θ_2 amp

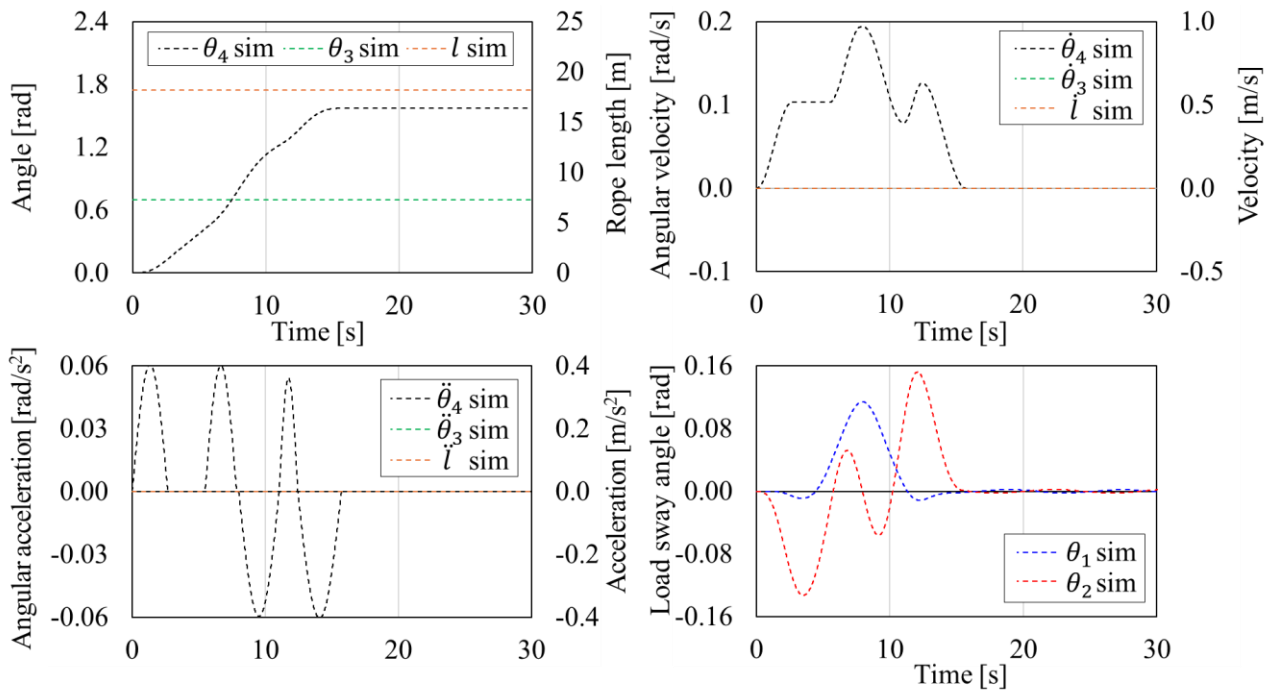
Table 5-13 Maximum and minimum constraints on parameters for optimal motion trajectory generation for actual crane [70] © 2026 Elsevier

Variable	Subscript	min	max	[unit]
t_i	$i = 1 - 11$	0.0	20.0	[s]
r_j	$j = 1 - 4$	0.0	1.0	[-]
t_{lk}	$k = 1 - 5$	0.0	20.0	[s]
t_{lk}	$k = 1 - 5$	0.0	20.0	[s]
$\dot{\theta}_3$	-	-0.01	0.01	[rad/s]
\dot{i}	-	-0.50	0.50	[m/s]

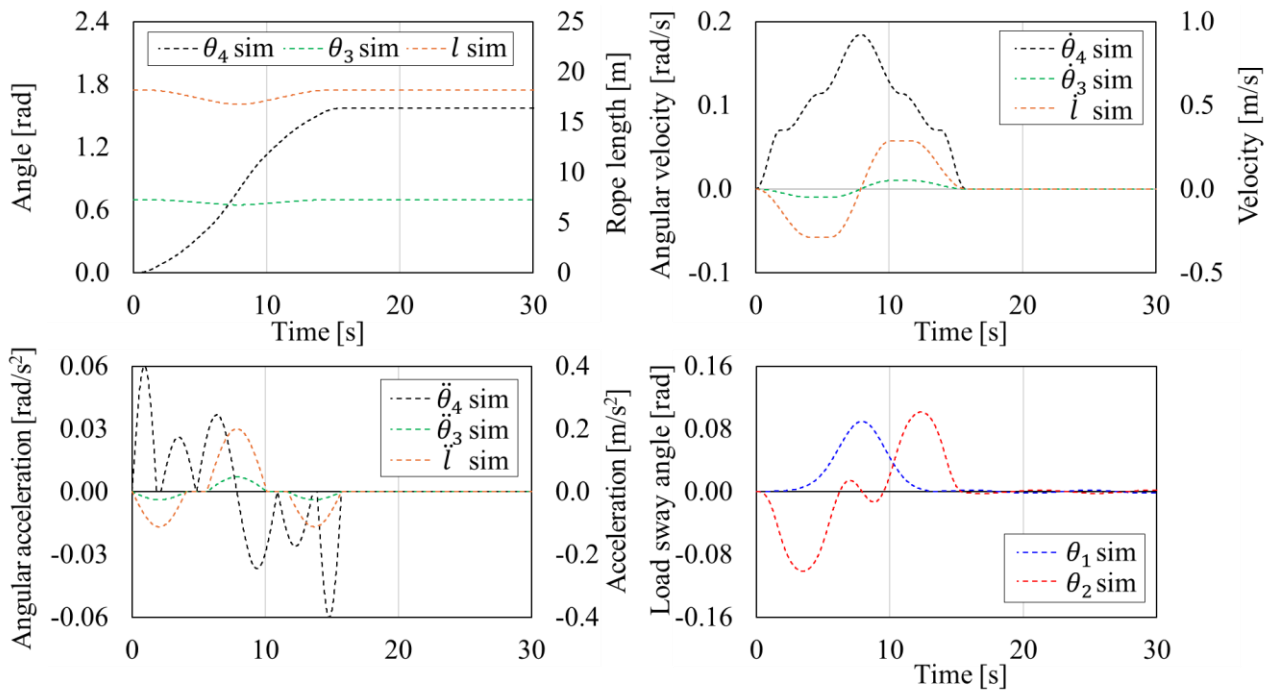
Table 5-14 Inequality constraints parameter for optimal motion trajectory generation for actual crane

Variable	Value	[unit]
$\theta_{1r \max}$	0.0025	[rad]
$\theta_{2r \max}$	0.0025	[rad]
$\dot{\theta}_{4 \max}$	0.2094	[rad/s]
$\ddot{\theta}_{4 \max}$	0.06	[rad/s ²]
$\ddot{\theta}_{3 \max}$	0.01	[rad/s ²]
\ddot{i}_{\max}	0.20	[m/s ²]

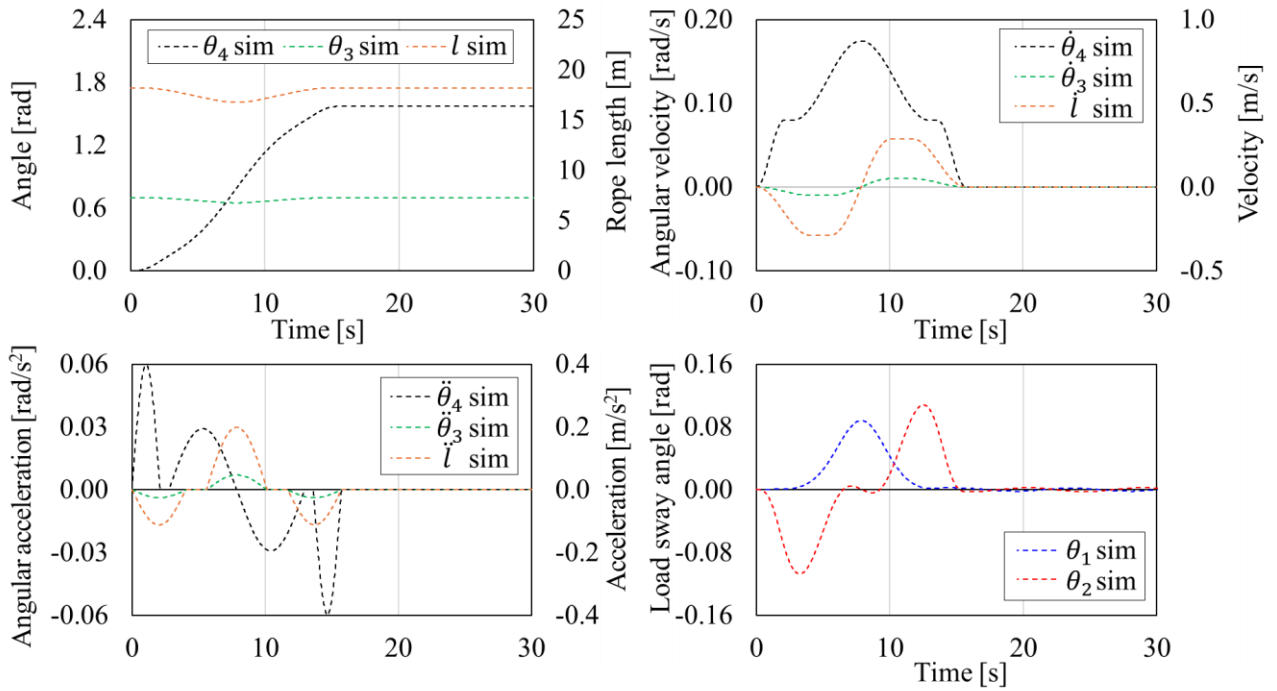
Fig. 5-8 (a) ~ (c)に実機旋回クレーン仕様に基づき生成された最適動作軌道のシミュレーション結果を示す。提案する複合動作軌道はオペレータ軌道と比較して、最大荷振れ振幅が2段軌道で24.3%、3段軌道で28.8%減少することが確認された。この結果から、提案軌道はラボスケールのクレーンだけでなく、実機クレーンにおいても最大荷振れ振幅の低減に有効であることが示された。



(a) Skilled trajectory



(b) Three-stage trajectory



(c) Two-stage trajectory

Fig. 5-8 Simulation results of the proposed optimal motion trajectories for performance verification using actual rotary crane specifications

5.4.2 最適動作軌道に基づく有限要素解析を用いたブーム応力の評価

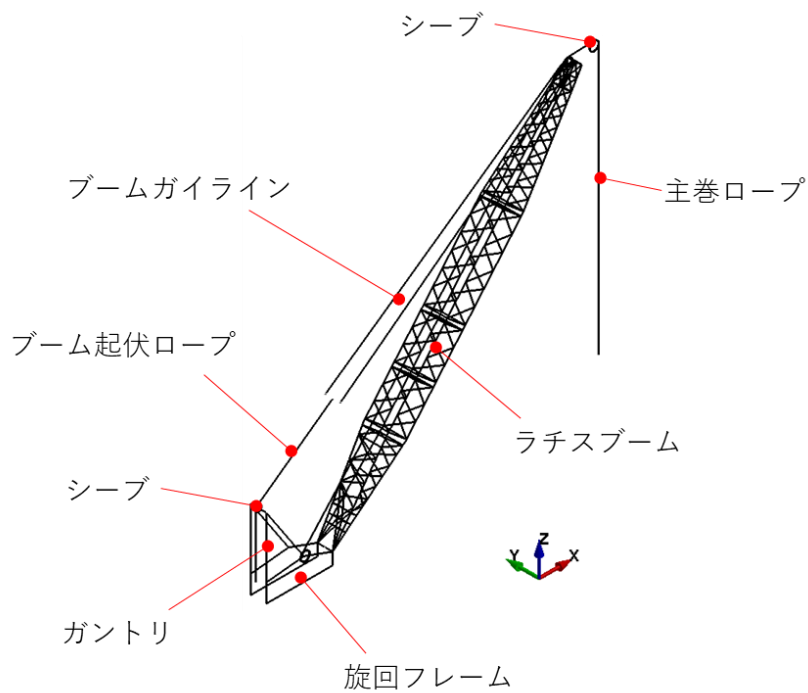
5.4.2.1 有限要素解析モデルの概要

5.4.1 節で生成したオペレータ軌道および提案した複合動作の最適動作軌道におけるブーム応力を比較するため、旋回クレーンの動的有限要素解析モデル（FEM モデル）を構築する。FEM 解析は実機クレーン実験の代替手段として、クレーンの挙動や変形、応力特性の評価に活用される。構築した FEM モデルを Fig. 5-9 に示す。FEM モデルは各クレーンの構造要素を反映した以下の 3 つのモデルで構成される。

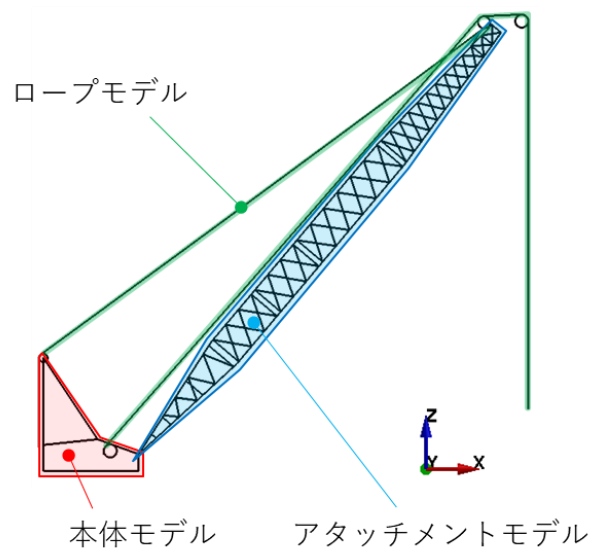
- アタッチメントモデル：ラチスブーム
- ロープモデル：主巻ロープ、ブーム起伏ロープ、ブームガイドライン
- 本体モデル：ガントリー、旋回フレーム

アタッチメントモデルおよびロープモデルは弾性体、本体モデルは剛体としてモデル化している。吊荷は質点としてモデル化され、ロープ要素の末端ノードに質量が付与される。ブーム起伏およびロープ動作は、実機と同様のシーブおよびウインチの機構をモデル化している。なお、弾性体は全てはり要素

で定義される。ラチスブームはラチス構造の交点にノードを配置し、それらをはり要素で接続して構成される。ブームおよびガイラインの断面特性と材料特性は、実機の仕様に基づいて設定されている。ロープモデルは、実際のロープ径の約2~3倍の長さで要素分割され、適切な物性値を与えることで、曲げ・ねじり・軸方向伸びなどの実際のロープの柔軟性を表現している。ブーム下端は旋回フレームにピン接続されており、これによりブーム起伏動作が可能になる。旋回動作は、旋回フレームに拘束された旋回軸上のノードに角速度を与えることで実現される。ブーム起伏およびロープ動作は、実機のウインチ巻取り動作を模擬し、ロープ長の変化によって再現されている。実機では、複数の動滑車構造により上下部スプレッド間やブームトップ~フック間の距離を変化させて、ブーム起伏あるいは吊荷の巻上げを行っているが、FEMモデルでは、計算コストを削減するため、1本掛けでモデル化されている。シーブはソリッド要素で離散化され、ロープモデルとシーブモデルの表面間には接触条件が定義されているため、ロープがシーブを介して動作する実際の挙動が再現できる。さらに、起伏用ロープの先端ノードとガイライン端ノードの間には平行移動拘束が付加され、それらの位置関係が固定されるように設定している。モデル全体は15,278ノードと8,224要素から構成されている。



(a) FEM model of rotary crane and structural components



(b) FEM model of structural model name

Fig. 5-9 Structural overview of FEM model of rotary crane

5.4.2.2 有限要素解析モデルの妥当性確認

FEMモデルの妥当性を確認するため、第2章の実験で得られたブーム応力変動の結果とFEMの結果を比較する。FEM解析におけるクレーン動作や姿勢などの条件は3章のTable 2-1に示す通りで、実機クレーン同様に設定した。Fig. 5-10に旋回クレーンのFEMモデルにおけるブーム応力の評価対象となる要素を示す。評価する要素は、実機実験にて評価した応力測定点と同様の位置とした。Fig. 5-11にFEMモデルの妥当性確認に使用する旋回動作軌道を示す。Fig. 5-11はFEM解析する際に生じる不安定な振動を低減するため、Fig. 2-4 (a)のオペレータの動作軌道をフィルタ処理しており、最大速度を基準として正規化した値を示している。また、Fig. 5-12にそのときの荷振れとブーム下部の応力変動の解析結果を示す。ここで、Fig. 5-12は荷振れが最大荷振れ角、応力が移動平均値の最大値をそれぞれ基準として正規化している。

FEM解析結果から、実機旋回クレーンの実験で得られた結果と同様に、ブームに生じる応力は荷振れの変動と連動しており、荷振れが最大となる時に応力も最大となる結果を示した。このことから、構築したFEMモデルの妥当性が確認された。

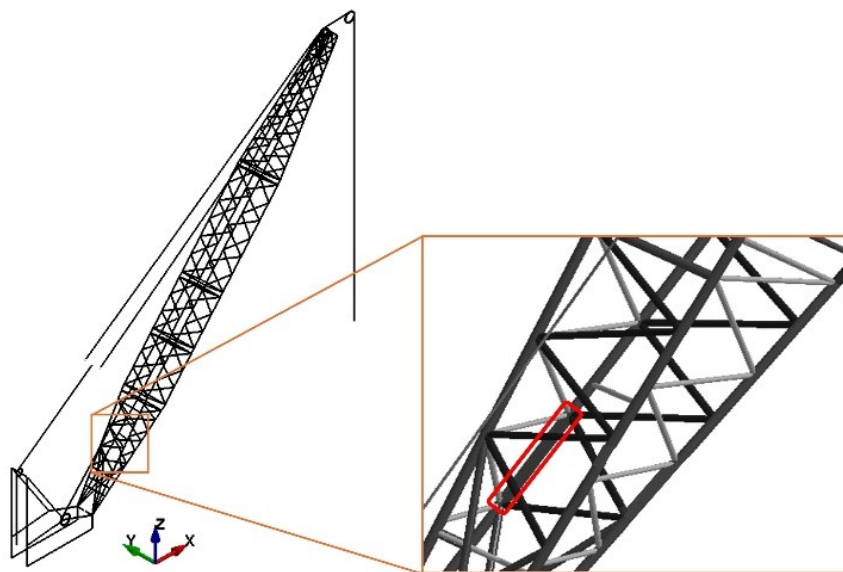


Fig. 5-10 Evaluation elements for stress analysis in FEM simulation model validation [70] © 2026 Elsevier

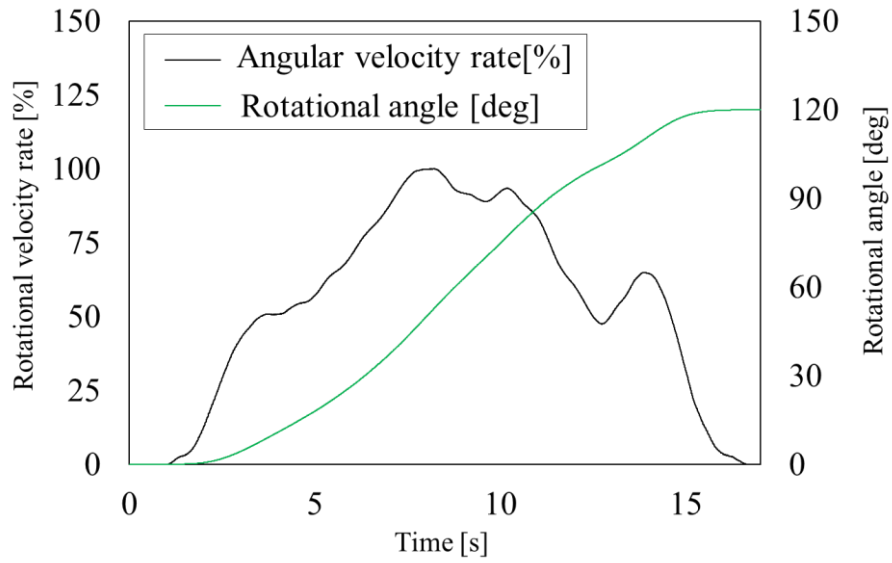


Fig. 5-11 Rotational motion trajectory used in FEM for load sway validation

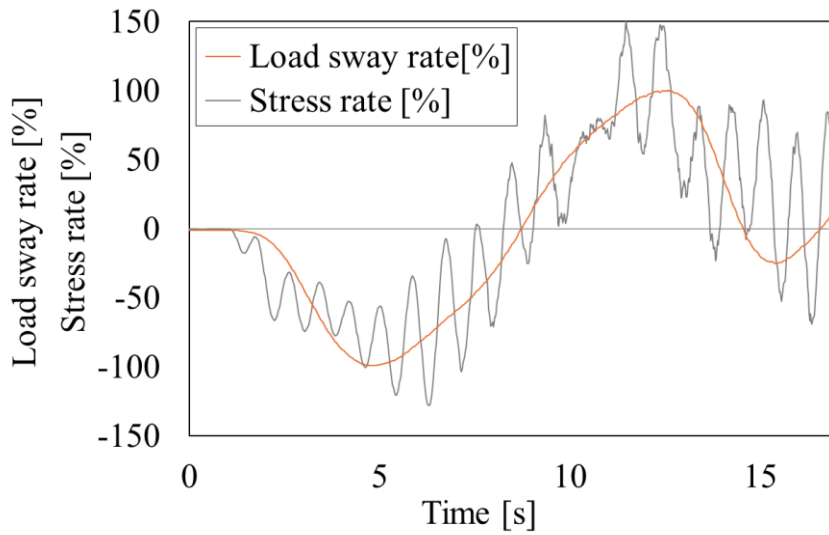
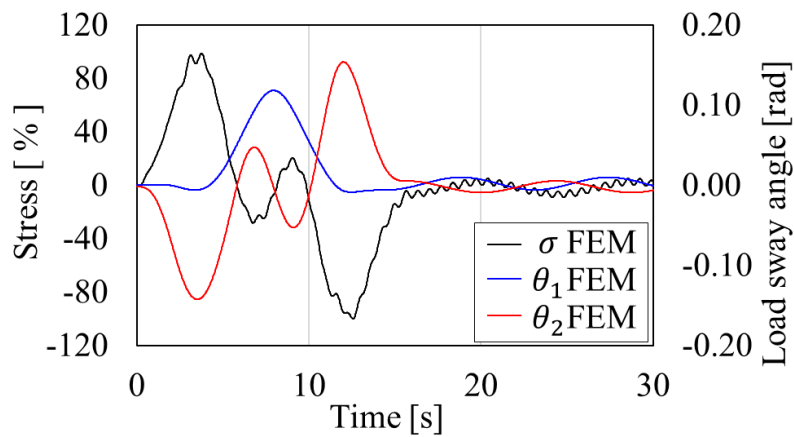


Fig. 5-12 FEM results of boom stress and tangential load sway angle ratio during rotation

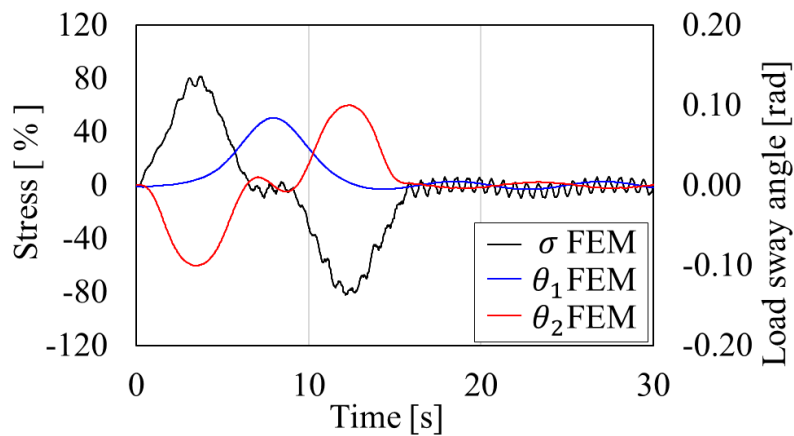
5.4.2.3 有限要素解析によるブーム応力の評価

5.4.2.1 で示した実機クレーンに基づく FEM モデルを用いて、5.4.1 節で生成したオペレータ軌道および提案する複合動作の最適動作軌道を速度入力として、それぞれの動作軌道における下部ブームの応力振幅を評価する。ブーム応力の評価には、Fig. 5-10 に示すブーム下部のはり要素を用いる。

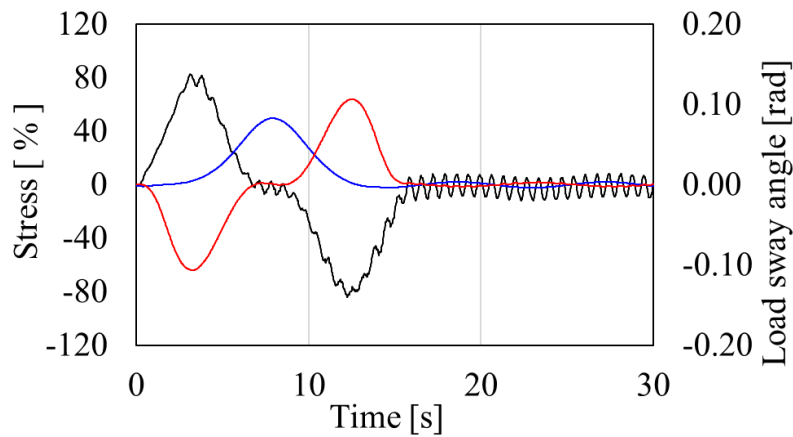
Fig. 5-13 に FEM 解析の応力と荷振れの時間変化、Fig. 5-14 に評価結果をまとめる。FEM 解析の結果、提案した複合動作における最適動作軌道は、オペレータ軌道と同じ動作時間において、先のシミュレーション結果と同様に接線方向の荷振れを低減できることが確認された。また、下部ブームの最大応力振幅は、3 段軌道の場合 17.7%、また、軌道が 3 段軌道よりシンプルで実機への適用性の高い 2 段軌道の場合 17.1%減少した。つまり、実機実験で明らかになった通り、接線方向の荷振れを低減することでブームの横荷重が低減され、ブーム応力も低減することが確認された。これら結果は、提案した複合動作の最適動作軌道が、機械負荷の低減に有効であることを示している。



(a) Skilled trajectory



(b) Three-stage S-curve trajectory



(c) Two-stage S-curve trajectory

Fig. 5-13 Stress of lower boom and load sway evaluation using FEM for performance verification [70] © 2026 Elsevier

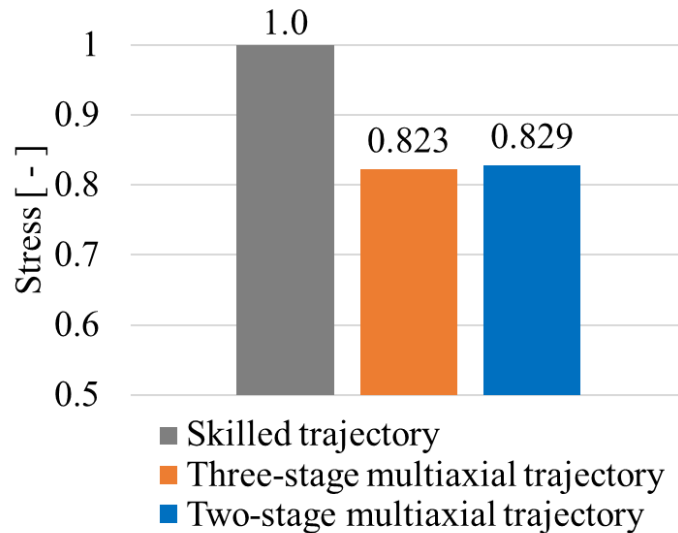


Fig. 5-14 Stress ratio of proposed optimal motion trajectory relative to skilled trajectory

5.4.3 オペレータ軌道および複合動作を考慮した最適動作軌道における疲労寿命の評価

5.4.2 節で示したオペレータ軌道と、最も荷振れ振幅低減の効果を示した3段軌道の最適複合動作軌道における最大応力振幅の差が、クレーンの疲労寿命性能に及ぼす影響について、国際クレーン規格 ISO 4301-1 [69]に規定されている簡易的な寿命評価手法に基づき評価する。

式(5.21)は、国際クレーン規格で定められているクレーンの最大運転サイクル数を推定するための指標となる応力スペクトル係数の算出式である。

$$K_p = \sum \left[\frac{C_i}{C_T} \times \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^{m_s} \right] \quad (5.21)$$

ここで、 P_i , P_{\max} , C_i , C_T および m_s は、個々の荷重レベル、最大定格荷重、個々の荷重レベルごと平均サイクル数、サイクル数の合計、および勾配係数をそれぞれ示す。勾配係数は、評価対象となる構造の接合部の種類に応じて決められる。クレーンのラチスブームには、ラチス型接合が用いられているため $m_s = 5$ が適用される。 P_i/P_{\max} は、評価する応力振幅および最大応力振幅の比を表す。オペレータ軌道の応力を P_{\max} とし、FEM 解析結果に基づいてオペレータ軌道および複合動作軌道の応力比を求めると、それぞれ、 $P_i/P_{\max} = 1.0$ および 0.823 となる。また、 C_i/C_T は評価する応力振幅の発生頻度を表す。想定される作業の荷重プロファイルを図 5-15 に示す。実作業に基づき、荷重プロファイルは、負荷（荷重率 100%）および無負荷（荷重率 55%）の作業がそれぞれ 50% の頻度で行われることを仮定する。ここで、FEM 解析の結果から、複合動作軌道はオペレータ軌道に比べて負荷が負荷および無負荷時の両方において 17.7% 低減される。これらの仮定に基づき、オペレータ軌道および複合動作軌道の応力スペクトル係数 K_p を求めると、それぞれ $K_{p \text{ Skilled}} = 0.527$, $K_{p \text{ Multiaxial}} = 0.208$ となる。また、規格 [69]によると、旋回クレーンの応力履歴クラスは「S0」に設定される。これらを踏まえて、それぞれの最大運転サイクル数を計算したところ、提案する複合動作軌道では、最大運転サイクル数がオペレータ軌道の約 2.7 倍に拡大することが確認された。

この疲労評価の結果から、提案した複合動作における最適動作軌道は、従来のオペレータ軌道に比べてクレーンの機械寿命を大幅に向上させる効果があることが確認された。ただし、この検証は仮定した代表的な値に基づく結果であるため、その効果は作業条件やクレーンの仕様によって異なる可能性がある点に留意する必要がある。

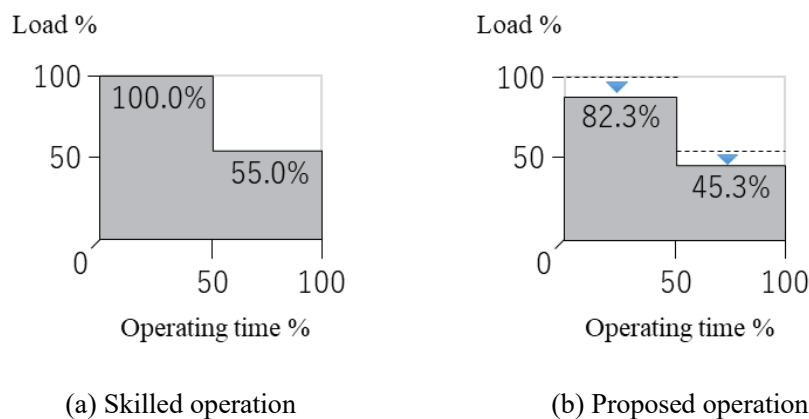


Fig. 5-15 Load profile during crane operation for skilled and proposed trajectories in crane lifespan evaluation [70] © 2026 Elsevier

5.5 まとめ

本章では、クレーンの高速動作による作業効率向上を維持しつつ、機械負荷を低減するための最適動作軌道生成法を提案した。

まず、第4章で提案した軌道、従来研究による軌道、および特徴的な減速動作を有する熟練オペレータの軌道を対象に、接線方向の荷振れ特性を比較分析した。これらを3段S字曲線を用いて最適軌道生成し、荷振れ特性を評価した結果、直線搬送軌道（STT）が動作中の荷振れ抑制に最も効果的であることが明らかとなった。一方で、オペレータ軌道は動作時間の短縮には寄与するものの、荷振れおよび機械負荷を増大させる傾向にあることを確認した。

次に、STTベースに実機クレーンへの適用を考慮した軌道として、旋回・ブーム起伏・ロープ動作を組み合わせた複合動作軌道を提案した。提案軌道に基づき最適動作軌道を生成し検証した結果、提案した3自由度の複合動作軌道は、2段S字曲線軌道と比較して荷振れ振幅を30.6%低減させ、優れた荷振れ振幅抑制の効果を示した。

さらに、実機クレーン仕様における提案軌道の最適動作軌道を生成し、さらに、有限要素解析（FEM）を用いてブームに作用する応力の影響を検証したところ、従来のオペレータ軌道に対し、提案する複合動作軌道は、荷振れ振幅を28.8%、応力振幅を17.7%低減できることが確認された。

最後に、国際クレーン規格に基づき簡易的な疲労寿命評価を行った結果、提案軌道はオペレータ軌道と比較して、クレーンの寿命性能を約2.7倍向上させる可能性が示され、提案軌道の有効性を確認した。

第6章

クレーンダイナミクスモデルの線形化による補正動作軌道の生成

本章では、前章までで課題となっていた、最適動作軌道の生成に時間を要する問題を解決するために、目標旋回角度が微小に変化する場合において、非線形クレーンダイナミクスモデルを線形化し、二次計画法を用いることで、リアルタイムに最適補正動作軌道を生成する手法を提案する。

6.1 クレーンダイナミクスモデルの線形化

これまでの章では、クレーンの非線形ダイナミクスモデルに基づく最適動作軌道生成法について述べたが、軌道生成には時間を要するという問題があった。実際のクレーンにおける繰り返し作業では、スタート地点や吊荷運搬先の目標地点が作業ごとにわずかに変化することが想定される。そのため、正確な荷の運搬を行うには、作業ごとに短時間で最適な動作軌道を生成する必要がある。そこで、本章では、ある目標旋回角度における非線形の最適動作軌道をベースに、目標角度がわずかに変化した場合の最適補正動作軌道を生成する手法を検討する。

まず、目標旋回角度 θ_{4d} の時の基準となる最適動作軌道の旋回角速度と半径および接線方向の荷振れ角は以下の通りである。

- ・最適動作軌道の旋回角速度： $\dot{\theta}_4(t)$
- ・半径および接線方向荷振れ角： $\theta_1(t), \theta_2(t)$

ここで、目標角度が微小に変化するとき、つまり $\theta_{4d} + \Delta\theta_{4d}$ のとき、旋回角速度と荷振れパラメータは以下のように定義される。

- ・微小変化後の旋回角速度： $\dot{\theta}_4(t) + \Delta\dot{\theta}_4(t)$
- ・微小変化後の半径および接線方向荷振れ角： $\theta_1(t) + \Delta\theta_1(t), \theta_2(t) + \Delta\theta_2(t)$

上記のとおり、目標角度の変化に伴う旋回角速度および荷振れの微小変化を考慮して、クレーンの線形ダイナミクスモデルを構築する。第3章で示した、クレーン非線形ダイナミクスモデルの式(3.7)および式(3.9)について、吊荷の運動に及ぼす影響をパラメータスタディにより評価し、微小項を除くと、式(6.1)および式(6.2)が得られる。

・ θ_1 の非線形ダイナミクスモデル

$$\ddot{\theta}_1 = -\theta_1^2 \ddot{\theta}_1 + \theta_2 \ddot{\theta}_4 + \theta_1 \dot{\theta}_4^2 + b \dot{\theta}_4^2 + 2\dot{\theta}_2 \dot{\theta}_4 - \omega^2 \theta_1 \quad (6.1)$$

・ θ_2 の非線形ダイナミクスモデル

$$\ddot{\theta}_2 = -\theta_2^2 \ddot{\theta}_2 - b \ddot{\theta}_4 - \theta_1 \ddot{\theta}_4 + \theta_2 \dot{\theta}_4^2 + 2\dot{\theta}_1 \dot{\theta}_4 - \omega^2 \theta_2 \quad (6.2)$$

ここで、 $b = \theta_1 + (L/l) \sin \theta_3$ および $\omega = \sqrt{g/l}$ である。

上記の速度および加速度項は、微小変化を考慮すると、差分表現を用いて以下の式(6.3), (6.4)のように置き換えられる。

・微小変化を考慮した角速度項の差分表現

$$\dot{\theta}_i = \frac{-(\theta_{i(n)} + \Delta\theta_{i(n)}) + (\theta_{i(n+1)} + \Delta\theta_{i(n+1)})}{\Delta t} \quad (6.3)$$

・微小変化を考慮した角加速度項の差分表現

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_i &= \frac{-(\dot{\theta}_{i(n)} + \Delta\dot{\theta}_{i(n)}) + (\dot{\theta}_{i(n+1)} + \Delta\dot{\theta}_{i(n+1)})}{\Delta t} \\ &= \frac{(\theta_{i(n-1)} + \Delta\theta_{i(n-1)}) - 2(\theta_{i(n)} + \Delta\theta_{i(n)}) + (\theta_{i(n+1)} + \Delta\theta_{i(n+1)})}{\Delta t^2} \end{aligned} \quad (6.4)$$

ここで、 $i = 1, 2, 4$ である。

上式を非線形ダイナミクスモデル (式(6.1)および(6.2)) に代入すると、以下の線形なダイナミクスモデルが得られる。

・ θ_1 の線形ダイナミクスモデル:

$$\begin{aligned} & (a_{11(n)} \Delta\theta_{1(n-1)} + a_{12(n)} \Delta\theta_{1(n)} + a_{13(n)} \Delta\theta_{1(n+1)}) + (a_{14(n)} \Delta\theta_{2(n)} + a_{15(n)} \Delta\theta_{2(n+1)}) \\ & + (a_{16(n)} \Delta\dot{\theta}_{4(n)} + a_{17(n)} \Delta\dot{\theta}_{4(n+1)}) = b_{1(n)} \end{aligned} \quad (6.5)$$

・ θ_2 の線形ダイナミクスモデル:

$$\begin{aligned} & (a_{21(n)} \Delta\theta_{1(n)} + a_{22(n)} \Delta\theta_{1(n+1)}) + (a_{23(n)} \Delta\theta_{2(n-1)} + a_{24(n)} \Delta\theta_{2(n)} + a_{25(n)} \Delta\theta_{2(n+1)}) \\ & + (a_{26(n)} \Delta\dot{\theta}_{4(n)} + a_{27(n)} \Delta\dot{\theta}_{4(n+1)}) = b_{2(n)} \end{aligned} \quad (6.6)$$

ここで,

$$\begin{aligned}
 a_{11(n)} &= 1 + \theta_1^2(n) \\
 a_{12(n)} &= -2 - 2\theta_1^2(n) + 2\theta_{1(n-1)}\theta_{1(n)} - 4\theta_1^2(n) + 2\theta_{1(n)}\theta_{1(n+1)} - \Delta t^2 \dot{\theta}_4^2(n) + \omega^2 \Delta t^2 \\
 a_{13(n)} &= a_{11(n)} \\
 a_{14(n)} &= -\Delta t \dot{\theta}_{4(n+1)} + 3\Delta t \dot{\theta}_{4(n)} \\
 a_{15(n)} &= -2\Delta t \dot{\theta}_{4(n)} \\
 a_{16(n)} &= 3\Delta t \theta_{2(n)} - 2\Delta t^2 \theta_{1(n)} \dot{\theta}_{4(n)} - 2b\Delta t^2 \dot{\theta}_{4(n)} - 2\Delta t \theta_{2(n+1)} \dot{\theta}_{4(n)} \\
 a_{17(n)} &= -\Delta t \theta_{2(n)} \\
 a_{21(n)} &= -a_{14(n)} \\
 a_{22(n)} &= -a_{15(n)} \\
 a_{23(n)} &= 1 + \theta_2^2(n) \\
 a_{24(n)} &= -2 - 2\theta_2^2(n) + 2\theta_{2(n-1)}\theta_{2(n)} - 4\theta_2^2(n) + 2\theta_{2(n)}\theta_{2(n+1)} - \Delta t^2 \dot{\theta}_4^2(n) + \omega^2 \Delta t^2 \\
 a_{25(n)} &= a_{23(n)} \\
 a_{26(n)} &= -b\Delta t - \Delta t \theta_{1(n)} - 2\Delta t^2 \theta_{2(n)} \dot{\theta}_{4(n)} + 2\Delta t \theta_{1(n+1)} - 2\Delta t \theta_{1(n)} \\
 a_{27(n)} &= b\Delta t + \Delta t \theta_{1(n)} \\
 b_1(n) &= -\theta_{1(n-1)} + 2\theta_{1(n)} - \theta_{1(n+1)} - \theta_{1(n-1)}\theta_1^2(n) - \theta_1^2(n)\theta_{1(n+1)} + \Delta t (\theta_{2(n)}\dot{\theta}_{4(n+1)} - \theta_{2(n)}\dot{\theta}_{4(n)}) \\
 &\quad + \Delta t^2 (\theta_{1(n)}\theta_4^2(n) + b\dot{\theta}_{4(n)}) + 2\Delta t (\theta_{2(n+1)}\dot{\theta}_{4(n)} - \theta_{2(n)}\dot{\theta}_{4(n)}) - \omega^2 \Delta t^2 \theta_1(n) \\
 b_2(n) &= -\theta_{2(n-1)} + 2\theta_{2(n)} - \theta_{2(n+1)} - \theta_{2(n-1)}\theta_2^2(n) - \theta_2^2(n)\theta_{2(n+1)} - b\Delta t (\dot{\theta}_{4(n+1)} - \dot{\theta}_{4(n)}) \\
 &\quad + \Delta t^2 \theta_{2(n)}\theta_4^2(n) - 2\Delta t (\theta_{1(n+1)}\dot{\theta}_{4(n)} - \theta_{1(n)}\dot{\theta}_{4(n)}) - \omega^2 \Delta t^2 \theta_2(n)
 \end{aligned}$$

6.2 二次計画法による最適補正動作軌道生成法概要

最適補正動作軌道の生成には、線形制約を考慮した二次計画法を適用する。二次計画法は以下のように定義される。

$$\min \frac{1}{2} x^T H x + f^T x \text{ such that } \begin{cases} A \cdot x \leq b, \\ Aeq \cdot x = beq, \\ lb \leq x \leq ub. \end{cases} \quad (6.7)$$

最適補正軌道生成の最適化に関する、目的関数および制約条件を以下に示す。

【目的関数】

$$f(x) = (\Delta\theta_{1 \text{ residual}} + \theta_{1 \text{ residual}})^2 + (\Delta\theta_{2 \text{ residual}} + \theta_{2 \text{ residual}})^2 \quad (6.8)$$

ここで、 $\theta_{i \text{ residual}} (i = 1, 2)$ は動作後のクレーン静止状態における残留荷振れ角を示す。

【制約条件】

クレーンダイナミクス：式(6.5) および (6.6)

目標補正旋回角度：

$$\sum_{n=1}^N \Delta \dot{\theta}_4(n) \cdot \Delta t_{(n)} = \Delta \theta_4 \quad (6.9)$$

ここで、 N は総ステップ数、 $\Delta \theta_4$ は目標旋回角度の変化量、 $\Delta t_{(n)}$ は解析の刻み時間を示す。

補正動作軌道の動作時間：

$$\sum_{n=1}^N \Delta t_{(n)} = T \quad (6.10)$$

ここで、 T は最適動作軌道の動作時間、 $\Delta t_{(n)}$ は解析の刻み時間を示す。

最大旋回角速度：

$$\frac{\Delta \dot{\theta}_4(n+1) - \Delta \dot{\theta}_4(n)}{\Delta t} \leq \ddot{\theta}_4 \max \quad (6.11)$$

最大残留荷振れ角：

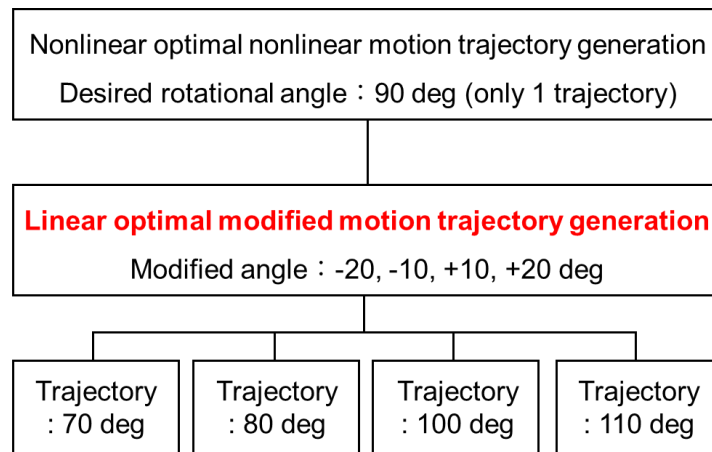
$$\begin{aligned} |\theta_1| &< \theta_{1r \max} \quad t \in [T, T + T_{\text{end}}] \\ |\theta_2| &< \theta_{2r \max} \quad t \in [T, T + T_{\text{end}}] \end{aligned} \quad (6.12)$$

6.3 各補正動作軌道生成法概要およびシミュレーション結果の比較

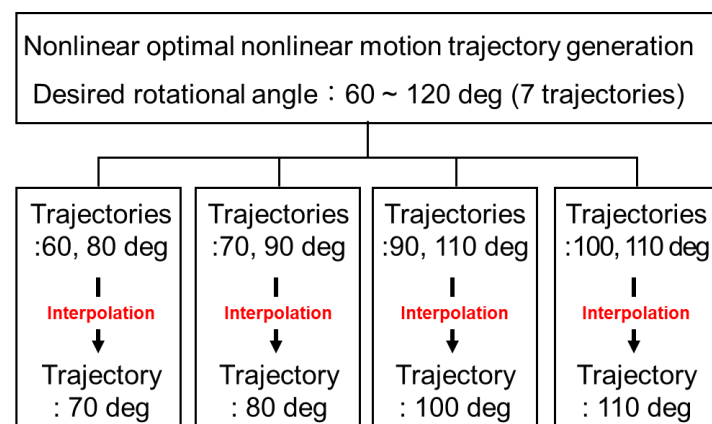
6.2 節で示した線形化されたダイナミクスモデルによる軌道生成に関する設定に基づき、旋回角度が変化した場合の最適補正動作軌道を生成する。

生成した最適補正動作軌道の性能を評価するため、比較対象として、線形補間、スケール補間による補正軌道生成法を定義する。さらに、非線形モデルによる最適動作軌道生成の結果も参考として比較する。目標の旋回角度は、基準の90度から±10度および20度の70度、80度、110度とする。このとき、最適補正軌道生成およびスケール補正軌道生成では、目標旋回角度90度の際の最適動作軌道をベースとして補正動作軌道を生成する。一方、線形補間軌道生成では、目標旋回角度の前後10度の動作軌道をベースとして補正動作軌道を生成する。それぞれの補正動作軌道の生成の概要を Fig. 6-1 に示す。

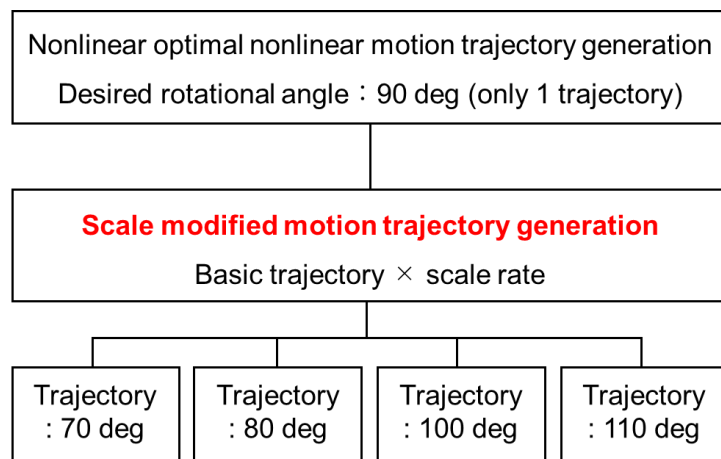
補正動作軌道生成のベースとなる最適動作軌道を、非線形ダイナミクスの2段S字曲線軌道に基づき生成する。Table 6-1 にシミュレーション条件、Table 6-2 に最適化の制約条件を示す。ここでは、補正動作軌道の性能をより容易に比較できるようにするため、動作時間は目標旋回角度に関わらず 6.0 秒となるよう制約条件を設定する。目的関数は、動作中の接線方向の荷振れ (θ_{2amp}) の最小化を設定する。Table 6-3 に最適補正動作軌道生成の計算条件を示す。ここでは前述したとおり、基準となる目標旋回角度 90 度に対して、補正の旋回角度を -20, -10, +10, +20 度とし、目標旋回角度が 70, 80, 100, 110 度になるよう設定する。また、動作時間は基本となる動作軌道と同一となるよう制約条件を設ける。さらに、機械性能を考慮した滑らかな動作軌道を生成するため、最大角加速度に制約を設け、動作停止後の荷振れを抑えるため、残留荷振れ角にも制約条件を設定する。



(a) Linear optimal modified motion trajectory generation



(b) Linearly interpolated motion trajectory generation



(c) Scale modified motion trajectory generation

Fig. 6-1 Modified motion trajectory generation procedures

Table 6-1 Simulation parameters for original and modified optimal motion trajectory generation

Parameters	Variable	[unit]	Value
Boom length	L	[m]	2.0
Boom offset distance	a	[m]	-0.368
Rope length	l	[m]	2.0
Load mass	m	[kg]	1.0
Rotational angle	θ_{4d}	[deg]	60 - 120
Rope length	l	[m]	2.0
Boom angle	θ_3	[rad]	50

Table 6-2 Constraints conditions for basic optimal motion trajectory generation

Parameters	Subscript	[unit]	Value		
			max		min
$t_{i \max}, t_{i \min}$	$i = 1,3,5,7$	[s]	5.0	~	1e-5
	$i = 2,4,6$	[s]	5.0	~	1e-5
$r_{j \max}, r_{j \min}$	$j = 1,2$	[s]	1.0	~	1e-5
Parameters		[unit]	Value		
$\dot{\theta}_4 \max$		[rad/s]	0.6		
$\ddot{\theta}_4 \max$		[rad/s ²]	0.6		
$\theta_{1r \max}$		[rad]	0.001		
$\theta_{2r \max}$		[rad]	0.001		
T		[s]	6.0		

Table 6-3 Constraints for optimal modified motion trajectory generation

Parameters	[unit]	Value
$\Delta\theta_4$	[rad/s]	-20, -10, +10, +20
$\ddot{\theta}_4 \max$	[rad/s ²]	0.6
$\theta_{1r \max}$	[rad]	0.001
$\theta_{2r \max}$	[rad]	0.001
T	[s]	6.0

Fig. 6-2 に非線形モデルに基づいて生成した 60 ~ 120 度（10 度刻み）の最適動作軌道を示す。これらの動作軌道を基に補正動作軌道を生成し、荷振れ特性を評価する。

Fig. 6-3 (a) ~ (d) に旋回目標角 70, 80, 100, 110 度の時の補正後の動作軌道と、その動作軌道における荷振れのシミュレーション結果を示す。さらに Fig. 6-4 および Table 6-4 には各動作軌道の残留荷振れに関する結果をまとめる。

各補正動作軌道を考慮した動作軌道についてシミュレーションを行った結果、最も高い残留荷振れ抑制の効果を示したのは、目標旋回角度の前後の動作軌道を用いて軌道を補正する線形補間軌道生成であった。しかしながら、その抑制の効果は、提案する最適補正動作軌道生成とほぼ同等であった。一方で、線形補間軌道生成には、前後の 2 つの最適動作軌道が必要とするのに対し、最適補正動作軌道には事前に得られた単一の最適軌道から補正軌道が生成可能である。つまり、提案手法は汎用性が高く、かつ十分な残留荷振れ抑制の性能を有していることから、有効な補正動作軌道生成法であるといえる。ただし、

目標とする補正角度が大きくなるにつれて、基準軌道に対して残留荷振れ角が増大する傾向が確認された。また、補正条件によっては、生成された補正動作軌道を考慮した軌道が、機械性能の制約を超過する可能性がある。そのため、本手法を適用する際には、補正角度は小さい範囲で、基準となる最適動作軌道において、速度および加速度の制約に対して十分な余裕を確保しておくことが望ましいといえる。

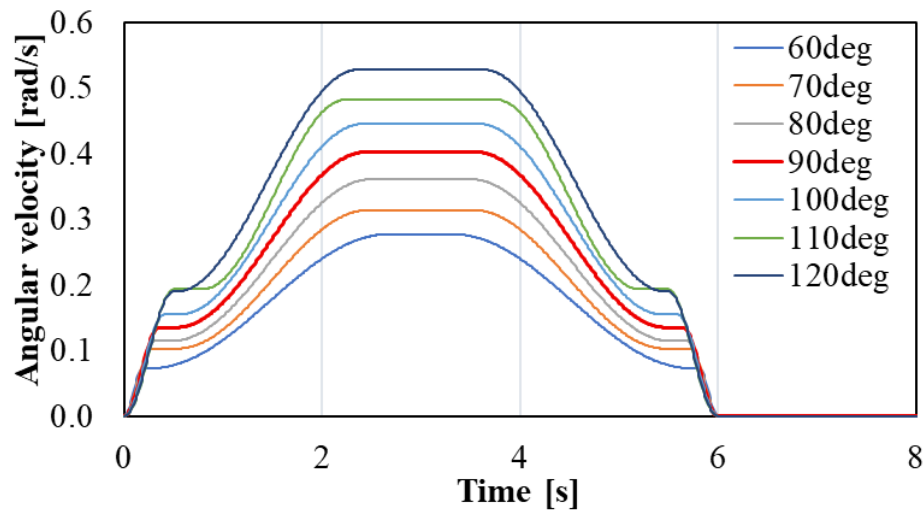
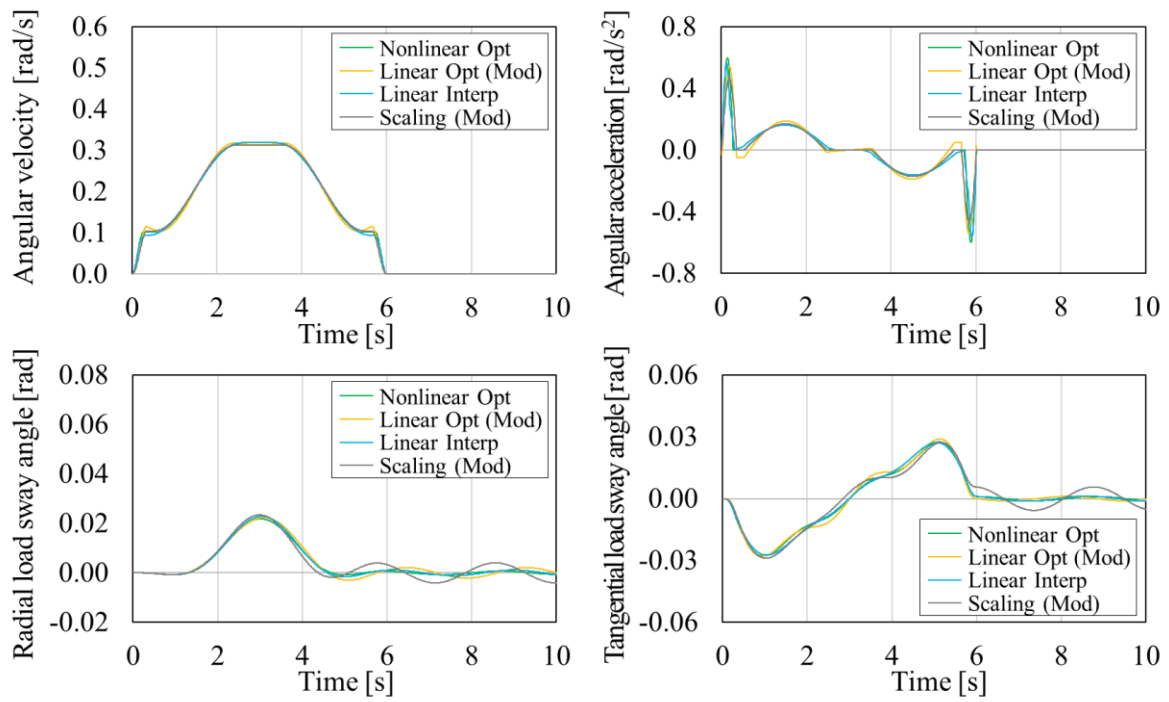
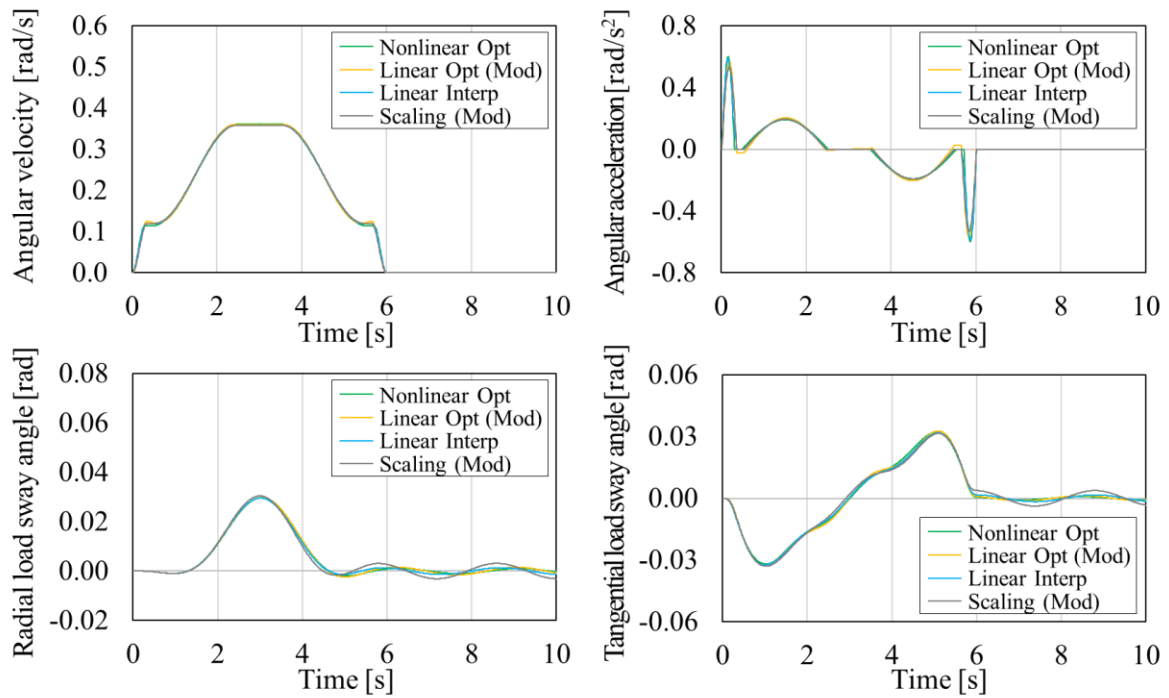


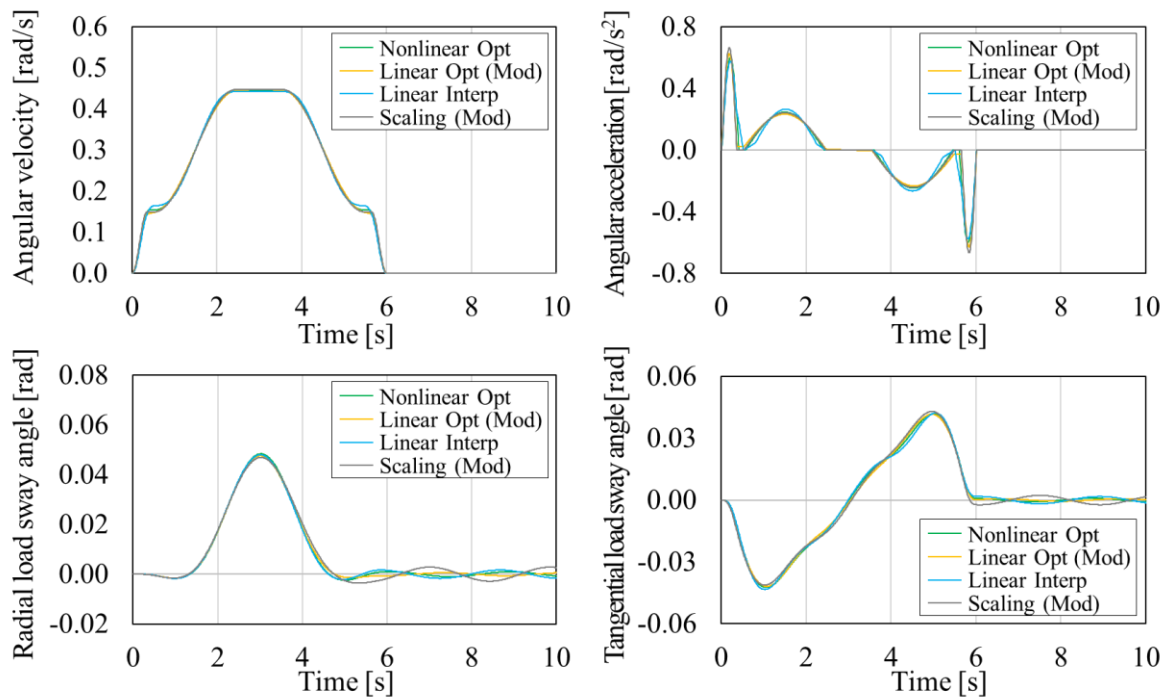
Fig. 6-2 Optimal motion trajectories generated based on the basic trajectory nonlinear model for target rotational angles from 60° to 120°



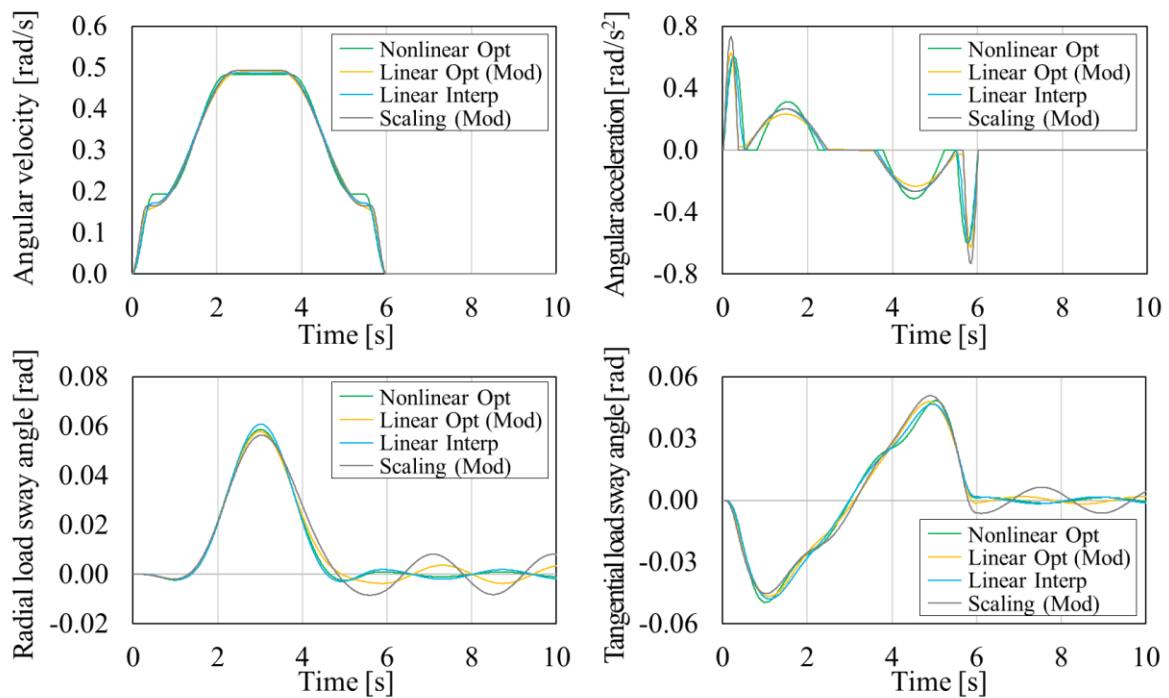
(a) Desired rotational angle: 70 deg



(b) Desired rotational angle: 80 deg



(c) Desired rotational angle: 100 deg



(d) Desired rotational angle: 110 deg

Fig. 6-3 Comparison of simulation results between nonlinear optimal motion trajectory and modified trajectories

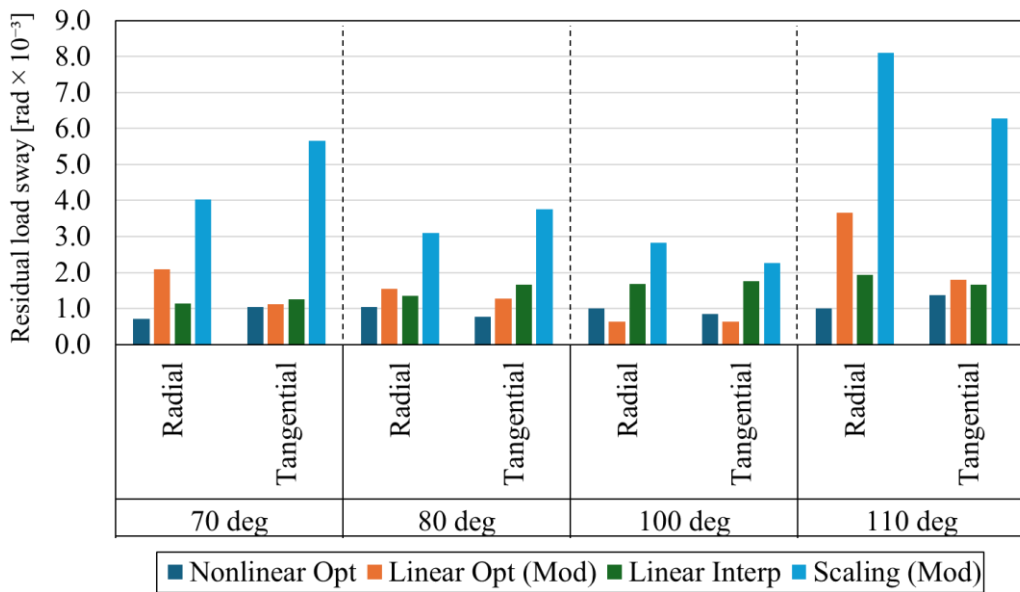


Fig. 6-4 Comparison of residual load sway between nonlinear and modified motion trajectories

Table 6-4 Comparison parameter of residual load sway between nonlinear and modified motion trajectories

Rotational angle	Load sway direction	Residual load sway [rad×10 ⁻³]			
		Nonlinear Opt	Linear Opt (Mod)	Linear Interp	Scaling (Mod)
70 deg	Radial	0.72	2.10	1.14	4.03
	Tangential	1.03	1.12	1.25	5.66
80 deg	Radial	1.04	1.55	1.35	3.10
	Tangential	0.77	1.28	1.65	3.75
100 deg	Radial	1.01	0.63	1.68	2.82
	Tangential	0.86	0.63	1.75	2.27
110 deg	Radial	1.00	3.66	1.93	8.10
	Tangential	1.38	1.80	1.67	6.28
Average		0.97	1.60	1.55	4.50

6.4 まとめ

本章では、非線形モデルを用いた最適動作軌道の生成に多大な計算時間を要するという課題を解決するため、リアルタイム最適補正動作軌道を生成する手法を提案した。

まず、第3章で導出した非線形クレーンダイナミクスモデルを基本とし、目標旋回角度が微小に変化する場合を考慮して、差分法を用いた線形ダイナミクスモデルを構築した。

次に、第4章で提案した旋回単独動作の最適軌道を基準（ベース軌道）とし、目標角度が90度から ± 10 度および ± 20 度変化する場合を想定して補正軌道の生成を検討した。線形最適化により補正軌道を生成する提案手法を含む3つの補正軌道生成手法について、それらの残留荷振れ特性を比較した結果、提案手法はベースとなる単一の軌道を基に、目標角度が変化した場合においても、十分に残留荷振れを抑制する補正軌道を生成可能であることが示され、その有効性を確認した。

第7章 結論

7.1 本論文の総括

旋回クレーンを対象とした吊荷の制御装置や荷振れ制振システムに関する研究は、これまで安全性および作業効率の向上を目的として数多く行われてきた。近年では、人口減少に伴う建設業における深刻な労働力不足により、旋回クレーンの熟練オペレータの確保が困難となっており、操作支援や自動化技術の確立が期待されている。

このような背景のもと、本研究では、高速動作において目標位置で残留荷振れを抑制可能な最適動作軌道や、動作中の機械負荷を低減する最適動作軌道生成法を提案し、ラボスケール装置を用いた実験および有限要素解析により、生成した最適動作軌道の有効性を確認した。

本論文の各章の内容を以下に総括する。

第1章では、ラチスブーム起伏型の旋回クレーンに着目し、その構造的特徴を整理したうえで、建設業が抱える課題と、それに対する技術的展望を示した。加えて、これまで行われてきた吊荷制御に関する研究クレーンや吊荷の動的挙動が構造応答や疲労に及ぼす影響に関する研究を概観し、本研究の目的を明確化した。

第2章では、熟練オペレータの実機旋回クレーンの実験により、荷振れやラチスブーム下部に生じる応力、旋回動作軌道の特性を明らかにし、高速動作時における旋回クレーンの課題を具体化した。その結果、高速動作下では作業精度のバラつきやブーム応力の増大が生じ、作業効率の向上と機械負荷の低減の間にトレードオフが存在することが確認された。

第3章では、旋回クレーンの最適動作軌道生成のベースとなる吊荷の運動に関するクレーンダイナミクスモデル（数式モデル）を導出した。また、実機旋回クレーンの動特性を再現したラボスケール装置を用いて、旋回単動作および複合動作時に生じる荷振れ特性を実験的に評価し、モデルによるシミュレーション結果と比較することで導出したダイナミクスモデルの妥当性を確認した。

第4章では、第2章で得られた熟練オペレータの動作軌道を参考に、高速動作のベースとなる滑らかな加減速軌道を有する2段S字曲線軌道を設定し、作業効率向上のための高速動作および目標位置における荷振れ制振を両立する最適動作軌道生成法を提案した。最適動作軌道は、動作時間の最小化を目的

関数とし、最大角速度や角加速度などの機械性能や目標位置での荷振れ抑制に関する制約条件を考慮して生成され、シミュレーションおよびラボスケール装置実験によって、目標旋回角度やロープ長が異なる条件下でも、高速動作を考慮しつつ旋回単動作のみで二次元に生じる荷振れを抑制できることが確認された。さらに、ロープ長やブーム起伏角が変化する複合動作の条件において、最適動作軌道を生成した。その結果、複合動作を考慮した場合においても、旋回の動作について最適軌道を生成することで、最短時間で目標位置における残留荷振れを制振できることが確認された。

第5章では、高速動作時の残留荷振れ抑制に加えて、動作中に生じる機械負荷の低減を目的とした最適動作軌道生成法について検討した。第2章の実験において、接線方向の荷振れによりブーム先端に横荷重が作用し、その結果としてブーム下部に高応力が発生することが明らかになった。この特性に着目し、動作中の接線方向の荷振れを低減する最適動作軌道の生成を検討した。まず、第4章で生成した軌道や関連研究の軌道、オペレータ軌道を比較し、動作中の接線方向の荷振れ低減に有用な動作軌道の性質を明確化した。これを踏まえ、ラチスブーム型クレーンの動作特性を考慮し、動作中の荷振れ低減を目的とした、旋回とブーム起伏を組み合わせる複合動作軌道を提案した。さらに、旋回にロープ動作を組み合わせた2軸複合動作およびすべての動作を組み合わせる3軸複合動作を対象とした検討を行い、荷振れ低減に有効な最適動作軌道生成法を提案した。シミュレーションおよびラボスケール装置実験により、生成した最適複合動作軌道は、第4章で示した2段S字曲線軌道と比較して、同一動作時間において接線方向の荷振れを30.6%低減できることを確認した。さらに、実機スケール仕様における最適動作軌道を生成し、有限要素解析を行った結果、提案軌道はオペレータ軌道に比べて、動作中のブームの最大応力振幅を17.7%低減できることを示した。加えて、国際規格ISO 4301-1に基づく疲労寿命性能評価では、提案軌道はオペレータ軌道の約2.7倍のサイクル数を確保できることが確認された。これらの結果より、提案した動作軌道は、動作時間の最小化と荷振れの抑制に加えて、機械負荷の低減にも寄与できる有効な動作軌道であることが確認された。

第6章では、目標旋回角度が微小に変化する場合を想定し、基準となる最適動作軌道から補正動作軌道を生成する手法を提案した。本手法では、非線形のクレーンダイナミクスモデルを差分法により線形化し、二次計画法を用いて補正動作軌道を生成する。提案手法の有効性を評価するため、前後の最適動作軌道から補正軌道を生成する線形補間軌道生成や目標旋回角度に応じてベースの最適動作軌道をスケールリングするスケール補正軌道生成などの手法を定義し、比較を行った。その結果、提案手法は単一の基準動作軌道から、残留荷振れを十分に制振可能な補正動作軌道を生成できることが確認された。

7.2 今後の課題と展望

本研究では、実機旋回クレーンの熟練オペレータによる実験から得られた段階的な動作軌道を基に、目標位置での荷振れ抑制を考慮しつつ、作業効率の向上と機械負荷の低減を両立させる最適動作軌道生成法を提案した。提案法に基づく最適動作軌道は、高速動作時における作業効率向上や機械負荷低減において有効であることを示した。しかし、本手法は、事前に最適動作軌道を生成し、クレーンをその軌道どおりに動作させることを前提とした開ループ制御を想定している。そのため、風などの外乱によって生じる想定外の荷振れには対応できず、実運用環境においてはいくつかの課題が残されている。以下に、これらの課題および今後の展望をまとめる。

1. 省エネルギーを考慮した最適軌道生成

本研究では、作業効率向上（最短時間動作）や機械負荷低減を目的とした最適動作軌道生成法を提案したが、近年はクレーンなどの建設機械に対してCO₂排出量削減や省電力化が強く求められている。将来的なクレーンの電動化を見据えると、消費電力を抑えつつ効率的に吊荷を運搬することが可能な、動作エネルギー最小化のための最適動作軌道生成法の確立が今後の課題である。4章で提案した旋回単動作によって荷振れを抑制する方法は、無駄な加減速や振動エネルギーを抑制する点において、この省エネルギー化の課題に対しても有効であると期待される。

2. より高度なリアルタイム最適軌道生成

本研究の最適動作軌道を実機に適用する場合、事前に軌道を生成することが前提となるが、運搬目標位置が頻繁かつ柔軟に変化する現場では、リアルタイムに軌道を生成する必要がある。第6章では旋回動作に対する補正動作軌道を生成する手法を示したが、吊荷の高さや・作業半径（ブーム起伏角）など、多自由度の変化に対応できるリアルタイム軌道生成法の確立が今後の課題である。

3. 外乱に対するロバスト最適軌道生成

本研究では、風などの外乱による予期しない荷振れは考慮されていない。そのため、動作中に荷振れ状態が変化した場合にもオンラインで動作軌道を修正することが可能な、外乱に対応できるロバスト動作軌道生成手法または荷振れ制振技術の確立が今後の課題である。

4. 実機油圧特性を考慮した最適軌道生成

本研究では、生成された動作軌道のとおりクレーンが動作することを前提としているが、実機クレーンは油圧システム特有の非線形性や応答遅れの影響を受けるため、最適動作軌道の通りに動作するのは難しい。実機油圧特性を考慮したモデルの構築と、そのモデルに基づく最適動作軌道生成法の確立、また、ロバスト性を考慮した動作軌道の理論的検討が今後の課題である。

5. クレーン構造の弾性特性を考慮した最適軌道生成

本研究では、港湾荷役などで繰り返し作業を行う標準仕様のクレーンを対象としており、ブームの弾性変形は考慮していない。しかし、タワー仕様やロングブーム仕様のクレーンでは弾性変形が荷振れやクレーン動作の応答に影響を及ぼす。そのため、ブームの弾性特性を含むモデルの構築と、構造応答を考慮した制御系設計および動作軌道生成法の確立が今後の課題である。

6. 障害物環境下における効率向上を考慮した最適軌道生成

本研究では、港湾荷役作業における障害物のない環境を前提としている。しかし、建設現場では周囲に多数の障害物が存在するため、安全に吊荷を運搬するためには、障害物回避を考慮した運搬経路計画が不可欠である。したがって、安全性と作業効率を両立させるための最適な経路計画および動作軌道生成法の確立が今後の課題である。

謝辞

本論文は、豊橋技術科学大学大学院博士後期課程在学中に「コベルコ建機次世代クレーン共同研究講座」の一環として行った研究成果をまとめたものです。

本研究の遂行および本論文の作成にあたり、終始ご指導とご支援を賜りました豊橋技術科学大学機械工学系 内山直樹教授に、心より深く感謝申し上げます。研究の進め方から論文の構成、文章の推敲に至るまで、ご多忙の中にもかかわらず真摯にご対応いただき、常に的確かつ丁寧なご助言を賜りました。そのご指導とご支援により、本研究をここまで発展させることができました。

また、お忙しい中にもかかわらずご審査をお引き受けくださり、予備審査の際には論文をより良いものとするための的確なご質問やご助言を賜りました河村庄造教授、高橋淳二准教授に、心より厚く御礼申し上げます。

さらに、クレーンシミュレーションの構築や装置実験の実施に際して多大なご助力をいただいた堀尾亮介助教、山本大輝さんをはじめ、研究室の皆様にも厚く御礼申し上げます。日々の議論や助言は、私の研究をより豊かなものへと導いてくださいました。

本共同研究を進めるにあたり、研究テーマの設定や実機実験に関してご協力いただいたコベルコ建機株式会社技術開発本部の笹井慎太郎氏、中山浩樹氏、前藤鉄兵氏、高橋秀樹氏、大久保正基氏をはじめ、共同研究関係者の皆様にも心より感謝申し上げます。定期的な報告の場におけるご助言や実験環境の提供がなければ、本研究の成果は得られませんでした。

最後に、遠方での慣れない生活や職場環境の中、自身も多くの苦労がある中で、研究生活を常に支え続けてくれた妻に、心より感謝申し上げます。深い理解と陰ながらの支えがあったからこそ、本研究をやり遂げることができました。心より感謝いたします。

2026年1月 百済 和文

論文リスト

【査読あり学術論文】

- [1] [Kazufumi Kudara](#), Hideki Takahashi, Hiroki Nakayama, Shintaro Sasai, Teppei Maedo, and Naoki Uchiyama, “Two-Stage S-Curve Trajectory Generation for Time-Optimal, Anti-Sway Crane-Rotation with Jib-Luffing and Rope Hoisting,” *Automation in Construction* (IF: 11.5), vol. 177: 106339. (14 pages), 2025.
- [2] [Kazufumi Kudara](#), Hiroki Nakayama, Shintaro Sasai, Teppei Maedo, Ryosuke Horio, and Naoki Uchiyama, “Optimal Trajectory Generation for Reducing Structural Stress in Rotary Cranes with Multiaxial Motion,” *Automation in Construction* (IF: 11.5), vol. 181 Part A: 106625. (19 pages), 2026.

【査読あり国際会議論文】

- [1] [Kazufumi Kudara](#), Hideki Takahashi, Shintaro Sasai, Hitoshi Sakurai, Masaki Okubo, Hiroki Nakayama, Teppei Maedo, and Naoki Uchiyama, “Time-Optimal Motion Generation and Load-Sway Suppression for Rotary Cranes with a Two-Stage S-Curve Trajectory Based on Skilled Operation Analysis,” *2024 European Control Conference (ECC)*, pp. 2754-59, Stockholm, Sweden, June 2024.

【査読あり口頭発表論文】

- [1] [百済 和文](#), 中山 浩樹, 笹井 慎太郎, 前藤 鉄兵, 堀尾 亮介, 内山 直樹, “旋回クレーンの機械負荷低減のための多軸複合操作を考慮した最適動作軌道生成,” 第23回建設ロボットシンポジウム(23th SCR), O2-7. (8 ページ), 沖縄県石垣島, 2025 年 10 月.

参考文献

- [1] E. M. Abdel-Rahman, A. H. Nayfeh, and Z. N. Masoud, “Dynamics and control of cranes: A review,” *Journal of Vibration and Control*, vol. 9, no. 7, pp. 863–908, 2003. doi.org/10.1177/1077546303009007007
- [2] Ramli, Z. Mohamed, A. M. Abdullahi, H. I. Jaafar, and I. M. Lazim, “Control strategies for crane systems: A comprehensive review,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 95, pp. 1–23, 2017. doi.org/10.1016/j.ymsp.2017.03.015
- [3] C. Fuhai, X. Wang, J. Liu, and F. Zhao, “Fatigue life analysis of crane K-type welded joints based on non-linear cumulative damage theory,” *Journal of Mechanical Engineering*, vol. 60, pp. 135–144, 2014. doi.org/10.5545/sv-jme.2013.1368
- [4] コベルコ建機株式会社, “特集 環境と安全を守るコベルコのクレーン,” <https://www.kobelcocm-global.com/jp/csr/highlight/highlight02.html> (参照日: 2025-12-08)
- [5] I. Adamiec-Wójcik, Ł. Drąg, S. Wojciech, and M. Metelski, “Application of the rigid finite element method to static analysis of lattice-boom cranes,” *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, vol. 23, no. 3, pp. 803–811, 2018. doi.org/10.2478/ijame-2018-0044
- [6] T. S. Elbashbishy and I. El-adaway, “Assessing the impact of skilled labor shortages on project cost performance,” in *Construction Research Congress 2024*, pp. 361–370, 2024. doi.org/10.1061/9780784485286.037
- [7] 国土交通省 不動産・建設経済局 建設振興課, “最近の建設産業行政について,” 2025. <https://www.mhlw.go.jp/content/11600000/001566406.pdf> (参照日: 2025-12-04)
- [8] T. Jiang, Y. Fang, J. Goh, and S. Hu, “Impact of simulation fidelity on identifying swing-over hazards in virtual environments for novice crane operators,” *Automation in Construction*, vol. 165, pp. 105580, 2024. doi.org/10.1016/j.autcon.2024.105580
- [9] Q. Zhu, T. Zhou, and J. Du, “Haptics-based force balance controller for tower crane payload sway controls,” *Automation in Construction*, vol. 144, pp. 104597, 2022. doi.org/10.1016/j.autcon.2022.104597
- [10] G. Y. H. Yu, “Forensic investigation on crane accidents,” *International Journal of Forensic Engineering*, vol. 3, no. 4, p. 319, 2017. doi.org/10.1504/IJFE.2017.087671
- [11] T.-Y. T. Kuo and S.-C. J. Kang, “Control of fast crane operation,” *Automation in Construction*, vol. 42, pp. 25–35, 2014. doi.org/10.1016/j.autcon.2014.02.003

-
- [12] R. E. Samin, Z. Mohamed, J. Jalani, and R. Ghazali, "A hybrid controller for control of a 3-DOF rotary crane system," in *2013 1st International Conference on Artificial Intelligence, Modelling and Simulation*, pp. 190–195, 2013. doi.org/10.1109/AIMS.2013.37
- [13] N. Sadati and A. Hooshmand, "Design of a gain-scheduling anti-swing controller for tower cranes using fuzzy clustering techniques," in *2006 International Conference on Computational Intelligence for Modelling Control and Automation...*, pp. 172, 2006. doi.org/10.1109/CIMCA.2006.83
- [14] Zhang, Y. Zhang, H. Ouyang, C. Ma, and X. Cheng, "Adaptive integral sliding mode control with payload sway reduction for 4-DOF tower crane systems," *Nonlinear Dynamics*, vol. 99, no. 4, pp. 2727–2741, 2020. doi.org/10.1007/s11071-020-05471-3
- [15] J. Zhang, Q. Zhang, L. Zhang, S. Sun, and Y. Jin, "Anti-swing control of varying rope length tower crane based on adaptive neural network sliding mode," *Journal of Multi-body Dynamics*, vol. 238, no. 2, pp. 1–17, 2024. doi.org/10.1177/14644193241256857
- [16] H. Chen, Y. Fang, and N. Sun, "An adaptive tracking control method with swing suppression for 4-DOF tower crane systems," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 123, pp. 426–442, 2019. doi.org/10.1016/j.ymsp.2018.11.018
- [17] N. Sun, Y. Fang, H. Chen, B. Lu, and Y. Fu, "Slew/translation positioning and swing suppression for 4-DOF tower cranes with parametric uncertainties: Design and hardware experimentation," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 63, no. 10, pp. 6407–6418, Oct. 2016. doi.org/10.1109/TIE.2016.2587249
- [18] A. A. Al-mousa, A. H. Nayfeh, and P. Kachroo, "Control of rotary cranes using fuzzy logic," *Shock and Vibration*, vol. 10, pp. 81–95, 2002. doi.org/10.1155/2003/746542
- [19] R.-C. Roman, R.-E. Precup, and E. M. Petriu, "Hybrid data-driven fuzzy active disturbance rejection control for tower crane systems," *European Journal of Control*, vol. 58, pp. 373–387, 2021. doi.org/10.1016/j.ejcon.2020.08.001
- [20] T. Barisa, M. Bartulovic, G. Zuzic, S. Iles, J. Matusko, and F. Kolonic, "Nonlinear predictive control of a tower crane using reference shaping approach," in *2014 16th International Power Electronics and Motion Control Conference and Exposition*, pp. 872–876, 2014. doi.org/10.1109/EPEPEMC.2014.6980608
- [21] G. Li, X. Ma, Z. Li, and Y. Li, "Time-polynomial-based optimal trajectory planning for double-pendulum tower crane with full-state constraints and obstacle avoidance," *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, vol. 28, no. 2, pp. 919–932, 2023. doi.org/10.1109/TMECH.2022.3210536
-

-
- [22] S. M. F. U. Rehman, Z. Mohamed, A. R. Husain, L. Ramli, M. A. Abbasi, W. Anjum, and M. H. Shaheed, “Adaptive input shaper for payload swing control of a 5-DOF tower crane with parameter uncertainties and obstacle avoidance,” *Automation in Construction*, vol. 154, pp. 104963, 2023. doi.org/10.1016/j.autcon.2023.104963
- [23] G. Rigatos, M. Abbaszadeh, and J. Pomares, “Nonlinear optimal control for the 4-DOF underactuated robotic tower crane,” *Auton. Intell. Syst.*, vol. 2, no. 1, p. 21, 2022. doi.org/10.1007/s43684-022-00040-4
- [24] E. Arnold, O. Sawodny, J. Neupert, and K. Schneider, “Anti-sway system for boom cranes based on a model predictive control approach,” in *IEEE International Conference Mechatronics and Automation*, vol. 3, pp. 1533–1538, 2005. doi.org/10.1109/ICMA.2005.1626783
- [25] K. Takagi and H. Nishimura, “Control of a jib-type crane mounted on a flexible structure,” *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 11, no. 1, pp. 32–42, 2003. doi.org/10.1109/TCST.2002.806435
- [26] K. Takagi and H. Nishimura, “Gain-scheduled control of a tower crane considering varying load-rope length,” *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, vol. 64, no. 626, pp. 3805–3812, 1998. doi.org/10.1299/kikaic.64.3805
- [27] H. Ouyang, G. Zhang, L. Mei, X. Deng, and D. Wang, “Load vibration reduction in rotary cranes using robust two-degree-of-freedom control approach,” *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 8, no. 3, pp. 168781401664181, 2016. doi.org/10.1177/1687814016641819
- [28] N. Sun, T. Yang, Y. Fang, B. Lu, and Y. Qian, “Nonlinear motion control of underactuated three-dimensional boom cranes with hardware experiments,” *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, vol. 14, no. 3, pp. 887–897, Mar. 2018. doi.org/10.1109/TII.2017.2754540
- [29] H. Ouyang, X. Xu, T. Ganbat, and G. Zhang, “Nonlinear-adaptive-based swing reduction control for rotary cranes with double-pendulum effect considering uncertain parameters and external disturbances,” *Automation in Construction*, vol. 126, pp. 103668, Jun. 2021. doi.org/10.1016/j.autcon.2021.103668
- [30] H. Ouyang, X. Xu, and G. Zhang, “Tracking and load sway reduction for double-pendulum rotary cranes using adaptive nonlinear control approach,” *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, vol. 30, no. 5, pp. 1872–1885, Mar. 2020. doi.org/10.1002/rnc.4854
- [31] N. Sun, T. Yang, H. Chen, Y. Fang, and Y. Qian, “Adaptive anti-swing and positioning control for 4-DOF rotary cranes subject to uncertain/unknown parameters with hardware experiments,” *IEEE Transactions on*
-

-
- Systems, Man, and Cybernetics: Systems*, vol. 49, no. 7, pp. 1309–1321, 2019. doi.org/10.1109/TSMC.2017.2765183
- [32] H. Ouyang, X. Xu, and G. Zhang, “Energy-shaping-based nonlinear controller design for rotary cranes with double-pendulum effect considering actuator saturation,” *Automation in Construction*, vol. 111, pp. 103054, Mar. 2020. doi.org/10.1016/j.autcon.2019.103054
- [33] N. Uchiyama, “Robust control of rotary crane by partial-state feedback with integrator,” *Mechatronics*, vol. 19, no. 8, pp. 1294–1302, Dec. 2009. doi.org/10.1016/j.mechatronics.2009.08.007
- [34] U. Schaper, E. Arnold, O. Sawodny, and K. Schneider, “Constrained real-time model-predictive reference trajectory planning for rotary cranes,” in *2013 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, pp. 680–685, 2013. doi.org/10.1109/AIM.2013.6584171
- [35] R. Kinjo, K. Nakazono, N. Oshiro, and H. Kinjo, “Performance evaluation of schedule plan for cuckoo search applied to the neural network controller of a rotary crane,” *Artificial Life and Robotics*, vol. 29, no. 1, pp. 129–135, 2024. doi.org/10.1007/s10015-023-00918-3
- [36] N. Uchiyama, H. Ouyang, and S. Sano, “Simple rotary crane dynamics modeling and open-loop control for residual load sway suppression by only horizontal boom motion,” *Mechatronics*, vol. 23, no. 8, pp. 1223–1236, Dec. 2013. doi.org/10.1016/j.mechatronics.2013.09.001
- [37] H. Ouyang, N. Uchiyama, and S. Sano, “Anti-sway control of rotary crane only by horizontal boom motion,” in *2010 IEEE International Conference on Control Applications*, pp. 591–595, 2010. doi.org/10.1109/CCA.2010.5611096
- [38] M. Tinkir, U. Onen, M. Kalyoncu, and Y. Sahin, “Modeling and control of scaled a tower crane system,” in *2011 3rd International Conference on Computer Research and Development*, pp. 93–98, 2011. doi.org/10.1109/ICCRD.2011.5763861
- [39] H. Tada, T. Yoshimura, Y. Ohtani, and Y. Inoue, “Studies on sway control systems of rotary cranes (Application of fuzzy control for swing operation),” *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, vol. 65, no. 634, pp. 192–199, 1999. doi.org/10.1299/kikaic.63.47
- [40] M. Ohto and S. Yasunobu, “A rotary crane control method based on a skillful operator’s knowledge,” *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, vol. 33, no. 9, pp. 923–929, 1997. doi.org/10.9746/sicetr1965.33.923
-

-
- [41] M. Ueda, Y. Murasawa, K. Iwata, and T. Nishimura, “Residual oscillation suppression of a tower crane cargo by monotonized swinging motion in constant velocity rotation,” *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, vol. 79, no. 802, pp. 1872–1882, 2013. doi.org/10.1299/kikaic.79.1872
- [42] H. Takahashi, A. Farrage, K. Terauchi, S. Sasai, H. Sakurai, M. Okubo, and N. Uchiyama, “Sensor-less and time-optimal control for load-sway and boom-twist suppression using boom horizontal motion of large cranes,” *Automation in Construction*, vol. 134, pp. 104086, 2022. doi.org/10.1016/j.autcon.2021.104086
- [43] A. Abe and K. Okabe, “Antisway control for a rotary crane by using evolutionary computation,” *Journal of Robotics and Mechatronics*, vol. 28, no. 5, pp. 646–653, 2016. doi.org/10.20965/jrm.2016.p0646
- [44] M. Kurimoto and H. Yabuno, “Acceleration pattern for antisway open loop control of tower crane,” *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, vol. 76, no. 766, pp. 1436–1444, 2010. doi.org/10.1299/kikaic.76.1436
- [45] M. Kurimoto and H. Yabuno, “Antisway control of tower crane considering change of length of hanging load rope,” *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, vol. 76, no. 768, pp. 2074–2083, 2010. doi.org/10.1299/kikaic.76.2074
- [46] H. Yamaura, Y. Sugai, and J. Kinoshita, “Transport control of a swivel crane based on a vibration-less trajectory (A versatile control strategy),” *Transactions of the JSME*, vol. 89, no. 924, pp. 23-00021, 2023. doi.org/10.1299/transjsme.23-00021
- [47] R. E. Samin, Z. Mohamed, J. Jalani, and R. Ghazali, “Input shaping techniques for anti-sway control of a 3-DOF rotary crane system,” in *2013 1st International Conference on Artificial Intelligence, Modelling and Simulation*, pp. 184–189, 2013. doi.org/10.1109/AIMS.2013.36
- [48] A. Alhassan, Z. Mohamed, A. M. Abdullahi, A. A. Bature, A. Haruna, and N. M. Tahir, “Input shaping techniques for sway control of a rotary crane system,” *Jurnal Teknologi*, vol. 80, no. 1, 2017. doi.org/10.11113/jt.v80.10297
- [49] J. Li, L. Bai, W. Gao, N. Shi, N. Wang, M. Ye, H. Gu, X. Xu, and J. Liu, “Reliability-based design optimization for the lattice boom of crawler crane,” *Structures*, vol. 29, pp. 1111–1118, 2021. doi.org/10.1016/j.istruc.2020.12.024
- [50] M. Stölzner, M. Kleeberger, W. Günthner, and J. Fottner, “Calculating the dynamic behaviour of lattice boom mobile cranes during hoisting,” *FME Transactions*, vol. 48, pp. 313–318, 2020. doi.org/10.5937/fme2002313S
- [51] M. Stölzner, M. Kleeberger, M. Moll, and J. Fottner, “Investigation of the dynamic loads on tower cranes
-

- during slewing operations,” in *Proceedings of the 10th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies, Technologies and Applications*, pp. 59–67, 2020. doi.org/10.5220/0009816300590067
- [52] C. Fuhai, Z. Fuling, W. Xin, G. Shunde, and C. Liming, “Dynamic reliability of the weight index model research of residual fatigue life of the crane boom,” *Lecture Notes in Electrical Engineering*, vol. 286, pp. 137–153, 2015. doi.org/10.1007/978-3-662-44674-4_13
- [53] H.-J. Seong, C.-K. Jeong, J.-H. Jeon, S.-H. Park, Y.-G. Jung, and S.-C. Huh, “A safety evaluation of offshore lattice boom crane,” in *2018 International Conference on Computer Modeling, Simulation and Algorithm*, 2018. doi.org/10.2991/cmsa-18.2018.62
- [54] W. Li, J. Zhao, Z. Jiang, W. Chen, and Q. Zhou, “A numerical study of the overall stability of flexible giant crane booms,” *Journal of Constructional Steel Research*, vol. 105, pp. 12–27, 2015. doi.org/10.1016/j.jcsr.2014.10.006
- [55] 吉見雅行, 吉久悦二, and 前田豊, “ラチスジブ移動式クレーンの実働負荷計測,” *Specific Research Reports of the National Institute of Industrial Safety*, NIIS-SRR-NO. 30, pp. 5–14, 2004. <https://www.jniosh.johas.go.jp/publication/doc/srr/SRR-No30-2.pdf> (参照日: 2025-12-08)
- [56] T. Moi, A. Cibicik, and T. Rølvåg, “Digital twin based condition monitoring of a knuckle boom crane: An experimental study,” *Engineering Failure Analysis*, vol. 112, pp. 104517, 2020. doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104517
- [57] H. Jiang and X. Jiang, “Fatigue life prediction for tower cranes under moving load,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 37, pp. 6461–6466, 2023. doi.org/10.1007/s12206-023-1118-x
- [58] H. Shi, “Failure analysis of fixed crane boom fracture,” *Advances in Transdisciplinary Engineering*, vol. 40, pp. 275–282, 2023. doi.org/10.3233/ATDE230470
- [59] B. Jerman, “The comparison of the accuracy of two mathematical models, concerning dynamics of the slewing cranes,” *FME Transactions*, vol. 34, pp. 185–192, 2006. <https://scindeks-clanci.ceon.rs/data/pdf/1450-8230/2006/1450-82300604185J.pdf> (参照日: 2025-12-02)
- [60] F. Liu, J. Yang, J. Wang, C. Liu, and X. Wang, “Effect on tower crane structural vibration under the lifting-luffing coupling condition,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 37, 2023. doi.org/10.1007/s12206-023-0702-4
- [61] L. Solazzi, “Feasibility study of a very big crawler crane using composite materials,” *Composites Part C: Open Access*, vol. 13, pp. 100430, 2024. doi.org/10.1016/j.jcomc.2024.100430

-
- [62] L. Solazzi, G. Incerti, and C. Petrogalli, “Estimation of the dynamic effect in the lifting operations of a boom crane,” in *ECMS 2014 Proceedings*, pp. 309–315, 2014. doi.org/10.7148/2014-0309
- [63] J. Gu, Y. Qin, Y. Xia, J. Wang, H. Gao, and Q. Jiao, “Failure analysis and prevention for tower crane as sudden unloading,” *Journal of Failure Analysis and Prevention*, vol. 21, no. 5, pp. 1590–1595, 2021. doi.org/10.1007/s11668-021-01201-y
- [64] J. Li, Y. Zhang, Y. Kang, H. Jing, J. Ren, and H. Gu, “WSA-SVR prediction model for maximum static response analysis of crawler crane’s lattice boom,” *Structures*, vol. 70, pp. 107718, 2024. doi.org/10.1016/j.istruc.2024.107718
- [65] A. Rauch, W. Singhose, D. Fujioka, and T. Jones, “Tip-over stability analysis of mobile boom cranes with swinging payloads,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 135, no. 3, pp. 031008, 2013. doi.org/10.1115/1.4023276
- [66] F. Ju, Y. S. Choo, and F. S. Cui, “Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload,” *International Journal of Solids and Structures*, vol. 43, no. 2, pp. 376–389, 2006. doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2005.03.078
- [67] B. He, W. Tang, and J. Cao, “Virtual prototyping-based multibody systems dynamics analysis of offshore crane,” *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, vol. 75, no. 1–4, pp. 161–180, 2014. doi.org/10.1007/s00170-014-6137-4
- [68] V. Kovalenko, O. Kovalenko, V. Stryzhak, S. Vöth, and M. Stryzhak, “Evaluation of dynamic and energy parameters of a tower crane with a frequency-controlled drive,” *MATEC Web of Conferences*, vol. 390, pp. 04005, 2024. doi.org/10.1051/mateconf/202439004005
- [69] ISO 4301-1:2016, “Cranes - Classification - Part 1: General,” *International Organization for Standardization*, 2016.
- [70] K. Kudara, H. Nakayama, S. Sasai, T. Maedo, R. Horio, and N. Uchiyama, “Optimal trajectory generation for reducing structural stress in rotary cranes with multiaxial motion,” *Automation in Construction*, vol. 181, Part A, pp. 106625, 2026. doi.org/10.1016/j.autcon.2025.106625
- [71] K. Kudara, H. Takahashi, H. Nakayama, S. Sasai, T. Maedo, and N. Uchiyama, “Two-stage S-curve trajectory generation for time-optimal, anti-sway crane-rotation with jib-luffing and rope hoisting,” *Automation in Construction*, vol. 177, pp. 106339, 2025. doi.org/10.1016/j.autcon.2025.106339
- [72] K. Terashima, Y. Shen, and K. Yano, “Modeling and optimal control of a rotary crane using the straight transfer transformation method,” *Control Engineering Practice*, vol. 15, no. 9, pp. 1179–1192, 2007. doi.org/10.1016/j.conengprac.2007.02.008
-

付録A

有限要素解析による旋回クレーン動作がブーム応力に及ぼす影響の評価

ブーム旋回，起伏，ロープ巻上げのようなクレーンの各軸の動作や半径および接線方向の荷振れが，ブーム下部に生じる応力に及ぼす影響について明らかにするため，FEM を用いた解析を実施する． Fig. A-1 に各軸の動作に関する条件 Case A-1～A-3 に入力される共通の台形入力軌道を示している． 加減速区間における最大加速度の値は，旋回クレーンの機械性能に参考に設定した． 加減速および定速区間の時間 t_1, t_2, t_3 は，それぞれ 3 秒に設定した．

荷振れに関する条件 Case A-4 および A-5 では，クレーン本体および各軸の動作は静止させた状態で，半径および接線方向の初期荷振れ角度を設け，荷を自由振動させる． 解析条件および入力パラメータを Table A-1 に示す． ブーム応力は，Fig. 5-10 に示すブーム下部の一部のはり要素モデルを用いて評価した．

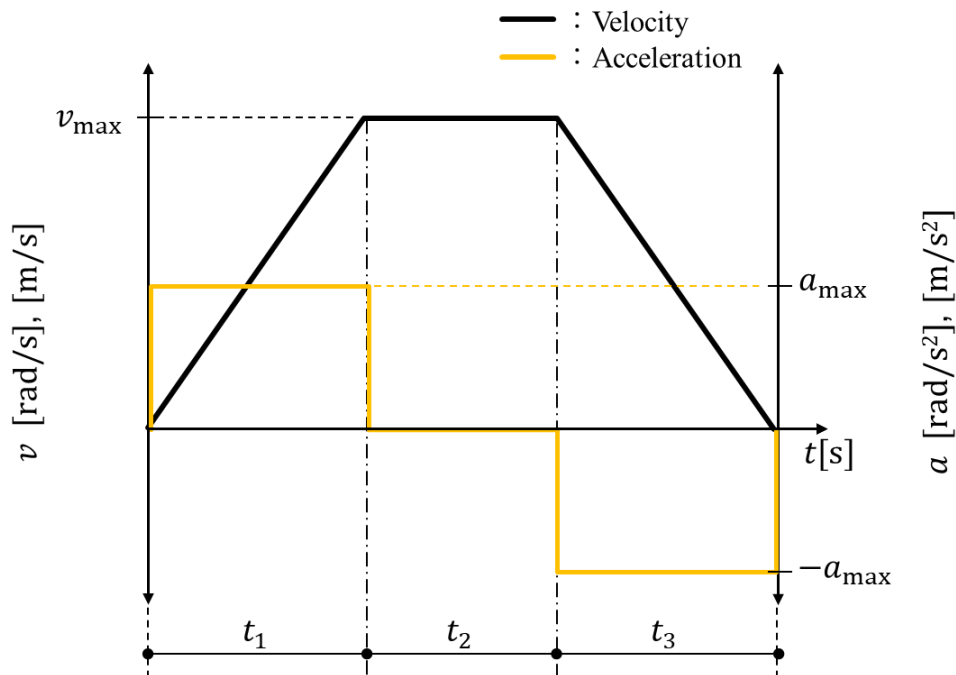


Fig. A-1 Input motion trajectories for crane motion verification in Cases 1–3 © 2026 Elsevier

Table A-1 FEM conditions and input parameters for lower boom stress analysis © 2026 Elsevier

Case No.	Motion	Rope	Boom	Load	Input	
		length	angle	mass		
		[m]	[deg]	[t]		
Case A-1	Boom rotation	0	40	4.05	Maximum acceleration: 0.06 [rad/s ²]	
Case A-2	Boom-luffing	0	40	4.05	Maximum acceleration: -0.01 [rad/s ²]	
Case A-3	Rope-hoisting	18.2	40	8.1	Maximum acceleration: -0.2 [m/s ²]	
Case A-4	Radial load sway	18.2	40	8.1	Initial load sway angle: 0.15 [rad]	
Case A-5	Tangential load sway	18.2	40	8.1	Initial load sway angle: 0.15 [rad]	

Fig. A-2 には、各動作におけるブーム応力のシミュレーション結果を示す。グラフ縦軸は、全ケースの中で最も高い応力を示した Case A-1 の最大応力値を基準として正規化された応力を示している。また、比較の公平性を保つため、吊荷の荷重によって生じる静的初期応力は事前に差し引いており、動的な運動によって生じる応力変動のみを評価する。

FEM 解析の結果、ブーム旋回動作 (Case A-1) および接線方向の荷振れ挙動 (Case A-5) において、ブーム下部に顕著な応力変動が確認された。一方、その他のケースでは、応力変動はごくわずかであった。Case A-1 および Case A-5 のいずれにおいても、応力変動は振動的な挙動を示しており、これは FEM 解析により確認されたブーム変形または荷振れと一致している。これらの結果は、旋回クレーンのブームが接線方向の挙動、つまり、ブーム旋回動作および接線方向の荷振れに対して構造的に弱い傾向があることを表している。ブームは旋回フレームに対してピン接続されることでブーム起伏運動を可能にしており、ブーム起伏方向に対してモーメントが発生しにくい構造となっている。これに対して、ブームの接線方向は、ピン接続部はなく、固定端を持つ片持ちはりのような構造をしているため、接線方向の荷振れや旋回運動はブームにモーメントを発生させ、大きな応力を発生させる。

これらの結果を考慮し、第 5 章で取り扱う応力評価については、ブーム旋回および接線方向荷振れの特性に着目し、その他の特性は影響がわずかであることから無視することとした。

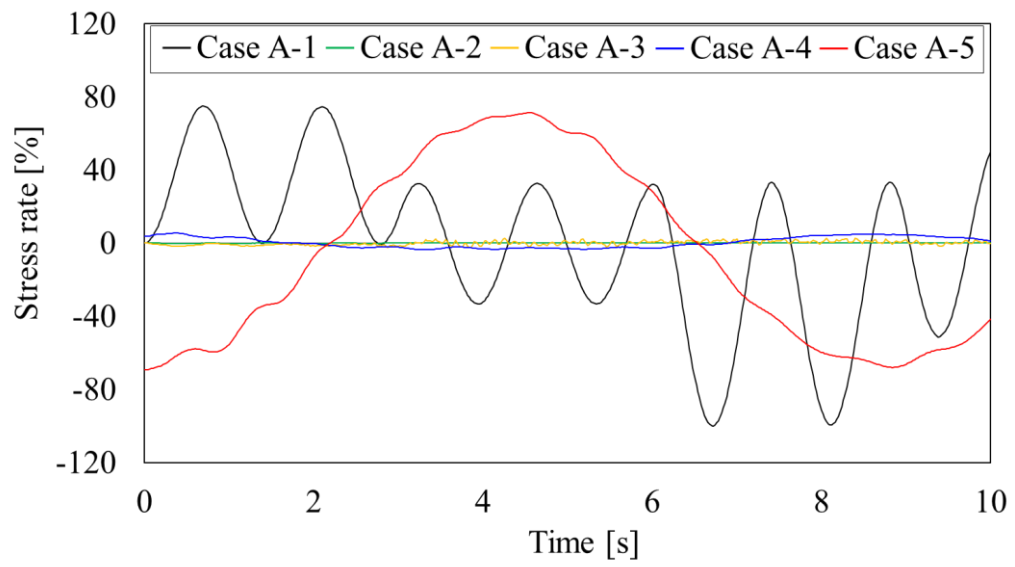


Fig. A-2 FEM results of boom stress and load sway for crane motion © 2026 Elsevier

付録B

有限要素解析による実機旋回クレーンの2段S字曲線軌道での有効性確認

本章では、ラボ装置スケールのクレーンだけでなく実機スケールのクレーンに関しても、最適動作軌道の最短時間における残留荷振れ抑制の有効性を確認する。まず、実機仕様条件においてMATLAB/Simulinkで最適動作軌道を生成する。得られた最適動作軌道を用いて、実機クレーンのFEMモデルによる解析を行い、荷振れ特性を確認する。最適動作軌道は旋回単動作(Case 4-1)および、旋回、ブーム起こし、ロープ巻上げを組み合わせる複合動作(Case 4-2)のそれぞれを生成する。なお、使用する有限要素解析モデル概要は付録Aで述べた通りである。シミュレーションに用いる実機クレーンの仕様と動作はTable B-1に示す。最適動作軌道生成の目的関数および制約条件は4.1.2節および4.2.2節の定義を使用する。Table B-2に最適化の制約値を示す。

Fig. B-1にクレーンダイナミクスモデルに基づくシミュレーション(MATLAB)およびFEM解析の結果を示す。得られた結果より、実機クレーンの仕様においても、ラボスケール旋回クレーン同様に最適軌道は生成され、また、シミュレーションおよびFEM解析ともに目標位置において十分な荷振れ抑制を達成しており、最適動作軌道が有効であることを確認した。

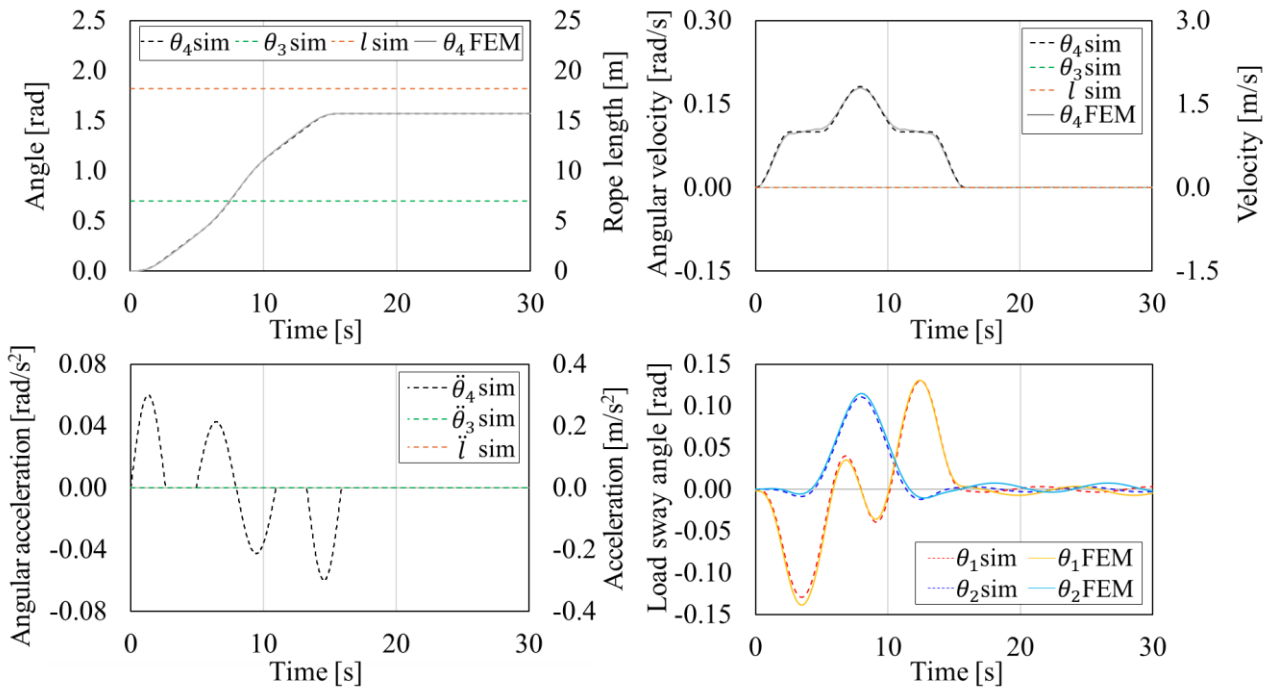
一方、複合動作軌道は、半径方向および接線方向の荷振れピーク値はシミュレーションよりも小さくなる傾向が見られた。これは、FEMモデルがブーム起伏やロープ動作において、実機と同様にシーブを介した巻取り機構を再現しており、シーブとロープ間の摩擦による減衰や、ロープの巻取動作による動特性が考慮されているためであると考えられる。この特性を考慮したダイナミクスモデルの再構築は今後の課題である。しかしながら、残留荷振れは目標値に比べてわずかに大きいものの、残留荷振れへの影響は小さく、十分に抑制されていることが確認された。

Table B-1 FEM conditions for proposed optimal trajectory generation for actual crane

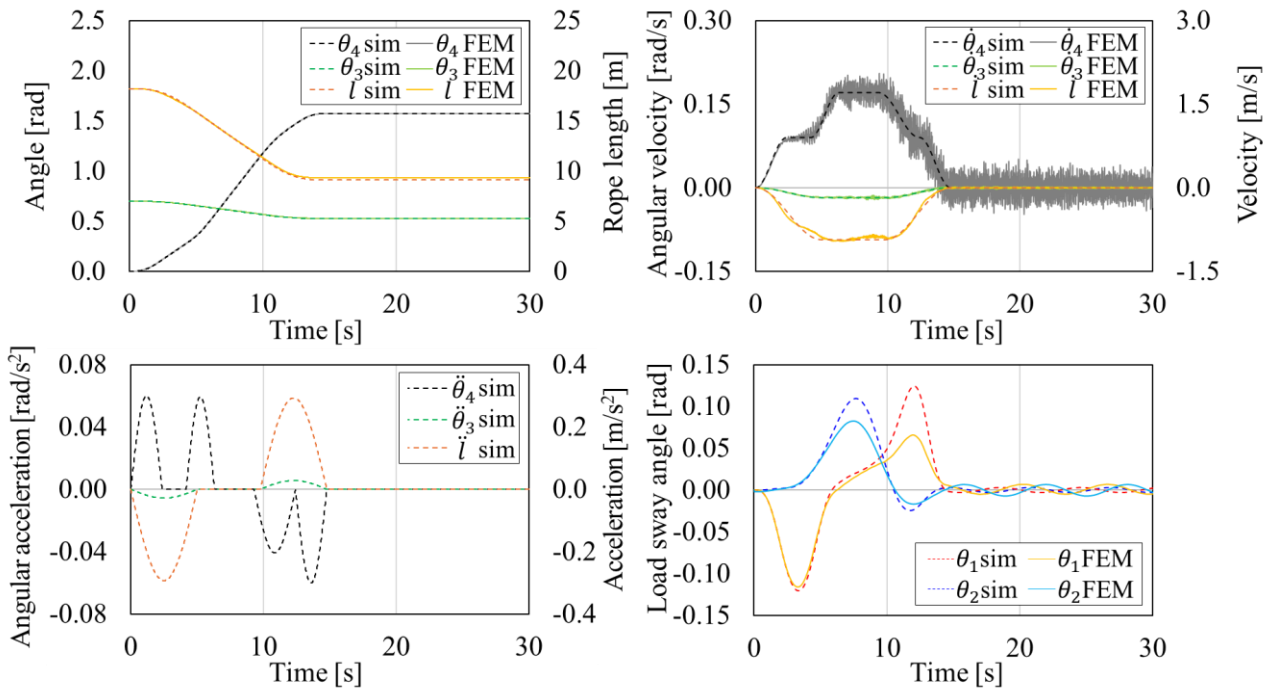
Parameters	Variable	[unit]	Value
Boom length	L	[m]	26.0
Boom offset distance	a	[m]	1.1
Load mass	m	[t]	8.1
Initial rope length	l	[m]	18.2
Initial boom angle	θ_3	[deg]	40
Rotational range	θ_{4d}	[deg]	90
Boom luffing motion	θ_{3d}	[deg]	40 → 30
Rope hoisting motion	l_d	[m]	18.2 → 9.1

Table B-2 FEM constraints for verification of optimal motion trajectory generation

Parameters	Subscript	[unit]	Value		
			max		min
$t_{i \max}, t_{i \min}$	$i = 1,3,5,7$	[s]	20.0	~	1.0
	$i = 2,4,6$	[s]	20.0	~	0.0
$r_{j \max}, r_{j \min}$	$j = 1,2$	[s]	0.9	~	0.1
Parameters		[unit]	Value		
$\dot{\theta}_{4 \max}$		[rad/s]	0.2094		
$\ddot{\theta}_{4 \max}$		[rad/s ²]	0.06		
$\theta_{1r \max}$		[rad]	0.003		
$\theta_{2r \max}$		[rad]	0.003		
t_h		[s]	5.0		



(a) Case of rotational motion



(b) Case of multiaxial motion

Fig. B-1 Simulation results of the proposed optimal motion trajectories using FEM for actual rotary crane specifications