



HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	森林作業用ナックルブームの軌跡および荷重制御に関する研究
Author(s)	毛網, 昌弘; MOZUNA, Masahiro
Description	北海道大学博士論文 (2004) Doctoral thesis submitted to the Graduate School of Agriculture, Hokkaido University (2004)
Citation	北海道大学大学院農学研究科邦文紀要, 26(2), 155-217
Issue Date	2004-12-27
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/5621
Type	departmental bulletin paper
File Information	26(2)_155-217.pdf



森林作業用ナックルブームの軌跡および荷重制御に関する研究*

毛 綱 昌 弘

(独立行政法人森林総合研究所 林業機械研究領域)

Studies on Trajectory and Load Control of a Knuckle Boom Crane for Forestry Machines

Masahiro MOZUNA

(Department of Forestry Machinery, Forestry and Forest Products Research
Institute, Tsukuba 305-8687, JAPAN)

I. 緒 論

A. 国内における林業機械化の現状

国内における林業の機械化は、洞爺丸台風による風倒木の処理を契機として、昭和30年代にはチェーンソー、トラクタの普及がみられた。しかし、その後は昭和63年頃から始まる高性能林業機械と呼ばれる、大型の林業専用機械の導入まで、使用される機械に大きな変化はなかった。

平成3年に農林水産大臣によって策定された「高性能林業機械化促進基本方針」に基づき、本格的な高性能林業機械の開発とその導入による作業システムの普及が始まり、各種の融資、補助などの助成措置を通じてその普及定着が進められた結果、図1.1に示すように平成11年度末には2,140台の高性能林業機械が導入されている。この高性能林業機械の導入は、生産性の向上、労働災害の減少、労働環境の改善など、一定の成果をおさめてきた。しかし、これらの普及が進んだ機械は伐出用機械であり、植栽、下刈作業などの造林作業は今でも人手による手作業で行われているのが現状であり、作業の機械化が望まれている。

図1.2に示す下刈作業は、植栽木の健全な成長を確保することを目的として、植栽木間の雑

草を除去することで、植栽木への光環境を改善する作業である。下刈作業は、植栽木が雑草木よりも高くなり、被圧される懸念がなくなるまで行われるため、地域、植生などによって差はあるが、植栽後6年から7年間続けなければならない。また、植栽後2年から3年は、年2回下刈作業を行わなければならない地域もある。下刈作業は植栽木と雑草木が競合し始める時期の6月から8月までに、皆伐作業跡地で行

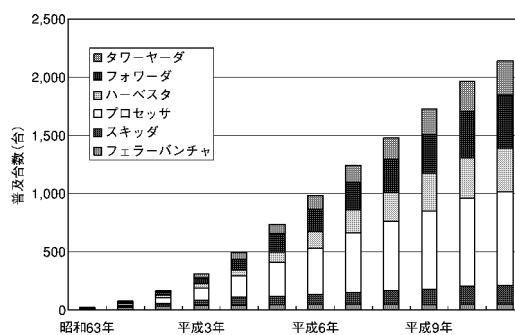


図1.1 高性能林業機械の普及台数の推移



図1.2 刈払機による下刈作業

*北海道大学博士論文 (2004)

Doctoral thesis submitted to the Graduate School of
Agriculture, Hokkaido University (2004)

われるため、真夏の炎天下における作業となることから、労働負担の大きな作業である¹⁾。

現在、この下刈作業は刈払機もしくは鎌を用いた人手作業によって行われており、刈払機を用いて行う下刈作業の作業能率は1 haあたり4～6人日である^{2)～5)}。この手持機械である刈払機は、チェーンソーなどと同様に振動障害の原因となることから、一日の作業時間は2時間以内に規制されており⁶⁾、作業員数を多数必要とする作業でもある。また、下刈作業中における死亡事故も、刈払機の取扱ミスあるいははずめ蜂による被害など、毎年数件程度おきており、これは林業作業における死亡災害の約1割を占めている。これらのことから、この下刈作業は作業環境が劣悪なこととも重なり、林業作業の中でも、伐木造材作業と並んで、最もきつい作業の一つと言われている。

下刈作業の機械化が困難な理由は、人手によって植栽作業が行われていることから、苗木の植栽列は斜面の等高線方向に伸びており、植栽列に沿って車両が移動するためには、傾斜面を等高線方向に進行しなければならない、安定性の問題から車両の導入が困難であること。また、伐出作業と異なり、作業地での面的な移動が必要となること。植栽木の際まで、機械操作によって作業を行うことが困難であることなどがあげられる。

しかし、この下刈作業の機械化を目的として、図1.3、図1.4に示すように、数種類の機械開発が試みられている^{7)～10)}。これらの開発された機械に共通する機能として、車両にナックルブームと呼ばれるマニピュレータを搭載し、その



図1.3 既成造林地用育林機械（間伐等育林用林業機械開発推進事業）

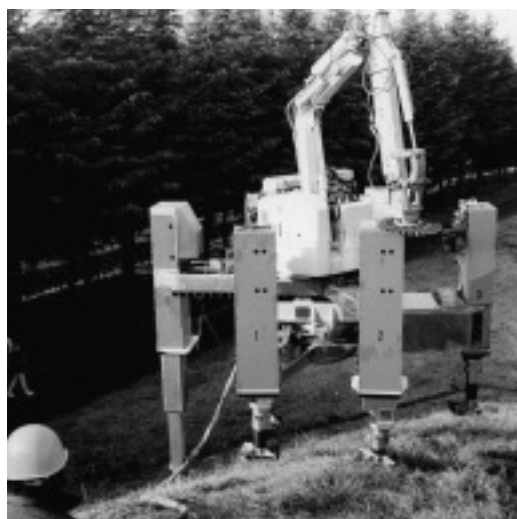


図1.4 急傾斜地用育林機械（間伐等育林用林業機械開発推進事業）

ナックルブーム先端部に下刈を行う作業機を装備し、その作業機で植栽木の間雑草木を刈り払う方法が採用されている。ナックルブームを使用することで、造林地における車両の移動量を減らせること、車両の進入が困難な場所でもナックルブームを伸ばすことによって作業面積が拡大できることなど、一定の成果はあるものの、機械のコスト、急傾斜面での作業が困難なこと、作業性の悪いことなどが問題となって、実用化にまでは至っていない。

B. 林業用ナックルブームに求められる機能

現在実用化されている林業機械において、ナックルブームによって作業を行っている機械は、主に高性能林業機械であり、その作業内容は伐倒、造材、荷役作業である。これらの作業では、ナックルブームは主に作業機の点から点への移動に用いられ、先端部に装備されている作業機による作業はブームの移動後に行われることになる。しかし、ナックルブーム先端部に作業機を装備して下刈作業を行うためには、下刈作業は作業機を移動させることによって行われることから、先端部の移動軌跡が重要となる。

ナックルブームのような多関節型マニピュレータを用いて、先端部の作業機が植栽木の間を移動するように操作するには、各関節の協調動作が必要である。この操作を市販機の操作方

法である2本の操作レバーによって行うには、先端部の移動量から各アクチュエータの操作量を判断しなければならないので、かなりの熟練を要する。さらに、先端部に装備されている作業機を地面の凹凸に応じて、鉛直方向にも動かさなければならないため、ナックルブームの操作には、高度な操作技術が求められることになる。また、作業を行う林地が傾斜面であることから、先端部を地面に押し付け過ぎた場合には、先端部からの反作用力によって車体が不安定になって滑落、転倒などの危険があり、操作ミスは許されない作業でもある。

これらのことから、下刈作業をナックルブームに装備した作業機によって行うには、急傾斜地でも車両による作業を安定して行えるようにすると同時に、ナックルブームによる作業の操作性を改善し、高度な技量を必要とすることなく作業が行えるようにしなければならない。具体的には、先端部は常に地面に接地した状態を保ちながら、オペレータの意図する方向に先端部を自在に移動させるような操作装置および制御装置の開発が必要になる。

この条件を満たすには、ブーム先端部の位置制御を行い、その先端部の移動方向をオペレータが指示するためのユーザーインターフェースの開発、さらに入力された情報に基づいて先端部の移動を行う制御装置が必要になる。また、その際に先端部の鉛直方向における地面への押し付け荷重を一定に保つ機能を付加することによって、先端部が常に地面に接地した状態を保ちながら作業機を移動させることが可能となる。また、作業を行う場所が傾斜地であることから、ナックルブームを備える車両は傾斜地に対応した構造であることが望まれる。

C. 既往の研究史

ロボットマニピュレータに関しては、Richard¹¹⁾が運動学および動力学に関して解析をおこない、Chae¹²⁾らがダイレクトドライブ駆動のモータを用いた制御に関する研究を行っている。また、本研究で対象としているような、シリアルリンク構造のマニピュレータに限らず、Stewart-Platformに代表されるようなパラレルリンク構造を有するマニピュレータに関する

研究も多数行われている¹³⁾⁻¹⁵⁾。また、ロボット工学分野では、瓶の栓を抜いたり、黒板を消したりなど、軌跡および荷重の制御が必要となるマニピュレータに関する研究も多数行われている¹⁶⁾⁻¹⁹⁾。館²⁰⁾らは荷重センサを用いない方法で、マニピュレータのインピーダンス制御を行う方法について、Pierre²¹⁾らは、二つのマニピュレータによる協調作業における荷重制御の必要性について報告を行っている。

しかし、これらの研究成果のほとんどは、サーボモータあるいはトルクモータなどの電気エネルギーによるアクチュエータを用いた小型のロボットマニピュレータに関するものであり、本研究で対象としているような油圧駆動の大型マニピュレータに関する研究はあまり多くない。一般に、サーボモータによるマニピュレータ制御では、モータのトルク制御によって制御が実現されているのに対し、油圧を動力源とするマニピュレータでは、アクチュエータの位置制御によって実現しなければならないため、ロボットマニピュレータと同じ制御則を用いて制御することは困難である²²⁾⁻²⁴⁾。

横田ら²⁵⁾²⁶⁾は建設機械である油圧ショベルのナックルブームを用いた軌跡制御に関する研究を行い、外乱オブザーバを用いて制御を行うことにより、目標軌跡に対して±1 cmの精度で制御可能であったと報告している。また、Uchinoら²⁷⁾は、油圧ショベルを用いた杭打ち作業を目的として、ナックルブーム先端部の鉛直下方向への移動時の軌跡制御に関する研究を行い、先端部移動距離約8 mに対して、精度±50 mm以内で軌跡制御可能な制御システムを確立している。

建設機械以外の油圧マニピュレータの研究として、農業用の用途があり²⁸⁾⁻³¹⁾、並河ら³²⁾⁻³⁴⁾が農業用油圧マニピュレータを試作し、その試作機を用いた軌跡制御に関する研究を行い、3次元空間内における目標軌跡への追従性能について考察を行っている。その結果、移動距離500 mmの目標軌跡に対して、先端部の目標軌跡からの最大誤差は30 mm程度、移動終了時の位置誤差は7 mm程度であったと報告している。

これらの研究では、あらかじめ入力された移

動軌跡に対して、その軌跡への追従性能について検討を行っているが、マニピュレータ先端部に発生する荷重は考慮されていない。油圧マニピュレータのような大型機械では、油圧によって発生できる大きな力を利用した地面の掘削、重量物の移動など重作業が目的とされており、マニピュレータに発生する荷重の制御に関する研究はほとんど行われていない。

D. 本研究の目的と範囲

下刈作業の機械化を図るために、車両に搭載されたナックルブーム先端部に作業機を装備し、植栽木間の雑草木を刈り払いながら、傾斜面の移動を行う車両を開発することを最終目的として、作業に必要となるナックルブームの制御システムを開発した。下刈作業時には、ナックルブーム先端部の移動軌跡を制御するだけでなく、先端部の作業機を地面の凹凸に応じて移動させなければならないことから、本システムでは、作業機に作用する鉛直荷重の制御も実現した。また、ナックルブーム先端部をオペレータが意図する方向に自在に操作できなければならないことから、ユーザーインターフェースであるナックルブームの操作装置の開発もあわせて行った。

この制御システムを開発する上で、特に林業機械の制御システムとして実機に組み込んで使用できることを重視し、制御に用いるセンサは、建設機械あるいは林業機械などの市販機に用いられているセンサ³⁵⁾のみによって構成することを前提としている。具体的には、荷重をロードセルなどの荷重センサによって計測する方法ではなく、ナックルブームの各関節を駆動している油圧シリンダに取り付けられた圧力計および位置センサから演算し、その値をフィードバックして制御を行っている。これは、現在稼動している市販機に使用されていないようなセンサを使用した制御システムを開発しても、コストなどの面を考慮すると、林業機械としては事実上普及困難であると考えたからである。また、林業作業は主に傾斜地で行われており、ナックルブームのようなマニピュレータによって作業を行うには、車両は傾斜地での移動が必要となる³⁶⁾。特に下刈作業では前述のように、車両は

傾斜面を等高線方向に移動しなければならないことから、車両の移動方法を含めた作業方法についても検討を加えた。

このため、制御可能なナックルブームを利用して、傾斜面における車両の安定を図りながら、下刈作業もあわせて行える作業方法を考案した。この作業の模式図を図1.5に示す。図に示すように、ナックルブームを斜面谷側に伸ばし、車両走行列の谷側の植栽列間を刈り払いながら、等高線方向に移動する方法である。このとき、ナックルブーム先端部が浮いている状態では、車両の安定平面内における重心の着力点が斜面谷側に近くなり危険である。しかし、ナックルブームの接地荷重を適切な値に保つことが可能となれば、重心の着力点を斜面山側に移動させることが可能となり、安定走行が可能になると考えられる。

この作業では、植栽木の列間のみを刈り払う筋刈しかできないことになるが、車両を停止させた状態でナックルブームを操作することにより、植栽木間の作業を行うことも可能である。また、車両では筋刈のみを行い³⁷⁾、植栽木の周りには人手によって作業を行っても、刈払機の使用時間が2時間に規制されていることを考慮すると、作業員が交代して下刈作業を行えるメリットもある。

これらのことから、下刈作業を目的としたナックルブームの制御システムの開発を行い、制御機能を有するナックルブームを用いた作業

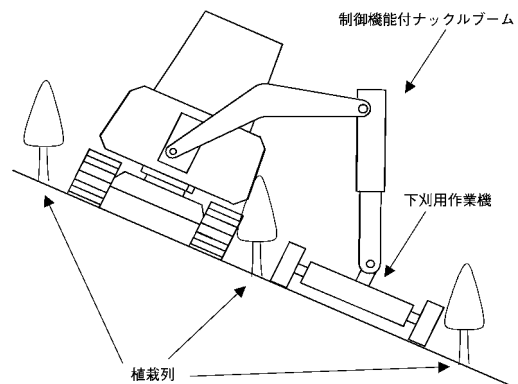


図1.5 制御機能付ナックルブームを用いた下刈作業

機の移動実験および車両の走行実験を行った。

まず、ナックルブームのような多関節型マニピュレータを用いて、先端部に装備されている作業機を植栽列に沿って移動させなければならないことから、先端部の位置制御を行い、作業機の移動方向および速度をオペレータが指示することによって、作業を行えるような軌跡制御装置および操作装置の開発を行った。

さらに、視野を妨げる障害物が多数存在する造林地では、オペレータが先端部の位置を適切に指示することは困難である。このため、地面の凹凸に追従しながら作業機を移動させるには、作業機は常に接地した状態を保ちながら、水平方向の移動はオペレータからの指示により行う方法が、現実的な操作方法である。この操作を行うためには、ナックルブーム先端部における荷重を制御する機能を軌跡制御装置に追加しなければならない、荷重制御装置の開発も併せて行った。

最後に、軌跡および荷重の制御可能なナックルブームを用いることによって作業機の移動実験を行い、その有効性について検討を行うとともに、傾斜面における車両の移動時に先端部を常に接地させながら走行することによって、車体の安定性および走破性の向上を図るなど、林業機械特有の問題である傾斜地への車両の適応範囲の拡大に向けたナックルブームの応用方法について検討を行った。

II. ナックルブームの軌跡制御

A. はじめに

苗木の植栽列は、斜面等高線方向に伸びており、その間をナックルブーム先端部に装備した作業機によって下刈作業を行うには、先端部を苗列と平行に動かさなければならない。この操作を従来の操作方法のように、各アクチュエータの動作指示ではなく、簡易な方法によって行えるようにするには、先端部の移動方向と速度を指示することのみによって、操作可能となるように操作装置を改良する必要がある。これを実現するには、ナックルブーム先端部の移動軌跡を制御するとともに、その移動軌跡を入力する装置を開発しなければならない^{38)~44)}。

一般の産業用ロボットの軌跡制御では、あらかじめマニピュレータの先端部の移動すべき軌跡が入力されており、外乱が生じた場合でも、その軌跡の移動を正確に繰り返している。しかし、本研究で対象としている下刈作業は、地形の凹凸、植栽木の苗列の方向など、作業条件が一定ではないことから、先端部の移動軌跡をあらかじめ入力しておくことは困難である。また、車両が林内を移動してから作業を行う前に、画像センサ、距離センサなどによって植栽木を検出し、その結果から移動軌跡を作成することなど、開発しなければならない課題が多数残されている⁴⁵⁾。このため、オペレータが作業環境を判断し、ナックルブーム先端部に装備されている作業機の移動軌跡を入力する必要性が生じるが、オペレータが移動軌跡の座標値を直接入力することは、ナックルブームの座標系における植栽木の位置を検出しなければならない、不可能である。これらのことから、ナックルブームを簡易に操作するには、オペレータは移動軌跡を入力するのではなく、ナックルブーム先端部の移動方向および速度を指示することで、作業機の移動操作を行えるように制御を行う必要がある。

本章では、オペレータが意図する方向にナックルブーム先端部を自在に動かすことが可能となるように、先端部の位置制御を行い、オペレータによって入力される先端部の目標移動方向および速度に追従するように位置制御を行うことで、先端部の軌跡制御を行った。開発する軌跡制御装置は、目標方向および速度を入力するユーザーインターフェース、およびその目標値にナックルブーム先端部を追従させる制御装置から構成される。ナックルブームの操作を指示するユーザーインターフェースとしては、制御機器に多用されているジョイスティックを用いることにより、感覚的に操作可能な装置とした。

B. 実験機の構成

a. ナックルブーム

ナックルブームの軌跡制御実験用として、市販の油圧ショベルのナックルブームを使用した実験機の試作を行った。用いたナックルブームは新キャタピラー三菱社製のMM15Tミニ油

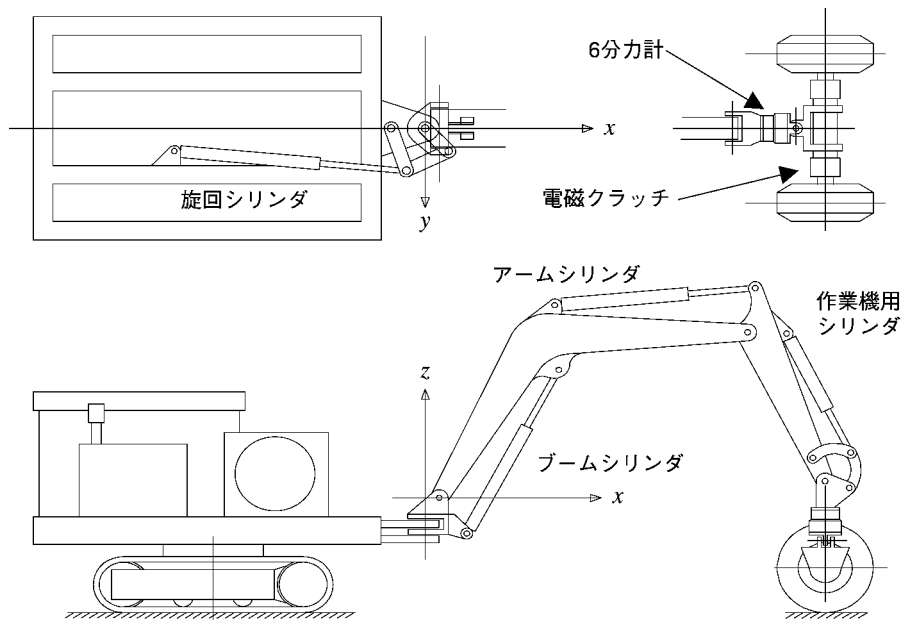


図 2.1 実験機の概観図およびナックルブーム各部の名称

圧シヨベルである。試作機の概観図および軌跡制御実験に用いる座標系を図 2.1 に、写真を図 2.2 に、主要諸元を表 2.1 に示す。また、ナックルブーム各部の名称を図 2.1 に示す。

油圧シヨベルではナックルブームはタブレット上に装備されており、ナックルブーム単体は旋回機能を持たずに、タブレットが旋回することによって、ナックルブームの旋回が行われている。しかし、特に小型の市販機では、街中での使用あるいは側溝掘作業として、タブレットに対してナックルブーム自体が旋回する機能を有するタイプがある。本実験機はこの旋回機能を有する市販機のナックルブームを利用して

いるが、市販機の旋回範囲はおよそ 135 度程度である。ナックルブームによって下刈作業を行うには、旋回機能は 360 度全旋回する方が望ましい。しかし、実験機の試作時における制限から、全旋回機能を導入することは困難であった。このため、実験機では市販機のナックルブームを四節リンク機構によって油圧シリンダで駆動することにより、180 度旋回可能な構造とした。ナックルブームの各関節部を駆動している油圧シリンダの諸元を表 2.2 に示す。

下刈作業を行うには、ナックルブーム先端部のエンドエフェクタであるバケットを取り外し、フレールモアあるいはロータリカッタな



図 2.2 実験機概観写真

表 2.1 試作実験機の諸元

車体全長	1,965	mm
車体全幅	1,250	mm
車体全高	1,185	mm
重量	1,650	kg
タンブラー中心距離	900	mm
クローラ中心距離	1,000	mm
シュー巾	180	mm
エンジン型式	いすゞ	4JB1
排気量	2,771	cc
定格出力	28.7 kW/	1,800 rpm
最大トルク	215 Nm/	2,000 rpm

表 2.2 油圧シリンダの諸元

	旋回	ブーム	アーム	作業機
メーカー名	不二越	新キャタピラ三菱	新キャタピラ三菱	新キャタピラ三菱
シリンダ径(mm)	60.0	60.0	60.0	55.0
ロッド径(mm)	35.5	30.0	35.0	30.0
ストローク(mm)	420	430	400	310
最小長さ(mm)	895	690	675	530
最高使用圧力(MPa)	20.6	17.8	17.8	17.8

どの作業機を装備しなければならない。しかし、実験機ではナックルブームの制御機能について検討すること、車両に搭載するタイプの下刈り作業機については、参考文献など⁴⁶⁾⁴⁷⁾で既に検討されていることなどから、作業機を模した構造を有するエンドエフェクタを装備した。図 2.1 に示す実験機のエンドエフェクタは、フレールモアを模した構造としており、エンドエフェクタの両端に車輪を装備することで、地面上を転がりながら移動可能となるように設計した。この車輪には駆動力は伝達されていないが、電磁クラッチによって車輪のフリーとロックが選択できる構造となっている。この電磁クラッチは第 IV 章で使用する。また、図 2.3 に示すように、ロータリカッタを模したエンドエフェクタも用意した。このエンドエフェクタでは、地面上を滑りながら移動させることを目的としており、接地部は半径 300 mm の球状に加工した。

ナックルブームの作業範囲は、旋回、ブームおよびアームの 3 つのシリンダによって駆動さ

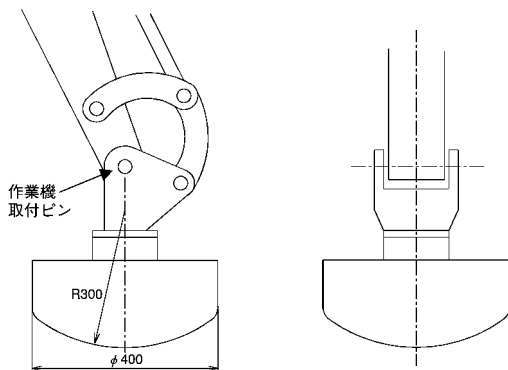


図 2.3 実験機のエンドエフェクタ
(ロータリカッタタイプ)

れている関節の可動範囲によって、限定されることになる。油圧シリンダのストロークから決まるナックルブームの可動範囲を図 2.4 に示す。この図に示される範囲が、ナックルブーム先端部の作業機取り付けピンの可動範囲であり、この範囲内で軌跡制御実験を行った。

先端部のエンドエフェクタは、四節リンク機構を介して作業機用シリンダに接続されており、ナックルブームの垂直平面内ではエンドエフェクタの角度を任意に設定可能である。この作業機用シリンダは、軌跡制御時のナックルブーム稼動範囲には影響を与えないが、第 IV で行う車両の走行実験時に使用することから、エンドエフェクタを角度制御する必要があり、この機能を軌跡制御に含めて実験を行った。本章で行う軌跡制御実験時には、このエンドエフェクタを常に xy 平面に対して垂直となるように、制御目標値を設定した。また、フレールモアを模したエンドエフェクタには、この作業機用シリンダと直行する軸に受動関節を装備し

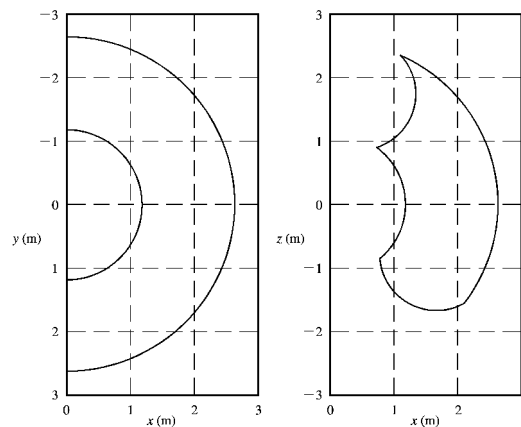


図 2.4 ナックルブームの可動範囲

た。これは、左右の車輪の接地高さが違って、車輪が地面の凹凸に応じて、受動的に追従できる機能を加える必要があるからである。

b. 油圧回路

ナックルブームの各油圧シリンダはコンピュータによって制御可能とする必要があることから、すべて電磁弁に接続されている。ナックルブーム先端部の軌跡制御を行うには、シリンダ同士の協調制御が必要不可欠であり、すべての油圧シリンダが同時に操作されている状態でも、各シリンダの動作は互いに干渉が起きにくい構成に設計する必要がある。本実験機ではすべての電磁弁にサーボ弁を用いた。実験機の油圧回路図を図2.5に示すとともに、使用しているサーボ弁の諸元を表2.3に示す。

本機で使用しているサーボ弁は、従来型のノズルフラップ型サーボ弁と比較して、作動油中の異物に対する耐性が強い。そのため、作動油の管理が行いやすく、屋外で使用される林業機械に適している。また、スプールを比例ソレノイドでダイレクトに駆動しており、リーク量が小さいこと、専用ドライバとの組み合わせによる使用が可能であることなどが特徴である。しかし、入力電圧に対する出力流量の分解能、ヒステリ

表2.3 サーボ弁の諸元

メーカー名	ダイキン工業㈱
型式	KSPS-G02-21-10
定格流量	20 l/min ($\Delta P=7.1$ MPa)
最高使用圧力	34.3 MPa
油温	-5~70°C
ヒステリシス	0.5%以下
分解能	0.5%以下
スレショルド	1%以下
圧力ゲイン	2%以下

シス、直線性などは従来型に比べると劣る弁であるが、バルブ単体の価格はほぼ半分程度である。

サーボ弁の代わりに比例弁を用いて回路を構成することも可能であるが、比例弁を用いて油圧回路を構成する場合、負荷変動に対応する必要があることから、圧力補償弁と組み合わせて使用する方法が一般的である。さらに、負の負荷でシリンダを動作させなければならない場合には、メータイン制御方式であるため、カウンタバランス弁を組み入れなければならない⁴⁸⁾。電磁弁単体の価格では比例弁はサーボ弁に比べ安価ではある。しかし、油圧回路に組み込む制御弁は増えることから、本機のように駆動する

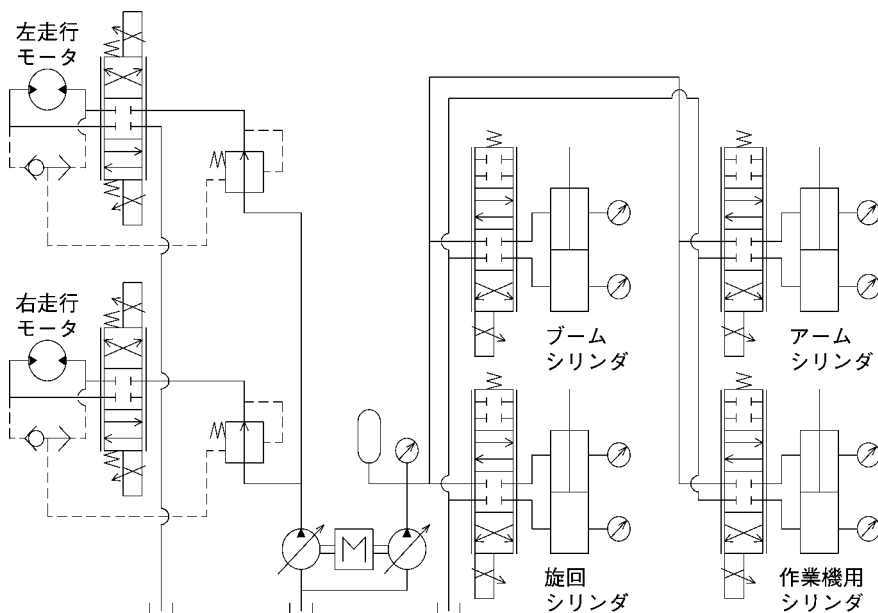


図2.5 実験機の油圧回路図

表 2.4 油圧ポンプの諸元

	ブーム用	走行用
理論吐出量(cc/rev)	37.7	14.8
メーカー名	ダイキン工業(株)	
型式	V38A2-15A2-T80	
最高使用圧力(MPa)	20.6	
最大流量(ℓ /min)	67.8	26.6
最高入力回転数(rpm)	1,800	
制御方式	プレッシャコンベンセータ制御	

アクチュエータ数が多く、負荷の変動が大きい場合には、比例弁を用いても安価な構成で油圧回路を構成することは困難である。また、本機に使用しているサーボ弁は前述のように、比例弁と比較しても、価格差はあまりないことから、サーボ弁を用いた回路構成とした。

油圧ポンプは実験機の走行用とナックルブームの駆動用として、二つの可変容量型ピストンポンプが装備されている。それぞれのポンプの諸元を表 2.4 に示す。このポンプは、プレッシャコンベンセータ方式による制御機能を内蔵し、常に回路内を設定圧力に保持する機能を有している。この機能により、各アクチュエータの制御弁が操作されると、回路内の圧力低下を防ぐ機能が働き、ピストンポンプ内の斜板が動作し、必要とされる流量を供給できるポンプである。本機のようにサーボ弁を用いたシステムでは、サーボ弁の効率が悪いことから、熱が発生しやすく、その熱を少しでも抑えるには有効な手法である。

c. センサ

本実験機では、ナックルブームの各関節部の角度を、油圧シリンダにリニアエンコーダを装備し、シリンダのストロークを検出することで計測している。リニアエンコーダはデジタルセ

ンサであり、ポテンショメータと違い、アナログノイズの影響を受けないことから、リンクに沿って配線をしなければならないナックルブームに装備するセンサとしては好都合である。4本のシリンダすべてに、同機種のリニアエンコーダを装備した。使用しているリニアエンコーダの諸元を表 2.5 に示す。

また、シリンダのロッド側およびピストン側の両ポートと油圧ポンプの吐出口には圧力計を装備した。この圧力計は、第三章の荷重制御を行う時にも使用しているが、本章においてもシリンダのストローク制御を行う際に、後述するソフトウェアによる圧力補償機能としても使用した。圧力計はアナログセンサであり、ノイズの影響を受けやすいことから、センサ部にアンブを内蔵しているタイプを使用した。使用している圧力計の諸元を表 2.6 に示す。

これらのセンサ以外にも、荷重制御時にものみ使用するセンサも実験機には装備されているが、それらのセンサについては第三章で説明する。位置センサおよび圧力計ともに、現在市販されている建設機械などでは、安全装置あるいは掘削深さの表示用などとして、車両に搭載されており、これらのセンサは制御システムに組

表 2.5 リニアエンコーダの諸元

メーカー名	武藤工業(株)
型式	D-1000Z
ワイヤー有効長さ	2 m
出力パルス数	5 パルス/mm
最大検出速度	100 m/min
最大加速度	13.7 m/s ²
ワイヤー張力	2.9 N
出力信号レベル	オープンコレクタ

表 2.6 圧力計の諸元

メーカー名	共和電業(株)
型式	PVL-200KD
定格負荷	19.6 MPa
非直線性	±0.3%RO
ヒステリシス	±0.3%RO
最大応答周波数	1 kHz
温度補償範囲	-10~60°C
出力の温度影響	±0.03%RO/°C
許容過負荷	150%

表 2.7 インターフェースの諸元

	A/D コンバータ	A/D コンバータ	D/A コンバータ	エンコーダ カウンタ
メーカー名	インターフェース(株)	インターフェース(株)	インターフェース(株)	インターフェース(株)
型式	AZI-3122	AZI-3199	AZI-3302	AZI-6201
チャンネル数	16 ch	8 ch	16 ch	4 ch
分解能	12 bit	12 bit	12 bit	24 bit
カウンタ				
センサ他	圧力計 9 ch 傾斜計 3 ch ジョイスティック 4 ch	6 分力計 6 ch	サーボ弁 専用ドライバ 4 ch	リニアエンコーダ 4 ch

み込むセンサとして、使用実績が豊富であり、価格的にも機能的にも特殊なセンサではない。

d. 制御装置

制御装置は、パーソナルコンピュータおよび表 2.7 に示すインターフェースボードによって構成されている。使用している計算機は、EPSON 社製の PC-486 NOTE であり、CPU は AMD 社の Am5x86-P75/133 MHz である。OS には MS-DOS Ver 6.0 を使用し、制御ソフトウェアは Microsoft 社の MS-C Ver 5.1 にて、コンパイルした。使用したインターフェースは、圧力計などのアナログセンサ入力用として A/D コンバータ、サーボ弁の専用ドライバへの出力用として D/A コンバータ、リニアエンコーダの入力用としてエンコーダ専用カウンタボードである。

C. 順運動学および逆運動学解析

ナックルブーム先端部の位置座標を各センサによって得られる関節の角度情報から求めるには、ナックルブームの運動学が必要となる。また逆に、目標とする先端部の座標位置から各関節部の角度を求めるには逆運動学が必要であり、これらの運動学を用いることによって演算可能である。

実験機のナックルブームを用いて、運動学の展開を行うためのモデル図を図 2.6 に示す。ま

た、関節の可動範囲はシリンダのストローク量および関節部の構造から決まることになり、その値と図に示すリンク長さを表 2.8 に示す。

ここで、図に示すように l はリンク長さ、 θ は関節角度、添え字は旋回部を 1、ブームを 2、アームを 3、エンドエフェクタを 4 として示す。 θ は図に示す半時計回りを正とした。位置センサから各関節角度情報が得られれば、アーム先端部の作業機取り付けピンの座標 O_3 は式 (2.1)~(2.3) にて示される⁴⁹⁾。

$$x = \sin \theta_1 [l_1 + l_2 \cos \theta_2 + l_3 \cos(\theta_2 + \theta_3)] \quad (2.1)$$

$$y = \cos \theta_1 [l_1 + l_2 \cos \theta_2 + l_3 \cos(\theta_2 + \theta_3)] \quad (2.2)$$

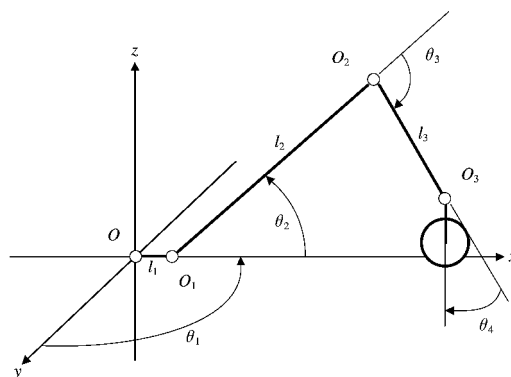


図 2.6 ナックルブームのモデル図

表 2.8 各関節部の可動範囲およびリンク長さ

	θ_1	θ_2	θ_3	θ_4
可動範囲(deg)	0.0~180.0	-53.3~77.6	-149.2~-34.7	-129.1~60.3
リンク長さ(mm)	l_1 70	l_2 1,780	l_3 890	

$$z = l_2 \sin \theta_2 + l_3 \sin(\theta_2 + \theta_3) \quad (2.3)$$

また逆に、先端部座標から各関節角度を求めるには、逆運動学を用いて式 (2.4) ~ (2.8) にて示される。このとき、アームは表 2.8 に示すように、下方向にしか曲がらないため、 $\sin \theta_3$ は負の値となる。また、エンドエフェクタである作業機を常に垂直に保つには、 θ_4 は式 (2.9) にて示される角度を目標値とすることになる。

$$\tan \theta_1 = \frac{x}{y} \quad (2.4)$$

$$\cos \theta_3 = \frac{z^2 + \left(\frac{y}{\cos \theta_1} - l_1\right)^2 - l_2^2 - l_3^2}{2l_2l_3} \quad (2.5)$$

$$\sin \theta_3 = -\sqrt{1 - \cos^2 \theta_3} \quad (2.6)$$

$$\cos \theta_2 = \frac{zl_3 \sin \theta_3 + (l_2 + l_3 \cos \theta_3) \left(\frac{y}{\cos \theta_1} - l_1\right)}{l_2^2 + l_3^2 + 2l_2l_3 \cos \theta_3} \quad (2.7)$$

$$\sin \theta_2 = \frac{z(l_2 + l_3 \cos \theta_3) - l_3 \sin \theta_3 \left(\frac{y}{\cos \theta_1} - l_1\right)}{l_2^2 + l_3^2 + 2l_2l_3 \cos \theta_3} \quad (2.8)$$

$$\theta_4 = -\frac{\pi}{2} - \theta_2 - \theta_3 \quad (2.9)$$

D. ナックルブーム先端部の位置制御

a. 油圧シリンダのストローク制御

ナックルブームのアクチュエータである油圧シリンダはサーボ弁によって制御されており、負荷の状況、サーボ弁からのリークなどの原因により、専用ドライバへの出力を 0 としても油圧シリンダは静止しない。また、ナックルブーム先端部の位置制御は、逆運動学によって、各関節の角度を制御することによって実現でき、

これはリンク補正を行うことによって、油圧シリンダのストローク制御を行うことと同義である。このため、ナックルブーム先端部を目標座標値で静止させ位置制御を行うには、位置センサによって検出された信号を用いてフィードバックを行い、油圧シリンダのストローク制御を行わなければならない。

油圧シリンダのストローク制御ブロック線図を図 2.7 に示す。ここで関節の角度を θ 、シリンダのストローク長さは u 、偏差を e 、操作量である流量は Q 、添え字の ref は目標値を示すものとする。先端部座標から逆運動学によって求められた各関節角度の目標値はリンク補正によって、ストローク長さで示される目標値に変換される。油圧シリンダは片ロッドタイプであり、伸びるときと縮むときでは、同じ長さを動くのに要する油量が異なることから、目標値と計測値の差にシリンダの受圧面積を乗じることによって、偏差を油量に変換してから調節器に入力している。調節器によって演算される操作量は、サーボ弁からシリンダへ流れる油の流量としている。その後、出力補正を行うことによって、操作量はサーボ弁への出力電圧 V に変換され、D/A コンバータによって専用ドライバへ出力されて、油圧シリンダを動かしている。

b. リンク補正

ナックルブームの各関節は油圧シリンダによって駆動されており、直線運動が回転運動に変換されているため、シリンダのストローク長さと関節角度は比例関係にはならない。特に、シリンダの両ストロークエンド付近では、この傾向が顕著であり、目標角度を直接、位置制御の目標値に設定することは困難である。さらに、ナックルブームの旋回部と作業機用シリンダ

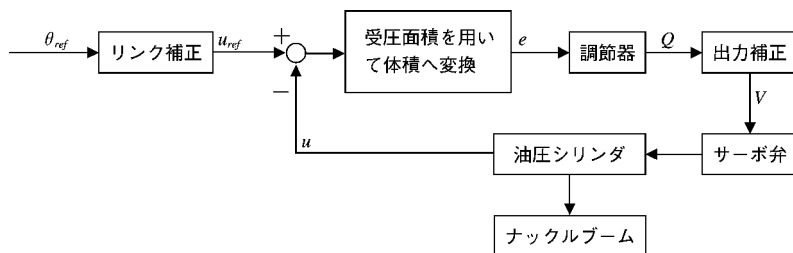


図 2.7 ストローク制御ブロック線図

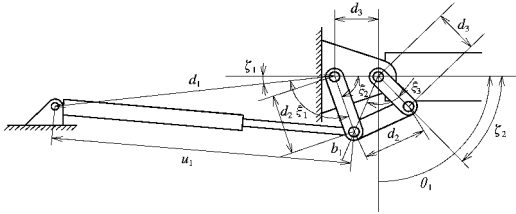


図 2.8 旋回部の構造

は、四節リンク機構で駆動されており、この傾向が大きいため、すべてのシリンダに対して、ストローク長さと関節の角度の関係を示すリンク補正を行っている。

旋回部の構造を図 2.8 に示す。図に示された記号を用いると、リンク補正を行う計算式は式 (2.10) ~ (2.14) にて表される。

$$\cos \xi_1 = \frac{d_1^2 + d_2^2 - u_1^2}{2d_1d_2} \quad (2.10)$$

$$\xi_2 = \pi - \zeta_1 - \xi_1 \quad (2.11)$$

$$b_1^2 = d_2^2 + d_3^2 - 2d_2d_3 \cos \xi_2 \quad (2.12)$$

$$\cos \xi_3 = \frac{d_3^2 + b_1^2 - d_2^2}{2d_3b_1} \quad (2.13)$$

$$\theta_1 = 2\xi_3 + \zeta_2 - \frac{\pi}{2} \quad (2.14)$$

同様に、ブームの構造を図 2.9 および式 (2.15) に、アームを図 2.10 と式 (2.16), エンドエフェクタ部を図 2.11 と式 (2.17) ~ (2.22) に示す。

$$u_2^2 = d_4^2 + d_5^2 - 2d_4d_5 \cos(\zeta_3 + \zeta_4 + \theta_2) \quad (2.15)$$

$$u_3^2 = d_6^2 + d_7^2 - 2d_6d_7 \cos(\pi - \theta_3 - \zeta_5 - \zeta_6) \quad (2.16)$$

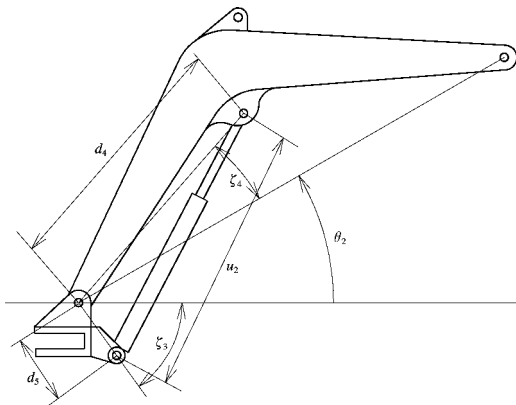


図 2.9 ブーム関節の構造

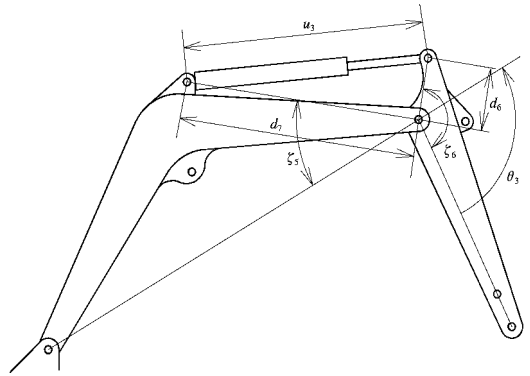


図 2.10 アーム関節の構造

$$\cos \xi_4 = \frac{d_8^2 + d_9^2 - u_4^2}{2d_8d_9} \quad (2.17)$$

$$\xi_5 = \pi - \zeta_7 - \xi_4 \quad (2.18)$$

$$b_2^2 = d_9^2 + d_{10}^2 - 2d_9d_{10} \cos \xi_5 \quad (2.19)$$

$$\cos \xi_6 = \frac{b_2^2 + d_{11}^2 - d_9^2}{2b_2d_{11}} \quad (2.20)$$

$$\cos \xi_7 = \frac{b_2^2 + d_{10}^2 - d_9^2}{2b_2d_{10}} \quad (2.21)$$

$$\theta_4 = \pi - \xi_6 - \xi_7 - \zeta_8 \quad (2.22)$$

ただし、 $d_1=1,092$ mm, $d_2=240$ mm, $d_3=170$ mm, $d_4=908$ mm, $d_5=236$ mm, $d_6=240$ mm, $d_7=867$ mm, $d_8=689$ mm, $d_9=190$ mm, $d_{10}=140$ mm, $d_{11}=125$ mm であり、 $\zeta_1=6.4$ deg, $\zeta_2=46.0$ deg, $\zeta_3=54.3$ deg, $\zeta_4=18.7$ deg, $\zeta_5=35.4$ deg, $\zeta_6=147.5$ deg, $\zeta_7=14.8$ deg, $\zeta_8=78.8$ deg である。

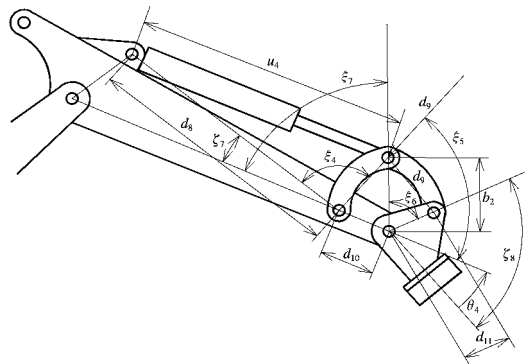


図 2.11 作業機関節の構造

c. 出力補正

油圧シリンダのストローク制御では、位置センサからのフィードバック信号と制御目標値から決まる偏差に対して、サーボ弁への出力を調節器で演算している。しかし、制御偏差から直接サーボ弁への出力値を演算せずに、油圧シリンダへの流量を操作量として、調節器によって演算した後、その流量に対応した出力電圧を計算し、D/A コンバータからサーボ弁の専用ドライバに出力している。これは、サーボ弁の専用ドライバへの入力値が一定でも、負荷の変化によって影響を受け、シリンダへ流れる油量が変化してしまうからである。このため、式(2.23)にて示される流量の関係式を用いて、流量から専用ドライバへの電圧値を演算している。

$$Q = CA\sqrt{\Delta P} \quad (2.23)$$

ここで、 Q は流量を、 A は圧油の流れる断面積を、 ΔP はその流れの圧力差を示し、 C は流量係数である。サーボ弁は専用ドライバへの入力電圧に対して、サーボ弁内のスプールの移動量を比例させている。スプールが移動することによって、作動油の流れる断面積が変化し、流量を制御しているのだから、制御装置から専用ドライバへの出力電圧は、断面積に比例すると仮定できる。また、サーボ弁内における圧力降下は、油圧シリンダの各ポートと油圧ポンプの吐出口に圧力計を装備することによって計測できる。この方法では、サーボ弁から油圧シリンダまでの配管による圧力損失を含むことになるが、サーボ弁内における圧力降下に比べ、十分に小さく無視できる。流量は、表 2.2 に示す各シリンダのシリンダおよびロッド径と位置センサによって計測しているシリンダの移動速度から求めることが可能である。

流量係数は、サーボ弁のカタログ値からおよその値を求めることは可能であるが、この流量係数は作動油の温度、あるいは粘度の影響によって変化するため、制御装置内では流量係数を実時間で演算する機能を組み込むことにした。制御装置内では、流量係数の演算に必要な流量、出力電圧および圧力降下量の各データを制御実行中に蓄積し、油圧シリンダのスト

ローク制御を行いながら、各データを随時更新している。それらのデータを用いて単回帰分析を行うことで、流量係数を実時間で求めている。

d. 油圧シリンダのストローク制御実験

図 2.12 に示すように、作業機用シリンダのリンク部を外して、シリンダを鉛直方向に下げた状態に保ち、ステップ応答によるストローク制御実験を、サンプリング周期を変更しながら行った実験結果を図 2.13 に示す。このとき、図 2.7 に示すブロック線図の調節器は式 (2.24) に示す比例制御のみによる動作で行い、シリンダへの負荷はピストン自重のみとした。

$$Q_i(t) = K_{P_i} e_i(t) \quad (2.24)$$

ここで、 Q は操作量である流量を示し、 e は偏差を示している。この偏差は図 2.7 のブロック線図にも示すように、シリンダを伸ばす場合には正の値となり、ピストン断面積を乗じることによって、体積で表している。逆に縮める場合には、ピストン断面積からロッド断面積を引いた値を乗じて、負の値となる。添え字 i は、作業機用シリンダのため、このときは 4 になる。 K_P は比例ゲインであり、図の実験時には $K_{P4} = 0.5$ としている。

圧力計のアンプの最大応答周波数は 1 kHz

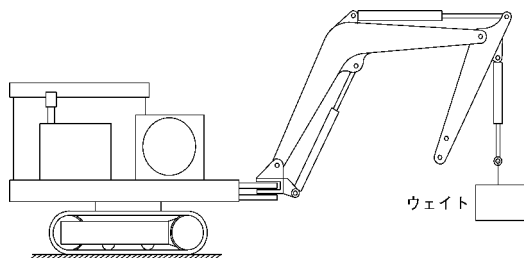


図 2.12 シリンダのストローク制御実験方法

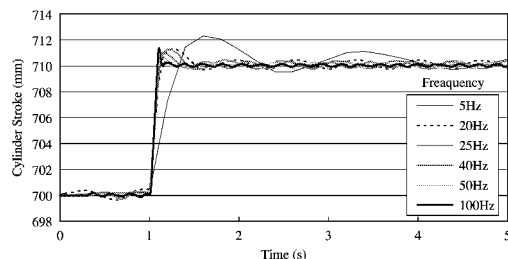


図 2.13 サンプル周期が作業機用シリンダのストローク制御に与える影響

であり、サーボ弁は 130 Hz であるが、実験機に使用しているコンピュータの演算能力では、サンプリング周期 100 Hz が限界である。図に示すように、サンプリング周期が長くなることによって、目標値へ収束するまでの時間が長くなるとともに、オーバーシュートも大きく、周期が長く振幅の大きな振動が発生して、目標値に収束できなかった。また、すべてのサンプリング周期においても、制御収束時には制御目標値を中心として、制御結果は振動しており、サンプリング周期が短いときほど、振幅が小さくなった。特に 25 Hz 以下の周期では、収束時間は長く、振幅も大きくなり、制御成績が著しく劣っていた。この結果より、この制御システムでは、サンプリング周期を 40 Hz 以上として、制御を行うほうが望ましいと判断された。

この実験ではシリンダ単体のみのストローク制御であるため、サンプリング周期を 100 Hz まであげることが可能であった。しかし、ナックルブームの位置制御を行うには、一本のシリンダのみを制御するのではなく、すべてのシリンダに対して、同時に制御を行わなければならないこと。また、位置制御に必要となる運動学および逆運動学の演算を行う時間を考慮すると、実験機のコンピュータでは 50 Hz が最大周期であった。このことから、ナックルブームの位置制御は、サンプリング周期が短いほど制御結果が良いことから、サンプリング周期を 50 Hz として実験を行うことにした。

次に、比例ゲイン K_P が制御結果に与える影響を検討するため、比例ゲインを変化させて行った実験結果を図 2.14 に示す。実験はサンプリング周期の実験時と同条件で行った。ただし、

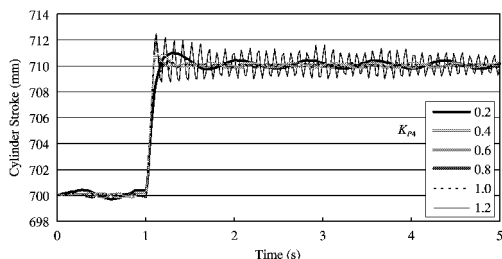


図 2.14 比例ゲイン K_P が作業機用シリンダの制御結果に与える影響

サンプリング周期は 50 Hz とした。比例ゲイン K_{Pi} を大きくしていくと、オーバーシュートが大きくなり、比例ゲイン 1.2 以上では制御目標値に収束せずに、激しくハンチングした。また、逆に比例ゲインを小さくしても、周期が遅く振幅の大きい振動がおきた。比例ゲインを小さくした場合に起きる振動に関しては、ある程度偏差が大きくならなないと、サーボ弁への出力が大きくなり、サーボ弁内におけるリーク量に勝る流量を調節器が出力できないためと考えられた。また、比例ゲインを適当に選んでも収束時には、制御目標値を中心に振動しており、定常偏差は生じていなかった。

同様に、ステップ応答によるストローク制御実験を、制御目標値を小さくすることで、シリンダを縮める動作に関しても行った。その結果を図 2.15 に示す。図 2.14 と同様に、比例ゲインの値が大きくなるとハンチングをおこし、ゲインが小さい場合も、同様な振動が発生し、制御目標値に収束しなかった。また、比例ゲインが同じ場合には、シリンダを伸ばすときと、ほぼ同じ振幅で振動した。これは、制御目標値と計測値から求められる偏差を、そのままシリンダストローク長として調節器に入力するのではなく、シリンダの受圧面積を乗じて体積として入力していることが、調節器によって演算される操作量に反映したからと考えられた。

次に、制御成績の向上を目的として、図 2.7 に示す調節器を PID 調節器で構成した。制御則は式 (2.25) で表される。

$$Q_i(t) = K_{Pi} \left[e_i(t) + \frac{1}{T_{Ii}} \int_0^t e_i(\tau) dt + T_{Di} \frac{de_i(t)}{dt} \right] \quad (2.25)$$

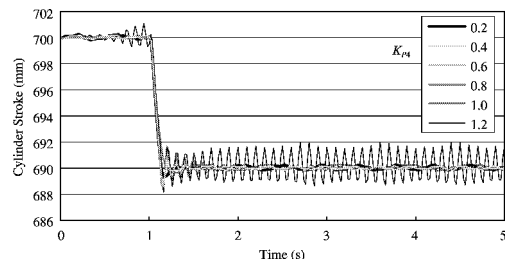


図 2.15 シリンダを縮めた場合のステップ応答制御結果

ここで、 T_I は積分時間、 T_D は微分時間である。図 2.14, 2.15 の結果から限界感度法によって⁵⁰⁾各パラメータを求めると、限界感度は 1.2、限界周期は 0.095 s となり、これより $K_{PI}=0.72$ 、 $T_{I4}=0.048$ s、 $T_{D4}=0.012$ s を得る。

ステップ応答による比例制御実験結果では、ゲインを下げて、制御収束時に定常偏差は生じず、振幅は大きくなる傾向があった。PID 調節器に組み込まれた積分機能は制御収束時における定常偏差を小さくすることに有効であるが、制御系としては振動的となり、不安定になりやすい傾向があるといわれている。このため、この制御システムでは積分機能によって、さらに振動的になる可能性があることから、積分時間を変更してステップ応答実験を行った結果を図 2.16 に示す。このとき、比例ゲインは 0.72、微分時間は 0.012 s とした。

積分時間に計算値を用いると、結果はオーバーシュートが大きくなり、比例制御のみのときよりも振幅の大きい振動がおきた。しかし、積分時間を増やして積分機能を小さくすることによって、比例制御のみの場合に比べ、収束時の振幅は小さくなっているが、制御が収束するまでに要する時間が長くなった。ステップ応答による制御実験では、制御目標値が瞬時に変化するため、積分誤差が増加し、比例制御に比べ、オーバーシュートが大きくなり、制御に収束するまでの時間を要することになる。このことから、制御結果を比例制御と比べるには、十分な時間が経過した時点で行う必要があり、積分時間を 0.5 s 以上とすることで、収束時の制御結果が良くなった。

実際の位置制御時にはステップ応答のような

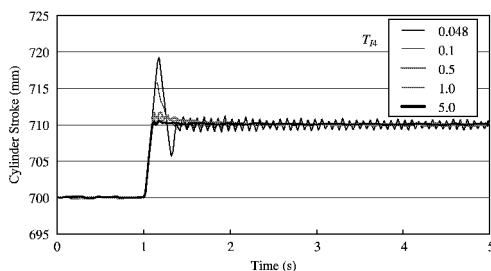


図 2.16 積分時間 T_I のステップ応答制御に与える影響

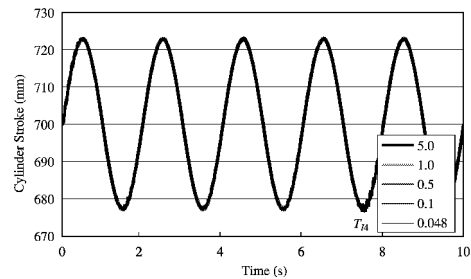


図 2.17 積分時間 T_I の追従制御結果に与える影響

極端な目標値変化はおきないことから、制御目標値を緩やかに変化させる追従制御実験も行った。目標値を周期的に変化させた追従制御の結果を図 2.17 に示すとともに、計測値から目標値を引いた制御誤差の値を図 2.18 に示す。このとき、制御目標値の周期および振幅は、制御が不安定になったときでも、サーボ弁の定格流量である 20 l/min を超えないように設定しなければならないことから、シリンダの移動速度が最大となる目標値の midpoint において、定格流量の 50% で駆動できる速度に設定した。このため、作業機用シリンダでは最大速度は 70 mm/s となり、この最大速度が目標値となるように、制御目標値の振幅および周期を定めると、周期 2 s、振幅 22.2 mm となる。

図 2.17 に示されるように、積分時間 0.1 s 以下では目標値の上点および下点付近において、制御結果は振動しており、制御が不安定になった。また、図 2.18 に示される誤差から判断すると、積分時間を小さくすることによって、目標値への制御誤差を小さくできる一方、誤差変化の振動が激しくなった。このことは、シリンダが加速、減速を細かく繰り返しながら移動して

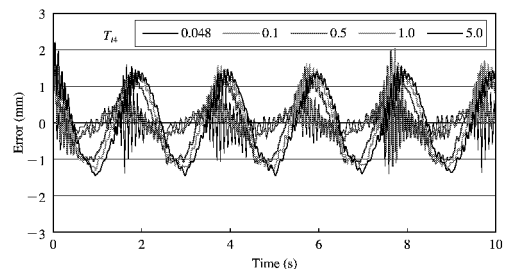


図 2.18 積分時間 T_I の追従制御時の制御誤差に与える影響

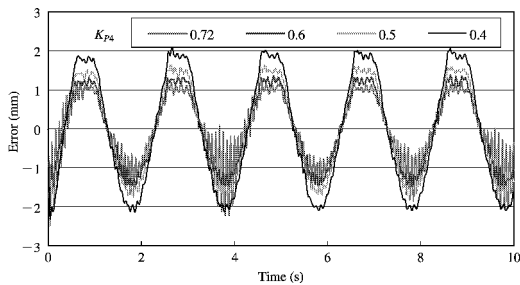


図 2.19 比例ゲイン K_P の追従制御時の制御誤差に与える影響 (ウェイト 400 kg)

いることを示し、制御がより振動的になっていることを意味している。積分時間を大きくしても、この振動を抑えることはできていないが、追従制御による実験結果からも、制御誤差の振動を抑えるには、積分時間は 0.5 s 以上として、PID 調節器に組み込む必要があると判断できた。

次に、シリンダへの負荷が制御結果に与える影響について検討を行うため、作業機用シリンダに 400 kg のウェイトをぶら下げて、追従制御実験を行った結果を図 2.19 に示す。比例ゲイン K_P を変更して行った実験結果を制御誤差で示しており、微分時間は 0.012 s、積分時間は 0.5 s とした。図 2.18 と比較すると明らかなように、負荷が加えられることによって、比例ゲイン 0.72 では誤差の振動が激しくなり、制御が不安定になった。この振動を抑えて制御を安定させるには、ゲインを下げなければならないが、ゲインを下げすぎると、制御誤差は大きくなった。このことより、シリンダのストローク制御は負荷が加えられることにより、不安定になりやすく、シリンダにかかる最大荷重においても、制御が不安定にならない程度まで、ゲインを下げなければならないことがわかった。

同様に、微分時間の変化が制御結果に与える影響について検討するため、ウェイトを用いて追従制御実験を行った結果を図 2.20 に示す。比例ゲインほど、制御結果に影響を与えていないが、微分時間を下げることによっても、制御誤差の振動を抑える効果があった。しかし、微分時間を 0.008 s 以下にしても、制御誤差にあまり影響はなかった。PID 調節器内の微分機能を

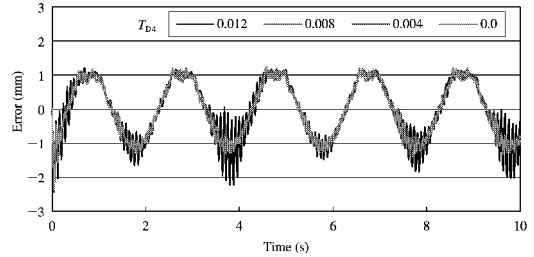


図 2.20 微分時間 T_D の追従制御時の制御誤差に与える影響 (ウェイト 400 kg)

下げすぎると、予測効果が小さくなり、制御収束時の細かな振動の振幅が大きくなる可能性があることから、微分時間は 0.008 s 以上の値で PID 調節器に組み込む必要があると判断された。

各関節を駆動する油圧シリンダすべてに対して、これらの実験を行うことで、比例ゲイン K_{Pi} 、微分時間 T_{Di} 、積分時間 T_{Ii} を調整した結果を表 2.9 に示す。また、表に示す調整されたゲインを用いた各関節のステップ応答の実験結果を図 2.21 に、追従制御実験結果を図 2.22 に示す。ただし、ステップ応答に関しては、シリンダを伸ばす場合と縮める場合を示している。

ゲイン調整の結果、負荷変化が大きいブームシリンダではゲインの値を大きく設定できない反面、負荷変化の小さい作業機用シリンダでは、ゲインの値を大きく設定することが可能であった。このため、追従制御時には、ブームシリンダの制御結果が最も悪くなった。ステップ応答による目標値への収束結果では、偏差を体積で示しているため、収束時の制御結果には各シリンダとも伸ばす場合と縮める場合とでは大きな差はないが、制御収束時の振幅に関しては、各シリンダでばらつきが生じた。旋回シリンダでは収束時の振幅が 0.1 mm 以内であるのに対し、ブームシリンダでは 0.3 mm 程度の振幅で収束した。この制御誤差が生じる原因としては、

表 2.9 調整された制御パラメータ

	旋回	ブーム	アーム	作業機
比例ゲイン K_P	0.45	0.15	0.25	0.5
微分時間 T_D	0.007	0.006	0.006	0.008
積分時間 T_I	0.5	0.5	0.5	0.5

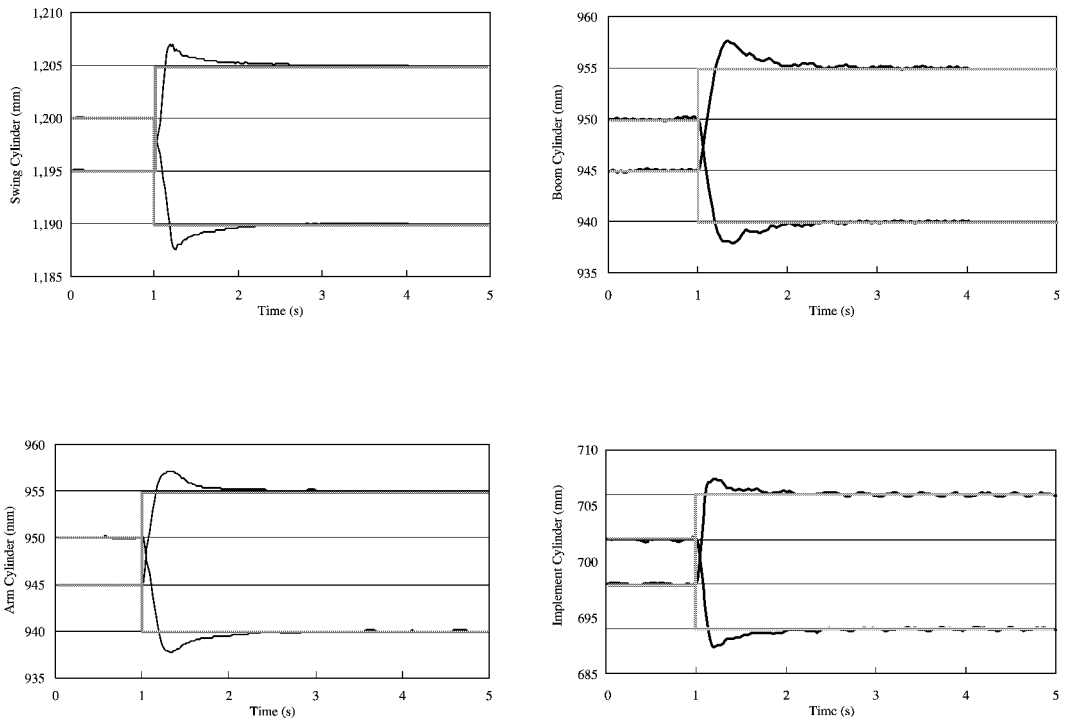


図 2.21 各シリンダのステップ応答結果

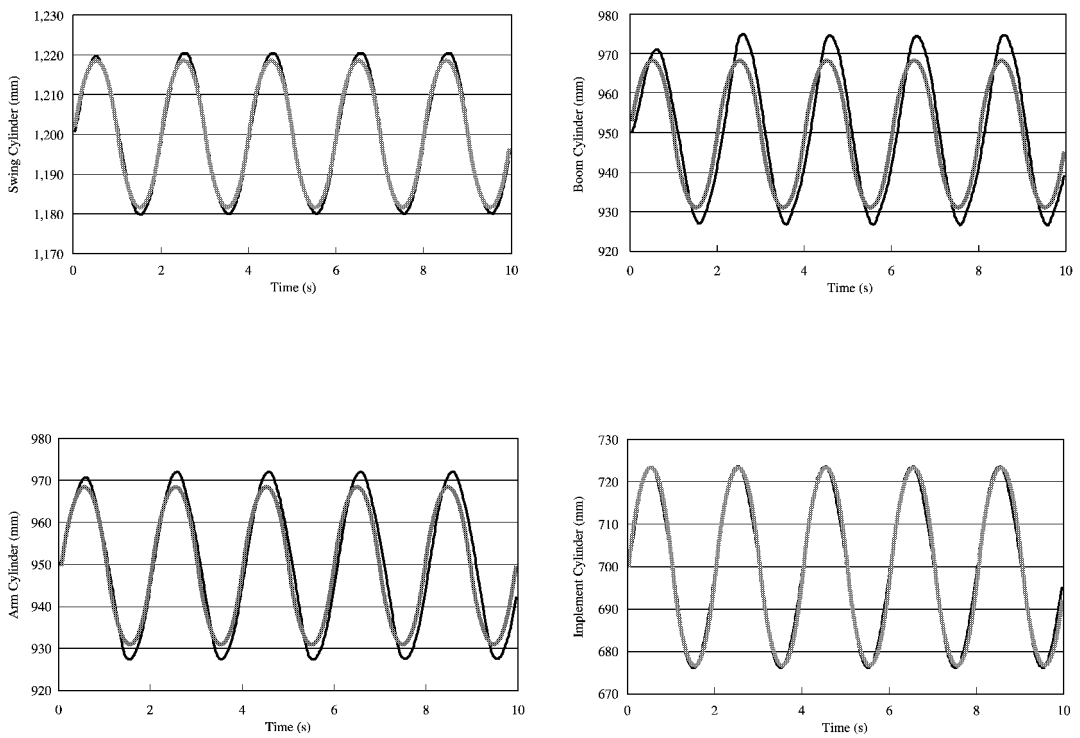


図 2.22 各シリンダの追従制御実験結果

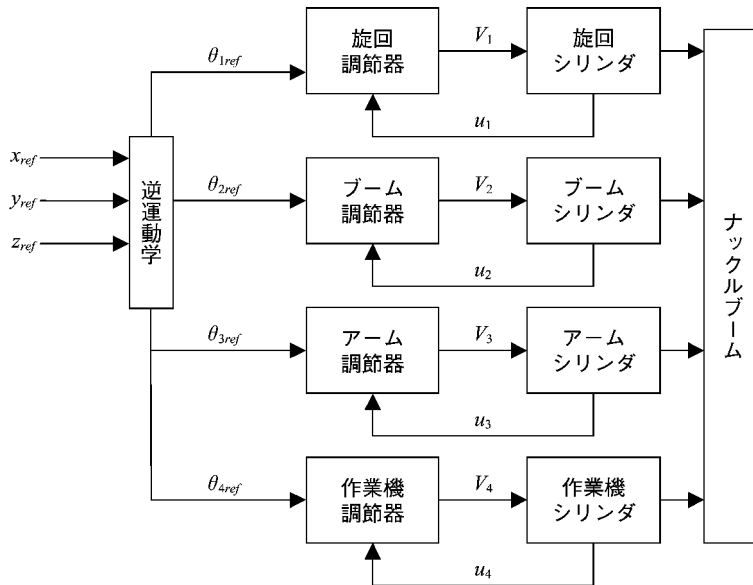


図 2.23 ナックルブーム位置制御ブロック線図

出力を 0 にしても静止しないサーボ弁を用いた油圧回路構成のため、制御システムが不安定であり、PID 調節器による調節器の構成上、振動を完全に止めることは困難であることが考えられた。また、負荷の変化などによって生じる作動油の圧縮性および油圧ホースの膨張、収縮などによる非線形性も考慮されていないことも理由として考えられた⁵¹⁾。しかし、約 400 mm 程度のストロークを有する油圧シリンダを 1 mm 以下の誤差で制御可能であれば 0.3% 以下の誤差であり、作業機の位置制御を行うには十分な精度で、シリンダのストローク制御が可能であると考えられた。

e. 先端部の位置制御

各関節を駆動する油圧シリンダのストローク制御を組み合わせることで、ナックルブーム先端部の位置制御を行うブロック線図を図 2.23 に示す。この制御装置を用いて、先端部の位置制御を行った結果を図 2.24 に示す。このとき、各ゲインは表 2.9 に示す値を使用した。目標先端部座標をそれぞれ x , y , z 座標方向にステップ状に 0.1 m 加算した実験結果を示している。図には x 方向への移動時を TestX, y 方向への移動時を TestY, z 方向への移動時を TestZ として表示し、各実験時の制御目標値および計測

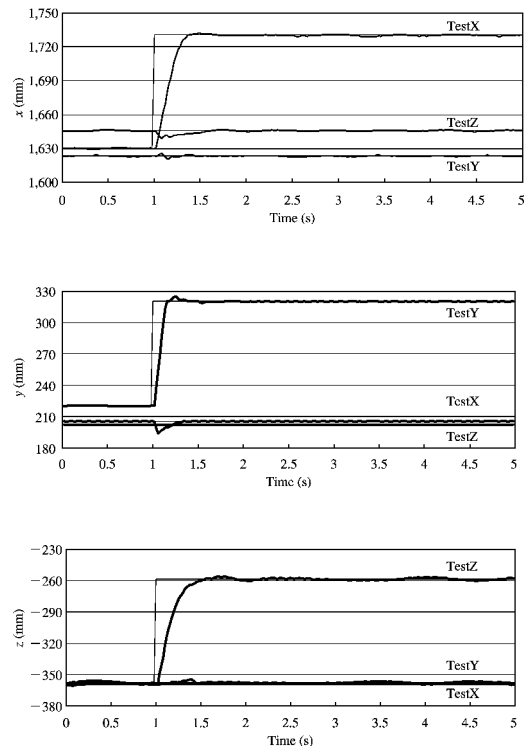


図 2.24 ナックルブーム先端部の位置制御実験結果

値を示している。

目標値の変化時には誤差が大きくなる場合が

あるが、各実験結果とも移動後の停止状態では、 x 方向で ± 1.5 mm、 y 方向で ± 1 mm、 z 方向では ± 2.5 mm の制御誤差を生じ、目標座標値が変化していない制御収束時には、ナックルブーム先端部において複雑な揺れを生じていた。この揺れが生じた原因は、シリンダのストローク制御実験の結果を考慮すると、各シリンダが制御目標位置付近において、収束時に振動しているからと考えられた。図 2.23 のブロック線図に示すように、各シリンダの調節器は互いに独立しており、目標先端部座標から逆運動学によって演算された各目標関節角度は、リンク補正によって各油圧シリンダの目標ストローク値として、調節器に入力されている。各調節器は、それぞれの目標値に追従するために必要な操作量を演算し、独立して出力していることから、各シリンダにおける制御収束時の制御誤差である振動が組み合わされて、ナックルブーム先端部では複雑な揺れを生じていると考えられた。

このことを確認するために、TestZ 時の各関節を駆動しているシリンダのストローク値の制御開始時からの差分値を図 2.25 に示す。各関節

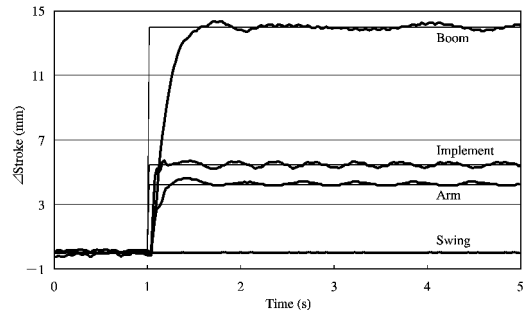


図 2.25 TestZ 時の各シリンダのストローク変化

の制御誤差は、ブームシリンダで最も大きいものの、0.3 mm 以下であり、これは前述のシリンダのステップ応答によるストローク制御実験結果とほぼ同じ値であった。また、他のすべてのシリンダでも、制御誤差はシリンダ単体を用いた実験時の結果と同様であり、複数のシリンダを同時に動作させても、結果には影響はなかった。

ここで、各シリンダのストローク値と関節角度の関係を図 2.26 に示す。図には、関節角度を示すとともに、そのストローク値における 0.1

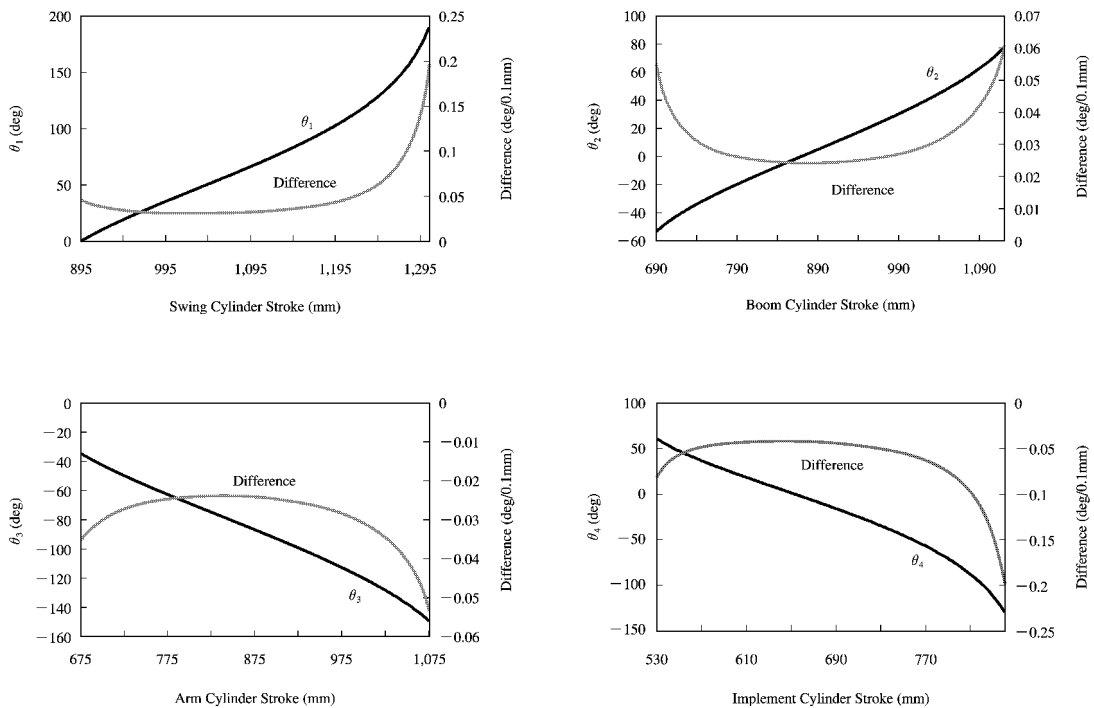


図 2.26 各シリンダストローク値と関節角度の関係

mmあたりの角度の差分値を表示している。図2.24に示すTestZ時におけるブームシリンダの制御誤差は、図2.26より約0.075 degに、アームシリンダの制御誤差は0.06 degに相当する。ナックルブームのブーム取り付けピン位置から先端部までのリーチ長は実験時約1,690 mmであり、先端部における誤差を $1,690 \times \sin 0.15$ (deg)として求めると4.4 mmとなる。同様に、アームシリンダについても計算すると、 $890 \times \sin 0.12$ (deg)は1.6 mmとなる。ナックルブームのようなシリアルリンクマニピュレータでは、各関節の制御誤差が累積されて、先端部の制御誤差となるため、これらの誤差を加算することにより、およその最大誤差は推測可能である。図2.24に示された実験時の誤差は最大でも5 mm以下であり、これは推測値である6 mmよりも小さく、先端部誤差は各シリンダの制御誤差によって生じていると判断された。

このことから、可動範囲内におけるナックルブームの位置制御の精度は、関節角度の量子化精度とナックルブームのリーチ長に影響を受けることになる。図2.26に示すように、シリンダのストローク値と関節角度は直線的な関係を保っておらず、シリンダの長さによって角度の量子化精度が異なっており、特にシリンダの両ストロークエンド付近では精度が悪い。このため、先端部が可動範囲の外周部にいくほど、シリンダはストロークエンド付近で動き、さらにリーチ長も長くなるため、制御誤差が大きくなることが予想される。ナックルブームを最大リーチ長にした場合には約2,560 mmとなり、このときのブームシリンダの制御誤差が約0.3 mmとすると角度では0.18 degであり、ブームシリンダの制御誤差によって生じる先端部での誤差は約16 mm程度となることが予想された。

E. 軌跡制御の実証実験

a. 先端部の軌跡制御方法

前述したように先端部の移動軌跡は、あらかじめ入力されているのではなく、オペレータから入力される移動方向と移動速度から、実時間で軌跡を作成しなければならない。このためには、移動速度と移動方向を入力するユーザーイ

ンターフェースを試作するとともに、ナックルブームの位置制御装置に、軌跡作成プログラムを追加しなければならない。

ユーザーインターフェースは、3次元方向を比例的に示さなければならないことから、ジョイスティックコントローラによる入力方法とした。ただし、一般のコントローラでは2次元空間内しか稼働しないため、操作レバーにスライド式のボリュームを組み込んだ3次元タイプのジョイスティックを使用した。その概観図を図2.27に示す。

図に示すジョイスティックを用いて、ナックルブームの移動操作を行うには、オペレータはレバーを倒す方向およびスライダを上下させることによって移動方向を指示し、その操作量で移動速度を指示することになる。制御装置では、ジョイスティックからの入力とナックルブーム先端部座標から、図2.23に示すブロック線図の目標座標値を計算して、各シリンダの調節器に入力することで制御を行っている。このとき、目標値を計算するために使用する座標値は、位置センサによって計測される現在座標値ではなく、前回の演算に使用した目標座標値を用いている。これは、位置制御の結果からも明らかな

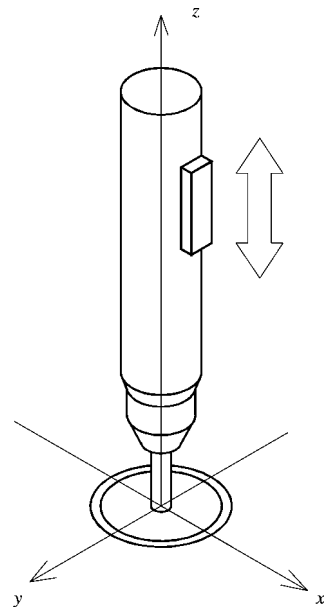


図2.27 ジョイスティック概観図

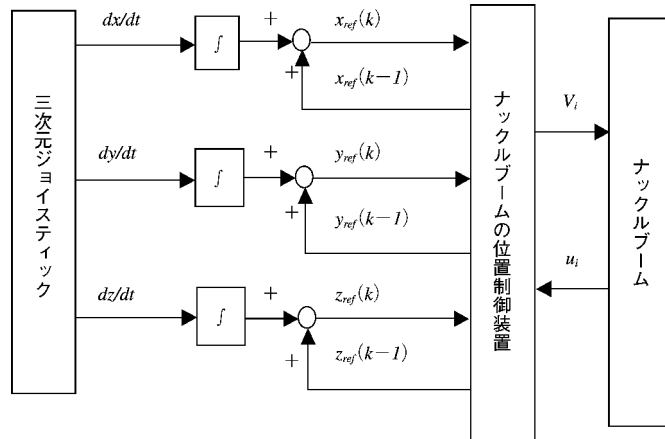


図 2.28 ジョイスティックを用いた制御システム

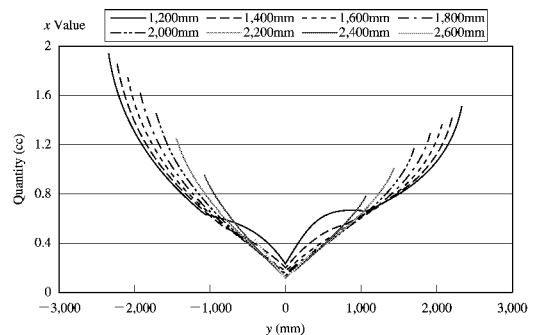
ように、先端部は常に細かく揺れている状態であり、現在座標値を用いると、制御誤差に加算されることになり、目標軌跡がオペレータの意図する軌跡にならないからである。このジョイスティックを用いた制御システムを図 2.28 に示す。

サンプリング周期ごとに、目標座標値はジョイスティックコントローラからの入力と前回のサンプリング時の目標座標値から更新される。このとき、ナックルブームには位置制御が行われており、常に目標座標値へ追従しているため、実時間で軌跡が作成されることになり、オペレータがナックルブーム操作を各シリンダの動作で指示する必要はなくなり、ジョイスティックによって移動方向と速度を指示するだけで、ナックルブームを操作することが可能となる。

b. 最大流量による補正

ナックルブーム操作をジョイスティックからの入力によって行う場合、操作量に応じた速度でナックルブームを移動させなければならない。このとき最大速度をどのように設定するかが問題となる。これは、ナックルブーム先端部がどの位置でも、ジョイスティックの操作量に比例したナックルブームの移動量を常に保つには、最大速度を小さく設定しなければならないからである。図 2.26 に示されているように、シリンダによって駆動されている各関節は同じ角度を動かすために必要とするシリンダの移動量

は異なり、また、先端部を同じ距離移動させるためにも、必要とする各関節角度の移動量が先端部位置によって異なる。これを図示したのが図 2.29 である。 xy 平面における各 y 座標値において、 y 方向に先端部を 1 mm 移動させる際に必要となる油量を、逆運動学および関節のリンク補正から計算した結果を x 座標別に表示している。図からも明らかなように、可動範囲の端部では中心部に比べ 2 倍以上の油量を必要とする。このため、可動範囲内すべてにおいて、一定の最大速度を保つには、端部において油量を最大に必要とする位置でも、可動可能な速度に設定しなければならない。しかし、この方法では作業を主に行う中央部において、油量に余裕があっても速度を出力できないことになり、下刈作業を行うには不利である。また、最大速

図 2.29 xy 平面内における y 方向への移動に必要な油量

度は油圧ポンプから吐出される油量以外にも、各関節を駆動しているシリンダを制御するサーボ弁の定格流量にも影響を受ける。ポンプからの油量に余裕があっても、ある一つのサーボ弁がその速度を満たす流量を流すことができないと、ナックルブーム先端部の軌跡が目標値から外れることになる。このため、制御装置では各関節を駆動しているサーボ弁の出力が飽和していないかを常に調べなければならない。サーボ弁の定格出力値は表2.3より20 l/minであるが、これは弁差圧が7.1 MPa時の値であり、シリンダにかかる負荷が大きくなることによって、差圧は小さくなり、定格出力値の流量を出力できなくなる。このことから、サーボ弁出力の飽和を防ぐには流量だけではなく、負荷の状態も調べなければならない。

これらより、端部においても速度を保ちサーボ弁の出力が飽和しないように最大速度を設定することは困難であり、設定できたとしても、実際の作業時にはあまり有効な制御方法とはいえない。このため、最大速度は予備実験を行うことで求め、軌跡制御装置内に出力値の監視機能を組み込むことにより、油量不足などによる

目標値からのずれを抑えることとした。監視機能を組み込んだ制御システムを図2.30に示す。

ジョイスティックからの速度入力値に対して、調節器によって演算された出力値が、ある一つのサーボ弁の出力を飽和させた場合でも、あるいは総油量がポンプの最大出力である67.8 l/minを超えた場合でも、先端部移動速度を自動的に減速して出力する機能とした。減速量の計算方法は、実時間で計算を行わなければならないことから、極力簡易な方法とするため、超過出力値とその最大値の比で、指令速度を除算することによって、減速した。

この機能によってジョイスティックからの指令速度が最大値の場合、可動範囲内の中心部では速度を保ち、端部に移動するにしたがって速度は徐々に減速される。端部ではジョイスティックからの入力値に比例した速度が保たれるわけではないが、減速される範囲およびその減速量を適度に設定することによって、実用的な制御システムとすることが可能であると考えられた。

c. 最大出力による補正

ナックルブームが作業を行う際に、先端部に

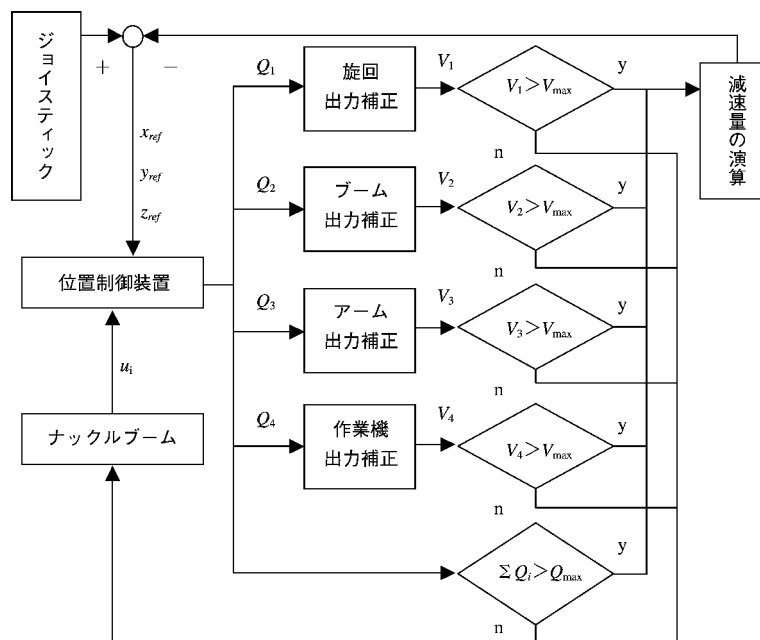


図2.30 最大流量による入力速度の調整機能

かかる負荷が大きすぎた場合には、油圧回路内の安全装置によって油圧シリンダの動作が止められる。本実験機の油圧回路には安全弁は組み込まれていないが、油圧ポンプ内の圧力補償回路によって、設定圧力値以上には回路内の圧力が上昇しないように管理されている。ナックルブームのようなマニピュレータでは、すべてのシリンダに対して同時に設定圧力値以上の負荷がかかるわけではなく、ある一つのシリンダのみが過負荷によって動作しない状態になる。このとき、各シリンダの調節器は互いに独立しているため、動作しないある一つのシリンダの影響により目標軌跡に先端部が追従できない状態になる。また、オペレータからの入力方向がナックルブームの可動範囲を超える方向を指示している場合も同様に、逆運動学によって求められた各シリンダのストローク値への追従制御の結果、ストロークエンドにより動かないシリンダが存在する。このとき、ナックルブーム先端部は、オペレータの意図する方向とは違う方向に移動することになる。

これらの影響を防ぐには、過負荷またはストロークエンドによって動作しないシリンダがある場合には、入力される目標方向への軌跡制御を止めて、ナックルブームをその位置で静止させなければならない。各油圧シリンダのポートおよびポンプの吐出口には圧力計が装備されており、この圧力情報を用いて過負荷に対する軌跡制御の停止機能が制御システムには組み込まれている。また、各シリンダには位置センサが装備されており、ストロークエンドによる停止機能も同様に組み込まれている。これらの機能により、過負荷時には目標座標値が更新されないため、オペレータから入力される移動方向は無視され、ナックルブームはその位置に静止している。

d. 先端部軌跡の制御成績

軌跡制御時におけるナックルブームの先端部の制御精度を検討するために、あらかじめ制御装置に移動軌跡を入力して、制御実験を行った。このとき、ジョイスティックからの入力は制御装置内において無視されている。移動軌跡の入力は移動方向および速度を設定して行い、制御

装置内では先端部の目標座標値を実時間で演算している。実験は、 xy 平面と yz 平面内において行い、各平面内において先端部を直進させる実験と円を描く軌跡を入力した実験を行った。

直進実験では、各平面内において各軸に平行となる軌跡を入力し、各軌跡の間隔が 250 mm 程度となるように、実験を繰り返した。実験はすべての条件時とも、座標値が大きくなる方向へ移動させた。このとき、先端部の移動速度はサーボ弁の出力が飽和しないように、先端部の移動速度を 0.25 m/s とした。また、円を描く軌跡もほぼ同じ速度となるように、半径を 0.5 m、周期を 12 秒として、目標軌跡を入力している。実際の作業時には、円を描くような操作が必要になることはないが、実験時間を長く設定できるため、連続して実験を行うことで、制御結果に与える影響を検討するために行った。

図 2.31 には xy 平面、図 2.32 には yz 平面内における実験結果を示している。直線移動実験の結果は概ね良好な結果を示しており、特に xy 平面では移動時の制御誤差は目標軌跡から 2 mm 以内の範囲に収まった。しかし、 yz 平面内では誤差が大きく、特に z 座標値 1,000 mm 以上では、制御誤差が 10 mm を超えた。また、制御誤差は移動開始時と移動終了時の目標座標値への収束時に大きくなった。開始および終了時に制御誤差が大きくなる理由は、先端部の目標座標値をインパルス的に入力しているからであり、目標速度を徐々に加速、減速させることで、制御誤差は小さくできると考えられた。しかし、終了時の制御誤差が最大のときでも、目標座標値から 50 mm 以内の範囲に、移動開始時にお

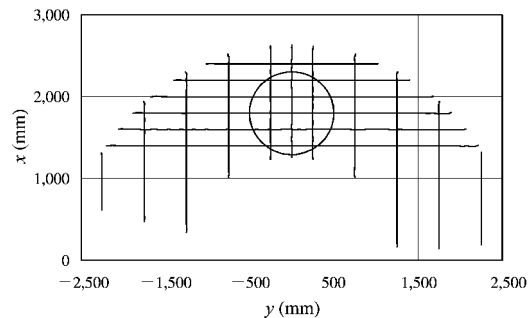


図 2.31 軌跡制御実験結果 (xy 平面)

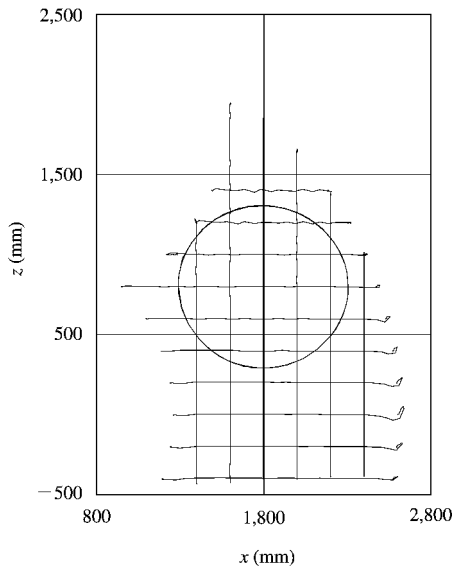


図 2.32 軌跡制御実験結果 (yz 平面)

ける制御誤差は 20 mm 以内に収まった。これらの制御誤差は主にブームシリンダの制御誤差に起因するものであった。このため、 z 座標値を大きく設定したり、あるいは x, y 座標値の絶対値を大きくしたりすることにより、ブームシリンダがストロークエンド付近で動作することから、図 2.26 にも示すように、シリンダのストローク変化に対する関節角度変化が大きくなり、制御誤差が大きくなったと考えられた。

先端部で円を描く軌跡制御では、 xy 平面内では目標軌跡から 10 mm 以内、 yz 平面内では 15 mm 以内を保ちながら、先端部を移動させることが可能であった。また、制御時の誤差変化は、円を描く周期と同じ周期で変化しており、制御が安定して行われていた。

次に、設定速度を変化させて、直線移動実験を行った結果を図 2.33 に示す。図には、 y 座標方向に直線移動を行った際の、目標座標値および計測値の差分値であり、先端部の移動速度を示している。このとき x 座標値は 1,800 mm、 z 座標値は 0 mm であり、 y 座標値が大きくなる方向に移動した。設定速度の入力は、図にも示すようにステップ状に行われているため、移動開始時には、制御誤差の影響により、設定速度の変化が不規則であるが、設定速度が 0.25 m/s

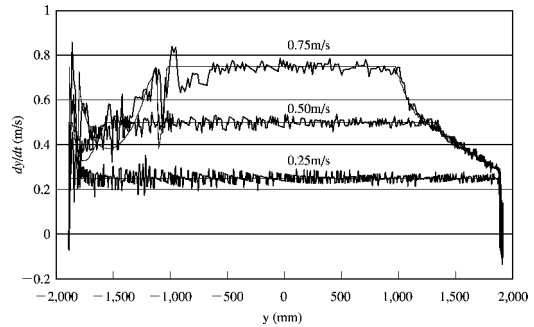


図 2.33 最大流量調整機能による設定目標速度の変化

では、目標速度は変化しなかった。しかし、0.5 m/s 以上では、端部に移動するにしたがって、目標値が小さくなった。これは実験設定速度では移動不可能であり、図 2.30 に示す最大流量による補正機能によって、目標速度が下げられているからである。このときは、設定速度で移動するには、アームシリンダのサーボ弁が飽和するため、速度を小さくすることでアームシリンダの制御目標値変化を小さくして、目標軌跡への追従性の向上を図ったことになる。

この実験を、移動開始時の座標値および移動方向を変えて繰り返し行うことで、ジョイスティック入力によるナックルブーム先端部の最大移動速度を設定した。設定移動速度で移動できる範囲が、可動範囲内においてあまり少ないと、ジョイスティックから入力される操作量に比例した速度で移動できる範囲が狭くなり、操作感覚が悪くなる。また、設定速度ですべての範囲を移動できるように設定すると、ナックルブームの移動速度が遅すぎることになり、操作性が悪くなる。これらのことから、ジョイスティックから入力される最大速度は、0.4 m/s に設定することにした。この速度では、ナックルブームの可動範囲内の約 8 割を、速度を下げずに移動可能となり、端部における速度低下時でも、設定速度の約 7 割の速度を保てるため操作性にはさほど影響はないと考えられた。

設定された速度を用いて移動方向および速度入力をジョイスティックから行った実験結果を、図 2.34 に示す。上からジョイスティックからの入力データ、ナックルブーム先端部の目標

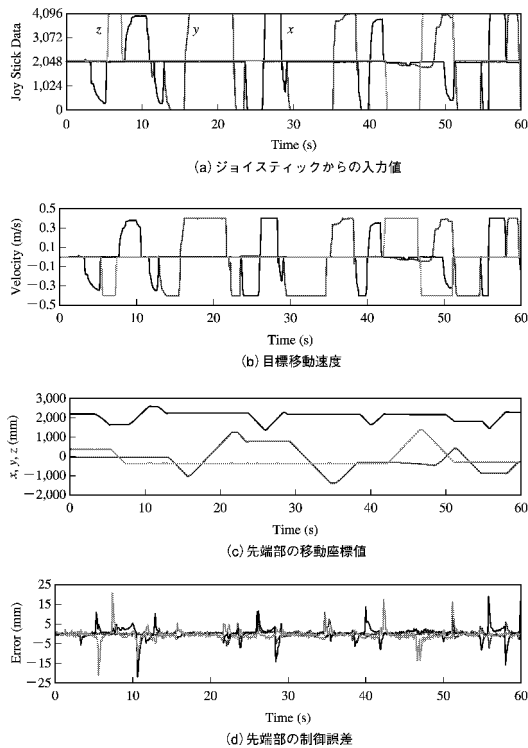


図 2.34 ジョイスティック操作による実験結果

座標値の差分値から求めた目標移動速度、先端部の移動座標値、先端部における制御誤差を示している。ジョイスティックのデータは A/D 変換後の整数値で表示しているが、不感帯を ± 15 とした。ジョイスティック入力値に対して、先端部の移動速度は最大で 0.4 m/s に設定されていることが図より確認できた。ただし、入力値が最大もしくは最小のときでも最大速度に設定されていないときもあった。このときには、座標値から確認できるように先端部が可動範囲の端部に向かって移動しているときであり、最大流量による調整機能によって目標座標値に追従するために、目標速度が下げられているからであった。その後、ナックルブームは最大到達距離に達し、その後のジョイスティックからの入力は無視され、反対方向に戻る入力が行われるまで静止していた。

制御誤差はナックルブームが移動を始めるときと停止するときが大きくなる傾向があり、最大で 20 mm を超える誤差が生じているが、移

動中は 5 mm 以下に抑えられていた。特に、ジョイスティック操作を急激に行うほど、誤差は大きくなり、操作入力を緩やかに行うことによって、誤差を小さくできていた。このことから、制御装置に目標値を急激に変化させない機能を組み込むことで、制御誤差を小さくできる可能性があるが、この機能は逆に、急停止をしたい場合などには、ナックルブームを停止できなくなってしまう可能性も残っており、どちらの方式が、ナックルブーム操作に有効であるかは、今後の検討課題である。

F. まとめ

ナックルブームの先端部に草刈機などの作業機を装備して、下刈作業を行うには、植栽木間を作業機が移動するように操作しなければならない。しかし、多関節型マニピュレータであるナックルブームを用いて直線運動を行うには、必ず複数のアクチュエータの協調動作が必要となり、高度な操作技量をオペレータに要求することになる。この操作を簡易に行えるようにするために、目標方向および速度を入力することにより、ナックルブームの操作が行える軌跡制御装置の開発を行った。

その結果を以下に示す。

- オペレータが操作するユーザーインターフェースとして、3次元タイプのジョイスティックを使用したナックルブームの操作装置を開発した。
- 操作はナックルブーム先端部の移動方向と速度を入力するだけで可能であった。
- 軌跡制御実験の結果、ナックルブーム先端部の目標軌跡への追従精度は、目標軌跡から約 5 mm 以内を保ちながら移動可能であった。
- 急停止時のようにナックルブームの先端部目標位置が急激に変化する場合には、 20 mm 程度の制御誤差が生じた。
- ジョイスティックから入力が行われていない、ナックルブームの停止時には、先端部は 10 mm を超えない範囲で、複雑な揺れが生じていた。
- 誤差は先端部の位置に影響されるが、特に制御成績が劣る位置は、主にナックルブームの可動範囲の端部であり、作業を行う中心部付

近では、誤差は小さかった。

III. ナックルブームの荷重制御

A. はじめに

ナックルブーム先端部に装備された作業機を用いて、植栽木間の雑草を刈り払うには、植栽木の間をナックルブーム先端部が移動するように操作しながら、地表面の凹凸に応じて作業機を上下方向にも移動させなければならない。林地表面の凹凸はISO路面基準案を目安とした場合、極悪以上に悪い⁵²⁾⁵³⁾ことから、この操作はとても困難である。第II章において開発した軌跡制御機能を用いることによって、この操作をある程度簡易に行うことが可能と考えられる。しかしながら、この操作をオペレータは先端部から離れた車両の運転席から行わなければならない上、雑草などの視覚的な障害物が多数存在するような環境の中で行わなければならない。さらに、作業が行われる場所は傾斜地であり、先端部を地面に押付けすぎると、先端部からの地面反力によって車体が不安定になることから、ジョイスティックによる操作入力であっても、的確な指示が必要であり、困難な操作となる。

この操作をより現実的な操作方法とするには、先端部では作業機が常に地面に接地した状態を保ちながら、水平方向の移動指示はオペレータの入力によって行う方法が現実的な操作方法である。そして、この操作を行うには、先端部におけるナックルブームの荷重を制御する装置を開発しなければならず、軌跡制御機能と組み合わせて使用しなければならない⁵⁴⁾。

これらのことから、本章ではナックルブーム先端部における荷重制御装置の開発を行い、第II章で開発された軌跡制御装置に付加することで、軌跡制御と荷重制御を同時に行った。ナックルブーム先端部の地面への押付け荷重のみ制御可能であればよいことから、荷重制御は鉛直方向のみ行い、水平方向の荷重制御は行っていない。しかし、水平方向には位置制御が行われていることから、先端部を常に目標荷重で接地させながら、ナックルブームのジョイスティックによる移動操作が可能となる。

B. 荷重センサ

ナックルブームの荷重制御実験は、第II章の実験に用いた実験機を使用して行った。実験機の実験には、図2.1に示すように、ナックルブーム先端部における3軸方向の荷重と3軸回りのモーメントが計測可能な6分力計を装備した。この6分力計の諸元を表3.1に示す。このセンサは、各軸間のデータの相互干渉であるクロスカップリングを演算処理によって除去可能であり、荷重の高精度な計測が可能である。また、3軸方向の荷重とその軸回りのモーメントを計測可能なことから、取り付け方法、取り付け位置に関して自由な設計が可能であり、先端部における荷重値を計測するセンサとして最適である。しかし、この6分力計は制御実験時の評価用として用いており、フィードバック制御用のセンサとしては使用していない。

ナックルブームの先端部における荷重制御を行うには、先端部における荷重値を計測してフィードバック制御を行う必要があり、ロードセルなどの荷重センサを先端部に装備しなければならない。しかし、開発する制御装置では前述の6分力計を用いてフィードバック制御を行うのではなく、各関節の角度および駆動トルクから荷重を推測することによってフィードバック制御を行うこととした。制御に必要なフィードバック情報を、荷重センサから求めているのは、以下に示す理由による。

1つめは、荷重を計測するロードセルを、主に作業を行う先端部に設けることは、実際の作業時では、センサを壊す可能性が高いことである。2つめは、建設機械あるいは林業機械などの市販機に組み込むセンサとして、ロードセルが使用されている実績がなく、制御システムへ組み込むセンサとしては不適である。3つめは、

表3.1 6分力計の諸元

メーカー名	ニッタ(株)
型式	UFS-5520A
定格水平荷重	2.16 kN
定格垂直荷重	5.88 kN
定格モーメント	294 Nm
許容過負荷	500%
使用温度範囲	-20~70°C

ロードセルを先端部に組み込むには、一軸方向のみの荷重を計測するロードセルでは、その他の軸方向の荷重およびモーメントの影響を受けないようにセンサを組み込まなければならない。このため、先端部に組み込むことは事実上困難であり、精度の高い計測を行うには、実験機に使用しているような6分力計によって計測しなければならない。

C. ナックルブームの動力学

a. 実験機のモデリング

ナックルブーム先端部の荷重を荷重センサで計測せずに、各関節を駆動している油圧シリンダに装備された圧力計と位置センサから計測するには、ナックルブームの運動方程式を算出しておく必要がある。図3.1に示すように実験機のナックルブームのモデリングを行った。ナックルブームの荷重制御は、ナックルブーム先端部における鉛直方向のみ制御可能であればよいことから、図に示されているように xz 平面の2次元空間のみについてモデリングを行っている。

ここで、 m は各リンクの質量、 l_g は各リンクの重心長さ、 α 、 β 、 γ は各リンクの重心位置の偏りを角度で示している。各関節を駆動しているトルクを τ で示し、反時計回りを正とする。ナックルブームを構成している各リンクは、リンク本体に油圧シリンダが取り付けられており、関節が駆動することにより油圧シリンダのピストン位置が変化する。このピストン位置に

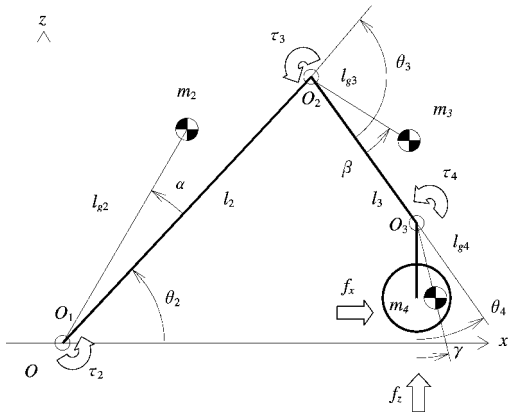


図3.1 ナックルブームのモデリング

よって、リンクの重心位置が変化することになるが、この変化量は小さいものとして無視している。また、各関節の駆動部には摩擦力が生じることになるが、この摩擦力に関しては、後述するシリンダの粘性摩擦抵抗係数の計測時に含めることによって対応する予定であり、運動方程式には含まれていない。

b. ナックルブームの運動方程式

図3.1のようにモデリングされたナックルブームの運動方程式は以下に示すようにして求めることができる⁵⁵⁾。各リンクの重心回りの慣性モーメントを I 、各リンクの位置エネルギーを U 、運動エネルギーを T とすると、各リンクのエネルギーは次式で表される。

$$T_2 = \frac{1}{2} \left(m_2 l_{g2}^2 + \frac{1}{2} I_2 \right) \left(\frac{d\theta_2}{dt} \right)^2 \quad (3.1)$$

$$T_3 = \frac{1}{2} m_3 \left[l_2^2 \left(\frac{d\theta_2}{dt} \right)^2 + l_{g3}^2 \left(\frac{d\theta_2}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} \right)^2 + 2 l_2 l_{g3} \frac{d\theta_2}{dt} \left(\frac{d\theta_2}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} \right) c_{3\beta} \right] + \frac{1}{2} I_3 \left(\frac{d\theta_2}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} \right)^2 \quad (3.2)$$

$$T_4 = \frac{1}{2} m_4 \left[l_2^2 \left(\frac{d\theta_2}{dt} \right)^2 + l_3^2 \left(\frac{d\theta_2}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} \right)^2 + l_{g4}^2 \left(\frac{d\theta_2}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} + \frac{d\theta_4}{dt} \right)^2 \right] + m_4 l_3 l_{g3} \frac{d\theta_2}{dt} \left(\frac{d\theta_2}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} \right) c_3 + m_4 l_3 l_{g4} \left(\frac{d\theta_2}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} \right) \left(\frac{d\theta_2}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} + \frac{d\theta_4}{dt} \right) c_{4\gamma} + m_4 l_2 l_{g4} \frac{d\theta_2}{dt} \left(\frac{d\theta_2}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} + \frac{d\theta_4}{dt} \right) c_{34\gamma} + \frac{1}{2} I_4 \left(\frac{d\theta_2}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} + \frac{d\theta_4}{dt} \right)^2 \quad (3.3)$$

$$U_2 = m_2 g l_{g2} s_{2a} \quad (3.4)$$

$$U_3 = m_3 g (l_2 s_2 + l_{g3} s_{23\beta}) \quad (3.5)$$

$$U_4 = m_4 g (l_2 s_2 + l_3 s_{23} + l_{g4} s_{234\gamma}) \quad (3.6)$$

ただし、 s_{12} は $\sin(\theta_1 + \theta_2)$ を、 $c_{3\gamma}$ は $\cos(\theta_3 + \gamma)$ を示し、 g は重力加速度を示すものとする。式(3.1)~(3.6)を用いることにより、ラグランジアン L は次式で表される。

$$L = T_2 + T_3 + T_4 - U_2 - U_3 - U_4 \quad (3.7)$$

各関節角度を一般化座標とし、各関節のトルクを一般化力とすると、ラグランジュの運動方

程式は次式にて表される。

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \left(\frac{d\theta_i}{dt} \right)} \right] - \frac{\partial L}{\partial \theta_i} = \tau_i \quad (3.8)$$

式 (3.8) に、式 (3.7) で示されるラグランジアン L を代入し、整理することによって、次式で示される運動方程式を得る。

$$\begin{bmatrix} \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} \\ \frac{d^2 \theta_3}{dt^2} \\ \frac{d^2 \theta_4}{dt^2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} H_1 \\ H_2 \\ H_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \\ G_3 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

行列の各要素は、リンクの物理的構造、各関節の角度および角速度によって決まり、次式で表せる。

$$M_{11} = m_2 l_{g2}^2 + m_3 (l_{g3}^2 + l_2^2 + 2l_2 l_{g3} C_{3\beta}) + m_4 (l_{g4}^2 + l_2^2 + l_3^2 + 2l_2 l_3 C_3 + 2l_2 l_{g4} C_{347} + 2l_3 l_{g4} C_{47}) + I_2 + I_3 + I_4 \quad (3.10)$$

$$M_{22} = m_3 l_{g3}^2 + m_4 (l_{g4}^2 + l_3^2 + 2l_3 l_{g4} C_{47}) + I_3 + I_4 \quad (3.11)$$

$$M_{33} = m_4 l_{g4}^2 + I_4 \quad (3.12)$$

$$M_{12} = M_{21} = m_3 (l_{g3}^2 + l_2 l_{g3} C_{3\beta}) + m_4 (l_{g4}^2 + l_3^2 + l_2 l_3 C_3 + l_2 l_{g4} C_{347} + 2l_3 l_{g4} C_{47}) + I_3 + I_4 \quad (3.13)$$

$$M_{13} = M_{31} = m_4 (l_{g4}^2 + l_2 l_{g4} C_{347} + l_3 l_{g4} C_{47}) + I_4 \quad (3.14)$$

$$M_{23} = M_{32} = m_4 (l_{g4}^2 + l_3 l_{g4} C_{47}) + I_4 \quad (3.15)$$

$$H_1 = -2[m_3 l_2 l_{g3} S_{3\beta} + m_4 l_2 (l_3 S_3 + l_{g4} S_{347})] \frac{d\theta_2}{dt} \frac{d\theta_3}{dt} - 2m_4 l_{g4} (l_2 S_{347} + l_3 S_{47}) \frac{d\theta_2}{dt} \frac{d\theta_4}{dt} - 2m_4 l_{g4} (l_2 S_{347} + l_3 S_{47}) \frac{d\theta_3}{dt} \frac{d\theta_4}{dt} - [m_3 l_2 l_{g3} S_{3\beta} + m_4 l_2 (l_3 S_3 + l_{g4} S_{347})] \left(\frac{d\theta_3}{dt} \right)^2 - m_4 l_{g4} (l_2 S_{347} + l_3 S_{47}) \left(\frac{d\theta_4}{dt} \right)^2 \quad (3.16)$$

$$H_2 = -2m_4 l_3 l_{g4} S_{47} \left(\frac{d\theta_2}{dt} \frac{d\theta_4}{dt} + \frac{d\theta_3}{dt} \frac{d\theta_4}{dt} \right)$$

$$+ [m_3 l_2 l_{g3} S_{3\beta} + m_4 l_2 (l_3 S_3 + l_{g4} S_{347})] \left(\frac{d\theta_2}{dt} \right)^2 - m_4 l_3 l_{g4} S_{47} \left(\frac{d\theta_4}{dt} \right)^2 \quad (3.17)$$

$$H_3 = 2m_4 l_3 l_{g4} S_{47} \frac{d\theta_2}{dt} \frac{d\theta_3}{dt} + m_4 l_{g4} (l_2 S_{347} + l_3 S_{47}) \left(\frac{d\theta_2}{dt} \right)^2 + m_4 l_3 l_{g4} S_{47} \left(\frac{d\theta_3}{dt} \right)^2 \quad (3.18)$$

$$G_1 = m_2 g l_{g2} C_{2\alpha} + m_3 g (l_2 C_2 + l_{g3} C_{23\beta}) + m_4 g (l_2 C_2 + l_3 C_{23} + l_{g4} C_{2347}) \quad (3.19)$$

$$G_2 = m_3 g l_{g3} C_{23\beta} + m_4 g (l_3 C_{23} + l_{g4} C_{2347}) \quad (3.20)$$

$$G_3 = m_4 g l_{g4} C_{2347} \quad (3.21)$$

運動方程式内の \mathbf{M} は慣性行列であり、各関節の角加速度を乗じることによって、慣性力を示している。 \mathbf{H} で示される行列は遠心力およびコリオリ力、 \mathbf{G} は重力を示している。

c. 位置センサによる角速度と角加速度の検出

実験機では各油圧シリンダのストローク値を検出しており、リンク補正を行うことによって、各関節の角度を計測しているが、各関節の角速度、角加速度を検出するセンサは装備していない。運動方程式にはこれらの値が必要であり、ストローク値の差分値から計測しなければならない。しかし、検出時の量子化およびサンプリングによって、差分値には誤差が含まれるため、差分値のサンプリング方法について、シリンダのストローク計測結果から、シミュレーションによって検討を行った。

油圧シリンダのストローク検出は、1 bit あたり 0.05 mm の精度で量子化している。この精度はシリンダのストローク制御を行う上では、II. D. d 節において問題がないことは確認できている。この実験時の目標座標値を、サンプリング周期 50 Hz、精度 0.05 mm で量子化した値を用いて、後退差分法によって計算を行い、シリンダの移動速度および加速度を計算した結果を図 3.2、図 3.3 に示す。図には、目標座標値を時間微分して求めた正確な速度、加速度を示すとともに、現在値から 20, 60, 100 ms 前のストローク値を用いて後退差分計算した結果を示している。

2 回差分計算を行わなければならない加速度

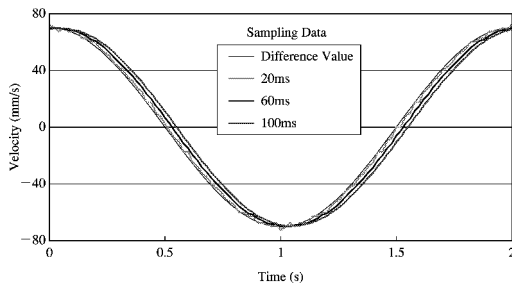


図 3.2 差分法による速度の検出結果

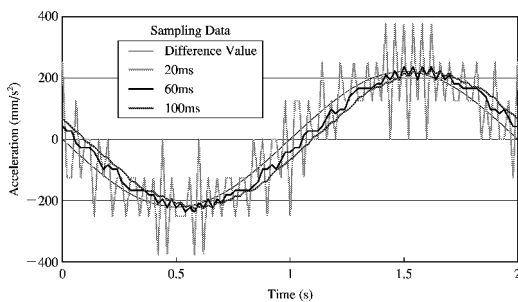


図 3.3 差分法による加速度の検出結果

は、1 ループ前である 20 ms 前の値を用いた計算結果は誤差が大きすぎて、検出値としては使用不可能であった。また、差分計算を行うデータ間隔を大きくすることによって、正確な値に近くなるが、検出値の時間的な遅れが大きくなった。この結果はシミュレーションによる結果であり、検出誤差は存在しないが、実際の計測時には量子化誤差などが含まれることから、計測結果はさらに悪くなる可能性があった。このため、加速度を後退差分計算によって計測するには、サンプリング間隔を 60 ms 程度としなければならないと判断できた。

d. 油圧シリンダの推力計算

運動方程式を用いるには、各関節のトルクも計測しなければならない。トルクは油圧シリンダの推力とリンク補正を用いることによって演算可能であるが、シリンダの動作時には粘性抵抗が大きいことから、予備実験を行うことにより、抵抗係数を求めることとした。油圧シリンダのピストン側の受圧面積を A_P 、ロッド側の受圧面積を A_R とし、シリンダ内の圧力をそれぞれ P_P 、 P_R とすると、シリンダの推力 F は次

式にて表される。ここで、粘性抵抗係数を μ 、シリンダのストローク値を u としている。

$$F = A_P P_P - A_R P_R - \mu \frac{du}{dt} \quad (3.22)$$

作業機用シリンダを用いて、II. D. d 節時のシリンダのストローク実験時と同様に、シリンダを鉛直方向に下げた状態に保ち、ストローク制御実験を行った。シリンダの自重のみとウェイト 400 kg を付加した状態で、追従制御実験を行い、粘性抵抗係数を推測した。このとき、シリンダの推力は次式にて表される。

$$F = - (M_W + M_P) \left(\frac{d^2 u}{dt^2} + g \right) \quad (3.23)$$

ただし、 M_W はウェイトの質量と、 M_P はシリンダのピストンのみの質量を示すものとする。(3.22) 式と (3.23) 式より、次式が導かれる。

$$A_P P_P - A_R P_R = - (M_W + M_P) \left(\frac{d^2 u}{dt^2} + g \right) + \mu \frac{du}{dt} \quad (3.24)$$

左辺は粘性抵抗を 0 とした場合のシリンダ推力値となり、圧力計から計算可能である。ウェイトを付加したときと、付加しないときの推力とシリンダの速度および加速度を図 3.4 に示す。このとき、シリンダの速度、加速度は目標座標値を時間微分して求めている。図に示したシリンダの推力を従属変数、速度および加速度を独立変数として重回帰分析を行った結果、粘性抵抗係数は 33.9 kNs/m と求められた。この値を用いて、各実験時のシリンダ推力を計算した結果を図 3.5 に示す。ウェイト無付加時にはシリンダ推力は 0 N 付近を示しているが、ウェイト付加時には -4 kN 付近に移動しており、付加したウェイトの質量の 400 kg とほぼ同じ

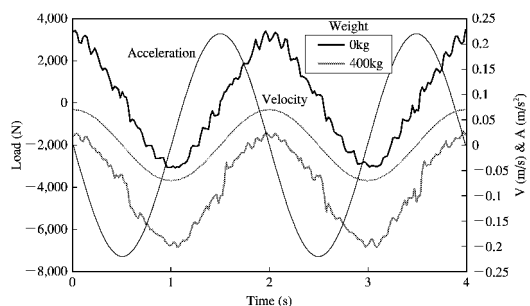


図 3.4 粘性抵抗を 0 とした場合の実験結果

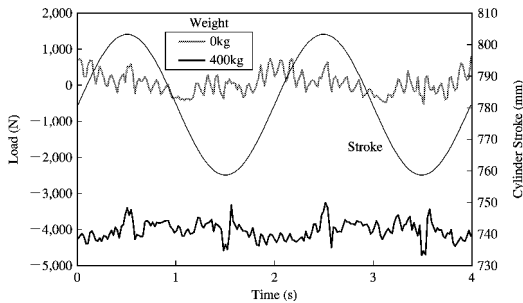


図 3.5 粘性抵抗係数を導入したシリンダ推力

値を示していた。しかし、計測誤差は最大時には 1 kN 弱の大きさであった。この誤差は、主に追従制御時の制御誤差によって生じていると考えられた。しかし、シリンダ推力は、粘性摩擦係数を用いることによって計測可能であった。

この方法は作業機用シリンダでは作業機用リンクを外すことで簡易に行えるが、他のシリンダに関しては、ナックルブームを分解して実験を行わなければならない。万能的な方法とはいえない。このため、ナックルブームを分解しなくてもブームおよびアームシリンダの粘性摩擦係数を計測する方法を検討する必要がある。

ナックルブームのある一つのシリンダのみを一定速度で動作させた場合、その速度に関わらずシリンダのストローク値に対して、シリンダの推力は一定になることを利用して、シリンダの粘性摩擦係数の推測を行った。この方法では、シリンダのストローク値と関節角度は比例関係ではないため、正確には関節角の角速度変化による慣性力の影響も受けることになる。しかし、シリンダストローク値の中心付近では、ほぼ比例関係を保っていることを利用して、中心付近のデータを利用して推測している。実験はシリンダの移動速度を変化させて伸縮動作ともを行い、推力計算の結果がほぼ同じ値となるように抵抗係数を求めた。作業機用シリンダを用いて行った実験結果を図 3.6、図 3.7 に示す。図 3.6 は粘性抵抗係数を 0 とした場合の各速度におけるシリンダの推力を、図 3.7 には粘性抵抗係数を 35 kNs/m として推力計算を行った結果を示している。

粘性抵抗を 0 とすると、シリンダの移動速度、

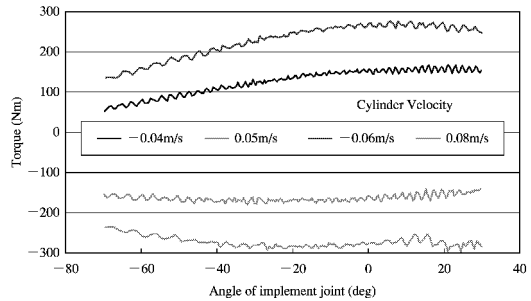


図 3.6 粘性抵抗を 0 としたときの関節トルク

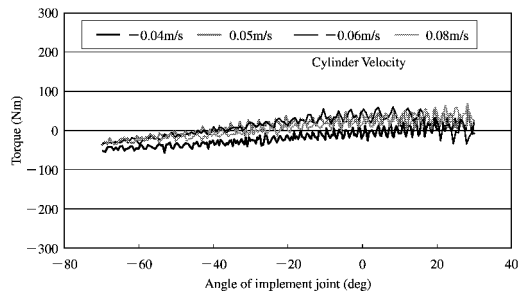


図 3.7 粘性抵抗係数を導入した関節トルクの計算結果

特に伸びと縮み時では、関節に発生しているトルクに大きな差が見られた。しかし、粘性摩擦係数に適当な値を代入することによって、速度変化に影響されることなく、シリンダのストロークに対してトルクがほぼ一定の値を示した。この粘性係数の値はシリンダ単体を用いた実験結果より若干大きな値となった。この理由は、ナックルブームの関節部における摩擦力による影響と考えられるが、式 (3.9) の運動方程式では表現できていない摩擦力の影響を加味したトルク値を推測可能なことから、この方法で粘性摩擦係数を推測することとした。

アームシリンダおよびブームシリンダをそれぞれ単独で動作させることによって粘性摩擦係数を求めた結果、係数値をそれぞれ 45, 50 kNs/m とすることによって、各シリンダの推力計算が可能であった。このようにして求められた粘性摩擦係数と II. D. b 節に用いたリンク補正を用いることによって、各関節のトルクが計算可能となった。

e. 物理パラメータの同定

運動方程式の行列の各要素は、ナックルブームの各リンクの質量、重心位置および慣性モーメントと関節の角度、角速度から計算しなければならない。しかし、質量、重心位置などのパラメータは、ナックルブームをリンクごとに分解して計測しなければならない。しかも、慣性モーメントの値を計測することは分解していても、かなり困難な作業となる。このため、各リンクのパラメータを、マニピュレータにある特定の動きをさせることによって同定することとした。以下に、その同定方法について示す。

ナックルブームの各関節を同時に操作せずに、ある一つの関節のみを動作させた場合、各関節の駆動トルクは (3.9) 式より以下のように示される。

$$\tau_4 = (m_4 l_{g4}^2 + I_4) \frac{d^2 \theta_4}{dt^2} + m_4 g l_{g4} C_{2347} \quad (3.25)$$

$$\tau_3 = [m_3 l_{g3}^2 + I_3 + m_4 (l_{g4}^2 + l_3^2 + 2 l_3 l_{g4} C_{47}) + I_4] \frac{d^2 \theta_3}{dt^2} + m_3 g l_{g3} C_{23\beta} + m_4 g (l_3 C_{23} + l_{g4} C_{2347}) \quad (3.26)$$

$$\tau_2 = [m_2 l_{g2}^2 + I_2 + m_3 (l_{g3}^2 + l_2^2 + 2 l_2 l_{g3} C_{3\beta}) + I_3] \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} + [m_4 (l_{g4}^2 + l_2^2 + l_3^2 + 2 l_2 l_3 C_3 + 2 l_2 l_{g4} C_{347} + 2 l_3 l_{g4} C_{47}) + I_4] \frac{d^2 \theta_2}{dt^2} + m_2 g l_{g2} C_{2\alpha} + m_3 g (l_2 C_2 + l_{g3} C_{23\beta}) + m_4 g (l_2 C_2 + l_3 C_{23} + l_{g4} C_{2347}) \quad (3.27)$$

(3.25) 式はエンドエフェクタ、(3.26) 式はアーム、(3.27) 式はブームのみを動作させた場合を示している。(3.25) ~ (3.27) 式より、各関節の角加速度が 0 となるように一定角速度で駆動させた場合、関節トルクは重力への抵抗力のみで示されることが確認できる。

エンドエフェクタを駆動している作業機用シリンダを用いて、角速度が一定となるように、シリンダを動作させた場合、その角速度の大きさに影響されることなく、関節トルクは一定となる。このことから、角速度を変化させて実験を行うことにより、 $m_4 l_{g4}$ と γ の値が推測可能となる。その実験結果を図 3.8 に示す。このとき、エンドエフェクタにはフレールモーアを使用している。図には各角速度時の関節トルクの

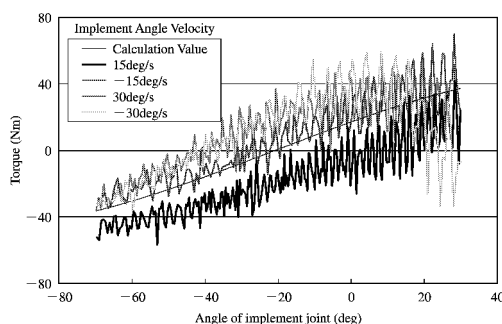


図 3.8 エンドエフェクタの物理パラメータ同定結果

計測結果を示すとともに、同定されたパラメータを用いて計算した結果も合わせて示している。エンドエフェクタに関しては質量が実測可能であったため、実測した結果と推測結果から各パラメータを求めることが可能であった。

同様な実験を繰り返し行うことにより、アームのみを動作させた実験結果と (3.27) 式より $m_3 l_{g3}$ と β の推測を行った後、ブームの実験結果と (3.28) 式より $m_2 l_{g2}$ 、 α 、 m_3 を推測した。このとき、計測する関節以外のシリンダは、ストロークエンドにて固定した状態で実験を行った。

次に、関節角加速度が一定となるように油圧シリンダのストローク制御の目標値を定め、関節ごとに実験を行うことによって慣性モーメント I の推測を行った。実験から求められた各物理パラメータの同定値を表 3.2 に示す。ブームに関するパラメータでは、各物理量を独立して求めることは不可能であるが、荷重計算を行うには各値を個別に求める必要はないことから、

表 3.2 各物理パラメータの実測および同定結果

$m_2 l_{g2}$	110	kgm
$m_2 l_{g2}^2 + I_2$	180	kgm ²
m_3	45	kg
l_{g3}	0.667	m
I_3	20	kgm ²
m_4	104	kg
l_{g4}	0.38	m
I_4	15	kgm ²
α	15	deg
β	5	deg
γ	0	deg

これらの値を利用して荷重演算を行った。

エンドエフェクタにロータリカッタを使用する場合についても、作業機用シリンダを用いて同様な実験を行った。その結果、質量 m_4 は 30 kg, 重心位置 l_{g4} は 0.22 m, 慣性モーメント I_4 は 5 kgm^2 として、運動方程式に入力することにより、どちらのエンドエフェクタでも使用可能であった。

D. 荷重推測値の精度

a. 荷重の推測方法

図 3.1 に示すモデリングされたナックルブーム先端部における x 軸方向の荷重 f_x および z 軸方向の荷重 f_z は、静力学な関係よりヤコビ行列 J によって、次式にて表される。

$$\begin{bmatrix} \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \end{bmatrix} = J^T \begin{bmatrix} f_x \\ f_z \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

ヤコビ行列 J は、(2.2) および (2.3) 式を時間微分することによって求められ、以下のように示される。

$$J = \begin{bmatrix} -l_2 s_2 - l_3 s_{23} - l_4 s_{234} & -l_3 s_{23} - l_4 s_{234} & -l_4 s_{234} \\ l_2 c_2 + l_3 c_{23} + l_4 c_{234} & l_3 c_{23} + l_4 c_{234} & l_4 c_{234} \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

(3.9) 式および (3.28) 式より、先端部に負荷が加えられた状態で稼動しているナックルブームの運動方程式は次式にて示されることになる。

$$\begin{bmatrix} \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} \\ M_{21} & M_{22} & M_{23} \\ M_{31} & M_{32} & M_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{d^2 \theta_2}{dt} \\ \frac{d^2 \theta_3}{dt} \\ \frac{d^2 \theta_4}{dt} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} H_1 \\ H_2 \\ H_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_1 \\ G_2 \\ G_3 \end{bmatrix} + J^T \begin{bmatrix} f_x \\ f_z \end{bmatrix} \quad (3.30)$$

(3.30) 式より、各関節のトルクおよび角度が計測可能であれば、ナックルブーム先端部における荷重値を演算可能であることが確認できる。荷重制御時におけるフィードバック情報は、この式から演算した推測値を用いている。

b. 推測実験および結果

ナックルブーム先端部における荷重の推測精度を検討するために、第 II 章において開発した軌跡制御装置を用いて実験を行った。実験では、

軌跡の入力をジョイスティックから行わずに、あらかじめ制御装置に入力しておき、先端部にウェイトを付加した場合と付加しない条件で軌跡制御を行い、その制御時における先端部荷重の推測を行った。用意したウェイトは 100 kg であり、移動軌跡は xz 平面内において、上下前後方向に移動を繰り返すように、先端部が正方形の軌跡を描き続けるように入力した。このとき、ウェイトは常に地面に接地しない位置となるように正方形の位置を設定し、正方形の先端部は一辺が 0.5 m, 移動速度は 0.25 m/s とした。正方形の各頂点では 1 秒間の停止時間を設け、軌跡の一行程は 12 秒間とした。

軌跡制御時の先端部荷重を推測した結果を図 3.9 にウェイト無付加時、図 3.10 にウェイト付加時に分けて示す。ウェイト無付加時である図 3.9 では、 x 軸方向 f_x および z 軸方向 f_z の荷重値はともに、0 N 付近を示しているが、ウェイトを付加した図 3.10 では、 f_z のみが 1 kN 付近に移動している。付加したウェイトは 100 kg であることから、(3.30) 式の運動方程式によつ

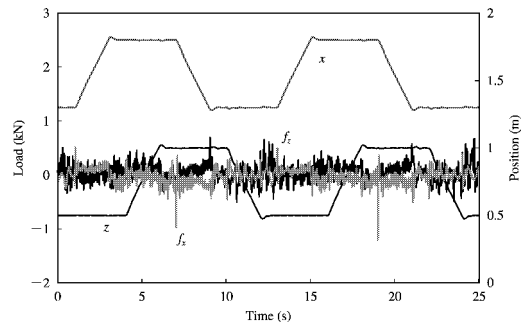


図 3.9 先端部荷重予測結果 (ウェイトなし)

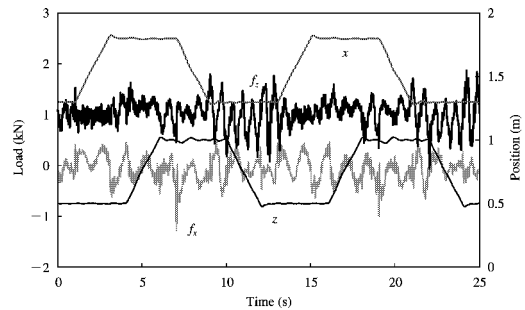


図 3.10 先端部荷重予測結果 (ウェイト 100 kg)

てナックルブームの動作を記述できている。しかし、推測値には最大1 kN 近い検出差があった。この原因としては、油圧シリンダの粘性摩擦係数およびリンクの各物理パラメータの同定誤差による影響などが考えられた。また、各関節の角速度、角加速度は、前述のように油圧シリンダのストロークを検出している位置センサの差分値から計測しており、量子化およびサンプリングによる計測誤差が含まれていることも影響していると考えられた。

図から確認できるように検出差が極端に大きくなっているときは、ナックルブームの移動開始時と停止時であり、移動中と停止中ではおよそ0.5 kN 以下で推測できていた。このことから、ナックルブームを駆動している油圧シリンダの静摩擦力による影響が大きいため、検出差が大きくなったと考えられた。しかし、下刈作業は、このような先端部の停止、移動を繰り返すような操作が要求される作業ではないこと。また、極端に大きな検出差は瞬時に生じていることから、荷重制御を行う際に制御のループバックゲインを小さくすることによって対応可能と考えられた。

これらのことから、ナックルブーム先端部における荷重は、油圧シリンダに装備された圧力計および位置センサから必要十分な精度で推測可能と考えられた。

E. 荷重制御の実証実験

a. 軌跡制御との同時制御

ナックルブーム先端部に装備した作業機を用いて、植栽木間の雑草を刈り払うには、先端部の荷重制御を行いながら、先端部の位置制御も行わなければならない。先端部の水平方向における目標座標値はオペレータによって入力されることになるが、先端部の接地荷重は作業機を地面に押付けることによって得られる反力によって生じており、目標荷重値および接地面の硬さ、凹凸などによって影響を受けることから、鉛直方向の目標座標値は制御装置によって設定されることになる。

このため、下刈作業を行うナックルブームの制御装置には、第II章において開発した軌跡制御装置に、荷重制御機能を組み合わせる必要が

ある。先端部における接地荷重は地面からの反力によって生じていることから、軌跡制御のみのときと違い、先端部の鉛直方向の座標値を直接入力することは不可能となる。その際に、目標荷重値が一定の場合では地面の凹凸などに影響されずに、先端部の地面からの反力を保ちながら水平方向に移動を行うことになり、ナックルブーム先端部を地面に沿って移動させることが可能となる。下刈作業時には、先端部に装備された作業機によって地面からの高さを均一に保ちながら雑草を刈り払うことが可能となり、オペレータは作業機の上下方向の移動操作を行わなくても、不整地上における下刈作業を行うことが可能となる。

これらのことから、この操作に必要となる荷重制御機能を第II章で開発した軌跡制御装置に組み込み、その荷重制御の制御成績について検討を行うとともに、荷重制御が軌跡制御成績に与える影響について検討しなければならない。

b. 荷重制御方法

軌跡制御を行いながら荷重制御も行う機能を組み込んだ制御装置のフローチャートを図3.11に示す。制御装置では、ジョイスティックから入力される水平方向の目標座標値への追従に必要な操作量と、鉛直方向の目標荷重値への追従に必要な操作量をそれぞれ別に演算し、各操作量を加算することによって各シリンダのサーボ弁へ出力を行い、軌跡制御を行いながら荷重制御を行っている。ただし、鉛直方向の目標荷重値はあらかじめ制御装置に入力されている。

図3.11に示される荷重偏差操作量の演算は、以下に示す二つの制御則のどちらか、もしくは二つを併用することによって可能であり、位置偏差操作量に加算されることになる。ナックルブーム先端部に発生する荷重は、先端部を地面に押付ける反力によって生じており、先端部の水平面内における座標値を変化させずに荷重を制御するには、鉛直方向の目標座標値を以下に示す式によって演算することで、目標値を設定可能である。

$$z_{ref} = k_f (f_{zref} - f_z) + z \quad (3.31)$$

ただし、 k_f は比例定数、 z_{ref} は先端部の目標座

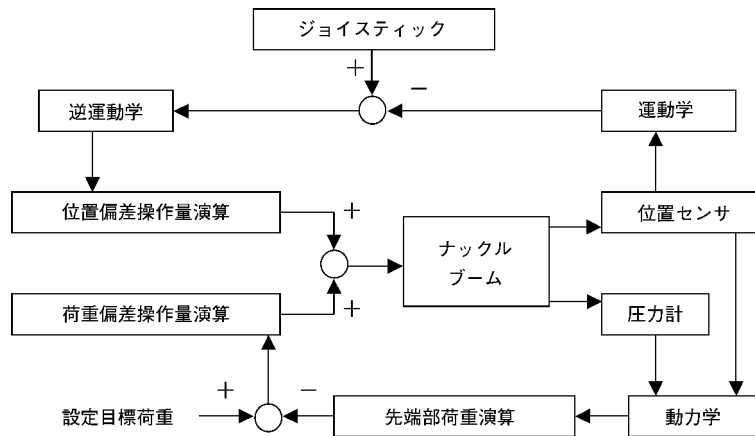


図 3.11 軌跡・荷重制御装置

標値を示すものとする。

この式を用いることにより、先端部における荷重値の差に応じて、先端部鉛直方向の目標座標値を変化させ、先端部の水平面内における目標座標値を保ちながら、荷重制御が可能である。また、この式では、目標荷重を先端部座標に変換しており、制御装置の目標値入力を変更することによって、第II章で開発した軌跡制御装置を用いることが可能である。

また、(3.28)式より、ナックルブーム先端部において、目標荷重出力に必要な各関節のトルクは、推測荷重値との差分値 Δf を用いることによって、各関節における必要なトルク差 $\Delta \tau$ として、次式にて示される。

$$\Delta \tau = J^T \Delta f \quad (3.32)$$

この式では、ナックルブーム先端部の座標値が変化しない場合、目標荷重値出力に必要な各関節トルク差を示しており、リンク補正を行うことにより、シリンダの推力に変換できる。ナックルブームの軌跡制御は、逆運動学およびリンク補正を行うことで、アクチュエータである各油圧シリンダのストローク制御によって実現されており、推力制御である油圧シリンダの圧力制御は行っていない。このため、この式を用いて制御を行うには、油圧シリンダのストローク制御装置に圧力制御機能も組み込まなければならないことになる。ストロークと圧力を同時に制御することは困難であるので、油圧シリンダの目標推力をストローク差に変換することに

よってストローク制御に組み込むこととした。この機能は次式にて示される。

$$\Delta u_i = k_P \Delta F_i \quad (3.33)$$

ただし、 k_P は比例定数、 ΔF はシリンダ推力の目標値との差を示すものとする。この式を用いることにより、各油圧シリンダに必要なとされる推力をストローク制御によって行うことが可能となる。また、(3.32)式ではナックルブーム先端部における位置制御に関するフィードバック機能は組み込まれていないことから、シリンダ推力が変化することによって先端部座標が変化してしまう欠点がある。

実験機の制御装置では図 3.12 に示すように、この二つの制御則を併用することによって荷重偏差による操作量の演算を行うこととしている。それぞれの制御則では、比例定数 k_f 、 k_P を求める必要があるが、予備実験を行うことによって最適値を求め、シリンダのストローク制御に目標値および目標値の補正量として入力している。

c. 結果および考察

荷重制御に必要なフィードバック情報であるナックルブーム先端部荷重は、荷重センサを用いて実測するのではなく、位置センサおよび圧力計の値から推測しているため、先端部荷重推測値には計測誤差が存在している。図 3.9、図 3.10 に示す実験結果からも明らかのように、この計測誤差は正確な値を中心として振動的な誤差が発生しており、荷重制御を安定させるには、

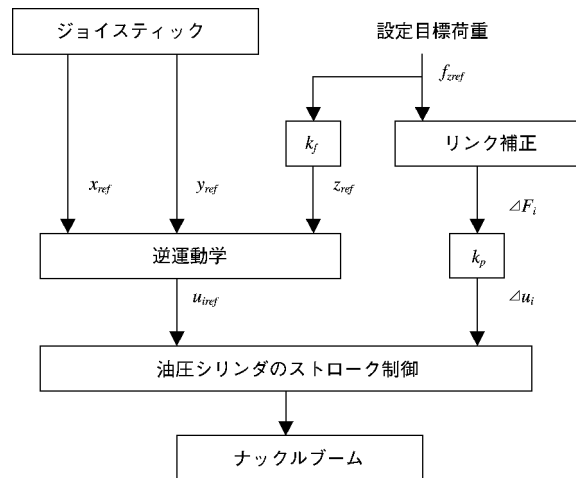


図 3.12 荷重偏差操作量の演算方法

不感帯を設定する必要がある。この不感帯の幅を変更することによって、ステップ応答による荷重制御実験を行った結果を図 3.13、図 3.14 に示す。実験はエンドエフェクタにフレールモアを使用し、ナックルブーム先端部の車輪をコンクリートの床面に接地させ、目標荷重値をあらかじめ制御装置に入力した状態で行った。

図 3.13 には先端部に装備されている 6 分力計を用いて計測した正確な荷重値を示すとともに、図 3.14 には位置センサおよび圧力計から推測した荷重値を示している。このとき、図 3.12 に示す操作量の演算方法において、比例定数 k_f は 1.0 mm/kN 、比例定数 k_p は 0 mm/kN と設定した。先端部荷重は地面に押付ける荷重値を示すため負の値となり、制御目標値をそれぞれ 2 秒とした時に 1.0 kN 小さくした。不感帯を

0, 200, 400 N と設定して実験を行った。

図 3.13 より、不感帯を大きくし過ぎると、制御目標値に到達する前に荷重制御が収束してしまうが、不感帯を 200 N 以下とすることによって、制御目標値に収束できた。しかし、収束時には細かな振動と周期の遅い振動が混じった複雑な揺れが生じていた。細かな振動の原因は、弾性体である車輪を介して先端部を硬い床面に接地させていることから、位置制御による先端部における細かな制御誤差によって生じたものと考えられた。周期の遅い振動の原因は、荷重偏差によって演算された鉛直方向の目標座標値変化により、先端部が移動することによって生じているものと考えられた。不感帯を大きくすることによってこの振動を抑えることが可能となるはずであるが、実験結果からは確認できなかった。これは、フィードバック情報として用

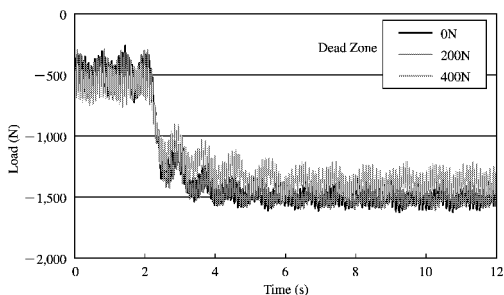


図 3.13 不感帯が荷重制御結果に及ぼす影響 (実測値)

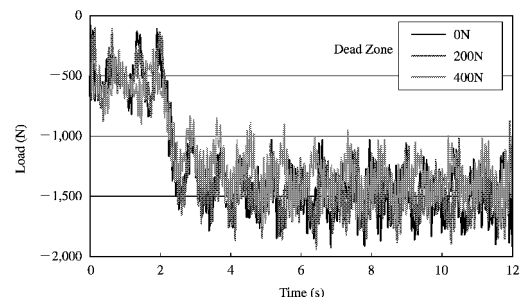


図 3.14 不感帯が荷重制御結果に及ぼす影響 (推測値)

いている荷重推測値が図3.14にも示すように約300 N程度の計測誤差で生じており、不感帯を超える計測誤差が生じたことから、鉛直方向の目標座標値変化が生じたためと考えられた。しかし、この振動がさらに大きくなってナックルブームの制御を不安定にしているわけではないことから、制御目標値に収束できる程度の不感帯を設定しても制御成績に影響はなかった。また、制御時における荷重の推測値と実測値には極端に大きな差が存在せず、荷重制御用のフィードバック情報として、推測値が十分利用できた。

同様の実験方法で、比例定数 k_f のみを変更して行った実験結果を図3.15, 図3.16に示す。図3.15には目標荷重値をステップ状に変化させた実験結果を、図3.16には目標荷重値を連続的に変化させることによって、追従制御を行った結果を示している。どちらの実験時にも、比例定数 k_P は0 mm/kNとし、不感帯は200 Nとして設定し、図には6分力計による実測値のみ示している。

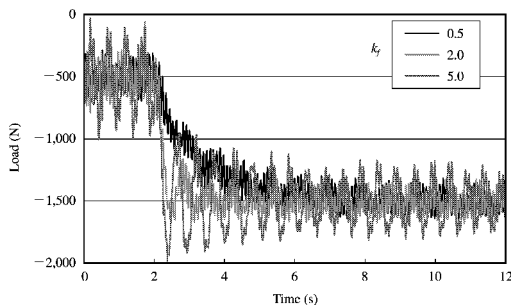


図3.15 比例定数 k_f の制御結果に与える影響

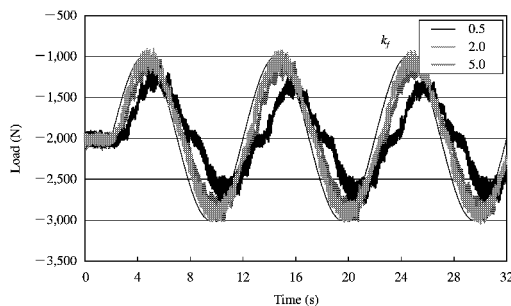


図3.16 比例定数 k_f の追従制御に与える影響

ステップ応答による実験結果では、比例定数 k_f を大きくすることによって、制御目標値に収束するまでの時間は短くなるが、収束時の振動が激しくなった。一方、 k_f を小さくしても、2.0 mm/kN 以下では、収束時の振動にはそれほど影響がなかった。また、追従制御実験結果では、 k_f が小さい場合、制御目標値に追従できずに制御誤差が極端に大きくなる場合があるのに対し、 k_f をある程度大きくすることによって制御目標値に追従できた。これらのことから、比例乗数 k_f は2.0 mm/kN 程度として設定する必要があることが判断された。

次に、比例定数 k_P が制御結果に与える影響を検討するため、目標荷重値をステップ状に繰り返し変化させて行った実験結果を図3.17に示す。このとき、不感帯は200 N、比例定数 k_f は2.0 mm/kN と設定した。シリンダの推力をストローク差に変換する比例定数 k_P を0.05 mm/kN と設定した場合には、制御目標値への収束時の振動が大きくなり、荷重制御が不安定になった。一方、比例定数 k_P を0.01 mm/kN 以下と設定することにより、収束時の振動を小さくできた。

制御結果にそれほど影響がなかった理由は、ナックルブーム先端部における荷重値の推測精度には、数百 N 程度の計測誤差が存在しており、目標値との差分値から演算したシリンダ推力差にも誤差が存在し、比例乗数を大きく設定できないからと考えられた。このため、図示した実験時にはブームシリンダにおいて最大15 kN の推力差が存在していたが、比例乗数を0.01 mm/kN と設定した場合には最大時に0.15 mm の目標値変化であり、これはシリンダ

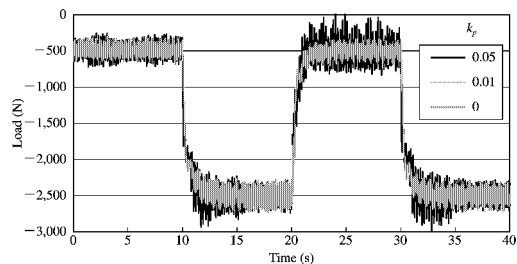


図3.17 比例定数 k_P の荷重制御に与える影響

の量子化精度では 3 bit に相当する。この最大推力差が生じるのは、目標値がステップ状に変化する時のみであり、目標値への収束後には、ブームシリンダの推力差はほぼ 3 kN 以下となり、比例定数 k_P を乗じて量子化された目標値変化では 0 bit となる。これらのことから、比例定数 k_P が小さい場合には、制御結果に影響を与えないと考えられた。

この実験時のナックルブーム先端部における水平面内の座標値変化を図 3.18 に示す。先端部の座標値変化は x および y 軸方向ともに 2 mm 以内に保ちながら、荷重制御が行われた。この値は、軌跡制御のみにおける先端部の位置制御時の結果とほぼ同様な値であり、軌跡制御成績に影響を与えずに、荷重制御機能を組み合わせることができたと考えられた。また、制御結果は比例定数 k_P に影響をほとんど受けていないが、これは前述したように、比例乗数 k_P の変化がそれほど大きな影響を制御結果に与えていないことによるものと考えられた。

下刈作業のように、先端部を接地させながらナックルブーム先端部の移動を行う際には、地面の凹凸などによって極端な外乱が生じやすいこと。また、トルク偏差によるシリンダのストローク目標値の補正機能を制御装置に組み込んでも、制御成績が劣るわけでもないことから、ナックルブームの軌跡、荷重制御機能は、前述の 2 つの制御則を組み合わせることにした。

ジョイスティックを用いて先端部の目標位置を入力することによって、平らなコンクリートの床面上で、ナックルブーム先端部の車輪を転がしながら、 xz 平面上で x 軸方向に繰り返し移

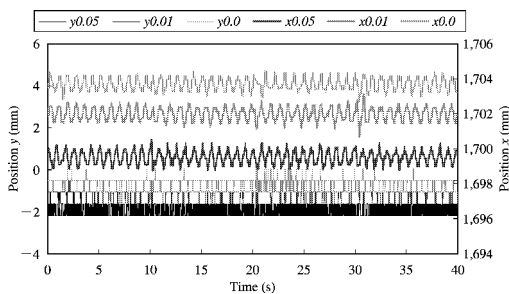


図 3.18 荷重制御時のブーム先端部の水平面座標

動を行った実験結果を図 3.19 に示す。図には先端部の x 座標値およびロードセルによる実測値を示し、目標荷重値の設定は -2.0 kN に固定した。ナックルブームの動作停止時には、500 N を超える荷重制御誤差が生じているが、この制御誤差の原因は先端部の位置制御誤差によるものと考えられた。先端部の停止時には数十 mm の位置制御誤差が生じており、この値は第 II 章で実験を行った軌跡制御時におけるナックルブーム停止時の制御誤差とほぼ同じ値であった。この制御誤差によってナックルブーム先端部が浮き上がる状態になり、荷重制御誤差が大きくなったと考えられた。しかし、ナックルブームの移動時および停止時の荷重制御誤差はこの値よりも低く保たれており、先端部荷重の推測誤差と同程度の制御誤差で荷重制御が行われていた。

実験機のエンドエフェクタの質量は 104 kg であった。このエンドエフェクタを持ち上げるには、先端部において約 1 kN の荷重が必要となる。図 3.19 に示す実験結果では、制御誤差は最大でも約 500 N 程度であり、この値はエンドエフェクタを持ち上げるために必要な荷重の約半分であった。このことから、実験時には先端部のエンドエフェクタは浮き上がることなく、常に接地状態を保ちながら移動していた。

これらの実験結果より、ナックルブーム先端部に荷重センサを装備してフィードバック情報を得る方法ではなく、各関節を駆動している油圧シリンダに装備された圧力計および位置センサから演算される推測荷重を用いて、ナックルブーム先端部の荷重を制御可能であった。実験結果から、先端部荷重の推測精度の向上が図れ

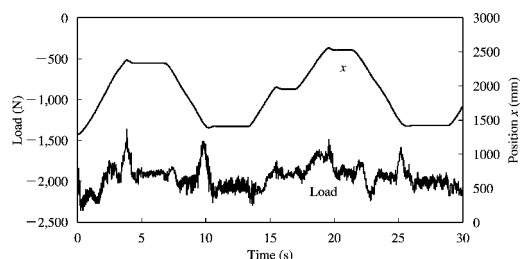


図 3.19 ジョイスティック入力による軌跡・荷重制御結果

れば、ループバックゲインを大きくとることにより、荷重制御の制御誤差をより小さくできる可能性があることも確認できたが、植栽木の間隔、作業を行う地表面の状態などを考慮すると、下刈作業を行うには必要十分な精度で、ナックルブームの軌跡を制御しながら、先端部荷重の制御を行うことができたと考えられた。

F. まとめ

ナックルブーム先端部に装備された作業機を用いて、下刈作業を行うには、先端部を地面に沿って移動させなければならない。しかし、各関節の動作を指示することによって移動操作を行う現行の操作方法では、高度な操作技量が必要となる。さらに、先端部の軌跡制御を行うことによって、先端部の移動方向および速度を指示する操作方法を用いても、先端部がオペレータの運転席から離れており、雑草などの障害物によって、視覚情報が妨げられるため、移動操作を適切に行うことは困難である。このような状況の中で、ナックルブーム先端部を地面の凹凸に沿って移動させる現実的な操作方法は、先端部の荷重制御を行い、常に一定の荷重で先端部を地面に押付けながら、軌跡制御によって移動操作を行う方法が現実的な操作方法と考えられる。このため、ナックルブーム先端部の荷重制御を行いながら、軌跡制御も同時に行う軌跡、荷重制御装置の開発を行った。

その結果を以下に示す。

- ナックルブームの先端部に荷重センサを装備せずに、各アクチュエータの位置センサと圧力計から、先端部の荷重を計測する方法を開発した。
- 荷重推測実験の結果、推測誤差は最大でも1 kN 以内で計測可能であることが確認できた。
- 推測誤差はナックルブームの移動開始時および停止時に大きくなり、ナックルブームの移動中および停止中では500 N 以下で計測可能であった。
- この荷重推測値をフィードバックすることにより、先端部の荷重制御実験を行った結果、推測精度と同程度の制御成績で荷重制御が可能であった。

- 制御装置に荷重制御機能を加えても、軌跡制御機能の制御成績に影響を与えることなく、制御装置を構成できた。

IV. ナックルブームを用いた作業機移動および車両走行実験

A. はじめに

木材生産を行っている林地は傾斜地であり、下刈作業を車両のナックルブーム先端部に装備した作業機によって行うには、傾斜地である林内に車両を進入させなければならない。ナックルブーム先端部に装備された作業機を用いて下刈作業を行う場合、ナックルブームの稼働範囲を利用することによって、車両の進入困難な場所での作業も可能となる以外に、林内における車両の走行を極力減らすことも可能となる。これは、膨軟な構造を有する森林土壌を傷めないことに効果的であるが^{56)–59)}、現在の作業方法である手持機械による人手作業を改善するには、車両を傾斜地に導入して下刈作業を行う必要があると考えられる。

急傾斜地に車両を導入する場合、車両の登坂能力が問題となる以上に、傾斜面における旋回、あるいは傾斜面等高線方向への移動など、車両の滑落、転倒などの事故につながる危険性について検討しなければならない。しかし、車両で下刈作業を行うには、苗木の植栽列は等高線方向に伸びており、苗列に沿って移動を行うには、車両は等高線方向に移動しなければならない。また、作業機の位置が車両に固定されている場合、苗列間を移動するには傾斜面においてUターン走行が必要となる。しかし、ナックルブーム先端部に作業機を装備する場合、ナックルブームの旋回機能によって作業機の位置を変更できることからスイッチバック走行によって苗列間の移動は可能であり、Uターン走行の必要がなくなる。しかし、傾斜面横方向への移動を行わなければ、苗列間の作業が困難となることから、下刈作業を対象とした車両には、等高線方向の走行安定性を重視した車両設計が必要となる。

これらのことから、第III章までに開発を行った軌跡および荷重制御可能なナックルブームを

用いて、下刈作業を想定した作業機の移動実験を行い、制御機能の有効性について検討を行うとともに、作業に必要とされる制御性能について検討した。また、制御マニピュレータを用いた車両の走行実験もあわせて行い、車両の傾斜面における安定性および走破性の向上に制御機能付ナックルブームを利用する方法について検討を行った。

B. 制御装置の傾斜対応

a. 制御装置の改造

第III章において計算した運動方程式によって、先端部荷重を計測するには、図2.1に示す車両座標系における z 軸方向が常に重力の作用する方向と平行でなければならない。しかし、下刈作業を行う造林地は傾斜面であることから、重力の作用方向と平行にはならず、先端部の荷重計測を行うには、車両座標系における重力加速度の有効成分を計算する必要がある。車両には傾斜計を装備し、ロール角およびピッチ角を計測することにより、車両座標系 xyz における重力加速度の有効成分を計測した。実験車両に使用している傾斜計の主要諸元を表4.1に示す。この傾斜計は3軸のジャイロと3軸の加速度計から構成され、車体の加速、減速などの慣性の影響を受けにくい特徴がある。凹凸の多い林内を走行する車両では、慣性力の影響を受けやすい液面式の傾斜計による計測は困難であるからである。

図4.1に示すように地上座標系 X, Y, Z を定義し、図に示すような複合斜面上において、車両系座標の x 軸と X 軸の傾きを θ_p 、 y 軸と Y 軸の傾きを θ_r とすると、車両座標系における各軸方向の重力加速度の各成分は、それぞれ

表 4.1 傾斜計の諸元

メーカー名	日本航空電子(株)
型式	JIMS-30S
ピッチ角検出範囲	±90 deg
ロール角検出範囲	±180 deg
ヨー角検出範囲	±180 deg
3軸加速度検出範囲	±19.6 m/s ²
最大検出角速度	±350 deg/s
最大検出加速度	±19.6 m/s ²
使用温度	0~45°C

の軸方向を g_x, g_y, g_z として示すと、次式にて表される⁶⁰⁾⁻⁶²⁾。

$$g_x = g \sin \theta_p \quad (4.1)$$

$$g_y = g \sin \theta_r \quad (4.2)$$

$$g_z = -\sqrt{g^2 - g_x^2 - g_y^2} \quad (4.3)$$

このとき、接地路面が平坦であり、走行装置の緩衝装置などによる車体姿勢角の変化がないと仮定すると、 y 軸回りの角度であるピッチ角は θ_p 、 x 軸回りのロール角は θ_r として、車両に搭載された傾斜計で計測可能である。

さらに、図4.1に示すナックルブーム座標軸系 xyz において、旋回角 θ_1 によってあらわされるナックルブームの法線平面内における重力加速度の大きさ g_{act} 、およびその作用方向の z 軸からの角度 ρ は次式にて表される。

$$g_{act} = -\sqrt{\left[\sqrt{g_x^2 + g_y^2} \cos\left(\theta_1 - \tan^{-1} \frac{g_x}{g_y}\right)\right]^2 + g_z^2} \quad (4.4)$$

$$\tan \rho = \frac{\sqrt{g_x^2 + g_y^2} \cos\left(\theta_1 - \tan^{-1} \frac{g_x}{g_y}\right)}{g_z} \quad (4.5)$$

ナックルブーム先端部の荷重演算では、式(3.19)から(3.21)に示される運動方程式の重力項に関して、これらの値を用いて計算を行うことで、重力加速度が z 軸と平行していない

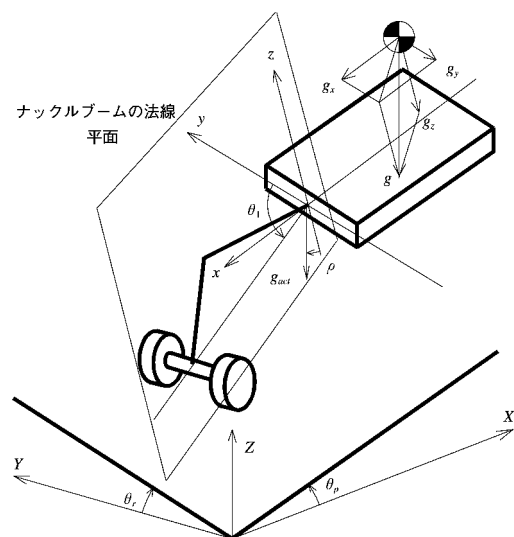


図 4.1 複合斜面上における重力加速度の各軸成分

場合でも計算可能となる。運動方程式内の重力項の各要素は次式にて示される。

$$G_1 = m_2 g_{act} l_{g2} C_{2\theta\rho} + m_3 g_{act} (l_2 C_{2\rho} + l_{g3} C_{23\theta\rho}) + m_4 g_{act} (l_2 C_{2\rho} + l_3 C_{23\rho} + l_{g4} C_{2347\rho}) \quad (4.6)$$

$$G_2 = m_3 g_{act} l_{g3} C_{23\theta\rho} + m_4 g_{act} (l_3 C_{23\rho} + l_{g4} C_{2347\rho}) \quad (4.7)$$

$$G_3 = m_4 g_{act} l_{g4} C_{2347\rho} \quad (4.8)$$

ナックルブームの制御装置では、傾斜計から得られる車体のピッチ角およびロール角から、ナックルブームの法線平面内における重力加速度の有効成分を演算し、運動方程式内の重力項の演算には式(4.6)から(4.8)で示される式を用いて計算を行うことで、傾斜面においてもナックルブーム先端部荷重の演算を行うことが可能である。

b. エンドエフェクタの接地角設定方法

傾斜面ではナックルブーム先端部のエンドエフェクタの接地角度を図4.2(a)に示すように、車体の傾斜に関係なく地上座標系のZ軸方向と平行とする設定方法、もしくは(b)に示すように車両座標系におけるz軸方向と平行とする設定方法がある。実験機のエンドエフェクタでは、作業機用シリンダを制御することによってどちらの方法にも対応可能である。先端部を常に重力加速度の作用方向と平行とするには、図2.6に示すエンドエフェクタの角度 θ_4 の目標

値は次式で示されることになる。

$$\theta_4 = -\frac{\pi}{2} + \rho - \theta_2 - \theta_3 \quad (4.9)$$

また、車両座標系におけるz軸方向と平行にする場合には、目標値 θ_4 は次式で示される。

$$\theta_4 = -\frac{\pi}{2} - \theta_2 - \theta_3 \quad (4.10)$$

この目標値の場合、車体とナックルブーム先端部の接地面が同じ傾斜角であれば接地面に対して直角方向となるが、地面の凹凸の影響により直角方向とは限らない場合がある。先端部を常に接地面に対して直角方向とするには、先端部における接地部の傾斜面を計測しなければならないことになり、計測困難である。このため、この目標値を用いても、先端部のエンドエフェクタを地面と常に直角に保つことは不可能である。

実験機のエンドエフェクタには作業機が装備されていないことから、実際の作業実験を行うことは不可能であるが、作業機の移動実験およびナックルブームを利用した走行実験では、図4.2(b)に示す車両座標系のz軸と平行にする目標値を用いることとする。これは、実際の作業時を想定すると、ロータリカッタの場合、先端部の刃が地面にあたりながら作業を行うことは刈刃を傷めることから、極力避けなければならない作業方法であり、ナックルブーム先端部の作業機は地面に対して鉛直方向を保つ方が望ましいと考えられる。また、フレールモアの場合も同様に、地面に対して作業機が直角となっている状態を保った方が、雑草木の吸込み口を一定に保てることから、作業性がよくなると考えられる。

C. 地面の凹凸による車両の姿勢変化が制御成績へ与える影響

ナックルブームに装備された作業機によって下刈作業を行う場合、地面の凹凸が車両の姿勢変化に与える影響についても検討しなければならない。特に図1.5に示すように、車両を移動させながら作業も行う場合には、車両が走行することによって、走行装置であるクローラなどの接地面の変化により、車体姿勢が変化する。このときナックルブーム先端部では、先端部ま

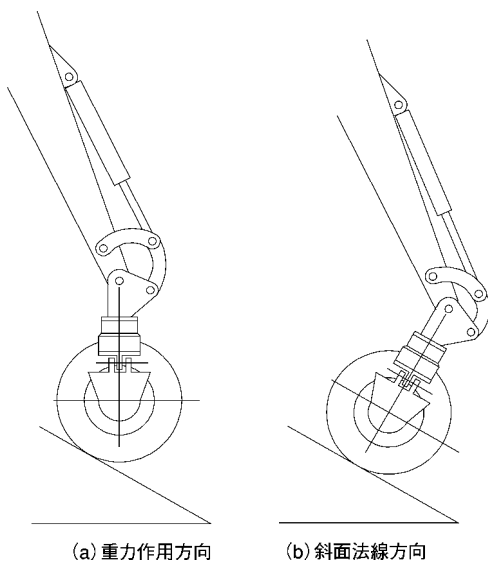


図4.2 ナックルブーム先端部の接地方法

での距離に比例して地面までの高さが変化することになる。このため、常にナックルブーム先端部を接地させながら走行するには、接地面である林地の凹凸によって車両の移動速度が制限されることになる。

林地の地表面の凹凸を計測したデータによると、平均傾斜による変化分および伐根などの障害物を除いた地表面の凹凸のみによる傾斜変化は10 deg/m以下が85から95%である⁶³⁾。車両の走行速度が高くなることによって、地形の変化が大きくなるため、ナックルブームの制御装置が対応できる変化量が車両の最大走行速度となる。車両の重心からナックルブームを最大に伸ばした場合の先端部までの距離は約3,500 mmである。ナックルブームの先端部の最大移動速度は、軌跡制御実験の結果から0.4 m/sと仮定できる。これらの値を用いると、車両の最高速度は0.66 m/sとなる。しかし、この値は先端部の地形変化は考慮されていないため、先端部においても同様な地形変化があるとする、この最高速度は半分の値となり、0.33 m/sが先端部を接地させた状態を保ちながら林内を移動可能な実験車両の最高速度となる。

この最高速度でも追従不可能な林地が約5から15%あることになり、その場合には走行速度を遅くすることによって対応しなければならない。しかし、この速度は、実験車両の走行装置であるクローラの接地面を剛体として計算した結果であり、実際には下転輪の位置などに影響を受け、地形変化によって生じる車両の姿勢変化はこの値よりも小さくなる可能性がある。これらの結果より車両の走行速度は0.3 m/sと設定して走行実験を行うこととした。

D. ナックルブームによる作業機の移動実験

a. 実験目的

下刈作業を行わなければならない造林地は傾斜面であり、さらに枝条、伐根など、さまざまな障害物が存在しており、地表面の凹凸は厳しく、車両を走行させるだけでも困難な作業環境である。また、下刈作業時には雑草によって地表面が覆われており、地表面の凹凸を運転席からオペレータが認識することは困難であるため、ナックルブーム先端部を地表面に沿って動

作させなければならない操作が要求される下刈作業は、オペレータに高度な操作技量を要求することになる。さらに、ナックルブーム先端部の点から点への移動が要求される伐出作業とは異なり、下刈作業を行うには先端部の移動軌跡が重要である。苗列に沿って直線的に先端部を動作させるためには、複数のアクチュエータの協調動作が必要となることも操作を複雑にしている。

傾斜面において作業機を常に地表面付近で動作させなければならないことから、ナックルブーム操作を誤ることにより、先端部を地表面に押しつけ過ぎた場合、地表面からの反力によって、車体が不安定となる。これは、転倒あるいは滑落などの事故を引き起こす原因となり、オペレータに極度の緊張状態を与える。このため、ナックルブームの操作を従来の2本の操作レバーによって行うことは困難となり、ナックルブーム先端部の水平方向の位置および移動方向に関する指示のみをオペレータによって行うだけで、ナックルブーム操作が行えるように制御を行う必要がある。

ナックルブームによって下刈作業を行うには、先端部を接地させた状態を保ちながら、先端部の移動操作が行えなければならない。これは第III章までに開発を行ったナックルブームの軌跡、荷重制御装置を用いることによって、実現可能である。実験機には下刈作業を行う作業機が装備されていないので、実際の雑草刈り払い作業実験は行えなかったが、先端部に装備されているエンドエフェクタを用いて、先端部の移動実験を本節で行った。

b. 実験方法

ナックルブーム先端部の移動実験は、図2.1に示す実験車両および第III章までに開発を行った軌跡、荷重制御装置を用いて行った。実験車両のナックルブーム先端部には、フレールモアあるいはロータリカッタを模したエンドエフェクタを装備できる。フレールモアでは両端に車輪が装備されており、自由回転を行うだけの遊動輪であることから、接地荷重を適当な値に保つことによって、先端部の車輪を転がしながら移動操作を行うことになる。また、ロー

表 4.2 ナックルブームによる作業機移動実験

エンドエフェクタ	コンクリート	芝生	圃場
フレールモーア	○	○	
ロータリカッタ		○	○

タリカッタは底面の球面を接地させた状態を保ちながら移動させることによって、地面を滑りながら移動させることになる。ナックルブーム先端部の接地荷重である制御目標値は、あらかじめ制御装置に入力されており、ジョイスティックによって目標移動方向を入力して先端部の移動操作を行った。実験に使用する地表面とエンドエフェクタの組み合わせを表 4.2 に示す。実験は森林総合研究所内の登坂走行試験路の芝生、コンクリート床面およびロータリ耕うん機によって耕された砂質壤土の圃場にて行った。

登坂走行試験路の地表面は林内に比べ、表面の土壌は硬いが、下刈作業を行う造林地は伐出作業跡地であり、トラクタなどによって地表面が締め固められた場合には、同様の硬さを有すると考えられる。また、コンクリートの床面のように硬い地面上で移動は、実際の作業にはほとんどないが、造林地では岩などが露出している場合もあり、可能性としてあり得ない作業状況ではない。圃場は膨軟な土層が深いため、実際の作業時でもこれ以上柔らかい地表面上を作業することはないと考え、実験条件に加えた。

ナックルブーム先端部の移動速度は、第 II 章の軌跡制御実験の結果から、最大速度が 0.4 m/s に設定されており、ジョイスティック操作によって制御されている。また、目標荷重値は制御装置にあらかじめ入力した状態で実験しているが、設定値は両エンドエフェクタとも -1.0 、 -2.0 kN とした。これは、前章の実験結果からも明らかのように、先端部における荷重制御誤差は約 0.5 kN 程度予測されることから、ナックルブーム先端部が各エンドエフェクタの自重を支えずに、押付けながら移動させるには、この程度の設定値が必要となるからである。ナックルブーム先端部がエンドエフェクタの自重を支えていない状態では、荷重計の鉛直方向成分は 0 N となり、各エンドエフェクタの質量

を超える荷重が検出された状態では、先端部が地面から浮いていることを示している。また、先端部の移動軌跡が目標軌跡から外れることなく移動を行えなければ、下刈作業を行うことは不可能となることから、先端部の軌跡制御誤差についても検討を行った。

c. 結果および考察

平らなコンクリート床面上で、フレールモーアを接地させながら車両座標系の水平方向である x 、 y 軸方向に先端部を移動操作した実験結果を図 4.3 に示す。図には先端部の x 、 y 座標値およびロードセルによる鉛直方向荷重の実測値を示している。実験時の移動操作はジョイスティックによって行い、接地荷重は -2.0 kN と設定した。実験時には、各軸方向の移動操作が重ならないように、 x 方向移動時には y 軸方向の座標値を保ち、逆に y 方向移動時には x 座標値を保つように操作した。図 4.4 には、同実験時の各軸方向の後退差分法による移動速度を示している。

先端部移動時の荷重制御結果には約 0.5 kN 程度の制御誤差が発生していた。この値は荷重

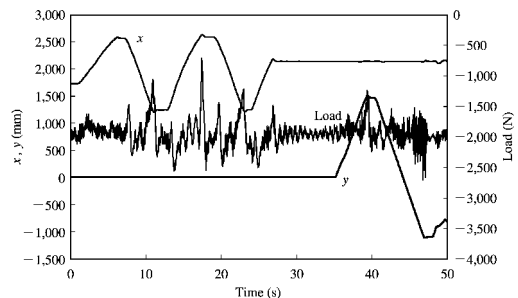


図 4.3 コンクリート床面上の作業機移動実験結果

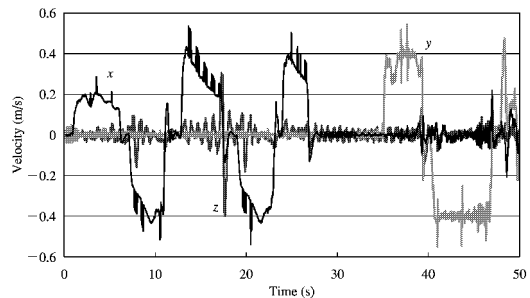


図 4.4 移動実験時の各軸速度

制御実験時の制御結果とほぼ同様であり、平らな地面上の移動時であれば、ナックルブームの最大移動速度に設定されている 0.4 m/s の速度でナックルブームを操作しても、荷重制御成績には影響はなかった。しかし、ナックルブームの移動停止時には制御誤差が大きくなっており、 1 kN 程度の制御誤差が発生していた。この移動停止時に制御誤差が大きくなる理由は、ナックルブームの軌跡制御機能は移動中に比べ、停止時の位置制御誤差が大きくなるからであり、軌跡制御のみによる移動実験時と同様に、停止時には数十 mm 程度の制御誤差が生じたからと考えられた。

目標方向以外の各軸方向速度成分は約 0.1 m/s 以下であり、座標値でも約 20 mm 以内に保ちながら、移動操作が行えた。この制御誤差は軌跡制御のみによる移動実験結果である図 2.34 と比べ大きくなっているが、先端部の接地部に作用するそり抵抗などに対する抗力によって、各アクチュエータに作用する負荷変化が大きくなり、制御成績が悪くなったと考えられた。

次に、 x 軸方向に傾斜しているコンクリート床面を利用して、同じ目標荷重値で x 軸方向に移動操作を行った結果を図 4.5 に示す。コンクリート床面の傾斜角は約 7 度である。先端部の x 座標値を大きくする場合には、傾斜面を下る方向に操作していることから、床面への押し付け荷重が小さくなり、逆に x 座標値を小さくする場合には、荷重が大きくなっている。このため、接地面変化による外乱が加えられることにより、図 4.3 に示す実験結果と比べると、制御

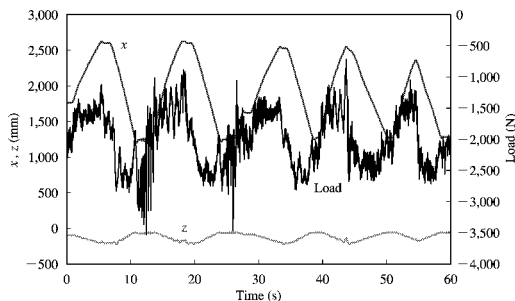


図 4.5 コンクリート斜面上における移動実験結果

誤差が大きくなった。同様に、ナックルブームの停止時の制御誤差も大きくなっているが、制御目標荷重値を -2.0 kN と設定していることから、先端部荷重は 0 N にまではいたっていない。このことから、本実験機の荷重制御装置を用いて作業機の移動操作を行う際には、接地面の凹凸の状況に応じて、ナックルブームの移動速度を制限しなければ、先端部の目標荷重値に追従しきれない場合が生じることになる。また、先端部を常に接地させながら移動させるには、制御誤差を考慮して、目標接地荷重を設定しなければならない。

圃場において、制御目標値を -1.0 kN として行った実験結果を図 4.6 に示す。このとき、エンドエフェクタにはロータリカッタを用いた。制御目標値を小さくした理由は、 -2.0 kN では先端部が地面に埋まりすぎて、移動操作が不可能であったからである。同様に、フレールモアでは車輪が地面に埋まってしまい、操作不可能であった。図 4.3 と同様に、先端部座標値および実測荷重値を示している。コンクリート床面時と比較して、先端部荷重値の制御誤差は大きくなっているが、これは先端部の移動に伴い、地面が締め固められてしまい、接地面高さが変化したからと考えられた。また、先端部の接地面におけるすべり抵抗もコンクリート床面における転がり抵抗に比べ大きくなるため、先端部移動時の水平方向の負荷が大きくなり、制御結果に影響を与えていると考えられた。制御誤差が大きくなり、制御目標値も小さくしていることから、移動停止時には先端部荷重がエンドエフェクタの質量 30 kg を超えていることから、先端部が瞬間的に浮いた状態になって

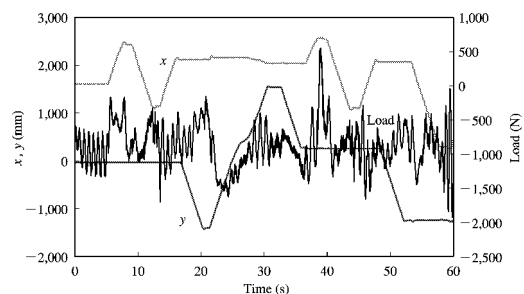


図 4.6 圃場における作業機移動実験結果

いた。さらに、移動操作時の先端部軌跡誤差も大きくなり、特に x 軸方向の誤差は約 50 mm 程度にまで大きくなった。

これらのことから、膨軟な地表面上を移動させることによって、先端部の接地面に変化を生じるため、軌跡および荷重制御に与える影響は大きく、制御結果が悪くなった。また、実験機のエンドエフェクタを用いて膨軟な地表面を移動させるには、目標接地荷重を小さくしなければならない。その結果、移動停止時のように制御誤差が大きくなる時には、先端部が浮いた状態になることから、常に先端部を接地させながら移動させるには、エンドエフェクタには接地圧を小さくできるように、接地面積を大きくする構造が必要となる。

芝生上において、エンドエフェクタにフレールモアを用いて、目標荷重値を -1.0 、 -2.0 kN として行った実験結果をそれぞれ図 4.7、4.8 に示す。先端部座標値を示すとともに、荷重実測値を示している。実験結果を比較することにより、先端部の接地荷重を大きくした方が、

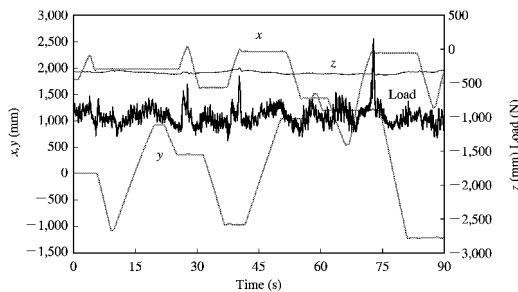


図 4.7 芝生上における作業機移動実験結果 (-1.0 kN)

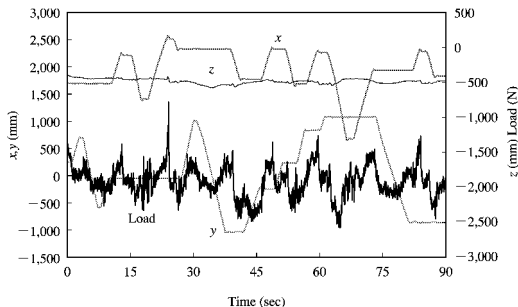


図 4.8 芝生上における作業機移動実験結果 (-2.0 kN)

制御誤差が大きくなっている。先端部を強く押付けるほど、各アクチュエータの駆動力を必要とすることから、油圧シリンダのストローク制御成績が劣ることになり、先端部の位置制御誤差が大きくなるからと考えられた。また、先端部荷重を大きくすることによって、車体本体に傾きが生じ、そのわずかな傾きによって先端部位置が変化することも外乱を大きくしている原因の一つであった。さらに、接地荷重を大きくするほど、車輪のころがり抵抗も大きくなることから、制御成績に影響を与えていると考えられた。しかし、先端部荷重を大きくすることにより、移動停止時のように制御誤差が大きくなる時でも、常に先端部を押付けた状態を保っていた。先端部荷重値を小さくすると、制御誤差は小さくなるが、それでも停止時には条件によって 1 kN 近い制御誤差が発生することから、先端部荷重が 0 N を超えていた。このことから、先端部を常に押付けた状態で移動させるには、目標接地荷重をある程度大きくしなければならないが、目標値を大きくすることによって、制御誤差も大きくなることから、目標接地荷重の設定方法が重要であった。

芝生上の接地面はコンクリート床面ほど平らではなく、接地面変化による外乱は大きいはずであるが、荷重制御誤差は図 4.3 に比べそれほど大きくなっていなかった。これは先端部の接地部は弾性体である車輪を介して接地させていることから、コンクリート床面のように硬い接地面よりも、ある程度柔らかい接地面の方が、先端部の軌跡制御誤差による荷重変化を小さくしていると考えられた。しかし、圃場のように柔らかすぎる場合には、先端部が地面に埋まってしまい、車輪の転がり抵抗が大きくなりすぎて、移動操作を行うことが不可能となった。このことから、ナックルブーム先端部の目標接地荷重は、エンドエフェクタの質量だけではなく、接地部の構造、接地圧および接地面の柔らかさを考慮して設定しなければならなかった。

図 4.9 には図 4.8 に示す実験時の xy 平面状における先端部の移動軌跡を示している。先端部の移動操作は、 x 軸方向と y 軸方向を同時に行っていないため、先端部の移動軌跡は各軸方

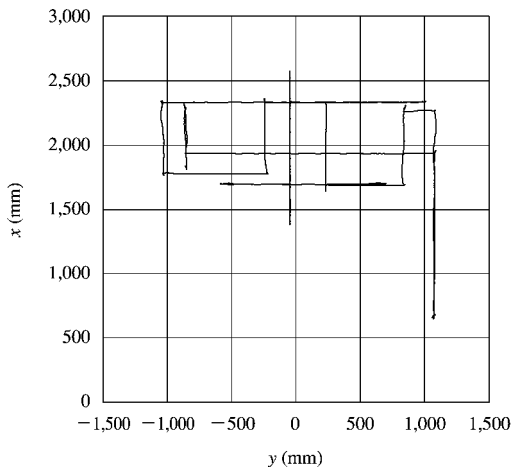


図 4.9 芝生上における作業機移動軌跡

向に平行となる。移動停止時には 50 mm 以内の誤差が確認できるが、移動時には目標軌跡からの誤差は 20 mm 以内に収まっていた。これはコンクリート床面上における制御結果とほぼ同様な値であり、ある程度の硬さを有する接地面上では軌跡制御誤差に影響がなかった。この軌跡制御誤差は、約 1.8 m 程度の植栽列間を移動させなければならない下刈作業に利用するには十分な精度であり、軌跡制御に荷重制御機能を加えても、ナックルブーム先端部の軌跡を必要十分な精度で制御可能であった。

最後に、傾斜面に静止した状態でナックルブーム操作を行った実験結果を図 4.10 に示す。このとき、エンドエフェクタにはロータリカッタを用いている。約 15 度の傾斜面上において、車両座標系の x 軸方向を斜面谷側方向とした状態時における実験結果を示している。傾斜面の地表面は芝生で覆われており、ほぼ均平化さ

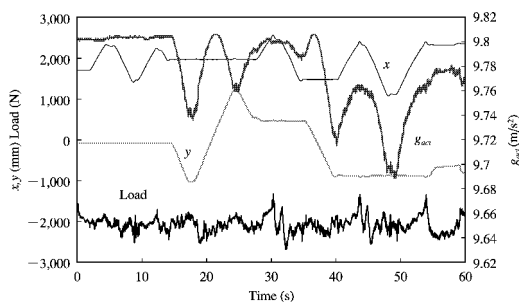


図 4.10 斜面上における作業機移動実験結果

れている。先端部座標値、荷重実測値を示すとともに、重力加速度の有効成分を示している。ナックルブームを動かすことによって、車体最大傾斜方向に対するナックルブームの法線平面が変化するため、重力加速度の有効成分値が変化していた。しかし、傾斜計を用いた補正演算機能により、先端部荷重を目標値である -2.0 kN に保てていた。

これらの実験結果より、実験機の軌跡、荷重制御装置では地表面の凹凸に応じて、先端部の移動速度を制限しなければならない必要があるが、先端部荷重目標値を適当に設定することにより、作業機を接地させた状態を保ちながら移動操作可能であった。また、実験機のエンドエフェクタのように、接地部を駆動する動力を有していない場合、接地面が膨軟な状況下では移動操作が不可能となることから、制御目標荷重値の設定方法が重要であった。しかし、制御目標値は実験結果からも明らかのように、地表面の柔らかさなどを考慮して設定しなければならず、制御誤差を考慮すると、あまり小さな目標値に設定することも困難であった。これらのことから、操作装置には荷重値の入力デバイスを備える必要があると考えられた。

E. 制御機能付ナックルブームを用いた下刈作業のシミュレーション

実験用のナックルブーム先端部には、下刈用の作業機を模したエンドエフェクタが装備されているが、実際に下刈作業を行うことは不可能である。このため、開発したナックルブームを用いることにより、下刈作業をどの程度の作業能率で行えるか、シミュレーションによって検討を行った。

手持機械である刈払機では、進行方向である植栽列に対して横方向に刈刃を移動させながら、作業が行われることになる。しかし、本研究で開発を行ったナックルブームを用いる方式では、作業機の幅を植栽木の列間と同じ長さに設定することによって、進行方向にのみ移動させながら下刈作業を行うことが可能となる。これは手持機械と違い、ナックルブームを使用することによって、作業機の質量に制限されずに設計を行える長所があるからである。また、荷

重制御可能なナックルブームでは、先端部の作業機の質量を車両本体が支えなくとも、先端部を接地させた状態で移動できるため、大きなカウンタウェイトを必要としないことも作業機の大型化に有利に機能する。

一般的な植栽密度はヘクタールあたり3,000本であり、植栽木の間隔は1.8mとなることから、下刈用の作業機幅は1.6m程度が必要となる。この作業機を用いて、ナックルブーム先端部の移動速度を0.3m/sと仮定すると、作業能率は0.17ha/hとなる。この移動速度は本実験機の移動速度である0.4m/s以下であり、下刈用作業機の能力としても十分な移動速度である。実際の作業時には、車両の移動と作業機の移動が交互に行われながら、苗木の列間および苗間を刈払うことになる。図2.4に示す実験機のナックルブームの作業範囲を考慮すると、一本の苗列を進みながら、その左右の列間の作業が可能であることから、車両が停止した状態で作業可能な範囲は約8m²である。この作業可能な範囲内においても、植栽木と車両の相対位置関係から植栽木の際まで刈払うには移動軌跡が重なる場合が生じる。この移動軌跡の重なり具合によって、作業能率は変化する。この効率を仮に0.6とする。また、1haの作業を行うには車両の移動と停止が約1,250回繰り返されるので、この移動と停止に要する時間を1サイクル12秒と仮定すると、作業能率はヘクタール当たり約14時間となる。1日当りの実作業時間を6時間としても、作業能率は約0.43ha/人日となる。この値は現行の刈払機による作業能率の約2倍である。

図1.5に示すように車両による作業を植栽列間の筋刈のみに限定し、植栽木のまわりの仕上げ作業を刈払機による人手作業として行うとすると、走行しながら作業が行えるため、一日で1haの作業が可能となる。残りの作業面積は約0.12haであり、刈払機による一日の作業能率以下となり、この方法では0.5ha/人日以上作業能率が期待できる。また、この方法では車両の運転手と刈払機の操作者が交代して作業を行うことにより、刈払い機を長時間操作し続ける必要がなくなることも利点である。

上記の作業能率は従来の植栽方法である列間1.8mを前提とした結果であるが、下刈作業の能率向上には作業機の幅を大きくすることが有効である。ナックルブームの制御結果および林内における車両の走行速度などを考慮すると、作業機の移動速度の向上はあまり期待できない。しかし、植栽間隔を大きくすることにより、作業幅を大きくすることが可能であり、更なる作業能率の向上が期待できる。これは、傾斜地を等高線方向に移動しなければならない車両では、車幅を大きくできる可能性もあることから、有効な手法と考えられる。しかし、下刈作業機械の林地への搬入は林道を用いて行われることから、大型トラックの荷台幅である2.5mが下刈作業機械の車幅の限界となる。高性能林業機械に多用されているバケット容量0.5m³クラスの油圧ショベルの車幅は2,490mmである。このため、作業機の幅も2.5mが限界と考えられる。植栽間隔を2.5mとするには、植栽本数は約1,500本であり現行の半分となる。作業機の幅2.5m、作業機の移動速度0.3m/sでは作業能率は0.27ha/hであり、筋刈作業では一日約1.62haの作業が可能である。植栽木周辺の仕上げ作業を考慮しても、約1ha/人日の作業能率が期待できることになる。

これらのことから、軌跡および荷重制御可能なナックルブームを用いて下刈作業を行うことによって、現行の作業能率の2～5倍程度が可能である。人手作業によって下刈作業を行うには手持機械であるため、作業機の質量に大きな制限を受けることになる。しかし、ナックルブーム先端部に作業機を装備する方法では質量に制限を受けにくく、作業機の大型化などが図りやすい。このため、従来の植栽本数を小さくすることにより、植栽木間の間隔を広げ、作業幅を大きくすることで、更なる作業能率の向上が期待できる。また、実験機では既存の油圧ショベルを使用しているが、ナックルブームの可動範囲を造林地に合わせて適正に設計することによっても、更なる作業能率の向上が期待できる。

F. 等高線方向走行時のナックルブームの応用実験

a. 実験目的

車両が傾斜面上を走行する場合、傾斜方向への移動時に比べ等高線方向の移動時の方が危険であり、基本的には等高線方向への移動は行わないことが望ましいとされている。これは、車両の構造上ホイールベースに比べトレッドの方が短く、傾斜地における車体の安定領域の余裕が車体横方向の方が小さいからである。また、傾斜方向の移動時では傾斜がきつくなることによって、登坂不能となり走行できなくなる反面、横方向の移動時では傾斜がきつくなっても走行不能とはならず、オペレータが操作を続けた結果、転倒という事故になる場合が多いことにもよる。

林業用車両では、左右の車軸高さを変更可能な図 4.11 に示すような段軸車両と呼ばれる車両の開発も行われている^{64)~75)}。この車両は傾斜面に応じて、左右の車軸高さを変更することにより、斜面でも車体を水平に保つことが可能であり、平地を移動している場合と同様に走行できるメリットがある。しかし、走行時には地面の凹凸に応じて車軸高さを調整しなければならず、運転操作が複雑となるデメリットもある。この運転操作の簡易化を目的として、常に車体を水平に保つ機能を自動制御している車両もあるが、まだ研究段階であり、市販機に普及している例はない。

このため、等高線方向への移動を目的とする車両では、重心位置を低く、車幅を広く設計することが重要である。しかし、植栽列間を移動



図 4.11 段軸式車両

しなければならないことから、車幅は 1.8 m 以内程度におさえなければ使用不可能である。また、林内にある障害物を避けるには、ある程度の最低地上高を必要とし、重心位置を低く設計することも困難である。しかし、植栽作業は人手作業によって行われており、苗木の植栽列は等高線方向にのびていることから、下刈作業時には等高線方向に車両は移動しなければならない。

これらの問題を解決するために、荷重制御可能なナックルブームを用いることによって、車体を支えながら横方向に移動することによって、下刈作業を行う作業方法について検討を行った。図 1.5 に示すように、この方法では作業機を装備したナックルブームは苗列を跨いで接地させており、車幅を広げることと同様な効果が期待できる。また、ナックルブームを移動させることによって作業を行うよりも、車両の移動と同時に作業を行う方が作業能率の面でも期待できる。傾斜面での安定性を考慮すると、作業機を車体よりも山側の苗列に伸ばして作業を行う方が安定すると考えられる。しかし、荷重制御可能なナックルブームを用いていることから、地面反力で車体安定性に有効作用させて、アクティブなアウトリガーとして機能させながら走行および作業を行うことも可能である。ただし、これらの機能が有効に作用するには、ナックルブームの制御能力および作業範囲が重要となる。

これらのことから、本節では等高線方向に移動しながら作業を行うことを想定して、軌跡および荷重制御可能なナックルブームを用いた等高線方向走行方法について検討を行った。

b. 実験方法

実験車両による等高線方向の走行実験は、森林総合研究所内の登坂走行試験路の法面を利用して行った。路面植生は芝生であり、傾斜面は約 25 度である。実験時には、エンドエフェクタにはロータリカッタを使用し、ナックルブームの目標接地荷重はあらかじめ制御装置に入力した状態で行った。軌跡制御機能によって先端部の接地位置を変更し、接地荷重および接地位置を変更して、走行実験を行った。図 4.12 に試験



図 4.12 等高線方向走行時の実験車両

路を走行時の車両を示す。表 4.3 に走行実験時の条件設定であるナックルブーム先端部接地位置および目標接地荷重を示す。先端部の接地位置は車両座標系における y 座標値で 1,770 mm と 2,360 mm, x 座標値は 0 mm と設定した。この値は、実験車両の横方向接地長が 1,180 mm であることから、それぞれ車体中心位置から荷重作用点までの距離を 1.5 倍および 2 倍と設定するためである。実験車両のナックルブームの稼働範囲には限界があり、1.5 倍未満および 2.5 倍以上の設定は不可能であった。接地荷重は、作業機移動実験時と同様に、 -1.0 および -2.0 kN として設定した。

実験時の走行装置の操作は、走行用油圧モータに接続されている電磁比例弁への入力電圧を、可変抵抗器によって直接手動操作した。実験車両の走行速度は最大 0.5 m/s であり、前後進とも電磁比例弁への入力電圧を制御することによって無段変速可能である。走行実験時にはナックルブームの水平方向の座標値は変更しなかった。しかし、路面の凹凸の影響により、外乱が発生することになり、車両の走行速度が制御結果に大きく影響した。この制御成績が極端に劣る場合、車体の転倒の危険性があることから、走行速度を徐々に大きくしながら実験を繰り返した。

表 4.3 ナックルブームを用いた斜面横方向走行実験

目標接地荷重 (kN)	0	-1.0	-2.0
ブーム先端部接地距離 (mm)	1,770	2,360	

c. 結果および考察

図 4.13 に目標荷重 -1.0 kN, 目標座標値 2,360 mm 時の走行実験結果を示す。図には走行時のピッチ角, ロール角変化および先端部荷重実測値を示しており, 走行速度は約 0.3 m/s であった。荷重制御結果は先端部移動速度を 0.4 m/s とした実験時と比べ, 制御誤差は大きくなった。これは車体の走行に伴い, 先端部接地面の凹凸変化による外乱が大きかったためと考えられた。また, 走行装置である履帯接地面における凹凸の影響により, 車体の姿勢角が変化することによって, ナックルブーム先端部における接地面までの高低差が変化していることも, 外乱として加わっていると考えられた。しかし, 図に示す実験時には, 先端部を目標接地荷重に保ちながら走行可能であった。

図 4.14 には, この実験時における制御装置内で演算された制御目標座標値と先端部座標値の差を示している。xy 平面座標では制御目標値から数 mm 以内に保ちながら, 先端部座標の位置制御が行われていた。しかし, z 座標値は外乱の影響も加わり, 最大で 10 mm 程度の偏差があった。この値はナックルブームの最大移動速

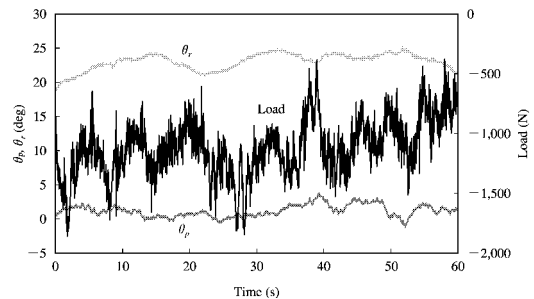


図 4.13 等高線方向走行時の荷重制御結果

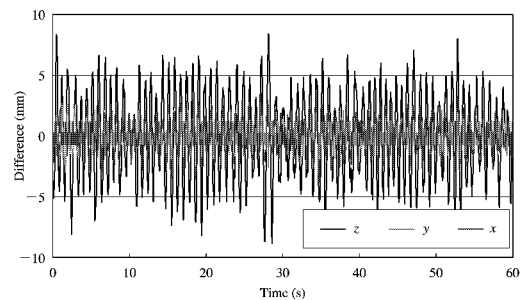


図 4.14 等高線方向走行時の目標座標値偏差

度が約 0.4 m/s であり、制御装置のサンプリング周期が 50 Hz であることから、1 サンプリングにおける最大移動距離は約 8 mm 程度であり、位置制御が追従しきれない場合があったことを示している。このため、荷重制御結果には制御誤差として大きな値が現れたと考えられた。

同じ走行経路を用いて、目標荷重値および先端部座標値を変更して走行実験を行い、実測荷重値から目標値を引いた制御誤差絶対値の平均値を表 4.4 に示す。先端部荷重が大きくなるほど、制御誤差が大きくなるとともに、ナックルブームを伸ばして接地させるほど大きな誤差となっている。先端部を伸ばすことによって、誤差が大きくなる理由は斜面走行時の車体ピッチ角およびロール角変化によって、先端部距離が大きいほど、車体姿勢角変化に伴う絶対座標値変化が大きくなるからと考えられた。このことから、先端部における地面の凹凸のみではなく、走行装置接地面の凹凸の影響により、制御誤差が大きくなったものと考えられた。また、荷重を大きくすることによって、制御誤差が大きくなる理由は、移動実験時と同様に、先端部のすべり抵抗などが大きくなり、各アクチュエータの負荷が大きくなることによって、制御誤差が大きくなったものと考えられた。

ナックルブームを谷側に接地させた状態を保ちながら、等高線方向に走行を行うことで、車体の安定性に与える影響を検討するために、走行実験時のロール角変化を図 4.15 に示す。比較として、ナックルブームを接地させずに走行した時の実験結果を示すとともに、先端部座標値を 1,770 および 2,360 mm と設定した時の結果を示している。このとき、先端部の目標荷重値は -1.0 kN とした。ナックルブームを接地させずに走行している時には、車両の転倒防止

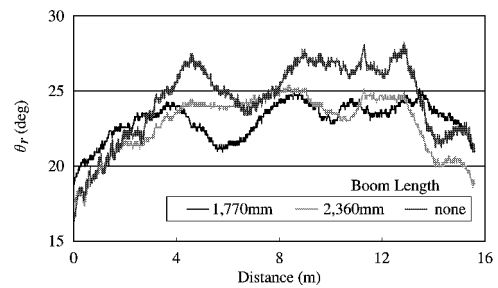


図 4.15 等高線方向走行時のロール角変化

用として、ナックルブームを斜面山側に伸ばした状態で走行した。ナックルブーム先端部の接地位置による影響は小さいが、ナックルブームを接地させて走行することによって、車体のロール角変化が小さくなった。ナックルブームを接地させない状態で走行している時には、伸びているナックルブームの影響によって x 軸回りの慣性モーメントが大きくなり、走行装置接地部の凹凸の影響を受けやすいことから、ロール角変化が大きくなったと考えられた。このことから、ナックルブームを接地させながら走行することによって、履帯接地部の凹凸による車体の姿勢角変化が小さくなり、走行時における車体の揺れを防ぐことから、傾斜面における安定性を向上させる機能があると言える。

これらの実験結果より、ナックルブームを斜面谷側に接地させた状態を保ちながら、傾斜面横方向に走行する場合、先端部を車体に近い位置で接地させながら走行した方が、荷重制御誤差は小さくできた。しかし、ナックルブームの接地位置は、実際の作業時には苗列間によって作業条件が決まってしまうことから、先端部接地位置の変更は困難である場合が多い。また、接地荷重を小さくした方が制御誤差も小さくできるが、常に接地状態を保つには制御誤差を考慮した目標値に設定しなければならないことも、先端部の移動実験結果と同様であった。このことから、ナックルブーム先端部を目標荷重値に保ちながら、斜面横方向に走行するには、荷重制御に影響する外乱である接地面変化を小さくしなければならず、走行路面および先端部接地面の凹凸に応じて、車両の走行速度を遅くする必要があることが確認できた。しかし、等

表 4.4 斜面横方向走行時の荷重制御誤差絶対値の平均値

目標接地荷重	ナックルブーム先端部位置	
	1,770 mm	2,360 mm
-1.0 kN	164 N	217 N
-2.0 kN	234 N	345 N

高線方向走行時にナックルブーム先端部を谷側斜面に接地させることによって、車体のロール角回りの揺れを小さくしながら走行できることから、車体の安定性の向上に有効であった。

G. 登坂走行時のナックルブームの応用実験

a. 制御機能付ナックルブームによる接地圧の改善

車両が平地を走行する時の走行抵抗は主に走行装置のころがり抵抗であるが、傾斜面における登坂走行時には自重による勾配抵抗が加わる。傾斜がきつくなることによって、この勾配抵抗が大きくなり、けん引力よりも大きくなることによって車両は登坂不能となる。しかし、実際には平地上におけるけん引力試験から求められる最大けん引力に相当する角度よりも緩い傾斜面において走行不可能となる場合が多い。この理由は、車体が傾くことによって平地では走行装置に均一に作用していた接地圧が斜面山側では小さく、谷側では大きくなりけん引力が小さくなることにより登坂不能となる^{76)–78)}。

この接地圧の不均衡を解消する方法として、図4.16に示すように先端部を接地させたナックルブームから得られる反力を用いて、重力方向とは逆のモーメントを発生させ、履帯に作用する接地圧の不均衡を改善しながら走行する方法がある。この方法では、ナックルブーム先端部を常に接地させた状態で走行しなければならないため、走行路面の凹凸にあわせて、ナックルブーム先端部を制御しなければならない。また、先端部の接地部が駆動する場合を除いて、先端部に発生している反力により、履帯に作用する車重が減少することにより、けん引力が小

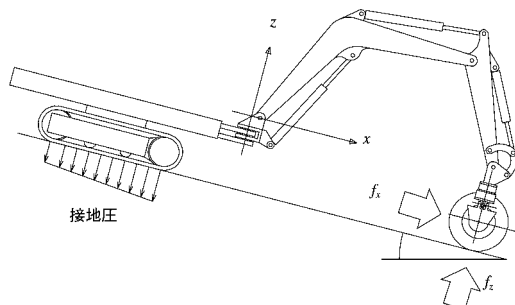


図4.16 ナックルブームを用いた接地圧不均衡の改善方法

さくなる。さらに、ナックルブーム先端部のエンドエフェクタの接地部には、すべり抵抗もしくはころがり抵抗などが発生することにより、走行抵抗が大きくなる欠点もある。しかし、これらの走行抵抗の増加量に比べ、履帯接地圧の不均衡を改善することによるけん引力の低下量が小さければ、走行可能となる傾斜面が増えることになる。

実験車両には走行トルク計測用として、走行用油圧モータに圧力計を装備した。使用した圧力計は、ナックルブームの油圧シリンダに用いた圧力計と同じ仕様である。油圧モータのトルクは圧力差に比例し、伝達効率は回転数、負荷圧力などによって変化するが、実験時にはそれほど大きく変化しないことから、車両の走行トルクは油圧モータの圧力差にほぼ比例すると考えられる。車両の走行トルクを圧力計から実測することは困難であるが、走行実験時の条件変化が走行トルクに与える影響を検討するには、十分利用可能である。

実験車両による平坦な草地上における走行時の油圧モータの圧力差は約6 MPaであり、これはころがり抵抗に対する抗力と考えられる。斜面走行時には、この値に傾斜に応じた勾配抵抗が加えられることになり、10度の傾斜面の登坂時にはこの値が約11 MPaとなる。制御機能付ナックルブームを用いて、10度の登坂走行路を直進走行した実験結果を図4.17に示す。油圧モータの圧力差および先端部における荷重のロードセルによる実測値を示している。このとき、先端部の座標値はx座標値を2 m、目標荷重値を-1.0 kNと設定し、走行速度は約0.4 m/sである。

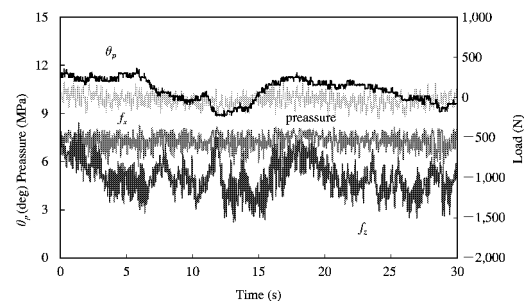


図4.17 接地圧改善による走行実験結果

走行時の油圧モータの圧力差は約 10 MPa となり、ナックルブームを用いない場合に比べ小さくなっている。これは先端部を常に接地させていることから、履帯が支える車重が減少し、走行トルクが小さくなったためと考えられた。また、先端部における水平方向の荷重値 f_x が負の値を示しており、ナックルブーム先端部には目標値で地面下方向に押しつけるとともに、縮める方向に荷重が作用していた。これは、先端部の車輪は駆動していないことから、転がり抵抗が発生しており、先端部の水平方向の座標値を保つために、ころがり抵抗に対する抗力が発生していたと考えられた。

走行路面傾斜および目標荷重値を変更して同様な実験を行った結果を、走行モータの圧力差の平均値を用いて表 4.5 に示す。目標荷重値が 0 N となっている場合は、ナックルブームを接地させずに先端部が斜面谷側の車体に最も近い位置となるように固定しながら走行している場合を示す。また、実験結果が掲載されていない条件時は、登坂走行不可能であったことを示している。表に示すように、傾斜がきつくなることによって、勾配抵抗が大きくなり、走行トルクは大きくなっているが、制御機能付ナックルブームを用いなければ、試作車両では傾斜 20 度の斜面を登坂することは不可能であった。これはナックルブームが斜面谷側にあるため、重心が谷側に偏りすぎたことにより履帯がスリップし、登坂不可能となった。

目標荷重値を大きく設定することによって走行トルクが小さくなる傾向はあるが、荷重値を大きくしすぎると走行不可能となる場合があった。これは、傾斜に対して目標荷重値を大きく

設定しすぎたことにより、谷側の接地圧以上に山側の接地圧が大きくなりすぎたためであった。勾配抵抗が小さい路面では目標荷重値を大きく設定しても走行可能であったが、勾配抵抗が大きい急斜面では、けん引力が小さくなりすぎて登坂不能になったと考えられた。

このことから、制御機能付ナックルブームによる接地圧の不均衡を改善しながら走行する方法では、傾斜面に応じた目標荷重値の設定が必要であった。しかし、荷重制御可能なナックルブームを用いて目標荷重値を適切に設定することにより、連続して登坂走行可能な斜面を増やせることから、傾斜地における走行方法として有効と考えられた。

b. 制御機能付ナックルブームによる登坂時の押し上げ効果

林業作業が行われる林地は主として傾斜面であり、さらに林地表面の凹凸は ISO 路面基準案を一つの目安とした場合、極悪以上に悪い状態であることから、局所的に傾斜がきつい場所も多数存在する。平均傾斜としては作業可能な林地でも、凹凸の影響によって走行が不可能となり、作業方法を変更しなければならない場合がある。このような局所的な急傾斜に対応する方法として、ナックルブームの荷重と走行装置のトラクションと組み合わせて登坂走行を行う方法がある。

この方法では走行装置から得られるトラクションに対してナックルブームの荷重が反対に作用する場合には、走行抵抗を増やしてしまうことになる。また、ナックルブームによって車両を押しすぎた場合には、走行装置にスリップが発生してしまい、トラクションを失うことになりかねない。このため、この方法によって走行するには、走行装置のトラクションとナックルブームの荷重の双方もしくはどちらかを制御する必要がある。本節では、荷重制御可能なナックルブームを使用していることから、車両を押し上げる方向に適当な荷重を常時発生させ、車両の走行に追従して先端部の位置を変更することによって、制御する方法について検討を行った。この方法では、走行装置を制御する必要はなく、走行装置の操作に合わせて、先端部は目

表 4.5 接地圧均一化による走行実験結果
(単位 MPa)

制御目標 荷重値(kN)	走向路面傾斜(deg)			
	0	10	15	20
0	6.1	11.2	12.3	—
-1.0	5.7	9.8	11.9	12.6
-1.5	5.5	9.5	11.9	12.6
-2.0	5.3	9.3	11.5	12.0
-2.5	5.9	10.1	—	12.1
-3.0	6.1	10.0	—	—

標荷重値を出力できる位置まで自動的に移動することになる。

この制御を行うには、ナックルブームの荷重制御は水平方向にも機能しなければならないことから、制御装置の改良を行った。この機能により、ナックルブーム先端部の位置制御は行えないことになるが、常に一定荷重で車両を押し上げる方向に作用するように制御装置を改造している。制御方法は、垂直方向の制御則と同様に構成している。また、先端部は地面に固定する必要があることから、実験車両のエンドエフェクタの車輪には、電磁クラッチによって、自由回転を止める機能を追加した。

走行方法は図4.18に示すように、ナックルブーム先端部の鉛直方向のみの荷重を制御しながら、ジョイスティックによって先端部を車体

に引き寄せる。その後、車輪を電磁クラッチによって固定し、水平方向にも荷重制御を行う。この操作によって、先端部には地面下方向に押し付けながら、斜面谷側にも荷重が作用することになる。この状態で走行装置を前進させることによって、先端部から生じる反力と走行装置のトラクションが組み合わせられて、車体は斜面を登坂することになる。ナックルブームが水平方向の稼動範囲を超える前に車体を停止させ、車輪の固定を解除するとともに、荷重制御を鉛直方向のみに切り替える。そして、最初の動作と同様に、先端部を車体に引き寄せる操作を繰り返すことによって、走行操作を行う。この方法では、連続的に走行することが不可能なので移動速度は遅くなるが、接地圧の均一化による方法に比べ、ナックルブームによる押し上げ力も機能することにより、より急傾斜にも対応可能である。

予備実験の結果、草地上におけるフレールモアの車輪の静摩擦係数はおよそ1.8と求められた。このため、先端部の車輪を滑らせずに荷重を加えるには、水平方向荷重 f_x に対して鉛直方向荷重 f_z は0.56倍以上の目標値を設定しなければならないことになる。しかし、荷重制御には制御誤差があり、各方向の誤差が最大時においても停止させておくには、鉛直方向の制御目標値はこの比以上に設定しなければならない。また、鉛直方向の制御目標値が大きすぎる場合、履帯の接地圧が逆に不均一となることから、走行装置によるトラクションが小さくならない程度に、鉛直方向の制御目標値を抑えなければならないことになる。

30度の登坂走行路面を用いて行った実験結果を図4.19に示す。このとき、先端部荷重の目標値は鉛直方向には -2 kN 、水平方向には 2 kN と設定した。ナックルブーム先端部の x 、 z 座標値を示すとともに、先端部荷重の実測値を示している。ナックルブームの x 座標値が大きくなっている時はナックルブームによって車体を押し上げている時を示し、逆に座標値が小さくなっている時は車両を停止させた状態でナックルブームのみを移動させている時を示してい

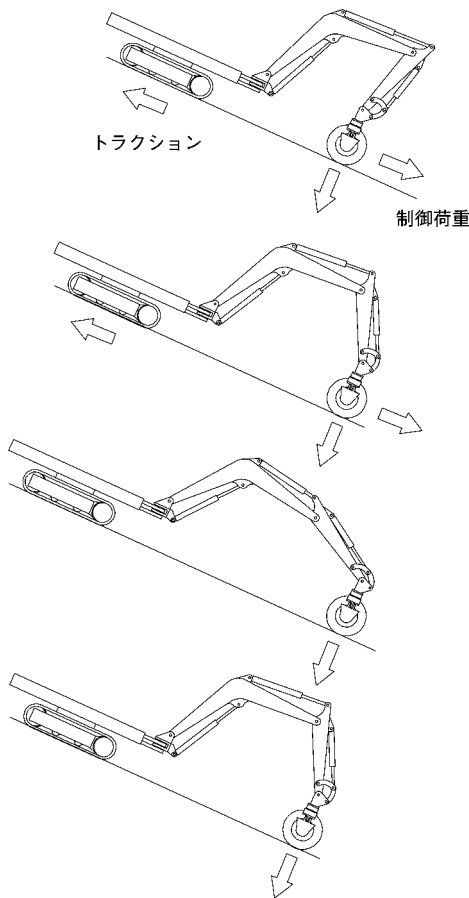


図4.18 ブームとの組み合わせによる走行方法

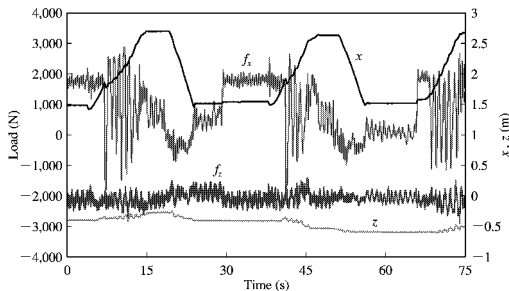


図 4.19 プームとの組み合わせによる走行実験結果

る。鉛直方向の荷重制御誤差に比べ、ナックルブームの移動時における水平方向の誤差が極端に大きく、ナックルブームを用いて車両を登坂している時には、負の荷重が発生している場合もあった。これは水平方向では車両の走行装置によって得られるトラクションによって荷重値が変化するため、走行路面の凹凸に影響を受ける鉛直方向荷重に比べ荷重変化が大きいためと考えられた。しかし、実験時には約 0.3 m/s の移動速度で登坂可能となり、このときの走行モータの圧力差は約 12 MPa 程度であった。この値は表 4.5 より、約 20 度程度の登坂に必要な走行トルクであるが、ナックルブームによる押し上げ荷重によって、走行装置に必要なトルクが小さくなったと考えられた。同様の実験を水平方向荷重の目標値のみを変化させて実験を行った結果、目標値を 1 kN と設定した場合には、走行装置のスリップによって登坂不能となり、3.5 kN 以上ではナックルブーム先端部が滑って登坂不能となった。

これらの実験結果より、先端部が地面に固定されたナックルブームを荷重制御することにより、車両の登坂性能を向上させることが可能であった。しかし、車体の押し上げ力は先端部の静摩擦係数によって影響を受けることから、この機能をより有効に利用するには、走行装置によるトラクションとナックルブームによる押し上げ荷重の組み合わせ方法、また接地部の静摩擦係数を大きくする方法をさらに検討する必要があると考えられた。

H. まとめ

第 III 章までに開発したナックルブームの制御

装置および実験車両を用いて、下刈り作業機の移動実験を行い、その結果から作業能率の試算を行った。また、ナックルブームを利用した斜面走行方法を考案し、走行実験を行った結果、以下に示す知見が得られるとともに、制御機能付ナックルブームを利用した走行方法は、車両の傾斜地における走行性能の向上に有効な手段であると考えられた。

- 凹凸のない地表面であれば、実験機のナックルブームでは最大移動速度である 0.4 m/s で移動操作を行っても、荷重制御誤差を 0.5 kN 以内に保ちながら操作可能であった。
- 軟弱地あるいは地表面の凹凸が激しい場合には、最大速度での移動が困難な場合があり、移動速度を遅くしなければならなかった。
- 先端部を接地させながら移動操作を行った場合、軌跡制御のみの操作時に比べ軌跡誤差は大きくなるが、先端部での誤差は 50 mm 以内であった。
- 実験機のナックルブームによる下刈り作業は、手持機械である刈払機を用いた作業に比べ、2 倍以上の作業能率が期待できた。
- ナックルブーム先端部を斜面谷側に接地させた状態を保ちながら等高線方向に走行することで、地面の凹凸変化による車体のロール軸回りの揺れを小さくできた。
- 登坂走行時に生じる傾斜地での履帯接地圧の不均衡を制御機能付ナックルブームによって改善することで、登坂可能な傾斜面を増やせた。
- ナックルブーム先端部を地面に接地させて固定し、ナックルブームの力を走行装置のトラクションに加えて走行することで、ナックルブームによって得られる押し上げ荷重により、けん引力を大きくできるため、実験車両では 30 度の斜面でも登坂可能であった。

V. 総括

本研究の目的は、林業機械の標準的なマニピュレータであるナックルブームを伐倒、荷役作業以外の森林作業にも有効活用できるようにすることである。このために、ナックルブーム先端部の軌跡および荷重を制御する装置を開発

し、その制御装置による森林作業への適応性について検討を行った。開発目標である制御装置は、制御用コンピュータと各種センサによって構成されることになる。林業機械として実機に搭載可能な制御装置として構成することを目的としたので、制御に必要なセンサは現在の市販機などに使用されているセンサのみから構成した。これは、特殊なセンサを使用しないことによって、安価に制御装置を構成することに有効となる。また、森林作業に求められる機能を十分に満たす可能性があると考えたからである。ただし、実験機に搭載されている制御用コンピュータにはパーソナルコンピュータを用いて制御装置の開発を行った。

ナックルブーム先端部に草刈機などの作業機を装着して、植栽木間の雑草木を刈り払う下刈作業を行うには、ナックルブーム先端部を植栽列に沿って動かしながら、地面の凹凸に応じて先端部の高さも調整しなければならない。従来の操作方法では、オペレータは各関節の動作指示によって行わなければならない。一方、多関節型マニピュレータであるナックルブームは、直線運動を行うには必ず複数のアクチュエータの協調動作が必要となり、オペレータには高度な操作技術が要求される。ナックルブーム先端部は運転席から離れており、雑草によって先端部の地表面の状態が認識しにくいことも、作業を妨げる原因となる。さらに、作業を行う造林地は傾斜地であり、先端部を常に地面付近で移動させなければならず、操作を誤ることにより車両本体の安定性が損なわれる可能性があることから、オペレータは極度の緊張状態で作業を行うことになり、労働負担も大きい。

これらのことから、この下刈作業を容易に行うには先端部の作業機を常に接地させた状態を保ちながら、先端部の移動方向を指示することによって、作業が行えるような操作装置が必要である。この操作方法を実現するには、ナックルブームには軌跡制御機能に加え、先端部における接地荷重を制御する機能が必要である。開発を行う制御装置では、オペレータが操作するユーザーインターフェースとしてジョイスティックを使用し、ナックルブーム先端部の移

動方向と速度を入力することによって、先端部を目標荷重値で接地させた状態を保ちながら、移動操作を行うことが可能となる。

軌跡制御のみによる先端部の移動操作実験を行った結果、ナックルブームの目標軌跡への追従精度は、目標軌跡から5 mm以内を保ちながら移動操作可能であった。しかし、急停止時のようにナックルブームの先端部目標位置が急激に変化した場合には、20 mmを超える制御誤差が確認された。これらの誤差は、油圧シリンダのストローク制御誤差が原因であり、各シリンダの制御誤差が累積されることによって生じた結果であった。このため、シリンダのストローク値変化に対して、関節角度変化が大きくなるストロークエンド付近で大きな誤差となった。また、ナックルブームを伸ばすことによっても、先端部における位置制御誤差は大きくなった。

荷重制御を行うには、先端部の荷重値を計測してフィードバック制御を行う必要がある。開発した制御装置では、この荷重値を各関節の駆動を行っている油圧シリンダに装備された油圧計および位置センサから推測した。これは先端部にロードセルなどの荷重計を装備することは、実際の作業時にはセンサを壊す可能性があり、また、ロードセルが建設機械などの市販機に使用されている実績がないためである。

ナックルブームの運動方程式を算出し、ナックルブームを構成する各リンクの物理パラメータの同定結果および運動方程式から先端部荷重を推測する実験を行った結果、推測誤差は最大で1 kN以下であった。特に、先端部荷重の推測精度が劣る時は、ナックルブームの動作開始時と動作停止時であった。ナックルブームが移動中もしくは停止中のときは、先端部荷重推測精度は500 N以下で検出可能であった。この推測値をフィードバックすることによって、ナックルブームの荷重制御実験を行った結果、推測精度と同程度の制御誤差で荷重制御を行えた。しかし、荷重制御のループバックゲインを大きくすると荷重制御が収束しないために、先端部における荷重偏差が大きい場合には、収束により多くの時間を要した。

この荷重制御機能と先端部の軌跡制御機能を

組み合わせることによって、先端部を接地させながら移動操作を行った結果、地表面の状態によって、先端部の軌跡制御では制御誤差が50 mm程度にまで大きくなった。また、荷重制御誤差も同様に大きくなり、1 kN程度の制御誤差が生じる場合もあった。凹凸のない地表面であれば、実験車両のナックルブームの最大移動速度である0.4 m/sで先端部を移動させても、荷重制御誤差を0.5 kN以内に保ちながら操作可能であった。しかし、地表面の凹凸、柔らかさなど、制御に外乱として影響を与える因子が増すことによって、制御結果は悪くなった。このことから、ナックルブーム先端部を常に地面に接地させながら移動操作を行うには、地表面の状況に応じてナックルブームの移動速度を制限する機能を付加する必要があると考えられた。

ナックルブーム先端部に装備される作業機は一般に100 kg以上の質量を有している。実験結果から得られた荷重制御誤差を考慮すると、先端部の接地荷重を作業機の質量以上とすることで、先端部を常に接地させながら移動操作可能になると考えられた。また、植栽木の苗列間は1.8 m程度であり、先端部の移動軌跡の誤差は50 mm程度であることから、植栽木の際まで操作することは困難であっても、植栽木間の筋刈作業を行うには十分な精度であると考えられた。これらのことから、開発した制御装置は、ナックルブーム先端部の作業機によって下刈作業を行うには、必要十分な精度でナックルブームを操作可能にしていると考えられた。

最後に、この軌跡および荷重制御可能なナックルブームを用いることにより、傾斜地における車両の移動に使用する方法について検討した。等高線方向走行時には、ナックルブームを斜面谷側に接地させながら走行することにより、走行路面の凹凸変化による車体ロール軸回りの揺れを減少させる効果があり、これは転倒防止に有効であると考えられた。また、登坂走行時、斜面谷側にナックルブームを接地させながら走行することにより、履帯接地圧の不均衡によって生じるけん引力の減少を抑え、登坂可能な傾斜面を増やす効果があった。さらに、この方法

でも登坂不可能な場合、ナックルブーム先端部を地面に固定し、走行装置によるトラクションに、ナックルブームを伸縮させる荷重を加えることによって、30度の斜面でも登坂走行可能であった。これらの実験結果より、等高線方向走行および登坂走行時とも、ナックルブームを利用することにより、傾斜地における車両の走破性向上に有効であった。しかし、これらの機能は制御目標値である接地荷重によって、車両の走行能力に与える影響が大きくなり、制御目標値の設定方法が重要であった。

これらのことから、ナックルブームに軌跡および荷重制御機能を付加することによって、高度な操作技量を要せずに、下刈作業などの困難な操作が必要となる作業にも利用可能となることが確認できた。また、傾斜地における車両の走破性の向上にもナックルブームを利用できることから、ナックルブーム先端部の作業機の移動に使用するだけでなく、他の用途にも軌跡および荷重制御機能を有するナックルブームを利用できることが確認できた。

謝 辞

本論文をまとめるに際し、長期にわたる懇篤なるご指導と暖かい励ましを賜わり、さらに校閲の労をとられた北海道大学大学院農学研究科生物資源生産学専攻 端俊一教授に対して深い感謝と敬意の念を捧げます。

また、終始有益なご指導を賜わり、校閲の労をとられた北海道大学大学院農学研究科 寺尾日出男教授、北海道大学大学院農学研究科 平井卓郎教授、北海道大学大学院農学研究科 片岡崇助教授に対し、感謝の意を表します。

さらに、長年にわたって、いつも支援して下さった森林総合研究所林業機械研究領域井上源基領域長をはじめとする研究領域の方々に、心から御礼申し上げます。

記号一覧

A	圧油の流れる断面積	[mm ²]
A_p	油圧シリンダのピストン側断面積	[mm ²]
A_R	油圧シリンダのロッド側断面積	[mm ²]
b_j	リンク補正に用いる各関節の変数値	[mm]

C	流量係数	[—]	ΔP	サーボ弁内における圧力降下量	[MPa]
c_{ijk}	$\cos(\theta_i + \theta_j + \theta_k)$		P_P	油圧シリンダのピストン側圧力	[MPa]
d_j	リンク補正に用いる各関節の固有値 ($j = 1, 2, \dots, 11$)	[mm]	P_R	油圧シリンダのロッド側圧力	[MPa]
e_i	ストローク制御における制御偏差	[cc]	Q_i	サーボ弁から油圧シリンダへの圧油 の流量	[ℓ/min]
F_i	油圧シリンダの推力	[N]	Q_{max}	油圧ポンプの最大吐出量	[ℓ/min]
Δf	先端部荷重差の行列		r_{ref}	制御目標値	
f_x	ナックルブーム先端部の x 軸方向 荷重	[N]	s_{ijk}	$\sin(\theta_i + \theta_j + \theta_k)$	
f_z	ナックルブーム先端部の z 軸方向 荷重	[N]	T_i	各リンクの運動エネルギー	[kJ]
G	ナックルブームの運動方程式内の重 力行列		T_{Ii}	ストローク制御の積分時間	[s]
g	重力加速度	[m/s ²]	T_{Di}	ストローク制御の微分時間	[s]
g_x	重力加速度の車両系座標の x 軸成 分	[m/s ²]	U_i	各リンクの位置エネルギー	[kJ]
g_y	重力加速度の車両系座標の y 軸成 分	[m/s ²]	u_i	油圧シリンダのストローク値	[mm]
g_z	重力加速度の車両系座標の z 軸成 分	[m/s ²]	V_i	サーボ弁専用アンプへの出力電圧	[V]
g_{act}	ナックルブームの法線平面内におけ る重力加速度の大きさ	[m/s ²]	X	地上座標系における車両の重心位置 の X 座標値	[mm]
H	ナックルブームの運動方程式内の遠 心力およびコリオリ力行列		x	車両座標系におけるナックルブーム 先端部作業機取り付けピンの x 座 標値	[mm]
I_i	リンクの重心周りの慣性モーメント [kgm ²]		Y	地上座標系における車両の重心位置 の Y 座標値	[mm]
i	1 = 旋回 2 = ブーム 3 = アーム 4 = 作業機		y	車両座標系におけるナックルブーム 先端部作業機取り付けピンの y 座 標値	[mm]
J	ナックルブームのヤコビ行列		Z	地上座標系における車両の重心位置 の Z 座標値	[mm]
J^T	ヤコビ行列の転置行列		z	車両座標系におけるナックルブーム 先端部作業機取り付けピンの z 座 標値	[mm]
K_{Pi}	ストローク制御の比例ゲイン	[—]	α	ブームリンクの重心位置の偏り	[deg]
k_f	荷重偏差を先端部位置へ修正する比 例定数	[mm/kN]	β	アームリンクの重心位置の偏り	[deg]
k_P	シリンダの推力偏差をストローク偏 差へ修正する比例定数	[mm/kN]	γ	作業機リンクの重心位置の偏り	[deg]
L	ラグラジアン	[kJ]	ζ_j	リンク補正に用いる各関節の固有値	[deg]
l_{gi}	リンクの重心長さ	[mm]	θ_i	ナックルブームの関節角度	[deg]
l_i	リンク長さ	[mm]	θ_p	X 軸と x 軸のなす角度 (車両のピッ チ角)	[deg]
M	ナックルブームの運動方程式内の慣 性行列		θ_r	Y 軸と y 軸のなす角度 (車両のロー ル角)	[deg]
M_P	油圧シリンダのピストン質量	[kg]	μ_i	油圧シリンダの粘性抵抗係数	[Ns/m]
M_W	負荷用ウェイトの質量	[kg]	ξ_j	リンク補正に用いる各関節の変数値 ($j = 1, 2, \dots, 8$)	[deg]
m_i	リンク質量	[kg]	ρ	ナックルブームの法線平面内におけ る重力加速度の作用方向の z 軸か	
O_i	車両座標系における各リンク座標	[mm]			

らの角度 [deg]
 τ_i ナックルブームの関節トルク [Nm]
 $\Delta\tau$ 関節トルク差の行列

参考文献

- 1) 今富裕樹, 豊川勝生, 山田容三: 林業労働者の身体的能力に応じた下刈作業法に関する研究——適正作業時間と労働量の検討——, 日本林学会大会発表論文集, 103, 719-722, 1992.
- 2) 今富裕樹, 辻井辰雄: 下刈作業における使用機具の比較検討, 日本林学会関東支部大会発表論文集, 36, 217-218, 1984.
- 3) 石井邦彦, 朝日一司, 辻井辰雄, 今富裕樹, 佐々木秀喜: 刈払機作業における刈刃の選択, 日本林学会関東支部大会発表論文集, 40, 269-272, 1988.
- 4) 石井邦彦, 朝日一司: 刈払機作業の能率, 日本林学会関東支部大会発表論文集, 41, 199-200, 1989.
- 5) 近藤耕次, 吉田智佳史, 岡勝, 今富裕樹, 鹿島潤, 奥田史郎: 下刈作業におよぼす諸要因の分析, 日本林学会関東支部大会発表論文集, 53, 191-192, 2001.
- 6) 労働省安全衛生部安全課・労働衛生課: 刈払機取扱作業必須携, 林材業労災防止協会, 122 pp, 2000.
- 7) Hellstrom, C: Mechanized Cleaning in Sweden, Results, 4pp, SkogForsk, 1992.
- 8) 林業機械化推進研究会: 機械化のデザイン, 全国林業改良普及協会, 195 pp, 1993.
- 9) 佐々木達也: 林業用下刈作業機械の開発について, 機械化林業, 511, 18-23, 1996.
- 10) 仁多見俊夫: スウェーデンの造林作業機械化, 機械化林業, 511, 24-30, 1996.
- 11) Richard, P. P. (吉川恒夫訳): ロボット・マニピュレータ, コロナ社, 1984.
- 12) Chae, H. A., Christopher, G. A. and John, M. H. (松本治彌訳): モデルに基づくロボットマニピュレータの制御, 実教出版社, 1991.
- 13) 新井建夫: パラレルメカニズムを適用したロボット機構と作業応用, ロボット学会誌, 10(6), 727-731, 1992.
- 14) Johansson, A. and Myhrman, D.: Parallel-Action Design -a simple way to combine the advantages of knuckle booms and telescopic booms-, Results, 4pp, SkogForsk, 1992.
- 15) 内山勝: パラレルマニピュレータの機構と特性, ロボット学会誌, 10(6), 715-720, 1992.
- 16) 吉川恒夫: ロボットアームの位置と力の動的ハイブリッド制御, 日本ロボット学会誌, 3(6), 531-537, 1985.
- 17) 古田勝久, 小菅一弘: マニピュレータの力制御アルゴリズムとその実現, 日本ロボット学会誌, 7(3), 243-248, 1989.
- 18) 吉川恒夫: マニピュレータの力制御, 計測と制御, 30(5), 383-388, 1991.
- 19) Agnes, P., Pierre, D. and Francois, P.: Hybrid position/force control, Proceeding of the 1993 IEEE/RSJ international conference on intelligent robots and systems, 841-846, 1993.
- 20) 館暲, 榊泰輔, 荒井裕彦, 西澤昭一郎, ホセ・フェリペ, ペラエス・ポロ: 力センサを用いないダイレクトドライブマニピュレータのインピーダンス制御, 日本ロボット学会誌, 7(3), 172-184, 1989.
- 21) Pierre, D., Xavier, D. and Rene, J.: Force control of a two-arm robot, IEEE international workshop on intelligent robots and systems, 479-484, 1990.
- 22) 武田周, 吉灘裕, 大坪和彦: 建設作業用バイラテラルマニピュレータの開発, 第1回建設ロボットシンポジウム論文集, 391-396, 1990.
- 23) 鮫島誠, 藤井敏: ファジィ理論による油圧ショベル向け自動掘削制御装置の開発 (実機試験による掘削性能評価), ROMOMEC'95 講演論文集A, 509-512, 1995.
- 24) 高橋弘, 塚本佳明, 中野栄二: 破碎堆積物のすくい取り作業時におけるバケットに作用する抵抗力に関する基礎研究, 日本機械学会論文集 (C編), 63(609), 1491-1497,

- 1997.
- 25) 横田眞一, 笹尾正典, 一柳健: 油圧ショベルのブーム, アーム系の高精度軌跡制御, 日本機械学会論文集 (C編), 62 (593), 161-167, 1996.
 - 26) 横田眞一, 小林秀基, 蛭川立雄, 津村淳二, 江川栄治: 油圧ショベルのアーム系3軸のロバスト軌跡制御, 日本機械学界論文集 (C編), 66 (648), 2549-2556, 2000.
 - 27) Uchino, T., Narisawa, J., Sato, Y. and Kumazawa, K.: Multi-jointed pile driving machine with a computer-assisted guiding system, *Automation and Robotics in Construction X*, 363-370, 1993.
 - 28) 村上則幸, 大塚寛治, 井上慶一, 杉本光穂: キャベツ収穫ロボットの開発 (第1報) —— ロボットの作業速度 ——, 農業機械学会誌, 61 (5), 85-92, 1999.
 - 29) 村上則幸, 大塚寛治, 井上慶一, 杉本光穂: キャベツ収穫ロボットの開発 (第2報) —— ハンドによる収穫作業 ——, 農業機械学会誌, 61 (5), 93-100, 1999.
 - 30) 酒井悟, 飯田訓久, 梅田幹雄: 農業ロボットのための重量物ハンドリングマニピュレータ (第1報) —— 機構設計 ——, 農業機械学会誌, 65 (4), 108-116, 2003.
 - 31) 酒井悟, 大須賀公一, 福島宏明, 飯田訓久, 梅田幹雄: 農業ロボットのための重量物ハンドリングマニピュレータ (第2報) —— LQ制御系設計と μ 解析 ——, 農業機械学会誌, 65 (4), 117-123, 2003.
 - 32) 並河清, 梅田幹雄, 飯田訓久: 農業用油圧マニピュレータの研究 (第1報) —— マニピュレータの試作と位置制御 ——, 農業機械学会誌, 56 (4), 67-74, 1994.
 - 33) 飯田訓久, 梅田幹雄, 並河清: 農業用油圧マニピュレータの研究 (第2報) —— 手首関節の位置制御 ——, 農業機械学会誌, 57 (4), 59-66, 1995.
 - 34) 飯田訓久, 梅田幹雄, 並河清: 農業用油圧マニピュレータの研究 (第3報) —— スイカ収穫作業への応用 ——, 農業機械学会誌, 58 (4), 19-27, 1996.
 - 35) 一柳健: パワーショベルの電子油空圧制御, フォーラム'92「ここまできた電子油空圧制御システム」, 7-39, 日本油空圧学会, 1992.
 - 36) 熊倉由典: 育林作業用機械のベースマシンの開発に関する基礎的研究, 宇都宮大学農学部演習林報告, 31, 1995.
 - 37) 丹下健, 八木久義, 佐々木恵彦, 南方康: 下刈作業の機械化に関する研究 —— 苗木のまわりの雑草木の刈り残し量が苗木の生長に与える影響 ——, 日本林学会関東支部大会発表論文集, 43, 57-60, 1992.
 - 38) 朝日一司, 福田章史, 市原恒一, 毛綱昌弘: 伐倒機アーム移動のファジィ制御 (第1報) —— シミュレーションによる検討 ——, 日本林学会関東支部大会発表論文集, 41, 201-204, 1989.
 - 39) 朝日一司, 毛綱昌弘, 福田章史: 伐倒機アーム移動のファジィ制御 (第2報) —— 小型フェラーバンチャの制御 ——, 日本林学会大会発表論文集, 102, 715-718, 1991.
 - 40) 毛綱昌弘, 朝日一司, 福田章史: フェリングヘッドの移動制御 (第1報) —— PWM制御の利用 ——, 日本林学会関東支部大会発表論文集, 43, 151-154, 1992.
 - 41) 毛綱昌弘, 朝日一司, 福田章史: フェリングヘッドの移動制御 (第2報) —— マンマシンインターフェースの作製 ——, 日本林学会大会発表論文集, 103, 685-686, 1992.
 - 42) 朝日一司, 毛綱昌弘, 福田章史: フェリングヘッドの移動制御 (第3報) —— 比例制御弁を用いた制御 ——, 日本林学会大会発表論文集, 103, 687-690, 1992.
 - 43) Asplund, C. and Fukuda, A.: Fuzzy logic control of a knuckle boom crane for forestry machines, 森林総研研報 368, 65-107, 1994.
 - 44) 毛綱昌弘: 林業用ナックルブームの軌跡制御, 森林利用研究会誌, 10 (3), 253-261, 1995.
 - 45) 福田章史: 下刈りに応用できそうな先端技術, 林業技術, 622, 18-21, 1994.
 - 46) 三村和男, 広部伸二, 井上源基: フレイル

- モーア式カッタ刃によるササの刈払い抵抗——供試カッタ刃と刈払い所要動力——，日本林学会大会発表論文集，95，631-634，1984.
- 47) 三村和男：自走式育林機械の現状と展望，森林利用研究会誌，9(2)，1-13，1994.
- 48) 田中裕久：油空圧のデジタル制御と応用，近代図書，1987.
- 49) 白井良明：ロボット工学，オーム社，1999.
- 50) 須田信英：PID制御，朝倉書店，1992.
- 51) 一柳健：電子——油圧制御，日刊工業新聞社，1993.
- 52) 今富裕樹：林地表面のプロファイルに関する一検討，日本林学会大会発表論文集，95，611-612，1984.
- 53) 熊倉由典，児玉理，田坂聡明：下刈作業用機械の具備すべき性能に関する研究——育林作業地の地表障害因子——，森林利用研究会誌，10(3)，213-223，1995.
- 54) 毛綱昌弘：林業用ナックルブームの荷重制御，森林利用学会誌，16(2)，121-128，2001.
- 55) 市原恒一，福田章史，鈴木皓史，佐々木尚三，朝日一司：ブーム式伐倒機の動的シミュレーション，日本林学会関東支部大会発表論文集，38，253-256，1986.
- 56) 山田健，佐々木尚三：機械導入跡地における土壌攪乱，日本林学会大会発表論文集，101，667-668，1990.
- 57) 山田健，佐々木尚三，Edwin S. Miyata：機械導入跡地における土壌攪乱（第2報）——実験的手法による土壌圧縮の測定——，日本林学会大会発表論文集，102，725-726，1991.
- 58) 山田健，佐々木尚三，陣川雅樹：機械導入跡地における土壌攪乱（第3報）——土壌圧縮と表土移動の測定手法の開発——，日本林学会大会発表論文集，103，697-700，1992.
- 59) 山田健，佐々木尚三，陣川雅樹，毛綱昌弘，田中利美：機械導入跡地における土壌攪乱（第4報）——表土移動の定量的測定——，日本林学会大会発表論文集，104，885-887，1993.
- 60) 田中孝，笈田昭：車両・機械と土系の力学，学文社，1993.
- 61) 佐々木尚三，辻井辰雄，朝日一司，山田健：小型運材車の傾斜地安定性について，日本林学会大会発表論文集，99，653-656，1988.
- 62) 佐々木尚三，山田健：ホイールスキッドの側方安定性について，日本林学会大会発表論文集，102，719-720，1991.
- 63) 柴田順一，福田章史，市原恒一，鈴木皓史，平松修，朝日一司，石井邦彦，田中利美，今富裕樹：ポプラ・カンパ類の効果的収穫技術，バイオマス変換計画研究報告第7号，農林水産省農林水産技術会議事務局，3-51，1987.
- 64) 福田章史：段軸式トラクタの姿勢制御（第1報）——ワンボードマイクロコンピュータによる姿勢制御装置——，日本林学会大会発表論文集，93，529-532，1982.
- 65) 福田章史，市原恒一，田中利美：段軸式トラクタの姿勢制御（第2報）——倒立型二重振子による傾斜角センサ——，日本林学会大会発表論文集，94，669-672，1983.
- 66) 福田章史，鈴木皓史，市原恒一：段軸式トラクタの姿勢制御（第3報）——走行式地形計測装置の試作——，日本林学会大会発表論文集，95，617-618，1984.
- 67) 福田章史，鈴木皓史，市原恒一：段軸式トラクタの姿勢制御（第4報）——林地傾斜の計測と解析——，日本林学会大会発表論文集，95，619-620，1984.
- 68) 福田章史，市原恒一，平松修，田中利美，今富裕樹：段軸式トラクタの姿勢制御（第5報）——車両模型による不整地走行の制御——，日本林学会大会発表論文集，97，661-662，1986.
- 69) 福田章史，朝日一司：段軸式車両の斜面における静的安定（第1報）——車体の静的安定——，日本林学会関東支部大会発表論文集，39，253-256，1987.
- 70) 朝日一司，福田章史：段軸式車両の斜面における静的安定（第2報）——伐倒木を保持した場合——，日本林学会関東支部大会発表論文集，39，257-260，1987.

- 71) 福田章史, 市原恒一, 朝日一司, 毛綱昌弘: 林業用段軸式車両の姿勢制御, 日本林学会誌, 72 (3), 239-246, 1990.
- 72) 市原恒一, 福田章史, 朝日一司: 最適サーボシステムを用いた模型段軸式トラクタの姿勢制御, 日本林学会誌, 72 (4), 349-353, 1990.
- 73) 毛綱昌弘, 福田章史, 朝日一司: 林業用段軸式車両の降坂走行時の安定性, 日本林学会大会発表論文集, 102, 721-722, 1991.
- 74) 山田健, 佐々木尚三, 小林洋司, 及川良一郎: 段軸可変輪距機構を有する育林作業用車両の特性, 森林利用学会誌, 12 (2), 91-98, 1998.
- 75) Kondo, N. and Ting, K. C.: Robotics for bioproduction systems, ASAE, 1998.
- 76) 杉山昇: 建設機械と土の諸問題, 鹿島出版会, 1982.
- 77) 守田友義, 薩摩林和義: ブルドーザ, 産業図書, 1969.
- 78) Raymond, N. Y., Ezzat A. F. and Nicolas, S. (北野昌則訳): オフロード車両の走行力学, 山海堂, 1986.

(受付: 2004. 6. 2 受理: 2004. 8. 12)

Summary

This thesis sets out to develop equipment for controlling the trajectory and load of a knuckle boom crane, which is a standard manipulator of forest machines, to enable the crane to be used for forest operations other than loading and felling. The adaptability of this controller to forest operations was also examined. The controller consists of sensors and a computer. Commercially-available sensors were used because the controller was intended to be mounted on actual forest machines, and to reduce the cost by not using special sensors. Such sensors were also deemed adequate for forest operations. However, in the experimental machine, the controller was developed using the personal computer.

In the case of weeding by mounting implements such as a mower to the tip of the knuckle boom crane, the height of the tip must be adjusted according to the ruggedness of the ground, while moving the boom tip along the planting row. In the conventional operating method, the operator must manipulate each actuator. However, as the knuckle boom crane is a multi-articulated manipulator, coordination operations of multiple actuators are necessary in order to move the crane rectilinearly, requiring advanced operator skills. Furthermore, the work is hindered as the condition of the ground at the tip may not be visible due to the weeds, since the boom tip is distant from the driver's seat. In addition, because plantations are often on sloping land and the tip must always be moved near the ground, the stability of the vehicle may be threatened by improper operation, causing stress and difficulty for the

operator.

To facilitate weeding, a device that indicates the transfer direction of the tip is needed, while keeping the tip near the ground. The knuckle boom crane therefore needs a function to control the grounding load at the tip in addition to a function to control the trajectory. In our controller, by inputting the transfer direction and speed of the knuckle boom tip using a joystick as the user interface, transfer operation becomes possible, while keeping the tip near the ground at the target load.

Experiments on transfer operation of the tip only by trajectory control showed that the tracking of the knuckle boom crane could be kept within 5 mm of the target trajectory. However, a control error of more than 20 mm was found when the target position of the tip of the knuckle boom rapidly changed to a sudden stop. This was caused by a stroke control error of the hydraulic cylinder, which is the accumulation of the control error of each cylinder. Therefore, the error near the stroke end becomes large, as the angular variation of the joint increases as the stroke of the cylinder changes. We also confirmed that the position control error of the tip was increased by extending the knuckle boom crane.

It is necessary to measure the load of the tip in order to control the load. However, this load is estimated from oil pressure gauges and position sensors equipped in the hydraulic cylinders which drive each joint. Installing load indicators such as load cells in the tip itself would affect the sensor and actual work, and so load cells are not used in

commercial machinery such as construction equipment. After calculating the equation of motion of the knuckle boom crane and identifying the physical parameters of each link of the crane, we conducted an experiment to estimate the tip load and confirmed that the error of estimation was less than 1 kN. The accuracy of estimating the load is particularly low when the knuckle boom starts and stops operation. The accuracy of estimating the tip load was detectable at up to 500 N when the boom was under transfer or stopped. A load control experiment of the knuckle boom crane by feeding back this estimated value showed that the load could be controlled with a control error equivalent to the estimation accuracy. However, much time was needed for convergence when the load deviation of the tip was large, because the load control did not settle when the loop-back gain of the load control was large.

As a result of the transfer operation by combining this load control function with the trajectory control function of the tip, when the tip is grounded, the control error in the trajectory control of the tip is about 50 mm. Similarly, the load control error was about 1 kN. Even when the tip is moved at 0.4 m/s, which is the highest speed of this knuckle boom crane, the crane can be operated with a load control error of less than 0.5 kN, provided it is at ground level and that the ground is not rugged. However, the control result deteriorates in the case of rugged, soft ground as disturbances. A function therefore needs to be added to limit the speed of the boom tip according to the ground conditions for the transfer operation, while keeping the knuckle boom tip near the ground.

Generally, the implement installed in the knuckle boom tip weighs more than 100 kg. In view of the load control error derived experimentally, transfer seems possible while

the tip is kept grounded by ensuring that the grounding load of the tip exceeds the mass of the implement. The planting trees have been almost planted in the 1.8 m interval, and the trajectory control error of the tip is about 50 mm. Thus, even if it is difficult to manipulate the tip at the edges of planted trees, the accuracy is sufficient to weed among columns of planted trees. The developed controller for the boom tip thus makes the knuckle boom crane operable with sufficient accuracy for weeding.

Finally, use of the knuckle boom crane with trajectory and load control functions installed for vehicle transfer on sloping land was examined. For traveling along a contour line, by grounding the knuckle boom tip on the slope rill side, swinging of the vehicle body roll shaft circumference due to changes in ruggedness in the track plane is decreased, which effectively prevents rolling over. For travel in the climbing direction, by grounding the knuckle boom tip on the slope rill side, the tractive force caused by disproportionate crawler contact pressure was reduced, and so a steeper slope could be climbed. In addition, when climbing was impossible even by this method, it was possible to climb even a slope of 30 degrees by fixing the boom tip in the ground, and adding load by the boom to the traction. These experimental results showed that the knuckle boom crane facilitates travel on sloping land. However, the method of setting the control target is important, because it greatly affects the travel of the vehicle by grounding load which is the control target.

By adding trajectory and load control functions to the knuckle boom crane, the crane can be used for difficult work such as weeding without requiring advanced operator skills. The knuckle boom crane can also facilitate travel on sloping land. Thus, the

knuckle boom crane with control function implement of the boom tip, but also for other
can be used for not only transferring the applications.