

急傾斜地対応型林業用ベースマシンの
開発に関する研究

岩岡 正博

目次

第1章 序論	1
1.1 本論文の目的	1
1.2 傾斜地対応林業用ベースマシンに関する既往の研究	5
1.3 本論文の構成	8
第2章 車体上下屈曲機構の斜面上における走行性能向上効果	10
2.1 概要	10
2.2 数学モデルによる上下屈曲の効果の評価	11
2.2.1 車体上下屈曲車両の数学モデル	11
2.2.2 試算に用いたパラメータ	15
2.2.3 上下屈曲による重心高さ、軸距、接地圧分布の変化	16
2.2.4 上下屈曲の効果	21
2.3 接地圧分布と牽引力に与える上下屈曲の効果の実機試験	22
2.3.1 目的	22
2.3.2 試作機の概要	24
2.3.3 実験方法	27

2.3.4	上下屈曲が接地圧分布と牽引力に与える効果	28
2.4	結論	31
第3章	既存の半脚式機械の林業用ベースマシンとしての作業上の問題点	33
3.1	概要	33
3.2	調査地の概要	34
3.2.1	林分の状況	34
3.2.2	作業方法	34
3.3	調査方法	40
3.4	調査結果	41
3.4.1	日報調査結果	41
3.4.2	時間観測結果	43
3.5	考察	52
3.5.1	生産性に関する考察	52
3.5.2	主体作業時間に関する考察	53
3.5.3	付帯作業時間に関する考察	57
3.6	結論	57
第4章	半脚式機械に装着可能な小型ハーベスタの性能評価	59
4.1	概要	59
4.2	調査の概要	60
4.2.1	比較したハーベスタ	60

4.2.2	調査地の概要	62
4.2.3	調査方法	62
4.3	調査結果	64
4.3.1	伐倒、造材作業のサイクルタイム	64
4.3.2	伐倒、造材作業の要素作業時間	66
4.4	考察	69
4.4.1	要素作業時間の差に関する考察	69
4.4.2	作業方法の違いに関する考察	70
4.5	結論	73
第5章	半脚式機械の歩行速度を向上させるために必要な脚機構の可動範囲と最大駆動可能距離	75
5.1	概要	75
5.2	歩行脚として想定する機構	76
5.3	脚先の可動範囲と最大駆動距離	80
5.3.1	テレスコピックブームタイプの可動範囲と最大駆動距離	80
5.3.2	ナックルブームタイプの可動範囲と最大駆動距離	81
5.3.3	テレスコピックナックルブームタイプの可動範囲と最大駆動距離	83
5.3.4	可動範囲と最大駆動距離の面で最適な歩行脚機構	86
5.4	半脚式機械実験機の設計	87
5.5	結論	93
第6章	半脚式機械歩行脚の駆動トルクと消費エネルギー	95

6.1	概要	95
6.2	歩行脚の理論モデル	96
6.3	駆動トルクと消費エネルギーの算出	103
6.3.1	駆動トルク	103
6.3.2	消費エネルギー	109
6.4	駆動トルクと消費エネルギーの面で有利な歩行脚機構	112
6.5	結論	113
第7章	半脚式機械歩行脚のコンピュータ制御化の期待される効果	115
7.1	概要	115
7.2	実機操作実験における手動操作の問題点	116
7.2.1	目的	116
7.2.2	制御実験の概要	116
7.2.3	手動操作の所要時間と操作精度	119
7.2.4	考察	122
7.2.5	手動操作の問題点と必要な制御	123
7.3	模型実験におけるコンピュータ制御導入の効果	124
7.3.1	目的	124
7.3.2	実験用模型の概要	125
7.3.3	実験の概要	130
7.3.4	制御実験結果	131

7.3.5	考察	132
7.3.6	コンピュータ制御導入の効果	133
7.4	結論	134
第 8 章	半脚式機械の脚制御システムの設計と制御精度	136
8.1	概要	136
8.2	脚制御システムの設計	138
8.2.1	制御システムの設計方針	138
8.2.2	制御システムのハードウェア	140
8.2.3	制御システムのソフトウェア	142
8.2.4	設計した制御システム	148
8.3	導入した脚制御システムの評価	148
8.3.1	目的	148
8.3.2	試作機の動作特性に関する検討	149
8.3.3	動作制御実験の概要	150
8.3.4	脚制御の精度	152
8.3.5	脚制御システムの評価	155
8.4	結論	156
第 9 章	終論	158
	摘要	162

謝辞 166

引用文献 169

第1章 序論

1.1 本論文の目的

本研究の目的は、急峻な山岳林で行われる我が国の林業作業に適用可能なベースマシンを開発するにあたり、必要となる機構を提示し、その機構の有効性を明らかにすることであり、もって林業作業の機械化の促進に資するものである。

林業作業における、生産性の向上や、労働負荷の軽減を目的とした機械化において、車両系機械は大きな役割を果たしてきた。古くから重量物の運搬には車両が用いられていたことは当然として、動力源を搭載して自走可能な車両としては、1893年にアメリカにおいて運材に使用された蒸気トラクタが最初と考えられる [57]。この車両は大径の鉄製車輪を持ち、製材工場や流送のための川までの、比較的長距離の運材を行っていた。その後蒸気機関が内燃機関に変わり、また履带式車両が現れて、集運材作業は大きく変わった。また 1931年には実用的なディーゼルトラクタが出現し、その後の大型トラクタの全てがディーゼルトラクタとなった。

一方日本では、比較的緩傾斜地形の北海道において、1924年にアメリカ製履带式トラクタを用いて試験運材が行われたのが最初と考えられる [32]。その後 1927年には北海道庁がキャタピラ社製トラクタを3台購入して雪橇運材を行ったほか、1929年には足寄営林署において本格的なトラクタ運材が開始され、第2次対戦後の1954年に発生した15号台風による大量の風倒害をきっかけとして、

履帯式トラクタを用いた集運材作業が北海道において定着する。これに対して車輪式トラクタの導入は大きく遅れ、1966年ごろに国産車両が製作、使用されるようになった。また、1957年に開始されたパイロットフォレストでは、育林作業の機械化のベースとして車両が使われた。

近年では、ハーベスタやフォワーダに代表される大型機械のベースマシンとして、車両がますます重要な役割を果たすようになってきている。しかしながら、ハーベスタやフェラーバンチャなどの伐倒作業を行う機械は、その作業の性格から伐倒木に作業機が到達可能な範囲まで近づく必要があることから、林内走行が必要となるのに対し、我が国でこれらの機械のベースマシンとして主に使用されているエクスカベータは、急傾斜不整地上における走行性能があまり高いとは言えないため、使用できる範囲が制限されている。したがって、さらなる機械化の推進のためには、急傾斜不整地に対応可能なベースマシンが不可欠といえる。

不整地の走行性能を向上させた林業専用ベースマシンの開発は、諸外国においても行われており、ノルウェーで開発された段軸機構を持つ TOHR 987S が北海道で導入された例もあるが [46,92,94,97,98]、平野の多い国で開発された機械だけに、急傾斜地への対応性能が高いとはいえない。また、キャビンのチルト機構によって重心移動し履帯の接地圧分布を改善する、カナダ製の Timberjack Timbco 2520 もやはり北海道へ導入され [20]、急傾斜地における極めて高い走行性能を示したが、広大な国土を持つ国の機械であるためにそのサイズが大き過ぎ、残存林分への影響が極めて大きいだけでなく、運用費用も極めて高額になることから、その後の普及は見られない。したがって、我が国の地形に適したベースマシンの開発が必要である。

我が国の地形は急峻であるといわれるとおり、30度を越す急傾斜地が約 17% もあるが、15度以下の緩傾斜地も半分近くの約 46% を占めている (図-1.1)。しかしながら森林の地形に限定すると、

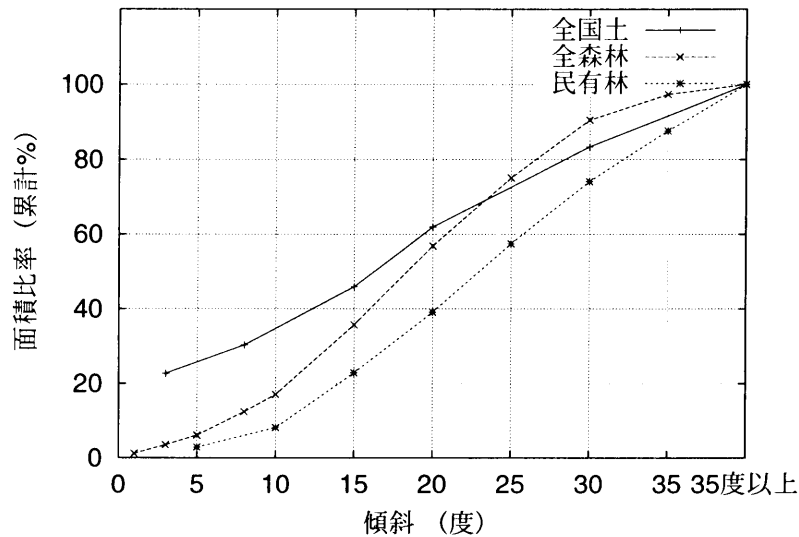


図 1.1: 日本の傾斜分布

(佐野 [69]、田淵 [85] のデータから再調製)

30度を越す急傾斜地は約10%に減少するものの、15度以下の緩傾斜地も約36%に大きく減少してしまう。同図からは、森林地帯は10度から30度の傾斜地に多く分布していることが読み取れる。対象を民有林に限定すると状況はさらに悪化し、30度を越す急傾斜地が約36%も存在する上に、15度以下の緩傾斜地はわずか約23%にすぎない。図からは、民有林は10度以上の傾斜地に一様に分布していることが読み取れる。このような状況の中で、民有林も含めた林業作業の機械化を推進するためには、急傾斜地に対応可能なベースマシンの開発が不可欠であろう。

森林利用学的地形分類 [17, 32] によれば、トラクタ集材作業に適するのは、地形指数 $I = 20 \sim 39$ の中傾斜地形とされている。この地形指数は傾斜に高いウェイトをもつ値であるから、小林の回帰式 [34] を用いて傾斜の値を逆算すると、約10~18度の範囲となる。図-1.1 から18度以下の傾斜地の比率を読み取ると、全森林で約50%、民有林で約30%となり、車両系機械の適用範囲が限られて

いることがわかる。一方猪内 [81] は駆動装置と地面との間の粘着力によって制限される限界登坂角を求めており、きわめて普通状態の山地条件下の限界登坂角は履带式トラクタで 30~35 度、車輪式トラクタで 20~25 度と推定している。これらの限界角以下の地域の割合を先と同様に図から読み取ると、25 度以下の地域は全森林で 75 %、民有林で 57 % であり、35 度以下になると全森林で 97 %、民有林でも 88 % となり、ほとんどの地域で車両系機械が適用可能となる。しかしながら、猪内の推定値ではトラクタが傾くことによる接地圧分布の不均等化が考慮されていないため、実用的には森林利用学的地形分類から逆算された値の方が妥当であろう。一方で猪内の推定値は理論値であるといえ、急傾斜地対応のベースマシンを開発するにあたっての目標値となろう。

林業用ベースマシンの走行性能を向上させて、急傾斜地に対応可能にする研究は、国内外を問わず数多く行われているが、それらの研究は大別して以下の 2 種類に分類できる。

1. 車輪式、履带式などの車両をベースにして、新しい機構を付加することによって性能向上を図る研究（研究 1）
2. 脚式機械をベースマシンとする研究（研究 2）

これらの研究はいずれも、対象とする地形が急峻になればなるほど、また複雑になればなるほど、それに対応するための機構も複雑になり、実用機とするのが困難な状況にある。

これに対して我が国の森林の現状は、最近 30 年間に蓄積が 1.7 倍に増加しているにも関わらず、森林整備を主に担ってきた林業が木材価格の長期低迷と経営コストの上昇によって採算性が悪化しており、国産材の生産量は大きく減少している [60]。このために、森林整備を目的とした間伐が緊急課題として取り上げられているが [61]、これを実行する林業就業者数は急激に減少し、その高齢化も急激に進んでいる [60] ことから、生産性を向上させ、労働負荷を軽減するための作業の機械化の推

進は急務となっている。しかしながら、日本の林業事業体の規模は、保有山林1 ha未満の事業体が58%、5 ha未満が88%、10 ha未満では94%にも達してしまうという極めて零細な状態であることに加えて、100 ha以上を所有する大規模林家でさえも、年間の林業粗収益が573万円、林業所得は158万円に過ぎない[59]ことから、高額な機械投資は不可能な状態と考えられる。

本研究では林業用のベースマシンの急傾斜地への対応をテーマとするが、上記のような背景を踏まえて、実用機として実現可能な機構を検討する。また導入コストが高価になり過ぎないように、既存の機械に機能を付加する形で検討する。このような方針に基づいて、上記の(研究1)の範疇の機械としてアーティキュレート式トラクタに上下方向の旋回自由度を付加した上下屈曲式車両を、(研究2)の範疇の機械として半脚式機械を対象とする。

1.2 傾斜地対応林業用ベースマシンに関する既往の研究

林業用ベースマシンの走行性能を向上させて、急傾斜不整地に対応可能にする研究は、前記のとおり車輪式、履带式などの車両をベースとした研究と、脚式機械をベースとした研究の2種類に分類できる。

前者に分類されるものとしては、まず段軸式車両が挙げられる。佐野ら[70]は等高線方向走行時の安定性向上を目的として段軸式車両を提案し、実機を製作する際の必要条件を検討している。また福田ら[5-10]は、傾斜地上で車体を水平に保ち、等高線方向に自由に走行可能な段軸式トラクタを試作し、自動姿勢制御装置を開発している。さらに前記のように北欧では段軸機構を持つベースマシンが実用化されているが、これらの段軸式車両では、各車輪は何等かの腕の先に装着されることから、構造によっては段軸姿勢を取った時に軸距が変化してしまうという欠点がある。また、段軸姿勢

を保ったままで地形の細かい凹凸に対応するためには、福田らの研究に見られるように自動姿勢制御装置が必須となり、その機構は極めて複雑になって、価格も高価なものになる。

これらの段軸式車両の問題点に対して、楊ら [95] は車体の一部を移動させることによって、強制的に重心移動を行う重心移動形トラクタを提案している。しかしながら、重心可変部と不変部との重量比によって、重心可変部の移動距離を大きくする必要があったり、逆に移動の反力によって車体の横滑りの危険があるなどの問題があるために、実用機とはなっていない。

一方で、佐々木ら [75-78]、豊川ら [88,89]、辻井ら [91] は、低重心の装軌式車両を2両連結し、連結部分の角度を制御することによって、接地性を向上させたり重心移動を行ったりして、不整地上での走破性を向上させる連結車両を研究している。この連結車両は、傾斜方向の走行性能を向上させるものであるが、ジョイント部分の自由度が高いことで障害物乗越え時や旋回時の運動が複雑になり、これの制御が重要な研究課題となっている。しかしながら、この車両の走行性能や安定性は極めて高く、また小型化も容易であることから、造林、育林作業用ベースマシンとして期待できる。

以上の研究の中では、等高線方向の走行を想定したものも多いが、このために横滑りなどの問題への対応が必要となり、構造をさらに複雑にする結果となっている。

次に、後者に分類されるものとしては、まずオハイオ州立大学のグループによって開発された Adaptive Suspension Vehicle (ASV) [56] が挙げられる。この機械は、平面パンタグラフ機構の脚を6本持ち、圃場などの傾斜の無い不整地における運搬機として開発された。そのため障害物乗り越え性能に関しては検討されているが、傾斜地における連続歩行に対する配慮は低い。

また、フィンランドのグループによって開発された油圧駆動6脚機械 MECANT I [13] は、2自由度パンタグラフ脚を持ち、自然環境における作業のベースとすることを目的としていた。この研究

の成果は、後の Plustech 社の Walking harvester に繋がったと考えられる。Walking harvester は、1995 年にフィンランドのタンペレで開催された第 20 回 IUFRO 世界大会においてデモンストレーションが行われたが、歩行可能な地形は ASV 同様、傾斜の無い不整地に限られているのが現状である。

日本においては、熊倉ら [39] が 4 脚歩行機の小型モデルを作成し、平坦な緩傾斜地における歩行実験を行っている。この機械は、2 自由度の各脚を空圧シリンダで駆動するもので、シーケンシャル制御が行われているが、小型モデルのみで終わっている。

脚式機械の亜種として、脚を用いて移動するが、車輪も装備する半脚式機械がある。半脚式機械は、1960 年代後半に掘削機用のベースマシンとして開発されたものであるが、これを林業用ベースマシンとして利用するための研究もいくつか行われている。1981 年には、Arola et. al. [1] が、スイス The Ernst Menzi AG 社の開発した Menzi Muck を用いて、ディスクソータイプのフェリングヘッドを装着し、急傾斜地におけるフェラーバンチャとしての作業試験を行っている。その結果、この機械は急傾斜地や湿地の小径木を対象とし、架線集材を前提とした列状間伐を行うフェラーバンチャとして実用の可能性が高いとされた。

また、1991 年には、Sakai et. al. [66] が同じ Menzi Muck の 1/11 小型モデルを作成して、フェラーバンチャ作業について模型実験から検討している。その結果、小径木に限らず、皆伐を行うフェラーバンチャとして適しているとした。

一方 1985 年には、Schiess and Schuh [79] が、リヒテンシュタイン Kaiser 社製 X5M Spider を用いて、ディスクソータイプのフェリングヘッドを装着し、傾斜の異なる林分において試験を行っている。その結果生産性は、移動速度の変化、フェリングヘッドのアキュムレータの有無、傾斜による作業ブームの到達距離の変化によって、最も影響を受けるとされた。

1990年代に入ると、ヨーロッパの roboTRAC プロジェクト [80] において、半脚式機械をコンピュータ制御することによって知覚と触覚を与えて、不整地上の自動制御と安定性の向上を図る研究が行われた。そこでは小型模型が作成されたが、その後の発展はみられていない。

筆者は、1990年より南方ら [44] の研究グループに参加し、半脚式機械を育林作業用のベースマシンとする研究に携わってきた。そこでは、既存の半脚式機械をハーベスタのベースマシンとして用いた時の生産性とその問題点を調査するとともに [2,31]、改良を加えた試験機とその制御システムを試作し動作試験を行った [51,52,87]。本論文の大部分では、この半脚式機械に関する検討を行う。

1.3 本論文の構成

本論文は、本章序論を含めて全9章で構成されている。第2章では、アーティキュレイト式トラクタに水平軸回りの旋回機構を付加した上下屈曲式車両を対象として、数学モデルを用いて上下屈曲の効果を考察するとともに、実機を用いた接地圧分布と牽引力の測定を行って走行性能の向上について考察する。第3章では、既存の半脚式機械を林業用ベースマシンとして用いる場合の問題点と改良すべき点を明らかにすることを目的として、半脚式機械をベースマシンとするハーベスタの作業調査を行って、時間分析を行う。第4章では、前章の結果を受けて、半脚式機械に装着可能な小型ハーベスタヘッドの作業性能について、大型のハーベスタヘッドと比較して調査し、それらの能力差について考察する。第5章では、前2章の結果明らかになった半脚式機械の問題点を改善することを目的として、歩行脚機構の可動範囲と最大駆動可能距離について考察し、改良機の基本設計を行う。第6章では、前章で設計した半脚式機械の数学モデルを用いて、関節の駆動トルクと消費エネルギーの面から、最適な歩行方法などについて考察する。また同時に、歩行脚の形状を変更した場合につい

て、比較検討を行う。第7章では、半脚式機械の操作にコンピュータ制御を導入した場合の効果を明らかにすることを目的として、実機操作実験を行って操作上の問題点を明らかにし、模型実験を行ってコンピュータ制御システムについて考察する。第8章では、前章の結果を受けて半脚式機械のコンピュータ制御システムを構築する。これを実機に適用して動作実験を行い、制御精度を測定して、構築した制御システムについて考察する。第9章では、本論文の総括を行う。

第2章 車体上下屈曲機構の斜面上における走行性能向上効果

2.1 概要

日本の森林の多くは山岳地にあるため、林業作業は傾斜地上で行わざるを得ない。林業作業には、特に搬出作業を中心として多くの車両系機械が使用されているが、このような傾斜林地で作業を行う車両は、常に転倒の危険にさらされている。そこで、車両系機械の安全な作業の実現を目的として、既存の車両の静的ならびに動的安定性に関する研究が数多く行われている。例えば、Gibson et al. [11] は、アーティキュレートステアリング式ホイールタイプスキッドを対象として数学モデルを構築し、傾斜地上で安定性が最も低くなる時には、斜面方向に対する機体の角度と操舵角の和が一定になることを示した。また猪内 [81] は、ホイール式、クローラ式トラクタの理論モデルから、斜面上でけん引作業を行った場合の転倒限界角を示した他、グラップルローダを有するホイール式車両の障害物乗り越え時の車体傾斜を測定し、転倒に対する安定条件から走行限界角を示している [82,83]。佐々木ら [71-74] は、多数の林業用車両の重心位置を測定し、登、降板走行時の車体傾斜や転倒角を求めた。楊ら [96] は、アーティキュレートステアリング式ホイールトラクタを対象として動力学モデルを構築し、模型実験を行って前後機体の揺動機構が動的横転倒角に大きく関与することを示した。

このように車両系機械の安定性が明らかにされていく中で、重心位置を積極的に移動して、安定性

を高める機構として、段軸車両 [5-10,70]、重心移動形トラクタ [95]、連結車両 [75-78] などが提案されてきた。これらの車両には、第1章で示したように構造が極めて複雑になるなどの問題点があるが、この中には等高線方向の走行を想定することによる、横滑りへの対応などによって生じる問題が含まれている。これに対して林業作業では、植栽列は傾斜方向に並んでいることが多いこと、またトラクタやタワーヤードなどを利用した搬出作業は傾斜方向に行った方が効率的であることなどから、列状間伐作業などは傾斜方向に行われることが多い。

そこで本章では、傾斜方向の走行性を向上させることを目的として、アーティキュレイトステアリング式装輪トラクタの操舵部分に、水平軸回りの旋回自由度を付加した車体上下屈曲式車両を提案する。これは、車両が傾斜方向を向いている場合に、車体の中央部で上下に屈曲することによって車体の重心移動を行い、接地圧分布の均等化を図って安定性の向上を目指すものである。ここではまず、この車体上下屈曲式車両の数学モデルを用いて重心点を算出し、上下に屈曲することによる重心点の移動を調べ、前後軸の接地圧分布の変化について検討する。次に、この機構を持つ試作機を用いて、上下屈曲による接地圧分布の変化と牽引力の変化を測定し、数学モデルの妥当性を検証するとともに、上下屈曲機構による走行性能の向上効果について考察する。また、この効果を有効に活用するための機体の条件についても考察する。

2.2 数学モデルによる上下屈曲の効果の評価

2.2.1 車体上下屈曲車両の数学モデル

車体上下屈曲式車両は、Denavit and Hartenberg [4] によって提唱された、 4×4 変換行列を用いて記述する。すなわち、地面と車輪との間を直動継ぎ手、その他の可動部分を旋回継ぎ手と考え、車体

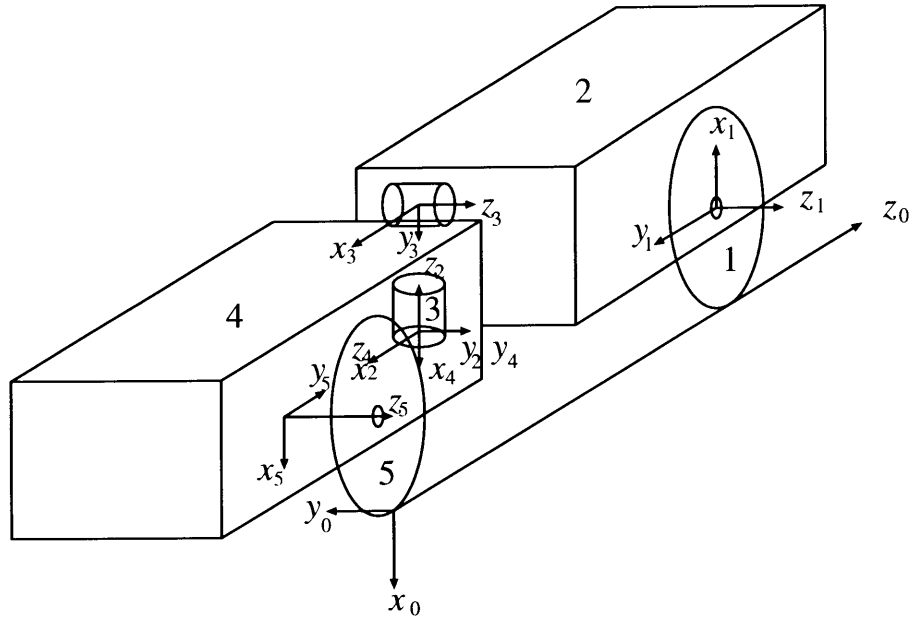


図 2.1: 上下屈曲車両の車体各部に定義した座標系

をこれらの継ぎ手で連結されたリンクエレメントとして、各リンクに固定された座標系の相対位置関係を変換行列によって記述する。各座標系は、図-2.1 に示すように定義し、変換行列に用いるパラメータは、表-2.1 に示すように各々定義する。ここで、 θ_i は x_{i-1} 軸と x_i 軸のなす角、 d_i は x_{i-1} 軸と x_i 軸間の距離、 a_i は z_{i-1} 軸と z_i 軸間の距離、 α_i は z_{i-1} 軸と z_i 軸のなす角である。これらのうち、上下（ピッチ）方向の屈曲に関わる角は θ_2 、 θ_4 、 θ_0 の 3 つであり、左右（ヨー）方向の屈曲に関わる角は α_1 、 α_0 、 θ_3 の 3 つである。また、 θ_5 は車軸の揺動によるオシレーションを表わす。

表 2.1: 定義したパラメータ

部材番号	θ_i	d_i	a_i	α_i
1	π	d_1	r	α_1
2	θ_2	$-W/2$	$L/2$	$\pi/2$
3	θ_3	Δh	0	$-\pi/2$
4	θ_4	0	Δh	$\pi/2$
5	θ_5	$L/2$	0	$-\pi/2$
0	θ_0	$W/2$	r	α_0

各座標系間の変換行列は、一般に次式のように表わされる。

$$A_i = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\cos \alpha_i \sin \theta_i & \sin \alpha_i \sin \theta_i & a_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \alpha_i \cos \theta_i & -\sin \alpha_i \cos \theta_i & a_i \sin \theta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

したがって、各変換行列は次のようになる。

$$A_1 = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & -r \\ 0 & -\cos \alpha_1 & \sin \alpha_1 & 0 \\ 0 & \sin \alpha_1 & \cos \alpha_1 & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

$$A_2 = \begin{bmatrix} \cos \theta_2 & 0 & \sin \theta_2 & L/2 \cos \theta_2 \\ \sin \theta_2 & 0 & -\cos \theta_2 & L/2 \sin \theta_2 \\ 0 & 1 & 0 & -W/2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$$A_3 = \begin{bmatrix} \cos \theta_3 & 0 & -\sin \theta_3 & 0 \\ \sin \theta_3 & 0 & \cos \theta_3 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & \Delta h \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$A_4 = \begin{bmatrix} \cos \theta_4 & 0 & \sin \theta_4 & \Delta h \cos \theta_4 \\ \sin \theta_4 & 0 & -\cos \theta_4 & \Delta h \sin \theta_4 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$A_5 = \begin{bmatrix} \cos \theta_5 & 0 & -\sin \theta_5 & 0 \\ \sin \theta_5 & 0 & \cos \theta_5 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & L/2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$A_0 = \begin{bmatrix} \cos \theta_0 & -\cos \alpha_0 \sin \theta_0 & -\sin \theta_0 & r \cos \theta_0 \\ \sin \theta_0 & \cos \alpha_0 \cos \theta_0 & \cos \theta_0 & r \sin \theta_0 \\ 0 & \sin \alpha_0 & 0 & W/2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

ここで、図-2.1 の左側の車体の質量を m_4 、右側の車体の質量を m_2 とする。また、各車体の重心位置を 4 番目の座標系と 2 番目の座標系で表わしたものを、各々 $g_{44} = [x_4, y_4, z_4, 1]^T$ 、 $g_{22} = [x_2, y_2, z_2, 1]^T$ として、両者を 0 番目の座標系で表わしたものを g_{40} 、 g_{20} とすれば、各々次のような関係がある。

$$g_{40} = A_1 A_2 A_3 A_4 g_{44} \quad (2.8)$$

$$g_{20} = A_1 A_2 g_{22} \quad (2.9)$$

次に、車体全体の重心位置を表わすベクトルを G_0 とすれば、これは g_{40} と g_{20} の質量による重みづけ平均として次のように表わされる。

$$G_0 = \frac{m_2 g_{20} + m_4 g_{40}}{m_2 + m_4} \quad (2.10)$$

また、前後車輪の接地点間の距離は、表-2.1 中の d_1 で表わされる。

2.2.2 試算に用いたパラメータ

上下屈曲の効果に関する試算を行うにあたり、車体寸法、車体質量、重心位置などのパラメータは、ホイールタイプアーティキュレイテッドトラクタ T-50 のものを用いる。佐々木ら [71, 74] によれば、T-50 の質量は 5,800 kg、軸距は 2,720 mm、重心高さは 1,040 mm である (表-2.2)。この重心位置を、図-2.1 の 0 番目の座標系で表わすと $G_0 = [-1040, 920, 947, 1]^T$ となる。ここで、前後車体の

表 2.2: ホイールタイプトラクタ T-50 の諸元

項目	値
質量 ($m_2 + m_4$)	5,800 (kg)
軸距 (L)	2,720 (mm)
輪距 (W)	1,840 (mm)
重心高さ	1,040 (mm)
車輪半径 (r)	713 (mm)

重心高さを両者とも等しく 1,040 mm、後部車体の重心が後部車体中心にあると仮定すると、前後車体の質量ならびに重心位置は以下ようになる。

$$\left\{ \begin{array}{l} m_2 = 2,648 \text{ (kg)} \\ m_4 = 3,152 \text{ (kg)} \\ g_{22} = [-1087.5, 0, 327, 1]^T \\ g_{44} = [-327, 0, 1530, 1]^T \end{array} \right. \quad (2.11)$$

2.2.3 上下屈曲による重心高さ、軸距、接地圧分布の変化

試算の結果得られた、上下屈曲による重心高さの変化を図-2.2 に示す。ここで屈曲角が負の時は、上方へ屈曲すなわち V 字形に屈曲していることを表わし、正の時は下方へ屈曲すなわち A 字形に屈曲していることを表わす。ここから、上下屈曲によって重心高さを下げることができ、その効果は上方へ屈曲した時の方が大きいことがわかる。重心高さを下げることは安定性の向上に寄与するが、この結果からその大きさは最大でも 40 mm 程度と約 4 % の変化でしかなく、側方の静的転倒角にして

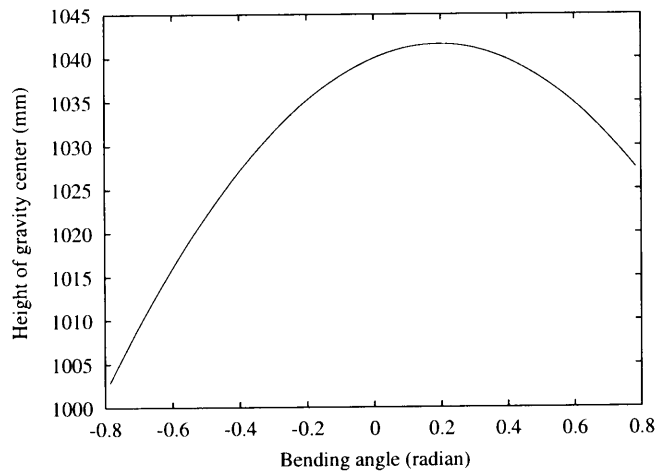


図 2.2: 上下屈曲による重心高さの変化

屈曲角負は上方への屈曲、正は下方への屈曲。

約 1 度向上するにすぎない。

上下屈曲による軸距の変化を図-2.3 に示す。図中の 4 本の曲線は上下屈曲の屈曲軸の高さを示しており、低い方からそれぞれ車軸の高さ、車軸の高さと重心高さの midpoint、重心高さ、車軸の高さと重心高さの 1/2 だけ重心位置よりも高い位置の場合を表わす。ここから、上下に屈曲することによって軸距は大きく変化し、特に屈曲軸の位置が高いほどこの変化が大きいことがわかる。軸距が長くなると安定性の向上に寄与するが、これは上方へ屈曲した場合であり、特に屈曲軸の位置が高いほどその効果は大きく、屈曲軸位置が重心位置よりも高い場合には、屈曲していない場合（屈曲角 0 rad.）と比較して約 1.3 倍にもなる。

上下屈曲による接地圧比率の変化を図-2.4、2.5 に示す。ここでグラフの縦軸は後軸重の比率を表わしており、これが 0.5 に近づくと接地圧分布が均等になる。また、図中 4 本の曲線は、軸距の変化のグラフと同様に屈曲軸の高さを表わしている。これらの図から、車体前部を斜面上方に向けた場合

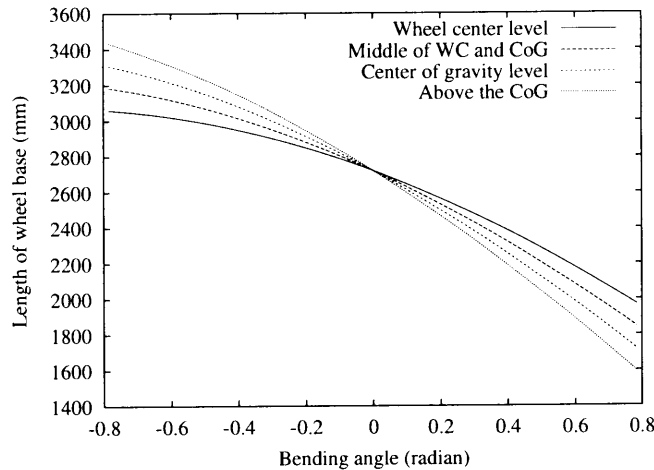
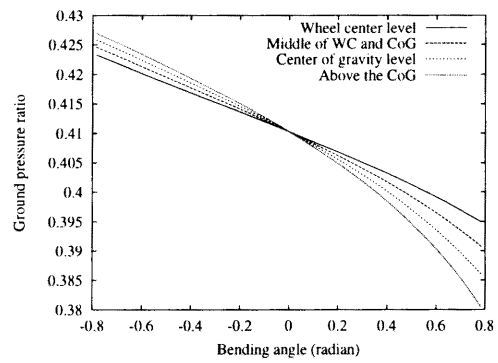
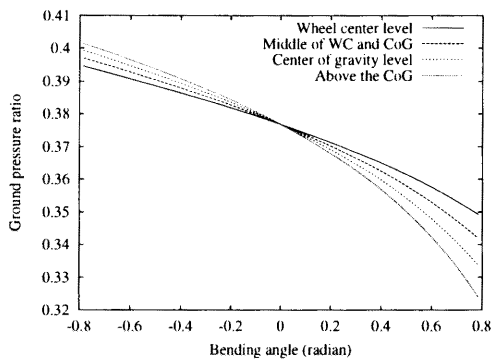


図 2.3: 上下屈曲による軸距の変化

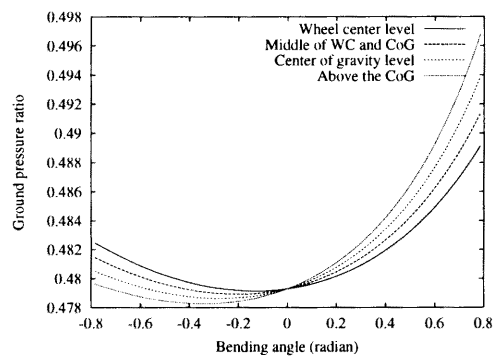
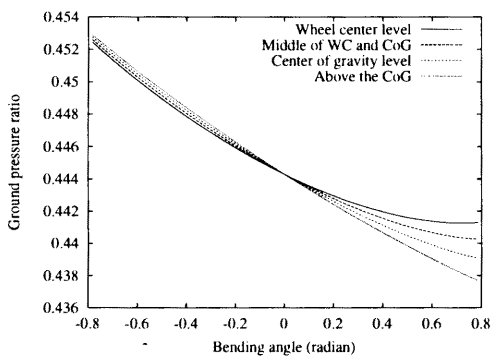
の斜面傾斜 5 度以下の時と、車体後部を斜面上方に向けた場合の曲線はほぼ同様な形状となっており、いずれの場合も車体を上方に屈曲させた時に最も接地圧分布の均等化が図られることがわかる。また、この効果は屈曲軸の位置が高いほど大きい。

一方、車体前部を斜面上方に向けた状態で斜面傾斜が大きくなると曲線形状が変化し、斜面傾斜 15 度の時には機体を下方に屈曲させた方が接地圧分布が均等に近くなっている。そこで、屈曲軸を重心位置よりも高くした場合の斜面傾斜と接地圧比率との関係を示すと、図-2.6 のようになる。図中の 5 本の曲線は屈曲角を表わしており、傾斜角は、車体前部が斜面上方になる状態を負で表わす。ここから、傾斜角が約 12 度以下の場合には車体を上方に屈曲させた方が接地圧分布の均等化が図れるが、これを越えると車体を下方に屈曲させた方が接地圧分布の均等化が図れ、傾斜角約 15 度から 20 度の間で、最適な屈曲角が変化することがわかる。ここで、接地圧分布の変化が最も小さいのは車体を上方に屈曲させた場合であることから、斜面傾斜が変化する林地において作業を行う場合には、車体を上方に屈曲させた方が有利であるといえる。



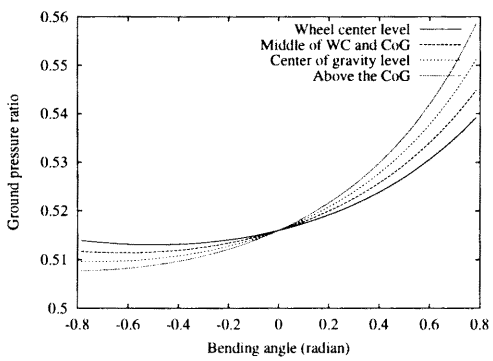
水平

斜面傾斜 5 度



斜面傾斜 10 度

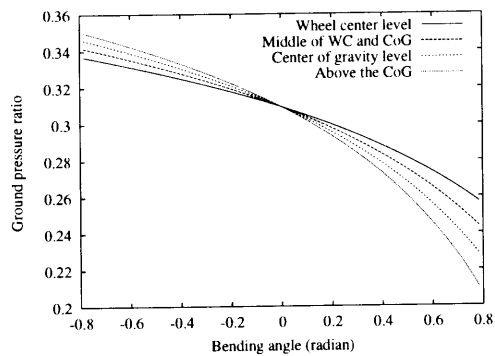
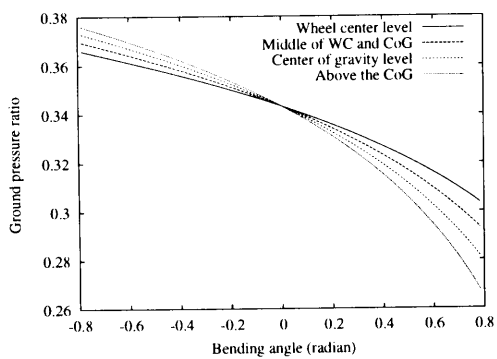
斜面傾斜 15 度



斜面傾斜 20 度

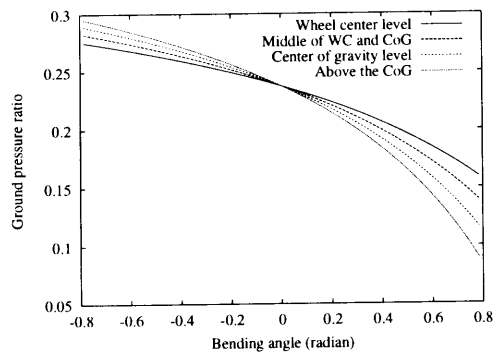
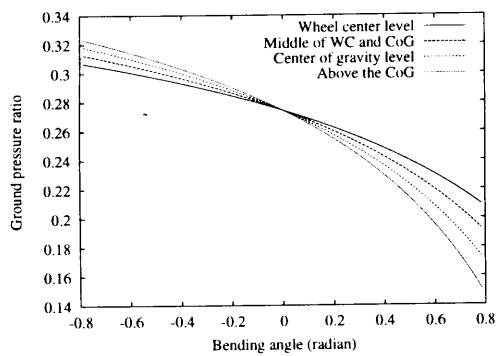
図 2.4: 上下屈曲による接地圧比率の変化 (車体前部が斜面上方の場合)

縦軸は後軸重の比率



斜面傾斜 5 度

斜面傾斜 10 度



斜面傾斜 15 度

斜面傾斜 20 度

図 2.5: 上下屈曲による接地圧比率の変化 (車体後部が斜面上方の場合)

縦軸は後軸重の比率

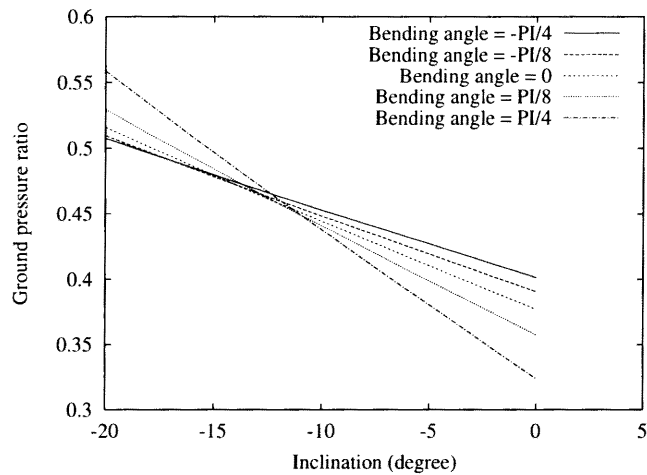


図 2.6: 傾斜による接地圧比率の変化

縦軸は後軸重の比率

また、車体を上方に屈曲させた場合の斜面傾斜と屈曲軸の位置との関係からは（図-2.7）、斜面傾斜 10 度程度以下の場合には屈曲軸の位置が高い方が接地圧分布の均等化の点で有利であるが、これを越えて約 18 度までの間は屈曲軸の位置が低い方が有利であり、斜面傾斜約 18 度から 19 度の間で最適な屈曲軸の高さが変化することがわかる。しかしながら、屈曲軸の高さによる接地圧分布の変化は極めて小さい。

2.2.4 上下屈曲の効果

以上の結果をまとめると、車体が上下に屈曲することによる重心位置の高さの変化は小さいが、軸距を延長する効果が大きく、この結果前後方向の限界転倒角を大きくすることが可能である。また、接地圧分布を均等化させる効果も高く、約 10% 向上することによって、車輪が空転して走行不能となる傾斜角を大きくすることが可能である。

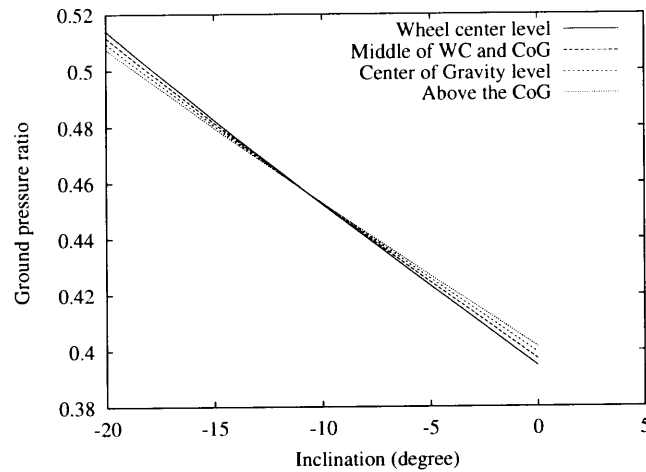


図 2.7: 傾斜による接地圧比率の変化と屈曲軸高さとの関係

縦軸は後軸重の比率

これらの効果を有効に活用するためには、車体を上方に屈曲させることが、すなわち V 字状に屈曲させることが、様々な斜面傾斜において有利である。また、屈曲軸の位置は高い方が望ましいと考えられる。

これらの結果から、車体上下屈曲式車両は、従来型の車両と比較して斜面上における前後方向の安定性や走行性能が高いといえる。

2.3 接地圧分布と牽引力に与える上下屈曲の効果の実機試験

2.3.1 目的

上下屈曲式車両の数学モデルを構築して試算を行うことによって、上下屈曲による重心点の移動の結果安定性を向上させられることや [29]、接地圧分布の均等化が図れることを示した。この機構を



図 2.8: 開発されたハーベスタベースマシン

持つハーベスタ用ベースマシンが、林野庁の平成 2～5 年度先端技術導入林業機械開発事業によって試作された（図-2.8）。本節では、構築した数学モデルの妥当性を明らかにするとともに、上下屈曲式車両の設計にあたって考慮すべき点を明らかにすることを目的として、試作車両を用いた接地圧の測定と、牽引力の測定を行う。

装輪式車両の各車輪に作用する有効駆動力は、水平地盤反力と釣合って発生し、その車輪の軸荷重に比例する [47]。また、車輪の駆動力が大きくなると地盤との間に滑りが発生し、この滑りが過大になると有効駆動力は急激に減少する。ここで、水平地盤反力が小さくなると、有効駆動力も小さくなり、地盤との間の滑りも発生しやすくなる。すなわち、軸荷重が小さくなると、滑りによって有効駆動力が失なわれる状態が低い駆動力で発生する。

このことを車両全体で考えると、接地圧分布が不均等になった場合、まず軸荷重が小さい車輪の滑

表 2.3: 試作されたハーベスタベースマシンの諸元

全長	6,300 mm
全幅	2,600 mm
全装備質量	11,080 kg
軸距 (中立時)	3,400 mm
輪距	1,900 mm
タイヤ径	φ1,630 mm

りが過大になって有効駆動力を失い、この結果他の車輪に要求される駆動力が増加して、全ての車輪の有効駆動力が失なわれていくと考えられる。したがって、接地圧分布を均等化できれば、有効駆動力を高く保てると考えられることから、ここでは、上下屈曲による接地圧分布の変化を測定するとともに、牽引力を測定することによって接地圧分布の均等化の効果を評価する。

2.3.2 試作機の概要

開発された試作機は、全長 6,300 mm、全幅 2,600 mm、全装備質量 11,080 kg であり、2 軸 4 輪の装輪式アーティキュレイトタイプの中折れ機構に加えて上下屈曲機構を持つ (表-2.3)。また、車体中央部付近にテレスコピックブームを搭載しており、その先端にハーベスタヘッドを装着している。このために、上下屈曲機構以外に、テレスコピックブームを伸縮させることによっても、重心位置を変化させることが可能である。

前節で試算に用いたホイールタイプトラクタとの最も大きな違いは、エンジンや作業用ブームな

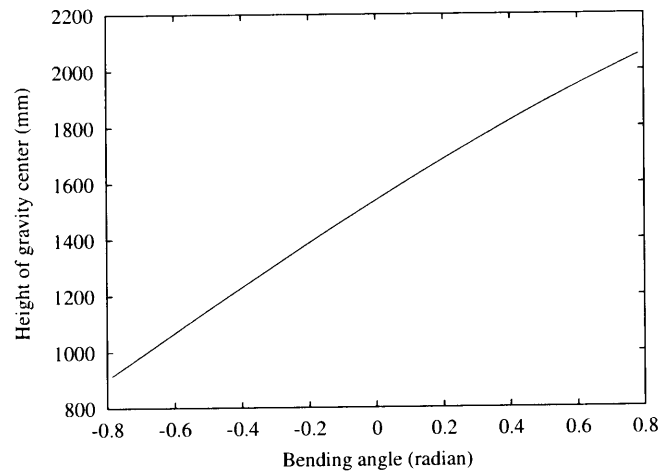


図 2.9: 試作機の重心高さの上下屈曲による変化

どの重量物が全て後部車体に固定されているために、上下屈曲軸から前の前部車体と後部車体との質量比に大きな偏りがあることにある。したがって、上下に屈曲した時の特性にも大きな差がある。

本機の前後車体の質量比を 1:10 と仮定し、さらに前部車体の重心を前軸位置と仮定して後部車体の重心位置を算出して、前節で行った試算を再度行った。この結果、重心高さは上方に屈曲すなわち V 字形に屈曲した場合に最も低く、下方に屈曲するにつれて単調増加すると予想され (図-2.9)、軸距は上方に屈曲した場合に最も長く、下方に屈曲するにつれて短くなると予想された (図-2.10)。また接地圧分布は、約 15 度以下の上り勾配においては屈曲角を適切に調整することによって均等に保つことが可能であり、これを越えた場合には上方に屈曲すなわち V 字形に屈曲することによって均等化が図れると予想された。一方下り勾配においては、約 10 度以下では下方に屈曲すなわち A 字形に屈曲した場合に均等化が図れ、それを越えると上方に屈曲した場合に均等化が図れると予想された (図-2.11)。

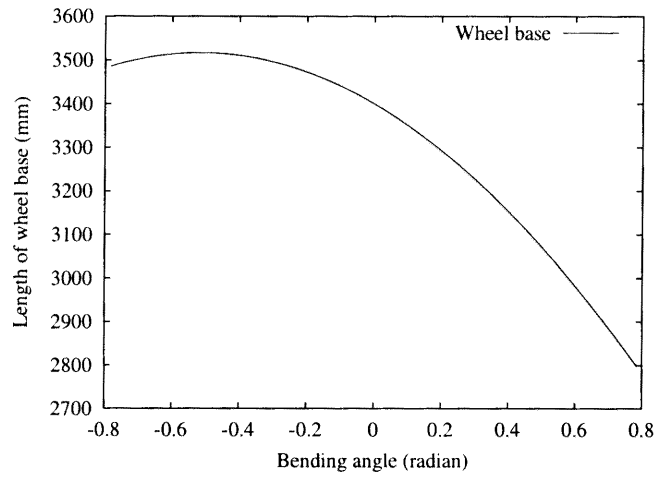


図 2.10: 試作機の軸距の上下屈曲による変化の試算結果

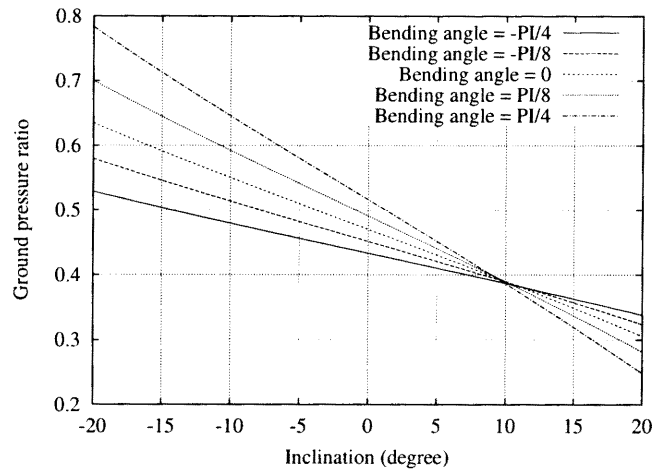


図 2.11: 試作機の接地圧分布の上下屈曲による変化の試算結果

縦軸は後軸重の比率

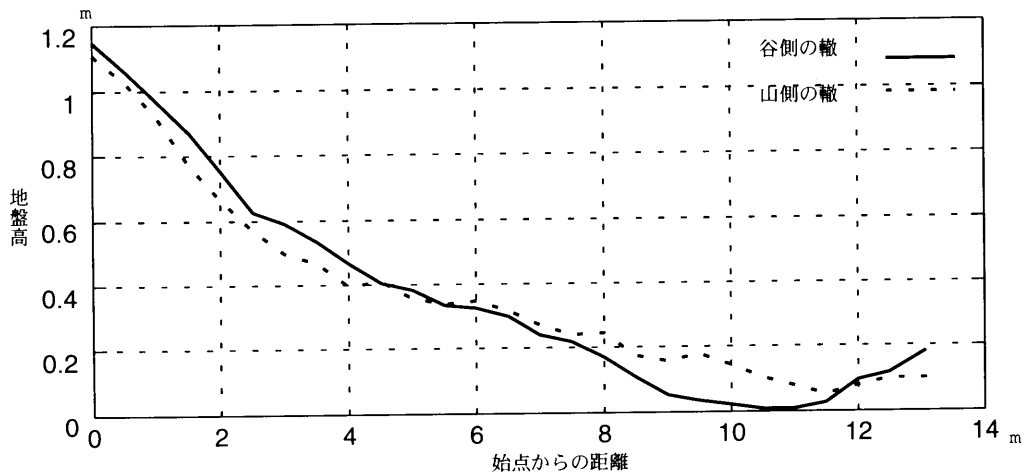


図 2.12: 接地圧を測定した試験路の縦断面

2.3.3 実験方法

接地圧の測定は、わずかに傾斜のある広場において、土圧計（東洋エルメス製 GE-10T）を用いて行った。本車両は上下に屈曲することによって軸距が変化するため、土圧計を用いて4輪の接地圧を同時に静的に測定することは困難である。そこで、輪距にあわせて片側2個ずつ土圧計を埋設し、その上を低速度で通過することによって、各車輪の接地圧を測定した。この時の走行路の縦断面は図-2.12に示すとおりであり、平均傾斜は谷側が7.2%、山側が6.0%であった。また、左右の地盤高の差は最大でも約10cmで、左右方向の傾斜は最大5%であり、土圧計の埋設点（始点から約6mの点）付近ではほぼ同じ高さであった。計4個の土圧計の出力は、ストレインアンプ（TEAC製 SA-30A）を介して、アナログデータレコーダ（TEAC製 R71）に記録した。土圧計は、埋設深さや土質によって出力が変化するのに対して、4個を全く同一条件で埋設することは困難であることから、ここでは出力を絶対値として用いるのではなく、前後輪圧の比として検討に用いた。

牽引力の測定は、よく締め固められた林道上に緩急2種類の勾配を持つ試験路を設定し、10tク

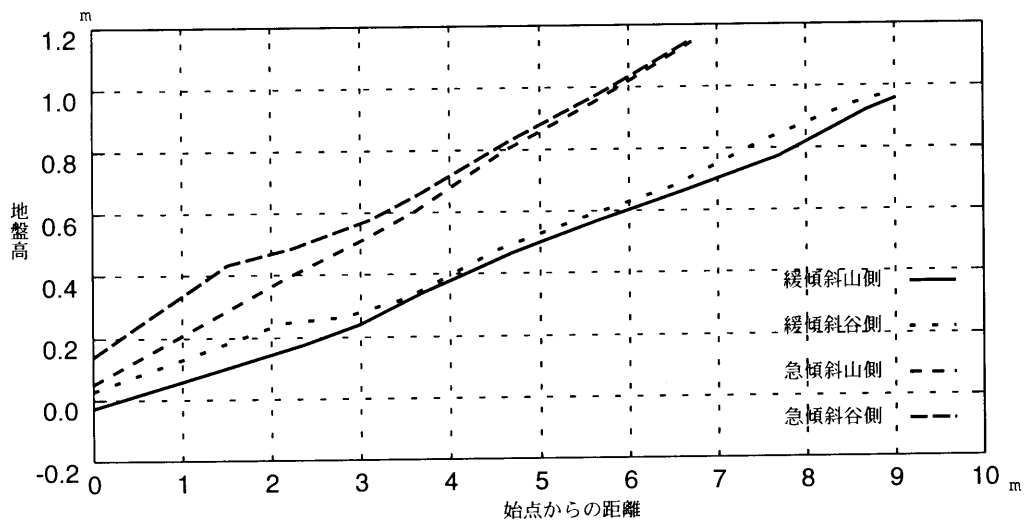


図 2.13: 牽引力を測定した試験路の縦断面

ローラタイプトラクタを負荷として、10t用ロードセルを用いて専用指示器を直読することによって行った。試験路の縦断面は図-2.13 に示すとおりであり、平均勾配は緩傾斜が 8.7 %、急傾斜が 12.3 % であった。また左右方向の地盤高のれは緩傾斜で最大 10 cm、急傾斜で最大 15 cm であり、左右方向の傾斜は緩傾斜で最大 5 %、急傾斜で最大 7.8 % であった。

両測定とも、車体を上方（V 字形）と下方（Λ 字形）に屈曲させた状態と、中間の 3 種類の姿勢で行い、テレスコピックブームは最も短かくした状態で行った。また接地圧の測定は登坂方向、降坂方向の両方向に走行して行ったが、牽引力の測定は登坂走行のみで行った。

2.3.4 上下屈曲が接地圧分布と牽引力に与える効果

試作機の接地圧分布の測定結果を図-2.14 に示す。縦軸は、図-2.11 と同様に後軸重の比率を示しており、0.5 の時に前後の接地圧分布が均等になる。ここから、下方（Λ 字形）に屈曲した場合の接

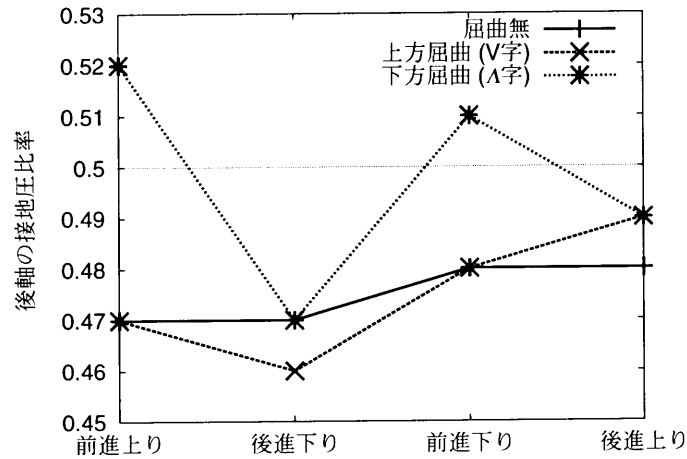


図 2.14: 試作機の接地圧分布の測定結果

縦軸は後軸重の比率

地圧分布が最も均等化されていることがわかる。測定地の平均傾斜が6~7% (約4度) であることから、この結果を図-2.11 に示す試算結果と比較すると、値は異なるものの、下方に屈曲した場合に後軸の接地圧比率が最も高くなり、屈曲無し、上方屈曲が続くという順番は一致する。したがって、値の補正は必要であるが、先の試算結果を用いて試作機の接地圧分布の変化を予測することが可能である。

図-2.11 から、牽引力の測定を行った試験地の傾斜である8.7% (約5度) と12.3% (約7度) の時の接地圧分布を読み取ると、前進時の接地圧分布は屈曲していない時に最も均等化され、この時牽引力も最大となると予測できる。また後進時の接地圧分布は、均等な方から下方屈曲、屈曲無し、上方屈曲の順となり、牽引力の強い方からこの順番となると予測できる。

牽引力の測定結果は図-2.15 に示すとおりであり、前進時の牽引力は、先の予測通り屈曲無しの場合が高いが、急傾斜試験路では下方屈曲の方が上回るという予測に反する結果となった。これは、機

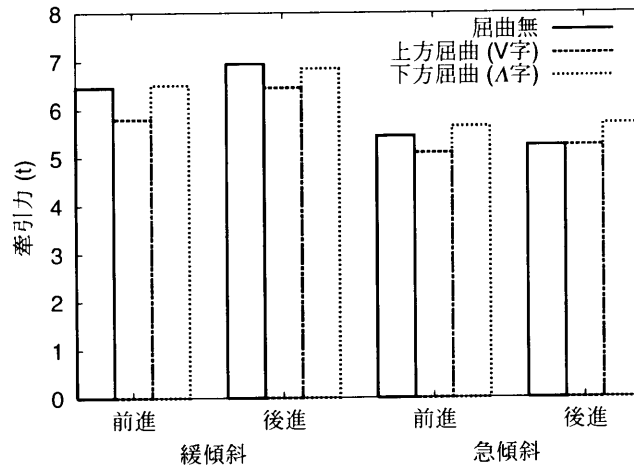


図 2.15: 試作機の牽引力測定結果

体単体で静的に算出した理論値（図-2.11）では下方屈曲時の後軸の接地圧比率が過大になっているのに対して、牽引荷重の支点が後軸の下側であったためにテコの原理によって前軸荷重が増加し、結果的に接地圧分布が均等化して牽引力が増加したと考えられる。このことは、緩傾斜試験路においても下方屈曲が屈曲無しとほぼ等しい牽引力を示していることにも表われている。一方後進時は、急傾斜試験路では予測通り下方屈曲の場合の牽引力が最も高くなったが、緩傾斜試験路では屈曲無しの牽引力が上回るという結果になった。これも、牽引荷重の支点位置や軸距の変化などの作用の結果生じたものと考えられる。

以上のように、本試験では理論的予測値とは異なる結果も生じたが、その原因は推定可能であることから、上下屈曲による重心移動によって接地圧分布が均等化し、牽引力を向上させられることが確認できたといえる。すなわち、上下屈曲機構は、装輪式車両の斜面上における走行性の向上に効果がある。この効果は、先の T-50 の諸元を用いた理論解析結果（図-2.7）と本試験機の理論解析結果（図-2.11）から、上下屈曲軸の前後の車体の質量比によって変化することがわかる。したがって、前

後車体の最適な質量比を検討することによって、上下屈曲の効果をさらに大きくすることが可能と考えられる。

図-2.11 に示した結果は作業ブームを最も短かくした状態のものであり、このブームの伸縮を利用することによって、15度よりも大きな上り勾配に対して均等な接地圧分布を保つことが可能である。すなわち、実際のハーベスタ作業で通常行われている、前進で上りながら伐倒、造材を行い、後進下りに戻るといった作業方法に適しており、装輪式ハーベスタの適用範囲を急傾斜地まで広げられる可能性を持つ。

2.4 結論

本章では、斜面上において積極的に重心移動を行うことによって安定性を向上させ、傾斜方向の走行性を向上させることを目的とする機構として、アーティキュレートタイプの装輪式車両の中央部に水平軸回りの旋回自由度を付加することを提案した。この機構を持つ車両の数学モデルを用いた理論解析によって上下屈曲の効果を検討した結果、重心点の移動や軸距の変化によって前後の接地圧分布を均等化でき、走行性を向上させられることが確認できた。

この機構を持つ車両が試作され、これを用いて、数学モデルにおける理論の妥当性を確認することを目的として、接地圧分布の変化と牽引力の変化の測定を行った。この結果、数学モデルを用いて本機の性能を検討することは妥当であることが確認できた。また、上下屈曲の効果を有効に利用するためには、屈曲軸の位置だけでなく、その前後の車体の質量比も検討する必要があることが示唆された。

ここで理論的検討に用いた T-50 トラクタの諸元の場合も、試作機の場合も、車体を上方に、すな

わち V 字形に屈曲させた時に前後軸の接地圧分布が均等化し、斜面上における走行性が向上した。この姿勢は、重心高さを下げる姿勢でもあり、斜面上における安定性の向上にもつながる。すなわち、上下屈曲機構は、斜面上における走行性能と安定性を共に向上させるものである。

第3章 既存の半脚式機械の林業用ベースマシンとしての作業上の問題点

3.1 概要

本章では、既存の半脚式機械の林業用ベースマシンとしての作業性能と問題点を明らかにすることを目的として、半脚式機械をベースマシンとするハーベスタの列状間伐作業における生産性を、他のハーベスタに関する既往の調査結果と比較することによって評価するとともに、作業分析によって作業上の問題点と機械の改良すべき点を考察する。この結果を持って、半脚式機械を林業用ベースマシンとすることにあって新しく開発しなければならない機構を明らかにするものである。

半脚式機械を林業用ベースマシンとして導入した場合の作業性能については、第1章で示したようにいくつかの研究が行われているが [1, 66, 79]、これらの研究はいずれも、半脚式機械をフェラーバンチャとして用いたものであった。これに対して、我が国における伐倒機械の導入傾向としてはフェラーバンチャが減少しつつあり、ハーベスタが急速に増加していることから [55]、ここではハーベスタとしての生産性と、作業上の問題点について検討する。

3.2 調査地の概要

3.2.1 林分の状況

調査対象作業は、1993（平成5）年10月に北海道常呂郡置戸町北見営林支局置戸営林署管内120林班と小斑の35年生トドマツ人工林において行われた、一伐二残の列状間伐作業である。本林分は広葉樹の侵入が多いため人工植栽されたカラマツの成長は悪く、平均胸高直径は13cm、平均樹高は14m、平均単木材積は0.097 m³、総蓄積は1,304 m³である。

間伐を行った伐区の面積は8.15 ha、平均傾斜は15度で地表の凹凸は少なく、適潤性褐色森林土で機械の走行は比較的容易である（図-3.1）。伐区の東縁と北縁に沿って作業道が作設されており、北縁の作業道を起点として列状伐採を行った。伐採列の幅は水平距離で約4.5m、残存列の幅は約6.0mである。また道道から伐区までは、幅員3m、平均勾配8度、延長約800mの作業道で結ばれている。

3.2.2 作業方法

作業方法は、まずハーベスタが林内へ侵入して伐倒、造材を行い、生産材は残列2列の間に小集積する。次に、伐列の1列おきにフォワーダが後進で侵入して、前進しながら集材路の両側の残列に集積してある材を積み込んで土場まで運搬する。集材時にフォワーダが直接林内へ侵入するとゴム履帯が外れやすく、その補修で作業工程が大きくなるため、ハーベスタで伐倒、造材した後にトラクタで地ならしを行い幅2.7mの集材路を伐列1列おきに3,960m作設した。これは、フォワーダの走行性能が高ければ必要の無い作業であり、この集材路の総面積は伐区内の13%を占める。集材距離は、最少50m、最大500m、平均280mである。

作業は、半脚式機械をベースマシンとするハーベスタとゴムクローラタイプのフォワーダを使用し

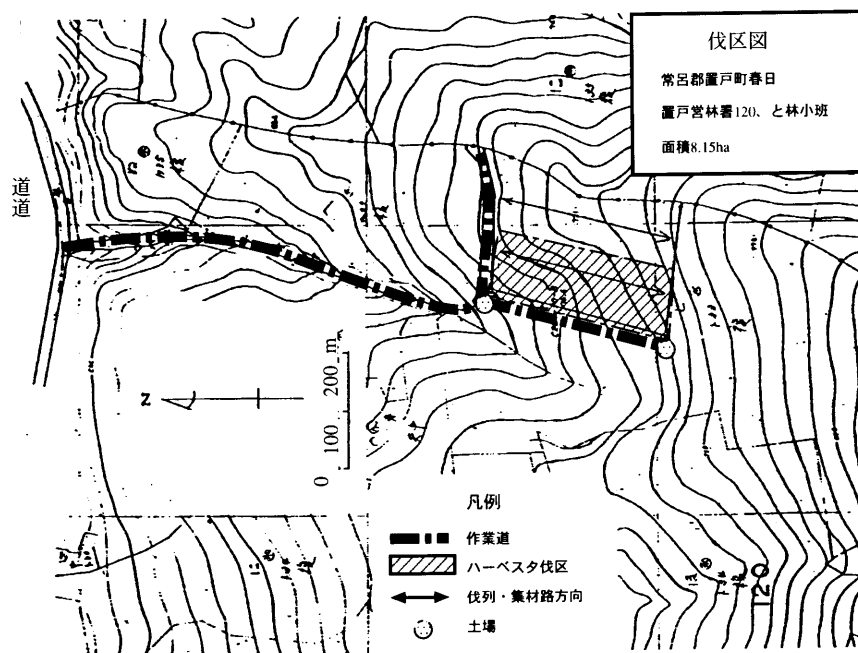


図 3.1: 伐区および周辺の路網

て行った。使用した半脚式機械は、リヒテンシュタイン Kaiser 社製の X4 Turbo Mobil（通称スパイダー）である（図-3.2）。この機械は土木用掘削機械として開発され、掘削用バケットを装備した状態で、全長 5,000 mm、全幅は最小で 2,030 mm、2 本の車輪脚を最大に広げると 4,400 mm、2 本の安定脚を最大に広げると 4,750 mm となる。また作業用ブームのリーチは最大 7,060 mm、最小 3,050 mm で、上下には、上に 7,420 mm、下に 4,660 mm まで届く。機体の総重量は 7,000 kg であり、最大出力 87 ps (3,200 rpm) のエンジンによって発生した油圧を用いてブームを動かし、移動及び作業を行う。また最大登坂角度は 40 度、作業上の最大登坂角度は 35 度である（表-3.1）。このベースマシンに装着されたハーベスタは、スウェーデン Grangärde Maskin 社の Pan (GM 626) である。鋸断方式はチェーンソーで、最大鋸断可能径 350 mm、最大枝払い可能径は 290 mm である（表-3.2）。日本に導入されている他のシングルグリップハーベスタの最大伐倒、枝払可能径は、小型機で約 400 mm、大



図 3.2: ハーベスタベースマシン (KAISER X4 turbo mobil)

型機で約 500 mm であるので、この作業ヘッドは最も小型の部類である。しかしながら、ベースマシンの油圧出力が最大 170 l/min と小さいため、これ以上大型の作業ヘッドは装着できない。

集材に使用されたフォワーダは、モロオカ製 MST-1200 ゴムクローラタイプキャリヤをベースマシンとして、ヒアブ社製のグラップルローダを取り付けた機械である（表-3.3）。この機械は、グラップルローダ操作席から走行操作を行えるように改造されている。

これら 2 機種の他に、土場での巻立てにクローラタイプグラップルローダを、集材路作設用にクローラタイプトラクタを使用した。グラップルローダには専任のオペレータがいたが、トラクタは実働時間が短いため他のオペレータが兼任していた。また、現場代理人もオペレータが兼任していたため、組人数は 3 人であった。

表 3.1: ハーベスタベースマシンの諸元

項目	諸元
メーカー名	KAISER
機種名	X4 turbo mobil
総重量	7,000kg
エンジン出力	87 ps/3,200 rpm
最大登坂角度	40 度
作業上の最大登坂角度	35 度
全長	5,000 mm
全幅	2,030 ~ 4,750 mm
足廻り形式	半脚式
歩行用脚接地面積	2,500 cm ²
安定用脚接地面積	1,600 cm ²
走行速度	7km/h

表 3.2: ハーベスタの諸元

項目	諸元
メーカー名	GRANGÄRDE MASKIN
機種名	Pan (GM 626)
作業ヘッドの機構	シングルグリップ式
作業ヘッドの取付け方	アーム吊り下げ式
カッターの型	チェーンソー
最大鋸断径	350 mm
最大枝払い径	290 mm
玉切り材長選択数	4 点
アームの型	屈曲式
アーム長	3,000 mm

表 3.3: フォワーダの諸元

項目	諸元
メーカー名	モロオカ (ローダはヒアブ)
形式名	MST-1200
総重量	6,800kg
エンジン出力	150ps/2,500rpm
総排気量	6,494cc
積載量	4,500kg
走行速度	0~15km/h
最大登坂角	28.5 度
作業上最大登坂角	23 度
全長	5,500mm
全幅	2,360mm
全高	2,500mm
足廻り形式	ゴム履帯式
履帯幅	500mm
接地圧	0.12kg/cm ²
アーム長	7,200mm
旋回角度	270 度
最大吊下量	1,000kg

3.3 調査方法

調査方法は、現場作業者に日報形式の調査票を記入してもらうとともに、ストップウォッチを用いた時間観測を1993（平成5）年11月18日に行った。調査箇所は、図-3.1中に斜線で示した部分であり、伐列はほぼ等高線方向であった。調査時の天候は、午前中曇り、午後は時々雨であった。観測にあたり、以下の10種類の要素作業を想定した。

移動 伐倒木間の移動時間。この時の移動方向は主に等高線方向であった。また伐列間を移動する際には傾斜方向へ移動したが、これは方向転換の時間を多く含むため、別作業として分類した。

作業ヘッド準備 移動状態から、作業用ブーム先端の歩行用脚を格納し、ハーベスタヘッドを準備して作業可能になるまでの時間。

ヘッド当て ハーベスタヘッドを伐倒しようとする立木に近づけ、保持し終るまでの時間。

伐倒 伐倒木を鋸断し、倒すまでの時間。樹種、径級によって、針葉樹、小径針葉樹、広葉樹、小灌木に分類した。

枝払い 伐倒した木を送りローラで送りながら枝を払う時間。小径針葉樹、広葉樹は、枝払いと同時に測尺を行い、所定の長さで玉切りを行ったが、針葉樹のうち径の大きいものは、一気に枝払いを行った後、一旦根本まで材を送り戻して再度測尺しながら玉切った。小灌木については、切り捨てたために枝払いと次の玉切りは行わなかった。

玉切り 所定の長さに測尺した材をチェーンソーで玉切る時間。

歩行準備 作業状態から、作業用ブーム先端のハーベスタヘッドを格納し、歩行用脚を準備して歩行可能になるまでの時間。

障害物除去 移動中に障害となる小灌木や枝を、押し倒したり払いのけたりする時間。また作業中に

小灌木や枝をハーベスタヘッドでつかんで捨てる時間。

停止 故障時の修理時間および、伐列間の移動に際して、オペレータが機械から降りて経路を確認す

る時間。

休息 昼休みを除く、勤務時間内のオペレータの休息時間。

作業の流れを図-3.3 に示す。以上のうち、伐倒・造材に直接かかわるヘッド当て、伐倒、枝払い、玉切りを主体作業に、主体作業を遂行する上で欠かせない移動、作業ヘッド準備、歩行準備、障害物除去を付帯作業に、停止、休息を余裕時間に分類して検討した。

3.4 調査結果

3.4.1 日報調査結果

生産経費

調査票によれば、林内作業直接費にかかわる人件費の内容は、ハーベスタによる伐倒、造材作業が 18.5 人工 259 千円、フォワーダによる集材作業が 13.5 人工 155 千円、グラップルローダによる巻立作業が 13.5 人工 169 千円、作業道、集材路作設、修理が 5 人工 68 千円の計 50.5 人工 651 千円であった。一方物役費は、燃料、資材費等が 330 千円、大型機械の機械損料が 1,422 千円で、計 1,752 千円であった。また林内作業間接費は、人件費 151 千円、物役費 257 千円の計 408 千円で、経費合計は 2,811 千円であった。したがって、大型機械の機械損料が、全体の約 50%を占めていた。大型機械の機械損料の内訳は、ハーベスタ 922 千円、フォワーダ 310 千円、グラップルローダが 112 千円、

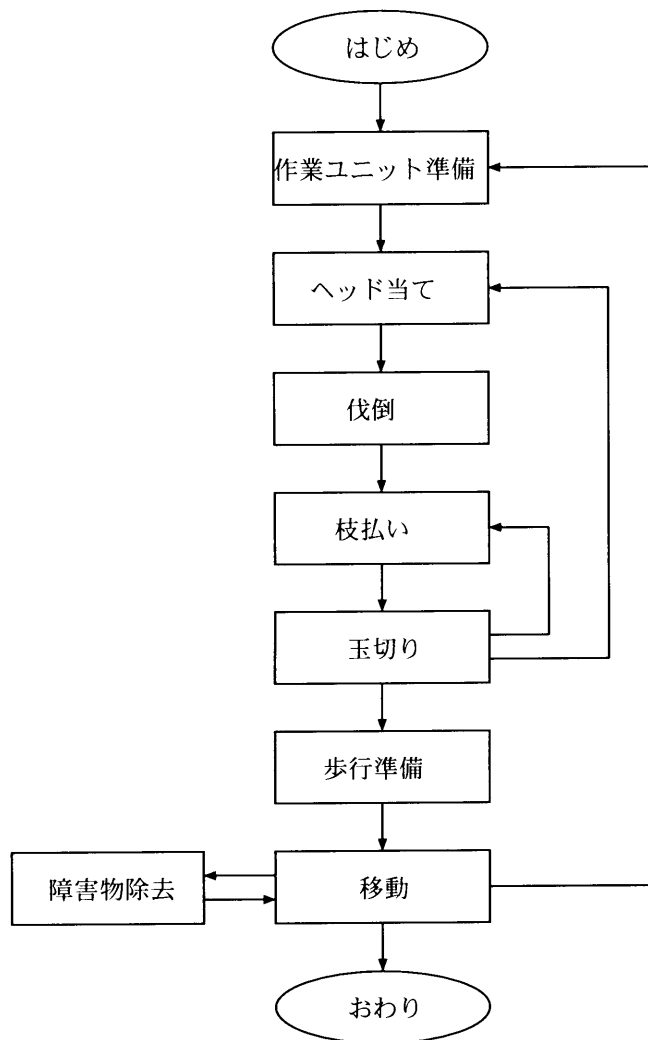


図 3.3: 伐倒、造材作業の流れ

トラクタ 78 千円の計 1,422 千円であり、ハーベスタが約 65%を占めていた。

作業工程

調査対象作業は、1993（平成 5）年 11 月 8 日から 12 月 7 日までの間の 26 日間に、延べ 50.5 人
工を投入して行い、針葉樹一般材 266.255 m³、針葉樹パルプ材 31.237 m³、広葉樹パルプ材 14.601
m³の計 312.093 m³を生産した。したがって、この間の生産性は、6.18 m³/人・日となる。また生産経
費合計は 2,811 千円であるから、生産単価は 9,007 円/m³となる。機械毎の生産性は、ハーベスタが
16.86 m³/人・日 (2.88 m³/h)、フォワーダが 22.29 m³/人・日 (3.35 m³/h) であり、フォワーダの方が約
1.3 倍の生産性を示した。また機械毎の作業日数は、フォワーダ、グラップルローダは 14 日であった
のに対して、ハーベスタは 19 日を要した。

3.4.2 時間観測結果

時間観測は、総計 4 時間 3 分 28 秒 (14,608 秒) 行った。観測結果を表-3.4 に示す。

主体作業

主体作業時間は合計 2 時間 20 分 09 秒であり、これは総観測時間の 57.6 %に当たる。1 本当たり
の主体作業時間の頻度分布を図-3.4 に示す。平均は 31.4 秒であったが、図から明らかなように右裾
広がりの分布をしており、最頻値は 10~20 秒の階級であった。辻ら [90] がまとめているように、林
業作業のように複雑な作業条件下で行われる作業現場が広範囲な作業では、各作業者が複雑な作
業条件を処理して毎日の生産量を挙げた結果に対しての最頻値を係数化するのが、技能度を表わす

表 3.4: 時間観測結果

作業名	総作業時間 (秒)	観測回数 (回)	平均作業時 間(秒)	総観測時間 に占める割 合(%)
移動(等高線方向)	2,170	97	22.4	14.9
移動(方向転換)	149	3	49.7	1.0
作業ヘッド準備	683	81	8.4	4.7
ヘッド当て	1,841	204	9.0	12.6
伐倒(針葉樹)	740	158	4.7	5.1
伐倒(小径針葉樹)	112	34	3.3	0.8
伐倒(小灌木)	179	52	3.4	1.2
伐倒(広葉樹)	155	30	5.2	1.1
枝払い(針葉樹)	3,975	531	7.5	27.2
枝払い(材送り)	227	44	5.2	1.6
枝払い(小径針葉樹)	175	14	12.5	1.2
枝払い(広葉樹)	271	15	18.1	1.9
玉切り	734	572	1.3	5.0
歩行準備	865	86	10.1	5.9
障害物除去	623	24	26.0	4.3
停止	1,244	6	207.3	8.5
休息	465	2	232.5	3.2
合計	14,608	—	—	100

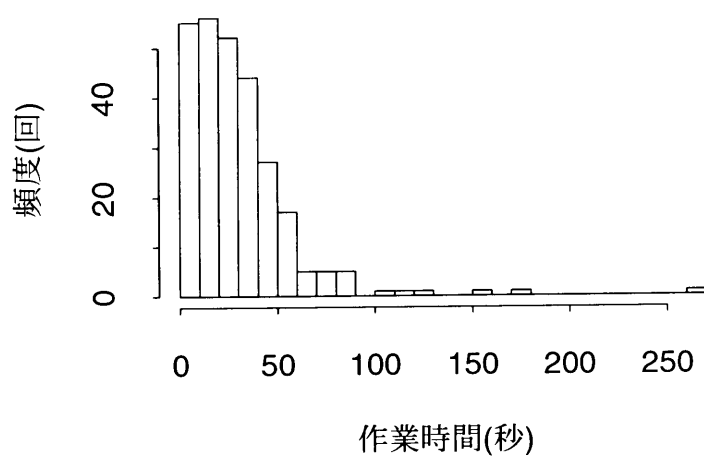


図 3.4: 1 本処理するのに必要な主体作業時間の頻度分布

のに一番的確な方法と考えられる。本調査対象作業は機械作業であるが、オペレータが複雑な作業条件を処理していることに関しては人力作業と同様であることから、ここでも同様に最頻値を持って処理能力を示すとすることが適切であると考えられる。すなわち、本機械が適正に稼働した場合の主体作業時間は 10~20 秒であり、様々な要因によって遅れが発生していると考えられる。

移動後作業を開始し、次に移動するまでの伐倒本数は 0~9 本であり、平均 2.8 本であった。

ヘッド当て ヘッド当ての総時間は 1,841 秒であり、主体作業の 21.9%を占めていた。ヘッド当て時間の頻度分布を図-3.5 に示す。平均値は 9.0 秒であり、図からやや右裾広がりではあるものの、ほぼ正規分布と考えられ、最頻値も 5~10 秒の間であることから、平均値の 9 秒が要素作業時間であると考えられる。ヘッド当ての観測回数は 204 回であり、伐倒の 274 回よりも少ないが、小径木の場合ヘッド当ての時間を必要としないことがあり、これをカウントしなかったためである。また大径木

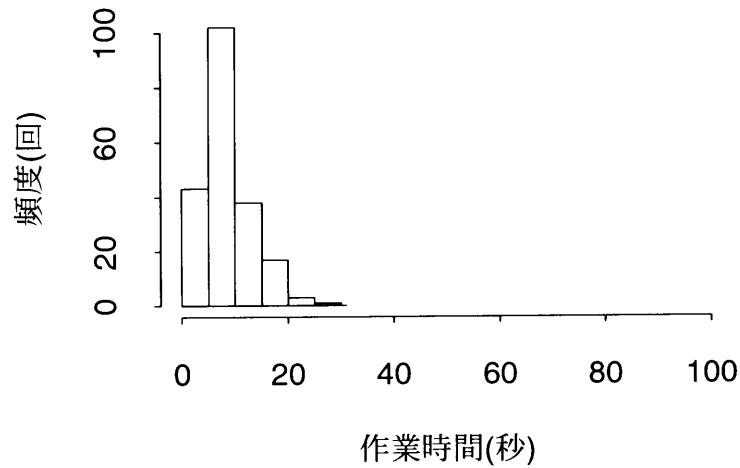


図 3.5: ヘッド当て時間の頻度分布

をつかむ際につかみ直した場合や、近接している 2 本の立木を同時に伐るためにつかみ直した場合には、ヘッド当て時間が長くなった。

伐倒 伐倒時間は、針葉樹の伐倒が 740 秒、小径針葉樹の伐倒が 112 秒、小灌木の伐倒が 179 秒、広葉樹の伐倒が 155 秒、合計 1,186 秒であり、主体作業の 14.1 %を占めていた。

針葉樹の平均伐倒時間は 4.7 秒であったが、このうち 5 秒以内で終了した場合の頻度は 144 回であり、これは針葉樹の伐倒回数全体の 91.1 %になる (図-3.6)。図から 5 秒以下の階級が最頻値であることは明らかであり、針葉樹の伐倒作業が適正に行われた場合の要素作業時間は、0~5 秒の階級にあると考えられる。伐倒時間が長くなっている事例は、大径木を伐倒する際に伐り直したものであることから、これらを除外して 5 秒以内で終了した事例の平均値を算出すると 2.4 秒となり、針葉樹全体の平均の約半分になった。

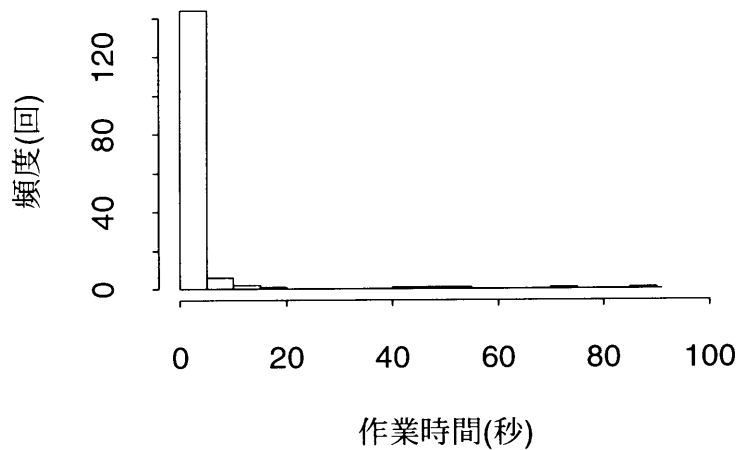


図 3.6: 針葉樹の伐倒時間の頻度分布

小径針葉樹、小灌木、広葉樹の伐倒時間はほとんどが5秒以内であった。平均伐倒時間は小径針葉樹 3.3 秒、小灌木 3.4 秒、広葉樹 5.2 秒であった。小灌木の伐倒では、最長 40 秒かかった事例があったが、これは3本同時に伐倒した時の値である。また広葉樹では、最長 51 秒かかった事例があったが、これは作業ヘッドの伐倒可能径以上の大径木を作業用ブームで押し倒した時のものである。この材は造材作業にも 54 秒かかった。この事例を除くと、広葉樹の平均伐倒時間は 3.5 秒となり、小径針葉樹、小灌木、広葉樹の伐倒時間は、樹種に関係無く一定であったと考えられる。これに対して、針葉樹の伐倒時間が若干短かったことから、収穫対象樹種の伐倒が最も効率が良かったと言えよう。

枝払い 枝払い時間は、針葉樹 3,975 秒、小径針葉樹 175 秒、広葉樹 271 秒、合計 4,421 秒であった。また針葉樹の場合には、枝払い後一旦根元まで材を送り戻して、再度測尺する時間が 227 秒あった。これらを加えると合計 4,648 秒となり、主体作業の 55.3 %と最も大きい割合を占めていた。平均時間

は、針葉樹、小径針葉樹、広葉樹各々7.5、12.5、18.1秒であり、枝払い後の再測尺は5.2秒であった。

ここから、針葉樹の枝払い時間は空送りである再測尺時間からあまり増加していないが、小径針葉樹、広葉樹の場合は大きく増加していることがわかる。すなわち、小径針葉樹や広葉樹は、曲りが大きかったり枝張りが大きかったりするために、ハーベスタでの材送りには難があったと考えられる。ここでも、伐倒作業同様に、生産対象である針葉樹の処理が最も効率が良いという結果になった。

伐倒時間を長く要した大径広葉樹は、材を数回往復させなければ枝払いできなかったため、造材時間は54秒もかかった。

玉切り 玉切り時間はほとんど1、2秒であり、最大でも5秒であった。また合計は734秒で、主体作業の8.7%にすぎない。伐倒や枝払いに長時間を要した大径木も、玉切りでは問題が無かった。

付帯作業

移動、作業ヘッド準備、歩行準備、障害物除去、移動の付帯作業の合計時間は1時間15分50秒であり、総観測時間の31.1%を占めていた。

移動 移動時間は、伐倒木間の移動である等高線方向への移動が97回2,170秒、伐列間の移動である方向転換が3回149秒、合計100回2,319秒であり、付帯作業の中では51.6%と最も大きい割合を占めていた。1日の総移動距離は290.4m、総移動時間は2,170秒であったので、林内平均移動速度は481.8m/h、最高移動速度は1,296m/hであった。

等高線方向の移動時間の頻度分布を図-3.7に示す。1回の移動距離は約3mであり、ほとんどの場合20秒以内に終了した。ここでも主体作業の場合と同様に、本機械が適正に稼働した場合の能力は最頻値が表すと考えると、3mを10~15秒で移動することになり、移動速度は720~1,080m/hとな

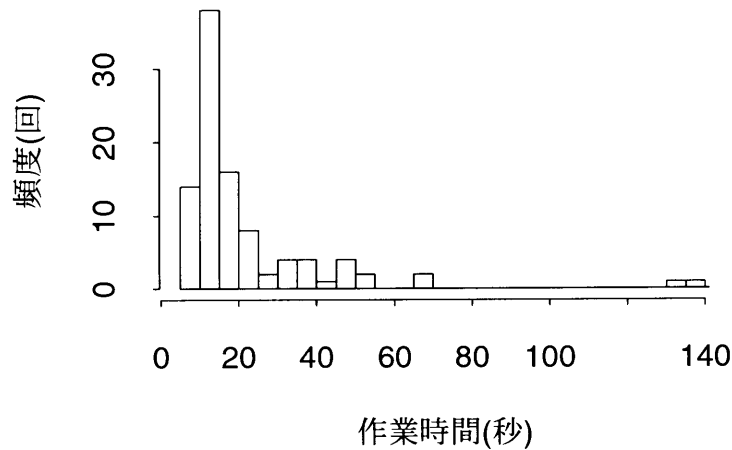


図 3.7: 等高線方向への移動時間の頻度分布

る。酒井ら [68] によれば、伐倒作業時の伐倒木間の人間の歩行移動速度は 720~1,440 m/h であるので、半脚式ベースマシンはほぼ人間程度の移動速度であった。

この移動時間における遅れ時間の発生原因を調べると、車輪脚が枝などに引っかかり、ブームで引き寄せてもなかなか機体が前に出ないために長時間要した事例もあった。この場合、機体を傾けることによって浮いている車輪に荷重をかけて接地させ移動可能となった。

伐列間の移動は、方向転換を伴うため長い時間を要した。方向転換は、次の進行方向に作業用ブームを接地させ、2本の安定脚を持ち上げながら、旋回機構を使って機体下部を旋回させることによって行った。

作業ヘッド準備、歩行準備 作業ヘッド準備時間は合計 683 秒であり、付帯作業の 15.2% を占めていた。作業ヘッド準備時間の頻度分布を図-3.8 に示す。この作業は、最短 2 秒、最長 24 秒、平均約

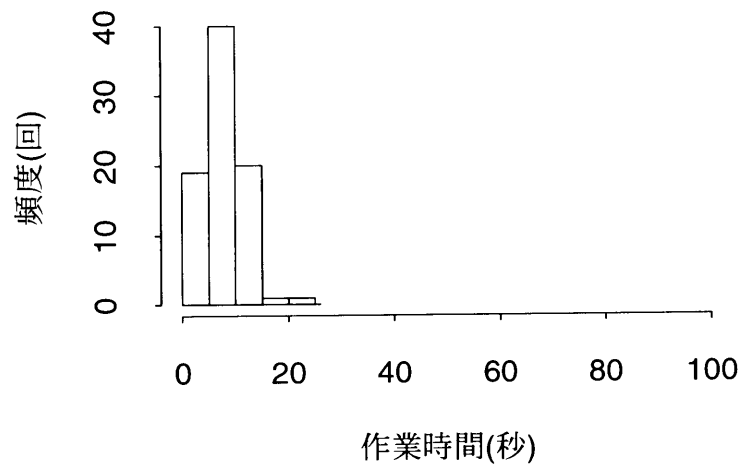


図 3.8: 作業ヘッド準備時間の頻度分布

8 秒であった。図からこの作業時間は正規分布に従うと考えられるので、平均値の 8 秒が機械性能とオペレータの能力を表わしているといえよう。

一方歩行準備時間は合計 865 秒であり、付帯作業の 19.3 %を占めていた。歩行準備時間の頻度分布を図-3.9 に示す。ここでも最頻値が機械性能とオペレータの能力を表わすと考えれば、作業ヘッド準備とほぼ同じ時間で行われているといえ、それに遅れ時間が加わっているといえる。この遅れ時間が発生しているのは、作業ヘッドの格納がうまくいかず、数回繰り返した事例などである。

障害物除去 障害物除去時間は合計 623 秒であり、付帯作業の 13.3 %を占めていた。障害物除去時間の平均は 26.0 秒であるが、伐列変更時に進路となる場所に集積された材を、邪魔にならない場所に移動させるために 95 秒かかった事例があった。

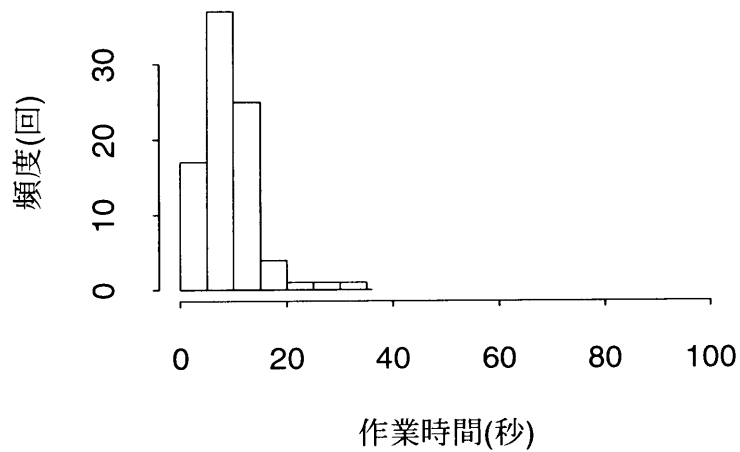


図 3.9: 歩行準備時間の頻度分布

余裕時間

作業停止と休息時間は合計 28 分 29 秒であり、これは総観測時間の 11.7%に当たる。

停止 停止は、伐採列変更時の移動経路の確認のための停止が 1 回、歩行用脚が出てこなかったための停止が 1 回、大径木処理後ハーベスタヘッドの調子が悪くなったための停止が 3 回、ハーベスタヘッドの修理が 1 回の計 6 回観測された。

休息 休息は午後に 2 回取り、それぞれ 230 秒と 235 秒であった。

観測された作業工程

伐倒、造材した材は、針葉樹は一般材に、広葉樹と小径針葉樹はパルプ材とした。一方小灌木はその場に伐り捨てられていたので、これを除いた観測時間内の伐倒本数は223本となった。また1本当たりの平均材積は0.097m³なので、1時間当たり作業工程は、式3.1より5.3m³/hとなった。したがって、1日の稼働時間を6時間とすると、32.0m³/台・日となる。

$$\frac{60 \times 60 \times 223 \times 0.097}{14,608} = 5.3 \quad (3.1)$$

3.5 考察

3.5.1 生産性に関する考察

調査票によれば、作業全体を通じての生産性はハーベスタが2.88 m³/h、フォワーダが3.35 m³/hであった。一方、本作業を実行した業者が、履带式エクスカベータをベースマシンとする大型のワングリップハーベスタ AFM 60 と、ここで使用した MST-1200 フォワーダを用いて行った列状間伐に関する調査結果 [22, 24, 49, 58] では、ハーベスタの生産性は3.25~3.84 m³/h、フォワーダの生産性は2.32~3.95 m³/hであった。したがって、両調査結果のフォワーダの生産性には差が無いにも関わらず、本調査におけるハーベスタの生産性は、他の調査結果の8割前後に過ぎない。この結果からは、半脚式機械をベースマシンとする小型のハーベスタの生産性が、大型のハーベスタよりも劣っていることが示唆される。

しかしながら日報調査では、油圧ホース交換のような補修時間などの、作業に供用されているが実際には作業に従事していない時間も稼働時間として計上されているため、機械の生産性を正確に把握する

ためには時間観測結果を用いる必要がある。ここで行った時間観測結果から算出したハーベスタの生産性は、 $5.3\text{ m}^3/\text{h}$ であったのに対して、ハーベスタを用いた短幹方式間伐作業の生産性に関する過去の調査報告によれば、中型ハーベスタの VALMET 935 の生産性が $2.4\sim 5.1\text{ m}^3/\text{h}$ [19,21,35,36,62-64,67,94]、同じく中型の TOHR 987S の生産性が $5.7\sim 10.6\text{ m}^3/\text{h}$ [46,92,94,97,98]、大型の AFM 60 の生産性が $4.3\sim 6.4\text{ m}^3/\text{h}$ [21,24,49] であり、この中では TOHR 987S の生産性が高いものの、他の2機種の実績は本調査結果と同じ程度である。したがって、ここで調査した小型ハーベスタの間伐作業における生産性は、他の中型、大型ハーベスタと比較して劣らないと評価できるが、各作業が行われた林分の地形、立木密度、平均単木材積などが異なることから、これらの調査結果を直接比較することはできない。そこで、本件については、後（第4章）に改めて検討するが、ここで得られた結果からは、半脚式機械をベースマシンとする小型ハーベスタの実績は、実稼働中はより大きなハーベスタに劣るものではないが、補修などによる停止時間が大きくなっていたと推測できる。

3.5.2 主体作業時間に関する考察

主体作業と付帯作業に含まれる要素作業時間の割合を図-3.10 に示す。ここから、主体作業が 65.2% を、付帯作業が 34.8% を占めていることがわかる。また、主体作業の中では、枝払い作業が最も大きな割合を占めている。これは、大径の材の場合に、枝払い刃が枝に挟まってしまって、非常に長い時間を要した事例が含まれていることも影響している。このような事例は、ハーベスタヘッドの材送り力が強ければ発生しないと考えられるので、大型で材送り力の強いハーベスタヘッドを使用することによって解消できると考えられる。また大型のハーベスタヘッドを使用することによって、径の大きい材に対しても枝払いと同時に測尺、玉切りすることが可能になれば、材を一旦送り戻し

主体作業		付帯作業	
14.3	36.0	18.0	4.8
9.2		5.7	12.0
ヘッド当て 伐倒	枝払い	移動 玉切	障害物除去、 歩行/作業ユニット準備

図 3.10: 主体作業と付帯作業に含まれる要素作業時間の割合

たり、測尺長を合わせるために元口を切り直したりする時間が不要となるので、針葉樹に関しては1本当たり6秒以上短縮できる可能性がある。

トドマツ一般材の木取り寸法は、末口径 14 cm 以上は 3.10 m、それより小さい材は 3.65 m または 2.80 m であった。また小径針葉樹、広葉樹の玉切り材長は約 2 m であった。このハーベスタヘッドには材径を測る装置が無いため、材径は目測していた。このために、末口径が 14 cm に満たない材が 3.10 m に玉切りされる場合もあった他、目測のための時間がかかり増しになっていたと考えられる。ここで1本当たり平均造材時間は、針葉樹 32.3 秒、小径針葉樹 12.5 秒、広葉樹 18.1 秒であった。ここから、材径を目測して、木取り寸法を決定するための時間がかかり増しになっていることがわかる。したがって、ハーベスタヘッドに材径を計測する機能を付加することによって、作業時間を短縮できると考えられる。

伐倒木中の 33 本の樹高と胸高直径を計測した結果、樹高は 7.2 ~ 14.2 m、平均 11.0 m であった。また胸高直径は 10.2 ~ 27.0 cm、平均 17.5 cm であり、両者の間の相関係数は 0.75 とあまり高くなかった。これらの中の 10 本について伐倒時間、造材時間、主体作業時間を計測した。樹高とこれらの時間との関係を図-3.11 に、胸高直径との関係を図-3.12 に各々示す。これらから、樹高 14.2 m、胸高直径 21.0 cm の一例を除けば、造材時間、主体作業時間は、樹高および胸高直径が増加するにつれ

表 3.5: 樹高、胸高直径と伐倒時間、造材時間、主体作業時間の相関係数

	伐倒	造材	主体作業
樹高	-0.37	0.45	0.55
胸高直径	-0.36	0.84	0.82

て増加している様子が見てとれる。各々の間の相関係数は表-3.5 に示す通りであり、胸高直径と造材時間の相関が高いことがわかる。伐倒時間は樹高、胸高直径とも相関が低い、主体作業全体に占める割合が小さいため、造材作業時間によって主体作業時間が決定され、この結果主体作業時間は胸高直径との相関が高くなっている。一般に、玉切り回数が増加するにつれて枝払い、送材時間も増加するので、造材時間は樹高との関係が強いと考えられるが、本調査現場では樹高の分布幅が小さかったために玉切り回数に差が出ず、造材時間の変化が小さかったものと考えられる。これに対して、胸高直径が増加すると重量も増加して、送材機能に対する負荷が増して造材時間が長くなっていると考えられる。胸高直径と造材時間、主体作業時間を直線回帰すると、回帰係数は各々2.6、3.0となるが、図-3.12 からは胸高直径 18 cm 以下では作業時間の変化は小さく、21 cm 以上で急激に増加している様子も示唆される。ここから、使用したハーベスタヘッドの能力に余裕のある大きさの材を処理する場合の時間はあまり変化しないが、負荷がある値よりも大きくなると作業時間が急激に増加すると考えられる。この場合は、より大型のハーベスタヘッドを利用することによって、現状よりも大きな材に対しても処理時間の増加は少なくて済むであろう。

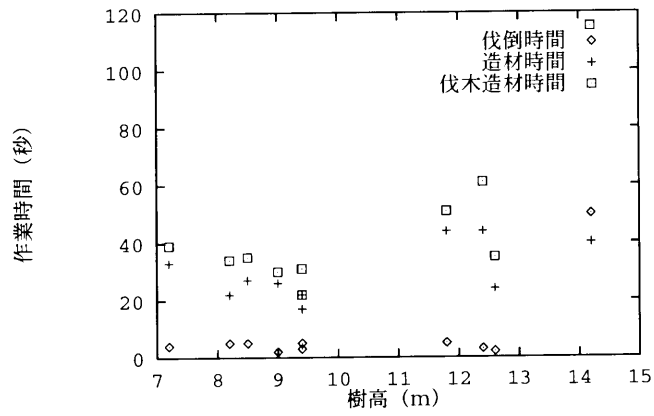


図 3.11: 樹高と作業時間の関係

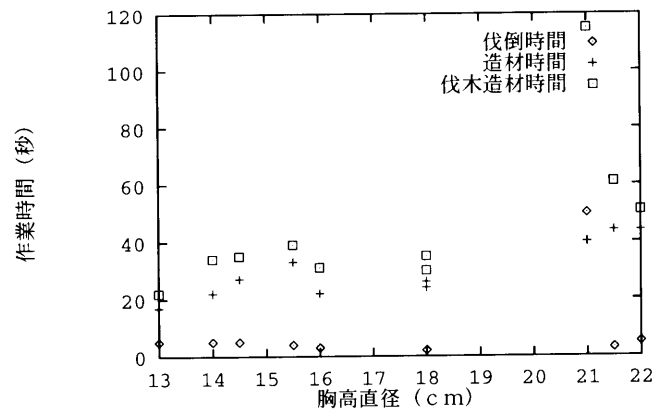


図 3.12: 胸高直径と作業時間の関係

3.5.3 付帯作業時間に関する考察

付帯作業時間の中で、最も大きな割合を占めているのは移動時間である。移動速度は、720～1,080 m/h と人間の林内歩行速度とほぼ一致しているが、日本で一般にハーベスタのベースマシンとして使用されている履带式エクスカベータと比較すると、林内移動速度は過去の調査報告 [24,65] によれば 1,350～1,620 m/h であり、半脚式機械は 44～80 % の速度でしかないことがわかる。したがって、履带式エクスカベータ程度の速度になれば、作業時間全体の 4～10 % が短縮可能と考えられる。

付帯作業時間の中で次に大きな割合を占めているのは、歩行準備、作業ヘッド準備時間である。これらの時間は、作業用ブームを歩行用脚として使う半脚式機械特有の動作であり、作業機能と移動機能が独立している一般の車両系機械と比較すると、作業能力が全く同じであったとしても、移動毎に約 16 秒程度は余計に必要となる。したがって、作業用ブームを使用せずに移動可能な機構、歩行方法を検討する必要がある。

3.6 結論

半脚式機械をベースマシンとするハーベスタの作業分析を行った結果、主体作業の分析から、生産性を向上させるためには、現在装着されている作業ヘッドよりも大型のものを使用することが望ましいという結果が得られた。しかしながら、現在装着されている作業ヘッドは、半脚式機械の油圧容量から考えられる最大のものであり、これよりも大型の作業ヘッドを使用するためには、油圧系統の強化が必要となる。このためには油圧ポンプの増強からエンジンの大型化が必要となり、ひいては機体の大型化や重量増にもつながってしまう。これらは急傾斜地における地盤支持力や、造林、育林作業用のベースマシンとして用いる場合などから考えると望ましく無いので、他の部分での軽

量化などの対策が必要となろう。また、小形でありながら送材能力の高いハーベスタヘッドを開発することも考えられる。この場合は、材径計測装置の付加なども必要となるが、本論では論じない。

付帯作業の分析から、生産性向上のためには、歩行速度の向上と、作業ヘッド準備時間、歩行準備時間の削減が必要であることがわかった。本論では、これらを実現するために必要な、半脚式機械の歩行脚機構の検討と、歩行動作に必要な制御システムの検討を行う。

第4章 半脚式機械に装着可能な小型ハーベスタの性能評価

4.1 概要

前章において、半脚式機械をベースマシンとするハーベスタの作業分析を行い、生産性を向上させるためには、移動速度の向上とハーベスタヘッドの大型化が有効であることを明らかにした。しかしながら、大型のハーベスタヘッドを装着可能にするためには、エンジン出力の向上と油圧ポンプの吐出量の増量が必要であり、その結果機体の大型化や重量の増大を招くことになる。このことは、皆伐作業専用の収穫機であれば大きな問題とはならないが、間伐作業や植付けなどの育林作業用のベースマシンとして考えると避けるべきである。例えば、大型のベースマシンを間伐作業に用いる場合には、作業による残存木の損傷などの問題 [26,27] や、林地の締固め [3,15,40] などの問題がある。すなわち、残存木の成長や、土壌保全などの点から考えて、大型のベースマシンは間伐作業には望ましく無い。また、急傾斜な日本の林地を考えた場合にも、重量の増加は滑落などの事故の危険性を増加させる。

半脚式機械を開発するにあたっては、造林、育林作業や間伐作業など適用する作業から考えられる機体の大きさ、重量の制限と、装着する作業機に必要とされる油圧、油量の両面から検討することが必要である。中でも特に大きな油量を必要とする作業機はハーベスタであることから、ある程度小型

で要求油量の少ないハーベスタヘッドの作業性能が大型のものに劣らないならば、機体の大型化を避けることができる。そこで本章では、小型ハーベスタの作業性能を大型ハーベスタに対して評価することを目的として、同一林分で列状間伐作業を行った小型と大型の2機種 of ハーベスタヘッドについて作業分析を行い、両者の作業能力を比較する。

ハーベスタの生産性に関しては、日本においても数多くの研究が行われているが、VALMET 935を対象とした小林ら [36]、井上ら [19]、酒井ら [67] の研究、TOHR 987S を対象とした湊・孔 [46]、対馬ら [92]、由田ら [98] の研究、また VALMET 935 と LAKO 60 を対象とした石井ら [21] の研究のいずれにしても中型から大型のハーベスタであり、ベースマシンとしてはバケット容量 0.45m³程度以上のエクスカバータや専用ベースマシンを用いているものばかりである。これに対して小型のハーベスタの生産性に関する研究報告は、半脚式機械の Kaiser X4 Turbo Mobile に装着された PAN 626 を対象とした有賀ら [2] の研究があるにすぎない。これらを用いて小型ハーベスタの作業性能を他のハーベスタと比較できないことはないが、林分状況などの条件が異なるため、直接比較することはできない。そこでここでは、同一の林分において行われた大型と小型のハーベスタの同一作業を対象に分析して、小型ハーベスタの作業性能を正確に評価する。この結果をもって、半脚式機械を開発するにあたっての、必要エンジン出力、必要油圧ポンプ吐出量の判断材料とするものである。

4.2 調査の概要

4.2.1 比較したハーベスタ

比較したハーベスタヘッドは、両者とも2つの金属製材送りローラーとクランプを持ち、チェーンソーで伐倒、玉切を行う、油圧駆動の機械である。

表 4.1: 比較したハーベスタヘッドの諸元

	小型ハーベスタ	大型ハーベスタ
メーカー	Grangärde Maskin	AFM
機種名	Pan (GM 626)	AFM60
型	ワングリップ	ワングリップ
鋸断装置	チェーンソー	チェーンソー
最大伐倒径	350 mm	600 mm
最大枝払い径	290 mm	500 mm
玉切長設定数	4 種	12 種
必要油量	90 liter/min	200 liter/min

小型ハーベスタは、スウェーデン Grangärde Maskin 社製の Pan (GM 626) であり、3 本のクランプの内 2 本には枝払い刃が着いている。最大伐倒径は 350 mm、最大枝払い可能直径は 290 mm である (表-4.1)。

大型ハーベスタは、フィンランド AFM 社製の AFM60 であり、送りローラー以外に、機体中央に金属履带式送り装置を持つため、材送り性能は極めて高い。最大伐倒可能径は 600 mm であり、最大枝払い可能径は 500 mm である (表-4.1)。

小型ハーベスタのベースマシンは、半脚式の Kaiser X4 Turbo Mobil であり、大型ハーベスタのそれは、履带式エクスカベータのコマツ PC 150-3 である。各ベースマシンとも、各々のハーベスタヘッドを駆動するのに十分な油量を持っている。

4.2.2 調査地の概要

調査は、北海道網走群津別町にある津別営林署津別事業区と、ほ林小班の39年生トドマツ (*Abies sachalinensis*) 林分において、1996年に行われた列状間伐作業を対象として、8月27日から30日の4日間行った。対象林分の面積は16.25haであり、平均樹高は16m、平均胸高直径(DBH)は15cm、立木密度858本/ha、総蓄積は2,280m³であった。また土壌は褐色森林土、平均傾斜は26度であった。伐区内には、傾斜が21度を越えフォワーダ集材作業を効率的に行えない箇所が34%あるため、部分的にチェーンソー伐倒、トラクタ集材作業を行い、その面積は全伐区の36%以上になった。ここでは、傾斜21度以下の林分で行われた、短材システムのハーベスタ作業のみを検討対象とする。

集材路はほぼ傾斜方向で、伐列方向はほぼ等高線方向であった。したがって、いずれのベースマシンの走行にも支障は無かった。

4.2.3 調査方法

調査方法は、ストップウォッチを用いた作業時間観測であり、各ハーベスタについて各々2日以上行った。作業要素は、以下のように分類した。

ヘッド当て ハーベスタヘッドで立木をつかむ時間。

伐倒 チェーンソーで鋸断している時間。

倒し 鋸断した立木を倒す時間。

送り 枝払いを行い、材長を計測しつつ材を送る時間。

枝払い 伐倒木を先端まで一気に枝払いし、後から測長、玉切を行った場合の枝払い時間。

玉切 チェーンソーで玉切る時間。

リセット 材長計測装置をリセットするために、元部分を切り直す時間。

調整 材長を揃えるために、玉切位置を微調整する時間。

梢端処理 材にならない梢端部を伐列に敷き込んだり、林地に捨てたりする時間。

梢端切り 要素作業「枝払い」が行われた場合に、梢端部を鋸断する時間。

つかみ直し 造材途中の材を、一度放してつかみ直す時間。

要素作業「倒し」は大型ハーベスタの作業のみに出現し、「枝払い」、「梢端切り」、「つかみ直し」は小型ハーベスタの作業のみに出現した。小型ハーベスタのベースマシンは小型で軽量なため、伐倒した木を保持しておくことは危険であり、またヘッドの送りローラーは一旦倒した木を送れるだけの力が無いため、立木を鋸断した直後にこれらの「枝払い」、「梢端切り」、「つかみ直し」作業が必要になったと考えられる。

以上の要素作業時間と作業のサイクルタイムについて統計的手法を適用して、2機種のハーベスタを比較した。

伐倒木間の移動時間と、灌木や払った枝を処理する時間は、一般的にサイクルタイムに含めるが、これらはベースマシンの性能が大きく影響するため、ここではハーベスタヘッドの処理能力のみを比較することを目的として、あえてこれらの作業要素はサイクルタイムから除外した。

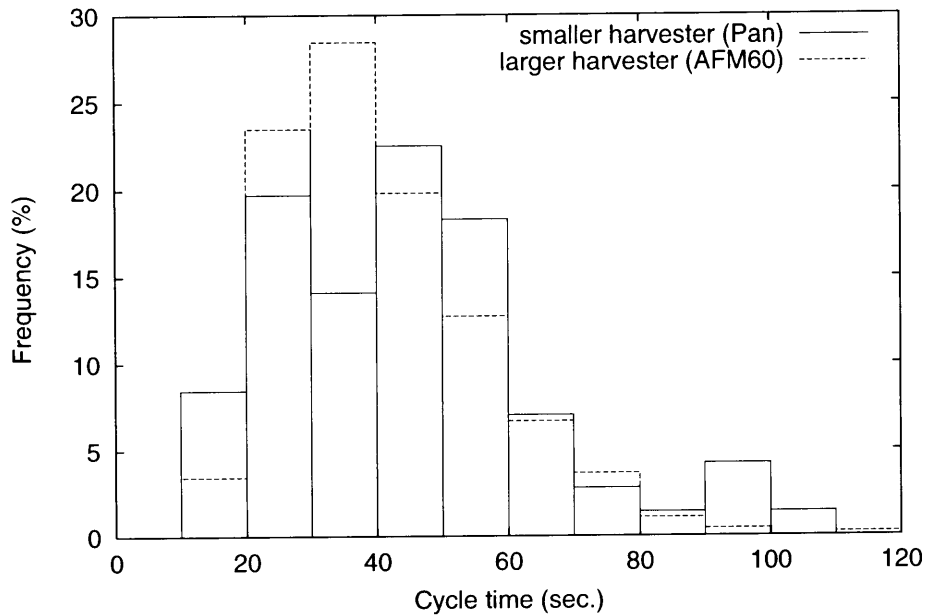


図 4.1: ハーベスタのサイクルタイムのヒストグラム

4.3 調査結果

4.3.1 伐倒、造材作業のサイクルタイム

時間観測結果を表-4.2 に示す。小型ハーベスタの平均サイクルタイムは 45.0 秒、標準偏差は 20.6 秒であり、大型ハーベスタの平均サイクルタイムは 41.5 秒、標準偏差は 15.5 秒であった。図-4.1 に示すサイクルタイムのヒストグラムより、いずれのサイクルタイムも右裾広がり分布をしていることがわかる。これらの歪度の値よりデータは対数正規分布をしていると推測されたので、以下の検定はべき乗変換 ($X = \log(x)$) によって正規化した後に行った [18]。

まず、両者の平均値の差について t 検定を行った結果、 t 値は 0.82 (自由度 533) となって、平均値に差があるとはいえないと判定された。次に分散の差について F 検定を行った結果、 F 値は 1.70

表 4.2: 時間観測結果

作業要素	観測数	合計時間(秒)	平均時間(秒)	標準偏差	歪度	尖度	最大時間(秒)	最小時間(秒)
小型ハーベスタ								
サイクルタイム	71	3196	45.0	20.6	0.80	3.40	106	13
ヘッド当て	80	432	5.4	3.2	2.72	13.48	22	1
伐倒	78	103	1.3	1.3	7.75	65.40	13	1
送り	253	1158	4.5	3.5	2.67	12.96	27	1
枝払い	57	933	16.3	6.1	0.42	2.75	32	5
玉切	242	249	1.0	0.3	13.14	182.60	6	1
リセット	66	71	1.0	0.3	4.51	23.94	3	1
調整	23	193	8.3	5.4	1.27	4.30	24	2
梢端処理	88	545	6.1	1.8	0.11	2.77	11	3
梢端切り	18	19	1.0	0.2	3.88	16.06	2	1
大型ハーベスタ								
サイクルタイム	464	19273	41.5	15.5	1.01	4.10	112	17
ヘッド当て	578	3848	6.7	2.7	1.36	7.01	23	2
伐倒	583	826	1.4	0.7	2.89	16.56	7	1
倒し	556	7044	12.7	6.8	1.78	10.09	66	1
送り	1381	5797	4.2	3.4	2.89	15.75	31	1
玉切	1659	1689	1.0	0.1	8.46	81.55	3	1
リセット	288	337	1.2	0.4	2.43	8.39	3	1
調整	38	386	10.2	5.8	0.83	2.56	24	2
梢端処理	580	4069	7.0	3.4	2.23	12.20	32	1

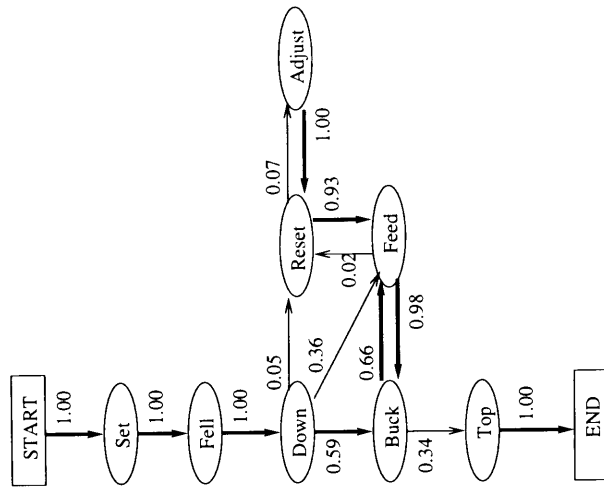
(自由度 463 と 70) となり、1%危険率で両者の分散は異ると判定された。すなわち、両者の母平均は等しいが、分散は小型ハーベスタの方が大きいという結果になった。

各ハーベスタの作業の流れを図-4.2 に示す。図中の矢印の横の数字は、要素作業間の遷移確率を示す。図より、小型ハーベスタの作業の流れは、大型ハーベスタのものと比較して、はるかに複雑であることがわかる。これは、「枝払い」、「梢端切り」、「つかみ直し」の各要素があるためで、これらの要素が加わって、作業が複雑になったためにサイクルタイムにバラツキが生じたと考えられる。

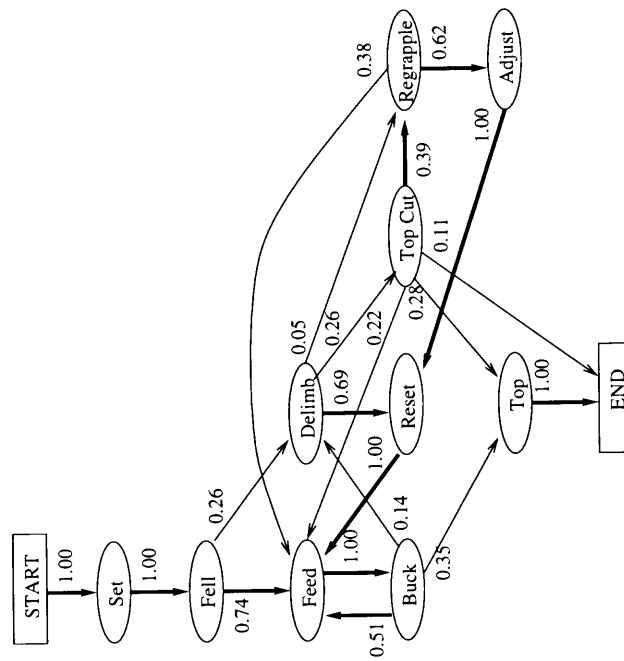
4.3.2 伐倒、造材作業の要素作業時間

表-4.2 によれば、各要素作業時間の平均値は、2 機種種のハーベスタでほぼ同じ値となっているが、それらの分布は図-4.3 に示すようになっている。ここで図中の曲線は、各分布を近似する分布関数を表している。同図より、「梢端処理」以外の全ての要素作業の分布が右裾広がりになっており、対数正規分布に従うと考えられることから、以下の検定はべき乗変換によって正規化してから行った。

各要素作業毎の平均値と分散の 2 機種間の差を明らかにするために行った、 t 検定と F 検定の結果を表-4.3 に示す。この結果、要素作業「送り」の平均所要時間は、小型ハーベスタの方が 1%危険率で大きいと判定された。また、要素作業「ヘッド当て」、「梢端処理」の平均所要時間は、小型ハーベスタの方が 1%危険率で小さく、要素作業「伐倒」の平均所要時間は、小型ハーベスタの方が 5%危険率で小さいと判定された。分散については、要素作業「ヘッド当て」では小型ハーベスタの方が大きく、要素作業「梢端処理」では小さいと、各々 1%危険率で判定された。



Larger harvester (AFM60)



Smaller harvester (Pan)

図 4.2: 各ハーベスタの作業の流れ

矢印の横の数字は、要素作業間の遷移確率を示す。

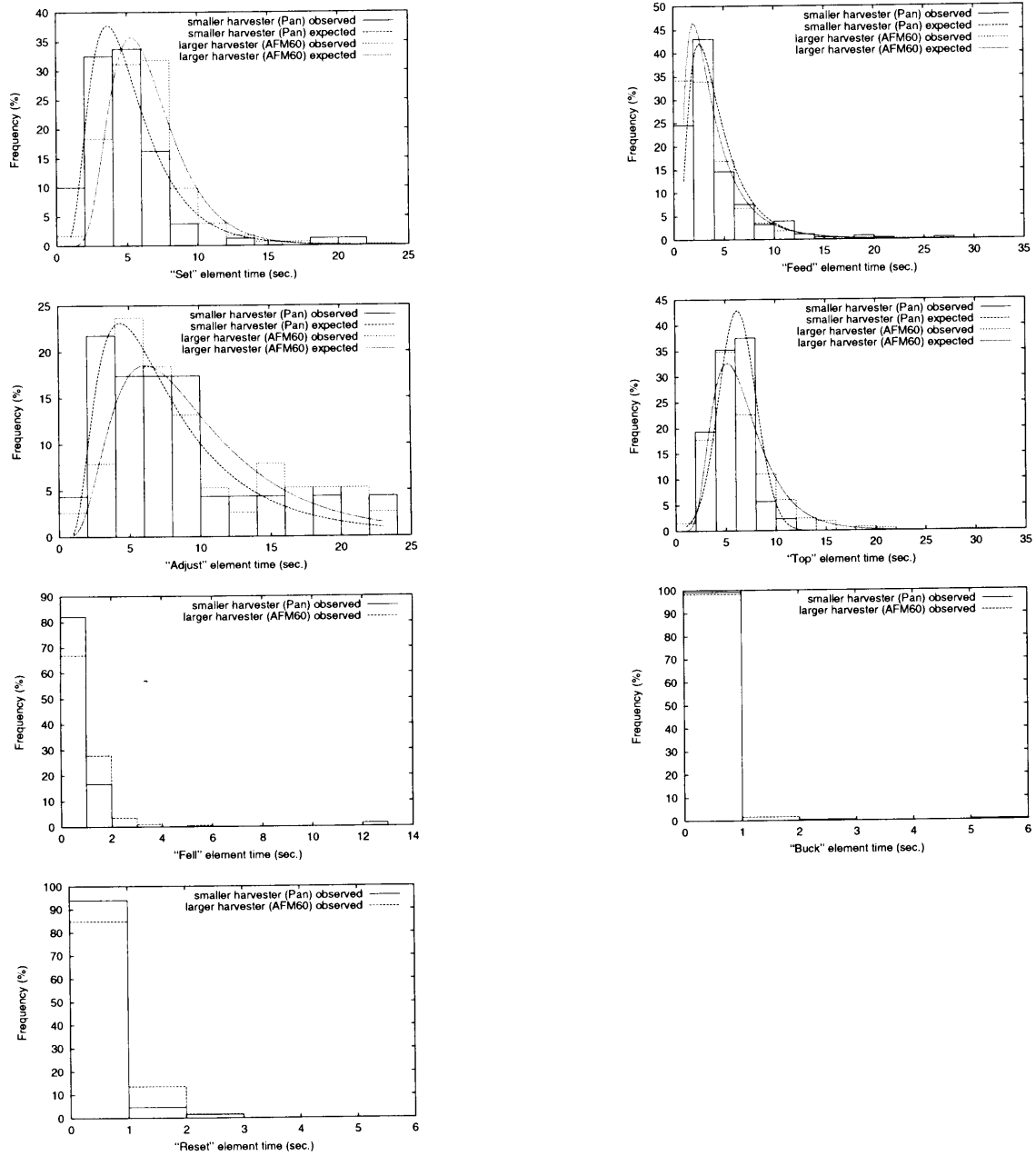


図 4.3: 各要素作業時間のヒストグラム (図中の曲線は、分布関数を表す。)

表 4.3: t 検定ならびに F 検定結果

作業要素	変換関数	t 値 (自由度)	F 値 (自由度)
サイクルタイム	$X = \log(x)$	0.834 (533)	1.70* (463,70)
ヘッド当て	$X = \log(x)$	5.570* (656)	1.71* (577,79)
伐倒	$X = \log(x - 0.25)$	2.488** (659)	1.14 (582, 77)
送り	$X = \log(x)$	2.620* (1632)	1.24 (1380, 252)
調整	$X = \log(x - 0.5)$	1.913 (59)	1.40 (37, 22)
梢端処理	none	2.185* (666)	3.34* (579, 87)

* 危険率 1% で有意差有, ** 危険率 5% で有意差有

4.4 考察

4.4.1 要素作業時間の差に関する考察

要素作業「送り」の平均所要時間は、小型ハーベスタの方が大型ハーベスタよりも、わずかではあるが有意に大きかった。これは、両者の材送り性能に起因するものであり、この点が小型ハーベスタの欠点となろう。

要素作業「梢端処理」の平均所要時間については、小型ハーベスタの方が大型ハーベスタよりも有意に小さかった。この差は、両者の「梢端処理」方法の違いによるものである。すなわち、両者とも梢端部を走行路の保護に利用していたが、大型ハーベスタが梢端部を長いまま伐列に敷き込んでいたために時間を要したのに対して、小型ハーベスタはチェーンソーを用いて細かく切って散布したために短時間で済んでいた。これは、大型ハーベスタのチェーンソーが長く、あまり細い木を切ると

バーからソーチェーンが外れてしまうため、小型ハーベスタと同様な作業は行えないことが理由である。したがって、この点が大型ハーベスタの欠点となると考えられる。

要素作業「ヘッド当て」の平均所要時間は、小型ハーベスタの方が小さかった。この差は、両者のオペレータの技能の差か、ベースマシンの作業ブームの動作速度の差に起因すると考えられる。平均所要時間の差からは、小型ハーベスタのオペレータの方が技能が高いことになるが、分散に関しては小型ハーベスタの方が大きかったこと、すなわち作業時間のバラツキが大きかったことから、大型ハーベスタのオペレータの方が技能が高いことになる。したがって、本調査結果だけでは、オペレータの技能の差を吟味することはできない。

要素作業「伐倒」の平均所要時間は小型ハーベスタの方が小さかったが、その差は約 0.1 秒と極めて小さく、ほぼ等しいと考えられる。この差は、各ハーベスタが 1 日に数百本の立木を処理したとしても、合計で数十秒の差にすぎず、無視できる差といえよう。

4.4.2 作業方法の違いに関する考察

以上の結果をまとめると、小型ハーベスタの「送り」作業時間は大型ハーベスタと比較して有意に大きいにもかかわらず、サイクルタイムには有意差が無いということになる。これは、オペレータの技能に差がある、すなわち小型ハーベスタのオペレータの方が技能が高いか、作業方法に差があることに起因するものと考えられる。前述のとおり、本調査結果のみではオペレータの技能の優劣を判断することは困難であることから、作業方法の差についてシミュレーションを用いて検討する。すなわち、両ハーベスタの最大の相異点が材送り能力にあると考えられることから、小型ハーベスタの作業方法において材送り能力を向上させた場合のサイクルタイムの変化を検討する。

シミュレーションは、作業の流れの遷移確率 [50] と、各要素作業時間の分布関数 [86] を用いて構築した。まず最初に、図-4.2 に示した各要素作業間の遷移確率を算出した。次に、各要素作業を近似する分布関数を決定した。ここでは、要素作業「ヘッド当て」、「送り」、「調整」は、図-4.3 に示したとおり対数正規分布で近似した。また、要素作業「枝払い」、「梢端切り」、「倒し」も、同様に対数正規分布で近似した。要素作業「梢端処理」は、同図に示したように、小型ハーベスタについては正規分布で、大型ハーベスタについては対数正規分布で近似した。要素作業「伐倒」、「玉切」、「リセット」については、いずれも約 1 秒と短いため、一定時間とした。サイクルタイムの算出に当たり、作業の遷移状態と要素作業の所要時間は、乱数を用いて決定した。

構築したシミュレーションを用いて、乱数のシードを 1000 として 100 回繰り返し計算した結果の、現実の作業結果への適合度を図-4.4 に示す。 χ^2 値は 4.82 (自由度 6) となり、非常に良い適合度を示した。

次に、要素作業「送り」の差がサイクルタイムに与える影響を明らかにするため、大型ハーベスタの「送り」作業時間を用いてシミュレーションを行った。この結果を表-4.4 に示す。「送り」作業時間を変化させた場合のサイクルタイムの平均と分散の差を検定した結果、 t 値は 0.861 (自由度 598)、 F 値は 1.03 (自由度 299 と 299) となり、両者とも有意差があるとはいえないという結果になった。すなわち、「送り」作業時間の差は、サイクルタイムを有意に短縮するほど大きくはなかった。この結果からは、小型ハーベスタを大型ハーベスタに変更しても、明らかな生産性の向上は望めないという結論になる。したがって、本調査地程度の間伐であれば、小型ハーベスタは大型ハーベスタと同等の生産性を上げうる。

表 4.4: シミュレーション結果

用いた「送り」時間	繰り返し数	合計時間 (秒)	平均時間 (秒)	標準偏差	歪度	尖度	最大時間 (秒)	最小時間 (秒)
小型ハーベスタ	300	12858.7	42.9	16.61	0.61	3.13	106.7	15.0
大型ハーベスタ	300	12510.6	41.7	16.40	0.63	3.16	104.9	14.6

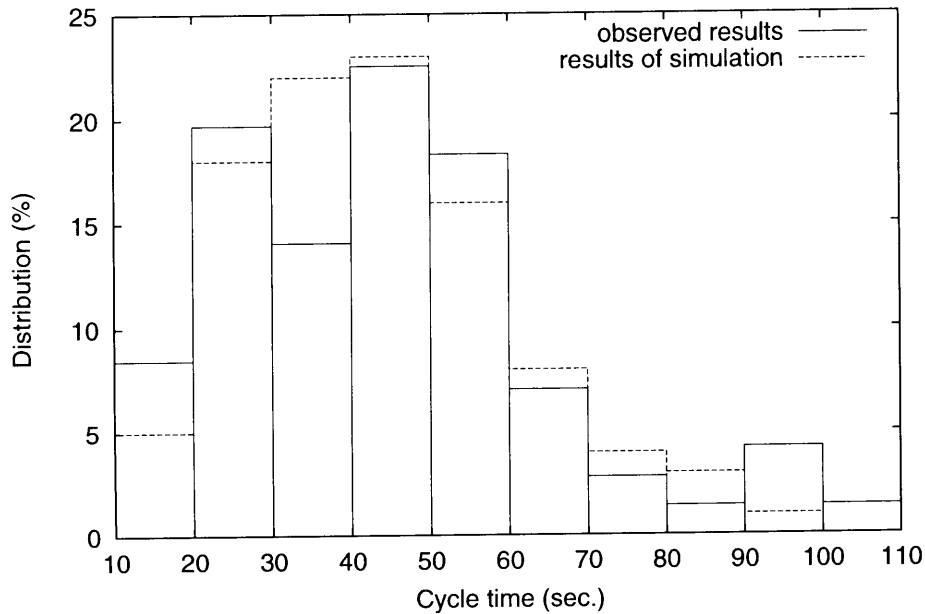


図 4.4: 小型ハーベスタのサイクルタイムの観測結果とシミュレーション結果

4.5 結論

本章では、既存の半脚式機械に装着可能な程度の小型ハーベスタの作業性能を、大型ハーベスタと比較することを目的として、同一林分で行われた2機種 of ハーベスタの同一作業を時間観測し、分析した。時間観測の結果、小型ハーベスタを使った場合と大型ハーベスタを使った場合とで、平均サイクルタイムに有意差は無かった。これは、本調査地においては、小型ハーベスタの生産性は大型ハーベスタと同じ水準にあることを意味する。しかしながら、「送り」作業時間の平均値には有意差があり、この差は大型ハーベスタの優位な点と考えられたが、シミュレーションを行った結果、小型ハーベスタのサイクルタイムを有意に短縮できるほどの差では無かった。すなわち、小型ハーベスタの材送り能力を大型ハーベスタの水準まで向上させたとしても、作業性能には大きく影響しないということになる。

言い換えると、小型ハーベスタの作業能力は間伐作業には十分なものであり、大型ハーベスタにも劣らないということである。したがって、半脚式機械を開発するにあたって考慮すべき作動油量やエンジン出力は、ここで調査対象としたような小型ハーベスタを前提とすれば良いことになる。このことは、機体の大きさや重量を既存の機械よりも増加させなくても良いことを意味し、造林や育林作業から考えられる大きさの制限を前提に設計し、移動速度の向上に重点を置いた開発を行えば良いことを意味する。この結果、急傾斜地における地表の支持力の面からも有利になり、作業による残存木の損傷や地表の攪乱も少なくて済むことにつながる。

第5章 半脚式機械の歩行速度を向上させるために必要な脚機構の可動範囲と最大駆動可能距離

5.1 概要

本章では、急傾斜地対応型ベースマシンとしての半脚式機械に最適な脚機構を明らかにすることを目的として、歩行動作や安定確保に必要な脚先の可動範囲と最大駆動可能距離について考察し、半脚式機械の実験機を設計する。

前章までの検討の結果、林業用ベースマシンとしての半脚式機械の問題点は、次の2点であることがわかった。

1. 移動と作業の間に、作業機から歩行脚へ、またその逆への切替時間を必要とすること。
2. 移動速度が車輪式、履帯式の機械と比較して遅いこと。

これらの中で、1.の切替時間は作業用ブームを用いて歩行移動することに起因するものである。したがって、作業用ブームを用いない歩行を実現すれば、この時間は省略可能である。このためには、現存の半脚式機械では安定確保のみに用いられている2本の安定脚に、歩行機能を付け加えることが考えられる。これが可能となれば、1脚で駆動している間に他方の脚を遊脚にして戻し動作を行う

こともでき、連続的に移動する歩行方法も可能となって、問題点 2. の移動速度の向上にもつながる。

現状の安定脚は、固定長であるか、あるいはピン固定式の駆動機構を持たない伸縮式で、車体への取り付け部分を中心とした上下左右への旋回運動のみが可能であるため、歩行機能を付加するためには、可動機構を追加する必要がある。ブーム機構の可動機構としては、直動機構と旋回機構が考えられるが、本章では、脚先の可動範囲について、歩行動作に有利なこと、また斜面上での安定性の確保に有利であることなどの観点から、最適な機構について考察を行う。このために、脚先の水平方向の移動範囲を最大駆動距離と定義し、その大きさと脚先の可動範囲の広さによって脚機構を評価する。

作業用ブームの可動範囲は、油圧シャベルの設計において検討される項目であるが、林業用ベースマシンとしての半脚式機械の作業用ブームについては、1985年に Schiess and Schuh [79] が Kaiser X5M Spyder を用いて斜面傾斜とブーム先の到達距離の関係を測定しているほか、1991年には Sakai et. al. [66] が小型模型を用いて斜面上の作業範囲について検討している。これらの研究では、作業用ブームを対象として、作業範囲としての可動範囲を評価しているが、ここでは、作業動作ではなく歩行動作に用いることを目的として、必要な可動範囲について検討する。

5.2 歩行脚として想定する機構

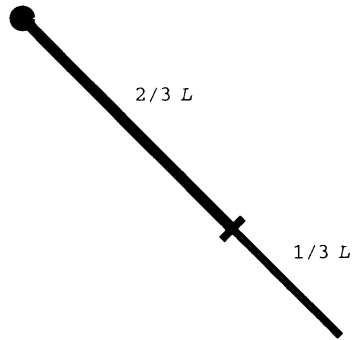
現存の半脚式機械の歩行方法は、急傾斜地においては車輪脚を斜面上方に置き、作業ブームの直動機構を主に用いて移動し、平坦地から緩傾斜地においては、作業ブームの旋回機構を主に用いて移動していた。ここから、安定脚に歩行機能を付加するために必要な機構としては、直動機構と旋回機構が考えられる。そこで、検討する機構としては次の3種類を想定する。

1. 直動機構のみを付加したテレスコピックブームタイプ。

2. 旋回機構のみを付加したナックルブームタイプ。

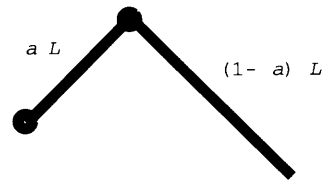
3. 両機構を付加したテレスコピックナックルブームタイプ。

各機構の概観は図-5.1 に示すとおりであり、図中の黒丸は旋回継ぎ手を、脚と直交する短線は直動継ぎ手を表わす。ここで、各タイプを比較するために以下の条件を想定する。旋回機構の動作量は各継ぎ手において 90° とし、車体側の継ぎ手では水平方向を中心に上下に 45° ずつ合計 90° 、脚途中の継ぎ手では 2 本のリンクが直線状になった状態から下方に 90° とする。また直動機構の動作量は、一般的な油圧シリンダのストローク量がピストンロッド長の約 0.5 倍から 0.8 倍であることから (表-5.1)、シリンダと伸縮部を格納する側のリンク長の $1/2$ とする。この結果、各リンク長の比は、各リンクを車体に近い方から第 1 リンク、第 2 リンク、第 3 リンクと呼ぶことにすれば、テレスコピックブームタイプが第 1 リンク長:第 2 リンク長 = $2:1$ 、また旋回継ぎ手の前後のリンク長の比を $a:1-a$ とすれば、ナックルブームタイプは第 1 リンク長:第 2 リンク長 = $a:1-a$ 、テレスコピックナックルブームタイプは第 1 リンク長:第 2 リンク長:第 3 リンク長 = $a:\frac{2}{3}(1-a):\frac{1}{3}(1-a)$ となる。また、可動範囲を一定条件で比較するために各機構を用いた脚の全長を L に統一すると、各脚のリンク長は表-5.2 に示すとおりとなる。本章では、これらの 3 タイプの脚を用いて可動範囲を検討するが、脚の用途として作業ではなく歩行を想定し、かつ半脚式機械が急傾斜地上では駆動脚を斜面下方に置いて、押し上げ上り歩行、引き寄せ下り歩行を行うことから、水平よりも下の範囲を重視する。また、斜面上で安定を確保するのに実用的な範囲として、水平から下方に 45° の範囲を重視して検討する。

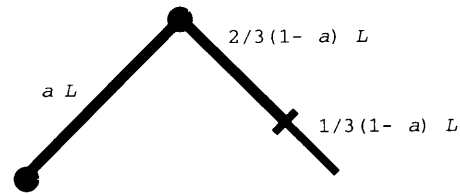


テレスコピックブームタイプ

車
体
側



ナックルブームタイプ



テレスコピックナックルブームタイプ

- 旋回継ぎ手
- ┃ 直動継ぎ手

図 5.1: 歩行機能を付加した安定脚

表 5.1: ピストンロッド長と最大ストローク量の関係

ロッド径 (mm)	ロッド長 (mm)	最大ストローク量 (mm)	最大ストローク量の比率
35	500	250	0.5
40~45	750	450	0.6
50~55	1,250	950	0.76
60~65	1,500	1,100	0.73
70~75	1,750	1,350	0.78
80~85	2,000	1,550	0.78
90~120	2,500	2,000	0.8

(カヤバ工業 (株) カタログより)

表 5.2: 各脚タイプのリンク長

脚タイプ	リンク番号	リンク長
テレスコピックブームタイプ	1	$\frac{2}{3}L$
	2	$\frac{1}{3}L$
ナックルブームタイプ	1	aL
	2	$(1-a)L$
テレスコピックナックルブームタイプ	1	aL
	2	$\frac{2}{3}(1-a)L$
	3	$\frac{1}{3}(1-a)L$

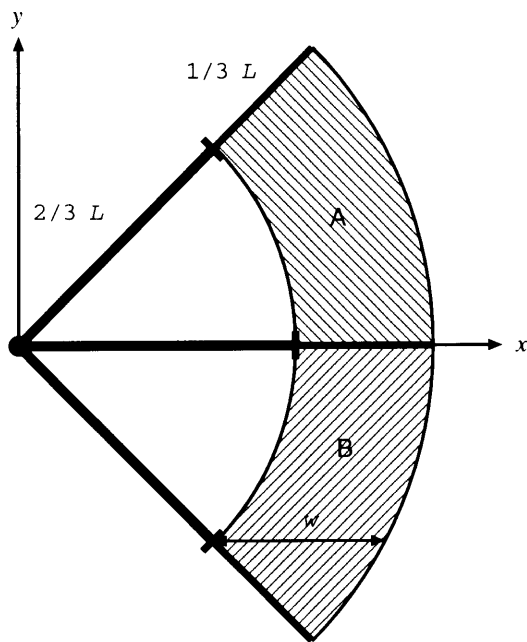


図 5.2: テレスコピックブームタイプの可動範囲

5.3 脚先の可動範囲と最大駆動距離

5.3.1 テレスコピックブームタイプの可動範囲と最大駆動距離

テレスコピックブームタイプの脚先の可動範囲は、図-5.2 中に斜線で示した範囲であり、その面積は、 $S_a = \frac{5}{36}\pi L^2$ となる。この中で水平よりも下の範囲（図-5.2 中 B の部分）の面積は、その 1/2 で $S_b = \frac{5}{72}\pi L^2$ となる。

可動範囲内の水平方向の幅 w は、図の鉛直方向を y 軸とすれば次式で表わされる。

$$w = \sqrt{L^2 - y^2} - \sqrt{\frac{4}{9}L^2 - y^2} \quad (5.1)$$

この範囲は同心円で挟まれた図形であるので、図中 w で示す矢印の時に最大値をとることは明らかである。すなわち、脚先が水平軸から $\frac{\sqrt{2}}{3}L$ 離れた時 ($y = \pm \frac{\sqrt{2}}{3}L$)、最大値 $\frac{1}{3}(\sqrt{7} - \sqrt{2})L$ をとる。

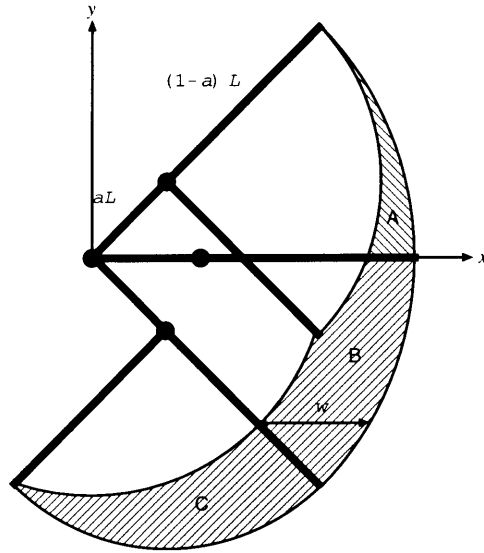


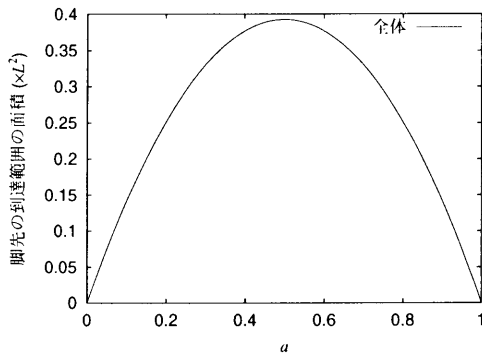
図 5.3: ナックルブームタイプの可動範囲

5.3.2 ナックルブームタイプの可動範囲と最大駆動距離

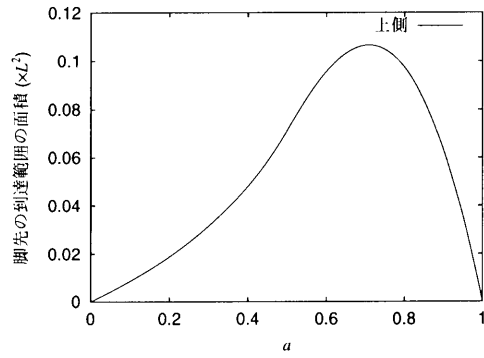
ナックルブームタイプの脚先の可動範囲は、図-5.3 中に斜線で示した範囲であり、その面積 S_a は次式で表わされる。

$$S_a = \frac{\pi}{2} L^2 a(1-a) \quad (5.2)$$

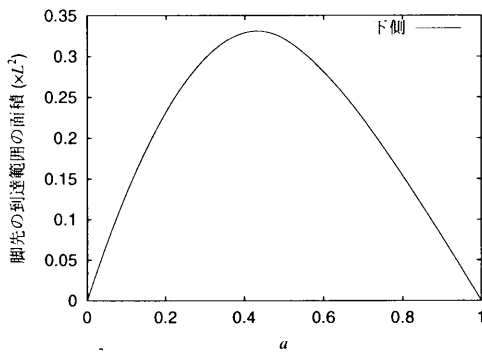
したがって、 $a = 1/2$ の時に最大値 $\frac{\pi}{8} L^2$ をとる。



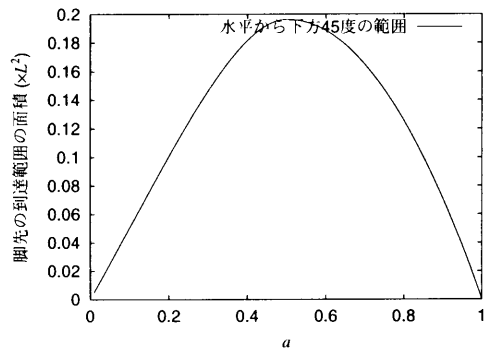
a. 可動範囲全体



b. 水平よりも上側の可動範囲



c. 水平よりも下側の可動範囲



d. 水平から下方45°の可動範囲

図 5.4: ナックルブームタイプの脚先の可動範囲の面積

また、水平よりも下の範囲（図-5.3 中 B と C の合計）の面積 S_l は次式で表わされる。

$$S_l = \begin{cases} \frac{1}{8} \left\{ a\pi(2-3a) + 4(1-a)^2 \sin^{-1} \frac{a}{\sqrt{2(1-a)}} + 2a(a + \sqrt{2-4a+a^2}) \right\} L^2 & (0 < a \leq 0.5) \\ \frac{1}{4} \left\{ (\pi + 2a)(1-a) - 2(1-2a+2a^2) \tan^{-1} \frac{1-a}{a} \right\} L^2 & (0.5 < a < 1) \end{cases} \quad (5.3)$$

これは、図-5.4c に示すようなグラフとなり、 $a = 0.43$ の時に最大値 $0.33L^2$ をとる。

さらに、水平から下方 45° の範囲（図-5.3 中の B）の面積 S_m は次式で表わされる。

$$S_m = \begin{cases} \frac{1}{8} \left\{ -\pi(2 - 6a + 5a^2) + 4(1 - a)^2 \sin^{-1} \frac{a}{\sqrt{2(1-a)}} \right. \\ \quad \left. + 4(1 - 2a + 2a^2) \tan^{-1} \frac{1-a}{a} + 2a(3a - 2 + \sqrt{2 - 4a + a^2}) \right\} L^2 & (0 < a \leq 0.5) \\ \frac{1}{4} \pi a(1 - a)L^2 & (0.5 \leq a < 1) \end{cases} \quad (5.4)$$

これは、図-5.4d に示すようなグラフとなり、 $a = 0.5$ の時に最大値 $\frac{\pi}{16}$ をとる。

脚先の可動範囲内の水平方向の幅 w は、歩行動作に主に用いられる範囲として水平から下方 45° の範囲、すなわち図中 B の範囲を想定すると、その中の下側はテレスコピックブームタイプと同様同心円で挟まれた図形となるので、次式によって表わされる。

$$w = \sqrt{L^2 - y^2} - \sqrt{(1 - 2a + 2a^2)L^2 - y^2} \quad (5.5)$$

これは図中 w で示す矢印の時に最大値をとることは明らかであり、脚先が水平軸から $\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{1 - 2a + 2a^2}L$ だけ下がった時に、最大値は次式のように a によって表わされる。

$$w = \left(\sqrt{1 - \frac{1 - 2a + 2a^2}{2}} - \sqrt{\frac{1 - 2a + 2a^2}{2}} \right) L \quad (5.6)$$

この式より、 w は $2a^2 - 2a + 1$ が最小の時に最大となることは明らかであり、したがって $a = 1/2$ の時に最大値 $\frac{1}{2}(\sqrt{3} - 1)L$ をとる。

5.3.3 テレスコピックナックルブームタイプの可動範囲と最大駆動距離

テレスコピックナックルブームタイプの脚先の可動範囲は、図-5.5 中に斜線で示した範囲であり、その面積 S_a は次式で表わされる。

$$S_a = \frac{\pi}{18}(5 - a - 4a^2)L^2 \quad (5.7)$$

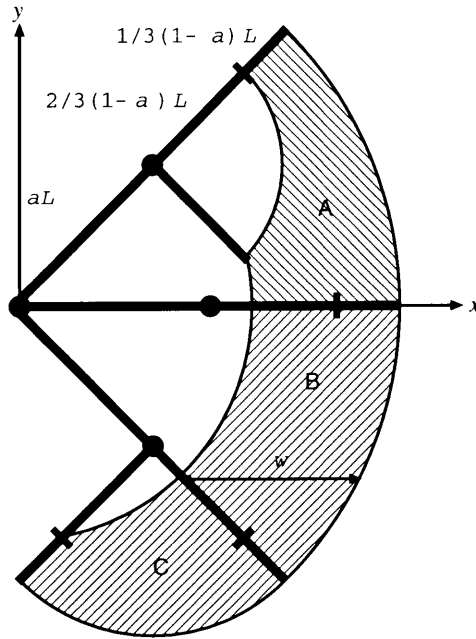


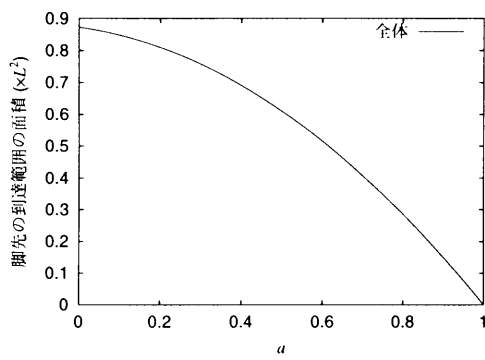
図 5.5: テレスコピックナックルブームタイプの可動範囲

これは、図-5.6a に示すように $0 < a < 1$ の区間では単調減少の関数であり、 a が小さいほど大きくなって、 $\frac{5}{18}\pi L^2$ に近づく。

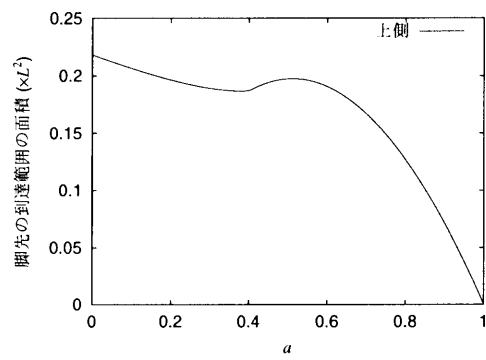
また、水平よりも下の範囲（図-5.5 中 B と C の合計）の面積 S_l は次式で表わされる。

$$S_l = \begin{cases} \frac{1}{72} \left\{ 3\pi(5 - 4a - 4a^2) + 18a^2 + 6a\sqrt{8 - 16a - a^2} + 16(1 - a)^2 \sin^{-1} \frac{3a}{2\sqrt{2}(1-a)} \right\} L^2 & (0 < a \leq 0.4) \\ \frac{1}{72} \left\{ \pi(19 - 20a + a^2) - 36a^2 \tan^{-1} \frac{2(1-a)}{3a} + 24a(1 - a) \right\} L^2 & (0.4 \leq a < 1) \end{cases} \quad (5.8)$$

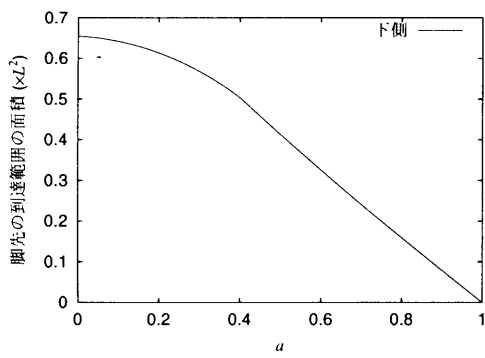
これは、図-5.6c に示すように $0 < a < 1$ の区間では単調減少の関数であり、 a が小さいほど大きくなって、 $\frac{5\pi}{24}L^2$ に近づく。



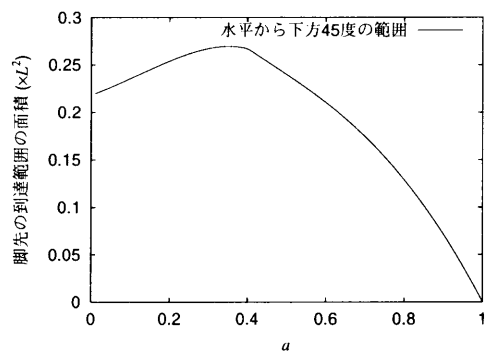
a. 可動範囲全体



b. 水平よりも上側の可動範囲



c. 水平よりも下側の可動範囲



d. 水平から下方45°の可動範囲

図 5.6: テレスコピックナックルブームタイプの脚先の可動範囲の面積

さらに、水平から下方45°の範囲（図-5.5中のB）の面積 S_m は次式で表わされる。

$$S_m = \begin{cases} \frac{1}{72} \left\{ 3\pi(-1 + 8a - 10a^2) + 6a(7a - 4 + \sqrt{8 - 16a - a^2}) + 16(1 - a)^2 \sin^{-1} \frac{3a}{2\sqrt{2(1-a)}} \right. \\ \qquad \qquad \qquad \left. + 4(4 - 8a + 13a^2) \tan^{-1} \frac{2(1-a)}{3a} \right\} L^2 & (0 < a \leq 0.4) \\ \frac{1}{72} \left\{ \pi(1 + 16a - 17a^2) + 16(1 - a)^2 \tan^{-1} \frac{2(1-a)}{3a} \right\} L^2 & (0.4 \leq a < 1) \end{cases} \quad (5.9)$$

これは、図-5.6dに示すようなグラフとなり、 $a = 0.35$ の時に最大値0.27をとる。

可動範囲内の水平方向の幅 w は、先のナックルブームタイプの時と同様に、歩行動作に主に用いられる範囲として図中Bの範囲を想定すると、やはり同様に同心円で挟まれた図形となるので、次式によって表わされる。

$$w = \sqrt{L^2 - y^2} - \sqrt{\frac{1}{9}(4 - 8a + 13a^2)L^2 - y^2} \quad (5.10)$$

これは図中 w で示す矢印の時に最大値をとることは明らかであり、脚先が水平軸から $\frac{1}{3\sqrt{2}}\sqrt{4 - 8a + 13a^2}L$ だけ下がった時に、最大値は次式のように a によって表わされる。

$$w = \left(\sqrt{1 - \frac{4 - 8a + 13a^2}{18}} - \sqrt{\frac{4 - 8a + 13a^2}{18}} \right) L \quad (5.11)$$

この式より、 w は $13a^2 - 8a + 4$ が最小の時に最大となることは明らかであり、したがって $a = 4/13$ の時に最大値 $\frac{\sqrt{11} - \sqrt{2}}{\sqrt{13}}L$ をとる。

5.3.4 可動範囲と最大駆動距離の面で最適な歩行脚機構

脚先の可動範囲の面積に関する結果をまとめると、水平から下側45°までの脚先可動範囲が大きい方から、テレスコピックナックルブームタイプ、テレスコピックタイプ、ナックルブームタイプの順になる。しかしながら、水平よりも下側の可動範囲の面積全体を考えると、テレスコピックタイプとナックルブームタイプの順位が逆転するという結果になった。

最大駆動距離に関する結果をまとめると、水平から下側 45° までの最大駆動距離が大きい方から、テレスコピックナックルブームタイプ、テレスコピックタイプ、ナックルブームタイプの順になる。しかしながら、さらに下方の範囲では、テレスコピックナックルブームタイプの優位性は変わらないが、ナックルブームタイプがテレスコピックタイプよりも優位になる。

以上のように、脚先の可動範囲の点でも、最大駆動距離の点でも、テレスコピックナックルブームタイプの脚が最も有利であるという結果になった。また両者が最も大きくなるようにするには、各リンクの長さの比を次のようにすればよい。

$$\text{第1リンク長} : \text{第2リンク長} : \text{第3リンク長 (ストローク量)} = 3a : 2(1-a) : 1-a \quad (5.12)$$

ここで、 $a = 0.3 \sim 0.35$ とする時に、最大駆動可能距離、可動範囲の両面で有利になる。

5.4 半脚式機械実験機の設計

本章で行った検討結果に基づき、さらに油圧アクチュエータの長さを考慮して半脚式機械の実験機を設計すると、以下のようになった。

機体ベース

機体ベースは、エンジン、油圧装置、乗車装置、操作系を搭載することを考慮して、1,400 mm 角の正方形のベースの上に油圧ショベルの旋回装置を介して、装置搭載ベースを重ねた。各歩行脚と車輪脚は下部に装着し、作業用ブームは旋回可能な上部に装着した。

表 5.3: 歩行脚を構成する各部材の仕様

部位	長さ (mm)	幅 (mm)	高さ (mm)	質量 (kg)
車体側脚	1,060	190	160 mm	101.5
伸縮脚格納側	1,160	150	150 mm	80.6
伸縮脚伸縮側	1,100	130	130 mm	41.6

歩行脚

歩行脚は、前節の検討結果からテレスコピックナックルブームタイプとし、機体ベースの大きさを考慮すると、各部の諸元は次のとおりとなる。

形式 テレスコピックナックルブーム

車体側脚長 1,060 mm

伸縮脚長 1,280 mm (最短)、1780 mm (最長)

伸縮量 500 mm

ここで直動機構の移動量は、既成油圧アクチュエータの制限から 500 mm となり、これを格納するリンクの最短時の長さ 1,280 mm の 1/2 よりも小さくなった。車体に近い側の伸縮しないリンクの長さは、脚の最大長の 0.37 倍の 1,060 mm とした。各部材のサイズを表-5.3 に示す。

車輪脚

車輪脚は平行リンク機構を採用して、車幅を変化させても車輪の向きが変わらないようにした。機体ベースの大きさ、歩行脚の長さを考慮して、平行リンクのピン間のリンク長は 810 mm、リンク間隔は 250 mm、またリンク全長は 1,100 mm とした。脚先に装着される車輪は 33×12.5-15 を採用し、外形 838 mm、幅 317 mm である。

作業用ブーム

作業用ブームは、作業とともに歩行動作にも使用することを考慮して、歩行脚と同じテレスコピックナックルブームタイプとした。機体ベースの大きさ、歩行脚、車輪脚の長さを考慮して、各部の諸元は次のとおりとなる。

形式 テレスコピックナックルブーム

車体側ブーム長（ピン間） 2,300 mm

伸縮ブーム長（取り付け位置より） 1,500 mm（最短）、3,000 mm（最長）

伸縮量 1,500 mm

ここで伸縮量を確保するため、伸縮ブームの車体側ブームへの取り付け位置は、ブームの中間付近とした。各部材のサイズを表-5.4 に示す。

以上の結果、機体の総質量は 5,880 kg となった。

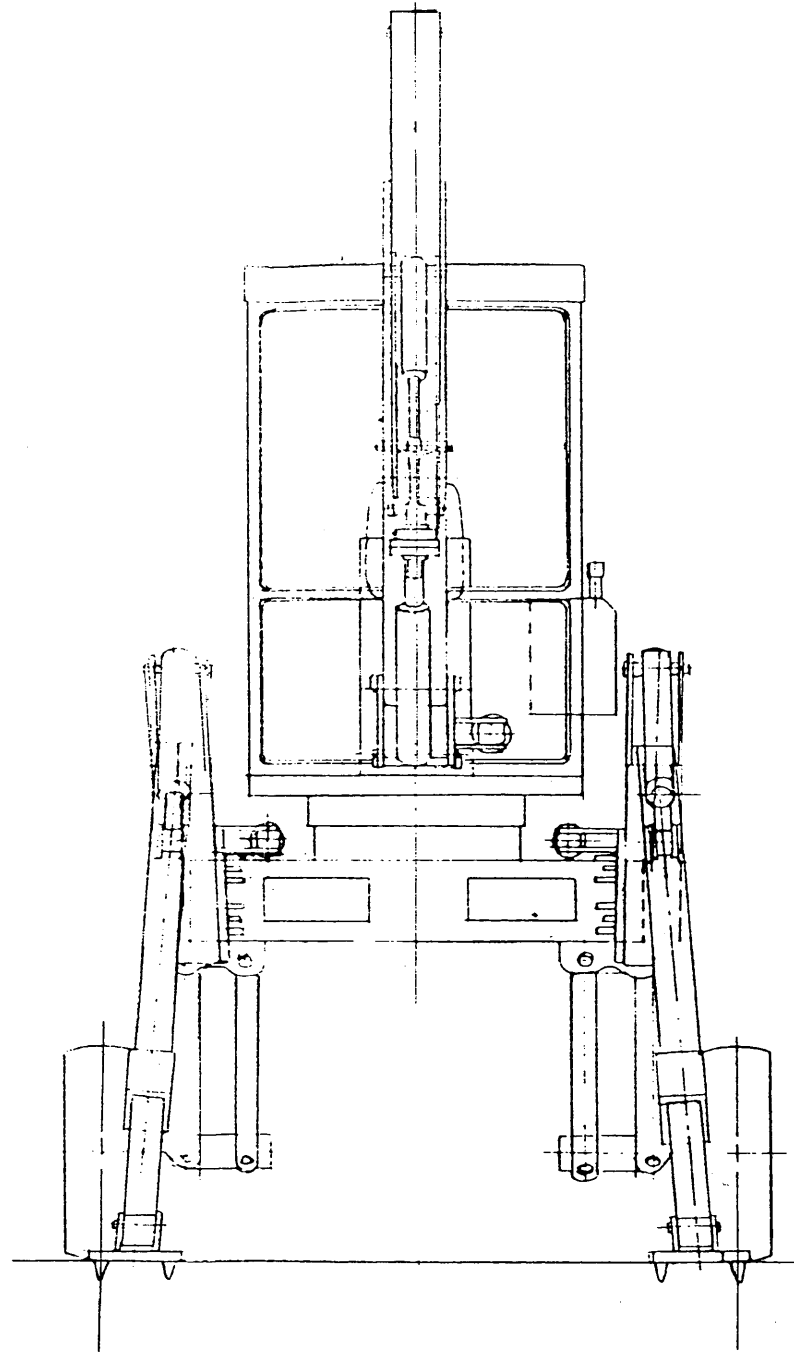


图 5.7: 半脚式机械 (正面图)

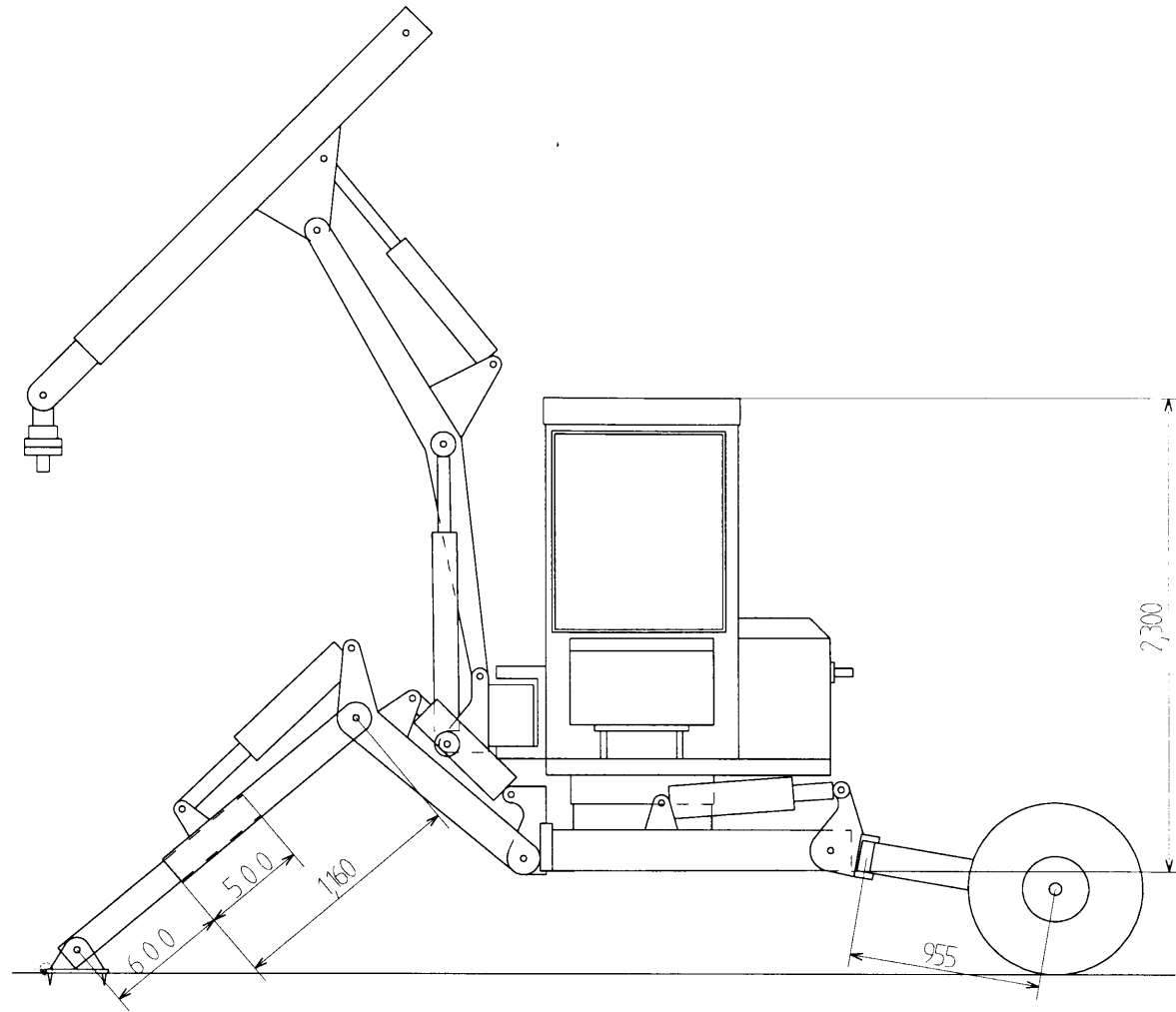


图 5.8: 半脚式机械 (侧面图)

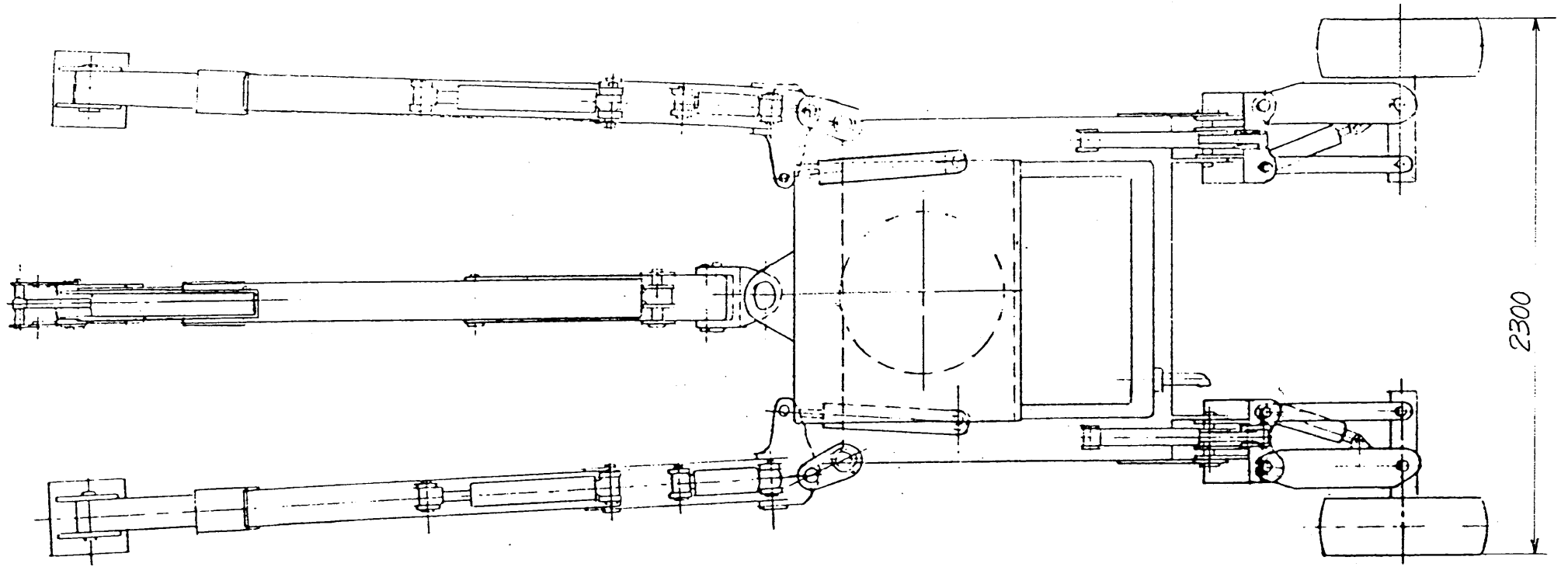


图 5.9: 半脚式机械 (平面图)

表 5.4: 作業用ブームを構成する各部材の仕様

部位	長さ (mm)	幅 (mm)	高さ (mm)	質量 (kg)
車体側ブーム	2,300 (ピン間)	135	580 (ピン間)	117.4
伸縮ブーム格納側	2,190	200	200	277.8
伸縮ブーム伸縮側	2,080	180	180	188.7

5.5 結論

脚先の可動範囲と最大駆動可能距離に関する検討の結果、歩行移動の駆動可能距離の面でも、不整地での安定確保のための接地の任意性の面でも、テレスコピックナックルブームタイプが有利であることがわかった。また、アクチュエータの取り付け位置によって、駆動トルクと動作速度を任意に設定することが可能であるので、移動速度を向上させる可能性がある。しかしながら、この機構は可動部分が他の機構よりも多くなるため、歩行動作を容易に行うためには自動制御の導入が必要である。

これに対して、テレスコピックタイプは可動部分が少なく非常にシンプルで操作が容易であるが、駆動の方向が脚の向いている方向に限られてしまうため、押し出し式の歩行動作には適しているが、引き寄せ式の歩行動作では駆動方向が上方になり、平地では駆動力を有効に伝達することが困難になる。また、駆動速度は油圧シリンダの伸縮速度と同じ速度にしかならないため、移動速度の向上が難しいという欠点がある。

ナックルブームタイプは、可動範囲を水平から下方 45° の間に限ると、いずれの面でも 3 種類の中で一番劣っていたが、さらに下方の範囲まで含めて考えると、テレスコピックタイプよりも有利にな

る。また、機構がシンプルであることから、テレスコピックナックルブームタイプのための基礎データを
得ることを目的として検討対象とする意味がある。

以上の結果に基づいて、テレスコピックナックルブームタイプの歩行脚を持つ半脚式機械を設計し
た。この試作機は、動作実験、歩行実験、制御実験などに供するものである。

第6章 半脚式機械歩行脚の駆動トルクと消費エネルギー

6.1 概要

本章では、半脚式機械が急斜面上を歩行移動する際に最適となる歩行脚機構と歩行方法を明らかにすることを目的として、歩行動作に必要な駆動トルクと消費エネルギーについて検討する。これは、小型で低出力のエンジンや油圧ポンプを用いて、急傾斜地を移動可能な、歩行効率の高い脚機構を明らかにすることを目的としたものである。すなわち、造林、育林作業への導入が容易と考えられる、小型の半脚式機械の開発を目指すものである。

このような機械の駆動トルクや消費エネルギーに関する検討としては、1996年に鈴木と神崎 [84] が林業用機械の作業ブームに対して適用し、ブームの途中を接地させる形式の優位性を示している。また脚式機械の歩行時の消費エネルギーについては、1979年に広瀬と梅谷 [16] が2種類の形式の脚に対して適用して、歩幅と消費エネルギー、歩行速度、移動仕事率の関係について検討し、哺乳動物型の脚よりも昆虫型の脚の方が歩行機械の脚形状として望ましいことを示している。さらに1987年には南方と仁多見 [45] が傾斜地歩行に適用して、傾斜と脚形式、歩幅などについて検討し、登坂歩行ではヒト型脚が、降板歩行ではトリ型脚が消費エネルギーの面で有利であることを示した。これらの歩行機械に関する研究では、車体に吊られた脚が下方から力を受けるというモデルを採用してい

たが、本検討では、脚の歩行動作に伴う機体の姿勢変化による動力的影響も考慮して、半脚式機械に最適な脚機構を検討する。

6.2 歩行脚の理論モデル

半脚式機械の機構は、Denavit and Hartenberg [4] によって提唱された、 4×4 変換行列を用いて記述する。すなわち、半脚式機械を旋回継ぎ手で連結された剛体リンクエレメントの直鎖とみなして、各リンクに固定された座標系の相対位置関係を変換行列によって記述する。各座標系は、図-6.1 に示すように定義し、変換行列に用いるパラメータは、表-6.1 に示すように各々定義する。ここで、 θ_i は x_{i-1} 軸と x_i 軸のなす角である。 d_i は、 x_{i-1} 軸と x_i 軸間の距離であり、ここでは各 x 軸は交差しているため全て 0 となる。 a_i は、 z_{i-1} 軸と z_i 軸間の距離であり、ここでは各リンクの長さ l_i とする。 α_i は z_{i-1} 軸と z_i 軸のなす角である。各座標系間の変換行列は、一般に式 6.1 のように表わされる。

$$A_i = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\cos \alpha_i \sin \theta_i & \sin \alpha_i \sin \theta_i & a_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \alpha_i \cos \theta_i & -\sin \alpha_i \cos \theta_i & a_i \sin \theta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.1)$$

ここで、歩行動作に利用しない θ_4 を 0 度で固定すると、各変換行列は次のようになる。

$$A_{i=1...3,5} = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i & 0 & l_i \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i & 0 & l_i \sin \theta_i \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.2)$$

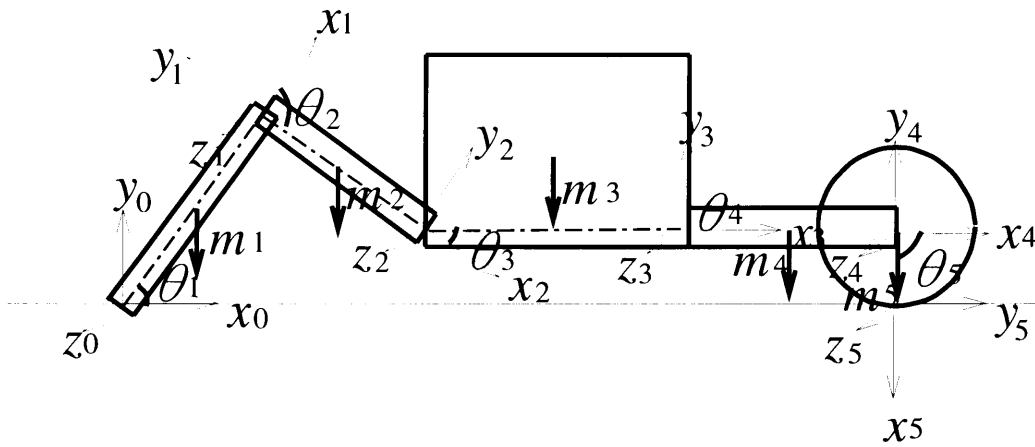


図 6.1: 半脚式機械の各エレメントに定義した座標系

$$A_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & l_4 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.3)$$

さらに、大地にもう一つの座標系を定義して全体が閉リンクを構成すると考え、新しい変換行列を A_6 とすれば、文献 [4] より次の関係式が与えられる。

$$A_1 A_2 A_3 A_4 A_5 A_6 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (6.4)$$

ここから、次の拘束条件が得られる。

$$\theta_1 + \theta_2 + \theta_3 + \theta_4 + \theta_5 = -\pi/2 \quad (6.5)$$

表 6.1: 定義したパラメータ

link number	θ_i	d_i	a_i	α_i	link weight
1	θ_1	0	l_1	0	m_1
2	θ_2	0	l_2	0	m_2
3	θ_3	0	l_3	0	m_3
4	θ_4	0	l_4	0	m_4
5	θ_5	0	l_5	0	m_5

θ_i は x_{i-1} 軸と x_i 軸のなす角であり、 d_i は x_{i-1} 軸と x_i 軸間の距離、 a_i は z_{i-1} 軸と z_i 軸間の距離、 α_i は z_{i-1} 軸と z_i 軸のなす角である。

$$-l_5 + (l_3 + l_4) \sin(\theta_1 + \theta_2 + \theta_3) + l_2 \sin(\theta_1 + \theta_2) + l_1 \sin \theta_1 = 0 \quad (6.6)$$

半脚式機械の動力学は、ラグランジュ法によって記述した。まず、運動エネルギー K は、式 6.7 のように表わされる。

$$K = 1/2 \dot{q}^T R(q) \dot{q} \quad (6.7)$$

ここで、 $\dot{q} = [\dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2, \dot{\theta}_3, \dot{\theta}_4, \dot{\theta}_5]^T$ であり、 $R(q) = [r_{ij}]$ である。 r_{ij} は、式 6.8 のように表わされる。

$$r_{ij} = \sum_{k=\max(i,j)}^n \text{trace} \left[J_k \frac{\partial T_k^T}{\partial q_j} \frac{\partial T_k}{\partial q_i} \right] \quad (6.8)$$

ここで、 $T_k = A_1 A_2 \dots A_k$ であり、ヤコビアン J_i は慣性テンソル I を用いて、式 6.9, 6.10 のように表

わされる。

$$J_{i=1,2,4,5} = m_i \begin{bmatrix} s_i - l_i \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s_i - l_i \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}^T + \begin{bmatrix} \frac{-I_{xx} + I_{yy} + I_{zz}}{2} & -I_{xy} & -I_{xz} & 0 \\ -I_{yx} & \frac{-I_{yy} + I_{zz} + I_{xx}}{2} & -I_{yz} & 0 \\ -I_{zx} & -I_{zy} & \frac{-I_{zz} + I_{xx} + I_{yy}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

$$J_{i=3} = m_i \begin{bmatrix} s_i - l_i \\ h_3 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s_i - l_i \\ h_3 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}^T + \begin{bmatrix} \frac{-I_{xx} + I_{yy} + I_{zz}}{2} & -I_{xy} & -I_{xz} & 0 \\ -I_{yx} & \frac{-I_{yy} + I_{zz} + I_{xx}}{2} & -I_{yz} & 0 \\ -I_{zx} & -I_{zy} & \frac{-I_{zz} + I_{xx} + I_{yy}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.10)$$

ここで、 s_i はリンク i の重心位置までの距離であり、 h_3 はリンク 3 の重心高さである。

次に、位置エネルギー U は、式 6.11 のように表わされる。

$$U = - \sum_{i=1}^n m_i G^T T_i \vec{r}^{(i)} \quad (6.11)$$

ここで、 G は重力加速度行列であり、式 6.12 で表わされる。また、 $\vec{r}^{(i)}$ は各リンクの重心の位置ベクトルである。

$$G = g \begin{bmatrix} -\cos \alpha_0 \sin \theta_0 \\ \cos \alpha_0 \cos \theta_0 \\ -\sin \alpha_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

ここで、 g は重力加速度 (9.8m/s^2) であり、 θ_0 は機体進行方向の地表傾斜、 α_0 は機体横方向の地表傾

斜である。

ラグランジアン L は、運動エネルギー K と位置エネルギー U から $L = K - U$ と表わされ、これを微分することによって運動方程式が式 6.13 のように得られる。

$$R(q)\ddot{q} + \dot{R}(q)\dot{q} - \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial q} \{\dot{q}^T R(q) \dot{q}\} + g(q) = F \quad (6.13)$$

ここで、 $\dot{q} = [\dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2, \dot{\theta}_3, \dot{\theta}_4, \dot{\theta}_5]^T$ であり、 $g(q) = [g_1, g_2, g_3, g_4, g_5]^T$ 、 $g_i = \sum_{j=i}^n (-m_j g^T \frac{\partial T_j}{\partial q_i} \bar{r}^{(j)})$ 、 $F = [\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4, \tau_5]^T$ である。 τ_i は、ジョイント i の駆動トルクを表わし、消費エネルギーはこれを積分して求めた。

比較した脚機構は、図-6.2 に示す 2 種類である。一つ目は図の上側に示した、これまでの検討結果に基づいて半脚式機械の設計に採用したナックルブーム型脚であり、試作機の直動機構を最短にした時の長さを適用した。もう一つは図下側の振り子型脚であり、リンク長さの異なる二種類について、最大到達範囲と 1 歩の歩幅がナックルブーム型脚と等しくなるようにリンク長と可動範囲を設定した。以上の脚の各部の長さと質量を表-6.2 に示す。

検討した歩容は 3 種類であり、その内 2 種類はナックルブーム型脚のもので、もう一つは振り子型脚のものである。ナックルブーム型脚の一つ目の歩容は、ジョイントを一つずつ動かす順次歩容である。まず前進（図中右から左へ）の場合は、先端の脚 1 (L_1) をジョイント 2 (J_2) の回りに図中の矢印と逆方向に回転させ、次に脚 1、2 (L_2) をジョイント 3 (J_3) の回りに図中の矢印の方向に回転させる。この結果、脚は図中破線で示した位置になる。また後進の場合は逆に、破線で示した位置からジョイント 3、2 の順に逆方向へ駆動し、実線で示した位置に達する。ナックルブーム型脚の二つ目の歩容は、2 つのジョイントを上記の方向に同時に駆動する同期歩容である。この時、ジョイント 3 の動作角はジョイント 2 の約 1/2 となるので、協調動作のためにはジョイント 3 の角速度はジョイ

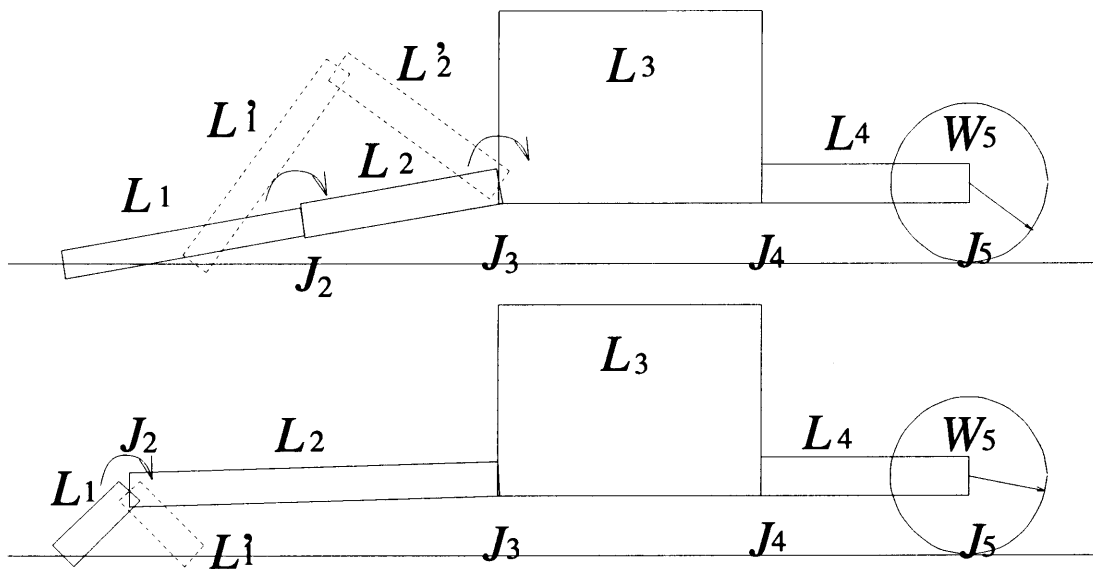


図 6.2: 比較した脚機構

ント 2 の約 $1/2$ となる。3 つ目の歩容は振り子型脚のものであり、先端の脚 1 のみを、前進の場合はジョイント 2 の回りに図中の矢印と逆方向に破線で示した位置まで回転させ、後進の場合は矢印の方向に回転させる単純歩容である。

1 歩の移動距離は、ナックルブーム型脚のジョイント 2 の回転角を $\pi/2$ ラジアンとした時の水平方向の歩幅より各歩容とも 0.35m とし、ジョイント 2 の角速度は、各歩容とも $\pi/2 \text{ rad/s}$ とした。またジョイント 3 の角速度は、順次歩容では $\pi/2 \text{ rad/s}$ とし、同期歩容ではジョイント 2 と協調させるため $\pi/4 \text{ rad/s}$ とした。この結果、順次歩容の移動速度はジョイント 3 の駆動時間だけ遅くなり、他の歩容の約 $2/3$ となっている。また、振り子型脚 2 の移動速度は、ジョイント 2 の回転角の減少分だけ他の歩容よりも速くなっている。

検討した斜面勾配は、0 度から 30 度まで 5 度刻みで増加させた。歩行方向は、上り、下りの両方向であり、前進、後進の両方向について検討した。

表 6.2: 検討した脚の各部の長さ

部位	長さ (m)	リンク座標原点から 重心までの距離 (m)	重心高さ (m)	質量 (kg)
ナックルブーム型脚				
脚 1 (L_1)	1.28	0.64	0.00	80.64
脚 2 (L_2)	1.06	0.53	0.00	101.5
振り子型脚 1				
脚 1 (L_1)	0.49	0.25	0.00	30.87
脚 2 (L_2)	1.96	0.98	0.00	187.68
振り子型脚 2				
脚 1 (L_1)	0.54	0.27	0.00	34.27
脚 2 (L_2)	1.95	0.98	0.00	187.10
共通				
脚 3 (L_3)	1.40	0.70	0.50	310.3
脚 4 (L_4)	1.10	0.55	0.00	154.0
車輪 5 (W_5)	0.42 (半径)	0.00	0.00	310.3

以上のように、本検討において駆動するジョイントは2と3の2ヶ所だけとし、ジョイント4 (J_4) は固定し、ジョイント5 (J_5) は自由回転できるようにした。これらの条件のもとに、地表面からの反力 F_c と車輪5の転がり抵抗 μ を考慮して、駆動トルクは以下の運動方程式から求められる。

$$\begin{aligned} \tau_2 = & r_{12}\ddot{\theta}_1 + r_{25}\ddot{\theta}_5 + \dot{r}_{12}\dot{\theta}_1 + \dot{r}_{22}\dot{\theta}_2 + \dot{r}_{23}\dot{\theta}_3 + \dot{r}_{25}\dot{\theta}_5 - \frac{1}{2}\frac{\partial}{\partial\theta_2}\{\dot{q}^T R(q)\dot{q}\} \\ & + G^T(m_2\frac{dT_2}{d\theta_2}s_2 + m_3\frac{dT_3}{d\theta_2}s_3 + m_4\frac{dT_4}{d\theta_2}s_4 + m_5\frac{dT_5}{d\theta_2}s_5) \\ & - F_c(T_5[1,4] - T_1[1,4]) + \mu F_c T_1[2,4] \end{aligned} \quad (6.14)$$

$$\begin{aligned} \tau_3 = & r_{13}\ddot{\theta}_1 + r_{35}\ddot{\theta}_5 + \dot{r}_{13}\dot{\theta}_1 + \dot{r}_{23}\dot{\theta}_2 - \frac{1}{2}\frac{\partial}{\partial\theta_3}\{\dot{q}^T R(q)\dot{q}\} \\ & + G^T(m_3\frac{dT_3}{d\theta_3}s_3 + m_4\frac{dT_4}{d\theta_3}s_4 + m_5\frac{dT_5}{d\theta_3}s_5) \\ & - F_c(T_5[1,4] - T_2[1,4]) + \mu F_c T_2[2,4] \end{aligned} \quad (6.15)$$

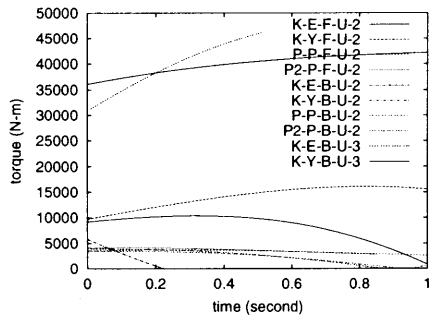
ただし、 $T_i[x, y]$ は、 T_i の x 行 y 列目の要素を表わす。

6.3 駆動トルクと消費エネルギーの算出

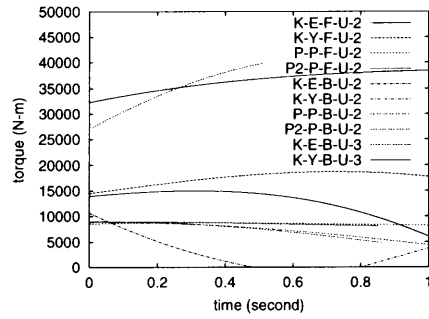
6.3.1 駆動トルク

上り歩行におけるジョイント2、3の駆動トルクの計算結果を図-6.3, 6.4に示す。図中の曲線の説明は、“脚型-歩容-前進後進-上り下り-ジョイント番号”を示している。すなわち、脚型Kはナックルブーム型脚、Pは振り子型脚を示しており、歩容Eは順次歩容、Yは同期歩容、Pは単純歩容を各々示している。また、前進後進Fは前進を、Bは後進を示しており、上り下りUは上りを、Dは下りを各々示している。

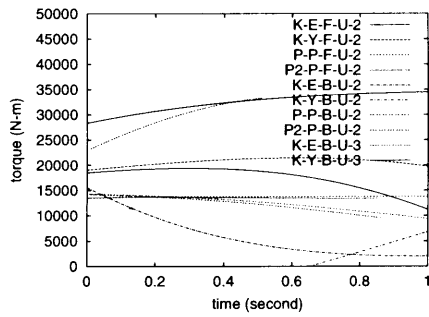
ここでは、駆動方向と同じ方向に駆動トルクを必要とする場合を正の値として示してある。駆動方向と逆方向のトルクを必要とする場合は、アクチュエータの様式によっては駆動トルクを必要とする



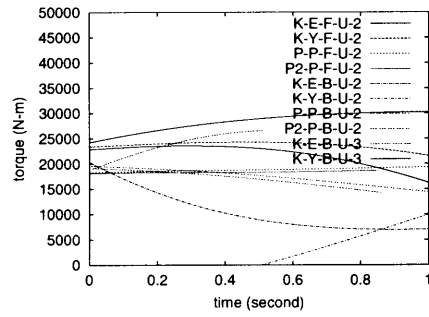
勾配 0 度



勾配 5 度



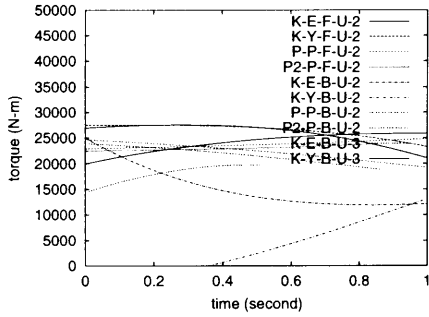
勾配 10 度



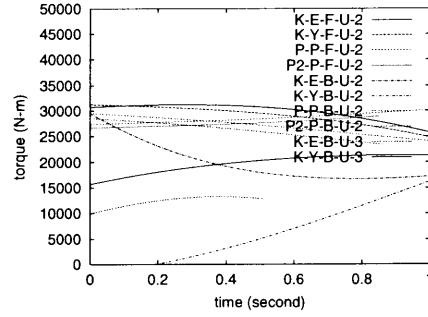
勾配 15 度

図 6.3: 上り歩行における各ジョイントの駆動トルク (勾配 0~15 度)

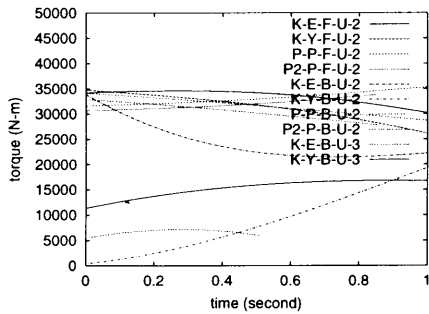
各曲線の説明は“脚型-歩容-前進後進-上り下り-ジョイント番号”を示している。脚型 K はナックルブーム型脚、P は振り子型脚を示しており、歩容 E は順次歩容、Y は同期歩容、P は単純歩容を各々示している。また、前進後進 F は前進を、B は後進を示しており、上り下り U は上りを、D は下りを各々示している。



勾配 20 度



勾配 25 度



勾配 30 度

図 6.4: 上り歩行における各ジョイントの駆動トルク (勾配 20~30 度)

各曲線の説明は“脚型-歩容-前進後進-上り下り-ジョイント番号”を示している。脚型 K はナックルブーム型脚、P は振り子型脚を示しており、歩容 E は順次歩容、Y は同期歩容、P は単純歩容を各々示している。また、前進後進 F は前進を、B は後進を示しており、上り下り U は上りを、D は下りを各々示している。

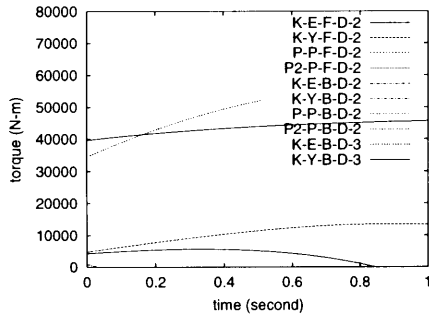
が、ここでは油圧シリンダをアクチュエータとして想定しており、その特性として外力を支えるための力は油圧弁を閉じることで発生できるため、必要駆動トルクは0とみなした。

図より、ナックルブーム型脚のジョイント3は後進時のみ駆動トルクを必要とし、その値は平地において極めて高いが、勾配が増加するにつれて低減することがわかる。この傾向は、順次歩容、同期歩容の両者に共通してみられる。一方ジョイント2の最大駆動トルクは、同期歩容の後進が常に最も小さいが、この歩容では緩傾斜地においてジョイント3の駆動トルクが極めて大きくなる。また、ジョイント2の駆動トルクは、後進の方が前進よりも常に小さい。

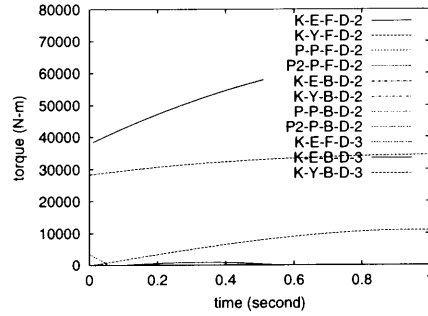
振り子型脚は、ジョイント2のみを駆動して歩行し、その必要駆動トルクの歩行中の変動は小さい。また必要駆動トルクの最大値は、20度程度まではナックルブーム型脚よりも小さいが、勾配の増加と共に増加し、30度ではナックルブーム型と同じ程度の大きさとなる。また、勾配が急になると、先端脚長を長くした方が最大駆動トルクが小さくなる。この脚型では、前進と後進の駆動トルクの差は小さい。

下り歩行における必要駆動トルクを図-6.5, 6.6に示す。下り歩行においては、落下しようとする車体を支えることが主な仕事となるので、前述の油圧シリンダの特性より、駆動トルク0とみなせるジョイントが多くなる。特に振り子型脚については、下り歩行における必要駆動トルクは常に0とみなせた。

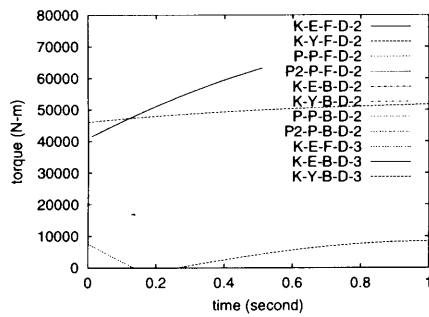
図で目につくのは、ナックルブーム型脚の後進時のジョイント3の駆動トルクが極めて大きいことであり、勾配の増加につれてさらに大きくなる。この傾向は、順次、同期のいずれの歩容にも現われる。また、順次歩容前進時のジョイント3の駆動トルクは、勾配の増加と共に増加する。一方、ジョイント2の駆動トルクは、10度以下の傾斜では順次歩容、同期歩容とも前進時に必要となるが、15



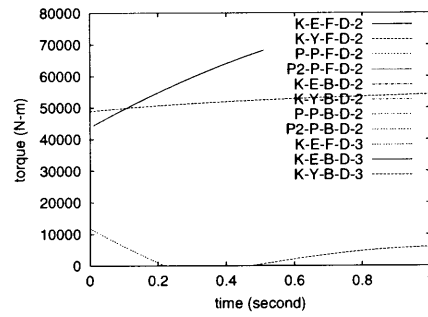
勾配 5 度



勾配 10 度



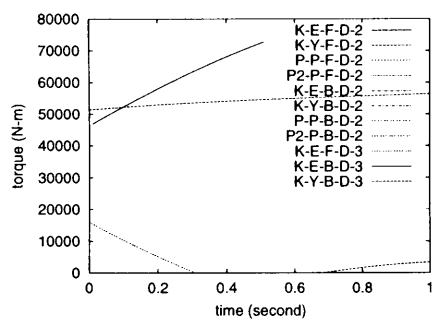
勾配 15 度



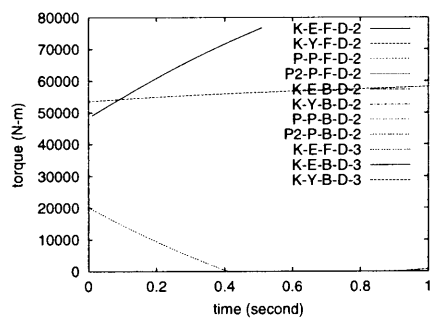
勾配 20 度

図 6.5: 下り歩行における各ジョイントの駆動トルク (勾配 5~20 度)

各曲線の説明は“脚型-歩容-前進後進-上り下り-ジョイント番号”を示している。脚型 K はナックルブーム型脚、P は振り子型脚を示しており、歩容 E は順次歩容、Y は同期歩容、P は単純歩容を各々示している。また、前進後進 F は前進を、B は後進を示しており、上り下り U は上りを、D は下りを各々示している。



勾配 25 度



勾配 30 度

図 6.6: 下り歩行における各ジョイントの駆動トルク (勾配 25~30 度)

各曲線の説明は“脚型-歩容-前進後進-上り下り-ジョイント番号”を示している。脚型 K はナックルブーム型脚、P は振り子型脚を示しており、歩容 E は順次歩容、Y は同期歩容、P は単純歩容を各々示している。また、前進後進 F は前進を、B は後進を示しており、上り下り U は上りを、D は下りを各々示している。

度以上の傾斜では、順次歩容では必要としなくなり、同期歩容でも極めて小さくなる。

6.3.2 消費エネルギー

上り歩行における消費エネルギーを表-6.3 に示す。平地と勾配 5 度の傾斜地における消費エネルギーは、振り子型脚の先端脚長の長い型の後進が最も小さく、次に振り子型脚の先端脚長の短かい型の後進、振り子型脚の先端脚長の長い型の前進の順に続く。勾配 10 度の傾斜地における消費エネルギーは、振り子型脚の先端脚長の長い型の後進が最も小さく、次にその前進、振り子型脚の先端脚長の短かい型の後進の順に続く。勾配 15 度の傾斜地における消費エネルギーは、振り子型脚の先端脚長の長い型の後進が最も小さく、次にその前進、ナックルブーム型脚の同期歩容の後進の順に続く。勾配 20 度以上の傾斜地における消費エネルギーは、ナックルブーム型脚の同期歩容の後進が最も小さく、次に振り子型脚の先端脚長の長い型の後進、前進の順に続く。

下り歩行時の消費エネルギーを表-6.4 に示す。振り子型脚については、前述のとおり下り歩行では駆動トルクを必要としないことから、消費エネルギーも 0 とみなせる。ナックルブーム型脚については、20 度以下の傾斜では、順次歩容の前進が最も消費エネルギーが少なく、次に同期歩容の前進、後進の順になった。また 25 度以上の傾斜では、消費エネルギーの少ない方から、同期歩容前進、順次歩容前進、同期歩容後進の順になり、同期歩容前進の消費エネルギーが極めて小さい。以上のとおり、全ての脚型と歩容の下り歩行において、前進は常に後進よりも消費エネルギーが小さく、順次歩容の後進が最も消費エネルギーが大きいう結果になった。

表 6.3: 上り歩行における消費エネルギー (J)

脚/歩容型	前後進	勾配 (度)						
		0	5	10	15	20	25	30
ナックル/順次	前進	12,982	20,463	27,699	34,634	41,215	47,392	53,119
	後進	33,289	31,672	33,118	36,090	38,919	41,577	44,051
ナックル/同期	前進	22,406	27,744	38,812	37,572	41,989	46,028	49,660
	後進	31,785	29,438	27,616	26,285	25,435	25,088	25,361
振り子	前進	5,337	13,606	21,797	29,848	37,698	45,287	52,558
	後進	3,494	11,609	19,692	27,637	35,383	42,872	50,045
振り子 2	前進	4,229	11,767	18,472	25,059	31,478	37,681	43,621
	後進	3,331	10,320	16,920	23,406	29,727	35,836	41,686

表 6.4: 下り歩行における消費エネルギー (J)

脚／歩容型	前後進	勾配 (度)					
		5	10	15	20	25	30
ナックル/順次	前進	5,863	581	856	2,048	3,827	6,251
	後進	36,248	39,925	43,371	46,563	49,368	51,873
ナックル/同期	前進	16,841	11,093	6,311	3,046	1,002	58
	後進	34,495	37,018	39,309	41,384	43,123	44,618
振り子	前進	0	0	0	0	0	0
	後進	0	0	0	0	0	0
振り子2	前進	0	0	0	0	0	0
	後進	0	0	0	0	0	0

6.4 駆動トルクと消費エネルギーの面で有利な歩行脚機構

以上の結果から、上り歩行時の駆動トルクと消費エネルギーの特徴は、勾配に応じて3種類に区分できる。すなわち、5度以下の緩傾斜地、10度から15度の中傾斜地、20度以上の急傾斜地である。

緩傾斜地においては、ナックルブーム型脚後進時のジョイント3の駆動トルクが極めて大きく、この結果消費エネルギーも大きい。また、順次歩容と同期歩容の差は小さく、前進の方が後進よりも必要駆動トルクも消費エネルギーも小さい。さらに、振り子型脚の方がナックルブーム型脚よりも駆動トルクも消費エネルギーも小さい。振り子型脚では、後進の方が前進よりも最大駆動トルクも消費エネルギーも小さい。

中傾斜地では、ナックルブーム型脚後進時のジョイント3の駆動トルクは、ジョイント2と同水準まで下がり、消費エネルギーは順次歩容では依然として大きいものの、同期歩容では後進時の方が前進時よりも小さくなる。すなわち、中傾斜地においては、同期歩容を行うことによって、後進時の駆動トルク、消費エネルギーを低下させられる。振り子型脚については、駆動トルクの勾配による増加は後進時の方が大きい、消費エネルギーは後進の方が常に小さいことがわかった。

急傾斜地においては、ナックルブーム型脚後進時のジョイント3の駆動トルクが極めて小さくなり、同期歩容後進の消費エネルギーが、全ての中で最も小さくなる。振り子型脚の駆動トルクと消費エネルギーは勾配の増加と共に増加し、勾配30度においては消費エネルギーが最大のグループに入った。

ナックルブーム型脚に関する結果をまとめると、緩傾斜地では前進の歩行効率が高く、中傾斜地以上では後進の歩行効率が高いことがわかった。また、同期歩容を行うことによって、急傾斜地において歩行効率が大きく向上することがわかった。

脚長の異なる2種類の振り子型脚を比較すると、先端脚長の長い型の方が、最大駆動トルクは大きくなるものの、消費エネルギーは常に小さかった。両者の駆動トルク、消費エネルギーの算出にあたっては、先端脚の長い型の移動速度の方が大きいにもかかわらず、消費エネルギーは小さいという結果となったことから、振り子型脚を採用することによって、歩行効率を落とさずに移動速度を向上させられる可能性があると考えられた。

下り歩行については、振り子型脚の方が歩行効率が良いといえるが、ナックルブーム型脚同期歩容で前進することによって、急傾斜地下りの消費エネルギーは極めて小さくなることがわかった。上り歩行時の結果と合わせて考えると、急傾斜地においてはこの型の脚と歩容が最適であると考えられる。

6.5 結論

検討の結果、急傾斜地への対応については、ナックルブーム型の脚で同期歩容を行うことが最適であることがわかった。すなわち、前章で行った設計が、駆動トルクと消費エネルギーの面でも望ましいものであることが示された。ただし、これを採用するにあたっては、コンピュータ制御を導入して、同期歩容を実現することが必要である。また、歩行方向としては、下り歩行と緩傾斜地の上り歩行では前進が、また中傾斜地以上の上り歩行では後進が最適であることが明らかになった。この結果は、既存の半脚式機械を用いて作業を行う場合の歩行方向と一致することから、経験則から選択されている歩行方向が、駆動トルクや消費エネルギーの面から見て正しいことが示された。

振り子型脚は、急傾斜地の上り歩行において、駆動トルクと消費エネルギーが大きく増加するという問題はあるものの、最適な脚長を検討することによって、歩行効率を落とすことなく移動速度を向

上させられる可能性が明らかになった。移動速度の向上は、半脚式機械を開発する上で重要な課題であることから、本形式の脚も同時に検討していく必要がある。

第7章 半脚式機械歩行脚のコンピュータ制御 化の期待される効果

7.1 概要

前章までに、半脚式機械の設計と試作を行った。この試作機は、従来型の半脚式機械では機体の安定確保のみに使用されていた安定脚に、旋回と直動の2つの自由度を加えて、歩行機能を持つ歩行脚としたものである。この結果、歩行脚の自由度は、従来からある脚基部の2自由度の旋回を加えて4自由度となり、操作に2自由度ジョイスティックを用いる場合、1脚につき2本のジョイスティックが必要となる。したがって、機体全体を操作するジョイスティックは、歩行脚2脚に4本、作業用ブームに2本、車輪脚に2本の計8本となる。これらを用いて歩行動作を行う場合には、平坦地上で車輪脚を全く動作させなかったとしても、4本ないし6本のジョイスティックを操作する必要があり、手動で操作することは、オペレータにとって過大な負荷となる。

このオペレータの負荷を軽減するためには、コンピュータ制御を導入して、複数の動作を1本のジョイスティックで統合して行えるようにすることが考えられる。本章では、この複数の動作の統合制御を目的としたコンピュータ制御システムを半脚式機械に導入するにあたって、統合すべき動作と必要な制御方法を明らかにすることを目的として、手動で操作した場合の問題点を明らかにし、この問題点を解決するための制御システムの効果を考察する。このために、まず実機の手動操作実験を

行って、その問題点について考察し、次に、コンピュータ制御システムを搭載した小型模型実験を行って、制御システム導入の効果について考察する。

7.2 実機操作実験における手動操作の問題点

7.2.1 目的

本節では、試作機を手動操作する場合の操作上の問題点を明らかにすることを目的として、オペレータの行う操作を計測し分析する。この結果は、コンピュータ制御を導入して動作の統合を行う際に、統合すべき操作を明らかにするものである。

このために、試作機の操作に比較的慣れている被験者を対象として、操作時間と操作精度について測定する。

7.2.2 制御実験の概要

実験は、1994（平成6）年に宮城県登米郡登米町にある、及川自動車所有地において行った。計測内容は、傾斜不整地における任意位置への脚先接地を想定して、機体側方に位置した歩行脚を機体前方に設定した目標エリア内まで移動させる間のオペレータの操作内容である。すなわち、歩行脚の自由度を図-7.1 に示すように呼ぶことにすれば、基部の水平方向の旋回、第1脚の鉛直方向の旋回、第2脚旋回の3自由度の組み合わせ操作を測定した。ここで第2脚の直動継ぎ手は、直感的な動作となるために操作精度の向上には寄与すると考えられるが、脚先の移動速度の点で他の旋回継ぎ手と比べて不利であることから、これを使用した場合と使用しない場合の操作時間の比較が困難になるため、ここでは使用しない操作とした。

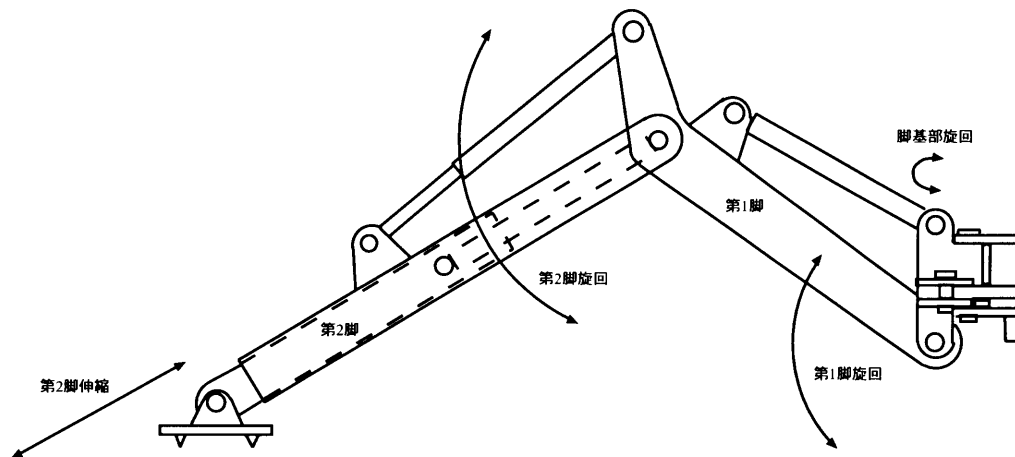


図 7.1: 歩行脚の自由度

この時用いたジョイスティックの操作系は、第1脚旋回と第2脚旋回または第2脚伸縮を同時操作することによって脚先を前後方向に動作させ、歩行動作を容易に行うことを目的に設計したもので、図-7.2に示す配置になっている。すなわち、2本のジョイスティックを同時に前方に倒すと脚先は前方に移動し、後方に倒すと脚先は後方に移動するような配置となっている。

測定項目は、操作全体の所要時間、ジョイスティックの操作方向と保持時間、各旋回継ぎ手の動作量、目標エリアにおける制御精度（誤差）の7項目である。測定と記録にはパーソナルコンピュータを用い、操作全体の所要時間とジョイスティックの保持時間はコンピュータの内部時計を用いて計測した。またジョイスティックの操作方向は、ジョイスティックに装着したマイクロスイッチの開閉をPIO (parallel I/O) ボードを介して、各旋回継ぎ手の動作量は、各継ぎ手部分に装着したポテンシオメータの出力をA/D (Analogue Digital) 変換ボードを介して、各々コンピュータに入力し、サンプリングレート 20 Hz で記録した。目標エリアにおける制御精度は、メジャーを用いて測定した。

被験者は、前述のとおり半脚式機械の操作に比較的慣れており、図-7.2に示す2本のジョイスティック

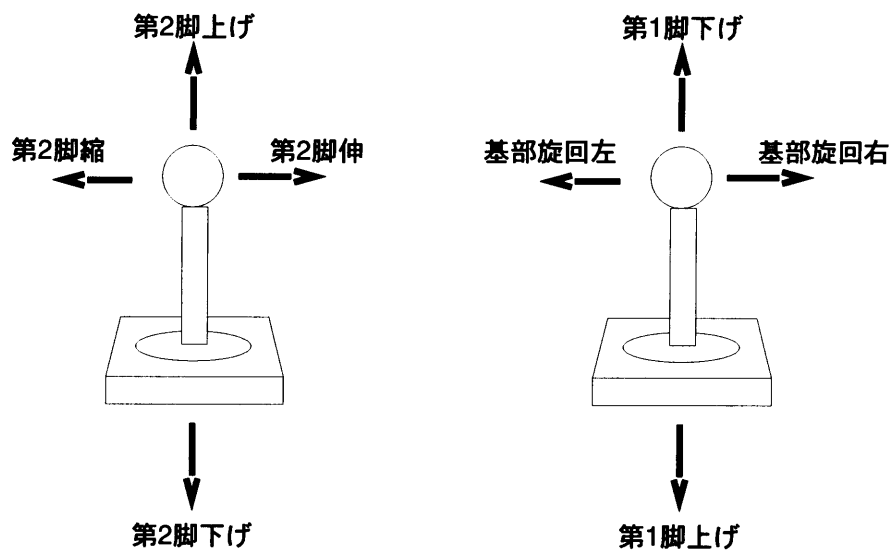


図 7.2: 右側歩行脚のジョイスティック操作系配置 (左側は左右鏡像)

クを片手のみで操作した。また、脚基部の水平方向の旋回動作速度が他の旋回動作速度と比較して低速であったことから、油圧弁の圧力調整を行うことによって、動作速度を通常速度とその約 1.7～2.0 倍の高速度の 2 段階に変化させた他、目標エリアを脚先と同じ大きさの 45 cm 角の矩形と 60 cm 角の矩形の 2 段階に変化させ、4 種類の実験を行った。実験順序は、これらの条件設定の関係から、以下のように設定し、各 3 回ずつ試行した。

1. 目標エリア 45 cm 角、通常速度
2. 目標エリア 60 cm 角、通常速度
3. 目標エリア 60 cm 角、高速度
4. 目標エリア 45 cm 角、高速度

ここで、目標エリアが広い方が、また動作速度が速い方が、操作時間を短縮できると予想できる。

実験は、車輪脚 2 脚、左側歩行脚、作業用ブームで機体を支持した状態で、右側歩行脚を用いて行った。

7.2.3 手動操作の所要時間と操作精度

操作所要時間

各条件ごとの操作所要時間を図-7.3 に示す。ここで目標エリア 45 cm 角、高速動作の 3 回目の試行の所要時間が大きくなっているのは、操作状況の記録から判断して、脚基部の旋回の操作ミスによって脚先が目標エリアを通り過ぎ、調整操作を繰り返したことが原因である。このために、同一条件の他の試行に比較して約 5 秒程度所要時間が増加していた。この試行を除くと特に大きな操作ミスは無かったことから、条件の違いによって所要時間を比較すると、条件設定時の予想通り、目標エリアが広い方が、また動作速度が速い方が、操作時間が短縮されており、短時間で終了する方から、目標エリアが 60 cm 角で高速動作、目標エリアが 60 cm 角で通常動作、目標エリアが 45 cm 角で高速動作、目標エリアが 45 cm 角で通常動作の順になることが同図から見てとれる。実際に、操作ミスがあった試行を除いて Kruskal-Wallis 検定を行ったところ、各条件ごとの操作所要時間に危険率 1% で有意差があるという結果になった。

ただし、この操作所要時間を条件を無視して試行回数順に並べると図-7.4 のようになり、1 回目から 8 回目までの試行では、試行回数に反比例して所要時間が短縮していく傾向が見られることから、試行の繰り返しによって被験者が本実験で行った操作に慣熟していったために所要時間が短縮されていった可能性も否定できない。しかしながら、この傾向から外れている 9 回目以降の試行の中で、9 回目の試行は先に述べた操作ミスのあった試行であるが、10 回目から 12 回目の試行は、目標エリア

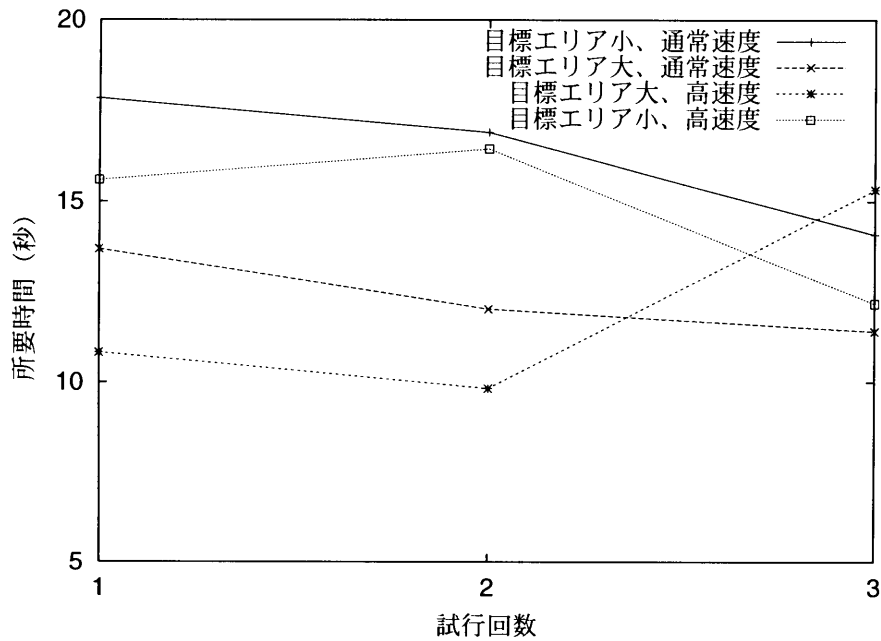


図 7.3: 操作所要時間

が 45 cm 角で高速動作させた場合のものであることから、目標エリアが小さいと、すなわち要求される制御精度が高くなると、操作所要時間が増加することは明らかである。

操作精度

目標エリアが 60 cm 角の矩形である場合には、操作終了時の脚先は常に目標エリア内に収まっていたが、目標エリアが 45 cm 角の矩形である場合には、脚先と等しい大きさの目標であるため、操作終了時に脚先が目標エリアからはみ出す誤差が生じていた。この誤差を機体の前後方向と左右方向に分けて示すと図-7.5 のようになり、ここから左右方向の誤差よりも前後方向の誤差が大きいことは明らかである。左右方向の誤差は、0 である試行もあった。

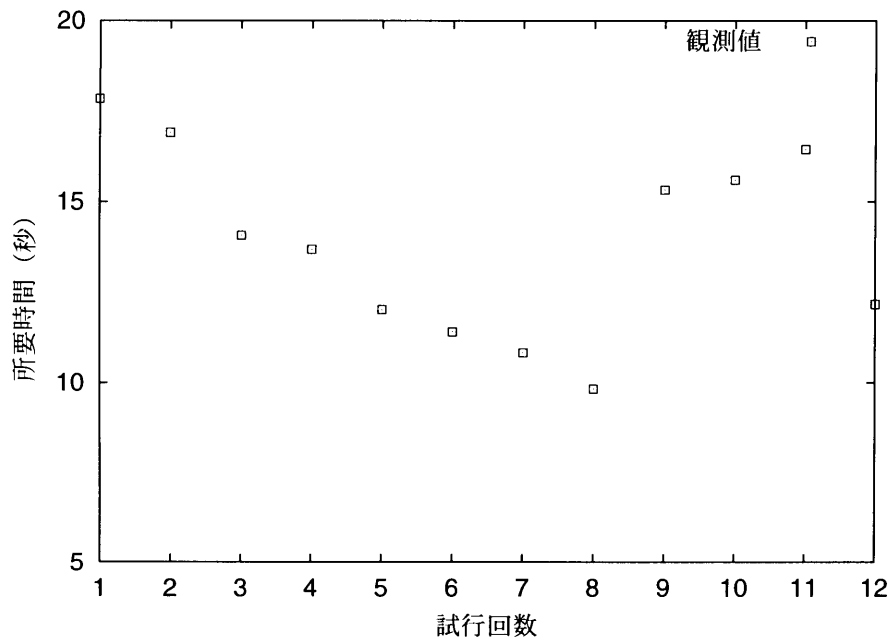


図 7.4: 試行順序と操作所要時間の関係

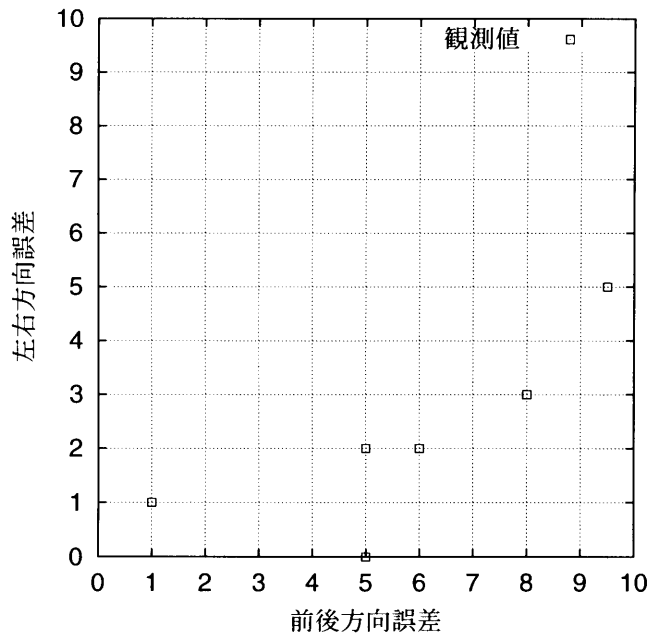


図 7.5: 操作終了時の脚先位置の目標エリアからの誤差

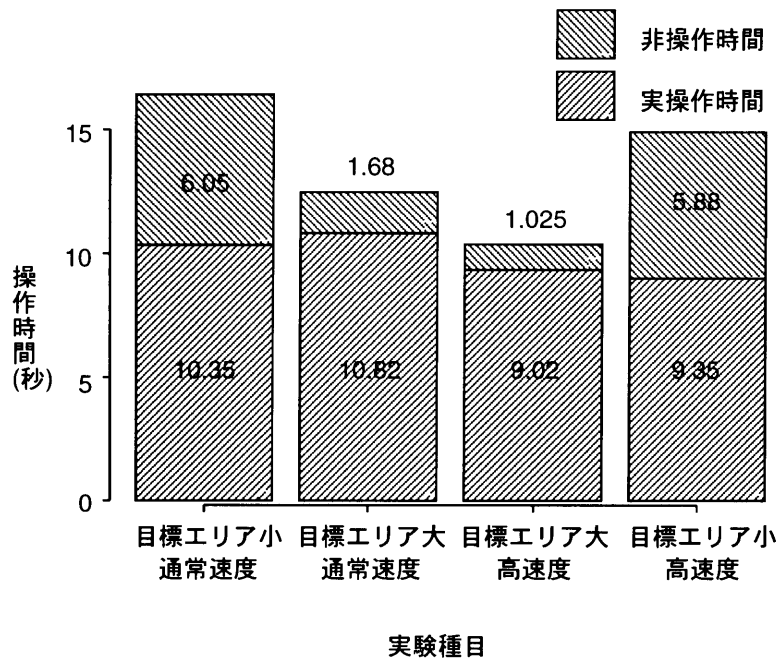


図 7.6: 操作時間中の実操作時間と非操作時間

7.2.4 考察

操作所要時間

操作の総所要時間に関する実験結果より、目標エリアが大きい方が、また動作速度が高い方が所要時間が短くなることが明らかになった。これをさらに、ジョイスティックを操作している実操作時間と、その他の目標を確認したり、操作方法を考えたりしている非操作時間に分類すると、図-7.6に示すようになった。

ここから、目標エリアの大きさは、実操作時間に与える影響は小さいが、非操作時間に与える影響が大きいことがわかる。また動作速度の違いは、非操作時間よりもむしろ実操作時間に影響を与えていることがわかる。すなわち、目標エリアが小さくなると、目標と脚先との相対位置を確認したり、

正確な制御を行うための操作方法を考えたりする時間が必要になるといえる。特に脚先が目標エリアに近づくと、動作の微調整を行うために非操作時間が増加するが、動作量に大きな差は無いため、実操作時間の増加は少なかったと考えられる。これに対して動作速度の高速化は、実操作時間の短縮に直接結びついたといえよう。

操作精度

操作終了時の脚先位置の目標エリアに対する誤差に関する測定結果から、位置誤差は左右方向よりも前後方向に生じていることが明らかになった。これは、操作者からの視認性と、操作位置と動作方向の相対関係が原因であると考えられる。すなわち、脚先と目標エリアの相対位置の横方向の誤差に関しては、操作者から容易に見通せるのに対して、前後方向の誤差に関しては操作者に遠近の判断が要求される上、脚先が目標に近づくほど脚先によって目標エリアが隠され、視認性が低下することが原因の一つである。また、脚は基部を中心とした極座標に沿って動作するのに対して、操作者はその中心を見通す位置に着座していることから、横方向の動作に関しては水平面内の弧の動きを見下ろす状態となって予測が容易であるが、前後方向の動作に関しては鉛直面内の弧の動きを予測することが困難であったことが原因の一つである。したがって、脚先の前後方向、鉛直方向の動作を弧から直線にすることによって、操作精度は向上できると考えられる。

7.2.5 手動操作の問題点と必要な制御

半脚式機械の試作機を用いて操作実験を行い、操作所要時間と操作精度について検討した結果、目標とする脚先接地位置の面積が小さくなると、脚先と目標との相対位置を確認したり、動作を微調整

したりの非操作時間が長くなった。この目標エリアが小さいという状況は、不整地上において接地位置が限られる場合に相当することから、安全性の向上のためにも、この操作を補助するようなコンピュータ制御の導入が望ましい。

また、操作精度について検討した結果、横方向の制御は比較的容易であるが、前後方向の制御が困難であることが明らかになった。この原因としては、前後方向に関しては視認性が低下することと、脚先の弧の動作が予測し難いことが考えられた。したがって、脚先が直線的な動作を行うようなコンピュータ制御の導入が望ましい。

以上をまとめると、脚先を水平、鉛直方向に直線運動させられる制御が必要となる。ここで、脚先の接地位置の任意性のみを考慮した場合には、脚先が離れたり近づいたりする方向と鉛直方向のみ直線運動制御を行い、水平面内の弧状運動はそのままでも操作制御は向上させうるが、歩行動作を考慮すると、脚先が任意の位置から、機体の前後方向の中心軸と平行な直線運動を可能とするようなコンピュータ制御が必要となる。

7.3 模型実験におけるコンピュータ制御導入の効果

7.3.1 目的

本節では、半脚式機械の脚制御にコンピュータ制御システムを導入した際の期待される効果を明らかにすることを目的として、小型模型を用いた制御実験を行う。このために、半脚式機械試作機の約 1/3 の大きさの小型模型を製作し、これを制御するためのコンピュータ制御システムを構築した。これらを用いて操作実験を行い、コンピュータ制御を用いた場合の、手動制御に対する操作性の向上を評価した。

7.3.2 実験用模型の概要

ハードウェア

実験用模型は、制御アルゴリズムの試験のために油圧などよりも制御の容易な電動式とし、油圧アクチュエータと同様な制御特性が得られるように、アクチュエータ自体はサーボ機能を持たない DC モータを選択し、これでリニアスライダを駆動する機構とした。すなわち、アクチュエータ自体はスイッチの on/off によって正/逆運動を行うのみであり、動作制御のためには PWM 制御などを必要とする。モータの駆動電圧は、試作機と同様な駆動速度比となるよう、脚基部旋回、第 1 脚旋回、第 2 脚旋回は DC12V、第 2 脚伸縮は DC7.2V とした。

模型脚の姿勢を測定するセンサは、旋回継ぎ手には試作機同様ポテンシオメータを、直動継ぎ手にはスライド式可変抵抗を用いた。これらのセンサには DC5V を供給し、出力は 12 bit A/D 変換ボードを介してコンピュータに入力した。この結果、各センサの分解能は、ポテンシオメータが 1/12 度で誤差 $\pm 1/4$ 度、スライド式可変抵抗が 1/56mm で誤差 $\pm 3/56$ mm となった。したがって、1 度単位、1 mm 単位の測定には十分な精度であるといえる。

模型脚はアルミニウム材を用いて作成し、ジョイスティックを用いて操作した (図-7.7)。

ソフトウェア

前節での検討結果に基づいて、制御ソフトウェアは脚先の水平、鉛直動作の軌跡制御を行うように設計した。各アクチュエータは PWM 制御を行い、パルス幅を変えることによって動作量を制御した。PWM の搬送波の生成はソフトウェアにて行い、動作のフィードバックもソフトウェアにて行った。PWM 制御を行うにあたって、まず各アクチュエータが確実に動作するよう最小パルス幅を設定

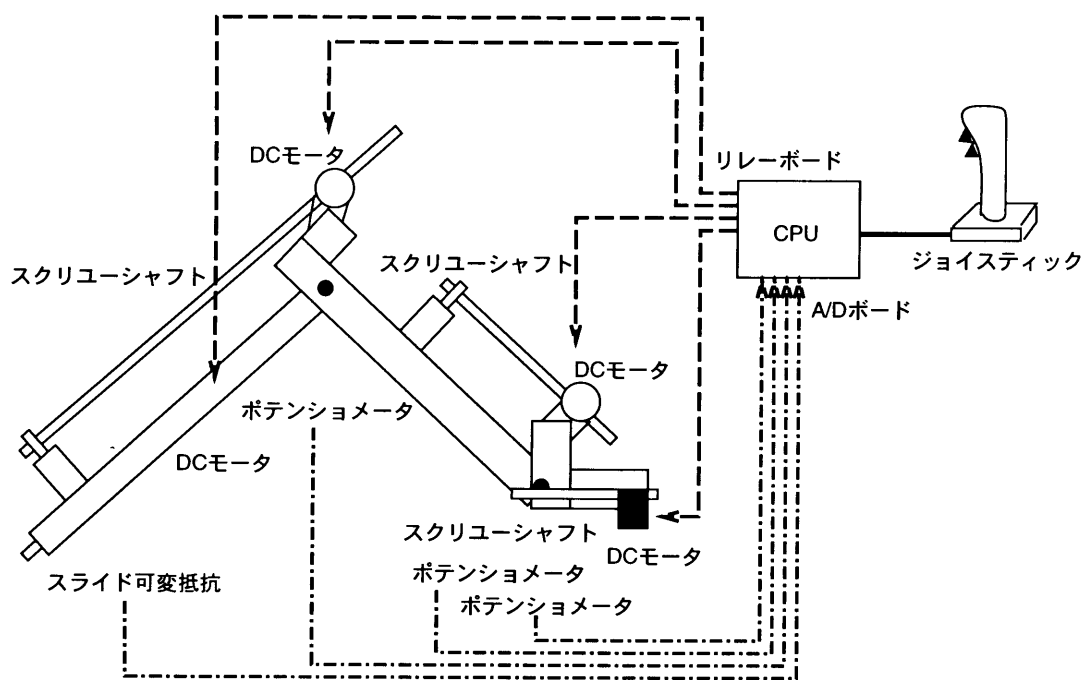


図 7.7: 小型模型脚の概観

した。この値は各々、脚基部旋回と第2脚直動は50 ms、第1脚旋回は220 ms、第2脚旋回は20 ms となった。ここで第1脚旋回の最小パルス幅が大きいのは、第1脚旋回継ぎ手は脚自重を全て支えており、アクチュエータにかかる負荷が極めて大きかったために、パルス幅を小さくすると動作しなかったためである。

模型脚は、試作機の歩行脚と同様に、脚基部旋回、第1脚旋回、第2脚旋回、第2脚直動の4自由度を持つため、脚先の水平、鉛直動作を行うには1自由度多い。そこで、第2脚旋回と直動を排他制御とし、かつ旋回を優先するようにソフトウェアを設計した。すなわち、脚先の水平、鉛直動作を第2脚旋回自由度を用いて実現可能な場合には旋回自由度を用い、旋回自由度では水平、鉛直動作できない場合に限って直動自由度を用いるようにした。また、第1脚旋回は最小パルス幅が大きく、正確な動作制御が困難であるため、まずこの自由度を微小動作させ、その動作量から他の自由度の動作量を算出するようにした。第1脚旋回以外の自由度は、算出された動作量に達するまでソフトウェアサーボによって動作させた。ここでサーボ動作を行うにあたっては、目標動作量を厳密に規定すると、継ぎ手における機械的な遊びや慣性、摩擦などのために動作が発振を起こして収束しなくなるため、ある一定の幅を持つ目標動作量を設定する必要がある。この幅は、脚基部旋回では2度、第1、第2脚旋回では0.4度、第2脚直動では2mmに設定した。脚基部旋回の設定値が他に比べて大きいのは、他の継ぎ手を駆動するアクチュエータが重力によって常に負荷を受けており、その結果機械的遊びが少なくなっていたのに対して、この継ぎ手は旋回軸が重力方向であるために旋回方向の負荷はかからず、機械的遊びが大きかったためである。以上の結果、制御ソフトウェアの流れは図-7.8に示すようになった。

操作系は、2自由度ジョイスティックにスイッチを加えて、水平、鉛直の3自由度を1本で操作で

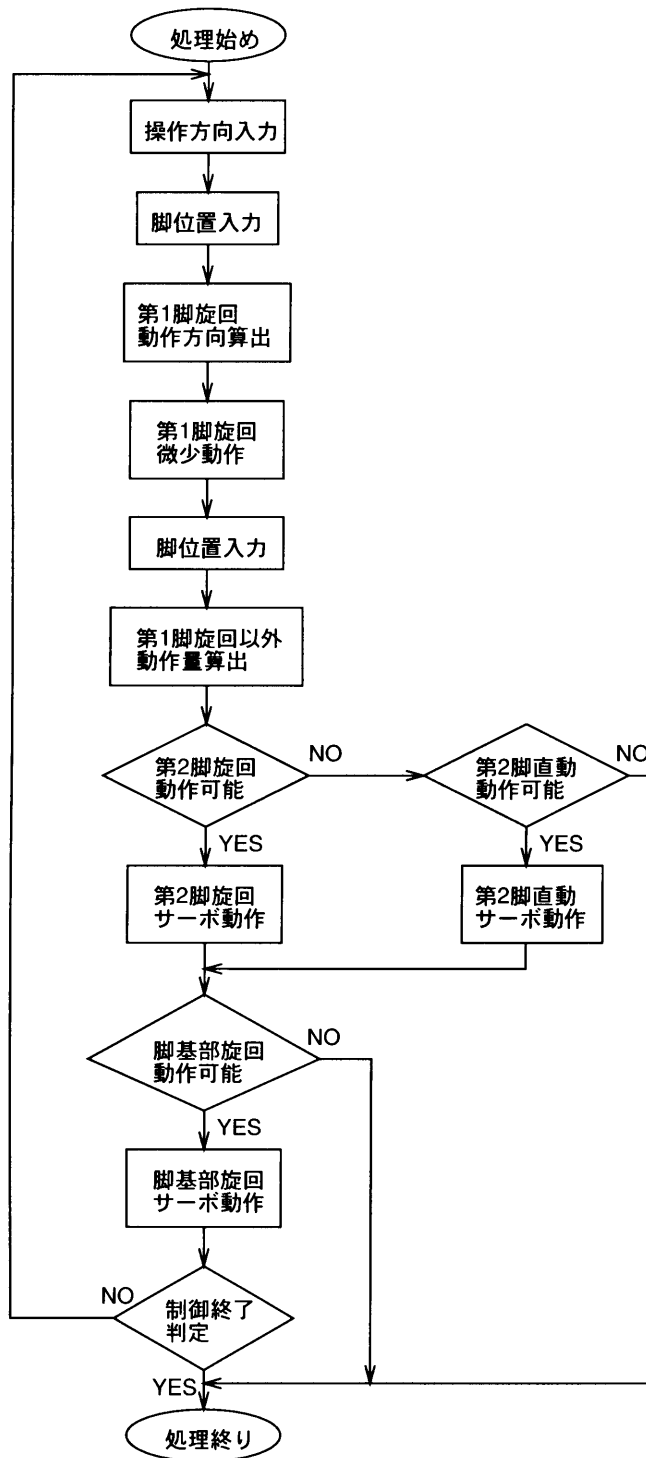


図 7.8: 模型脚制御ソフトウェアの処理の流れ

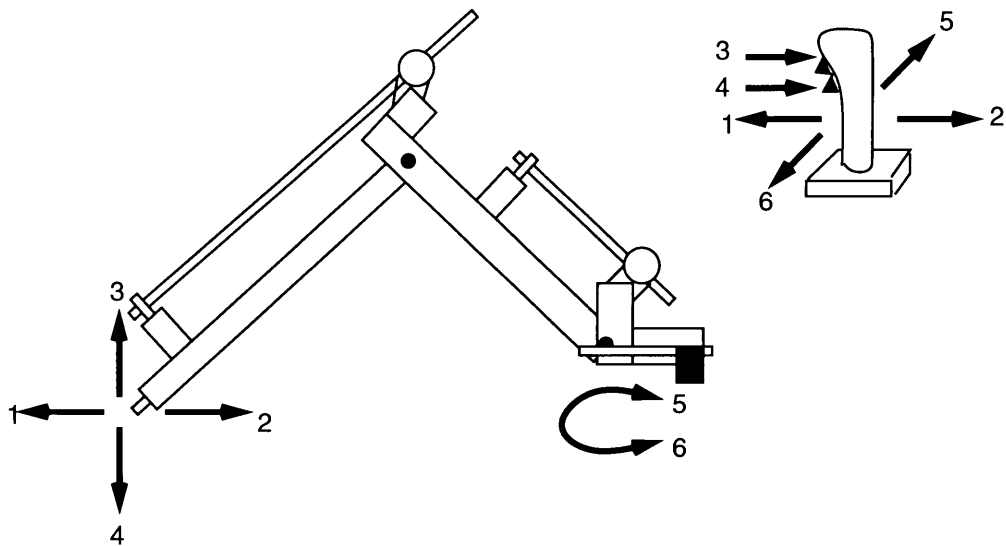


図 7.9: 操作系と脚先動作の対応

きるようにした。前節の検討結果によれば、脚基部の旋回自由度は脚先を水平に動作させるためにオペレータの手動操作が容易であったことから、操作ジョイスティックの自由度に対応する脚先の動作は、機体の前後方向軸に平行な水平直線動作、鉛直方向の直線動作、脚基部を中心とする円弧動作の3自由度とした。これらは、前後方向の水平動作はジョイスティックの前倒、後倒に、鉛直方向の直線動作はジョイスティックに付加したスイッチに、脚基部を中心とする円弧動作はジョイスティックの右倒、左倒に各々対応させた（図-7.9）。

動作精度

以上の模型脚と制御ソフトウェアを用いて、脚先の制御精度を測定した。測定は、制御に用いているセンサの出力を記録することによって行った。

脚先の鉛直方向の直線動作は、細かい振動は発生するものの、直線からの乖離量は最大 10 mm 以

下であった。この制御誤差は、第1脚旋回の最小パルス幅が大きいことや、各アクチュエータの目標動作量の幅から考えて、良好なものと判断できた。

脚先の機体前後方向に平行な直線動作は、脚基部の旋回軸を通る直線上、そこから右側に約325 mm離れた直線上、反対に約370 mm離れた直線上の3種類行った。いずれも鉛直方向の制御誤差は最大15 mm以下であり、鉛直方向直線動作と同様良好であると判断できた。また脚基部の旋回軸を通る直線上の動作では、脚基部の旋回動作を必要としないため、水平方向の制御誤差は発生しなかった。一方この直線から左右に各々370 mmと325 mm離れた直線上の動作では、脚基部旋回の制御誤差が大きいため、目標とする直線からの乖離量は最大25 mmと大きく、ジグザグ状の動作軌跡となった。これは、脚基部旋回継ぎ手の機械的遊びが大きく、サーボ動作を行う際の目標動作量の幅も大きいことに起因するものであり、現設定以下に目標動作量の幅を狭めると、発振を始めて動作が収束しなくなるため、このままの精度で以下の実験を行う。

また、脚模型を動作させずに各位置センサのドリフト量を測定したところ、計測回数500回で、脚先位置で700 mm程度の誤差に達したが、計測回数にほぼ線型に比例していたため、次式にてドリフト量を近似した。

$$\varepsilon = 1.438n - 5.349 \quad (7.1)$$

ただし、 ε : ドリフト量 (mm)、 n : 計測回数。

7.3.3 実験の概要

作成した模型脚と制御ソフトウェアを用いて、前節の試作機と同様な操作実験を行い、制御ソフトウェアの有無による操作性の違いを比較した。

操作内容は、側方に位置した脚先の、前方に設定した目標エリアまでの移動であり、脚先の大きさが 15 mm 角の矩形であることから、目標エリアは 30 mm 角の立方体とした。操作開始点から目標エリアまでの直線距離は、440 mm である。被験者は、模型脚の操作に慣れており、人力制御では 2 本のジョイスティックを、コンピュータ制御では 1 本のジョイスティックを各々片手で操作した。操作実験は、コンピュータ制御の有無によって各々 5 回ずつ行った。

測定内容は、被験者の操作内容、操作時間、操作終了点における動作精度、目標エリアに達するまでの動作軌跡長とした。動作軌跡長は、式 (7.1) を用いてドリフト補正した。

7.3.4 制御実験結果

計 10 回の試行を通じて、脚先の最終到達点が目標エリアからずれる誤差は生じなかった。また、被験者が実験用模型脚の人力操作に慣れており、コンピュータ制御を導入した際の操作にむしろ混乱が見られたため、操作時間にも差は生じなかった。

脚先の動作軌跡長の測定結果を図-7.10 に示す。ここから、コンピュータ制御の有無による脚先軌跡長の差は明らかであり、Kruskal-Wallis の統計量が最大となるのは計算するまでもない。すなわち、コンピュータ制御を導入した方が、明らかに効率の良い軌跡を描いているといえる。平均軌跡長は、人力制御の場合が 1299.8 mm、コンピュータ制御を導入した場合が 939.0 mm で、約 28% の短縮となっている。

この理由を操作内容から判断すると、人力制御の場合には脚先が目標エリア上空まで達した後鉛直動作において微調整が多くなって軌跡長が長くなったのに対して、コンピュータ制御を導入した場合には鉛直方向直線動作の制御精度が高く、ジョイスティックに装着した下方スイッチの操作の

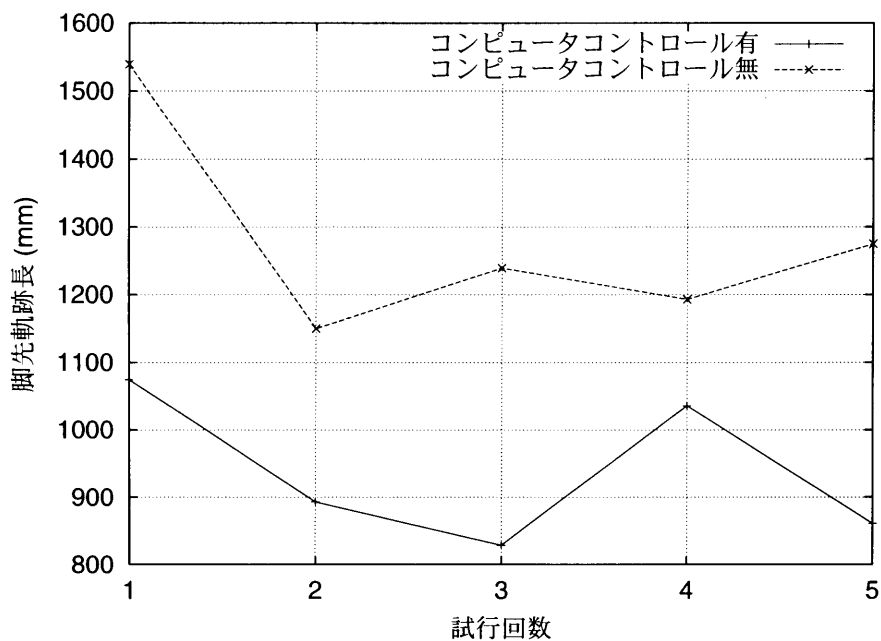


図 7.10: 模型操作実験の脚先軌跡長

みで容易に行えたことが、最も大きな理由と考えられる。

7.3.5 考察

コンピュータ制御の導入によって、人力制御と比較した場合には脚先の動作軌跡長を短縮することができたが、平均軌跡長 939.0 mm は、操作開始点から目標エリアまでの直線距離 440 mm と比較すると 2 倍以上になっている。これは、操作系が 2 自由度ジョイスティックとスイッチという離散系であり、脚先を機体に対して斜めに動作させるという連続系の制御ができなかったことに起因する。すなわち、脚先の軌跡はまず脚基部の旋回によって円弧を描き、目標エリアを通り機体の前後方向の軸に平行な直線上まで移動した後に目標エリア上空まで直線動作を行い、最後に鉛直動作で目標エリアに達しており、操作開始点と目標エリアを結んだ直線とは大きく異なる軌跡となる。この中で

機体の前後方向の軸に平行な直線動作は、先の予備実験から明らかなように制御精度が低く、ジグザグな動作軌跡となるために、軌跡長も長くなっている。これに対して、脚先の軌跡を最短経路を通るように制御するためには、現状の離散系の操作系を、全方向の操作に対してその方向に応じた出力を行う連続系のジョイスティックに変更することが必要である。しかしながらこの場合は、歩行動作のために機体前後方向の軸に平行に脚先を動作させることが難しくなると予想される。

操作実験後に被験者に聞き取りを行ったところ、この被験者が実験用模型脚の人力制御に慣れていたこともあって、脚先の動作として脚を含む鉛直面内の動作を期待して操作してしまうため、機体の前後軸に平行な動作には混乱を生じたとのことであった。このことは、本被験者に限らず、バックホーやクレーンなどの既存の油圧機械のオペレータに共通していえることと考えられる。すなわち、機体に対して固定した方向に水平動作するよりも、脚を含む鉛直面内での水平、鉛直動作の方が操作が容易であるといえよう。歩行動作を容易にするための機体の前後軸に平行な水平動作であったが、脚先の接地の任意性を確保するためには、通常のナックルブームの動きの中での水平制御の方が望ましいという結果になった。

7.3.6 コンピュータ制御導入の効果

半脚式機械試作機の約 1/3 の大きさの模型脚を作成し、脚先の機体の前後方向の軸に平行な水平方向の直線動作と、鉛直方向の直線動作を行える制御システムを構築して操作実験を行った結果、脚先の動作軌跡長を約 28% 短縮できるという効果があった。また、脚先を任意の位置に接地した状態で機体の前後軸に平行に動作可能であることから、歩行操作が極めて容易になることが期待できる。

しかしながら、脚を含む鉛直面内で脚先が水平、鉛直動作した方が操作者の直観に近く、任意の地

点への脚先の接地が容易であることがわかった。したがって、不整地における安定の確保と、歩行動作の容易さを両立させるためには、本節で構築したような動作制御と、通常のナックルブームと同様な極座標系内における水平制御の両方が可能になるような、制御システムの構築が望まれる。

7.4 結論

本章では、半脚式機械の脚操作を容易にするためのコンピュータ制御を導入するにあたって、望ましい制御方法を検討することを目的として、試作機の操作実験を行って手動操作の問題点を明らかにした。この結果、脚先を任意地点に接地させるにあたって横方向の制御は容易であるが、オペレータから見て前後方向の制御は、遠近に関する位置関係を判断する必要があることや、脚先の動作軌跡を予測することが困難であることから、極めて難しいことがわかった。したがって、脚先が水平方向、鉛直方向に直線的に動作すれば、動作軌跡を予測することが容易になり、また脚先と目標地点との位置関係の調整も容易になると考えられた。これに加えて、歩行動作を容易に行うためには、機体の前後方向の軸に平行な水平動作の実現が必要であると考えられた。

次に、これらの制御を導入した場合の、操作性改善に与える効果を明らかにすることを目的として、小型脚模型を製作し、コンピュータ制御システムを構築して、これらを用いた操作実験を行った。この結果、脚先の動作軌跡長は、コンピュータ制御の導入によって大きく短縮できることがわかった。すなわち、コンピュータ制御が脚先の効率的な動作に寄与することが明らかになった。しかしながら、歩行動作を容易にすることを目的とした機体の前後方向軸に平行な水平動作は、オペレータがブーム式機械の操作に慣れているほどその直観と相容れないため、むしろ脚を含む鉛直面内の水平、鉛直方向の直線動作が、操作性の向上に寄与すると考えられた。

以上をまとめると、半脚式機械が傾斜不整地上で安定を保つためには脚先の接地任意性の確保が必要であり、この操作を容易に行うためには、脚先が直線軌跡を描いて動作するような制御が有効であるといえる。またその直線の方法は、脚を含む鉛直面内における水平、鉛直方向であることが、脚先の任意接地性確保には望ましい。一方歩行動作を容易に行うためには、脚先が任意の位置から機体の前後方向軸に平行に動作することが必要であることから、脚先が接地するまでの動作モードと、接地してからの動作モードを切替えて歩行動作を行うような制御方法も検討すべきである。

第8章 半脚式機械の脚制御システムの設計と 制御精度

8.1 概要

試作した半脚式機械は、歩行用の脚に3つの旋回継ぎ手と1つの直動継ぎ手の計4の自由度を持つ。したがって、これらの操作に2方向レバーを用いたとしても、各脚に2本のレバーが必要となり、2脚歩行を行うためには4本のレバーを操作する必要がある。また、歩行時の駆動トルクと消費エネルギーに関する検討を行った結果、2つの継ぎ手を協調動作させることが、これらの点で有利であることがわかった。すなわち、このような歩行動作を実現するためには、8自由度を協調動作させる必要があり、そのためには4本のレバーを同時操作しなければならず、オペレータにとって手動操作は過大な負荷となる。したがって、コンピュータ制御を導入することによって、操作の簡略化を図らなくては、円滑な歩行動作を行うことは不可能であるといえよう。

前章で行った模型実験の結果、脚先接地の任意性を確保するためには、脚を含む鉛直面内での脚先の水平、鉛直動作が、また歩行動作のためには機体の前後方向の軸に平行な水平動作が有効であることがわかった。本章では、円滑な歩行動作の実現に必要とされるオペレータの複雑な操作を容易に行えるようにすることを目的として、半脚式機械の脚制御システムを先の検討結果に基づいて設計する。次に、この制御システムを試作機に適用して、脚制御の精度について考察し、制御システムを評

価する。

一般に、脚式機械の設計に当たっては、可動ヶ所数が多いこと、同時操作を必要とする動作が多いこと、動作が複雑であることなどから、コンピュータを用いた自動制御が導入されている。このため、研究開発にあたっては、制御システムの開発に重点が置かれることが多い。例えば、オハイオ州立大学を中心とするグループが開発した ASV (Adaptive Suspension Vehicle) では、1つの高速 CPU と 14 の CPU がデュアルポート RAM を介して通信するマルチ CPU システムによって全体の制御を行い、外界の情報の入出力は専用 CPU に行わせるシステムを用いて、アクチュエータのサーボ制御などの末端部分でフィードバック制御を行う、フィードフォワードを中心とした制御システムを構築している。ここでフィードフォワードを中心としているのは、フィードバックを中心とした制御では、演算時間や追従性に問題が生じるためであり、特に姿勢制御においては、フィードフォワードを中心とすることによって、機体の固有振動よりも反応の速い制御システムを構築している [56,93]。

また、ヘルシンキ大学で開発された MECANT I は、先の ASV を参考にマルチ CUP システムを用いているが、全体を制御する PC と各脚に配置された PC、入出力を担当する PC との間の通信には、ネットワークインターフェースを用いている。これによって、通信帯域は制限されるものの、システムの拡張性と柔軟性を確保し、分散化とモジュール化を進めている。制御方式も ASV 同様にスーパーバイザを有する形式で、動作モードによって歩容などを決定するスーパーバイザと、各脚を実際に動作させる部分に分かれている。各脚を動作させる部分は状態遷移機械として働き、デューティ比を固定した周期的歩容だけでなく、より柔軟な自由歩容について研究している [12-14]。

一方日本の林業機械の分野では、熊倉ら [39,41,42] がシーケンス制御を用いて、4脚歩行機械の水平から微傾斜地における静的歩行を実現している。さらに PWM (Pulse Width Modulation) 制御を用

いたメカニカルサーボを導入して、駆動脚の協調制御を実現している [38]。

以上の研究は、いずれも脚式機械を対象としたものであり、その可動部分の多さ、安定性を保つために同時に制御しなければならない関節の多さから、自動制御を前提とした制御システムとなっている。一方本研究で対象としている半脚式機械では、車輪脚 2 脚が常時接地していることから、移動時の安定性の確保が比較的容易であり、また実機に搭載するための条件として、

1. システム全体が複雑になり過ぎないこと
2. 制御システムが対応できない状況が生じた場合には手動操作が可能であること

が考えられるため、コンピュータが全てを制御するのではなく、オペレータの補助を行うように制御システムを設計する。

8.2 脚制御システムの設計

8.2.1 制御システムの設計方針

半脚式機械の脚制御システムは、実用機へ搭載することを前提として設計した。このために、まずシステム全体が複雑になり過ぎないことを条件とした。これは、制御システムのために数多くのセンサ類を搭載したり、油圧系を複雑にしたりすると、それだけ故障などの確率が増加することを避けるためである。急傾斜不整地上で作業を行う林業機械にとって、安定性を確保すべき脚機構の誤動作はそのまま重大事故につながるため、故障などの危険を回避することが必要条件であると考えた。また、ソフトウェア的なバグも誤動作につながるため、制御ソフトウェアはシンプルな構成となるように作成した。これらはすなわち、制御システムが堅牢であることを目指したものである。

次に、緊急時には手動操作が可能であることを条件とした。これは、いかに細心の注意を払って堅牢性を高めるように制御システムを設計、製作したとしても、センサ類の故障などは避けられないものであり、また設計時に想定できなかった状況下ではシステムが対応できない可能性も考えられるため、緊急の場合には瞬時に手動の直接操作へ移行できることが必要であると考えたためである。このためには、操作系はボタン操作やキーボード操作にするのではなく、通常のバックホーなどの油圧動作機械と同様に、レバーまたはジョイスティックによる操作系が必要であると判断した。また、このような操作系を別途用意し、通常の操作はボタンなどを用いる方法では、瞬時に操作方法を移行することが難しいと考えたため、通常の機械と同様な操作系を用いて、スイッチ1つでコンピュータ制御と手動直接制御とを移行できることを目標とした。

実用機へ搭載するためには、制御システム全体が安価に構築できることも条件であると考えた。これは、第1章に示したように、日本の林業事業体の規模が極めて零細な状態であり、林業所得が低い[59]ことから考えて、高価な機械は導入不可能であると判断したためである。このために、設計時点で最先端ではあるが高価な部品は用いず、汎用的で安価な部品を用いて設計した。このことは、実用機として考えた場合、どこであっても補修が容易に受けられるという利点にもなる。

以上に加えて、制御システム全体が拡張性を持つことにも留意して設計した。すなわち、設計後に開発、普及した技術があれば、容易に採り入れられるようなシステムとした。

以上の方針に基いて、以下のように脚制御システムを設計した。

8.2.2 制御システムのハードウェア

油圧系

油圧で動作する機械をコンピュータ制御する場合には、電気・油圧サーボ弁 (electro-hydraulic servo valve: 単にサーボ弁とも呼ばれる) や比例制御弁 (proportional control valve) を用いて、電流量の変化によって油量を直接制御することが多い [48, 54]。この方法を用いると、作動油の流量を連続的に制御することが可能になり、制御システムの構築が比較的容易になるが、使用する弁が高価になりすぎるという問題がある。半脚式機械は可動部分が多く、各可動部分に配置した油圧アクチュエータに対応する数だけ制御弁が必要となることから、この価格は実用機として考えた時に無視できないものとなる。そこで、試作機の油圧制御弁には比較的安価なオンオフ弁を採用し、開弁時間を制御することによって作動油の流量を制御することとした。したがって、コンピュータによって制御する場合には、PWM (Pulse Width Modulation) 制御が必要となる。ここで行う油圧機器の PWM 制御は、スイッチの on/off によって電流量を制御して油圧弁の開度を制御するのではなく、油圧弁を on/off することによって作動油の流量を直接制御するものである。

コンピュータシステム

脚制御システムの中心となるコンピュータは、歩行脚と作業用ブーム各々に 1 台ずつ配置することを前提とした。このようにすることで、1 脚分の制御システムを構築することによって、同一の機構を持つ脚とブームの全ての制御が可能になり、開発効率を向上させることができるばかりでなく、モジュール化が進んで拡張性が高くなる。すなわち、将来機体全体を統合制御する場合には、さらにもう 1 台のコンピュータを統合制御用に用意し、MECANT I と同様にネットワーク接続することで

対応可能である。

PWM 制御のための搬送波の生成は、発振回路を用いて行うことも可能であるが、設定変更や試験の容易さを鑑みてソフトウェアで行うこととした。生成した PWM 波でリレーを駆動し、これの on/off によって油圧弁を制御した。

センサシステム

機構の動作を計測するセンサは、各旋回継ぎ手に 1 回転直線変化型ポテンシオメータを、直動継ぎ手にはケーブル型ストレインメータを各々装着した。ポテンシオメータの出力は直接、ストレインメータの出力はひずみアンプを介して、A/D (Analogue / digital) 変換ボードよりコンピュータに入力した。旋回継ぎ手部分には、当初アブソリュート型ロータリーエンコーダーを装着したが、試作機の継ぎ手部分の遊びの大きさから考えられる必要精度が低かったこと、センサが脚より大きく突き出してしまうこと、また実用機とした時の価格の問題を考慮して、ポテンシオメータに変更した。このように、デジタル出力のアブソリュートロータリーエンコーダーからアナログ出力のポテンシオメータに変更することで、アナログ出力のストレインメータの出力とインターフェースの共通化が図れるという副次的な利点もあった。

脚式機械の制御にあたっては、接地センサや油圧センサを用いて脚先の接地状態を計測することが多く、先の ASV や MECANT I もそのようなセンサを用いているが、本試作機では、オペレータが乗車することを前提として、これらのセンサ類を省略することとした。すなわち、オペレータが目を見て行う判断の方が、これらの高価なセンサによる判断よりも的確であると考えた。また、実用機の観点からも高価なセンサの省略は望ましいと判断された。

操作系

3次元空間の中で、脚先を任意の位置へ移動させるためには3自由度の操作系が必要である。一方、試作機の脚の自由度は4あるため、手動による直接操作を実現するためには4自由度の操作系が必要である。そこで、1脚当たり2本の2自由度ジョイスティックを用いた操作系とし、コンピュータ制御の場合には、脚を含む鉛直面内の脚先の水平、鉛直方向の直線動作の2自由度を1本のジョイスティックに、機体の横方向の水平動作の自由度を残りの1本のジョイスティックに割り当てることとした。この結果、歩行脚と作業用ブームに各2本、車輪脚に各1本の合計8本もの操作レバーが並ぶことになるが、コンピュータ制御の場合にはレバー頂部にスイッチを追加することによって、2本ないしは3本のレバーのみで歩行動作が可能になる。

歩行脚の制御に用いるジョイスティックの操作信号は、DIO (Digital Input/Output) ボードを介して制御コンピュータに入力した。

8.2.3 制御システムのソフトウェア

制御ソフトウェアの設計方針

本制御システムは、オペレータの操作負荷を軽減するための補助として作成するものであることから、脚先を任意の地点に接地させて円滑な歩行動作を行うために、脚先を水平、鉛直に動作させるように設計した。傾斜地上の歩行動作を考えると、脚先は地面と平行に、すなわち機体からみて斜め方向に動作する必要があるが、これは水平、鉛直動作させる座標系を回転させることによって容易に対応可能である。

ソフトウェアの開発に当たっては、モジュール化を進めて、拡張性が高くなるようにした。すなわ

ち、操作命令から動作量を算出するモジュール、操作命令を入力するモジュール、動作のために油圧弁を動かすリレーを制御するモジュール、機体の状態をセンサから入力するモジュールに分けて設計し、各モジュールを差し換えることによって、制御システムの変更に容易に対応できるようにした。実際に、制御命令をコンピュータのキーボードから入力してソフトウェアの動作を確認してから操作レバーからの入力に変更したり、角度センサをアブソリュートロータリーエンコーダーからポテンシオメータに変更したりといった場合には、各々入力モジュールを差し換えることによって対応した。

PWM 波の発生は、ソフトウェアで行った。ここで使用した電磁弁は、完全に閉じた状態から通電して完全に開弁するまでに 10 ミリ秒、完全に開弁した状態から通電を停止して完全に閉弁するまでに 8 ミリ秒を必要とするため、PWM の搬送波の周波数は 100 Hz 以下である必要がある。

制御ソフトウェアの開発は、MS-DOS 上で行った。一般に機械制御のソフトウェアには実時間動作が要求されるため、前出の MECANT I では市販のリアルタイムオペレーティングシステムを利用しているが [12]、本研究においては、開発環境が充実していること、また各種の入出力インターフェースを利用し易いことから MS-DOS を選択した。ただし、実時間動作のための機能は標準では提供されていないため、入力、計算モジュールと PWM 波発生モジュールを並行動作させるためには、コンピュータの内部タイマを利用して擬似スレッドシステムを構築する必要があった。

制御ソフトウェアの構造

脚の制御を順次処理で行った場合のソフトウェアの流れは、図-8.1 に示すようになる。すなわち、

1. 機体や制御システムの初期化
2. 各センサの出力を読み込んで脚の現在位置を算出

3. オペレータの操作量を入力
4. 脚の現在位置とオペレータの操作から、制御すべき動作量を算出
5. PWM 波の出力
6. 2 に戻る
7. 機体や制御システムの終了処理

となる。制御のフィードバックは、予定動作量と実際の動作量を比較することによって、ソフトウェア的に行った。

ここで、PWM 制御の搬送波の生成はソフトウェアで行っており、またその周波数は 100 Hz 以下であることから、最低でも 10 ミリ秒以上の時間を PWM 波出力に費すことになる。しかしながら、ここで利用したオペレーティングシステムには実時間処理の機能が無いため、正確な制御信号を生成するためにはスリープタイマを利用することになり、その間一切の処理が停止してしまう。この時間は、コンピュータの処理速度から考えて極めて長い時間であり、その間処理を休止してしまうのは非常に無駄である。

また、図-8.2 上側に示すように、各搬送波の周期の間には、各センサから脚位置を入力し、オペレータの操作量を入力して制御すべき動作量を算出する時間が挟まることになる。脚の円滑な制御のためには、搬送波が連続して送られるべきであるため、この時間は省略して図-8.2 下側のようにすることが望ましい。そこで、コンピュータのタイマ割り込みを利用して、搬送波の生成をスレッド処理することとした。

コンピュータのタイマ割り込みとは、指定した時間の経過後に割り込みを発生し、その割り込みによって指定した処理に制御を移す機能であり、その処理が終了するとともに割り込み発生以前の

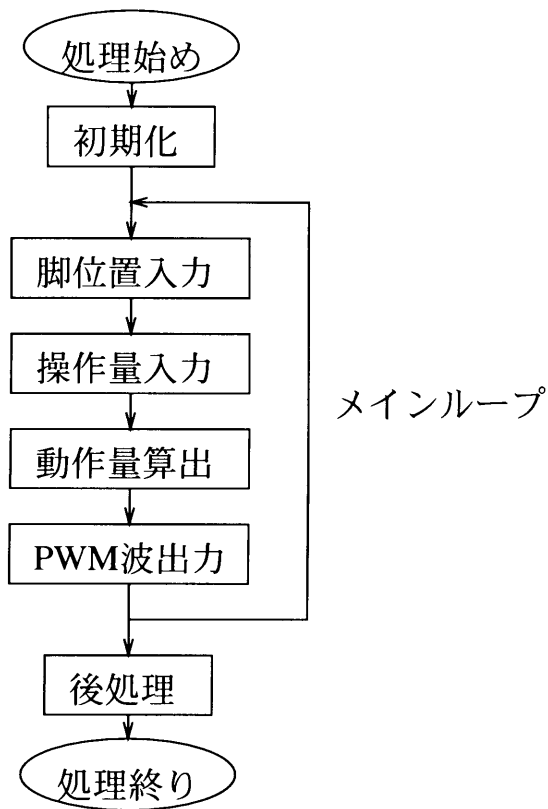


図 8.1: 順次制御を行った場合の処理の流れ

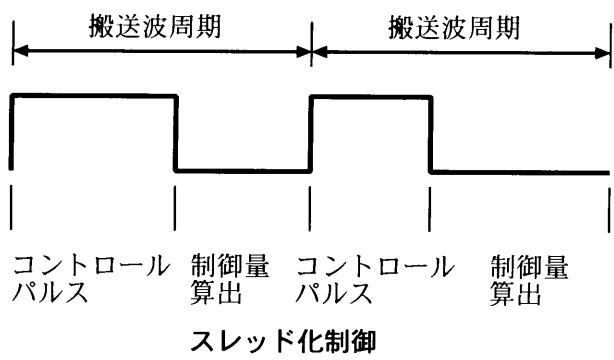
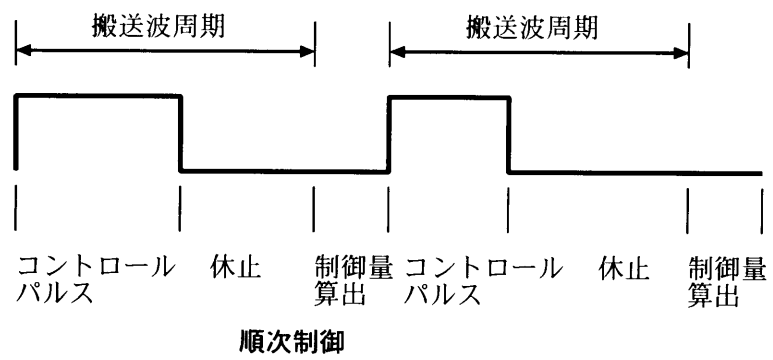


図 8.2: 制御処理のタイムチャート

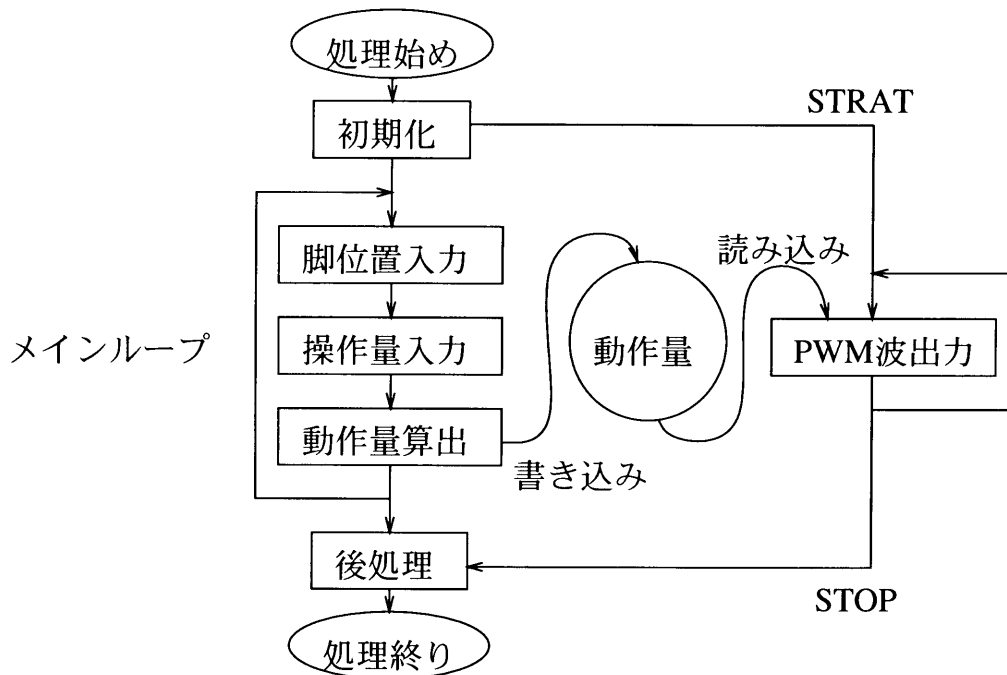


図 8.3: スレッドによる並行処理を行った場合の制御処理の流れ

処理に制御が戻る。ここではこれを利用して、PWM 制御の搬送波の周期で割り込みがかかるようにセットし、この割り込みによって PWM 波出力スレッドに制御を移して、PWM 波の出力終了とともにメインスレッドに制御を戻すようにした (図-8.3)。またスレッド間の通信には共有変数を利用して、メインスレッドで算出した制御動作量を共有変数に書き込み、PWM 波出力スレッドではここから制御動作量を読み込んで PWM 波を生成した。

この結果、脚位置入力、操作量入力、動作量算出のメインループと、PWM 波出力のサブループは並行処理が可能となり、図-8.2 下側に示すように、連続的な搬送波の発生が可能となった。また、搬送波周期が終る前にオペレータの操作を入力できるため、瞬時の操作の移り変りに対する追随性も向上することが期待できる。

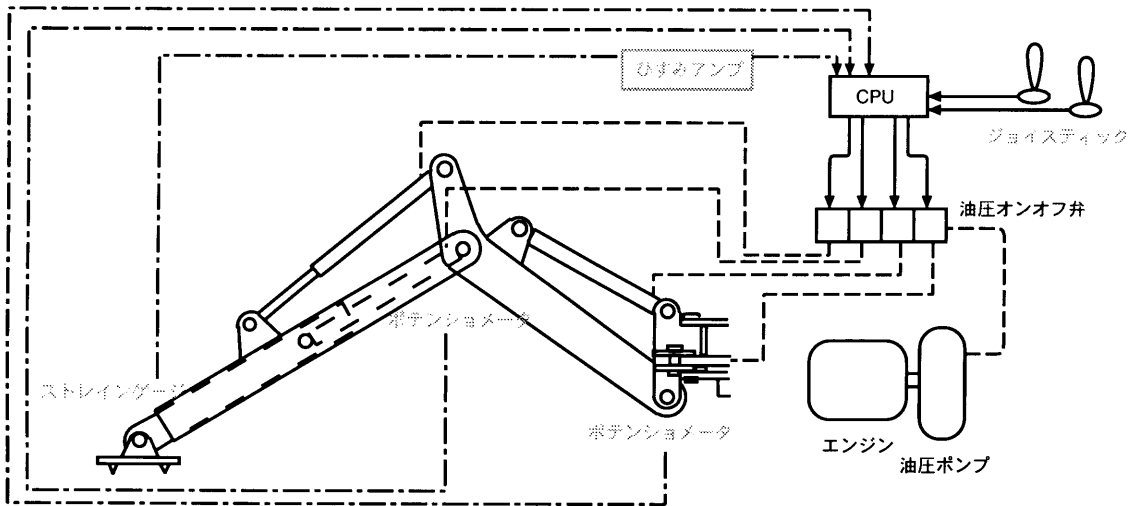


図 8.4: 制御システムの概観

8.2.4 設計した制御システム

設計した制御システムは、概観を図-8.4 に示すように、油圧オンオフ弁を PWM を用いて制御するものである。オペレータによるジョイスティック操作とセンサの出力は CPU に入力され、ここで PWM 波をソフトウェアで生成して油圧オンオフ弁を制御する。ジョイスティックの自由度は脚先の水平、鉛直方向の動作に割り当てられ、CPU において 4 つのアクチュエータが制御されるものである。

8.3 導入した脚制御システムの評価

8.3.1 目的

設計した制御システムが、試作した半脚式機械に導入して正しく機能することの確認と、必要とされる精度で動作制御できることの評価を目的として、脚の動作制御実験を行った。動作方法は、脚先接地の任意性の確保と歩行動作操作の簡略化を目的とした、水平、鉛直方向の直線動作である。試作

表 8.1: 各油圧アクチュエータの動作速度 (cm/s)

	伸	縮
第 1 シリンダ	8.9	5.7
第 2 シリンダ	12.4	8.7
第 3 シリンダ	25.0	18.8

機を用いてこの動作を行い、動作軌跡の精度を測定することによって、制御システムを評価する。

8.3.2 試作機の動作特性に関する検討

実験に先立って、試作機の特性を明らかにするために以下の検討を必要とした。

1. 各継ぎ手を動作させる油圧アクチュエータの動作速度の測定
2. 各継ぎ手を動作させるための最小パルス幅の決定

油圧アクチュエータの動作速度は、制御パラメータを決定するために測定した。測定結果は、表-8.1に示すように、各アクチュエータとも伸び側と縮み側とで大きく動作速度が異なった。この理由は、第 1、第 2 アクチュエータとも伸び側で脚が上方から下方へ移動し、縮み側で脚が下方から上方へ移動すること、すなわち、伸び側が重力に対して順方向の運動であり、縮み側が逆方向の運動であること。それに対して、油圧アクチュエータのピストンの有効面積が、伸び側の方が大きいことの相乗効果であると考えられる。このことからさらに、試作機のエンジンならびに油圧ポンプから発生する油圧/油量が、脚を動作させるのに十分ではなかったとも考えられる。

次に、前節で述べた通り油圧弁の開弁時間が 10 ミリ秒、閉弁時間が 8 ミリ秒で両者の合計が 18 ミリ秒であることから、周期 20 ミリ秒の 50 Hz の搬送波を用いて各継ぎ手の単独動作試験を行った。その結果、デューティ比 0.5 では極めて円滑に動作するものの、それ以上小さくすると動作不能になってしまうことがわかった。また、デューティ比 0.5 で微少動作させるための最小波数を調べたところ、10 波必要であることがわかった。これは 200 ミリ秒に当たり、円滑な動作を行わせるためには極めて長い時間であることから、次に単一パルスで動作可能な最小パルス幅を調べた。この結果、最小パルス幅として 100 ミリ秒必要であることがわかった。これも円滑な動作のためには極めて長い時間であるが、現状の試作機の特性として必要な時間であるので、動作に必要なアクチュエータは最低 100 ミリ秒の開弁時間を確保する必要がある。これを改善するためには、エンジン出力の向上、油圧ポンプの吐出量の増量など、油圧系統全体の再設計が必要である。

8.3.3 動作制御実験の概要

脚制御の精度を確認する実験は、1992（平成 4）年に宮城県登米郡登米町にある及川自動車株式会社の資材置場にて行った。制御内容は、脚先の水平、鉛直動作の軌跡制御である。まず機体を 2 本の車輪脚、左側歩行脚、作業用ブームで支持した状態で、右側歩行脚で水平、鉛直動作を行い、側方から VTR 撮影を行って動作精度を分析した。

歩行脚には、図-8.5 に示すように、脚基部の水平方向の旋回、第 1 脚旋回、第 2 脚旋回、第 2 脚伸縮の 4 自由度があり、このうち水平、鉛直動作に関わる自由度は、脚基部の旋回を除いた 3 自由度である。したがって、脚を水平、鉛直に直線動作させるための制御方法は一意には決まらず、動作範囲の最外部を除いて常に 2 解が存在する。ここでは、第 1 脚旋回の自由度を傾斜対応のために確保

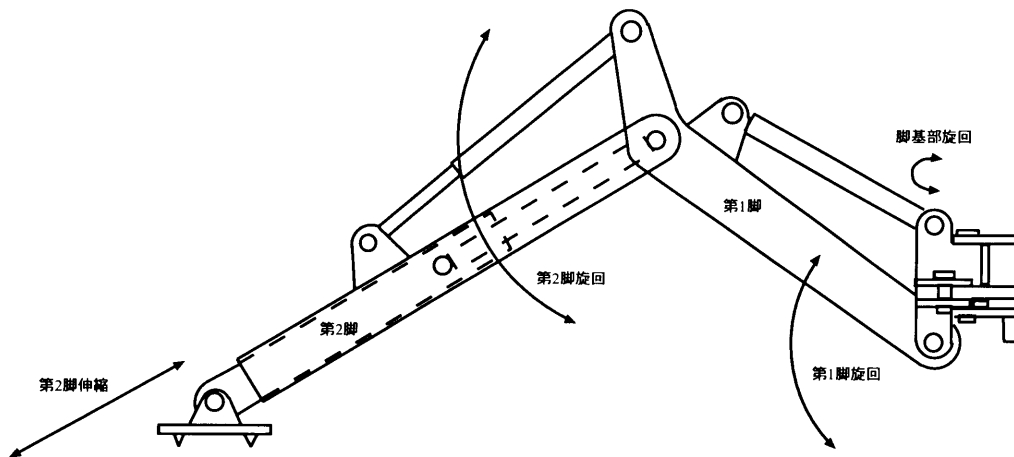


図 8.5: 歩行脚の自由度

することを想定して、第 2 脚回転と第 2 脚伸縮の 2 自由度を用いて制御した。

制御信号は、当初は通常の PWM 制御として一定周期の搬送波を分周して動作量を制御しようとしたが、先に行った動作特性に関する検討結果から明らかなように、脚を上方へ持ち上げるなどの負荷の大きな動作において、デューティ比が小さくなると動作不能になるため、検討結果から得られた最小パルス幅 100 ミリ秒を確保した上で協調動作に必要なパルスを追加する、パルス幅可変制御とした。すなわち、2 自由度の協調動作に必要な各アクチュエータの制御量の比を算出し、短い方のパルス幅を 100 ミリ秒として、長い方のパルス幅を決定した。また、2 つの油圧弁を同時に開いた場合には、負荷の高い方のアクチュエータが動作しないことが判明したため、同時には 1 つの弁のみが開くよう、まず制御量の少ない方のアクチュエータに 100 ミリ秒のパルスを送った後、制御量の多い方のパルスを送信した。擬似スレッド処理のため、操作命令の入力やパルス幅の算出はこの後者の時間を利用して行うが、長い方のパルスを連続して送出すると 1 つのアクチュエータのみが動作している時間が長くなり、動作の円滑さがさらに低下するため、長短のパルス幅の比が 2 を越える時に限っ

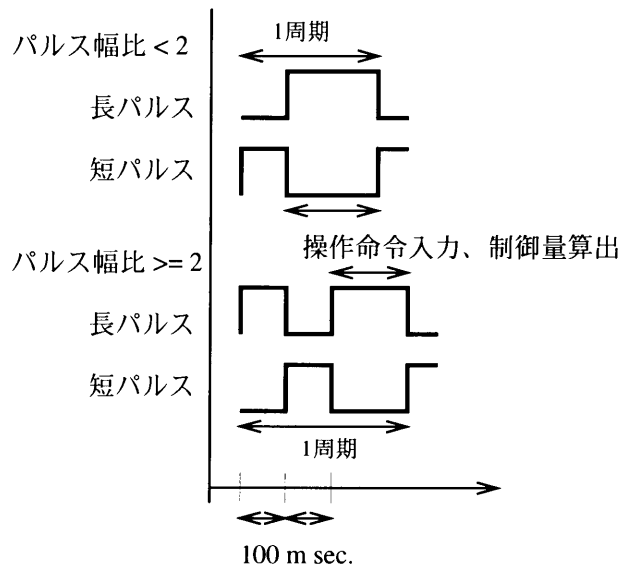


図 8.6: 変則的パルス幅変調制御信号

て、まず制御量の多いアクチュエータ、少ないアクチュエータの順に各々100 ミリ秒の制御パルスを送出し、その後制御量の多いアクチュエータに残りのパルスを送出した (図-8.6)。

以上の結果、搬送波の周期は可変となり、かつ最低でも 200 ミリ秒以上という極めて長いものになったため、円滑な動作は望むべくも無い。しかしながら、これ以上細かい制御を行うためには、エンジン出力、油圧ポンプ吐出量まで含めた油圧系全体の再設計や、旋回継ぎ手部分のフリクションの低減など大々的な機体の改造を必要とするため、現状での実験とする。

8.3.4 脚制御の精度

脚先の水平制御を行った結果を図-8.7 に示す。動作方向は、図中右から左である。同図から、ほぼ直線的な動作をしているものの、動作開始時に重力方向へ動作する旋回継ぎ手部分が大きく動作してしまい、この結果直動継ぎ手の動作が遅れたために、水平よりも下がっていく動作となっている

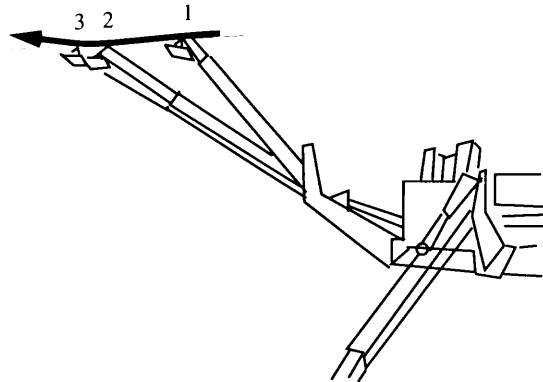


図 8.7: 脚先の水平軌跡制御結果（右から左へ動作）

ことがわかる。これは、動作速度が高くなり過ぎないことを目的として、回路中にオリフィス形絞り弁を挿入して流量調節を行っていたため、動作開始直後の絞り弁前後の圧力差が大きい状態では、作動油の流量が増加してしまったことが原因と考えられる [53]。したがって、これを防ぐためには、絞り弁に代えて、油圧回路に圧力補償付き流量調整弁を挿入することが有効であると考えられる。

脚先の鉛直制御を行い、上から下へ動作させた結果を図-8.8 に示す。ここでも先の水平動作と同様に、動作開始直後に重力方向へ動作する旋回継ぎ手が大きく動作してしまい、相対的に直動継ぎ手の動作が遅れたために、一旦外側へ孕んでから鉛直に下がるような軌跡になっている。これもやはり動作開始直後の絞り弁前後の圧力差が大きくなり、流量が増加してしまったことが原因と考えられ、圧力補償付き流量調整弁の必要性が確認された。

一方、鉛直制御で下から上へ動作させた場合は、図-8.9 に示すように、直線性は確保されているものの、機体後方へ大きく傾いた軌跡となった。これは、機体自体が後傾していることを差し引いても、十分大きな誤差である。この原因としては、動作の前半（図中点 1~3）では、直動継ぎ手は水平に近い動作であるので円滑に動作したのに対して、旋回継ぎ手は重力とは逆方向の動作である

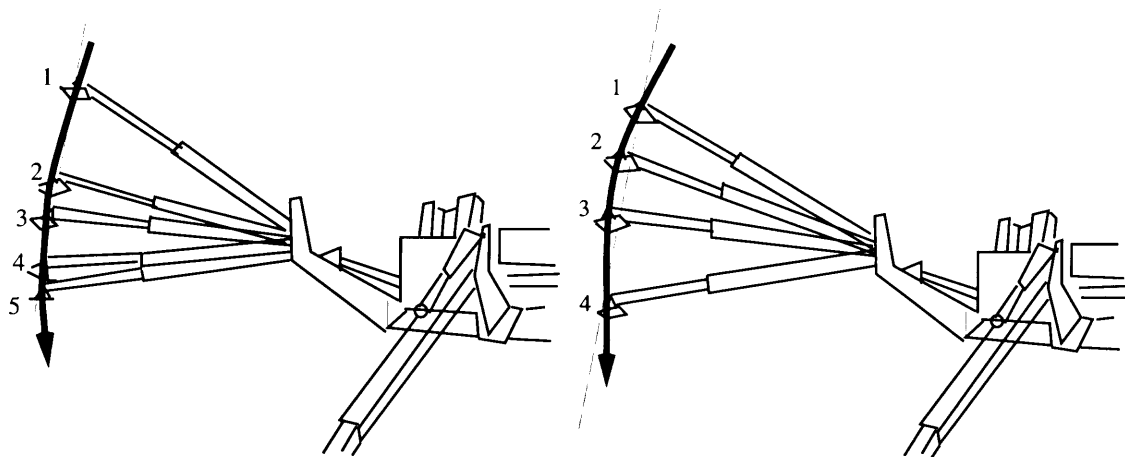


図 8.8: 脚先の鉛直軌跡制御結果（上から下へ動作）

ために、十分な動作速度が得られなかったことが考えられる。また動作の後半（図中点4～5）では、脚全長が短くなって重心位置が旋回中心に近づき、旋回継ぎ手が円滑に動作するようになったのに対して、直動継ぎ手の動作方向が縮みから伸びへ変わってかつ重力に逆らう方向へ変化したために、十分な動作速度が得られなくなったことが考えられる。いずれにしても、重力に逆らって脚を動作させるのに十分な油量が供給できなかったことが原因と考えられ、エンジン出力の向上、ポンプ吐出量の増加まで含めた油圧システムの全体的な見直しが必要であると考えられた。また、本実験においては、搬送波周期が最低 200 ミリ秒以上と極めて長い設定であったために、有効なフィードバックが機能していなかったことも原因と考えられる。したがって、制御精度の改善のためには搬送波周期を短くすることが必要であり、このためにも油圧システムの強化が必要であると考えられた。

図-8.7～8.9 に示した各動作結果について、動作軌跡の直線からの乖離を測定した。すなわち、動作始点から終点までを直線で結び（図中破線）、図に示した各点からこの直線までの距離を乖離量として、その最大値を計測した。計測結果は表-8.2 に示すとおりであり、最大乖離量が最も小さい水平動作でさえ 7 cm、最も大きい上から下への鉛直動作の図-8.8 右側の場合には 20 cm にもなった。

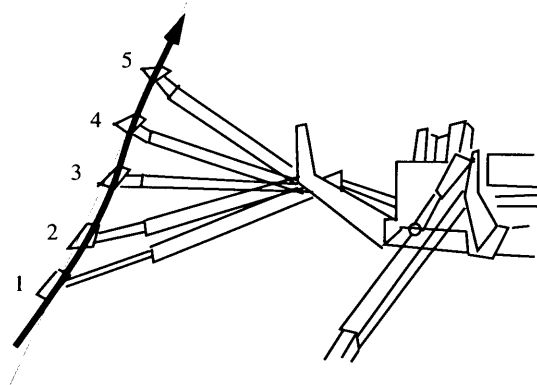


図 8.9: 脚先の鉛直軌跡制御結果（下から上へ動作）

表 8.2: 脚の動作軌跡の直線からの最大乖離量

動作方向	最大乖離量 (cm)
水平（右から左）	7
鉛直（上から下:図-8.8 左側）	14
鉛直（上から下:図-8.8 右側）	20
鉛直（下から上）	15

この誤差は、平坦地における歩行動作では許容できると考えられるが、傾斜地上における安定性や、不整地における脚接地の任意性を考えると改善が必要である。

8.3.5 脚制御システムの評価

脚動作制御実験の結果、脚先の動作軌跡は誤差を含むものの、水平、鉛直の直線に近いものが得られた。したがって、ここで導入した制御システムの基本アルゴリズムには問題が無いと判断できる。

また搬送波周期を短かくして PWM 制御を行うことによって、制御精度の改善は可能であると考えられる。

脚先の動作軌跡の誤差をもたらした原因は、これまで述べてきたように、オリフィス形絞り弁による動作開始直後の圧力差に起因する流量増大、重力に逆らう動作時の流量不足、極めて長い搬送波周期などによって有効なフィードバックが機能していないことなどが考えられる。したがって、繰り返し述べているように、エンジン出力の向上、油圧ポンプ吐出量の増加、圧力補償付き流量調整弁の採用など、油圧システムを全面的に改良することによって、制御精度も改善可能である。

8.4 結論

本章では、半脚式機械の円滑な歩行動作を実現するためのオペレータの補助を目的として、脚制御システムを構築し、動作試験を行ってシステムの評価を行った。

構築した制御システムは、油圧オンオフ弁を PWM によって制御するものであり、1脚あたり1台のコンピュータと、最小限のセンサから構成される。また操作系は、手動操作も可能なように既存の油圧エクスカベータと同様なジョイスティックとし、これに水平、鉛直方向の自由度を割り当てた。制御ソフトウェアは機能毎にモジュール化し、特に PWM 波出力モジュールはスレッド化して、操作量入力、動作量計算モジュールと並行動作するようにした。

試作機を用いて動作試験を行った結果、油圧ポンプの発生する油圧／油量が十分では無いことが明らかになり、駆動するための最小パルス幅は極めて長くする必要があった。また、油圧システムの分配方法の影響によって複数の油圧弁を同時に開いても負荷の低いアクチュエータしか動作しないため、複数アクチュエータの協調動作のためには、同時動作ではなく時分割制御が必要であった。

しかしながら、水平、鉛直動作試験の結果は、動きは粗いものの目標軌跡に近い比較的直線的な動作軌跡が得られ、平坦地における歩行動作には適用可能な制御精度であると判断できた。したがって、本章で構築した脚制御システムは、当初の目的を達成可能であると評価できた。

さらなる制御精度向上のためには、PWMの搬送波周期を短くすることが必要である。このためには、必要油圧／油量の確保のためにエンジン出力の向上と油圧ポンプ吐出量の増加が必要であり、また作動油流量の変動を押さえるためには、オリフィス形絞り弁から圧力補償付き流量調整弁への変更が必要である。すなわち、油圧システムを全面的に改良することによって、ここで構築した制御システムの基本設計はそのままに、制御精度を向上できる。

第9章 終論

本論文では、林業用ベースマシンを急峻な山岳林で行われる我が国の林業作業に適用可能にするための機構として、アーティキュレイト式トラクタに水平軸回りの旋回自由度を付加した上下屈曲式車両と、脚と車輪を持ち歩行移動を行う半脚式機械を提示し、これらの機構の利点や具備すべき条件について、理論的、実験的に検討を行った。

第2章では、車輪式車両の斜面上における走行性能を向上させるための機構として上下屈曲式車両を提示し、数学モデルを用いて上下屈曲の効果を考察するとともに、実機を用いた接地圧分布と牽引力の測定を行って走行性能の向上効果を考察した。この結果、上下屈曲機構によって重心移動して前後軸の接地圧分布を均等化することが可能であり、斜面上における走行性能を向上させられることが明らかになった。ここでは、機体を上方に（V字形）屈曲させた場合に走行性能向上効果が得られ、これは重心を下げる姿勢であることから安定性の向上にもつながる。また、この効果を有効に活用するためには、上下屈曲軸の位置をできるだけ高くすることに加え、屈曲軸で分けられる前後車体の質量比の最適化が必要であることがわかった。

第3章では、既存の半脚式機械を林業用ベースマシンとして用いる場合の問題点と改良すべき点を明らかにすることを目的として、半脚式機械をベースマシンとするハーベスタの作業調査を行って、時間分析を行った。この結果、生産性を向上させるためには、装着可能なハーベスタヘッドをより大型なものに変更すること、歩行速度を向上させること、作業ブームを歩行脚として使用するための準

備時間を削減することが必要であることがわかった。

しかしながら、装着可能なハーベスタヘッドを大型化するためには油圧システムの強化が必要であり、これは機体の大型化や重量増につながることから、急傾斜地における地盤の支持力や、造林、育林作業に用いることから考えて望ましくない。そこで、第4章において、半脚式機械に装着可能な小型ハーベスタヘッドの作業性能を大型のハーベスタヘッドと比較して調査し、それらの能力差について考察した。この結果、間伐作業を前提とするならば、小型ハーベスタヘッドの作業能力は大型ハーベスタヘッドに劣るものでは無いことが明らかになった [28]。したがって、半脚式機械を林業用ベースマシンとして適用するために、現状よりも大型化する必要は無いと判断された。

第5章では、第3章で明らかになった半脚式機械の問題点である、歩行速度の向上と、作業用ブームを歩行脚として使用するための準備時間の削減を目的として、歩行脚機構の可動範囲と最大駆動距離について考察した。この結果、直動機構と旋回機構を組み合わせたテレスコピックナックルブームタイプの脚が、可動範囲の面からも最大駆動距離の面からも有利であることが明らかになった。また、この脚機構の最適な脚長比を示すことができた。半脚式機械の安定脚にこの機構を付加し、歩行脚とすることによって、作業用ブームを歩行脚として使用するための準備時間も削減できる。また、これらの機構を導入した試作機の基本設計を行った。

第6章では、試作機の数学モデルを構築し、これを用いて関節の駆動トルクと消費エネルギーの面から、歩行方法などについて考察した。また同時に、歩行脚の脚長比を変更した場合について比較検討した。この結果、歩行方向としては、平坦地や緩傾斜地の上り、また全ての場合の下り歩行では前進が有利であり、やや急傾斜地から急傾斜地における上り歩行では後進が有利であることが明らかになった。また、脚の旋回継ぎ手を協調動作させることによって、急傾斜地における駆動トルクと消費

エネルギーを大きく減少できることがわかった [30]。脚の旋回継ぎ手を協調動作させて連続歩行を行うことは、手動操作では困難であることから、コンピュータ制御を導入して操作補助を行う必要があると判断された。

第7章では、半脚式機械の操作にコンピュータ制御を導入した場合の効果を明らかにすることを目的として、操作実験を行って操作上の問題点を明らかにし、模型実験を行ってコンピュータ制御システムについて考察した [33]。この結果、脚先を任意地点に接地させる操作において最も困難なのは、操作者に遠近の判断が要求される動作であり、脚先を直線動作させることによって、この操作を容易にすることが可能であった。また直線動作の方向は、機体の前後軸に平行な方向よりも、脚を含む鉛直面内の水平、鉛直動作が望ましいことが明らかになった。しかしながら、歩行動作を円滑に行うためには、脚先が機体の前後軸に平行な方向に直線動作するような制御方法も必要と考えられた。

第8章では、脚を含む鉛直面内において脚先を水平、鉛直動作させるコンピュータ制御システムを構築した。この制御システムは、油圧オン/オフ弁をPWM制御するものであり、1脚につき1台のコンピュータと脚の各継ぎ手に装着した最小限のセンサから構成される。これを実機に適用して動作実験を行い、制御精度を測定した結果、試験機の油圧/油量が十分でないために制御パルス幅を十分短くすることができず、動作軌跡はギクシャクしたものになったが、現状の試作機としては十分な制御精度と判断され、平坦地における歩行動作には適用可能な制御システムであると考えられた。また、試作機を改良することによって、制御システムはそのまま制御精度を向上可能であると判断された。したがって、この制御システムを導入することによって、半脚式機械の操作を容易にすることが可能である。

以上、本研究は実用機を開発するための基礎研究として行ったものであり、上下屈曲式車両、半脚

式機械とも、林業用ベースマシンとして急傾斜地に対応させるために必要な条件を明らかにすることができた。これらの機械は、現状では伐採、搬出作業に使用されているが、ここで示した条件を満足するように改良し、小型化することによって、造林、育林作業にも適用可能であると考えられる。本研究結果は、現在機械化が遅れており、労働負荷の極めて高いこれらの作業の機械化に資するものである。

摘要

林業作業の生産性の向上、労働負荷の低減、若年労働力の確保などを目的として、大型機械の導入が1990年代から進められている。しかしながら、日本の森林の多くは急傾斜不整地にあり機械による林内走行は困難であることから、ハーベスタ、フェラーバンチャなどの林内走行を前提とした機械の普及は北海道などの比較的緩傾斜な地域に限られ、その他の地域ではプロセッサなどの土場で使用される機械が導入されているに過ぎない。すなわち、林業作業の中でも労働負荷が高く危険も大きい伐倒作業や、下刈などの育林作業は、チェーンソーや下刈機といった手持ち機械に頼っているのが現状であり、大型機械の導入は進んでいない。したがって、これらの作業の機械化のためには、急傾斜不整地を移動可能なベースマシンの開発が必要不可欠である。

急傾斜不整地に対応可能なベースマシンを開発する試みとしては、装輪式車両を用いた段軸式車両、装軌式車両の連結車両、また脚式機械などが研究されているが、いずれも構造が複雑になり高度な電子制御を必要とするため、実用機とはなっていない。また、日本の林業事業者のほとんどは零細であり、高価な機械を導入することは困難である。

そこで本研究では、既存の機械に何等かの機構を付加することによって急傾斜地に対応可能とすることで、林業作業に導入が容易な比較的安価な機械を開発するという基本理念に基づいて、装輪式車両に水平軸回りの旋回機構を付加した上下屈曲式車両と、安定脚に旋回機構、直動機構を付加し

て連続歩行移動を可能とした半脚式機械を提示し、これらの新しく付加した機構の有効性を理論的、実験的に明らかにすることを目的とする。

まず、車輪式車両の斜面上における走行性能を向上させるための機構として提示した上下屈曲式車両に関しては、数学モデルを用いた理論解析によって上下屈曲の効果を考察するとともに、実機を用いた接地圧分布と牽引力の測定試験を行って走行性能の向上効果を考察した。この結果、上下屈曲機構によって重心移動して前後軸の接地圧分布を均等化することが可能であり、斜面上における安定性や登坂性能を向上させられることを明らかにした。この時の姿勢は機体を上方（V字形）に屈曲させた場合であり、上下屈曲軸をできるだけ高くするとともに、屈曲軸で分けられる前後車体の質量比の最適化によってこの効果を有効に活用できる。

次に半脚式機械については、まず既存の半脚式機械を林業用ベースマシンとして用いる場合の問題点と改良すべき点を明らかにすることを目的として、半脚式機械をベースマシンとするハーベスタの作業調査を行い、時間分析を行った。この結果、生産性を向上させるためには、装着可能なハーベスタヘッドをより大型なものに変更すること、歩行速度を向上させること、作業ブームを歩行脚として使用するための準備時間を削減することが必要であることを明らかにした。しかしながら、装着可能なハーベスタヘッドを大型化するためには油圧系統の強化が必要であり、これは機体の大型化や重量増につながることから、植栽木間を移動しなければならない下刈などの育林作業に用いることや、急傾斜地における地盤の支持力などから考えて望ましくない。そこで、半脚式機械に装着可能な小型ハーベスタヘッドの作業性能を大型のハーベスタヘッドと比較して調査し、それらの能力差について考察した。この結果、間伐作業を前提とするならば、小型ハーベスタヘッドの作業能力は大型ハーベスタヘッドに劣るものでは無いことを明らかにした。したがって、半脚式機械を林業用ベース

マシンとして適用するために、現状よりも大型化する必要は無いと結論した。

半脚式機械の歩行速度の向上と、作業用ブームを歩行脚として使用するための準備時間の削減を目的として、歩行脚機構の可動範囲と最大駆動可能距離について考察した。この結果、直動機構と旋回機構を組み合わせたテレスコピックナックルブームタイプの脚が、可動範囲の面からも最大駆動距離の面からも有利であることを明らかにし、この脚機構の最適な脚長比を示した。半脚式機械の安定脚にこの機構を付加し、歩行脚とすることによって、作業用ブームを歩行脚として使用するための準備時間も削減できる。次に、これらの機構を導入した試作機の基本設計を行い、その数学モデルを構築して、関節の駆動トルクと消費エネルギーの面から、歩行方法などについて考察した。また同時に、歩行脚の脚長比を変更した場合について比較検討した。この結果、歩行方向としては、平坦地や緩傾斜地の上り、また全ての場合の下り歩行では前進が有利であり、やや急傾斜地から急傾斜地における上り歩行では後進が有利であることを明らかにした。また、脚の旋回継ぎ手を協調動作させることによって、急傾斜地における駆動トルクと消費エネルギーを大きく減少できることを明らかにした。脚の旋回継ぎ手を協調動作させて連続歩行を行うことは、手動操作では困難であることから、コンピュータ制御を導入して操作補助を行う必要があると判断された。

半脚式機械の操作へのコンピュータ制御の導入効果を明らかにすることを目的として、操作実験を行って操作上の問題点を明らかにし、模型実験を行ってコンピュータ制御システムについて考察した。この結果、脚先を任意地点に接地させる操作において最も困難なのは、操作者に遠近の判断が要求される動作であり、脚先を直線動作させることによって、この操作を容易にすることが可能であった。また直線動作の方向は、機体の前後軸に平行な方向よりも、脚を含む鉛直面内の水平、鉛直動作が望ましいことを明らかにした。次にこの結果に基づいて、脚を含む鉛直面内において脚先を水平、

鉛直動作させるコンピュータ制御システムを構築した。この制御システムは、油圧オン／オフ弁を PWM 制御するものであり、1脚につき1台のコンピュータと脚の各継ぎ手に装着した最小限のセンサから構成される。これを実機に適用して動作実験を行い、制御精度を測定した結果、試験機の油圧／油量が十分でないために制御パルス幅を十分短くすることができず、動作軌跡は滑らかにはならなかったが、現状の試作機としては十分な制御精度と判断され、平坦地における歩行動作には適用可能な制御システムであると結論した。また、試作機の油圧システムを改良することによって、制御システムはそのまま制御精度を向上可能であると判断された。したがって、この制御システムを導入することによって、半脚式機械の操作を容易にすることが可能である。

以上のように、本研究は実用機を開発するための基礎研究として行ったものであり、上下屈曲式車両、半脚式機械とも、林業用ベースマシンとして急傾斜地に対応させるために必要な条件を明らかにした。これらの機械は、ここで示した条件を満足するように改良し、小型化することによって、伐採、搬出作業に限らず、造林、育林作業にも適用可能である。すなわち、本研究結果は、現在機械化が遅れており、労働負荷の極めて高いこれらの作業の機械化に資するものである。

謝辞

本研究をとりまとめるにあたり、終始懇切にまた辛抱強くご指導と励ましを賜わり、さらに校閲の労をとっていただいた、東京大学大学院農学生命科学研究科教授小林洋司先生ならびに東京大学大学院農学生命科学研究科附属科学の森教育研究センター教授酒井秀夫先生に心から謝意を表します。

また、本論文の大半を占める半脚式機械に関する研究のきっかけを作っていただくとともに、公私に渡ってお世話になりました、東京大学名誉教授南方 康先生に心から御礼申し上げます。

半脚式機械の共同研究者として、様々な有益なご示唆をいただいた、宇都宮大学助教授田坂聡明先生、東京大学大学院農学生命科学研究科附属科学の森教育研究センター助教授仁多見俊夫先生、東京大学大学院農学生命科学研究科助手有賀一広先生、東京大学大学院農学生命科学研究科森林科学専攻森林利用学研究室卒業生（現王子製紙（株））北村 純氏に深謝いたします。

なお、第2章で行った、上下屈曲式車両の安定性などに関する理論的考察は、平成4年度文部省科学研究費補助金（奨励研究(A)、課題番号：04760110、代表者：岩岡正博）「車体上下屈曲式機構を持つ傾斜対応車両に関する基礎的研究」[29]を得て行ったものであり、実験に供した機体は、林野庁の平成2～5年度先端技術導入林業機械開発事業によってイワフジ工業（株）が製作したものである。若僧のたわ言を林野庁の開発機械にまでしていただいた、元イワフジ工業（株）（現（有）新百合キカイ設計代表取締役）影山一郎氏に厚く御礼申し上げます。

第3章ならびに第4章で行った現地調査は、林野庁が全国素材生産業協同組合連合会に委託した、「高性能林業機械による作業システムの定着・実用化に関する調査」[23]ならびに「高性能林業機械による最適作業システムの開発に関する調査」[24,25]によって行ったものである。現地調査に当たって多大なご協力をいただいた、元全国素材生産業協同組合連合会専務理事寺崎誠作氏ならびに同会事務局長廣谷武哉氏、北見地方素材生産業協同組合久積克朗氏、西村 栄氏、鈴木順策氏、佐藤林業(株)社長佐藤 隆氏ならびに同社の皆様、東京大学大学院農学生命科学研究科森林科学専攻森林利用学研究室卒業生諸氏に心から感謝いたします。

第5章から第8章までで研究対象とした半脚式機械は、平成2~4年度文部省科学研究費補助金(試験研究(B)(1)、課題番号:02556019、代表者:南方 康)「急傾斜地森林作業の育林作業効率向上を目指した作業機械と作業方法の開発」[44]を得て、及川自動車(株)が製作したものであり、理論的考察の一部は、平成9~10年度文部省科学研究費補助金(奨励研究(A)、課題番号09760141、代表者:岩岡正博)「自己学習型制御システムの不整地用ベースマシンへの適用に関する基礎的研究」を得て行った。半脚式機械の製作、改良などを始め多大なご協力をいただいた、及川自動車(株)社長及川良一郎氏ならびに同社の皆様に心から感謝いたします。また、半脚式機械の共同研究者であり、若くして他界された元高野林産(有)根波俊憲氏のご冥福をお祈りいたします。

第2章で行った数学モデルによる計算は、九州工業大学助教授古賀雅伸先生が作成され、freeで公開されている数値計算言語MaTeX[37]を用いて行った。また第4章で行ったシミュレーションは、ゼータビット(株)のまつもとゆきひろ氏が開発されたfreeのオブジェクト指向スクリプト言語Ruby[43]を用いて記述した。第6章で行った数学モデルによるシミュレーションは、ドイツバダボーン大学のMuPADリサーチグループによって開発された数式処理システムMuPADを用いて行った。これらの

有用なソフトウェアを開発され、公開された方々に感謝いたします。

最後になりましたが、本論文をまとめる時間と様々な刺激を与えていただいた、峰松浩彦先生を始めとする東京農工大学農学部地域生態システム学科森林環境学講座の諸先生方、ならびに学生諸氏に心から感謝いたします。

引用文献

- [1] Arola, R. A., Miyata, E. S., Sturos, J. A. and Steinhilb, H. M.: Felling and Bunching Small Timber on Steep Slopes, *USDA Research Paper NC-203*, (1981), 1–12.
- [2] 有賀一広, 岩岡正博, 酒井秀夫, 小林洋司: 半脚式歩行機械による間伐作業, 森利研誌, Vol. 10 (1995), 105–115.
- [3] 有賀一広, 岩岡正博, 酒井秀夫, 小林洋司: 林業用大型機械による作業跡地の経年変化, 森利学誌, Vol. 12 (1997), 83–90.
- [4] Denavit, J. and Hartenberg, R. S.: A kinematic notation for lower-pair mechanisms based on matrices, *Trans. of the ASME. Journal of Applied Mechanics*, Vol. 22 (1955), 215–221.
- [5] 福田章史: 段軸式トラクタの姿勢制御 (I) —ワンボードマイクロコンピュータによる姿勢制御装置, 93 回日林論, 日本林学会, 1982, 529–532.
- [6] 福田章史, 市原恒一, 朝日一司, 毛綱昌広: 林業用段軸式車両の姿勢制御, 日林誌, Vol. 72 (1990), 239–246.
- [7] 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 (V) —車両模型による不整地走行の制御, 97 回日林論, 日本林学会, 1986, 661–662.

- [8] 福田章史, 市原恒一, 田中利美: 段軸式トラクタの姿勢制御 (II) —倒立形二重振子による傾斜角センサ, 94 回日林論, 日本林学会, 1983, 669–672.
- [9] 福田章史, 鈴木皓史, 市原恒一: 段軸式トラクタの姿勢制御 (III) —走行式地形計測装置の試作, 95 回日林論, 日本林学会, 1984, 617–618.
- [10] 福田章史, 鈴木皓史, 市原恒一: 段軸式トラクタの姿勢制御 (IV) —林地傾斜の計測と解析, 95 回日林論, 日本林学会, 1984, 619–620.
- [11] Gibson, H. G., Elliott, K. C. and Persson, S. P. E.: Side slope stability of articulated-frame logging tractors, *Journal of Terramechanics*, Vol. 8 (1971), 65–79.
- [12] Halme, A., Hartikainen, K. and Kärkkäinen, K.: Terrain adaptive motion and free gait of a six-legged walking machine, *Control Eng. Practice*, Vol. 2 (1992), 273–279.
- [13] Hartikainen, K. K., Halme, A. J., Lehtinen, H. and Koskinen, K. O.: Control and Software Structures of a Hydraulic Six-Legged Machine Desined for Locomotion in Natural Environment, in *Proc. of the 1992 IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems*, IEEE, 1992, 590–596.
- [14] Hartikainen, K. K., Halme, A. J., Lehtinen, H. and Koskinen, K. O.: MECANT I: A six legged walking machine for research purposes in outdoor environment, in *Proc. of the 1992 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation*, IEEE Robotics and Automation, 1992, 157–163.
- [15] Hatchell, G. E., Ralston, C. W. and Foil, R. R.: Soil disturbances in logging, *J. Forestry*, Vol. 68 (1970), 772–775.

- [16] 広瀬茂男, 梅谷陽二: 歩行機械のエネルギー効率に関する基本的考察, 計測制御学会論文集, Vol. 15 (1979), 928-933.
- [17] 堀高夫: 路網計画のための図上地形判定について, 日林誌, Vol. 47 (1965), 168-170.
- [18] 市原清志: バイオサイエンスの統計学, 南江堂, 東京, 1990.
- [19] 井上公基, 永井芳郎, 長谷川徹也: ハーベスタ・フォーワーダ型集材作業における作業分析, 日林論, Vol. 105 (1994), 627-630.
- [20] 石井悟, 廿日出崇, 仁多見俊夫, 岩岡正博, 小林洋司, 南方康: フェラーバンチャおよびスキッドを用いた伐出システムの作業能率, 101 回日林論, (1990), 637-638.
- [21] 石井悟, 廿日出崇, 仁多見俊夫, 岩岡正博, 小林洋司, 南方康: ハーベスタによる間伐作業, 102 回日林論, (1991), 699-702.
- [22] 岩岡正博: シングルグリップハーベスタ・クローラタイプフォワーダによる作業システム—残存木の損傷及び林地の攪乱について, 平成4年度高性能林業機械による新たな作業システムの確立に関する調査—林地及び残存立木への影響等について, 林野庁, 1993, 50-68.
- [23] 岩岡正博: シングルグリップハーベスタ (ベースマシン半脚式)・ゴムクローラタイプフォワーダによる作業システム, 平成5年度高性能林業機械による作業システムの定着・実用化に関する調査, 林野庁, 1994, 59-84.
- [24] 岩岡正博: ハーベスタ・ゴム履帯式フォワーダによる作業システム, 平成8年度高性能林業機械による最適作業システムの開発に関する調査, 林野庁, 1997, 1-19.

- [25] 岩岡正博：AFM60 ハーベスタと MST 1200 フォワーダの標準作業工程, 平成 9 年度高性能林業機械による最適作業システムの開発に関する調査, 林野庁, 1998, 84-105.
- [26] 岩岡正博, 有賀一広, 小林洋司：履带式ハーベスタ, フォワーダによる列状間伐が残存木に与える影響, 東大演報, Vol. 98 (1997), 151-160.
- [27] Iwaoka, M., Aruga, K., Kobayashi, H. and Onwona-Agyeman, S.: Residual Stand Damage After a Line Thinning Operation with a Crawler Type Harvester and a Forwarder, in IUFRO/FESA, ed., *Proceedings of Timber Harvesting and Transportation Technologies for Forestry in the New Millemium*, 1999.
- [28] Iwaoka, M., Aruga, K., Sakurai, R., Cho, K. H., Sakai, H. and Kobayashi, H.: Performance of Small Harvester Head in a Thinning Operation, *Journal of Forest Research*, Vol. 4 (1999), 195-200.
- [29] 岩岡正博, 小林洋司, 影山一郎：車体上下屈曲式機構を持つ傾斜対応車両の安定性, 日林論, Vol. 104 (1993), 795-797.
- [30] Iwaoka, M., Minematsu, H., Aruga, K., and Kobayashi, H.: Comparing leg structures for semi-legged machine in driving torque and consumed energy, *J. Jpn. For. Eng. Soc.*, Vol. 16 (2001), 15-24.
- [31] Iwaoka, M., Tasaka, T., Aruga, K., Nitami, T., Sakai, H., Kobayashi, H. and Minamikata, Y.: Semi-Legged Vehicle for Use in Forest Operations on Steep Terrain, *Proc. of the mtg. on Advanced Technology in Forest Operations: Applied Ecology in Action*, (1994), 247-255.
- [32] 上飯坂実：森林利用学序説（新訂増補）, 地球社, 東京, 1975.
- [33] 北村純：半脚式機械の操作性向上に関する研究, 東京大学大学院修士論文, 東京, 1995.

- [34] 小林洋司：山岳林における林道網計画法に関する研究, 宇大 学術報告特輯, Vol. 38 (1983), 101pp.
- [35] 小林洋司：ハーベスタ・フォワーダによる作業システム, 平成3年度高性能林業機械による新たな作業システムの確立に関する調査, 林野庁, 1992, 9-43.
- [36] 小林洋司, 岩岡正博, 仁多見俊夫：ハーベスタとフォワーダによる間伐材搬出作業システム, 東大演報, Vol. 89 (1993), 795-797.
- [37] 古賀雅伸：Linux・WindowsでできるMaTXによる数値計算, 東京電気大学出版局, 東京, 2000.
- [38] 熊倉由典：育林作業機械のベースマシンの開発に関する基礎的研究, 宇大演報, Vol. 31 (1995), 15-101.
- [39] 熊倉由典, 田坂聡明, 越智士郎, 酒井秀夫：森林作業のために4脚歩行機械の試作, 日林誌, Vol. 75 (1993), 546-553.
- [40] 熊倉由典, 田坂聡明, 酒井秀夫：林業用大型機械作業による林地土壌締固めへの影響, 森利研誌, Vol. 9 (1994), 41-51.
- [41] 熊倉由典, 楊建華, 酒井秀夫, 村山茂明：林業用歩行機械の開発 (I) — 脚の構造と歩行アルゴリズム, 41 回日林関東支論, 日本林学会関東支部, 1989, 207-210.
- [42] 熊倉由典, 楊建華, 酒井秀夫, 村山茂明：林業用歩行機械の開発 (II) — シーケンス制御, 102 回日林論, 日本林学会, 1991, 711-714.
- [43] まつもとゆきひろ, 石塚圭樹：オブジェクト指向スクリプト言語 Ruby, アスキー, 東京, 1999.

- [44] 南方康代表：急傾斜地森林作業の育林作業効率向上を目指した作業機械と作業方法の開発．平成4年度科研費（試験研究（B）(I) 02556019）研究成果報告書，1993．
- [45] 南方康，仁多見俊夫：林業用機械のベースマシンとしての歩行機械（I）歩行機械の特性と傾斜地対応型の脚機構ならびに歩容，日林誌，Vol. 69（1987），343-350．
- [46] 湊克之，孔徳剛：高性能機械による伐出作業に関する研究（I）— TOHR987S ハーベスタによる間伐作業での1事例，102回日林論，（1991），703-704．
- [47] 室達朗：テラメカニックス—走行力学，技報堂，東京，1993．
- [48] 武藤高義：アクチュエータの駆動と制御，コロナ社，東京，1992．
- [49] 仁多見俊夫：ハーベスタ・クローラフォーワーダ・グラップルクレーンによる作業システム，平成3年度高性能林業機械による新たな作業システムの確立に関する調査，林野庁，1992，71-107．
- [50] Nitami, T., Iwaoka, M. and Kobayashi, H.: Work Time Comparison and System Analysis of Harvesting Operations Using a Flexible Work Time Analysis System on PC, in *Proceedings of IUFRO S3.04.02 Göttingen*, 1992.
- [51] 仁多見俊夫，岩岡正博，小林洋司，南方康：半脚式車両の脚制御システム，102回日林論，（1991），709-710．
- [52] 仁多見俊夫，田坂聡明，及川良一郎，岩岡正博，小林洋司，南方康：半脚式車両の脚動作の精度，103回日林論，（1992），691-694．
- [53] 小栗幸正：油圧と回路，理工学社，東京，1996．

- [54] 岡田養二, 長坂長彦: サーボアクチュエータとその制御, コロナ社, 東京, 1985.
- [55] 尾張敏章: 成長曲線と AIC を用いた高性能林業機械の普及予測, 森利学誌, Vol. 15 (2000), 125-134.
- [56] Pugh, D. R., Ribble, E. A., Vohnout, V. J., Bihari, T. E., Walliser, T. M., Patterson, M. R. and Waldron, K. J.: Technical Description of the Adaptive Suspension vehicle, *The International Journal of Robotics Research*, Vol. 9 (1990), 24-42.
- [57] 林業機械化協会: 林業用トラクタとその作業—機械編, 林業機械化協会, 東京, 1974.
- [58] 林野庁: 平成 8 年度高性能林業機械による最適作業システムの開発に関する調査, 1997.
- [59] 林野庁編: 林業統計要覧 2000, 林野弘済会, 東京, 2000.
- [60] 林野庁編: 平成 11 年度林業白書, 日本林業協会, 東京, 2000.
- [61] 西林寺隆: “緊急間伐 5 カ年対策” の総合的な取り組みについて, 林業技術, Vol. 709 (2001), 28-31.
- [62] 酒井秀夫: ハーベスタ・フォワーダによる作業システム—環境への影響, 販売面の調査について, 平成 4 年度高性能林業機械による新たな作業システムの確立に関する調査—林地及び残存立木への影響等について, 林野庁, 1993, 1-8.
- [63] 酒井秀夫: ハーベスタ・フォワーダによる作業システム, 平成 5 年度高性能林業機械による作業システムの定着・実用化に関する調査, 林野庁, 1994, 1-13.
- [64] 酒井秀夫: ハーベスタ・フォワーダによる作業システム, 平成 6 年度高性能林業機械による作業システムの定着・実用化に関する調査, 林野庁, 1995, 1-28.

- [65] 酒井秀夫：ハーベスタ・フォワーダ作業システムの理論功程式と標準功程, 平成9年度高性能林業機械による最適作業システムの開発に関する調査, 林野庁, 1998, 1-24.
- [66] Sakai, H., Akabane, Y. and Murayama, S.: Felling by a Five-Legged Walking-Machine, *Journal of Forest Engineering*, Vol. 3 (1991), 7-11.
- [67] 酒井秀夫, 岩岡正博, 朴相俊, 小林洋司：ハーベスタ・フォワーダによる間伐作業の作業能率, 東大演報, Vol. 94 (1995), 29-47.
- [68] 酒井秀夫, 越智士郎：プロセッサ導入の条件, 森利研誌, Vol. 4 (1989), 7-16.
- [69] 佐野文彦：急傾斜地用機械の必要性について, 農機学会誌, Vol. 37 (1976), 630-634.
- [70] 佐野文彦, 林尚孝, 町田武美：段軸車両の研究について, 農機学会誌, Vol. 37 (1976), 652-658.
- [71] 佐々木尚三, 朝日一司, 上村巧, 山田健：ホイールスキッドの側方安定性について, 102 回日林論, 日本林学会, 1991, 719-720.
- [72] 佐々木尚三, 三村和男：クローラトラクタの重心位置に関する考察, 96 回日林論, 日本林学会, 1985, 697-698.
- [73] 佐々木尚三, 鈴木皓史：トラクタの登坂時傾斜角について, 36 回日林関東支論, 日本林学会関東支部, 1984, 201-204.
- [74] 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, 99 回日林論, (1988), 653-654.

- [75] 佐々木尚三, 辻井辰雄, 豊川勝生: 不整地走行車両の開発に関する研究 (V) —4 自由度ジョイントによる前後車両の相対運動, 97 回日林論, 日本林学会, 1986, 659–660.
- [76] 佐々木尚三, 辻井辰雄, 豊川勝生, 大川畑修: 不整地走行車両の開発に関する研究 (I) —模型車両による旋回特性の把握, 96 回日林論, 日本林学会, 1985, 701–704.
- [77] 佐々木尚三, 山田健: 連結装軌車両の斜面における転輪荷重, 40 回日林関東支論, 日本林学会関東支部, 1988, 255–256.
- [78] 佐々木尚三, 山田健, 辻井辰雄, 豊川勝生: 不整地走行車両の開発に関する研究 (VI) —試作連結装軌車両の性能, 99 回日林論, 日本林学会, 1988, 657–660.
- [79] Schiess, P. and Schuh, D.: Steep slope harvesting: The Kaiser Spyder feller-buncher, *Proc. of Improving mountain logging planning, techniques and hardware*, (1985), 133–138.
- [80] Schweitzer, G. and Werder, M.: ROBOTRAC - a Mobile Manipulator Platform for Rough Terrain, *Proc. '91 Int. Sympo. on Advanced Robot Technology*, (1991), 411–416.
- [81] 猪内正雄: 集材用トラクタの性能解析に関する基礎的研究, 岩手大演報, Vol. 11 (1980), 1–139.
- [82] 猪内正雄, 佐川能人: 林業用車両の傾斜地走行に対する安定性 (II) —林内作業車の揺動, 102 回日林論, 日本林学会, 1991, 723–724.
- [83] 猪内正雄, 田村聡: 林業用車両の傾斜地走行に対する安定性 (I) —装輪式小型運材車の静的および動的安定性, 101 回日林論, 日本林学会, 1990, 671–672.
- [84] 鈴木保志, 神崎康一: 腕関節部接地式森林作業機械の安定性と消費エネルギーの解析, 日林誌, Vol. 78 (1996), 250–256.

- [85] 田淵裕一：森林計画データ活用システムの開発, 林業技術, Vol. 555 (1988), 20-23.
- [86] 田坂聡明：伐出作業機械化の適正規模と合理的作業システムに関する研究, 林業工学研究所, 宮城, 1992.
- [87] 田坂聡明, 岩岡正博, 小林洋司：半脚式車両の脚操作システム, 44 回日林関東支論, (1993), 153-154.
- [88] 豊川勝生, 辻井辰雄, 佐々木尚三：不整地走行車両の開発に関する研究 (IV) —履帯形試験車両試作の概要, 97 回日林論, 日本林学会, 1986, 657-658.
- [89] 豊川勝生, 辻井辰雄, 佐々木尚三, 大川畑修：不整地走行車両の開発に関する研究 (II) —試験車両試作の概要, 96 回日林論, 日本林学会, 1985, 705-706.
- [90] 辻隆道, 渡部庄三郎：林業作業測定を進め方, 地球出版, 東京, 1965.
- [91] 辻井辰雄, 豊川勝生, 佐々木尚三, 大川畑修：不整地走行車両の開発に関する研究 (III) —走行試験結果 (予報), 96 回日林論, 日本林学会, 1985, 707-708.
- [92] 対馬俊之, 由田茂一, 浅井達弘, 木幡靖夫, 戸田治信：ハーベスタによる間伐作業 (II) — 4 条植栽のトドマツ林の場合, 102 回日林論, (1991), 707-708.
- [93] Wong, H. C. and Orin, D. E.: Reflex Control of The Prototype Leg During Contact and Slippage, in *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, IEEE Council on Robotics and Automation, 1988, 808-813.
- [94] 山田容三, 湊克之：北海道地方におけるハーベスタ作業分析, 44 回日林関東支論, (1993), 161-163.

- [95] 楊建華, 酒井秀夫, 村山茂明 : 重心移動形トラクタの重心移動量と予想される走行性能, 41 回日林関東支論, 日本林学会関東支部, 1989, 215–216.
- [96] 楊建華, 酒井秀夫, 村山茂明 : 車体屈折式ホイールトラクタの等高線走行における動的横転倒, 日林誌, Vol. 73 (1991), 1–10.
- [97] 由田茂一 : ハーベスタ, フォーワーダによる間伐作業, 機械化林業, Vol. 530 (1998), 50–62.
- [98] 由田茂一, 対馬俊之, 木幡靖夫, 浅井達弘, 北川建雄 : ハーベスタによる間伐作業 (I) — 通常植栽のカラマツ林の場合, 102 回日林論, (1991), 705–706.