



Title	農用連結車両の操安性向上に関する基礎研究
Author(s)	張, 樹槐; Zhang, Shu-huai; 寺尾, 日出男 他
Citation	北海道大学農学部邦文紀要, 17(4), 399-450
Issue Date	1991-10-05
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/12136
Type	departmental bulletin paper
File Information	17(4)_p399-450.pdf



5. 1 目的及び範囲425

5. 2 状態方程式426

5. 2. 1 定常円旋回時の運動方程式426

5. 2. 2 状態方程式426

5. 3 連結車両制御系の解析428

5. 3. 1 可制御性・可観測性428

5. 3. 2 安定性428

5. 3. 3 n次元状態観測器の構成429

5. 4 連結車両の動特性430

5. 4. 1 ステップ及びインパルス入力の応答.....430

5. 4. 2 n次元状態観測器の結果431

5. 5 まとめ432

第6章 最適制御理論による実機制御実験432

6. 1 目的及び範囲432

6. 2 最適制御理論433

6. 3 最適制御モード433

6. 3. 1 連結車両間の相対角を評価関数とする制御モード.....433

6. 3. 2 後退時の相対角を評価関数とする制御モード.....434

6. 3. 3 車両間の重心横すべり角を評価関数とする制御モード.....434

6. 3. 4 両車両の重心軌跡を評価関数とする制御モード.....435

6. 4 制御システム435

6. 4. 1 計測及び制御システム435

6. 4. 2 制御用ソフトウェア436

6. 5 制御実験結果436

6. 5. 1 アスファルト路面436

6. 5. 2 砂利道441

6. 5. 3 えん麦収穫跡地441

6. 6 まとめ442

第7章 総括443

謝辞445

参考文献445

Summary448

量記号一覧

A : 状態方程式の係数行列 [-]

B : 状態方程式の係数行列 [-]

C : 状態方程式の係数行列 [-]

E : 材料の縦弾性係数 [GPa]

F_{hx} : 連結車両連結部の作用力 [N]

F_{hy} : 連結車両連結部の作用力 [N]

F_x : 駆動力或いは制動力 [N]

F_y : サイドフォース [N]

F_z : 車輪荷重 [N]

I : 車両重心回りの慣性モーメント [N・m/s²]

K : フィードバックゲイン行列 [-]

K_{r1} : トラクタ前車輪のサイドフォース係数 [N/rad]

K_{r2} : トラクタ後車輪のサイドフォース係数 [N/rad]

K_{t1} : トレーラ前車輪のサイドフォース係数 [N/rad]

K_{t2} : トレーラ後車輪のサイドフォース係数 [N/rad]

L : n次元状態観測器の係数行列 [-]

M_x : x軸方向のモーメント [N・m]

M_y : y軸方向のモーメント [N・m]

M_z : z軸方向のモーメント [N・m]

M : 連結車両制御系の可制御行列 [-]

N : 連結車両制御系の可観測行列 [-]

P : リカティ行列方程式の対称行列解 [-]

Q : 評価関数中の重み関数行列 [-]

R : 評価関数中の重み関数行列 [-]

R_T : トラクタの旋回半径 [m]

T : トラクタ後車輪の駆動トルク [N・m]

V : 走行速度 [m/s]

\dot{U} : 速度の時間微分(加速度) [m/s²]

V_0 : 制動初速度 [m/s]

V_m : 実験時の実測速度 [m/s]

V_s : 相対すべり速度 [m/s]

V_x : 走行速度のx軸方向成分 [m/s]

W : 車体の重量 [N]

c_r : 転がり抵抗係数 [-]

c_t : 粘着係数 [-]

c_x : 合成係数, c_r+c_t [-]

e_t : ブリッジ入力の電圧 [V]

g : 重力加速度 [m/s²]

h_1 : トラクタの重心点高さ [m]

h_2 : ヒッチ点の高さ [m]

h_3 : トレーラの重心点高さ [m]

k : ゲージ率 [-]

k_x : 車輪のx軸方向ばね定数 [N/m]

k_y : 車輪のy軸方向ばね定数 [N/m]

k_z : 車輪のz軸方向ばね定数 [N/m]

l : 車輪の接地面長 [m]

l_0 : 台形の車輪接地圧分布両側の長さ [m]

l_1 : トラクタの軸距 [m]

l_2 : トラクタの重心・後車軸間の距離 [m]

l_3 : トラクタの後車軸・ヒッチ点間の距離 [m]

l_4 : トレーラの前車軸・ヒッチ点間の距離 [m]

l_5 : トレーラの軸距 [m]

l_6 : トレーラの重心・後車軸間の距離 [m]

l_b : 制動距離 [m]

l_{g1} : 負荷点から断面1までの距離 [m]

l_{g2} : 負荷点から断面2までの距離 [m]

m : 車体の質量 [kg]

n : 回転数 [rpm]

p : 車輪接地圧 [Pa]

ρ_{\max}	: 車輪接地圧の最大値	[Pa]
r	: 車輪の有効半径	[m]
r_0	: 車輪の静止状態の半径	[m]
r_w	: トレーラの積載質量割合	[%]
s	: n 次元状態観測器の固有値	[-]
s_x	: 車輪回転方向のすべり率	[-]
x_F	: 車輪中心から力の作用点までの距離	[m]
x_0	: 粘着域とすべり域の境界点座標	[m]
\ddot{x}	: 減速度	[m/s ²]
y_F	: 車輪中心から力の作用点までの距離	[m]
ΔR	: ひずみゲージ抵抗の変化量	[Ω]
Δu	: 制御出力ベクトル	[-]
Δu	: 最適制御出力ベクトル	[-]
Δx	: 状態変数ベクトル	[-]
$\Delta \dot{x}$: 状態変数の時間微分のベクトル	[-]
$\Delta \hat{x}$: 状態変数ベクトルの推定値	[-]
Δy	: 観測出力ベクトル	[-]
Δz	: 推定状態変数ベクトル	[-]
Δe	: ブリッジ出力の電圧	[V]
Δx	: 車輪の x 軸方向変形	[m]
Δy	: 車輪の y 軸方向変形	[m]
Δz	: 車輪の z 軸方向変形	[m]
$\Delta \phi$: 連結車両間の相対角の変化量	[rad]
α	: 斜面傾斜角	[rad]
α_{\max}	: 最大安全傾斜角	[rad]
β	: 車輪の横すべり角	[rad]
ϕ	: 連結車両間の相対角	[rad]
$\dot{\phi}$: 連結車両間の相対角の時間微分	[rad/s]
δ	: 車輪の操舵角	[rad]
ε	: ひずみ	[-]
θ	: 相対すべり速度の方向	[rad]
κ	: トラクタ後車輪と前車輪, トレーラ 後車輪と前車輪との制動力比率	[-]
λ	: 制動力係数	[-]
μ	: 車輪・路面間の摩擦係数	[-]
σ	: 応力	[Pa]
ω	: 回転角速度	[rad/s]
$\dot{\omega}$: 回転角速度の時間微分	[rad/s ²]

添字 x, y, z は x, y, z 軸方向, r, t はそれぞれトラクタとトレーラ, 最初の $1, 2$ はそれぞれトラクタ或いはトレーラの前車輪と後車輪, 最後の $1, 2$ はトラクタ或いはトレーラの内側車輪と外側車輪を示すこととする。

第1章 緒 論

1.1 研究の背景

1.1.1 連結車両の用途

各種農作業の中でも、運搬・搬送作業は大きな比重を占め、非常に重要な作業の一つである。農産物

の輸送時間は、農作業総所要時間内での比率がかなり大きく、英国では Crolla¹⁾(英国, 1984)の調査によると 40~50%, PTO 駆動されているピックアップワゴンなどのような運搬作業をも含めると、60~80%ほどに達すると報告されている。日本では、経済の発展と共に貨物輸送の増加が著しく、運輸省の調査によれば、1987年度の物流に占めるその比率(輸送トン)は、90%以上にも達している²⁾。この輸送作業の担い手としてよく使われているのはトラクタ・トレーラ系連結車両である。大量運搬、輸送の効率化、経営の標準化と計画の容易化などの利点から、連結車両の需要は飛躍的に増加してきたと言われている³⁾。

著者の祖国中国では、堆肥・わらなどの自給肥料が今でも使用されているため、それだけの運送時間は農作業総所要時間の50%ほどを占めており、そして、用いられる運送機械はほとんどトラクタ・トレーラ系連結車両であると報告されている⁴⁾。特に、近年中国の農業経済の進展及び農業政策の開放などにより、農作業の運搬作業はほ場内だけでなく、一般の公道での長距離運搬を行うケースも多くなった。したがって、世界各国の経済成長初期に見られたように、著者の祖国である中国も機械化の進展によりもたらされてくる安全問題に遠からず直面してくると予想される⁵⁾。このような農作業の安全問題は、農作業に限らず各分野においても国際的な共通テーマであるとも言える。

1.1.2 連結車両の分類

農用トレーラは、農用トラクタなどの車両によってけん引される運搬用作業機であって、広義には牧草用運搬取扱い機械フォレージワゴン・ピックアップワゴン、肥料散布用機械スラリスプレッダ・マニユアスプレッダなどもトレーラ概念に入る。一般のトレーラと異なりこの種のトレーラは使用される場所が一定とされず、農道、ほ場内の軟弱地、傾斜地などが対象となる。これらの多種多様な使用状態に適応するため、農用トレーラは路外走行性に優れた性能を持つことが必要である。さらに公道を走行することもあり、道路運送車両の保安基準・道路運送車両法・道路交通法など諸法規の適応を受けることから路上走行性能にも優れていなければならない。農用トレーラの積載質量は小型二輪トラクタでけん引される200kg積みから、大型四輪トラクタでけん引される十数t積みのものまでがあ

る。一般に二輪トラクタでは500 kg 積み、四輪トラクタでは1~2 t 積みのものが日本で多く普及している⁶⁾。四輪トラクタ用トレーラの基本構造は、一軸二輪型のほか一軸四輪型、二軸四輪型のトレーラがある。トレーラのヒッチは固定のトレーラヒッチまたは、スイングドロバでけん引されるが、オートヒッチはトラクタオペレータにより運転席から油圧または手動操作によって連結される。

1. 1. 3 連結車両の諸問題

日本における最新の統計によれば、農作業における死亡事故・傷害事故件数は他産業におけるそれが漸減している中で横ばい傾向を示しており、事故の原因を見ると、トラクタなどの車両系農業機械の運転中には場や道路などからの転落・転倒が最も多く、5割を占めていると言われて⁷⁾。また、農作業による事故は傾斜地で発生するだけでなく、傾斜地以外のいわゆる平坦な場でも生じ、ニュージーランドの統計によると、傾斜9度以下のは場での転倒事故が52.5%であったと報告されている⁸⁾。

前述したようにトラクタ・トレーラ系連結車両は、単体車両に比べ考慮しなければならない自由度が多く、このため運動上種々の固有問題を生じる^{9)~13)}。これらの問題は大別すると次の4つに分類することができる。

- ① 後退時の操作性
- ② 中低速時の追従性（オフトラッキング）
- ③ 制動時の安定性（ジャックナイフイング）
- ④ 高速時の安定性（トレーラの振子振動）

また以上の問題が複合され、横転など大きな事故の原因になる場合もある。

1. 2 既往の研究

1. 初期の研究事例

1950年代から1960年代にかけて、各国の研究者らは、各方面からトレーラ自体のパラメータ及びトラクタ・トレーラ系の連結方式に関し、多くの論文を発表した^{14),15)}。例えば、吉田ら¹⁶⁾（日本、1969）の研究によると、農用トレーラは保安規準、即ち、制動初速度20 km/h以下のものは停止距離5 m以下であること及びトラクタ前車輪の負担荷重が総質量の20%以上であることなどに適合する上で、次の事項にも注意を払うべきであると報告されている：

(a)けん引桿とトラクタ後車輪とが、旋回時に干渉しないようにするため、けん引桿の幅はできる限り狭くするようにすること、(b)ヒッチ環は破損頻

度が高いので、強度的に十分なものを用いること、なお、トラクタによって連結点の高さが若干違うので、これに対応するように高低調節を考慮すること、等々。

さらにまた、連結車両の制動様式、トレーラに装着されているブレーキの型式、及びけん引されているトレーラの種類が連結車両の制動性能へ及ぼす影響について、いろいろ調査或いは研究が行われた。その結果、一軸二輪型トレーラはその構造上より多くの質量をトラクタ後車輪に負荷するので、二軸四輪型トレーラより制動性能が優れている。また、トレーラの慣性でトラクタが押されることを防止するための慣性ブレーキ或いはパワーブレーキをトレーラに装備することによって、連結車両の制動性能は一層改善できるという結論が得られている^{17)~19)}。

2. 傾斜地における安定性能

1970年代の初めになると、各国の機械化農業はより一層進んできた結果、作業による事故も多くなった。特に、傾斜地におけるトラクタ・トレーラ系連結車両の安定性能はトラクタ単体よりも著しく低下すると指摘されている²⁰⁾ので、この方面に関する研究論文が沢山発表された、Gilfillan^{21),22)}（英国、1970）はトラクタの登坂時の研究を行うことによって、トラクタの傾斜地での安定性は車輪荷重及び土壌の粘着力に大きく係わっている。即ち、トラクタの構造上の寸法諸元に関係があるばかりでなく、土壌の特性からも大きな影響を受けていることを明らかにした。その主な結果を挙げれば、次のようになる：

(a)一定の速度で登坂する場合、トラクタの車輪荷重、換言すれば、トラクタの挙動は主にトラクタの重心点高さと重心から後車輪までの水平距離の比率に依存している。(b)トラクタの走行抵抗を無視すれば、トラクタの登坂限界角はトラクタの総質量に関係なく、主として車輪と土壌との付着力によって決定される。

駆動トレーラの登降坂性能に関しては古川ら²³⁾（日本、1978）の研究成果がある。その結論として、駆動トレーラの登降坂能力はトラクタの駆動方法、即ち、四輪駆動か後車輪駆動かまたは前車輪駆動かにより左右される。また安定走行のためには、質量比（トラクタ/トレーラ）が1.7以上必要であること、及び登降坂時の周速度比（トラクタ駆動車輪/トレーラ駆動車輪）は1.05と取れば良いことなどが

指摘されている。

また、Spencer²⁴⁾(英国, 1978)は拡張した極線図(Polar Diagram)を用いて、傾斜地における四輪トラクタ及び作業機の安定性能を調べ、次のような結果を報告している：

(a) 大部分のトラクタ・作業機系連結車両の安全に作業できる限界傾斜角は、転倒の危険ではなく、車輪と土壌間の付着力に制限されていること。(b) 硬い土壌上及び一定のエンジンプレーキで降坂中に斜面角度が増大した場合、制動車輪のすべり率の増加は顕著ではない。即ち、連結車両の安定性能或いは操縦性能が失なわれるまで斜面角度が増大しても、操縦者には制動車輪のすべり率の増加はあまり感じられない、このような車輪挙動は相当危険であること。(c) 一般に作業機をトラクタに装着すると、連結車両の登降坂性能は大きく低下する。特に、肥料散布車をけん引する場合には、散布作業が進むにつれて、安全降坂角は変化するが、最も危険な状態は必ずしも十分に積載している時ばかりではない。

3. 高速走行時の安定性能

農用トラクタ・トレーラ系連結車両の高速下における横向安定性能が、1979年、英国のCrolla²⁵⁾によって初めて検討された。その結果、トラクタとトレーラのブレーキ配置方式及びトラクタ後車輪とトレーラ車輪とをロックさせるかどうかは、高速連結車両の安定性に及ぼす影響が非常に大きい。またトラクタの重心点或いは連結点を前方に移動させることによって、連結車両の安定性を改善できるが、最も理想的な方法としては連結車の基本的な構造を変えなければならないことが指摘された。その後、高速連結車両の横向安定性能、制動性能及び振動性能に関する研究論文が次々発表された。Simuttis²⁶⁾(西独, 1983)は、高速トラクタの制動性能を検討した結果、制動時のピッチング振動は制動性能・安定性能・旋回性能に大きな影響を与えることが判明した。また、Crolla²⁷⁾⁻²⁹⁾(英国, 1980)の研究結果によって、連結車両の振動がトラクタ単体より激しく、そして積載トレーラをけん引して走行する時、前後・上下・ピッチ・ロールすべての方向の振動レベルは増加し、前後方向が最も顕著であることが指摘されている。

5. 制御技術の応用

近年エレクトロニクス制御技術の発展と共に、車

両系への制御技術の応用に関する研究が盛んに行われてきた。その中で特に脚光を浴びているのは、四輪操舵技術(4WS)³⁰⁾⁻³³⁾である。

車両の四輪操舵技術は、航空機分野で開発されたCCV(Control Configured Vehicle)技術の自動車分野への応用である。航空機には普通、補助翼・昇降舵・方向舵と機関出力の4つの操縦自由度がある。これに対し、三次元空間内の飛行経路を飛行する航空機が本来有する自由度は6つであるため、上述した4つの操縦自由度だけでは三次元空間内の任意の経路を任意の姿勢で飛行することが不可能である。これを改善するために、開発されたCCV技術は、通常の4操縦自由度に加えて、カナード翼と前縁フラップの2自由度を追加し、航空機がこの技術によって、任意の姿勢で任意の経路を飛行することは可能となった。一般車両の場合、その操縦自由度は、前車輪の操舵と前進速度の制御の2つだけである。これに対し、平面上を運動する剛体の自由度が3つであるため、普通の航空機と同じように普通車両の場合でも、運動経路と姿勢とを独立に制御することができない。しかしながら、航空機分野で開発されたこのCCV技術を応用し、車両の前車輪だけでなく、後車輪も操舵することにより、剛体の自由度と操縦自由度とを一致し、従来考えられなかったような車両運動もできるようになった^{34),35)}。この四輪操舵の考え方は、連結車両の運動性能向上を目的とする研究に取り入れられた。例えば、景山³⁶⁾(日本, 1990)は、連結車両の高速時安定性を向上させるため、トレーラ車輪に操舵機構を設け、可変粘性抵抗要素を持つリンクで操舵するセミアクティブ制御手法を提案した。その結果、セミアクティブ制御により、車両重心の横すべり角は小さくなり、他の状態変数の収束性が良くなり、大幅な安定性の向上が確かめられた。

1.3 本研究の目的及び範囲

本研究は、連結車両の操縦性・安定性を向上させることを最終目的とし、具体的に言えば現代制御理論の連結車両制御へ応用する場合の基礎知識及びそれによる制御実機実験について検討する。各章の概要については次のように簡単に要約される。

第2章では、簡単な連結車両の制動時の力学モデルを用い、トレーラ型式・制動様式・トレーラの積載質量・走行路盤の種類・斜面傾斜角・車輪の制動状態が連結車両の制動性能と安全性能に及ぼす影響

について検討した。

第3章では、トラクタ・トレーラ系連結車両の旋回性能を解析するため、車輪の力学特性、特に車輪のサイドフォース特性を熟知していなければならない。そのため、本章では簡易な車輪の力学モデルを提案し、車輪のサイドフォース特性を数値計算でシミュレートした。提案した車輪の力学モデルの妥当性を検証するために、コンクリート路面で検証実験を実施した。

第4章では、連結車両の運動制御へ現代制御理論を応用するために、連結車両の旋回時非線形連立運動方程式を導いた。この非線形連立運動方程式を連続変形法で数値解析し検討を加えている。特にトレーラ車輪を操舵することによって、連結車両の定常円旋回性能にどのような影響を及ぼすのかについても調査した。

第5章では、現代制御理論の連結車両制御へ応用するために、第4章の非線形連立運動方程式を平衡点近傍において線形化し、トラクタ・トレーラ系連結車両の状態方程式を導いた。その状態方程式の妥当性を検証するために、ステップ及びパルス入力に対する連結車両の応答についてシミュレーションと実機実験の双方から検討を加えた。

第6章では、トラクタ・トレーラ系連結車両制御へ最適制御理論を応用する場合の効果を把握するため、連結車両制御装置を開発しその性能について調査した。本章では、4つの制御モードを設定しそれぞれの制御実験を行った。4つの制御モードは、それぞれ車両間の相対角、後退走行、両車両重心の横すべり角、両車両重心の走行軌跡である。供試路面はアスファルト、砂利道、えん麦収穫後地の3種類を選んだ。

第7章は総括である。

第2章 直線制動時の運動性能

2.1 目的及び範囲

既往の連結車両に関する研究では、連結車両の制動様式、走行路盤の種類、トレーラの積載質量などがその制動性能に及ぼす影響についての検討はまだ十分とは言い難い。例えば米国の調査でも、ブレーキが装備されているトレーラは全体の15%にも達していないと報告されている³⁷⁾。また一般に、トレーラの積載質量は容易に知ることができないため、特に農繁期において、その定格積載質量を超過してしまう場合が少なくない。

そこで、本章では連結車両の単純な直線制動時の力学モデルを用い、日本の道路運送車両の保安基準に定められているその基本制動性及び安全性能を評価基準として、トレーラ型式、制動様式、走行路盤の種類、トレーラの積載質量、斜面傾斜角、車輪の制動状態などがその制動性能及び安全性能に与える影響を明らかにすることを目的とした。

2.2 理論解析モデル

2.2.1 力学モデル

ここでは、異径四輪トラクタが二軸四輪型トレーラをけん引して降坂制動する場合の、連結車両に作用する外力の解析について検討する。得られた結果の中で、いくつかのパラメータを変えれば、一軸二輪型トレーラに関する力学モデルが求められる。また斜面傾斜角を負にすれば、登坂の場合にも適用できる。なお、連結車両の力学モデルを単純化する上で、次のような仮定を用いている。

- (1) 空気抵抗は無視する。
- (2) 連結車両の進行方向の速度変化のみ考慮する。

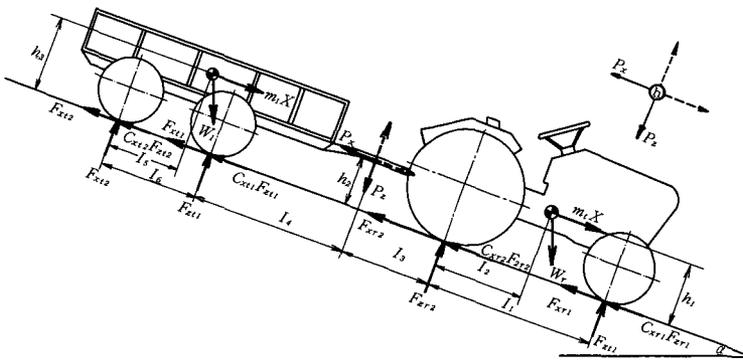


Fig. 2.1 Forces acting on a tractor-trailer combination

- (3) 車体及び各回転部分の慣性モーメントは考慮しない。
- (4) 路面は滑らかでかつ車輪の沈下がなく、タイヤの変形歪みも小さいので、タイヤに作用する地表からの法線反力は車軸中心を通るものとする。

これらの仮定に基づいて、トラクタ及びトレーラに作用する外力は図 2.1 のように示される。各符号の意味は量記号一覧に示されている。図中の①はトラクタとトレーラのヒッチ点で、そこに作用する力が x 軸方向のけん引抵抗成分 F_{hx} と z 軸方向のけん引抵抗成分 F_{hz} で表されている。実際には、二軸四輪型トレーラの場合、 z 軸方向のけん引抵抗成分 F_{hz} は働いていない。しかしながら、この連結車両力学モデルの共通性を保有するために、ここで、 z 軸方向のけん引抵抗成分 F_{hz} はその値が 0 で働いていると仮定する。

2.2.2 運動方程式

連結車両の運動性能を解析するために、連結車両に作用する外力の釣り合いから、制動時におけるトラクタとトレーラそれぞれの運動方程式を求める。なお、地表からの接線反力は、後の計算を便宜にするため、制動力 F_x 及び合成係数 c_x と地表からの法線反力 F_z との積 $c_x \cdot F_z$ の 2 つに分けて検討する。

(1) トラクタの外力釣り合い

トラクタの外力釣り合いに関する解析は次の 3 つの釣り合い方程式より行う。即ち、 x 軸方向と z 軸方向の外力釣り合い及びトラクタ後車輪接地点まわりのモーメントの釣り合いの 3 つである。

$$c_{xT1}F_{zT1} + c_{xT2}F_{zT2} + F_{xT1} + F_{xT2} + F_{hx} = m_T \ddot{x} + W_T \sin \alpha \quad (2-1)$$

$$F_{zT1} + F_{zT2} = F_{hz} + W_T \cos \alpha \quad (2-2)$$

$$F_{hz}l_3 + F_{hx}h_2 + F_{zT1}l_1 = (m_T \ddot{x} + W_T \sin \alpha)h_1 + W_T \cos \alpha l_2 \quad (2-3)$$

(2) トレーラの外力釣り合い

トレーラの外力釣り合いに関する解析は次の 3 つの釣り合い方程式より行なう。即ち、 x 軸方向と z 軸方向の外力釣り合い及びトレーラ後車輪接地点まわりのモーメントの釣り合いの 3 つである。

$$c_{xt1}F_{zt1} + c_{xt2}F_{zt2} + F_{xt1} + F_{xt2} = m_t \ddot{x} + W_t \sin \alpha + F_{hx} \quad (2-4)$$

$$F_{zt1} + F_{zt2} + F_{hz} = W_t \cos \alpha \quad (2-5)$$

$$F_{zt1}l_5 + F_{hz}(l_5 + l_4) = (m_t \ddot{x} + W_t \sin \alpha)h_3$$

$$+ W_t \cos \alpha l_6 + F_{hx}h_2 \quad (2-6)$$

以上の方程式の中に、各車輪の制動力は次のように表される。

$$F_{xT1} = \kappa_{T1}F_{xT2}, \quad F_{xT2} = \lambda_{T2}F_{zT2}$$

$$F_{xt1} = \kappa_{t1}F_{xt2}, \quad F_{xt2} = \kappa_{t2}F_{xt2}$$

(2-1), (2-2), (2-3) 式を連立し F_{zT1} , F_{hx} を消去すると、

$$a_{11}\ddot{x} + a_{12}F_{zT2} + a_{13}F_{zt1} + a_{14}F_{hz} = b_{11}\sin \alpha + b_{12}\cos \alpha \quad (2-7)$$

(2-4), (2-5), (2-6) 式を連立し F_{zt1} , F_{hx} を消去すると、

$$a_{21}\ddot{x} + a_{22}F_{zT2} + a_{23}F_{zT1} + a_{24}F_{hz} = b_{21}\sin \alpha + b_{22}\cos \alpha \quad (2-8)$$

(2-2), (2-3), (2-6) 式を連立し F_{zt2} , F_{hx} を消去すると、

$$a_{31}\ddot{x} + a_{32}F_{zT2} + a_{33}F_{zT1} + a_{34}F_{hz} = b_{31}\sin \alpha + b_{32}\cos \alpha \quad (2-9)$$

ただし、係数の行列 A , B の因子は以下のようになる。

$$a_{11} = m_T(h_1 - h_2)$$

$$a_{12} = -(c_{xT1} - c_{xT2})h_2 + (1 + \kappa_{T1})\lambda_{T2}h_2 + l_1$$

$$a_{13} = 0$$

$$a_{14} = c_{xT1}h_2 - l_1 - l_3$$

$$a_{21} = -m_t(h_2 - h_3)$$

$$a_{22} = (\kappa_{t1} + \kappa_{t2})h_2\lambda_{T2}$$

$$a_{23} = (c_{xt1} - c_{xt2})h_2 - l_5$$

$$a_{24} = -(l_4 + l_5 + c_{xt2}h_2)$$

$$a_{31} = -(m_T h_1 + m_t h_3)$$

$$a_{32} = -l_1$$

$$a_{33} = l_6$$

$$a_{34} = l_1 + l_3 + l_4 + l_5$$

$$b_{11} = -W_T(h_1 - h_2)$$

$$b_{12} = W_T(-c_{xT1}h_2 + l_1 - l_2)$$

$$b_{21} = W_t(h_2 - h_3)$$

$$b_{22} = -W_t(c_{xt2}h_2 + l_6)$$

$$b_{31} = W_T h_1 + W_t h_3$$

$$b_{32} = -W_T l_1 + W_T l_2 + W_t l_6$$

(2-7), (2-8), (2-9) 式を行列の方程式で表すと、次のようになる。

$$AX = Ba$$

未知の行列 X を求めると、次の式になる。

$$X = A^{-1}Ba \quad (2-10)$$

ただし、

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \\ b_{31} & b_{32} \end{bmatrix}$$

$$X = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ F_{zT_2} \\ F_{zT_1} \\ F_{hz} \end{bmatrix}, \quad \alpha = \begin{bmatrix} \sin \alpha \\ \cos \alpha \end{bmatrix}$$

(3) 一軸二輪型トレーラの運動方程式

(2-10) 式中に、 $F_{zT_1}=0, l_5=0, x_{T_1}=0, c_{xT_1}=0$ とすると、トレーラは一軸二輪型になる。と同時に、行列の方程式(2-10)は以下ようになる。

$$X = A^{-1}B\alpha \tag{2-11}$$

ただし、行列 A, X が次のようになる。

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{24} \\ a_{31} & a_{32} & a_{34} \end{bmatrix}, \quad X = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ F_{zT_2} \\ F_{hz} \end{bmatrix}$$

(4) 二軸四輪型トレーラの運動方程式

(2-10) 式中に、ヒッチ点の z 軸方向のけん引抵抗成分 $F_{hz}=0$ とすると、トレーラが二軸四輪型になる。と同時に、方程式(2-10)が以下ようになる。

$$X = A^{-1}B\alpha \tag{2-12}$$

ただし、行列 A, X が以下のようにになる。

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}, \quad X = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ F_{zT_2} \\ F_{zT_1} \end{bmatrix}$$

2.3 モデル解析条件

2.3.1 トラクタとトレーラの主要諸元

(1) トラクタの主要諸元

連結車両の運動性能を解析するためのトラクタの主要諸元は、表 2.1 に表されている。

(2) トレーラの主要諸元

トレーラの主要諸元について、空車の場合と積載物がある場合とでは、トレーラの重心位置が変わるので、以下のように空車状態と積載状態との2つの場合に分けて記述する。

(i) 空車状態

一軸二輪型と二軸四輪型のトレーラ主要諸元について、それぞれ空車状態のものは表 2.2 に表されている。

(ii) 積載状態

トレーラの積載状態の重心位置を求めるにあたり、次の仮定を前提とした。一般に穀物の比重は $1.2 \sim 1.4$ [t/m^3]³⁹⁾ の範囲にあるので、ここで、トレーラに載せる積載物の比重を 1.2 [t/m^3] とし、かつその積載物を均等にトレーラの荷台に載せると仮定する。以下、トレーラの型式別に検討する。

① 一軸二輪型トレーラについて

一軸二輪型トレーラの荷台内側寸法は、長さ 2.990 m、幅 1.800 m で、最大積載質量は $2,000$ kg である。トレーラの積載質量割合 r_w の場合、トレーラの重心点高さ h_3 、及び重心・後車軸間の距離 l_6 は、前述した仮定に基づいてそれぞれ次の(2-13)、(2-14)式で求められる。

$$h_3 = \frac{0.834 \cdot 965 + 2,000 \cdot r_w \cdot \left[\frac{2,000 \cdot r_w}{1.2 \cdot 1,000 \cdot 1.8 \cdot 2.99} + 0.875 \right]}{965 + 2,000 \cdot r_w} \tag{2-13}$$

$$l_6 = \frac{0.543 \cdot 965 + 2,000 \cdot r_w \cdot 0.425}{965 + 2,000 \cdot r_w} \tag{2-14}$$

ただし、

- 965 : 空車時のトレーラ車体質量 [kg]
- 0.834 : 空車時のトレーラ重心点高さ [m]
- 0.875 : トレーラの荷台までの高さ [m]

Table 2.1 Main dimensions of tested tractors

Tractor	Horsepower [kW]	Max. velocity [m/s]	Ballast	m_T [kg]	h_1 [m]	h_2 [m]	l_1 [m]	l_2 [m]	l_3 [m]
I	25.7	5.13	No	1,600	0.847	0.390	1.850	0.682	0.910
			Yes	1,960	0.847	0.390	1.850	0.614	0.910
II	48.5	8.70	No	2,930	0.980	0.390	2.090	0.809	1.130

Table 2.2 Main dimensions of tested trailers

Trailer type	Capacity [kg]	m_t [kg]	h_2 [m]	h_3 [m]	l_4 [m]	l_5 [m]	l_6 [m]
Balanced	2,000	965	0.390	0.834	3.085	—	0.543
Unbalanced	3,000	1,075	0.390	0.735	1.600	2.330	1.051

- 0.425 : トレーラ荷台のオフセット量 [m]
 0.543 : 空車時の重心・後車軸間の距離 [m]

② 二軸四輪型トレーラについて

二軸四輪型トレーラの荷台内側寸法は、長さ 3.600 m、幅 1.800 m で、最大積載質量は 3,000 kg である。トレーラの積載質量割合 r_w の場合、トレーラの重心点高さ h_3 、及び重心・後車軸間の距離 l_6 は、前述した仮定に基づいてそれぞれ次の (2-15)、(2-16) 式で求められる。

$$h_3 = \frac{0.735 \cdot 1,075 + 3,000 \cdot r_w \cdot \left[\frac{3,000 \cdot r_w}{1.2 \cdot 1,000 \cdot 1.8 \cdot 3.6} + 0.98 \right]}{1,075 + 3,000 \cdot r_w} \quad (2-15)$$

$$l_6 = \frac{1.051 \cdot 1,075 + 3,000 \cdot r_w \cdot 0.93}{1,075 + 3,000 \cdot r_w} \quad (2-16)$$

ただし、

- 1,075 : 空車時のトレーラ車体質量 [kg]
 0.735 : 空車時のトレーラ重心点高さ [m]
 0.980 : トレーラの荷台までの高さ [m]
 0.930 : トレーラ荷台のオフセット量 [m]
 1.051 : 空車時の重心・後車軸間の距離 [m]

2.3.2 粘着係数と転がり抵抗係数

(1) 粘着係数

数値計算に使われる粘着係数は、連結車両の運動性能解析を簡単化するために、連結車両の制動過程において一定の値を示し、かつ各車両が等しい値であると仮定する。検討する 4 種類の走行路盤の粘着係数は表 2.3 に示されている。

(2) 転がり抵抗係数

車輪の転がり抵抗係数とは、車輪の転がり抵抗と車輪荷重との比である。制動性能の解析にあたって、連結車両の運動解析が簡単に行えるために、各車輪の転がり抵抗係数を等しい値と仮定する。それらの値も表 2.3 に示されている。

2.4 数値解析方法

2.4.1 最大減速度

最大減速度 (Maximum Deceleration) とは、連結車両の制動車輪の制動力が最大値に達する時に発

生する減速度である。その最大値は、走行路盤の種類によって異なる粘着係数、ブレーキの特性、即ちブレーキから得られる最大制動トルク及びオペレーターの最大踏力などにより制限されている。以下の検討には、ブレーキの構造上の最大制動トルク及びオペレーターの最大踏力がいずれも十分な値を持っていることを前提とする。したがって、連結車両各車輪の制動力最大値は土壌特性と車輪荷重との積に制限されるだけのものである。また制動時において、転がり抵抗も一種の制動抵抗力として働くので、制動各車輪の制動力最大値は、粘着係数と転がり抵抗係数から成立つ合成係数 c_x と車輪荷重 F_z との積 $c_x \cdot F_z$ より計算される。そこで連結車両の最大減速度を求めるために、(2-10) 式中の合成係数 $c_x = c_r + c_t$ 、制動力係数 $\lambda_{r2} = 0$ 、制動力の比率 $\kappa_{r1} = \kappa_{t1} = \kappa_{t2} = 0$ とする。一軸二輪型トレーラと二軸四輪型トレーラについての計算式は異なるため、(2-11)、(2-12) 式をそれぞれ用いて計算を行う。

2.4.2 制動距離

以上において求められた最大減速度は、連結車両の制動過程において一定の値を示す、即ち、その最大減速度が平均減速度であると仮定する。そこで、連結車両の制動距離 l_b は次式で求められる。

$$l_b = V_0^2 / (2 \ddot{x}) \quad (2-17)$$

2.4.3 最大安全傾斜角

(2-10) 式より次の行列の方程式が得られる。

$$\mathbf{X} = \mathbf{D}\boldsymbol{\alpha} \quad (2-18)$$

ただし、行列 \mathbf{D} は次のようになる。

$$\mathbf{D} = \mathbf{A}^{-1}\mathbf{B} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \\ d_{31} & d_{32} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ F_{zr2} \\ F_{zt1} \\ F_{hz} \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{\alpha} = \begin{bmatrix} \sin \alpha \\ \cos \alpha \end{bmatrix}$$

したがって、連結車両の減速度 \ddot{x} は次式で求められる。

$$\ddot{x} = d_{11} \sin \alpha + d_{12} \cos \alpha \quad (2-19)$$

Table 2.3 Coefficients of rolling resistances and adhesions

	Concrete	Mowed grassland	Tilled soil	Swampland
Coefficient of adhesion	0.65	0.65	0.50	0.35
Coefficient of rolling resistance	0.04	0.10	0.25	0.20

連結車両の減速度 \dot{x} が0となる時、その制動力はちょうど連結車両の勾配抵抗と釣り合っている。この場合の傾斜角度は最大安全傾斜角と呼ばれている。この傾斜角度を越えると、連結車両はすべり始め、安全性を失う。したがって、(2-19)式中の \dot{x} を0にし、連結車両の最大安全傾斜角が求められる。この最大安全傾斜角を用い連結車両の安全性を検討する。

2. 5. 結果及び考察

2. 5. 1 トレーラ型式

日本の道路運送車両の保安基準では、制動装置は乾燥した平坦な舗装路で、最高速度 20 km/h (5.56 m/s) 未満のものがその最高速度を制動初速度として 5 m 以内に停止できる制動能力を保有すること、また、空車状態の車両を乾燥した 1/5(11.3°) 勾配の舗装路で機械的作用により停止状態に保持できる能力を保有すると規定されている³⁹⁾。本章では、これらを連結車両の制動性能及び安全性を評価するための評価基準として用いた。また、トラクタ I と II の制動性能を比較可能にするため、トラクタ I の最高速度 5.13 m/s が制動初速度として用いられた。

トレーラ型式が連結車両の制動性能及び安全性に及ぼす影響は図 2.2 に示されている。トレーラ積載質量割合の全変域にわたり、一軸二輪型トレーラ系は二軸四輪型トレーラ系よりその制動性能

及び安全性能が優れている。特に、トレーラの積載質量割合が大きくなるにしたがって、その傾向が著しく強くなる。例えば一軸二輪型トレーラ系は積載質量割合が 100% を越えると、制動距離が 5 m に達する。これに対し、二軸四輪型トレーラ系は、トレーラは空車状態であってもその制動距離が 5 m 以上になり、最大安全傾斜角は、トレーラの積載質量割合が 100% になると、10°以下に低下してしまう。構造上の理由から、一軸二輪型トレーラは二軸四輪型トレーラよりトラクタ側への重量転移効果が大きいとめと考えられる。即ち、二軸四輪型トレーラの場合、ヒッチ点の z 軸方向けん引抵抗成分 F_{hz} が作用していないため、トラクタの総質量はトレーラの積載質量に関係なく、常に一定の値である。また、舗装路の転がり抵抗係数が非常に小さいため、トレーラの積載質量割合の増大に伴うトレーラの車輪荷重の増加は連結車両の制動力へと有効に利用されない。したがって、トレーラの積載質量割合が増大するにつれて、連結車両の総質量は大きくなり、これに対する連結車両の制動力があまり増加しないため、その結果、連結車両の制動性能は急激に低下する。これと逆に、一軸二輪型トレーラの場合、トレーラの積載質量の一部がトラクタ側に転移する。したがって、トレーラの積載質量の増加につれて、連結車両の制動性能はそれほど低下しない。

したがって、トレーラができる限りトラクタ側へより多くの質量を転移させる構造をもつことは、制動性能の面からのみ考察すると、非常に有意義となる⁴⁰⁾。

2. 5. 2 連結車両の制動様式

ここでは、比較的によく利用されている一軸二輪型トレーラ系の 4 種類、及び二軸四輪型トレーラ系の 6 種類計 10 種類の制動様式について検討した。その結果は図 2.3 に示されている。前節と同様に、一軸二輪型トレーラ系は二軸四輪型トレーラ系よりその制動性能が優れていることを知った。BBB 型及び BBBB 型車両系は、トレーラ積載質量の大小にかかわらず、その制動性能及び安全性能が最も優れており、かつ一軸二輪型トレーラ系と二軸四輪型トレーラ系は全く同様である。これはトラクタとトレーラの質量がすべて制動力として利用されるためと考えられる。トレーラの積載質量割合が 0% の場合、BBN 型及び BBNN 型車両系ではトレーラの積載質量割合が 100% に増大すると、その制動性能

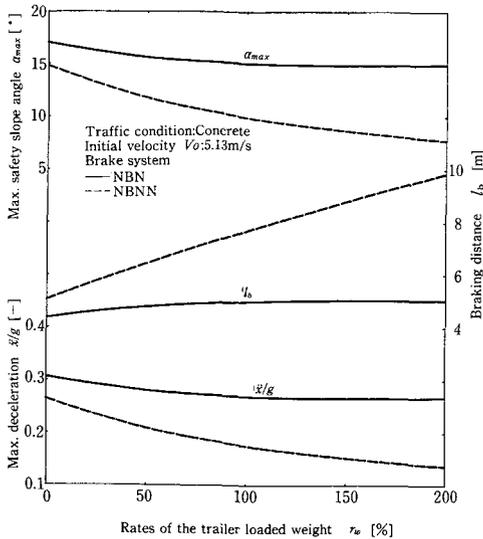


Fig. 2.2 Effect of trailer types affected on braking performance and stability

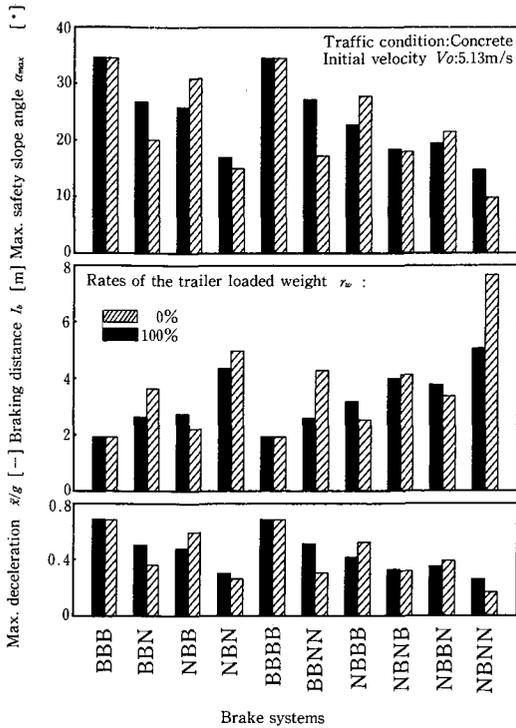


Fig. 2.3 Effect of brake systems affected on braking performance and stability

と安全性能が著しく低下する。それと逆に、トレーラの積載質量割合の増大にしたがって、NBB型及びNBBB型車両系はその制動性能及び安全性能が向上し、トレーラの積載質量割合が100%になると、BBB型及びBBBB型車両系に次いで2番目になる。舗装路の場合、その粘着係数は大きく転がり抵抗係数が小さいため、BBN型及びBBNN型車両系では、トレーラの積載質量が有効に制動力として利用されないが、NBB型及びNBBB型車両系では、トレーラの積載質量が制動力として有効に利用され、しかも、トレーラ積載質量の増大に伴ってその傾向が大きくなるためと考えられる。トラクタ後車輪しか制動されない車両系は、その制動性能と安全性能が最も低下しており、トレーラの積載質量割合が100%の場合、NBNN型車両系では、制動距離が8m近くになり、最大安全傾斜角も10°に低下する。二軸四輪型トレーラ系の制動車輪の個数が同じであるBBNN型、NBNB型及びNBBN型車両系では、BBNN型車両系の制動性能及び安全性能がトレーラの積載質量に大きく影響されている。NBNB型及びNBBN型車両系では、トレー

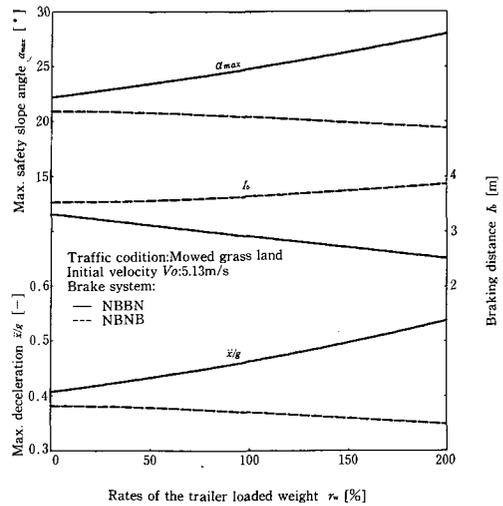


Fig. 2.4 Comparison of braking performance and stability between NBBN brake system and NBNB brake system

ラの積載質量が有効に制動力として利用されるため、その制動性能及び安全性能はほとんど影響されない。また、NBBN型車両系はNBNB型車両系よりその制動性能が優れており、しかも、トレーラの積載質量の増大にしたがって向上する。NBBN型車両系は、慣性力によってトレーラ前車輪荷重が大きくなるためと考えられる。特に、トレーラの積載質量の増大にしたがって、その制動性能及び安全性能の向上が期待できる。これと逆に、NBNB型車両系の方は低下してしまう。

牧草収穫跡地でのNBBN型及びNBNB型車両系の制動性能及び安全性能の比較は図2.4に示されている。上述した舗装路の場合と同様、NBBN型車両系の制動性能及び安全性能はNBNB型車両系より優れており、しかも、トレーラの積載質量の増加にしたがって、その差が大きくなる。例えば、トレーラの積載質量割合が100%になると、NBBN型車両系の場合、その制動距離と最大安全傾斜角はそれぞれ3m、25°であるのに対して、NBNB型車両系の場合、それぞれ3.7m、20°になってしまう。したがって、トレーラ側にブレーキが装備される際、経費・整備などの問題からトレーラの前後車輪双方にブレーキを装備することができない場合、後車輪よりも前車輪の方に装備すれば制動性能と安全性能の向上が期待できる。

2.5.3 走行路盤の種類

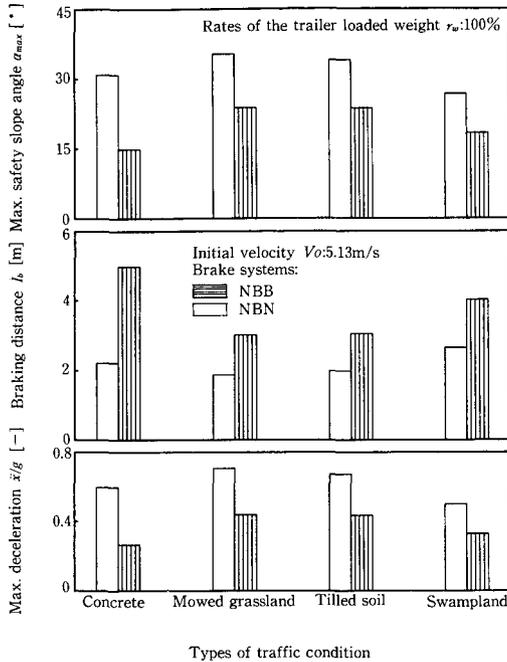


Fig. 2.5 Effect of types of traffic condition on braking performance and stability

トラクタ・トレーラ車連結車両が頻繁に走行すると思われる舗装路・牧草収穫跡地・新耕地・泥ねい地について検討した。図2.5はその1例である。供試車両系はNBB型とNBN型で、トレーラの積載質量割合は100%である。NBB型車両系では、牧草収穫跡地での制動性能及び安全性能が最も優れており、次いで、新耕地、舗装路と泥ねい地の順である。NBN型車両系では、牧草収穫跡地と新耕地での制動性能及び安全性能がほぼ同様で、次いで、泥ねい地と舗装路の順である。特に、NBN型車両系は舗装路での制動距離が5mにも達している。舗装路のような転がり抵抗係数が小さい走行路盤においては、その制動性能と安全性能は意外に大きく低下していることを知った。したがって、連結車両の制動時の運動性能を評価する際、転がり抵抗も一種の制動抵抗として働くため、単なる粘着係数よりも転がり抵抗係数をも考慮に入れ、粘着係数と転がり抵抗係数の和である合成係数を用いた方が適切と判定された。また、トレーラ側にブレーキが装備されていない車両系は、舗装路のような転がり抵抗係数が小さい走行路盤において制動される際、連結車両の制動性能及び安全性能は著しく低下するため、トレーラ側にブレーキを装備する必要がある。

2.5.4 トレーラの積載質量

本章では、トレーラの積載質量が連結車両の制動性能及び安全性能に及ぼす影響を明らかにするため、その定格積載質量の2倍まで検討を行なった。積載状態のトレーラ重心位置は、一軸二輪型トレーラと二軸四輪型トレーラがそれぞれ(2-13), (2-14)式及び(2-15), (2-16)式より求められた。トレーラ積載質量の影響について検討した結果は図2.2~図2.5に示されている。特に図2.3からトレーラ側にブレーキが装備されていない車両系では、トレーラの積載質量が増大すると、その制動性能及び安全性能は著しく低下してしまう。例えば、NBNN型車両系の場合トレーラの積載質量割合 r_w が0%である時、その制動距離 l_b がほぼ5mであるに対しトレーラの積載質量割合が100%に増大するとその制動距離は7mにも長くなる。したがって、使用者側は事故防止の観点からトレーラの定格積載質量を厳守することは極めて重要となる。

2.5.5 車輪の制動状態

制動車輪をロックさせると転がり抵抗が作用しなくなるため、制動力は走行路盤の粘着係数と車輪荷重との積のみとなる。その1例は図2.6に示してある。供試走行路盤は泥ねい地で、制動様式はNBNN型車両系である。トレーラの積載質量割合 r_w が100%である場合、制動車輪をロックさせない制動操作では、その制動距離が5m、最大安全傾斜

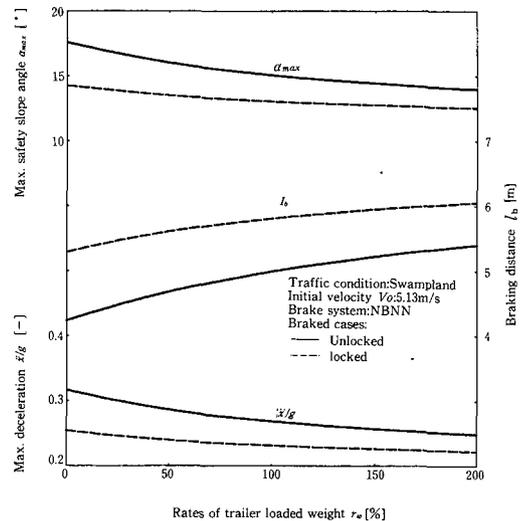


Fig. 2.6 Effect of tire locked and unlocked cases on braking performance and stability

角 α_{max} が 15° である。これに対し、制動車輪をロックさせると、その制動距離 l_b が約 6 m となり、最大安全傾斜角 α_{max} が約 12° に低下する。したがって、連結車両が制動される際、ポンピング制動操作を心掛け制動車輪をロックさせない運転が望ましい。

2.6 ま と め

本章ではいくつかの仮定に基づいて連結車両の簡単な力学モデルを想定し、日本の道路運送車両の保安基準を評価基準とし、トレーラ型式、制動様式、走行路盤の種類、斜面傾斜角、トレーラの積載質量、車輪の制動状態が連結車両の制動性能に及ぼす影響について検討し、次の結果が得られた。

(1) 一軸二輪型トレーラ系連結車両は、その構造上からトラクタ側へより多くの重量転移を与えるため、その制動性能及び安全性能が二軸二輪型トレーラ系より優れている。

(2) 一軸二輪型トレーラ系及び二軸四輪型トレーラ系連結車両では、すべての車輪にブレーキが装備されている場合、制動性能及び安全性能が他の制動様式に比べ最も優れている。トラクタ前後車輪にブレーキが装備されている車両系では、その制動性能及び安全性能はトレーラの積載質量が小さい場合優れているが、トレーラの積載質量が大きくなるにしたがって著しく低下する。トラクタ後車輪とトレーラ車輪にブレーキが装備されている場合、その制動性能及び安全性能はトレーラの積載質量の増大につれてより一層の向上が期待される。トラクタ後車輪のみブレーキが装備されている場合、制動性能及び安全性能は最も低下している。二軸四輪型トレーラ系連結車両の場合、経費などの点からトレーラ前後車輪にブレーキを装備することができない場合、後車輪よりも前車輪に装備した方が制動性能及び安全性能の向上は期待できる。

(3) 連結車両の制動時運動性能を評価する際、単なる粘着係数よりも、転がり抵抗係数と粘着係数から成立つ合成係数が評価規準として適切である。舗装路のような転がり抵抗が小さい走行路盤での制動性能及び安全性能は、トレーラ側にブレーキが装備されていない場合、トレーラの積載質量が増大するにつれて大きく低下する。

(4) トレーラの積載質量がその定格積載質量を超えると、トレーラ側にブレーキが装備されていない車両系では、その制動性能及び安全性能は著しく

低下し、その中で制動距離が最も大きい場合約 10 m に達する。そのため、使用者側はトレーラの定格積載質量を厳守することが極めて重要となる。

(5) 連結車両の制動車輪をロックさせると、その制動性能は一段と低下するため、制動操作時は、できる限り車輪をロックさせない運転操作が望まれる。

第3章 車輪のサイドフォース特性

3.1 目的及び範囲

車両の運動性能を解析するためには、車両と走行路盤との媒体としての車輪の力学特性を知ることが非常に重要となってくる。車輪の力学特性はけん引特性とサイドフォース特性の2種類に大別される。けん引特性については数多くの研究結果が発表されている^{41)~45)}。車輪サイドフォース特性については、駆動・制動力が作用していないトラクタ前車輪のような自由転動操舵車輪に関して多くの研究^{46)~49)}が行われているが、駆動・制動力が作用している場合に関してあまり注目されていなかった^{50),51)}。最近、四輪駆動車両の増加、傾斜地での作業などからその問題は注目されつつある^{52)~54)}。そこで、本章では簡易な車輪力学モデルを提案し、それにより車輪のサイドフォース特性をシミュレートすることを目的とした。

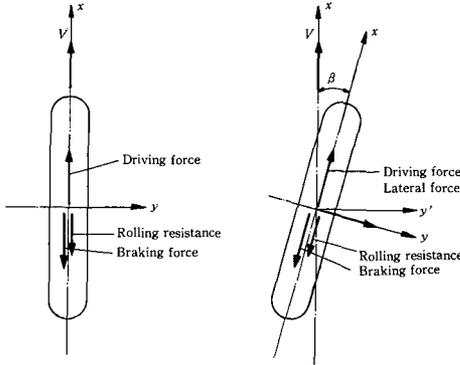
本章の範囲は、非常に複雑な Fiala⁵⁵⁾ の車輪力学モデルの基本概念を踏襲し、簡易な車輪力学モデルを提案する。または製作した6分力測定装置を供試トラクタの前車輪に取り入れ、車輪の力学モデルによるシミュレーション結果を検証する。

3.2 車輪の力学モデル

3.2.1 横すべり角を持つ車輪の力学

車輪に作用する諸力が図 3.1 に示されている。この場合一般に用いられる座標系は X-Y 座標系と X'-Y' 座標系のような2種類のものがある。本章では車輪のサイドフォース特性に関する検討を単純化する上に X-Y 座標系を用いることにする。

図 3.1 a) のように通常の場合、車輪の前進方向と回転方向が一致であり、前進方向と平行に駆動力あるいは制動力及び転がり抵抗は作用している。これに対して、図 3.1 b) のように車輪の前進方向と回転方向が一致なくなる場合、上述した力のほか回転方向と直角の方向に力を生じる。一般に前進方向と回転方向間の角度は横すべり角 β 、新たに生じた



a) Traveling parallel to tire center plane b) Traveling at an angle to tire center plane

Fig. 3.1 Components of tire forces

力 (Lateral force) はサイドフォースと呼ばれている。

車輪の接地面については次のように説明される。横すべり角を持つ車輪の変形は図3.2のようになっていると考える。その前方では前進方向と平行に変形しているため、走行路盤との間に相対的なすべりは生じない。この部分は一般に粘着域と呼ばれる。車輪の横すべり角が小さいときには、接地面全体がこのように車輪の前進方向と平行になり、走行路盤との相対的なすべりは全く見られない。この場合、接地面の後端での車輪の横変形がほぼ最大となる。しかしながら、車輪の横すべり角が大きくなると、接地面の前方では同じく車輪の前進方向と平行に変

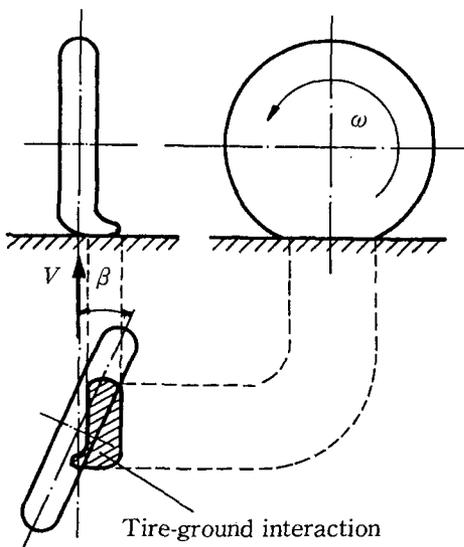


Fig. 3.2 Tire deflections

形するが、その中央では変更の進行が鈍り、あるところで横変形が最大となる。さらに後方では車輪の接地面は車輪の中心線に向ってすべり出し、横方向の変形はそれ以上大きくなることのない。この場合、車輪は接地面に対して相対的なすべりを生じていると考えられる。この部分はすべり域と呼ばれる。2部分の分岐点は粘着域とすべり域の境界点と呼ばれる。本章ではこの基本概念に基づいて、車輪の接地面は粘着域とすべり域の2部分に分けることにする。

2.2.2 簡易な車輪力学モデル

数多くの横すべり角を持つ車輪力学モデルの中に、車輪のトレッド部分は弾性基礎に支えられている梁であると仮定した Fiala の力学モデルがよく用いられる⁵⁶⁾⁻⁶⁰⁾。しかしながら、その中のパラメータを決めるのに非常に困難であるため、ここでは Fiala の力学モデルの基本概念だけを利用し、比較的簡単な著者の車輪モデルを提案する。

車輪の構造は図3.3に示されているように簡単な2部分でできていると仮定する。即ち、A部分は車輪のトレッド、トレッドベースなどの部分にあたり、変形することができる。これに対して、B部分は車輪のリム部分にあたり、剛体で変形しない。A部分とB部分の間はばねで連結されていると仮定する。X-X-Z座標系は図中に示されており、x軸方向は破線に示されている地面の相対運動方向に一致している。次に各方向の変形と力の関係を検討する。

1. z軸方向の変形と荷重の関係

車輪のz軸方向の変形と荷重の関係は次式で表される。式中のk_zは車輪のz軸方向のばね定数である。

$$F_z = k_z \cdot \Delta z \tag{3-1}$$

車輪の静止状態の半径がr₀、z軸方向変形がΔzの時、図3.3から車輪の接地面長さ2l及び有効半

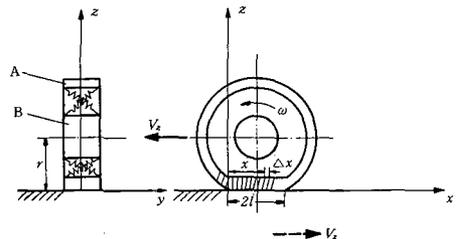


Fig. 3.3 Zhang's dynamic model of tire

径 r は次式で次められる。

$$\begin{aligned} r &= r_0 - \Delta z \\ 2l &= (r_0^2 - r^2)^{1/2} \end{aligned} \quad (3-2)$$

2. 粘着域における変形と応力

① x 軸方向の変形と応力

図 3.3 に示されているように、車輪の回転速度は ω 、 x 軸方向の前進速度が $V_x = V \cos \beta$ 、ここに β は車輪の横すべり角である。

相対運動の理論から、上述した場合には車輪が前進しているのではなく、走行路盤が後退しているとみることも可能である。したがって、車輪と走行路盤は接触していないと仮定したら、図中に示されているように車輪上の一点は、接地面先端から距離 x の点まで移動するのにかかる時間が $x/\omega r$ である。この間に車輪上の点は x の距離を移動したのに対して、走行路盤のそれに対応している点は逆方向に $V_x \cdot x/\omega r$ の距離を移動した。上述した点は車輪接地面の粘着域にあるとしたら、前述した基礎知識によれば、車輪と走行路盤の間は相対的なすべりを生じないことが明らかである。このため、その点が同じ時間内で移動した距離の差は車輪の A 部分変形に相当すると仮定する。その変形量は Δx で表され、次式から得られる。

$$\Delta x = x - V_x \cdot x/\omega r = x \cdot (1 - V_x/\omega r)$$

ここでは、 $(1 - V_x/\omega r)$ が車輪の x 軸方向のすべり率 s_x であると仮定すると、

$$\Delta x = x \cdot s_x \quad (3-3)$$

x 軸方向の変形と応力は次のような関係がある。係数 k_x は車輪の x 軸方向のばね定数である。

$$\sigma_x = k_x \cdot \Delta x \quad (3-4)$$

② y 軸方向の変形と応力

前述した基礎知識によれば、粘着域の車輪の y 軸方向変形は、図 3.4 に示されているように直線的なものとなっている。横すべり角 β と y 軸方向の変形 Δy は次式で表される。

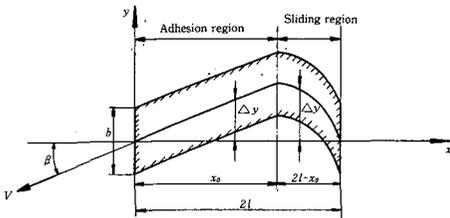


Fig. 3.4 Model of tire-ground interaction

$$\Delta y = x \cdot \tan \beta \quad (3-5)$$

車輪の y 軸方向変形と応力は次のような関係がある。係数 k_y は車輪の y 軸方向のばね定数である。

$$\sigma_y = k_y \cdot \Delta y \quad (3-6)$$

3. すべり域における x, y 軸方向の応力

すべり域における x, y 軸方向の応力を求めるために、次のように仮定する。

① 車輪と走行路盤の摩擦力方向は相対すべり速度の逆方向である。

② 車輪のすべり域の変形はその摩擦力に影響を与えない。

すべり域の一点のすべり速度と摩擦力の方向は図 3.5 より求められる。すべり速度は V_s 、摩擦力の方向は x 軸との角度 θ で表す。

$$\theta = \pi - \tan^{-1} \left(\frac{1 - s_x}{s_x} \tan \beta \right) \quad (3-7)$$

$$V_s = \frac{V \cdot \sin \beta}{\sin \theta}$$

すべり域の一点の応力の x, y 軸方向成分は次のようになる。

$$\sigma_x = \mu \cdot p \cdot \cos \theta$$

$$\sigma_y = \mu \cdot p \cdot \sin \theta \quad (3-8)$$

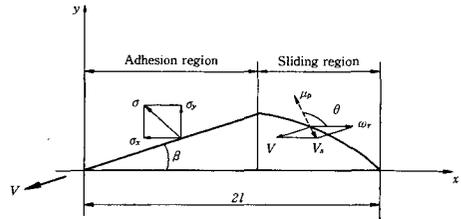


Fig. 3.5 Sliding velocity vector at sliding region

4. 車輪と走行路盤間の摩擦係数

車輪と x 軸方向と y 軸方向の摩擦係数は実測値で、それぞれ μ_x 及び μ_y とすると、すべり域の一点の相対すべり速度方向の摩擦係数は次のように求められる。

ここでは、図 3.6 に示されているように x 軸方向と y 軸方向間の摩擦係数の変化は、角度に比例し、その比率は $(\mu_y - \mu_x) \cdot 2/\pi$ であると仮定する。例えば、 x 軸方向と θ の角度をなす方向の摩擦係数は次式で求められる。

$$\mu = \mu_x + (\mu_y - \mu_x) \cdot |\theta| \cdot 2/\pi \quad (3-9)$$

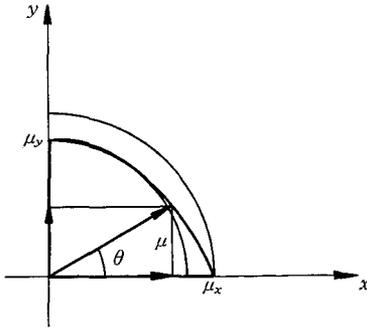


Fig. 3.6 Tire-ground frictional coefficient

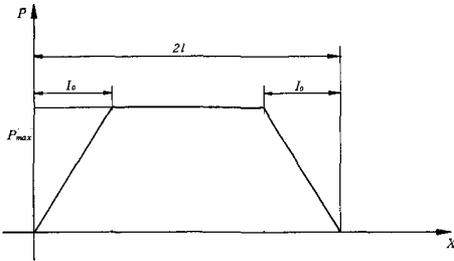


Fig. 3.7 Idealized pressure distribution within tire-ground interaction

5. 車輪の接地圧分布

Fiala の車輪モデルの接地圧分布は放物線と仮定されている。ここでは図 3.7 のように台形状に分布し、しかも $l_0/l=0.25^{61)}$ と仮定する。

接地圧の最大値は次式で表される。

$$p_{max} = \frac{|F_z|}{(2l - l_0)b} \tag{3-10}$$

接地面の圧力分布は次のようである。

$$p = \begin{cases} p_{max} \cdot x / l_0 & 0 \leq x \leq l_0 \\ p_{max} & l_0 < x < 2l - l_0 \\ p_{max} \cdot (2l - x) / l_0 & 2l - l_0 \leq x \leq 2l \end{cases} \tag{3-11}$$

6. 車輪の粘着域とすべり域の境界線

粘着域とすべり域との境界点において、その応力は次式を満たさなければならない。境界点の座標を x_0, y_0 とすると、

$$\sigma_{x_0}^2 + \sigma_{y_0}^2 = (\mu \cdot p)^2 \tag{3-12}$$

となる。(4-3)~(3-6)式を上式に代入すると、次式が得られる。

$$x_0 = \mu \cdot p [(k_x \cdot s_x)^2 + (k_y \cdot \tan \beta)^2]^{-1/2}$$

上式で求められた境界点は走行路盤上のものであって、 x 軸方向の変形を考慮に入れると、次式を得る。

$$x_0 = \mu \cdot p \cdot (1 - s_x) [(k_x \cdot s_x)^2 + (k_y \cdot \tan \beta)^2]^{-1/2}$$

$$(3-13)$$

(3-11)式のように3部分に分けて、車輪の粘着域とすべり域の境界点は求められる。

① $0 \leq x_0 \leq l_0$ の場合

この領域では、接地圧が $p = p_{max} \cdot x_0 / l_0$ となり、(3-13)式に代入すると、次式が得られる。

$$0 \leq \frac{\mu \cdot p_{max} \cdot x_0}{l_0} (1 - s_x) [(k_x \cdot s_x)^2 + (k_y \cdot \tan \beta)^2]^{-1/2} \leq l_0 \tag{3-14}$$

左辺の不等式については $s_x \leq 1$ であるために、常に成立できる。 $x_0 = l_0$ として右辺の不等式を整理すると、次のような二次不等方程式が得られる。

$$\begin{aligned} [kx^2 - \left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{l_0}\right)^2] s_x^2 + 2\left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{l_0}\right)^2 s_x \\ + [(k_y \cdot \tan \beta)^2 - \left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{l_0}\right)^2] \geq 0 \end{aligned}$$

方程式の正の解は次式で求められる。

$$s_{x1} = \frac{-2\left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{l_0}\right)^2 + \left\{ \left[2\left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{l_0}\right)^2 \right]^2 - 4 \left[kx^2 - \left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{l_0}\right)^2 \right] [(k_y \cdot \tan \beta)^2 - \left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{l_0}\right)^2] \right\}^{1/2}}{2 \left[kx^2 - \left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{l_0}\right)^2 \right]}$$

(3-14)の二次不等方程式の成立条件は次式で与えられる。

$$s_x \geq s_{x1} \tag{3-15}$$

したがって、 x 軸方向のすべり率が $s_x \geq s_{x1}$ の場合、粘着域とすべり域の境界点 x_0 は $0 \leq x_0 \leq l_0$ の領域にある。

② $l_0 < x_0 < 2l - l_0$ の場合

この領域においては、接地圧が $p = p_{max}$ となり、この値を(3-13)式に代入すると、次式が得られる。

$$l_0 < \mu \cdot p_{max} \cdot (1 - s_x) [(k_x \cdot s_x)^2 + (k_y \cdot \tan \beta)^2]^{-1/2} < 2l - l_0 \tag{3-16}$$

左辺の不等式は①の右辺不等式と逆であり、その解も同じく s_{x1} である。右辺の不等式について整理すると、次の二次不等方程式が得られる。

$$\begin{aligned} [kx^2 - \left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{2l - l_0}\right)^2] s_x^2 + 2\left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{2l - l_0}\right)^2 s_x \\ + \left[(k_y \cdot \tan \beta)^2 - \left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{2l - l_0}\right)^2 \right] \geq 0 \end{aligned}$$

方程式の正の解は次式で求められる。

$$s_{x2} = \frac{-2\left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{2l - l_0}\right)^2 + \left\{ \left[2\left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{2l - l_0}\right)^2 \right]^2 - 4 \left[kx^2 - \left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{2l - l_0}\right)^2 \right] [(k_y \cdot \tan \beta)^2 - \left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{2l - l_0}\right)^2] \right\}^{1/2}}{2 \left[kx^2 - \left(\frac{\mu \cdot p_{max}}{2l - l_0}\right)^2 \right]}$$

(3-16)の不等式の成立条件は次式で与えられる。

$$s_{x2} < s_x < s_{x1} \tag{3-17}$$

したがって、 x 軸方向のすべり率が $s_{x2} < s_x < s_{x1}$

の場合、粘着域とすべり域の境界点 x_0 は $l_0 < x_0 < 2l - l_0$ の領域にある。

③ $2l - l_0 \leq x_0 \leq 2l$ の場合

この領域では、接地圧が $p = p_{max}(2l - x_0)/l_0$ となり、(3-13) 式に代入すると、次式が得られる。

$$2l - l_0 \leq \frac{\mu \cdot p_{max} \cdot (2l - x_0)}{l_0} \cdot (1 - s_x) [(k_x \cdot s_x)^2 + (k_y \cdot \tan \beta)^2]^{-1/2} \leq 2l \quad (3-18)$$

左辺の不等式は②の右辺不等式と逆であり、その解も同じく s_{x2} である。右辺の不等式は常に成立する。(3-18) の不等式の成立条件は次式で与えられる。

$$s_x \leq s_{x2} \quad (3-19)$$

したがって、 x 軸方向のすべり率が $s_x \leq s_{x2}$ の場合、粘着域とすべり域の境界点 x_0 は $2l - l_0 \leq x_0 \leq 2l$ の領域にある。

7. 駆動力とサイドフォース

駆動力 F_x とサイドフォース F_y は、前述した各方向の応力を車輪の接地面の範囲で積分することによって求められる。

$$F_x = \int_0^{x_0} \sigma_x \cdot b dx + \int_{x_0}^{2l} \sigma_x \cdot b dx \quad (3-20)$$

$$F_y = \int_0^{x_0} \sigma_y \cdot b dx + \int_{x_0}^{2l} \sigma_y \cdot b dx \quad (3-21)$$

次にそれらを3部分に分けて記述する。

① $0 \leq x_0 \leq l_0$ の場合

x 軸方向すべり率 s_x が (3-15) 式を満たす場合、粘着域とすべり域の境界点はこの領域に属する。しかしながら、この領域において接地圧が直線的増加しているため、 x_0 は常に0であると考えられる。これは車輪の接地面全体がすべり域となっていることを意味する。すべり域での応力に関する (3-8 式) を (3-20) と (3-21) 式に代入すると、

$$F_x = \int_0^0 \sigma_x \cdot b dx + \int_0^{2l} \mu \cdot p \cdot \cos \theta \cdot b dx$$

$$F_y = \int_0^0 \sigma_y \cdot b dx + \int_0^{2l} \mu \cdot p \cdot \sin \theta \cdot b dx$$

$$F_x = \mu \cdot |F_z| \cos \theta \quad (3-22)$$

$$F_y = \mu \cdot |F_z| \sin \theta \quad (3-23)$$

② $l_0 < x_0 < 2l - l_0$ の場合

x 軸方向すべり率 s_x が (3-17) 式を満たす場合、粘着域とすべり域の境界点はこの領域に属し、その値は次式で求められる。

$$x_0 = \mu \cdot p_{max} \cdot (1 - s_x) [(k_x \cdot s_x)^2 + (k_y \cdot \tan \beta)^2]^{-1/2} \quad (3-24)$$

したがって、(3-3) ~ (3-6)、(3-8) 式を (3-20) と (3-21) 式に代入し F_x 、 F_y を求めると、

$$\begin{aligned} F_x &= b \left[\int_0^{x_0} k_x \cdot x \cdot s_x dx + \int_{x_0}^{2l-l_0} \mu \cdot p_{max} \cdot \cos \theta dx \right. \\ &\quad \left. + \int_{2l-l_0}^{2l} \mu \cdot p_{max} \cdot \frac{(2l-x)}{l_0} \cdot \cos \theta dx \right] \\ &= b \left[k_x \cdot s_x \cdot \frac{x_0^2}{2} + \mu \cdot p_{max} \cdot \cos \theta (2l - l_0 - x_0) \right. \\ &\quad \left. + \mu \cdot p_{max} \cdot \cos \theta \cdot \frac{l_0}{2} \right] \quad (3-25) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_y &= b \left[\int_0^{x_0} k_y \cdot x \cdot \tan \beta dx + \int_{x_0}^{2l-l_0} \mu \cdot p_{max} \cdot \sin \theta dx \right. \\ &\quad \left. + \int_{2l-l_0}^{2l} \mu \cdot p_{max} \cdot \frac{(2l-x)}{l_0} \cdot \sin \theta dx \right] \\ &= b \left[k_y \cdot \tan \beta \cdot \frac{x_0^2}{2} + \mu \cdot p_{max} \sin \theta (2l - l_0 - x_0) \right. \\ &\quad \left. + \mu \cdot p_{max} \cdot \sin \theta \cdot \frac{l_0}{2} \right] \quad (3-26) \end{aligned}$$

③ $2l - l_0 \leq x_0 \leq 2l$ の場合

x 軸方向すべり率 s_x が (3-19) 式を満たす場合、粘着域とすべり域の境界点はこの領域に属し、その値は次式で求められる。

$$\begin{aligned} x_0 &= \frac{\mu \cdot p_{max} \cdot (2l - x_0)}{l_0} (1 - s_x) [(k_x \cdot s_x)^2 \\ &\quad + (k_y \cdot \tan \beta)^2]^{-1/2} \\ x_0 &= \frac{2l}{1 + \frac{[(k_x \cdot s_x)^2 + (k_y \cdot \tan \beta)^2]^{1/2} \cdot l_0}{\mu \cdot p_{max} \cdot (1 - s_x)}} \quad (3-27) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_x &= b \left[\int_0^{x_0} k_x \cdot x \cdot s_x dx \right. \\ &\quad \left. + \int_{x_0}^{2l} \mu \cdot p_{max} \cdot \frac{2l-x}{l_0} \cdot \cos \theta dx \right] \\ &= b \left[k_x \cdot s_x \cdot \frac{x_0^2}{2} + \mu \cdot p_{max} \cdot \cos \theta \cdot \frac{(2l-x_0)^2}{2 \cdot l_0} \right] \quad (3-28) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_y &= b \left[\int_0^{x_0} k_y \cdot x \cdot \tan \beta dx \right. \\ &\quad \left. + \int_{x_0}^{2l} \mu \cdot p_{max} \cdot \frac{2l-x}{l_0} \cdot \sin \theta dx \right] \\ &= b \left[k_y \cdot \tan \beta \cdot \frac{x_0^2}{2} + \mu \cdot p_{max} \cdot \sin \theta \cdot \frac{(2l-x_0)^2}{2 \cdot l_0} \right] \quad (3-29) \end{aligned}$$

以上の解析は駆動力に関するものであり、制動力の場合、 x 軸方向のすべり率 s_x に負の値を与えることにより求められる。

3.3 車輪力学モデルの検証実験

3.3.1 供試車輪と供試路面

① 供試車輪

Table 3.1 Characteristics of tested tire

Model	6-14-4PR	
Section width	0.160	[m]
Outside diameter	0.660	[m]
Static loaded radius	0.308±0.006	[m]
Design load	2,212.5	[N]
Inflation pressure	110,000*	[Pa]
Longitudinal tire stiffness	162,900*	[N/m ²]
Lateral tire stiffness	144,700*	[N/m ²]
Radial tire stiffness	123,500*	[N/m ²]

供試車輪は供試トラクタの前車輪で、その寸法と特性が表3.1に示されている。

② 供試路面

供試路面はコンクリート路面である。実測した x 軸方向の摩擦係数 μ_x は0.65, y 軸方向の摩擦係数 μ_y は0.54である。

3.3.2 実験方法

① 6分力測定装置の装着

製作した6分力測定装置は、クボタ L1501 四輪駆動トラクタの前車輪と車輪の間に取り入れられる。6分力測定装置の受感部で生じる応力を拡大するために、トラクタの前車輪は逆に取り付けられている。

② 横すべり角の測定

実験時の供試車輪の横すべり角は、図3.8に示されているようにトラクタのステアリング操作で調整される。その大きさはトラクタの車輪に取り付けられている分度計から直接に読み取る。実験中それが

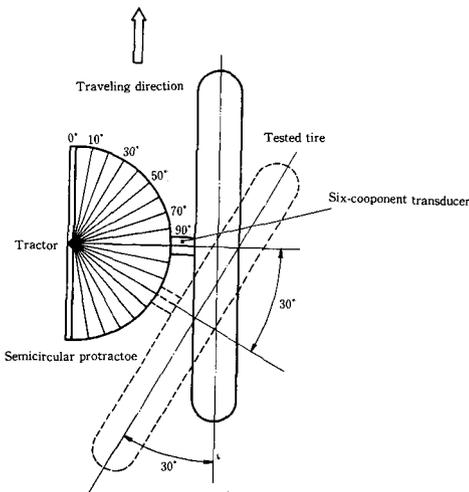


Fig. 3.8 Verification test of a driving tire

変化しないように、トラクタのハンドルを固定することによって実現される。また実験時トラクタを直進させるため、その後車輪片側ブレーキで確保される。本章では、横すべり角0°, 5°, 10°, 15°, 20°, 25°の5段階に分けて実験を行った。

③ すべり率の測定

x 軸方向のすべり率 s_x については次式により求められる。

$$s_x = \frac{\omega r - V_x}{\omega r} = \frac{\omega r - V_m / \cos \beta}{\omega r} \quad (3-30)$$

上式中、トラクタの前進走行速度 V_m は、3 mの区間を通過するのに要する時間を測定することによって計算される。

④ 負荷車

本実験では、Unimog HL (26 kW) トラクタが負荷車として使用されている。

⑤ データの処理

6分力測定装置からのデータは、データレコーダに収録されA/D変換のち、最小2乗法より周期実験式を求め処理された。

3.4 シミュレーション結果と実験結果

3.4.1 駆動・制動力

駆動・制動力と x 軸方向すべり率の関係は図3.9に示されている。横軸は x 軸方向のすべり率 s_x で縦軸は駆動・制動力と車輪荷重の比率としての駆動・制動力係数 F_x/F_z である。実線は車輪の力学モデルからのシミュレーション結果を表している。図から明らかなように、シミュレーション結果と実験結果は、駆動・制動の場合ともに、すべり率が±40%の領域において比較的良好な一致を認められ

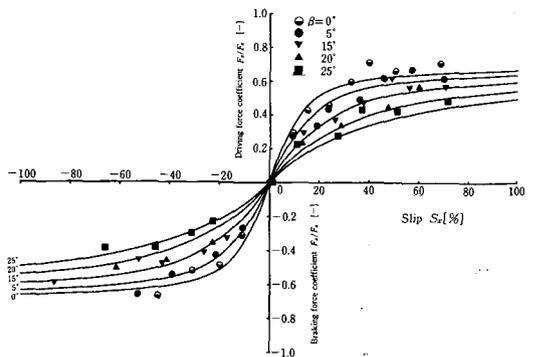


Fig. 3.9 Relationship between driving-braking forces coefficient and slip for various slip angles

る。すべり率が大きい場合、シミュレーション結果は実験結果より小さい値を示している。車輪の変形が非直線的である。または車輪の変形が大きくなるにつれて、各方向の変形は影響しあうためと考えられる。即ち、車輪の各方向のばね定数は一定の値ではなく、その変形の大きさに伴って変形していることを意味する。

車輪の横すべり角 β が大きくなるにつれて、駆動・制動力係数 F_x/F_z の最大値は小さくなる。車輪の横すべり角 β が大きくなると、横方向の変形量が増加し、その結果サイドフォースが大きくなるためと考えられる。

3.4.2 サイドフォース

サイドフォースと x 軸方向すべり率の関係は図 3.10 に示されている。横軸は x 軸方向のすべり率 s_x で、縦軸はサイドフォースと車輪荷重の比率のサイドフォース係数 F_y/F_z である。実線は車輪の力学モデルからのシミュレーション結果を表わしている。図から明らかなように、シミュレーション結果と実験結果は、 x 軸方向のすべり率 s_x の全領域にわたり良好な一致を示している。横すべり角 β が大きくなるにつれて、サイドフォース係数 F_y/F_z は大きくなる。特に、すべり率 s_x が 0% の場合、その値は最大となる。このとき、駆動・制動力が発

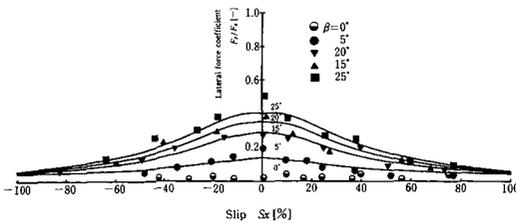


Fig. 3.10 Relationship between lateral force coefficient and slip for various slip angles

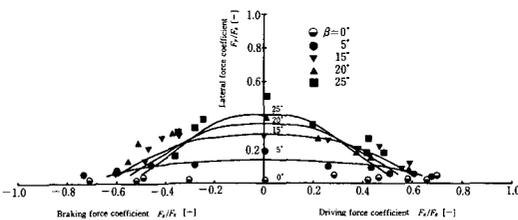


Fig. 3.11 Relationship between driving-braking forces coefficient and lateral force coefficient for various slip angle

生していないためである。すべり率 s_x が大きくなると、サイドフォース係数 F_y/F_z は小さくなり、特に、すべり率 s_x が $\pm 20\%$ 前後までは車輪の横すべり角 β が $15\sim 25^\circ$ と大きいほどその変化率が大きい。これは、図 3.9 に示されているように駆動・制動力係数 F_x/F_z は急激に増加しているためと考えられる。

3.4.3 駆動・制動力係数とサイドフォース係数

駆動・制動力係数 F_x/F_z とサイドフォース係数 F_y/F_z の関係は図 3.11 に示されている。実線は車輪の力学モデルからのシミュレーション結果を示している。

駆動・制動力係数 F_x/F_z の増大につれて、サイドフォース係数 F_y/F_z は減少する。車輪の横すべり角 β が大きくなるほどその変化率が大きい。しかしながら、図から明らかなように駆動・制動力係数が ± 0.2 の範囲では、サイドフォース係数はほとんど変化しない。力の釣り合いから、車輪の駆動・制動力とサイドフォースの合力の最大値がその時の車輪荷重と摩擦係数の積によるものである。したがって、駆動・制動力係数が比較的小さい場合、サイドフォース係数はあまり変わらない。

3.4.4 横すべり角

横すべり角 β とサイドフォース係数 F_y/F_z の関係は図 3.12 に示されている。パラメータは x 軸方向のすべり率である。検証実験では、同じすべり率のデータが得られていないため、図中には車輪の力学モデルからのシミュレーション結果だけが表記されている。

前述された結果と同様、すべり率が大きくなると

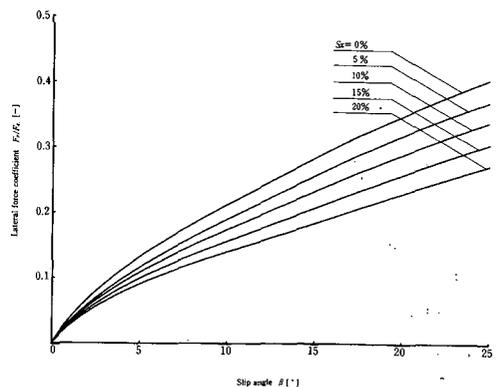


Fig. 3.12 Relationship between lateral force coefficient and slip angle for various slip

サイドフォース係数が小さくなる。横すべり角とサイドフォース係数の関係は非直線的であり、横すべり角が 5° 以下では、サイドフォース係数の変化率は最も大きい。3. 2. 1に述べられたように横すべり角が小さい場合、車輪の接地面はすべて粘着域にあたり、横すべり角の横方向変形に及ぼす影響は最も大きいと考えられる。これに対して、横すべり角が大きい場合、車輪の接地面は粘着域とすべり域の2部分になり、車輪の力学モデルからすべり域での各方面の合力はほとんど横すべり角に関連しないため、そのサイドフォース係数の変化率は小さくなると考えられる。

3. 5 ま と め

提案された簡単な車輪力学モデルから車輪のサイドフォース特性を数値計算でシミュレートした。車輪の力学モデルの妥当性を検証するため、製作した6分力測定装置をクボタ L5101 四輪駆動トラクタの前車輪に取り付け、実験を行った。その結果は以下のように要約された。

(1) 提案した簡単な車輪の力学モデルによるシミュレーション結果は、車輪のすべり率が $\pm 40\%$ 以内の領域では検証実験の結果と比較的良好な一致が認められた。

(2) 車輪の横すべり角が大きくなるにつれて、駆動・制動力係数は小さくなり、サイドフォース係数は大きくなる。 x 軸方向のすべり率が 0% の時、サイドフォース係数は最大値に達する。駆動・制動力係数の増加にしたがって、サイドフォース係数は減少する。車輪の横すべり角が大きいほどサイドフォース係数の変化率が大きい。

(3) 車輪の横すべり角とサイドフォース係数の関係は非直線的であり、シミュレーション結果では横すべり角が 5° 以下の場合、最も顕著である。

第4章 定常円旋回特性

4. 1 目的及び範囲

通常車両運動では、ある一定の前車輪操舵角のもとで一定の走行速度で走行する車両は、半径一定の円旋回運動を行う。これは車両運動の基本であり、定常円旋回と呼ばれる。この定常円旋回の特性を解析することによって、車両運動の基本的な性質、例えば最小旋回半径、旋回に必要なエネルギーなどはかなり良く理解できると言われている^{(62)~(64)}。

そこで本章では、トラクタ・トレーラ系連結車両

の定常円旋回特性を検討するため、いくつかの仮定下で連結車両の旋回力学モデルを提案し、非線形連立運動方程式を導いた。車輪の力学特性については第3章の車輪力学モデルを用いて解析を行った。従来の連結車両の旋回特性に関する研究では、問題が非常に複雑となるため運動方程式の非線形部分を線形化し、車輪の接線力をも無視した取り扱いがなされてきた^{(65)~(67)}。これに対し、本章では連結車両の非線形連立方程式を導く際、この方程式が車輪の駆動・制動力の影響、旋回時のエネルギー問題などの検討にも適用できるように考慮されている。特にトレーラ車輪を操舵することによって、連結車両の定常円旋回性能にどのような影響を及ぼすのかについて調査した。連結車両の旋回力学モデルの妥当性を検証するための実機実験は、試作した四輪操舵可能な二軸四輪型トレーラを用いて実施した。

4. 2 旋回力学モデル

前述したように定常円旋回の場合、各方向の加速度及び回転角加速度が 0 である。しかしながら、後述のトラクタ・トレーラ系連結車両の定常円旋回運動方程式を導く際、今後連結車両の運動制御へ最適制御理論を応用することを考慮し、各方向の加速度及び回転角加速度をそのまま記述することにする。

トラクタ・トレーラ系連結車両旋回時の運動方程式を導くために、次の仮定を設ける^{(68)~(72)}。

(1) トラクタ及びトレーラの重心横すべり角は 15° 以下の場合、前報の結果からサイドフォースと横すべり角の間には近似的に線形関係があるとする。

(2) 旋回時の駆動力はそれほど小さくなく、しかも運動方程式を単純化するため、ここでは車輪の駆動・制動力によるサイドフォースへの影響を無視する。

(3) トラクタの走行速度は自動車などの一般車両に比べると比較的遅いため、車輪への重量転移を無視する。

(4) トラクタあるいはトレーラは構造上ほとんど左右対称に作られており、左右車輪の荷重移動も小さいため、トラクタ及びトレーラの旋回力学モデルは、自動車工学の分野で常用される左右車輪が中央へ配置されたとみた二輪車両モデルを用い取り扱うことにする。

4. 2. 1 車輪のコーナリング係数

第3章で提案した車輪の力学モデルに基づいて、

駆動・制動力のサイドフォースへの影響を無視すると、車輪のサイドフォースと横すべり角の間には次の関係が成り立つ。

$$F_y = b \left\{ k_y \cdot \frac{x_0^2}{2} \cdot \tan \beta + \mu \cdot p_{max} \frac{(2l - x_0)^2}{2l_0} \cdot \sin \theta \right\} \quad (4-1)$$

この関係式について最小2乗法で直線近似を行い、得られた近似直線の傾きは車輪のコーナリング係数と定義する。

4.2.2 運動方程式

トラクタ・トレーラ系連結車両の旋回力学モデルは、前述した仮定に基づいて図4.1のような二輪車両モデルとした。符号の意味は量記号一覧を参照する。連結車両の運動方程式は、各座標軸方向の力及び重心回りのモーメントの釣り合いから導かれる。

(1) トラクタの運動方程式

$$m_T (\dot{V}_{Tx} - V_{Ty} \omega_{Tz}) = -F_{hx} + F_{yT1} \sin \delta_{T1} + F_{zT2} - F_{zT2} C_r - F_{zT1} C_r \cos \delta_{T1} \quad (4-2)$$

$$m_T (\dot{V}_{Ty} + V_{Tx} \omega_{Tz}) = F_{hy} - F_{yT2} - F_{yT1} \cos \delta_{T1} - F_{zT1} C_r \sin \delta_{T1} \quad (4-3)$$

$$I_{Tz} \dot{\omega}_{Tz} = -F_{hy} (l_2 + l_3) + F_{yT2} l_2 - F_{yT1} \cos \delta_{T1} (l_1 - l_2) - F_{zT1} C_r \sin \delta_{T1} (l_1 - l_2) \quad (4-4)$$

(2) トレーラの運動方程式

$$m_t (\dot{V}_{tx} - V_{ty} \omega_{tz}) = F_{hx} \cos \phi + F_{hy} \sin \phi + F_{yT1} \sin \delta_{t1} + F_{yT2} \sin \delta_{t2} - F_{zT2} C_r \cos \delta_{t2} - F_{zT1} C_r \cos \delta_{t1} \quad (4-5)$$

$$m_t (\dot{V}_{ty} + V_{tx} \omega_{tz}) = F_{hx} \sin \phi - F_{hy} \cos \phi - F_{yT1} \cos \delta_{t1} - F_{yT2} \cos \delta_{t2}$$

$$-F_{zT1} C_r \sin \delta_{t1} - F_{zT2} C_r \sin \delta_{t2} \quad (4-6)$$

$$I_{tz} \dot{\omega}_{tz} = (F_{hx} \sin \phi - F_{hy} \cos \phi) (l_4 + l_5 - l_6) - F_{yT1} \cos \delta_{t1} (l_5 - l_6) + F_{yT2} \cos \delta_{t2} l_6 - F_{zT1} C_r \sin \delta_{t1} (l_5 - l_6) + F_{zT2} C_r \sin \delta_{t2} l_6 \quad (4-7)$$

(3) 速度及び角速度の関係式

$$V_{tx} = V_{Tx} \cos \phi - \{V_{Ty} - \omega_{Tz} (l_2 + l_3)\} \sin \phi \quad (4-8)$$

$$V_{ty} + \omega_{tz} (l_4 + l_5 - l_6) = V_{Tx} \sin \phi + \{V_{Ty} - \omega_{Tz} (l_2 + l_3)\} \cos \phi \quad (4-9)$$

$$\dot{\phi} = \omega_{Tz} - \omega_{tz} \quad (4-10)$$

(4) 車輪のサイドフォース

車輪の横すべり角は一般的に15°より小さいため、 $\tan \beta \approx \beta$ と仮定する。したがって、各車輪の横すべり角は次式で表される。

$$\beta_{T1} \approx \frac{V_{Ty} + \omega_{Tz} (l_1 - l_2)}{V_{Tx}} - \delta_{T1} \quad (4-11)$$

$$\beta_{T2} \approx \frac{V_{Ty} - \omega_{Tz} l_2}{V_{Tx}} \quad (4-12)$$

$$\beta_{t1} \approx \frac{V_{ty} + \omega_{tz} (l_5 - l_6)}{V_{tx}} - \delta_{t1} \quad (4-13)$$

$$\beta_{t2} \approx \frac{V_{ty} - \omega_{tz} l_6}{V_{tx}} - \delta_{t2} \quad (4-14)$$

$$\beta_T \approx \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} \quad (4-15)$$

$$\beta_t \approx \frac{V_{ty}}{V_{tx}} \quad (4-16)$$

車輪のサイドフォースと車輪の横すべり角の間には線形関係があるため、各車輪のサイドフォース

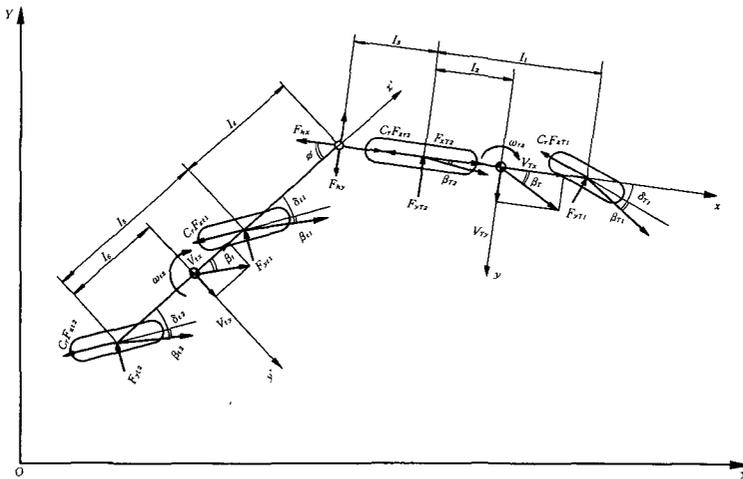


Fig. 4.1 Steering dynamic model of tractor-trailer combinations

は次式で求められる。

$$\begin{aligned} F_{y\tau_1} &\doteq K_{\tau_1} \beta_{\tau_1} \doteq K_{\tau_1} \\ &\doteq K_{\tau_1} \left\{ \frac{V_{Ty} + \omega_{Tz}(l_1 - l_2)}{V_{Tx}} - \delta_{\tau_1} \right\} \\ &\doteq K_{\tau_1} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} + K_{\tau_1} \frac{(l_1 - l_2)}{V_{Tx}} \omega_{Tz} - K_{\tau_1} \delta_{\tau_1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{y\tau_2} &\doteq K_{\tau_2} \beta_{\tau_2} \doteq K_{\tau_2} \frac{V_{Ty} - \omega_{Tz} l_2}{V_{Tx}} \\ &\doteq K_{\tau_2} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} - K_{\tau_2} \frac{l_2}{V_{Tx}} \omega_{Tz} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{y\tau_1} &\doteq K_{\tau_1} \beta_{\tau_1} \doteq K_{\tau_1} \left\{ \frac{V_{Ty} + \omega_{Tz}(l_5 - l_6)}{V_{Tx}} - \delta_{\tau_1} \right\} \\ &\doteq K_{\tau_1} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} + K_{\tau_1} \frac{(l_5 - l_6)}{V_{Tx}} \omega_{Tz} - K_{\tau_1} \delta_{\tau_1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{y\tau_2} &\doteq K_{\tau_2} \beta_{\tau_2} \doteq K_{\tau_2} \left\{ \frac{V_{Ty} - \omega_{Tz} l_6}{V_{Tx}} - \delta_{\tau_2} \right\} \\ &\doteq K_{\tau_2} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} - K_{\tau_2} \frac{l_6}{V_{Tx}} \omega_{Tz} - K_{\tau_2} \delta_{\tau_2} \end{aligned}$$

(5) 定常円旋回連立運動方程式

定常円旋回時は、各方向の速度及び回転角速度が変化しないので、上述した式の加速度及び角加速度の項を無視し整理すると、定常円旋回連立運動方程式は(4-8)、(4-9)と(4-19)～(4-23)式で表される。式中で使用されている符号の意味は量記号一覧に示されている。

トラクタ・トレーラ系連結車両の連結部に働く x , y 輪方向の作用力はそれぞれ(4-17)と(4-18)式で求められる。

$$\begin{aligned} F_{hx} &= F_{y\tau_1} \sin \delta_{\tau_1} + m_{\tau} V_{Ty} \omega_{Tz} + F_{x\tau_2} \\ &\quad - F_{z\tau_2} C_r - F_{z\tau_1} C_r \cos \delta_{\tau_1} \end{aligned} \quad (4-17)$$

$$\begin{aligned} F_{hy} &= F_{y\tau_2} + F_{y\tau_1} \cos \delta_{\tau_1} + m_{\tau} V_{Tx} \omega_{Tz} \\ &\quad + F_{z\tau_1} C_r \sin \delta_{\tau_1} \end{aligned} \quad (4-18)$$

$$\begin{aligned} &\{-l_3 K_{\tau_2} - (l_1 + l_3) \cos \delta_{\tau_1} K_{\tau_1}\} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} \\ &\quad + \{l_2 l_3 K_{\tau_2} - (l_1 + l_3)(l_1 - l_2) \cos \delta_{\tau_1} K_{\tau_1} \\ &\quad - (l_2 + l_3) m_{\tau} V_{Tx}^2\} \frac{\omega_{Tz}}{V_{Tx}} \\ &\quad + (l_1 + l_3) K_{\tau_1} \delta_{\tau_1} \cos \delta_{\tau_1} \\ &\quad - F_{z\tau_1} C_r \sin \delta_{\tau_1} (l_1 + l_3) = 0 \end{aligned} \quad (4-19)$$

$$\omega_{Tz} - \omega_{tz} = 0 \quad (4-20)$$

$$\begin{aligned} &\{\sin(\delta_{\tau_1} + \phi) K_{\tau_1} + \sin \phi K_{\tau_2}\} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} \\ &\quad + \{\sin(\delta_{\tau_1} + \phi) K_{\tau_1} (l_1 - l_2) \\ &\quad - \sin \phi K_{\tau_2} l_2\} \frac{\omega_{Tz}}{V_{Tx}} \\ &\quad + m_{\tau} V_{Ty} \omega_{Tz} \cos \phi \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ m_{\tau} V_{Tx} \omega_{Tz} \sin \phi + F_{x\tau_2} \cos \phi \\ &\quad + (\sin \delta_{\tau_1} K_{\tau_1} + \sin \delta_{\tau_2} K_{\tau_2}) \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} \\ &\quad + \{\sin \delta_{\tau_1} K_{\tau_1} (l_5 - l_6) - \sin \delta_{\tau_2} K_{\tau_2} l_6\} \frac{\omega_{Tz}}{V_{Tx}} \\ &\quad - \{\sin(\delta_{\tau_1} + \phi) K_{\tau_1} \theta_{\tau_1} \\ &\quad + m_{\tau} V_{Ty} \omega_{Tz} - \sin \delta_{\tau_1} K_{\tau_1} \delta_{\tau_1} - \sin \delta_{\tau_2} K_{\tau_2} \delta_{\tau_2} \\ &\quad - F_{z\tau_2} C_r \cos \phi - F_{z\tau_1} C_r \cos(\delta_{\tau_1} + \phi) \\ &\quad - F_{z\tau_2} C_r \cos \delta_{\tau_2} - F_{z\tau_1} C_r \cos \delta_{\tau_1} = 0 \end{aligned} \quad (4-21)$$

$$\begin{aligned} &\{-\cos(\delta_{\tau_1} + \phi) K_{\tau_1} - \cos \phi K_{\tau_2}\} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} \\ &\quad - \{\cos(\delta_{\tau_1} + \phi) K_{\tau_1} (l_1 - l_2) \\ &\quad - \cos \phi K_{\tau_2} l_2\} \frac{\omega_{Tz}}{V_{Tx}} \\ &\quad + m_{\tau} V_{Ty} \omega_{Tz} \sin \phi - m_{\tau} V_{Tx} \omega_{Tz} \cos \phi \\ &\quad + F_{x\tau_2} \sin \phi - (\cos \delta_{\tau_1} K_{\tau_1} + \cos \delta_{\tau_2} K_{\tau_2}) \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} \\ &\quad + \{-\cos \delta_{\tau_1} K_{\tau_1} (l_5 - l_6) + \cos \delta_{\tau_2} K_{\tau_2} l_6\} \frac{\omega_{Tz}}{V_{Tx}} \\ &\quad + \cos(\delta_{\tau_1} + \phi) K_{\tau_1} \delta_{\tau_1} - m_{\tau} V_{Tx} \omega_{Tz} \\ &\quad + \cos \delta_{\tau_1} K_{\tau_1} \delta_{\tau_1} + \cos \delta_{\tau_2} K_{\tau_2} \delta_{\tau_2} \\ &\quad - F_{z\tau_2} C_r \sin \phi - F_{z\tau_1} C_r \sin(\delta_{\tau_1} + \phi) \\ &\quad - F_{z\tau_2} C_r \sin \delta_{\tau_2} - F_{z\tau_1} C_r \sin \delta_{\tau_1} = 0 \end{aligned} \quad (4-22)$$

$$\begin{aligned} &(l_4 + l_5 - l_6) \{-\cos(\delta_{\tau_1} + \phi) K_{\tau_1} \\ &\quad - \cos \phi K_{\tau_2}\} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} \\ &\quad - \{\cos(\delta_{\tau_1} + \phi) K_{\tau_1} (l_1 - l_2) \\ &\quad - \cos \phi K_{\tau_2} l_2\} \frac{\omega_{Tz}}{V_{Tx}} \\ &\quad + m_{\tau} V_{Ty} \omega_{Tz} \sin \phi \\ &\quad - m_{\tau} V_{Tx} \omega_{Tz} \cos \phi \\ &\quad + F_{x\tau_2} \sin \phi + \cos(\delta_{\tau_1} + \phi) K_{\tau_1} \delta_{\tau_1} \\ &\quad + \{- (l_5 - l_6) \cos \delta_{\tau_1} K_{\tau_1} + l_6 \cos \delta_{\tau_2} K_{\tau_2}\} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} \\ &\quad + \{-\cos \delta_{\tau_1} K_{\tau_1} (l_5 - l_6)^2 - \cos \delta_{\tau_2} K_{\tau_2} l_6^2\} \frac{\omega_{Tz}}{V_{Tx}} \\ &\quad + (l_5 - l_6) \cos \delta_{\tau_1} K_{\tau_1} \delta_{\tau_1} - l_6 \cos \delta_{\tau_2} K_{\tau_2} \delta_{\tau_2} \\ &\quad - (l_4 + l_5 - l_6) \{F_{z\tau_2} C_r \sin \phi \\ &\quad + F_{z\tau_1} C_r \sin(\delta_{\tau_1} + \phi)\} \\ &\quad - (l_5 - l_6) F_{z\tau_1} C_r \sin \delta_{\tau_1} + l_6 F_{z\tau_2} C_r \sin \delta_{\tau_2} = 0 \end{aligned} \quad (4-23)$$

(4-8)、(4-9)と(4-19)～(4-23)式との非線形連立方程式は連結車両の定常円旋回時の連立運動方程式である。この非線形連立運動方程式を数値解析することにより、トラクタ及びトレーラの状態変数 V_{Ty} , ω_{Tz} , $F_{x\tau_2}$, V_{Tx} , V_{Ty} , ω_{Tz} , ϕ が求められ

る。また、(4-17) と (4-18) 式からはトラクタ・トレーラ系連結車両の連結部に働く作用力も算出可能となる。

4.3 実験装置及び数値解析方法

4.3.1 実験装置及び測定方法

実験の測定項目及び測定システムを図 4.2 に示した。測定項目は全部で 10 項目で、その中の 8 項目の出力信号は A/D 変換器を介してラップトップコンピュータへ直接入力した。残りの 2 項目は、1 つの測定項目が連結車両系の走行速度であり、もう 1 つは連結車両の車両重心旋回半径である。

(1) 供試トラクタ及び供試トレーラ

実機実験に供したトラクタは、クボタ L1501DT (11 kW) 四輪駆動トラクタである。実験時、連結車両の施回力学モデルに合わせて二輪駆動に切り替えた。その諸元は表 4.1 に示した。

実験に供したトレーラは、4tクラスの貨物自動車の前車軸を用い設計製作した四輪操舵可能な二軸四輪型トレーラである。操舵方式はアッカーマンリ

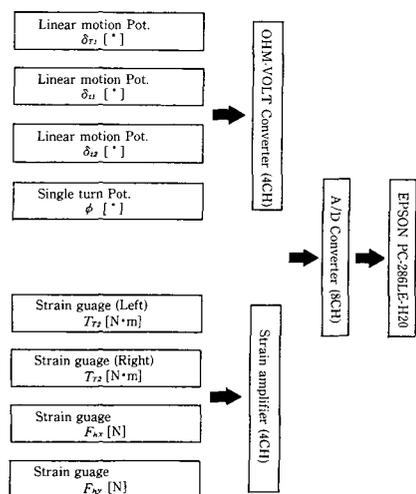


Fig. 4.2 Schematic diagram of measurement system

Table 4.1 Main dimensions of tested tractor

Horsepower	11	[kW]
Max. velocity	3	[m/s]
m_T	826.7	[kg]
F_{zT1}	4,050	[N]
F_{zT2}	4,217	[N]
I_{Tz}	353	[N·m·s ²]
l_1	1.385	[m]
l_2	0.679	[m]
l_3	0.210	[m]

Table 4.2 Main dimensions of tested trailer

m_t	621.4	[kg]
F_{zt1}	4,107	[N]
F_{zt2}	2,107	[N]
I_{tz}	587	[N·m·s ²]
l_4	0.210	[m]
l_5	1.400	[m]
l_6	0.925	[m]

ンク機構式である。その諸元は表 4.2 に示した。

トラクタとトレーラの重心まわり慣性モーメントは、自動車工学の参考書⁷³⁾に記載してある方法にしたがって求めた。

供試トラクタ・トレーラ系連結車両の全体図は図 4.3 に示している。

(2) 車輪の特性

トラクタ及びトレーラの各車輪の寸法、各方向のばね定数、タイヤ空気圧などのデータを表 4.3 に示す。

車輪のばね定数は、その方向の荷重と変位を実測し、最小 2 乗法で回帰値を求めた。

(3) 駆動力の測定装置

トラクタの後車輪駆動トルクは、後車輪に貼ってあるひずみゲージの信号をスリッピングを介し検出した。駆動トルク計測装置の直線性が非常に良く、相関係数はすべて 0.9999 以上である。また異

Table 4.3 Characteristics of tires

	model	inflation pressure [Pa]	lateral stiffness [N/m]	radial stiffness [N/m]
Tractor front tires	6-14-4PR	80,000	187,000	304,000
Tractor rear tires	8.3/8-22-4PR	80,000	296,000	372,000
Trailer front tires	6.50-16-8PR	210,000	313,000	343,000
Trailer rear tires	6.50-16-8PR	200,000	273,000	343,000

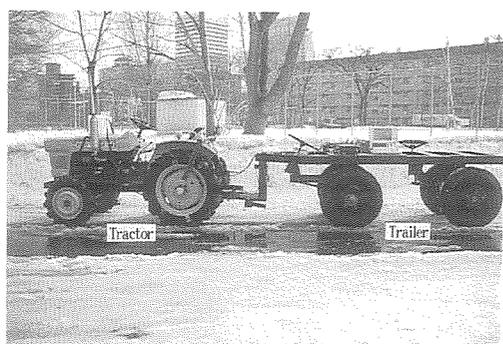


Fig. 4.3 Combination of tractor-trailer for testing

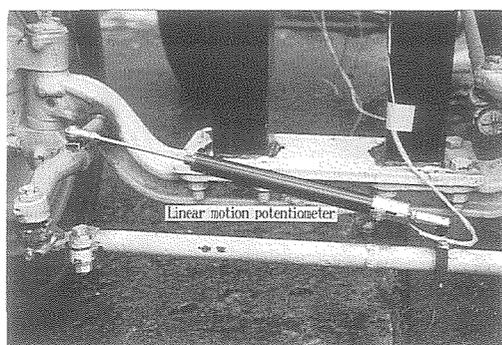


Fig. 4.4 Linear motion potentiometer to measure steering angle

なる方向の力とモーメントによる干渉も5%以下まで抑えることができた。

今回製作した駆動トルク計測装置のトルク測定範囲は50~2,000 N・mである。100 N・m時のひずみ出力は 135×10^{-6} である。

(4) 連結部の作用力測定装置

トラクタ・トレーラ系連結車両の連結部に働く作用力は、トレーラ車体の前後方向と左右方向の両方に分けられる。

その両分力は、それぞれトレーラの水平けん引部と垂直けん引部に貼られたひずみゲージから検出した。その直線性を表す相関係数はすべて0.9994以上である。製作した連結部作用力測定装置の測定範囲は共に200 N~10 kNである。車体方向の計測ブリッジは1,000 N時のひずみ出力が 289×10^{-6} であり、垂直方向の計測ブリッジは1,000 N時のひずみ出力が 234×10^{-6} である。

(5) 車輪操舵角の測定

トラクタ前車輪、トレーラ前・後車輪の操舵角は、アッカーマン操舵機構のリンク系に取り付けた直線

変位計から間接的に測定した。変位計から出た信号は抵抗信号であり、自作した抵抗・電圧変換回路を通じ電圧信号に変えた。車輪操舵角は、実際の左右車輪操舵角の平均値を採用した。直線変位計の取り付け状態は図4.4に示されている。図4.4はトレーラ後車輪への装着状態を表しているが、ほかの2つの操舵車輪へもほとんど同じ方法で取り付けられている。

(6) 連結車両間の相対角の測定

連結車両間の相対角測定装置は図4.5に示されている。相対角の変化は角度変位計より抵抗変化に変え、抵抗-電圧変換回路を介しA/D変換器へ入力される。車輪操舵角及び連結車両間の相対角の測定範囲はすべて2~340°である。

4.3.2 実験方法

トラクタ・トレーラ系連結車両の実機実験は、比較的均一なアスファルト舗装した供試路面において

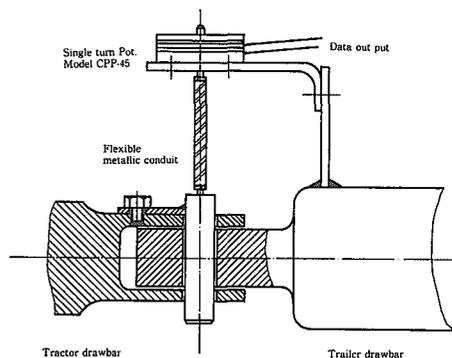


Fig. 4.5 Equipment of measuring tractor-trailer relative angle

実施した。供試路面の粘着係数は0.64、ころがり抵抗係数は0.05と実測された。

連結車両の施回半径は、トラクタの前後車輪中心に装着した水滴の残跡装置を用い直接測定した。連結車両の一周まわり時間は、ストップウォッチで手動計測した。トラクタの走行速度は、連結車両の一周まわり時間とトラクタの重心軌跡の周長距離から算出した。

実験はまず任意のトラクタとトレーラの操舵角で旋回し、安定してから測定を開始する。A/D変換速度は40 msとした。トラクタの走行速度は0.5 m/sと1 m/sの2種類を目安に設定した。

測定中車輪の操舵角が変化しないように、予め必要な角度で操舵ハンドルを固定した。トラクタ前車

輪の操舵角は運転者によって一定の状態に保持された。

4.3.3 非線形連立運動方程式の数値解析

(4-8), (4-9) 式と (4-19)~(4-23) 式の非線形連立運動方程式は、三角関数を含んでいるので一般によく用いられるニュートン・ラプソン法で数値計算しても解が安定しない。そのため今回は、比較的安定しやすい連続変形法⁷⁴⁾で解くことにした。数値計算時の入力値はトラクタの走行速度、トラクタ前車輪操舵角、トレーラ前後車輪操舵角の四つである。これらの値はすべて実験時の実測値を用いた。

4.4 実験結果及び数値解析結果

前述したトラクタ・トレーラ系連結車両の定常円旋回時の非線形連立運動方程式を連続変形法で数値解析し、その結果の妥当性を検討するため、前節の方法で実験を実施した。実験の主な狙いは、運動方程式の妥当性と連結車両の定常円旋回特性を明らかにすることに重点を置いた。

4.4.1 トラクタ前車輪の操舵

トレーラの前後車輪は操舵せず、トラクタ前車輪だけ操舵する場合の実測データの一例は図 4.6 に示した。トラクタの走行速度は約 1 m/s である。実験結果から明らかなように各測定項目は比較的安定している。

表 4.4 にはトラクタ前車輪操舵時の実験結果と数値解析結果を示した。実験値は、全測定時間内に安定しているためその平均値を用いた。数値解析のトラクタ後車輪駆動トルクは、算出した駆動力と車輪半径の積で求められる。トラクタの後車輪荷重による車輪半径の減少は、車輪半径の真値より小さいためその影響を無視した。連結部に働く作用力は、実

験値と数値解析値を比較できるように調整した。連結部の前後と左右方向作用力は (4-17), (4-18) 式で求めた。トラクタ重心の旋回半径は、次式で算出した。

$$R_T = (V_{Tx}^2 + V_{Ty}^2)^{1/2} / \omega_{Tz} \quad (4-24)$$

表 4.4 の結果から明らかなように、数値解析結果と実験結果は各項目で良好な一致が認められた。トラクタ後車輪の駆動トルク及び連結部の作用力に関してはやや大きな違いは表れた。特に連結部の前後方向作用力 F_{hx} では大きな違いが現れた。しかしながら、その絶対値は小さいため、特に問題にならないと考える。トラクタ前車輪操舵角の増大につれ、トラクタ後車輪の駆動トルク T_{Tz} 、連結車両間の相対角 ϕ 、トラクタ及びトレーラの重心横速度 V_{Ty} 、 V_{Ty} などは大きくなる傾向を示している。式 (4-15) と (4-16) から明らかなように重心横速度の増大は、重心横すべり角が大きくなること

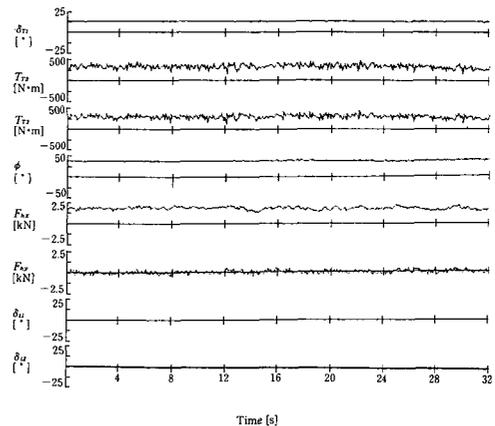


Fig. 4.6 A example of test data

Table 4.4 Test and simulation results

No.	Test conditions				Test and simulation results								
	V_{Tx} [m/s]	δ_{T1} [°]	δ_{t1} [°]	δ_{t2} [°]	T_{Tz} [N·m]	ϕ [°]	F_{hx} [N]	F_{hy} [N]	$\omega_{Tz}(\omega_{tz})$ [1/s]	R_T [m]	V_{Ty} [m/s]	V_{tx} [m/s]	V_{ty} [m/s]
1	0.93	12.1	0.6	-0.9	605	36.8	63	1,766	0.16	5.7			
					*536	32.5	257	1,263	0.17	5.5	0.07	0.82	0.05
2	0.95	12.6	0.6	-0.9	593	36.5	109	1,459	0.17	5.6			
					*555	33.9	254	1,298	0.18	5.3	0.08	0.83	0.05
3	0.98	17.2	0.5	-0.9	694	44.0	55	1,930	0.22	4.5			
					*813	48.1	228	1,444	0.25	3.9	0.11	0.74	0.07
4	1.00	17.3	0.6	-0.9	712	44.9	52	2,068	0.22	4.4			
					*817	48.4	221	1,434	0.26	3.9	0.11	0.75	0.07

* Simulated data

を意味する。

本車両系では、その構造上から連結車両間の相対角の最大値は50°前後である。したがって、表4.4の結果からトラクタ前車輪操舵角が約17°以上に操舵すると、トラクタとトレーラがぶつかり走行不能な状態に陥る。しかもトラクタ前車輪操舵角が大しい場合、トラクタ及びトレーラの重心横すべり角は大きくなるため、必要な旋回エネルギーが大きくなり、結果として車両系も不安定になる。

4.4.2 トレーラ前車輪の操舵

表4.5にはトラクタ前車輪とトレーラ前車輪が同時に操舵する場合の結果を示した。トラクタ前車輪だけを操舵する場合と比べて、トラクタ後車輪の駆動トルク、連結車両間の相対角などは小さくなっている。また、トレーラ前車輪とトラクタ前車輪が同方向に操舵される場合、その違いは顕著に現れている。しかしながら、No.2のデータからトレーラ重心の横すべり角が大きくなっている。このことから、今後トレーラ車輪を適切に操舵することによって連結車両の旋回特性を向上させられる可能性は十分あることを意味している。

表4.5の実機実験結果と数値解析結果の間には、トラクタ前車輪のみ操舵する場合と比較すると比較的大きな相違が存在する。これは、トレーラ前車輪だけ操舵される場合、連結車両が横すべりし不安定になるためと考えられた。また、トレーラの重心横すべり角が大きくなると、サイドフォースと横すべり角の間に線形関係があるとの仮定からも数値解析

の誤差は増大する。

4.4.3 トレーラ後車輪の操舵

表4.6にはトラクタ前車輪とトレーラ後車輪を同時に操舵する場合の結果を示した。トラクタ前車輪とトレーラ後車輪を逆方向に操舵する場合、連結車両の定常円旋回特性は向上する傾向にある。特にトラクタ後車輪の駆動トルク、車両重心の横すべり角、旋回半径などは、トラクタ前車輪だけ操舵される場合と比べてかなり小さくなっている。しかしながら、同方向に操舵する場合、定常円旋回特性の向上はそれほど期待できない。この結果からも、連結車両の最適な操舵方法が存在することを示唆している。

4.4.4 全操舵車輪の操舵

表4.5にトラクタ前車輪・トレーラ前後車輪を同時に操舵するときの結果を示した。前述した場合と同じく、実験結果と数値解析結果の間には良好な一致が認められた。特に実験結果No.2とNo.3では、トラクタ前車輪の操舵角が17°以上になっても連結車両間の相対角はそれほど大きくなる。しかもその場合、トラクタ及びトレーラの重心横すべり角は少し大きくなっているものの、他の諸特性は改善されている。また連結車両間の相対角は大幅に減少しているため、旋回半径が小さくなる可能性が出てきた。

4.4.5 トラクタの走行速度

表4.4~表4.7までの結果からトラクタ走行速度の影響を検討する。今回の実験速度は約1 m/s以

Table 4.5 Test and simulation results

No.	Test conditions						Test and simulation results						
	V_{Tx} [m/s]	δ_{T1} [°]	δ_{t1} [°]	δ_{t2} [°]	T_{T2} [N·m]	ϕ [°]	F_{hx} [N]	F_{hy} [N]	$\omega_{T2}(\omega_{t2})$ [1/s]	R_T [m]	V_{Ty} [m/s]	V_{tx} [m/s]	V_{ty} [m/s]
1	0.49	14.4	-5.6	-0.1	479	33.9	413	1,575	0.09	5.5	0.05	0.41	0.02
					*903	38.7	640	2,027	0.11	4.5			
2	0.98	-12.3	-10.1	-0.6	439	-36.8	386	-1,293	0.20	4.8	-0.09	0.86	-0.12
					*366	-31.8	183	-461	0.16	6.3			

Table 4.6 Test and simulations results

No.	Test conditions					Test and simulation results							
	V_{Tx} [m/s]	δ_{T1} [°]	δ_{t1} [°]	δ_{t2} [°]	T_{T2} [N·m]	ϕ [°]	F_{hx} [N]	F_{hy} [N]	$\omega_{T2}(\omega_{t2})$ [1/s]	R_T [m]	V_{Ty} [m/s]	V_{tx} [m/s]	V_{ty} [m/s]
1	0.50	-14.8	0.0	6.2	371	-31.1	99	-887	-0.11	4.4	-0.05	0.43	-0.01
					*496	-34.8	188	-1,082	-0.11	4.6			
2	0.75	15.3	0.3	6.1	480	41.9	289	1,584	0.15	5.1	0.08	0.57	0.09
					*988	47.0	517	1,862	0.18	4.3			

Table 4.7 Test and simulation results

No.	Test conditions						Test and simulation results							
	V_{Tx} [m/s]	δ_{r1} [°]	δ_{t1} [°]	δ_{t2} [°]	Tr_2 [N·m]	ϕ [°]	F_{hx} [N]	F_{hy} [N]	$\omega_{rz}(\omega_{tz})$ [1/s]	R_r [m]	V_{Ty} [m/s]	V_{Tx} [m/s]	V_{Ty} [m/s]	
1	0.52	-13.2	-5.9	6.3	295	-30.0	-7	-670	-0.11	4.7				
					*353	-26.3	252	-230	-0.08	6.2	-0.06	0.47	-0.02	
2	0.80	-18.0	-9.7	10.4	233	-29.0	-37	-274	-0.17	4.5				
					*346	-33.8	305	-58	-0.17	4.8	-0.12	0.68	-0.03	
3	1.07	19.3	-9.8	-22.1	324	22.8	141	170	0.23	4.6				
					*440	28.3	229	893	0.27	4.0	0.15	0.98	-0.21	

下で、供試トラクタの最高速度約4m/sに比べ比較的遅いためか、連結車両の定常円旋回特性にあまり影響がなかった。

4.5 まとめ

本章では、いくつかの仮定を設けてトラクタ・トレーラ系連結車両の二輪車両モデルを提案した。その二輪車両モデルに基づいて連結車両の非線形連立運動方程式を導いた。特に、トラクタ後車輪の接線力も変数として考慮しているため、導いた方程式は今後のジャックナイフ現象などの解明にも役立つ。非線形連立運動方程式の妥当性を検証するため、この連立運動方程式を定常円旋回の条件下で解き、実機実験結果と比較検討した。非線形連立運動方程式は連続変形法で数値解析を行った。実機実験は、設計製作した四輪操舵可能な二軸四輪型トレーラを利用して実施した。その結果は次のように要約される。

(1) 非線形連立運動方程式の数値解析結果と実験結果は良好な一致が認められた。

(2) 1m/s以下の比較的低速走行の場合、トラクタの走行速度は連結車両の定常円旋回特性にほとんど影響を及ぼさない。

(3) トレーラ車輪を適切に操舵することによって、連結車両の定常円旋回特性は改善することができる。

(4) 今回提案した連結車両の二輪車モデルがある程度正確にその旋回力学特性を表している。したがってこの二輪車モデルは、今後連結車両の運動制御を検討する際に応用することができる。

第5章 状態方程式の導入及びその動特性

5.1 目的及び範囲

第4章では、トラクタ・トレーラ系連結車両の定常円旋回時の非線形連立運動方程式を導き、その妥

当性を実機実験で検証した。その結果、トレーラ車輪を適切に操舵することによって、トラクタ・トレーラ系連結車両の旋回運動性能を改善する可能性を明らかにした。本章では、この研究結果を踏まえ連結車両の運動制御を行う前段階として、トラクタ・トレーラ系連結車両の運動特性を表す状態方程式を導入する。

従来の連結車両の運動制御に関する研究^{75)~78)}では、連結車両の状態方程式を導く際、角度関係の変数がすべて小さいと仮定して、直接線形状態方程式を求めた。そのため、これらの状態方程式の応用範囲は限られている。本研究では、これらの弱点を克服するために、航空工学の分野^{79)~83)}で用いられる微少擾乱方程式の概念を導入し、第4章の非線形連立運動方程式を平衡点付近においてティータ展開で線形化し、線形状態方程式を導いた。この線形状態方程式の妥当性を検証するため、ステップ及びインパルス入力に対する連結車両の応答について、状態方程式によるシミュレーション結果と実機実験結果とを比較検討した。トラクタ・トレーラ系連結車両への最適制御理論を応用する場合、連結車両制御系の固有特性を把握しなければならない。そのため、連結車両の走行速度・各車輪の操舵角が連結車両制御系の固有値に及ぼす影響に関して、数値解析し検討した。また、連結車両のフィードバック制御系を構築することができるかを解明するため、可制御性・可観測性・安定性についても検討を行った。さらに、トラクタ・トレーラ系連結車両への最適制御理論の応用であるために、状態フィードバックを行う際連結車両制御系の全状態変数は計測されなければならない。しかしながら、全状態変数を直接計測することは非常に困難であるため、直接計測可能な状態変数及び入力変数から全状態変数を推定できるn次元状態観測器を構成し、その妥当性を実機実験

で検証した。

5.2 状態方程式

5.2.1 定常円旋回時の運動方程式

トラクタ・トレーラ系連結車両の状態方程式を導入するための基礎方程式は、第4章の定常円旋回時の旋回運動方程式を用いることにする。また、本章で利用するトラクタ及びトレーラの寸法諸元、各車輪のコーナリング係数などに関しても第4章を継承している。

5.2.2 状態方程式

トラクタ・トレーラ系連結車両のような多入力・多出力制御系の場合、従来の伝達関数を中核とする古典制御理論の応用は非常に難しく、それに対して状態方程式を基礎とする現代制御理論は、この問題を比較的容易に取り扱うことができる。特に状態フィードバックを行うことによって、連結車両制御系の安定性をある程度自由に操作でき、最適制御理論を応用すれば、要求される評価関数を最小にする制御システムも簡単に構成できる。トラクタ・トレーラ系連結車両の状態方程式は、定常円旋回をある種の平衡状態であると見なし、次のように求められる。連結車両の非線形連立運動方程式をこの平衡点付近においてテイラー展開し、各変数の増分項は一次のものしか考慮せず、二次以上及び変数増分の積などは無視する。その結果、次のような線形状態運動方程式が求められる。

$$A'' \Delta \dot{x} = A' \Delta x + B' \Delta u \quad (5-1)$$

A'' , A' , B' はそれぞれ 5×5 , 5×5 , 5×4 の係数行列である。その詳細は次式で表される。

$$A''_{12} = m_T(l_2 + l_3)$$

$$A''_{13} = I_{Tz}$$

$$A''_{25} = 1$$

$$A''_{31} = (m_T + m_t) \cos \phi$$

$$A''_{32} = -(m_T + m_t) \sin \phi$$

$$A''_{33} = (l_2 + l_3) m_t \sin \phi$$

$$A''_{35} = -c_3 m_t$$

$$A''_{41} = (m_T + m_t) \sin \phi$$

$$A''_{42} = (m_T + m_t) \cos \phi$$

$$A''_{43} = -(l_2 + l_3) m_t \cos \phi$$

$$A''_{44} = -(l_4 + l_5 - l_6) m_t$$

$$A''_{45} = c_4 m_t$$

$$A''_{51} = (l_4 + l_5 - l_6) m_T \sin \phi$$

$$A''_{52} = (l_4 + l_5 - l_6) m_T \cos \phi$$

$$A''_{55} = I_{tz}$$

$$A'_{11} = \{K_{T1}(l_1 + l_3) \cos \delta_{T1} + K_{T2} l_3\} - \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2}$$

$$+ \{K_{T1}(l_1 - l_2)(l_1 + l_3) \cos \delta_{T1}$$

$$- K_{T2} l_2 l_3\} \frac{\omega_{Tz}}{V_{Tx}^2} - (l_2 + l_3) m_T \omega_{Tz}$$

$$A'_{12} = -\{K_{T1}(l_1 + l_3) \cos \delta_{T1} + K_{T2} l_3\} / V_{Tx}$$

$$A'_{13} = \{-K_{T1}(l_1 - l_2)(l_1 + l_3) \cos \delta_{T1}$$

$$+ K_{T2} l_2 l_3 - (l_2 + l_3) m_T V_{Tx}^2\} / V_{Tx}$$

$$A'_{23} = 1$$

$$A'_{24} = -1$$

$$A'_{31} = -\{K_{T1} \sin(\phi + \delta_{T1}) + K_{T2} \sin \phi\} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2}$$

$$- \{K_{T1}(l_1 - l_2) \sin(\phi + \delta_{T1})$$

$$- K_{T2} l_2 \sin \phi\} \frac{\omega_{Tz}}{V_{Tx}^2} + m_T \omega_{Tz} \sin \phi$$

$$+ a_5 \cos \phi + b_5 \sin \phi$$

$$A'_{32} = \{K_{T1} \sin(\phi + \delta_{T1}) + K_{T2} \sin \phi\} \frac{1}{V_{Tx}}$$

$$+ m_T \omega_{Tz} \cos \phi$$

$$- a_5 \sin \phi + b_5 \cos \phi$$

$$A'_{33} = \{K_{T1}(l_1 - l_2) \sin(\phi + \delta_{T1})$$

$$- K_{T2} l_2 \sin \phi\} \frac{1}{V_{Tx}} + m_T V_{Ty} \cos \phi$$

$$+ m_T V_{Tx} \sin \phi + (l_2 + l_3) a_5 \sin \phi$$

$$- (l_2 + l_3) b_5 \cos \phi$$

$$A'_{34} = \{K_{t1}(l_5 - l_6) \sin \delta_{t1} - K_{t2} l_6 \sin \delta_{t2}\} \frac{1}{V_{Tx}}$$

$$+ m_t V_{ty} - (l_4 + l_5 - l_6) b_5$$

$$A'_{35} = F_{ny} \cos \phi - F_{nx} \sin \phi - a_5 c_3 + b_5 c_4$$

$$+ C_r F_{zT1} \sin(\delta_{T1} + \phi) + C_r F_{zT2} \sin \phi$$

$$A'_{41} = \{K_{T1} \cos(\phi + \delta_{T1}) + K_{T2} \cos \phi\} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2}$$

$$+ \{K_{T1}(l_1 - l_2) \cos(\phi + \delta_{T1})$$

$$- K_{T2} l_2 \cos \phi\} \frac{\omega_{Tz}}{V_{Tx}^2}$$

$$- m_T \omega_{Tz} \cos \phi + a_6 \cos \phi + b_6 \sin \phi$$

$$A'_{42} = -\{K_{T1} \cos(\phi + \delta_{T1})$$

$$+ K_{T2} \cos \phi\} \frac{1}{V_{Tx}}$$

$$+ m_T \omega_{Tz} \sin \phi - a_6 \sin \phi + b_6 \cos \phi$$

$$A'_{43} = -\{K_{T1}(l_1 - l_2) \cos(\phi + \delta_{T1})$$

$$- K_{T2} l_2 \cos \phi\} \frac{1}{V_{Tx}} + m_T V_{Ty} \sin \phi$$

$$- m_T V_{Tx} \cos \phi + (l_2 + l_3) a_6 \sin \phi$$

$$- (l_2 + l_3) b_6 \cos \phi$$

$$\begin{aligned}
A'_{44} &= -\{K_{t1}(l_5 - l_6) \cos \delta_{t1} - K_{t2}l_6 \cos \delta_{t2}\} \frac{1}{V_{tx}} \\
&\quad - m_t V_{tx} - (l_4 + l_5 - l_6) b_6 \\
A'_{45} &= F_{hy} \sin \phi + F_{hx} \cos \phi - a_6 c_3 + b_6 c_4 \\
&\quad - C_r F_{zT1} \cos(\delta_{T1} + \phi) - C_r F_{zT2} \cos \phi \\
A'_{51} &= (l_4 + l_5 - l_6) \{K_{T1} \cos(\phi + \delta_{T1}) \\
&\quad + K_{T2} \cos \phi\} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2} + (l_4 + l_5 - l_6) \\
&\quad \{K_{T1}(l_1 - l_2) \cos(\phi + \delta_{T1}) \\
&\quad - K_{T2}l_2 \cos \phi\} \frac{\omega_{Tx}}{V_{Tx}^2} - (l_4 + l_5 - l_6) \\
&\quad \cdot m_T \omega_{Tx} \cos \phi + a_7 \cos \phi - b_7 \sin \phi \\
A'_{52} &= (l_4 + l_5 - l_6) \\
&\quad \cdot [-\{K_{T1} \cos(\phi + \delta_{T1}) \\
&\quad + K_{T2} \cos \phi\} \frac{1}{V_{Tx}} + m_T \omega_{Tx} \sin \phi] \\
&\quad - a_7 \sin \phi + b_7 \cos \phi \\
A'_{53} &= (l_4 + l_5 - l_6) [-\{K_{T1}(l_1 - l_2) \cos(\phi + \delta_{T1}) \\
&\quad - K_{T2}l_2 \cos \phi\} \frac{1}{V_{Tx}} + m_T V_{Ty} \sin \phi] \\
&\quad - (l_4 + l_5 - l_6) m_T V_{Tx} \cos \phi \\
&\quad + (l_2 + l_3) a_7 \sin \phi - (l_2 + l_3) b_7 \cos \phi \\
A'_{54} &= -\{K_{t1}(l_5 - l_6)^2 \cos \delta_{t1} + K_{t2}l_6^2 \cos \delta_{t2}\} \\
&\quad \cdot \frac{1}{V_{tx}} - (l_4 + l_5 - l_6) b_7 \\
A'_{55} &= (l_4 + l_5 - l_6) (F_{hy} \sin \phi + F_{hx} \cos \phi) \\
&\quad - a_7 c_3 + b_7 c_4 - (l_4 + l_5 - l_6) \\
&\quad \cdot \{C_r F_{zT1} \cos(\delta_{T1} + \phi) \\
&\quad + C_r F_{zT2} \cos \phi\} \\
B'_{12} &= K_{T1}(l_1 + l_3) \cos \delta_{T1} \\
&\quad + (l_1 + l_3) F_{yT1} \sin \delta_{T1} \\
&\quad - (l_1 + l_3) C_r F_{zT1} \cos \delta_{T1} \\
B'_{31} &= \cos \phi \\
B'_{32} &= -K_{T1} \sin(\phi + \delta_{T1}) \\
&\quad + F_{yT1} \cos(\phi + \delta_{T1}) \\
&\quad + C_r F_{zT1} \sin(\phi + \delta_{T1}) \\
B'_{33} &= -K_{t1} \sin \delta_{t1} + F_{yT1} \cos \delta_{t1} + C_r F_{zT1} \sin \delta_{t1} \\
B'_{34} &= -K_{t2} \sin \delta_{t2} + F_{yT2} \cos \delta_{t2} + C_r F_{zT2} \sin \delta_{t2} \\
B'_{41} &= \sin \phi \\
B'_{42} &= F_{yT1} \sin(\phi + \delta_{T1}) + K_{T1} \cos(\phi + \delta_{T1}) \\
&\quad - C_r F_{zT1} \cos(\phi + \delta_{T1}) \\
B'_{43} &= F_{yT1} \sin \delta_{t1} + K_{t1} \cos \delta_{t1} - C_r F_{zT1} \cos \delta_{t1} \\
B'_{44} &= F_{yT2} \sin \delta_{t2} + K_{t2} \cos \delta_{t2} - C_r F_{zT2} \cos \delta_{t2} \\
B'_{51} &= (l_4 + l_5 - l_6) \sin \phi \\
B'_{52} &= (l_4 + l_5 - l_6) \{F_{yT1} \sin(\phi + \delta_{T1})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&\quad + K_{T1} \cos(\phi + \delta_{T1}) \\
&\quad - C_r F_{zT1} \cos(\phi + \delta_{T1})\} \\
B'_{53} &= (l_5 - l_6) (F_{yT1} \sin \delta_{t1} + K_{t1} \cos \delta_{t1} \\
&\quad - C_r F_{zT1} \cos \delta_{t1}) \\
B'_{54} &= -l_6 (F_{yT2} \sin \delta_{t2} + K_{t2} \cos \delta_{t2} \\
&\quad - C_r F_{zT2} \cos \delta_{t2}) \\
a_5 &= -(K_{t1} \sin \delta_{t1} + K_{t2} \sin \delta_{t2}) \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2} \\
&\quad - \{K_{t1}(l_5 - l_6) \sin \delta_{t1} - K_{t2}l_6 \sin \delta_{t2}\} \frac{\omega_{Tx}}{V_{Tx}^2} \\
a_6 &= (K_{t1} \cos \delta_{t1} + K_{t2} \cos \delta_{t2}) \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2} \\
&\quad + \{K_{t1}(l_5 - l_6) \cos \delta_{t1} - K_{t2}l_6 \cos \delta_{t2}\} \\
&\quad \cdot \frac{\omega_{Tx}}{V_{Tx}^2} - m_t \omega_{Tx} \\
a_7 &= \{K_{t1}(l_5 - l_6) \cos \delta_{t1} - K_{t2}l_6 \cos \delta_{t2}\} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2} \\
&\quad + \{K_{t1}(l_5 - l_6)^2 \cos \delta_{t1} + K_{t2}l_6^2 \cos \delta_{t2}\} \\
&\quad \cdot \frac{\omega_{Tx}}{V_{Tx}^2} \\
b_5 &= (K_{t1} \sin \delta_{t1} + K_{t2} \sin \delta_{t2}) \frac{1}{V_{Tx}} + m_t \omega_{Tx} \\
b_6 &= -(K_{t1} \cos \delta_{t1} + K_{t2} \cos \delta_{t2}) / V_{Tx} \\
b_7 &= -\{K_{t1}(l_5 - l_6) \cos \delta_{t1} - K_{t2}l_6 \cos \delta_{t2}\} / V_{Tx} \\
c_3 &= V_{Tx} \sin \phi + V_{Ty} \cos \phi \\
&\quad - (l_2 + l_3) \omega_{Tx} \cos \phi \\
c_4 &= V_{Tx} \cos \phi - V_{Ty} \sin \phi \\
&\quad + (l_2 + l_3) \omega_{Tx} \sin \phi
\end{aligned}$$

ただし、ここに表示されない各要素は0である。導かれた線形増分連立方程式の中の変数項は、それぞれ次のような変数増分行列である。 Δx は $[\Delta V_{Tx}, \Delta V_{Ty}, \Delta \omega_{Tx}, \Delta \omega_{Tx}, \Delta \phi]^T$ の状態変数行列で、 Δu は $[\Delta F_{xT2}, \Delta \delta_{T1}, \Delta \delta_{t1}, \Delta \delta_{t2}]^T$ の入力変数行列である。 $\Delta \dot{x}$ は状態変数行列 Δx の時間微分である。 r は転換行列を表す。

(5-1) 式を現代制御理論の状態方程式の形式に整理すると、次式になる。

$$\Delta \dot{x} = A \Delta x + B \Delta u \quad (5-2)$$

ただし

$$A = A''^{-1} A' \quad (5-3)$$

$$B = A''^{-1} B' \quad (5-4)$$

となっている。 $^{-1}$ は逆行列を表す。係数行列 A , B は、トラクタの走行速度、トラクタ前車輪の操舵角及びトレーラ前後車輪の操舵角の初期条件に基づく非線形連立運動方程式の解によって決定され

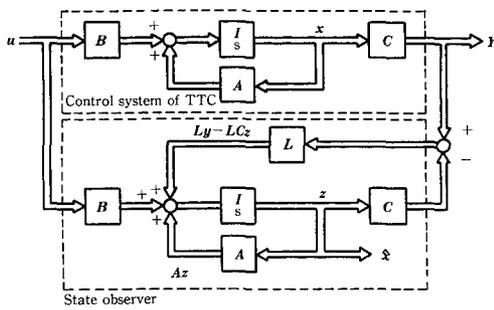


Fig. 5.1 Control system of TTC and state observer

る。
出力方程式は、本研究においては次式で表される。

$$Ly = CAx \tag{5-5}$$

その中に、 C は $[0, 0, 0, 0, 1]$ の出力行列係数である。即ち、トラクタ・トレーラ系連結車両の状態変数の中には、連結車両間の相対角しか測定されない。

上述したトラクタトレーラ系連結車両の制御系は、制御ブロック線図で表すと図5.1のようになる。

5.3 連結車両制御系の解析^{84),85)}

5.3.1 可制御性・可観測性

トラクタ・トレーラ系連結車両の制御問題を検討する場合、連結車両制御系の固有特性について十分把握しなければならない。特に現代制御理論などの制御理論を応用する場合、制御系の固有特性である可制御性及び可観測性を検討しなければならない。

可制御性は、システムの状態をある初期状態から他の希望の状態へ移行させるとき、それに見合う制御入力が存在すると定義されている。また状態空間の全状態が可制御である場合、制御系は完全可制御であると呼ばれている。完全可制御の必要十分条件は $\text{rank } M = n$ である。 n は制御系の次数で、 M は可制御行列で、次式で求められる。

$$M = [B, AB, \dots, A^{n-1}B] \tag{5-6}$$

可観測性は、出力を観測しそれからシステムの状態を知り得ると定義されている。また全状態が可観測の時、制御系は完全可観測であると呼ばれている。完全可観測の必要十分条件は $\text{rank } N = n$ で、可観測行列で、次式で求められる。

$$N = [C^T, A^T C^T, \dots, (A^T)^{n-1} C^T] \tag{5-7}$$

前述したように連結車両制御系の状態方程式の係数行列 A, B は、平衡状態である非線形定常円旋回運動方程式の解などの旋回初期条件に依存している。したがって、可制御性及び可観測性を検討するために、状態方程式をある初期条件のものに限定されなければならない。その一例として、トレーラ前後車輪を操舵せるトラクタ前車輪だけが 10° に操舵される場合を考える。トラクタの走行速度は 1 m/s の場合に限定する。これらの初期条件のもとに第4章の非線形連立運動方程式を解き、(5-1)~(5-4)式から状態方程式の係数行列 A, B が求められる。この A, B 及び (5-5) 式の C 係数行列を (5-6), (5-7) 式に代入し計算した結果、 $\text{rank } M = 5$, $\text{rank } N = 5$ となるため、連結車両制御系は、完全可制御または完全可観測であることが認められた。また、他の初期条件下で数値解析した結果からも、連結車両制御系が完全可制御、完全可観測であることが明らかにされた。

5.3.2 安定性

制御系の安定性判別方法は、いろいろ提案されているが、本研究は一般によく使われている係数行列 A の固有値による判別法を用いることにする。この方法は、係数行列 A の固有値が複素 s 平面の左半面内にあるか否かによって判別できる。即ち、固有値の実数部はすべて負であれば、制御系は漸近安定している。

トラクタ・トレーラ系連結車両が直線走行する場合の状態方程式の係数行列 A を求め、その固有値はフレーム法で数値計算した。そのとき、トラクタの走行速度が係数行列 A の固有値へ及ぼす影響は表5.1に示した。トラクタの走行速度が約 15 m/s 以下の場合、連結車両制御系は安定しているが、走行速度が大きくなると連結車両制御系は不安定になり、約 25 m/s 以上になると、振子現象が起こると推測される。またトラクタの走行速度が負の場合、即ち、トラクタ・トレーラ系連結車両が後退する場合、トラクタの走行速度が遅くても、固有値の実数部は正の値があり、連結車両制御系が不安定となる、これは日頃の経験とも一致している。

トラクタ及びトレーラの操舵車輪が操舵される場合、その固有値に及ぼす影響は表5.2に示した。これらの結果からも明らかのように、トラクタあるいはトレーラの操舵車輪が操舵されると、固有値の中に実数部が正のものがあり、連結車両が不安定とな

Table 5.1 Eigen values of TTC control system

δ_{r1} [°]	δ_{i1} [°]	δ_{i2} [°]	Eigen values				
			No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5
10	0	0	-41.05	-30.97	-24.89	-0.26	0.012
0	10	0	-38.50	-34.90	-25.16	-0.30	0.003
0	0	10	-39.27	-33.37	-25.17	-0.30	0.002
10	10	10	-45.82	-27.49	-24.73	-0.23	0.015
-10	10	10	-38.29	-33.90	-24.93	-0.28	0.010
10	-10	10	-41.62	-28.21	-24.84	-0.41	0.025
10	10	-10	-38.68	-34.82	-24.98	-0.29	-0.008

 $V_{Tx}=1\text{m/s}$

Table 5.2 Eigen values of TTC control system

V_{Tx} [m/s]	Eigen values				
	No. 1	No. 2	No. 3	No. 4	No. 5
25	-2.07+3.19j	-2.07-3.19j	0.08+3.23j	0.08-3.23j	0.00+0.00j
15	-2.79+3.11j	-2.79-3.11j	-0.52+3.14j	-0.52-3.14j	0.00+0.00j
5	-6.61+2.57j	-6.61-2.57j	-4.34+0.00j	-2.31+0.00j	0.00+0.00j
1	-38.94+0.00j	-34.94+0.00j	-25.16+0.00j	-0.27+0.00j	0.00+0.00j
-1	38.94+0.00j	34.94+0.00j	25.16+0.00j	0.27+0.00j	0.00+0.00j
-10	3.72+3.00j	3.72-3.00j	1.24+2.90j	1.24-2.90j	0.00+0.00j
-20	2.34+3.16j	2.34-3.16j	0.15+3.20j	0.15-3.20j	0.00+0.00j

 $\delta_{r1}, \delta_{i1}, \delta_{i2}=0^\circ$

る。しかしながら、トレーラ後車輪がトラクタとトレーラの前車輪と逆方向に操舵される場合、固有値の実数部はすべて負となり連結車両が安定になる。この結果から、トレーラ車輪を適切に操舵することによって、連結車両制御系を安定させることが可能となる。

以上のことから、トラクタ・トレーラ系連結車両が後退運動、高速走行または旋回運動をする場合、連結車両の固有特性から不安定になるため、適切な制御を加える必要がある。

5.3.3 n次元状態観測器の構成

現代制御理論の連結車両制御への応用を検討する際、最適制御あるいは極配置による制御系の設計にあたって状態フィードバックの制御方式は基本となる。しかしながら、このような状態フィードバック制御を行うために、連結車両制御系の全状態変数が各時刻に計測できなければならない。しかしながら、一般の多変数システムでは状態変数のすべてを直接測定できない場合がよくある。そのために、制御系内の直接測定できる出力から状態変数を推定しなければならない。

連結車両制御系の場合、その走行速度や回転角速度などを計測することは非常に困難である。そのため、入力変数及び直接測定できる状態変数から全状態変数を推定できるn次元状態観測器を構成しなければならない。本研究では、n次元状態観測器を用いる。

n次元状態観測器の構成は図5.1に示した。このときの状態観測方程式は次式になる。 $\Delta \mathbf{x}$ はn次元状態観測器による連結車両制御系の状態変数の推定値である。

$$\Delta \dot{\mathbf{z}} = (\mathbf{A} - \mathbf{LC})\Delta \mathbf{z} + \mathbf{L}\Delta \mathbf{y} + \mathbf{B}\Delta \mathbf{u} \quad (5-8)$$

$$\Delta \hat{\mathbf{x}} = \Delta \mathbf{z} \quad (5-9)$$

ここで $\boldsymbol{\varepsilon} = \Delta \mathbf{x} - \Delta \mathbf{z} = \Delta \mathbf{x} - \Delta \hat{\mathbf{x}}$ と仮定して、(5-2)式と(5-8)式から $\boldsymbol{\varepsilon}(t)$ は次式となる。

$$\boldsymbol{\varepsilon}(t) = [\exp(\mathbf{A} - \mathbf{LC})\mathbf{t}]\boldsymbol{\varepsilon}(t_0) \quad (5-10)$$

連結車両制御系の (\mathbf{A}, \mathbf{C}) が完全可観測であるため、 $\mathbf{A} - \mathbf{LC}$ の固有値を任意に指定することができる。したがって、連結車両制御系の係数行列 \mathbf{A} が安定しているか否かにかかわらず適切に \mathbf{L} を選ぶことによって、 $\mathbf{A} - \mathbf{LC}$ を安定にすることができる。また、連結車両制御系の指定された $\mathbf{A} - \mathbf{LC}$

の固有値が、その係数行列 A の代表特性根よりも s 平面の左側にあるように選べば、制御対象よりも速い速度で誤差 ϵ を減衰させることができる。 $A-LC$ の固有値を s 平面上の指定された場所に配置する問題は極配置と呼ばれ、本研究では可制御同形に基づく方法を利用して行った。

5.4 連結車両の動特性

5.4.1 ステップ及びインパルス入力への応答

トラクタ・トレーラ系連結車両の動特性を調査するために、数値解析と実機実験の双方から検討を加えた。実機実験に用いられた供試トラクタ及び供試トレーラ、または計測用のシステムも第4章と同様である。実機実験は、トラクタ・トレーラ系連結車両が直線走行する状態から旋回状態へ移る場合について実施した。即ち、直線走行している連結車両のある操舵輪にステップあるいはインパルス操舵を与え、その後の状態変数の変化を計測記録した。数値計算は実験時の初期条件及び入力データを用い、(5-2) と (5-5) 式の状態方程式をルンゲ・タック・ギル法で直接解いた。その結果は、図5.2～図5.4に示した。トラクタ後車輪の駆動トルクはデータ計測中意図的に変えていないものの、実際の実機実験では他の状態変数の変動から図のように変化した。これも入力データとして数値計算のパラメータに考慮を入れた。連結車両制御系の状態変数の中で、唯一連結車両間の相対角のみが比較的簡単に測定可能である。そのほかの状態変数、例えばトラクタの x

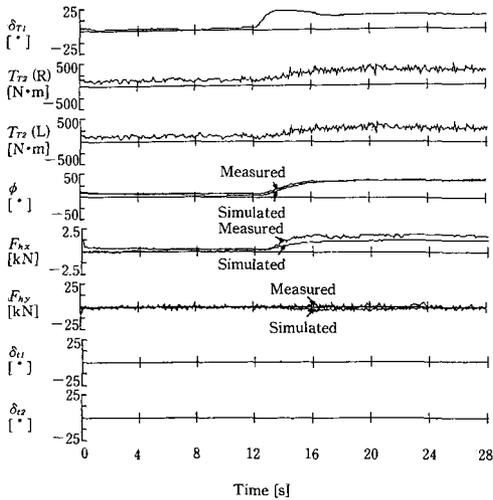


Fig. 5.2 Step steering responses of tractor front wheels

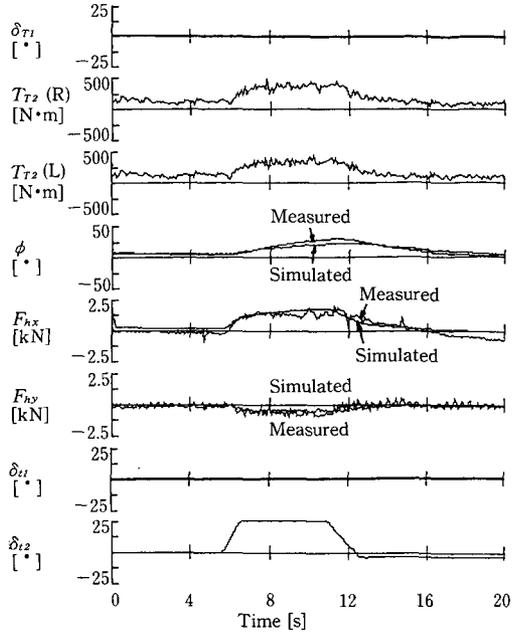


Fig. 5.3 Impulse steering responses of tractor front wheels

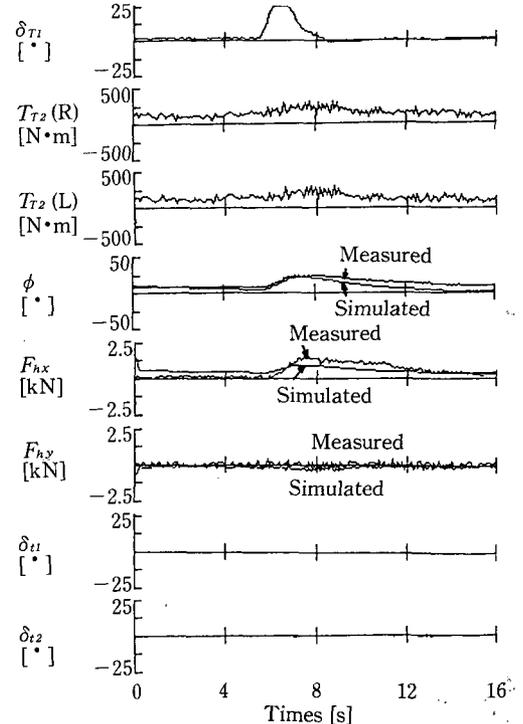


Fig. 5.4 Impulse steering responses of trailer rear wheels

軸方向速度、 y 軸方向速度、回転角速度などを測定することが非常に困難である。本研究では連結車両間の相対角だけ実測した。連結部に働く作用力の変動も同時に計測して、次式の計算結果と比較検討した。各車輪のサイドフォースは第4章と同様な仮定に基づいて、横すべり角と線形関係にあることから次のような式に表されている。次式の構成からも明らかのように、これらの作用力は連結車両制御系の全状態変数を含んでおり、したがって、その変動から間接的に測定していない状態変数の様子を推測できる。

$$\begin{aligned} \Delta F_{hy} = & \sin \delta_n \Delta F_{y_n} + (F_{y_n} + \cos \delta_n \\ & + C_r F_{z_n} \sin \delta_n) \Delta \delta_n + \Delta F_{x_{Tz}} \\ & - m_T \Delta \dot{V}_{Tx} + m_T \omega_{Tz} \Delta V_{Ty} \\ & + m_T V_{Tx} \Delta \omega_{Tz} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_{hy} = & \Delta F_{y_{Tz}} + \cos \delta_n \Delta F_{y_n} \\ & + (C_r F_{z_n} \cos \delta_n - F_{y_n} \sin \delta_n) \Delta \delta_n \\ & + m_T \Delta \dot{V}_{Ty} + m_T \omega_{Tz} \Delta V_{Tx} \\ & + m_T V_{Tx} \Delta \omega_{Tz} \end{aligned}$$

$$F_{y_n} \doteq K_{T1} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} + K_{T1} \frac{(l_1 - l_2)}{V_{Tx}} \omega_{Tz} - K_{T1} \delta_n$$

$$F_{y_{Tz}} \doteq K_{T2} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} - K_{T2} \frac{l_2}{V_{Tx}} \omega_{Tz}$$

$$F_{y_n} \doteq K_{t1} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} + K_{t1} \frac{(l_2 - l_1)}{V_{Tx}} \omega_{Tz} - K_{t1} \delta_{t1}$$

$$F_{y_{Tz}} \doteq K_{t2} \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}} - K_{t2} \frac{l_2}{V_{Tx}} \omega_{Tz} - K_{t2} \delta_{t2}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_{y_n} = & -K_{T1} \left\{ V_{Ty} + (l_1 - l_2) \omega_{Tz} \right\} \frac{\Delta V_{Tx}}{V_{Tx}^2} \\ & + K_{T1} \frac{\Delta V_{Ty}}{V_{Tx}} + K_{T1} (l_1 - l_2) \frac{\Delta \omega_{Tz}}{V_{Tx}} \\ & - K_{T1} \Delta \delta_n \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta F_{y_{Tz}} = & -K_{T2} (V_{Ty} - l_2 \omega_{Tz}) \frac{\Delta V_{Tx}}{V_{Tx}^2} \\ & + K_{T2} \frac{\Delta V_{Ty}}{V_{Tx}} - K_{T2} l_2 \frac{\Delta \omega_{Tz}}{V_{Tx}} \end{aligned}$$

図5.2～図5.4の結果から実験結果と数値計算結果との間には良好な一致が認められた。したがって、今回導いたトラクタ・トレーラ系連結車両の状態方程式は、車両系の特性をかなり正確に表しており、今後の最適制御理論の応用に十分適用できるものである。

図5.2と図5.3は、トレーラの前後車輪を操舵せず、トラクタ前車輪だけが操舵される場合の結果を示している。トラクタの走行速度がそれぞれ0.99

m/s と 1.03 m/s である。この結果から明らかのようにトラクタ前車輪を操舵してから、約1秒遅れて連結車両間の相対角及び連結部の前後方向作用力が変化し始まり、安定するまでの時間は約4秒程必要とする。このことから、運転者が何らかの危険が感じた場合、トラクタの前車輪を操舵してもトレーラの動きがすぐに追従できないため、事故を引き起こす原因になることがしばしばある。

図5.4では、トレーラ後車輪だけを操舵する場合の結果である。トレーラ前車輪だけを操舵する場合に比べて、遅れ時間及び収束時間は長くなっている。しかしながら、本図から連結車両間の相対角が大きく変化していることが明らかである。この結果から、トレーラ後車輪操舵の連結車両動特性への影響は、トレーラ前車輪操舵のそれよりかなり大きいことがわかる。

以上の結果から、直線運動している連結車両にステップあるいはインパルス操舵入力を与える場合、連結車両制御系の状態変数は収束し、安定している。しかしながら、その時間遅れは最大1秒近く、収束時間は約4秒とかなり遅い。したがって、トラクタ・トレーラ系連結車両の操縦性が悪くそれを改善するため、制御を加えることが必要となる。

また、トラクタ前車輪とトレーラ後車輪を操舵する場合、連結車両間の相対角の応答は大きく、トレーラの前車輪を操舵する場合、相対角はほとんど変化しない。これは、連結車両の特性からトレーラ前車輪の操舵がその動特性にあまり影響を及ぼさない結果である。

5.4.2 n 次元状態観測器の結果

5.3.3では、直接測定できる状態変数と入力データから連結車両制御系の全状態変数を推定できるn次元状態観測器を構成した。その妥当性を検証するため、実験実験及び数値計算を行った。連結車両の状態方程式は、直線運動する場合のものをを用いた。 $A-LC$ の固有値は、表5.1の係数行列Aの固有値を考慮し $\zeta=0.707$ の減衰特性を持ち、 $s_{1,2}=-1+0j$, $s_{3,4}=-30\pm 30j$, $s_{5,6}=-40\pm 40j$ と選んだ。図5.5の場合Lは $[-1.5 \times 10^7, -837, -1758, -1812, 42]^T$ 、図5.6の場合Lは $[-4.4 \times 10^7, -2016, -1767, -1828, 43]^T$ と算出された。次に、(5-8)式をルンゲ・タック・ギル法で直接算出した結果と実験結果を比較検討した。図5.5と図5.6の結果から明らかのように、n

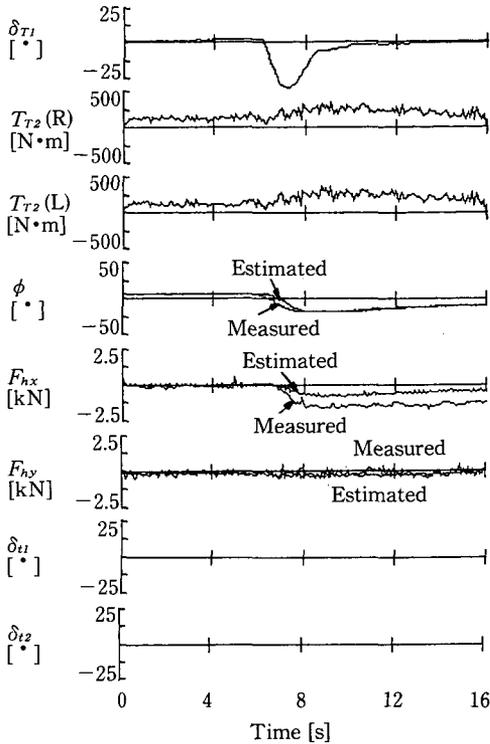


Fig. 5.5 Measured and estimated results of impulse steering responses of tractor front wheels

次元状態観測器による推定結果は、実験結果とよく一致している。この結果、今回構成した n 次元状態観測器は、連結車両制御系の状態変数を推定することができ、今後の状態フィードバック制御においても利用できるものである。

5.5 まとめ

第4章の定常円旋回時の非線形連立運動方程式を平衡点付近において、テイラー展開で線形化し、連結車両制御系の状態方程式を導いた。その状態方程式の妥当性を検証するために、ステップ及びインパルス入力に対する連結車両の応答についてシミュレーションと実機実験の双方から検討した。連結車両制御系の可制御性・可観測性・安定性についても検討を加えた。また直接計測困難な状態変数を推定するために、 n 次元状態観測器を構成した。状態方程式及び n 次元状態観測器の妥当性を検証するため、第4章と同一計測システムで実機実験を実施した。その結果、

(1) 連結車両制御系の完全可制御、または完全

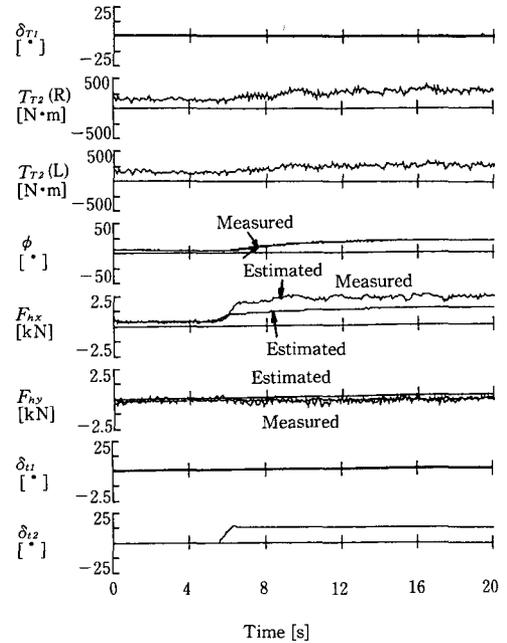


Fig. 5.6 Measured and estimated results of step steering responses of tractor front wheels

可観測である。

(2) 連結車両制御系の固有値は、後退走行・高速走行・旋回運動を行う場合、実数部分は正となり連結車両は不安定である。

(3) ステップ及びインパルス入力に対する連結車両の応答は、実験値と数値計算値とがよく一致している。また、応答の時間遅れの最大値は約1秒で、収束時間の最大値は約4秒であった。

(4) n 次元状態観測器による状態変数の推定値は、実験値とよく一致している。状態観測器の固有値をより s 平面上の左側に移せば、推定誤差の減衰速度はさらに速くなる。

第6章 最適制御理論による実機制御実験

6.1 目的及び範囲

第5章では、トラクタ・トレーラ系連結車両の状態方程式を導入し、その妥当性を検証するため検証実験を行った。その結果、導かれた状態方程式はかなり正確に連結車両系の運動特性を表している。また、連結車両制御系の状態方程式の動特性について、高速走行・後退走行・旋回運動などの場合、不安定であることが明らかにされた。更にこれらの連結車両制御系の固有問題は、トレーラ車輪を適切に

操舵することによって解決することができるという可能性も示した。

近年自動車工学の分野では、四輪操舵(4WS)制御技術が非常に脚光を浴び、大きな成果をおさめている^{86)~92)}。従来の前車輪のみ操舵される場合に比べて、四輪操舵することによって、車両系が今までできなかった平面運動までもできるようになった。そこで、トラクタ・トレーラ系連結車両の場合でも、これらの概念を導入しトレーラ車輪を操舵することによって、連結車両の運動性能が大幅に改善することができるであろうと考え、最適制御理論に基づいて連結車両の運動制御へ4WS制御技術の基本概念を応用することを研究目的とした。

本章では4つの制御モードを定め、最適制御理論の制御方法を用い実機実験を実施した。実機実験は、第4章の実験装置を改造しステッピングモータによる車輪操舵機構を新たに考案し装着した。ステッピングモータの制御信号は、パーソナルコンピュータのI/Oポートを通じ出力される。供試路面は、アスファルト・砂利道・えん麦収穫跡地の3種類を選んで実施した。

6.2 最適制御理論^{93),94)}

第5章で導いた連結車両制御系の状態方程式は、次のような一般式で表されている。

$$\begin{aligned}\Delta\dot{x} &= A\Delta x + B\Delta u \\ \Delta y &= C\Delta x\end{aligned}\quad (6-1)$$

係数行列 A , B , C の各要素の構成及び計算方法などは、第5章に詳しく記述している。また、連結車両制御系の状態変数の中には測定困難なものがあり、それらを推定するために状態観測器を構成した。その形式も次の一般形をとる。

$$\Delta\dot{\hat{x}} = (A - LC)\Delta\hat{x} + L\Delta y + B\Delta u \quad (6-2)$$

式中の L は、 $A - LC$ が安定になるように選ぶ。その $A - LC$ の減衰特性も L によって決定される。

上述した状態方程式及び状態観測器の妥当性は、第5章の実機実験結果から認められた。次に最適制御理論の基本概念を説明する。

最適制御理論は、 LQ 制御、最適レギュレータとも呼ばれ、その基本的な考え方は、二次形式の評価関数を最小にするための制御則を求めることである。二次形式の評価関数は一般に次式となる。

$$J = \int_0^{\infty} (\Delta y^T Q \Delta y + \Delta u^T R \Delta u) dt \quad (6-3)$$

ただし、

Q : 非負値な対称行列

R : 正値な対称行列

最適制御理論によると、(6-3)式の二次形式評価関数を最小にする制御入力 Δu は次のように求められる。

まず、次式の行列リカティ方程式から対称行列 P を求める。(6-1)式の制御系が可制御であれば、リカティ方程式の解は必ず定数の対称行列 P に収束する。対称行列 P を用い次のように最適の制御入力ベクトルが求められる。

$$\begin{aligned}PA + A^T P - PBR^{-1}B^T P + C^T Q C &= 0 \\ K &= -R^{-1}B^T P \\ \Delta u^* &= K\Delta x\end{aligned}\quad (6-4)$$

(6-3)式の Q , R 行列の物理的意味について簡単に説明する。これらの行列は重み関数行列とも呼ばれ、それを調整することにより、最適フィードバックゲインを変えることができる。評価関数の第一項は、解軌道の過渡特性に対する評価を、第二項は制御入力エネルギー消費に対する評価を与える。簡単に言えば、結局最適制御は、重み関数行列 Q , R に応じて過渡特性と入力エネルギー消費の妥協を図ったものといえる。例えば、 $|R|$ を $|Q|$ に比べて大きく選べば過渡特性を多少犠牲にしても、入力エネルギー消費を減らすことができ、逆にになると、入力エネルギー消費は大きいが良い過渡特性を得ることができる。

6.3 最適制御モード

前述した最適制御理論を、トラクタ・トレーラ系連結車両制御系へ応用する場合、二次形式の評価関数の決定は非常に重要である。本研究では、連結車両間の相対角・車両重心の横すべり角・車両重心の走行軌跡に注目し、その最適制御について検討した。

制御入力はトレーラの前・後車輪操舵角であり、観測出力は連結車両の相対角である。計測できない状態変数については、(6-2)式で表される状態観測器を用い推定した。

次に各制御モードがどのような実際問題と結び付くのか、またその設定方法について説明する。

6.3.1 連結車両間の相対角を評価関数とする制御モード

連結車両間の相対角は、車両系の運動性能に大きな影響を及ぼし、連結車両制御系にとっては非常に重要なパラメータの一つである。連結車両間の相対

角が大きくなると、トラクタとトレーラの走行軌跡が大ききずれ、場合によっては巻き込み事故が起こる。農用連結車両の場合、特に枕地の増大、作物の踏み倒しなどが問題となる。

そのため、この制御モードの目標は、連絡車両間の相対角が最小となるような最適制御入力(6-4)式より求める。第5章の状態方程式では連結車両の制御入力4つある。しかしながら、トラクタの前車輪操舵及び後車輪の駆動については、その制御が非常に困難であり、またはそれらが連結車両の施回運動性能に及ぼす影響は他の2つに比べ小さいことから、本研究ではトレーラの前・後車輪の操舵だけを制御対象とする。状態方程式(6-1)式の各行列の要素は次のようになる。

$$\Delta x: [\Delta V_{Tx}, \Delta V_{Ty}, \Delta \omega_{Tz}, \Delta \omega_{Tx}, \Delta \phi]$$

$$\Delta y: [\Delta \phi]$$

$$\Delta u: [\Delta \delta_{T1}, \Delta \delta_{T2}]$$

また、重み関数行列 Q , R はそれぞれ次のような1次元と2次元の対称行列である。

$$Q = [q_{11}], \quad q_{11} \geq 0$$

$$R = \begin{bmatrix} r_{11} & 0 \\ 0 & r_{22} \end{bmatrix}, \quad r_{11} \times r_{22} > 0 \quad (6-5)$$

6. 3. 2 後退時の相対角を評価関数とする制御モード

トラクタ・トレーラ系連結車両の後退走行は非常に複雑であって、熟練な運転技術が必要となる^{95)~97)}。連結車両の後退走行の難しさは主に次のような原因で生ずると考えられる。①トラクタ・トレーラ系連結車両の場合、平面運動を行う二輪車モデルで考えてもその運動の自由度が5つあり、単体車両の3つに比べ非常に多いこと、②後退走行の場合、運転者の操縦感覚及び操舵判断は前進運動の場合と正反対であることの二つの要因が上げられる。後退走行時の連結車両制御系の構成は6. 3. 1の場合と同じであり、違うのは係数行列 A と B を計算する場合、トラクタの走行速度を負にするだけである。この制御モードの目標も、連絡車両間の相対角を最小にするような最適制御入力を求めることである。最適制御理論を用い最適制御入力を求めるための重み関数行列は、(6-5)式と同じ構成である。

6. 6. 3 両車両の重心横すべり角を評価関係とする制御モード

車両重心の横すべり角は車両系の重要なパラメータの1つで、その操縦性・安全性などに大きな影響

を及ぼす^{98)~100)}。車両重心の横すべり角が大きくなると、車両系の操縦性・安全性が著しく低下し、場合によってはジャックナイフ現象が起こる恐れがある。また車両重心の横すべり角が大きい場合、車両系の各車輪の横すべりが大きく摩擦などの問題が起こる。したがって、トレーラの前・後車輪を適切に操舵することによって、車両重心の横すべり角を小さく抑える必要がある。

(6-1)式で表されている連結車両制御系の状態方程式は、直接車両重心の横すべり角を変数として取り扱われていない。したがって、変数変換を行わなければならない。変数変換後の状態変数は次のようになる。

$$\Delta x: [\Delta \beta_{T1}, \Delta \beta_{T2}, \Delta \omega_{Tz}, \Delta \omega_{Tx}, \Delta \phi]$$

$$\Delta y: [\Delta \beta_{T1}, \Delta \beta_{T2}]$$

$$\Delta u: [\Delta \delta_{T1}, \Delta \delta_{T2}]$$

状態変数の中の測定不可能なものについては、(6-4)のn次元状態観測器によって推定される。

変数変換後の連結車両制御系の係数行列はそれぞれ次式のように A' , B' , C' で示されている。この制御モードで連結車両の運動制御を行う場合、最適制御入力の計算は、次の各係数行列を A , B , C 係数行列に変わって(6-1)~(6-4)式に代入して行われる。

$$A' = PAP^{-1}$$

$$B' = PB$$

$$C' = CP^{-1} \quad (6-6)$$

ただし、

$$p_{11} = -\frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2}$$

$$p_{12} = \frac{1}{V_{Tx}}$$

$$p_{21} = -\frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2} \cos \phi + \frac{1}{V_{Tx}} \sin \phi$$

$$p_{22} = \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2} \sin \phi + \frac{1}{V_{Tx}} \cos \phi$$

$$p_{23} = -\frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2} (l_2 + l_3) \sin \phi - \frac{1}{V_{Tx}} (l_2 + l_3) \cos \phi$$

$$p_{24} = -\frac{1}{V_{Tx}} (l_4 + l_5 - l_6)$$

$$p_{25} = \frac{V_{Ty}}{V_{Tx}^2} [V_{Tx} \sin \phi$$

$$+ V_{Ty} \cos \phi - (l_2 + l_3) \omega_{Tz} \cos \phi]$$

$$+ \frac{1}{V_{Tx}} [V_{Tx} \cos \phi - V_{Ty} \sin \phi$$

$$+(l_2+l_3)\omega_{Tz} \sin \phi]$$

$$p_{33}=1$$

$$p_{44}=1$$

$$p_{55}=1$$

その他の要素はすべて0である。式中の各変数は第4章の数値解析値である。連結車両の寸法諸元も第4章に詳しく記述されている。

(6-3) 式の重み関数行列 Q , R は次の形式をとる。

$$Q = \begin{bmatrix} q_{11} & 0 \\ 0 & q_{22} \end{bmatrix}, \quad q_{11} \times q_{22} \geq 0$$

$$R = \begin{bmatrix} r_{11} & 0 \\ 0 & r_{22} \end{bmatrix}, \quad r_{11} \times r_{22} > 0 \quad (6-7)$$

6.3.4 両車両の重心軌跡を評価関数とする制御モード

一般にトラクタ・トレーラ系連結車両が旋回、車線変更する場合、いわゆる内輪差の問題が指摘される。内輪差とは、例えば連結車両が旋回する場合、トラクタとトレーラの重心軌跡は一致せず、トレーラの重心軌跡がトラクタの重心軌跡の内側を通る現象のことである。内輪差の問題が存在するため、は場での旋回運動を行う場合、重心軌跡の不一致のため、6.3.1で記述されているように作物の踏み倒し、枕地の増大などの問題がある。一般道路で旋回・車線変更を行う場合、運転者がトレーラの走行姿勢に関して特別な注意を払わなければならないので、運転者にとって重労働となる。

本研究ではトラクタとトレーラの重心軌跡を一致させるために、次のような新しい状態変数を導入する。連結車両制御系が直線走行する場合、その初期値では $V_{Tx} = V_{Lx}$, $V_{Ty} = V_{Ly}$ の関係が成立する。新しく導入される状態変数は、 $\Delta V_x = \Delta V_{Tx} - \Delta V_{Lx}$, $\Delta V_y = \Delta V_{Ty} - \Delta V_{Ly}$ のように作り、この変数を最小にすれば、トラクタとトレーラの重心軌跡が一致する。変数変換後の状態変数は次のようになる。

$$\Delta x : [\Delta V_x, \Delta V_y, \Delta \omega_{Tz}, \Delta \omega_{Lz}, \Delta \phi]$$

$$\Delta y : [\Delta V_x, \Delta V_y]$$

$$\Delta u : [\Delta \delta_{T1}, \Delta \delta_{L1}]$$

状態変数の中の測定不可能のものについては、(6-4) の n 次元状態観測器によって推定される。

変数変換後の連結車両制御系の係数行列はそれぞれ次式のように A' , B' , C' で示されている。この制御モードで連結車両の運動制御を行う場合、最適制御入力計算は、次の各係数行列を A , B , C

係数行列に変わって (6-1)~(6-4) 式に代入して行われる。

$$A' = PAP^{-1}$$

$$B' = PB$$

$$C' = CP^{-1}$$

(6-8)

ただし、

$$p_{11} = 1 - \cos \phi$$

$$p_{12} = \sin \phi$$

$$p_{13} = -(l_2 + l_3) \sin \phi$$

$$p_{15} = V_{Tx} \sin \phi + V_{Ty} \cos \phi$$

$$-(l_2 + l_3) \omega_{Tz} \cos \phi$$

$$p_{21} = -\sin \phi$$

$$p_{22} = 1 - \cos \phi$$

$$p_{23} = (l_2 + l_3) \cos \phi$$

$$p_{24} = l_4 + l_5 - l_6$$

$$p_{25} = -V_{Tx} \cos \phi + V_{Ty} \sin \phi$$

$$-(l_2 + l_3) \omega_{Tz} \sin \phi$$

$$p_{33} = 1$$

$$p_{44} = 1$$

$$p_{55} = 1$$

その他の要素はすべて0である。式中の各変数は第4章の数値解析値である。連結車両の寸法諸元も第4章と同じものを用いている。

(6-3) 式の重み関数行列 Q , R は次の形式をとる。

$$Q = \begin{bmatrix} q_{11} & 0 \\ 0 & q_{22} \end{bmatrix}, \quad q_{11} \times q_{22} \geq 0$$

$$R = \begin{bmatrix} r_{11} & 0 \\ 0 & r_{22} \end{bmatrix}, \quad r_{11} \times r_{22} > 0 \quad (6-9)$$

6.4 制御システム

6.4.1 計測及び制御システム

供試トラクタ・トレーラ系連結車両は第4章の図4.3と同様である。供試トレーラは試作した四輪操舵可能な二軸四輪型トレーラである。実機実験時の測定項目及び測定システムは、第4章の図4.2に示されている。連結車両の走行速度は手動計測した距離と時間から算出される。トラクタ前車輪操舵角、トレーラ前車輪操舵角、トレーラ後車輪操舵角、連結車両間の相対角、トラクタ左後車輪の駆動トルク、トラクタ右後車輪の駆動トルク、連結部の前後方向作用力、連結部の左右方向作用力の計測方法及び計測装置も第4章のものと同じである。トラクタとトレーラの寸法諸元なども第4章に記述されているものと同じである。

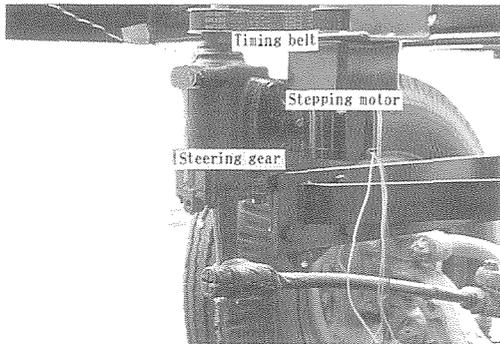


Fig. 6.1 Trailer wheel's steering apparatus

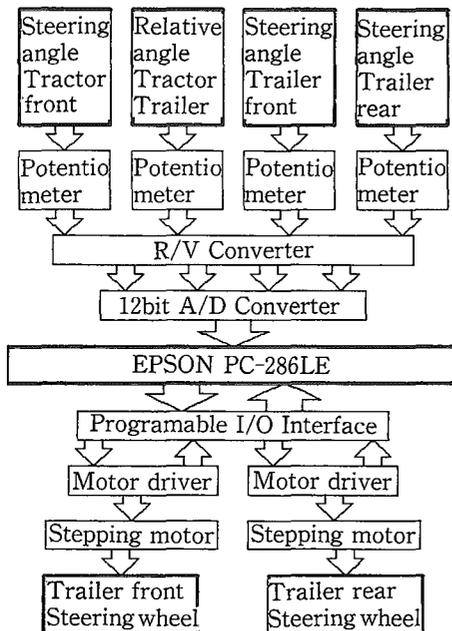


Fig. 6.2 Driving method of trailer wheel's steering apparatus

トレーラ車輪の操舵装置は図 6.1 に、その駆動方法は図 6.2 に示されている。車輪の操舵装置の制御信号は最適制御理論に基づいて計算され、パーソナルコンピュータの I/O ボード、ステッピングモータの駆動回路を経て、操舵ハンドルとベルトで連結されているステッピングモータへ出力される。

6. 4. 2 制御用ソフトウェア

制御用ソフトウェアはすべて Turbo Pascal Ver 5.0 で記述されている。連結車両の制御及び状態変数などの計測には EPSON PC-286LE のラップトップコンピュータが用いられた。その制御・計測の流れ図は図 6.3 に示されている。連結車両の走行

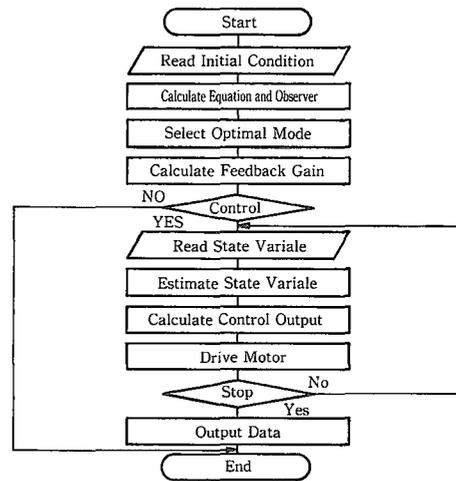


Fig. 6.3 Flow chart of control and measurement system

速度は手動計測したものを入力し、トラクタ前車輪の操舵角とトレーラの前・後車輪の操舵角の初期設定値は、12 bit の A/D 変換ボードを通じコンピュータに取り入れた。A/D 変換のサンプリング時間は 40 ms である。連結車両制御系の状態方程式及び n 次元状態観測器は、得られた車両系の初期設定値に基づいて第 5 章の計算式を用い算出した。n 次元状態観測器 (6-5) 式の $A-LC$ の固有値は、第 5 章の場合と同様で $\zeta=0.707$ の減衰特性を持ち、 $s_1=-1+0j$, $s_{2,3}=-30\pm 30j$, $s_{4,5}=-40\pm 40j$ をそれぞれ選んだ。リカティ方程式 (6-4) から最適フィードバックゲイン行列の計算は、逐次解法 (Kleinman の方法)¹⁰⁾を用い行われた。トラクタ・トレーラ系連結車両の最適制御は、車両間の相対角の取得、測定できない状態変数の推定、最適制御入力ベクトルの計算、I/O ボードを通じ駆動用ステッピングモータへの出力などの各プロセスを経て実施される。一回の制御に必要な時間は、状態変数の推定計算及び使用したステッピングモータの応答速度を考え合わせると、約 1~4 秒である。

6. 5 制御実験結果

6. 5. 1 アスファルト路面

トラクタ・トレーラ系連結車両は重要な運搬手段の一つとして一般公道を走行するケースもしばしばある。このことを考え、連結車両の実機制御実験はアスファルト路面で実施検討した。供試アスファルト路面は北海道大学農学部のテニスコートを代用し

た。制御実験は4つの制御モードで行われ、次にそれぞれの実験結果について検討する。

1. 連結車両間の相対角を評価関数とする制御モード

この制御モードは、トレーラ車輪を操舵することによって連結車両間の相対角を最小にすることが目的である。実験方法は、まず連結車両の前進走行速度を手動計測した時間と距離から求め、連結車両間の相対角をある初期値に設定する。次にトラクタ前車輪の操舵角を0に維持して前進させ、トレーラ車輪の操舵を行うか否かが車両間の相対角に及ぼす影響を調べる。また評価関数の中の重み関数行列、制御システムの不感帯幅の大きさの影響も検討する。トラクタの走行速度は今回使用したステッピングモータの応答速度を考慮し、比較的遅い速度0.5 m/sに設定した。図6.4はトレーラ車輪の操舵を制御しない場合の結果であり、連結車両間の相対角の初期設定値は約35°である。この図から明らかにトレーラ車輪に操舵を加えない場合、連結車両間の相対角が安定して収束するものの、その収束時間はかなり長く約22秒を要する。これに対し、図6.5に示されているようにトレーラ車輪に操舵を

加えると、連結車両間の相対角が非常に速く減衰し、0になるまでの所要時間は約10秒以下まで縮まった。しかしながら、評価関数の重み関数行列 Q は大きく、即ち、連結車両の状態変数の過渡特性を重要視する場合、車両間の相対角の減衰は速いが、行き過ぎ量が大きく整定時間は非常に長い。例えば、重み関数行列 $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$ 、 $Q=1$ の場合、

車両間の相対角の行き過ぎ量は約15°で、しかも最終的に安定せず振動している。入力エネルギーを重要視する重み関数行列 $Q=0.1$ に設定すると、連結車両間の相対角の減衰速度は遅くなったものの、行き過ぎ量及び整定時間の両パラメータはかなり改善された。制御系の不感帯幅の影響に関しては、図6.5と図6.6の実験結果を比較すると、不感帯幅が大きい場合、トレーラ車輪の操舵制御回数は少なく減衰特性も劣る。これに対し不感帯幅が小さい場合、トレーラ車輪操舵の制御回数は多く減衰特性が改善される。ただし、不感帯幅が小さすぎると、制御系は安定できない恐れがある。今回の実験では、重み関数行列 $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$ 、 $Q=0.1$ 、不感帯幅が

2.0°の場合、非常によい結果が得られた。

実用に供する場合、連結車両間の相対角がある程

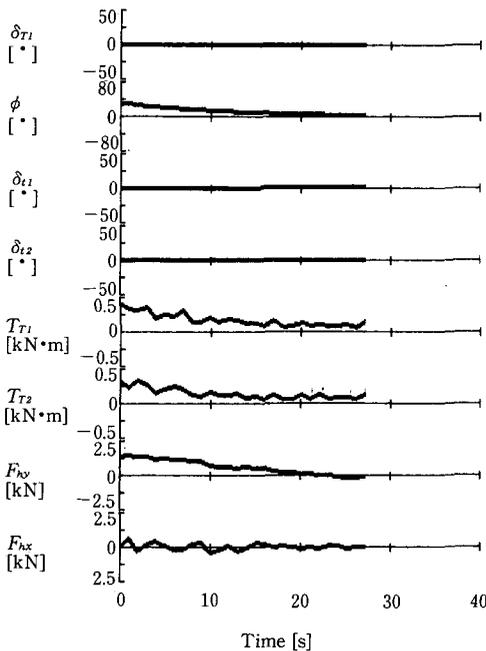


Fig. 6.4 Relative angle of Tractor-Trailer Combination (TTC) without control
Velocity: 0.5 m/s

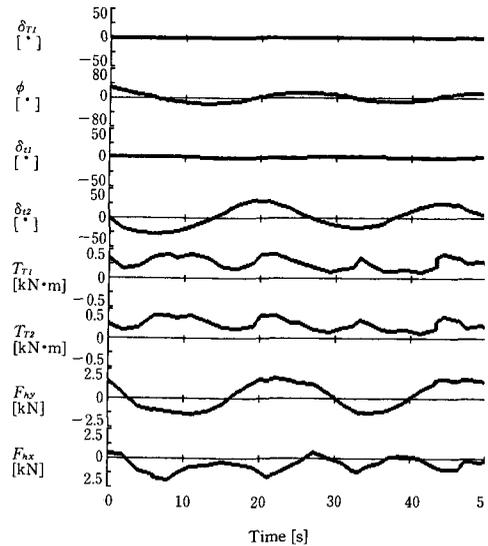


Fig. 6.5 Relative angle of TTC with control
Velocity: 0.5 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = 1$
Dead band: 3.0°

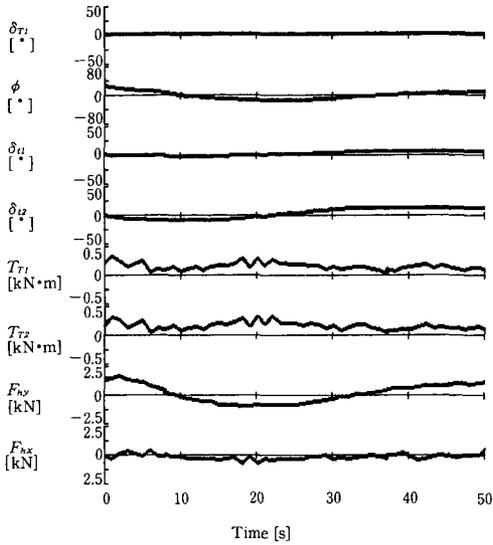


Fig. 6.6 Relative angle of TTC with control
 Velocity : 0.5 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = 0.1$
 Dead band : 2.0°

度小さくなるとトレーラ車輪の操舵制御をやめる。即ちトレーラ車輪の操舵制御は、連結車両間の相対角が大きい場合にのみ用いられる補助手段として取り扱うことが望ましい。

2. 後退時の相対角を評価関数とする制御モード

この制御モードは前述した制御モードと同じで、連結車両間の相対角を最小にすることが目的である。実機制御実験は次のように実施される。まず、連結車両間の相対角をある初期値に設定し、次にトラクタの運転者がトラクタ前車輪の操舵角を0に維持して後退走行を行う。今回特にトレーラ車輪の操舵制御の有無、トラクタの走行速度、評価関数中の重み関数行列が連結車両の後退走行にどのような影響を及ぼすのかを検討する。トレーラ車輪の操舵制御を行わない場合の実験結果は図6.7に示されている。この図から明らかかなようにトレーラ車輪に適切な操舵制御を行わなければ、連結車両間の相対角が段々増大し連結車両制御系としては不安定状態を呈する。このような不安定の場合、連結車両間の相対角が車両系の寸法諸元に制限される最大値まで大きくなると、連結車両はそれ以上走行不可能な状態に陥る。

図6.8の場合トラクタの走行速度が0.23 m/s,

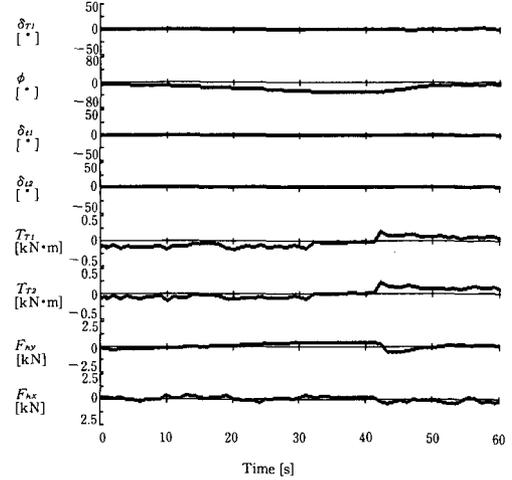


Fig. 6.7 Relative angle of TTC on the backward movement without control
 Velocity : 0.23 m/s

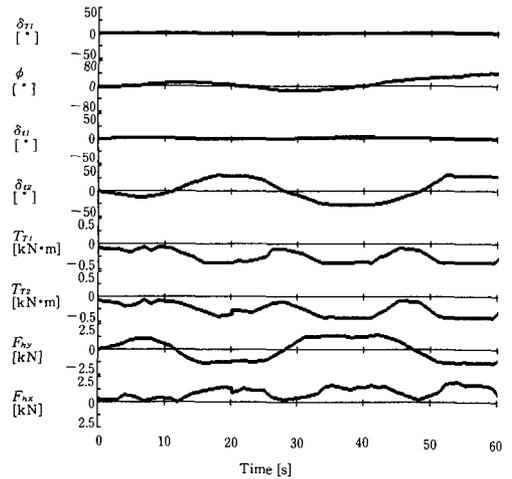


Fig. 6.8 Relative angle of TTC on the backward movement with control
 Velocity : 0.23 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = 1$
 Dead band : 2.0°

重み関数行列 $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = 1$ であるため、トレーラ車輪操舵への最適制御出力の遅れが大きく、その結果連結車両間の相対角が不安定で発散してしまうことがある。これに対し連結車両制御系の状態変数を重要視する $Q = 10$ の図6.9の場合、連結車両間の相対角が振動し収束しないものの、発散する恐れがない。図6.8の場合と比較すると、トレーラ

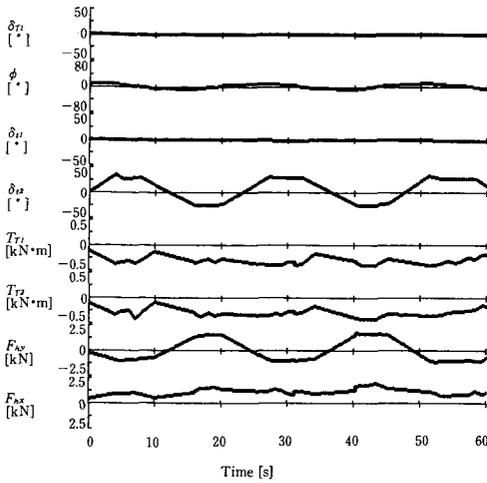


Fig. 6.9 Relative angle of TTC on the backward movement with control

Velocity : 0.23 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = 10$
Dead band : 3.0°

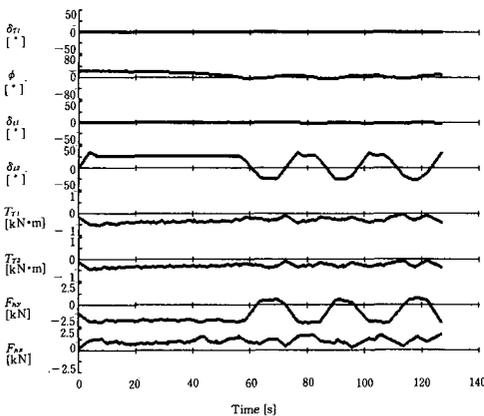


Fig. 6.10 Relative angle of TTC on the backward movement with control

Velocity : 0.13 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = 10$
Dead band : 3.0°

車輪の操舵制御回数は増加している。トラクタの走行速度が 0.13 m/s の場合の実機実験結果は図 6.10 に示されている。これらの図からは明らかなように、トラクタの走行速度が遅い場合、連結車両間の相対角が初期値の大小にかかわらず減少し収束に向かうが、最終的に安定せず振動している。仮に連結車両間の相対角の振幅をもっと小さく抑えようとしたら、重み関数行列 Q を大きくし、制御系の不感帯幅を小さくすれば実現させることができる。

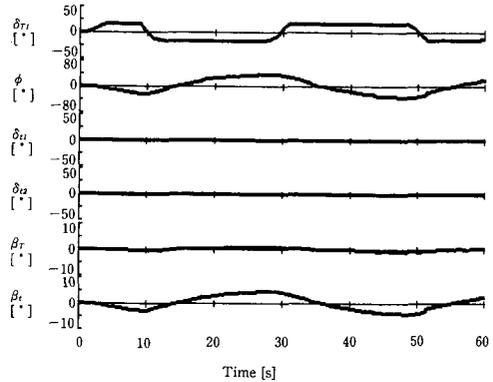


Fig. 6.11 Silp angle of tractor and trailer's gravity center without control
Velocity : 0.5 m/s

3. 車両間の重心横すべり角を評価関数とする制御モード

この制御モードはトラクタ及びトレーラの車両重心横すべり角を最小にすることが目的である。トラクタの走行速度は 0.5 m/s と 0.26 m/s の 2 種類を選んだ。実機実験を行う際、実験結果を比較可能とするため毎回の実験では、運転者がトラクタ前車輪をできる限り同じパターンで操舵を行う。制御実験結果を用い、トレーラ車輪を操舵制御するかどうか、さらに評価関数中の重み関数行列、トラクタの走行速度がトラクタ及びトレーラ重心の横すべり角に及ぼす影響を検討する。実機制御実験結果は図 6.11～図 6.14 に示されている。トラクタの走行速度が 0.5 m/s の場合、トレーラ車輪に操舵制御を行うとトラクタ重心の横すべり角が少し大きくなるものの、トレーラ重心の横すべり角が約 1° 小さくなる。

特に重み関数行列 $Q = \begin{bmatrix} 50 & 0 \\ 0 & 50 \end{bmatrix}$ の場合、両車

両重心のすべり角はすべて約 3° 以内に抑えることができた。トラクタの走行速度が 0.26 m/s と遅い場合、トレーラ車輪を操舵制御すると図 6.13 と図 6.14 に示されているように、両車両重心の横すべり角を約 5° から約 3° に減少することができた。その結果、本制御システムはトラクタの走行速度が

0.26 m/s と遅い場合、重み関数行列 $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$,

$Q = \begin{bmatrix} 10 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix}$, 制御系不感帯幅 1° に設定するとよい制御結果を期待できる。

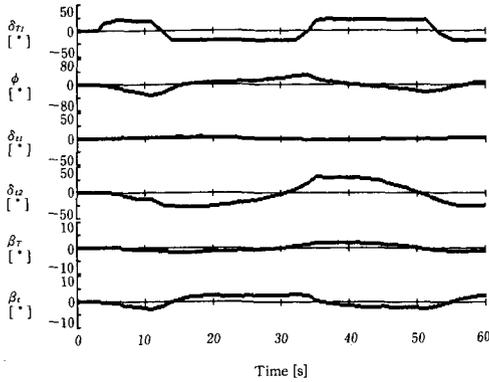


Fig. 6.12 Slip angle of tractor and trailer's gravity center with control
 Velocity : 0.5 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = \begin{bmatrix} 50 & 0 \\ 0 & 50 \end{bmatrix}$
 Dead band : 2.0°

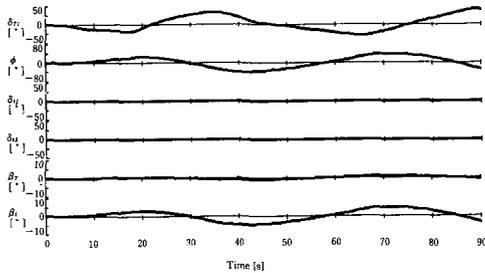


Fig. 6.13 Slip angle of tractor and trailer's gravity center with control
 Velocity : 0.26 m/s

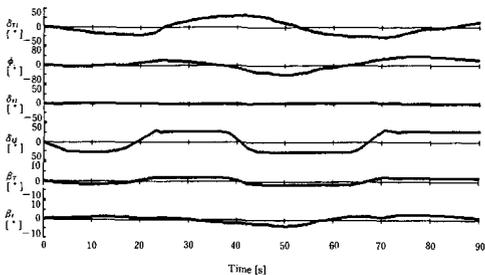


Fig. 6.14 Slip angle of tractor and trailer's gravity center with control
 Velocity : 0.26 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = \begin{bmatrix} 10 & 0 \\ 0 & 10 \end{bmatrix}$
 Dead band : 2.0°

4. 車両間の重心軌跡を評価関数とする制御モード

この制御モードはトラクタ・トレーラ系連結車両の両車両重心の軌跡を一致させることが目的である。実機制御実験はパルス操舵、車線変更の2種類の実験パターンで実験を実施した。実験結果図中に

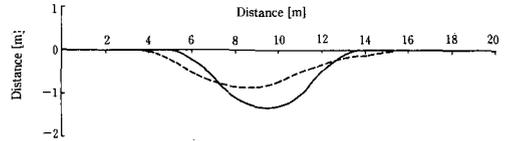


Fig. 6.15 Trajectory of tractor and trailer's gravity center on the puls steering without control
 Velocity : 0.26 m/s

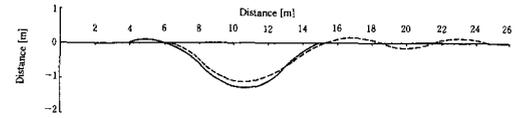


Fig. 6.16 Trajectory of tractor and trailer's gravity center on the puls steering with control
 Velocity : 0.26 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = \begin{bmatrix} 5 & 0 \\ 0 & 5 \end{bmatrix}$
 Dead band : 2.0°

は実線がトラクタ重心の軌跡、破線がトレーラ重心の軌跡である。

(1) パルス操舵

この実験方法は、トラクタが前進しているときあるパルス操舵をトラクタ前車輪に与え、その後トラクタ重心の軌跡が操舵前の軌跡に戻るよう運転者がトラクタ前車輪を操舵する。図 6.15 に示されているようにトレーラ車輪の操舵制御を行わない場合、トラクタとトレーラ重心の軌跡は、トラクタ前車輪のパルス操舵終了後安定して収束するが、その軌跡ずれの最大値は約 0.55 m である。これに対し、トレーラ車輪の操舵制御を行う図 6.16 の場合、両車両重心の軌跡ずれの最大値が約 0.25 m に減少するものの、最終的に安定せず振動している。

この問題の解決方法としては、トラクタ重心の軌跡が元に戻り次第トレーラ車輪の操舵制御をやめ、制御しない普通の状態に戻すことが挙げられる。即ち、トレーラ車輪の操舵制御は、連結車両の運動性能を向上させる補助手段として位置づける。

(2) 車線変更

この実験の場合トラクタの運転者は、トラクタ重心の軌跡が幅 4 m の隣車線に移るようにトラクタ前車輪を操舵するものである。トラクタの走行速度は比較的遅い 0.26 m/s で実験を実施した。操舵制御実験結果は図 6.17 と図 6.18 に示されている。これらの図から明らかなようにトレーラ車輪の操舵制御を行う場合、トラクタとトレーラ重心の軌跡ずれの最大値は、制御しない場合の約 0.50 m から約

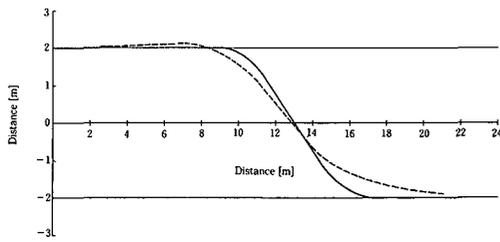


Fig. 6.17 Trajectory of tractor and trailer's gravity center on the line change steering without control
Velocity: 0.26 m/s

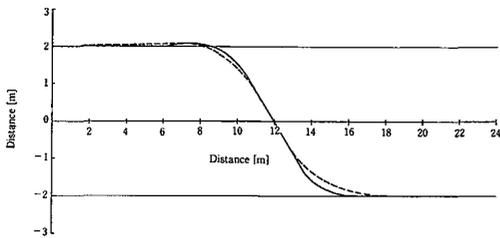


Fig. 6.18 Trajectory of tractor and trailer's gravity center on the line change steering with control
Velocity: 0.26 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = \begin{bmatrix} 5 & 0 \\ 0 & 5 \end{bmatrix}$
Dead band: 3.0°

0.25 m に小さくなった。

6.5.2 砂利道

トラクタ・トレーラ系連結車両は、一般公道のほかに農道で走行するケースもしばしばある。そこで今回構成した制御システムの性能を検討するため、砂利道での制御実験も実施した。供試路面は図 6.19 に示されているように、北海道大学農学部農業機械特別実験室前の砂利道を選んだ。砂利道での制御実験は、両車両の重心軌跡を評価関数とする制御モードだけについて実験を実施した。

この制御モードの実験方法はアスファルト路面の場合と同じである。トラクタの走行速度は 0.26 m/s に設定した。制御実験結果は図 6.20 と図 6.21 に示されている。

重み関数行列 $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q =$

$\begin{bmatrix} 5 & 0 \\ 0 & 5 \end{bmatrix}$ の場合、トラクタとトレーラ重心の軌跡ず

れの最大値は、トレーラ車輪の操舵制御を行わない場合の 0.40 m から 0.20 m に減少したものの、最終的にトレーラ重心の軌跡が安定せず振動する。こ



Fig. 6.19 Unpaved road for testing

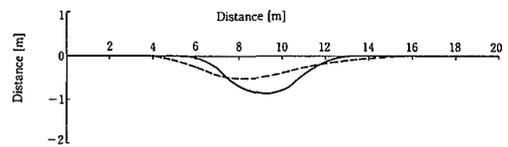


Fig. 6.20 Trajectory of tractor and trailer's gravity center on the puls steering without control
Velocity: 0.26 m/s

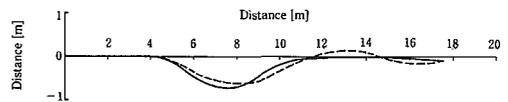


Fig. 6.21 Trajectory of tractor and trailer's gravity center on the puls steering with control
Velocity: 0.26 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = \begin{bmatrix} 5 & 0 \\ 0 & 5 \end{bmatrix}$
Dead band: 3.0°

の結果から最適な両車両の重心軌跡の収束特性を得るため、アスファルト路面の場合より重み関数行列 Q を大きく設定する必要がある。

6.5.3 えん麦収穫跡地

トラクタ・トレーラ系連結車両はほ場での農作業も欠かせないことであるため、えん麦収穫跡地での実験も実施した。制御モードは砂利道の場合と同じで、両車両の重心軌跡を評価関数とする制御モードで実験を行った。供試ほ場は図 6.22 に示されているように北海道大学農学部付属第 1 農場のえん麦収穫跡地を選んだ。

この制御モードでの実験方法も前述したアスファルト路面の場合と同じで、トラクタの走行速度は 0.24 m/s である。制御実験結果は図 6.23 と図 6.24 に示されている。図 6.23 の場合、トラクタとト



Fig. 6.22 Harvested field for testing

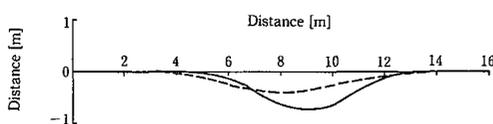


Fig. 6.23 Trajectory of tractor and trailer's gravity center on the pulsed steering without control
Velocity: 0.24 m/s

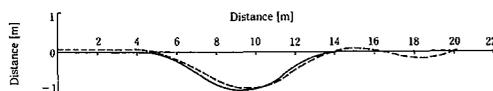


Fig. 6.24 Trajectory of tractor and trailer's gravity center on the pulsed steering with control
Velocity: 0.24 m/s $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = \begin{bmatrix} 5 & 0 \\ 0 & 5 \end{bmatrix}$
Dead band: 3.0°

レーラ重心の軌跡ずれの最大値は約0.4 mであるに対し、図6.24の場合その最大値は約0.10 mになった。しかしながら、トレーラ重心の軌跡が安定せず振動している。

この問題の解決方法は、アスファルト路面の場合と同様で、トラクタ重心の軌跡が元に戻り次第トレーラ車輪の操舵制御をやめ、制御しない普通の状態に戻すことが考えられる。

6.6 まとめ

本章では第5章で導いた連結車両の状態方程式を用い、連結車両の運動性能を向上させるために最適制御理論の応用に関して検討を試みた。トラクタ・トレーラ系連結車両の実機制御実験は、アスファルト路面・砂利道・えん麦収穫跡地の3種類の路面を供試し実施した。制御モードは、連結車両間の相対角を評価関数とする制御モード、後退時の相対角を

評価関数とする制御モード、両車両重心の横すべり角を評価関数とする制御モード、両車両の重心軌跡を評価関数とする制御モードの4種類について検討を加えた。トラクタの走行速度は、ここで使用したステッピングモータの応答速度及び測定できない状態変数の推定計算時間を考え、約0.5 m/s以下の比較的遅い値に設定した。その結果を列記すると、

(1) 連結車両間の相対角を評価関数とする制御モードでは、トレーラ車輪の操舵制御を行う場合、連結車両間の相対角が0まで減衰する必要な時間は、制御しない場合の50%以上短縮した。しかしながら、制御を加える場合連結車両間の相対角が安定せず振動する恐れがある。この問題は、連結車両間の相対角がある程度小さくなるとトレーラ車輪の操舵制御をやめて、普通の制御しない状態に戻す方法で解決できる。また他の制御理論、例えばファジィ制御理論を応用することによっても解決できる。

(2) 後退時の相対角を評価関数とする制御モードでは、トレーラ車輪の操舵制御を行わない場合、連結車両間の相対角が発散して増大し車両系寸法に制限される最大相対角まで達すると、車両系が走行不能状態に陥る。これに対しトレーラ車輪の操舵制御を行うと、連結車両間の相対角が安定せず振動しているが、車両系としては後退走行が容易にできる。このときの重み関数行列は $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q =$ 10 以上の場合である。

(3) 両車両重心の横すべり角を評価関数とする制御モードでは、トレーラ車輪の操舵制御を行う場合、トラクタ重心の横すべり角が制御しない場合に比べて大きくなっているが、トレーラ重心の横すべり角は約30%以上小さくなった。特に両車両重心の横すべり角をすべて 5° 以内に抑えることができた。

(4) 両車両の重心軌跡を評価関数とする制御モードでは、トレーラ車輪を操舵することによって両車両重心の軌跡ずれの最大値は制御しない場合の約30%以下、条件によって20%まで小さくなった。この重心軌跡ずれの改善は、パルス操舵、車線変更の2種類の実験パターンから認められた。

(5) ここに構築した制御システムは、アスファルト路面だけでなく砂利道、えん麦収穫跡地においても有効であることが認められた。しかしながら、

砂利道とえん麦収穫跡地でのトレーラ車輪の制御効果は、アスファルト路面の場合に比べ少し劣っている。したがって、アスファルト路面の場合と同様な収束特性を得るため、評価関数中の重み関数行列 Q を大きく設定する必要がある。

第7章 総括

各種農作業の中でも、運搬・搬送作業は大きな比重を占め、非常に重要な作業の一つである。トラクタ・トレーラ系連結車両は、輸送の効率化、大量運搬、トラクタの汎用性などの利点から、運搬手段の1つとして良く利用される。著者の祖国である中国では、特に近年の農業経済の進展及び農業政策の開放などにより、農作業での運搬作業はほ場内だけでなく、一般の公道での長距離運搬を行うケースも多くなった。しかしながら、トラクタ・トレーラ系連結車両の運動性能はトラクタ単体より著しく低下しており、特に制動性能・旋回性能・後退走行性能・横向安定性能の問題は指摘されている。そこで本研究は、トラクタ・トレーラ系連結車両の操縦性・安定性を向上させることを最終目的とし、具体的に言えば現代制御理論の連結車両制御へ応用する場合の基礎知識及びそれによる実機制御実験について検討を試みた。

本論文では、最初にトラクタ・トレーラ系連結車両の制動力学モデルを樹立し、その直線制動性能及びそれに影響を及ぼす要因について検討を加えた。第3章では連結車両の旋回性能を検討する際に、不可欠な車輪力学特性に関する基礎知識を得るため、車輪力学モデルを提案した。その車輪力学モデルの妥当性を検証するために、試作した6分力測定装置を用い実機による検証実験を行った。そして第4章では、トラクタ・トレーラ系連結車両の定常円旋回特性について検討し、第5章では連結車両の状態方程式を導き、連結車両制御系の固有特性である可制御性・可観測性・安定性について検討した。また直接計測困難な状態変数を推定するために、 n 次元状態観測器を構成し、その妥当性を検証するための検証実験も実施した。第6章では、第5章に得られた基礎知見に基づいて最適制御システムを構成し、試作した4輪操舵可能な二軸四輪型トレーラを用い実機制御実験を行った。供試路面は、アスファルト・砂利道・えん麦収穫跡地の3種類を選び、最適制御モードは、連結車両間の相対角を評価関数とする制

御モード、後退時の相対角を評価関数とする制御モード、両車両重心の横すべり角を評価関数とする制御モード、両車両の重心軌跡を評価関数とする制御モードの4つについて実験を実施した。

1. 直線制動時の運動性能 (第2章要旨)

トラクタ・トレーラ系連結車両の直線制動時の運動性能を検討するため、直線制動時の力学モデルを用い、日本の道路運送車両の保安基準に定められているその基本制動性能を評価基準として、トレーラ型式、制動様式、走行路盤の種類、トレーラの積載質量、斜面傾斜角、車輪の制動状態などがその制動性能に与える影響について検討を加えた。得られた結果は次の通りである。

(1) 一軸二輪型トレーラ系連結車両は、その構造上からトラクタ側へより多くの重量転移を与えるため、その制動性能及び安全性能が二軸四輪型トレーラ系より優れている。

(2) 一軸二輪型トレーラ系及び二軸四輪型トレーラ系連結車両では、すべての車輪にブレーキが装備されている場合、制動性能及び安全性能が他の制動様式に比べ最も優れている。トラクタ前後車輪にブレーキが装備されている車両系では、その制動性能及び安全性能はトレーラの積載質量が小さい場合優れているが、トレーラの積載質量が大きくなるにしたがって著しく低下する。トラクタ後車輪とトレーラ車輪にブレーキが装備されている場合、その制動性能及び安全性能はトレーラの積載質量の増大につれてより一層の向上が期待される。トラクタ後車輪のみブレーキが装備されている場合、制動性能及び安全性能は最も低下している。二軸四輪型トレーラ系連結車両の場合、経費などの点からトレーラ前後車輪にブレーキを装備することができない場合、後車輪よりも前車輪に装備した方が制動性能及び安全性能の向上は期待できる。

(3) 連結車両の制動時運動性能を評価する際、単なる粘着係数よりも、転がり抵抗係数と粘着係数から成立つ合成係数が評価規準として適切である。舗装路のような転がり抵抗が小さい走行路盤での制動性能及び安全性能は、トレーラ側にブレーキが装備されていない場合、トレーラの積載質量が増大するにつれて大きく低下する。

(4) トレーラの積載質量がその定格積載質量を越えると、トレーラ側にブレーキが装備されていない車両系では、その制動性能及び安全性能は著しく

低下する。そのため、使用者側はトレーラの定格積載質量を厳守することが極めて重要となる。

(5) 連結車両の制動車軸をロックさせると、その制動性能は一段と低下するため、制動操作時は、できる限り車輪をロックさせない運転操作が望まれる。

2. 駆動・制動車輪のサイドフォース特性

(第3章要旨)

連結車両の旋回性能を検討する際、車輪の力学特性、特に車輪のサイドフォース特性を知らなければならぬ。そこで本章では、簡易な車輪力学モデルを提案し、それにより車輪のサイドフォース特性をシミュレーションすることを目的とした。本章は、非常に複雑な Fiala の車輪力学モデルの基本概念を踏襲し、簡易な車輪力学モデルを提案した。または製作した6分力測定装置を供試トラクタの前車輪に取り入れ、車輪の力学モデルによるシミュレーション結果を検証した。その結果は次のように要約される。

(1) 提案した簡単な車輪の力学モデルによるシミュレーション結果は、車輪のすべり率が $\pm 40\%$ 以内の領域では検証実験の結果と比較的良好な一致が認められた。

(2) 車輪の横すべり角が大きくなるにつれて、駆動・制動力係数は小さくなり、サイドフォース係数は大きくなる。 x 軸方向のすべり率が 0% の時、サイドフォース係数は最大値に達する。駆動・制動力係数の増加にしたがって、サイドフォース係数は減少する。車輪の横すべり角が大きいほどサイドフォース係数の変化率が大きい。

(3) 車輪の横すべり角とサイドフォース係数の関係は非直線的であり、シミュレーション結果では横すべり角が 5° 以下の場合、最も顕著である。

3. 定常円旋回特性 (第4章要旨)

連結車両の定常円旋回運動性能を検討するに当たって、いくつかの仮定を設けトラクタ・トレーラ系連結車両の二輪車モデルを提案した。その二輪車モデルに基づいて連結車両の非線形連立運動方程式を導いた。特に、トラクタ後車輪の接線力も変数として考慮しているため、導いた方程式は今後のジャックナイフ現象の解明に役立つ。非線形連立運動方程式の妥当性を検証するため、この連立運動方程式を定常円旋回の条件下で解き、実機実験結果と比較検討した。非線形連立運動方程式は連続変形法

で数値解析を行った。実機実験は、試作した四輪操舵可能な二軸四輪型トレーラを利用して実施した。その結果は次のように要約される。

(1) 非線形連立運動方程式の数値解析結果と実験結果は良好な一致が認められた。

(2) 1 m/s 以下の比較的低速走行の場合、トラクタの走行速度は連結車両の定常円旋回特性にはほとんど影響を及ぼさない。

(3) トレーラ車輪を適切に操舵することによって、連結車両の定常円旋回特性は改善することができる。

(4) 今回提案した連結車両の二輪車モデルがある程度正確にその旋回力学特性を表している。したがってこの二輪車モデルは、今後連結車両の運動制御を検討する際に応用することができる。

4. 状態方程式の導入及びその動特性 (第5章要旨)

第4章の定常円旋回時の非線形連立運動方程式を平衡点付近において、テイラー展開で線形化し、連結車両制御系の状態方程式を導いた。その状態方程式の妥当性を検証するために、ステップ及びインパルス入力に対する連結車両の応答についてシミュレーションと実機実験の双方から検討した。連結車両制御系の可制御性・可観測性・安定性についても検討を加えた。また直接計測困難な状態変数を推定するために、 n 次元状態観測器を構成した。状態方程式及び n 次元状態観測器の妥当性を検証するため、第4章と同一計測システムで実機実験を実施した。

(1) 連結車両制御系は完全可制御、または完全可観測である。

(2) 連結車両制御系の固有値は、後退走行・高速走行・旋回運動を行う場合、その実数部分が正となり連結車両は不安定である。

(3) ステップ及びインパルス入力に対する連結車両の応答は、実験値と数値計算値とがよく一致している。また、応答の時間遅れの最大値は約1秒で、収束時間の最大値は約4秒であった。

(4) n 次元状態観測器による状態変数の推定値は、実験値とよく一致している。状態観測器の固有値をより s 平面上の左側に移せば、推定誤差の減衰速度はさらに速くなる。

5. 最適制御理論による実機制御実験 (第6章要旨)

本章では第5章を導いた連結車両の状態方程式を用い、連結車両の運動性能を向上させるために最適

制御理論の応用を試みた。トラクタ・トレーラ系連結車両の実機制御実験は、アスファルト路面・砂利道・えん麦収穫跡地の3種類の路面を供試し実施した。制御モードは、連結車両間の相対角を評価関数とする制御モード、後退時の相対角を評価関数とする制御モード、両車両重心の横すべり角を評価関数とする制御モード、両車両の重心軌跡を評価関数とする制御モードの4種類について検討を加えた。トラクタの走行速度は、ここで使用したステップモータの応答速度及び測定できない状態変数の推定計算時間を考え、約0.5 m/s以下の比較的遅い値に設定した。その結果を列記すると、

(1) 連結車両間の相対角を評価関数とする制御モードでは、トレーラ車輪の操舵制御を行う場合、連結車両間の相対角が0まで減衰するのに必要な時間は、制御しない場合の50%以上短縮した。しかしながら、制御を加える場合連結車両間の相対角が安定せず振動する恐れがある。この問題は、連結車両間の相対角がある程度小さくなるとトレーラ車輪の操舵制御をやめて、普通の制御しない状態に戻す方法で解決できる。また他の制御理論、例えばフィジィ制御理論を応用することによっても解決できる。

(2) 後退時の相対角を評価関数とする制御モードでは、トレーラ車輪の操舵制御を行わない場合、連結車両間の相対角が発散して増大し車両系寸法に制限される最大相対角まで達すると、車両系が走行不能状態に陥る。これに対しトレーラ車輪の操舵制御を行うと、連結車両間の相対角が安定せず振動しているが、車両系として後退走行が容易にできた。

このときの重み関数行列は $R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$, $Q = 10$ 以上の場合である。

(3) 両車両重心の横すべり角を評価関数とする制御モードでは、トレーラ車輪の操舵制御を行う場合、トラクタ重心の横すべり角が制御しない場合に比べて大きくなっているが、トレーラ重心の横すべ

り角は約30%以上小さくなった。特に両車両重心の横すべり角をすべて約3°以内に抑えることができた。

(4) 両車両の重心軌跡を評価関数とする制御モードでは、トレーラ車輪を操舵することによって両車両重心の軌跡ずれの最大値は制御しない場合の約30%以下、条件によって20%まで小さくなった。この重心軌跡ずれの改善は、パルス操舵、車線変更の2種類の実験パターンにわたって認められた。

(5) ここに構築した制御システムは、アスファルト路面だけでなく砂利道、えん麦収穫跡地においても有効であることが認められた。しかしながら、砂利道とえん麦収穫跡地でのトレーラ車輪の制御効果は、アスファルト路面の場合に比べ少し劣っている。したがって、アスファルト路面の場合と同様な収束特性を得るため、評価関数中の重み関数行列 Q を大きく設定する必要がある。

謝 辞

本研究は1986年4月から1991年2月までの4年10月間に、課程博士の学位請求論文として、北海道大学大学院農学研究科在学中に行われたものである。研究着手当初より、御指導、御鞭撻を賜った北海道大学農学部寺尾日出男教授に衷心より感謝の意を表す。本研究の取りまとめにあたり、終始懇切なる御指導と論文の御校閲を賜った北海道大学農学部南部悟教授ならびに北海道大学農学部伊藤和彦教授に対し深謝する。また、研究・実験遂行上で有益な御助言、御協力を頂いた近江原和彦助教授、野口伸助手に謝意を表す。そして、実験装置の製作にあたり御協力を頂いた今野繁雄技官、若沢幸夫技官、農業用運搬車両の現状について最新情報及び技術資料の提供を頂いた榎北札ゴム車両製作所技術課課長東幸二氏、さらに本論文に関連するテーマを選び、共同研究者として協力して載いた農業原動機学講座の卒業生各位に心より感謝する。

参考文献

1. CROLLA, D. A. and HORTON, D. N. L.: Factors Affecting the Dynamic Behavior of Higher Speed Agricultural Vehicles, *J. agric. Engng Res.* **30**, 277~288, 1984
2. 中本敏郎, 吉崎良和: タイヤ偏摩耗に関する定量

- 的評価法について, *自動車技術*, **44**(4), 36~41, 1990
3. 伊丹修一, 織田正博: セミトレーラ制動時の安定性, *自動車技術会論文集*, No. 7, 81~87, 1974
4. 北京農業機械化学院主編: *農業機械学*(上, 下冊), 第16章, 400~420, 中国農業出版社, 1982.
5. XIONG, J. and YU, Q.: Handling Performance

- of Agricultural Tractor Trailer Combinations, Proceeding of the 2nd Asia-Pacific Conference of the ISTVS Bangkok, Thailand, 435~446, 1988
6. 農業機械学会編：新版農業機械ハンドブック，第V章2-4, 373~375, コロナ社, 1984
 7. 村上一豊：事故発生の状況から学ぶ，機械化農業5, 4~7, 1986
 8. CROBIE, C. J.: How 33 Tractor Fatalities Occured in 1968, Dept. of Agric., New Zealand
 9. 景山一郎：連結車両の操縦性・安定性，自動車技術論文集 No.12, 65~72, 1976
 10. RAM SAGI, SAMUEL ORLOWSKI and DOV NIR: Eine theoretische Untersuchung des Bremsverhaltens des Systems Schlepper-Anhaenger, Grundlagen der Landtechnik 6, 171-174, 1970
 11. CROLLA, D. A. and HALES, F. D.: The Lateral Stability of Tractor and Trailer Combinations, J. Terramech. 16 (1), 1~22, 1979
 12. 景山一郎：連結車両の操縦性・安定性について，自動車技術, 39 (3), 234~239, 1985
 13. 景山一郎：連結車両の操安性の動向，自動車技術, 42 (3), 361~366, 1988
 14. SPANGENBERG, D.: Aus der Praxis des Fahrzeug-Leichtbaues, Grundlagen der Landtechnik 11, 110~115, 1959
 15. BLIGHT, D. P.: Power-Driven Trailers, Journal and Proceeding of the Institutions of Agric. Engineers 20 (1), 16~23, 1964
 16. 吉田一男, 森下 久：農用トレーラの設計について，農機北支報 10号, 54~62, 1969
 17. CZENE, J.: Behaviour of Tractor and Trailer during Braking, Jarmuvek, Mezogazdosagi Gepek 14 (7), 244, 1967
 18. BJERNINGER, S.: Investigation into Braking of Tractors and Trailers, Trans. R. Inst. Technol., Stockholm, 138, 1959
 19. DWYER, M. J.: The Braking Performance of Tractor-Trailer Combinations, J. agric. Engng. Res. 15 (2), 148~162, 1970
 20. HABARTA, F.: Determination in Relation to Safety of Operation of the Minimal Load on the Front Steering Axle of a Tractor with Implement Attached, J. agric. Engng Res. 16 (2), 126~140, 1971
 21. GILFILLAN, G.: Tractor Behaviour during Motion Uphill I. — Factors Affecting Behaviour —, J. agric. Engng Res. 15 (3), 221~235, 1970
 22. GILFILLAN, G.: Tractor Behaviour during Motion Uphill II. — Comparisons of Behaviour —, J. agric. Engng Res. 15 (3), 236~243, 1970
 23. 古川嗣彦, 竹内 学, 伊藤茂昭：駆動トレーラの登降坂性，農業機械学会誌 39 (1), 21~30, 1977
 24. SPENCER, H. B.: Stability and Control of Two-Wheel Drive Tractors and Machinery on Sloping Ground, J. agric. Engng Res. 23, 169~188, 1978
 25. CROLLA, D. A.: The Ride and Handling of Tractor and Trailer Combinations, Agricultural Engineer 34 (4), 111~115, 1979
 26. SIMUTTIS, A. and Breuer, B.: Das Bremsverhalten schneller Ackerschlepper, Grundlagen der Landtechnik 33 (2), 35~40, 1983
 27. WEIR, D. H., et al.: Crosswind Response and Stability of Car Puls Utility Trailer Combinations, Trans. of the SAE, 820137, 570~583, 1982
 28. CROLLA, D. A.: A Theoretical Analysis of the Ride Vibration of Agricultural Tractor and Trailer Combinations, Vehicles System Dynamics 9 (5), 237~260, 1980
 29. CROLLA, D. A.: Ride Vibration Measurements of Agricultural Tractor and Trailer Combinations, Vehicles System Dynamics 9 (5), 261~279, 1980
 30. 藤岡健彦, 石川毅彦：最適制御理論の車両運動力学への応用，自動車技術論文集, No. 35, 112~119, 1987
 31. 井口雅一：四輪操舵車の前後輪協調制御方式に関する理論的研究，自動車技術論文集, No. 35, 120~125, 1987
 32. 古川 修：四輪操舵システムによる操安性の改善，自動車技術, 40 (3), 290~296, 1986
 33. 林 靖享, ほか：特性根による人間—四輪操舵車系の解析，自動車技術論文集, No. 36, 167~173, 1987
 34. 景山一郎, 景山克三：連結車両（乗用車・トレーラ系）の安定化に関する研究（第2報）—微分ハンドル付加の効果—，自動車技術論文集 No. 22, 43~50, 1981
 35. 金井喜美雄：航空機におけるCCV技術の動向，自動車技術, 38 (3), 357~365, 1984
 36. 景山一郎, 内田竜郎：セミアクティブ制御による連結車両の安定化，自動車技術論文集, No. 45, 43~47, 1990
 37. MOWITZ, D.: Trailer Brakes, Successful

- Farming, 18-P, November, 1986
38. 農業機械学会編：新版農業機械ハンドブック 第1章, 5-1-3, 40~42, コロナ社, 1984
 39. 自動車技術基準研究会編：道路運送車両の保安基準詳解, 第2章第12条, 106~108, 交文社, 1984
 40. 桑名 隆：わが国の牧草地の概要, 機械化農業, 2, 4~5, 1986
 41. BEKKER, M. G.: Theory of Land Locomotion, University of Michigan Press. Ann Arbor, 1956
 42. BEKKER, M. G.: Off-the-Road Locomotion, University of Michigan Press. Ann Arbor, 1960
 43. GEE-CLOUGH, D., et al.: The Empirical Prediction of Tractor Implement Field Performance, J. Terramech. 15 (2), 81~94, 1978
 44. CROLLA, D. A.: Off-Road Vehicle Dynamics, Vehicles System Dynamics 10, 253~266, 1981
 45. OWEN, G. M.: Tractor Handling Study, Vehicles System Dynamics 11, 215~240, 1982
 46. MCALLISTER, M.: A Rig for Measuring the Forces on a Towed Wheel, J. agric. Engng Res. 24, 259~265, 1979
 47. SCHWANGHART, H.: Lateral Forces on Steered Tyres in Loose Soil, J. Terramech. 5 (1), 9~29, 1968
 48. SCHWASNHART, H. and Rott, K.: The Influence of Tyre Tread on the Rolling Resistance and Steering Forces on Undriven Wheels, Proc. 8th ISTVS Conf., Cambridge, U. K., vol. II, 885~888, 1984
 49. GEE-CLOUGH, D. and Sommer, M. S.: Steering Forces on Undriven Angled Wheels, J. Terramech. 18 (1), 25~49, 1981
 50. 酒井秀男：コーナリングフォースにおよぼす制動力および駆動力の影響の理論的考察, 自動車技術 23 (10), 982~988, 1969
 51. KRICK, G.: Behaviour of Tyres Driven in Soft Ground with Side Slip, J. Terramech. 9 (4), 9~30, 1973
 52. 田辺 一：傾斜地におけるトラクタの挙動に対する摩擦円の適応性, 文部省科学研究費補助金一般研究 (C), 研究結果報告書, 1987
 53. CROLLA, D. A., et al.: A Model to Predict the Combined Lateral and Longitudinal on an Off-Road Tyre, Proc. 9th ISTVS Conf., Barcelona, Spain, vol. II, 362~372, 1987
 54. KARAFIATH, L. L.: Tire-Soil Interaction Model for Turning (Steered) Tires, J. Terramech. 23 (3), 153~169, 1986
 55. FIALA, E.: Seitenkraefte am Rollenden Luftreifen, Z. VDI, Bd. 96, Nr. 29, 973~979, 11. Okt. 1954
 56. 酒井秀男：タイヤ工学, 第7章 7.4.1, 163~164, 株式会社グランプリ出版, 1987
 57. 平尾 収, ほか：理論自動車工学II, 第2章 2.2, 122~166, 1966
 58. 自動車工学全書 12: タイヤ, ブレーキ, 第4章, 46~53, 山海堂, 1980
 59. 酒井秀男：タイヤの力学的特性に関する研究(空気入りタイヤの6分力特性の理論と実験), 日本自動車研究所研究報告第46号, 第2章, 8~29, 1978
 60. 安部正人：車両の運動と制御, 第2章, 5~9, 共立出版株式会社, 1979
 61. 小林洋一, ほか：有限要素法によるタイヤ転動抵抗評価手法の開発, 自動車技術会論文集 35, 140~146, 1987
 62. 安部正人：車両の運動と制御, 第3章 3.3, 42~66, 日立出版, 1979
 63. 自動車技術会編：新編自動車工学ハンドブック, 第3編 第3章, 3-44~3-46, 図書出版社, 1970
 64. 平尾 収ほか：自動車工学講座4, 理論自動車工学II, 第2章 2.2, 166~196, 山海堂, 1958
 65. HSTON, J. C. and JOHNSON, D. B.: Basic Analytical Results for Lateral Stability of Car/Trailer Systems, Trans. of the SAE, 820136, 560~569, 1982
 66. 高田弘之, ほか：1ボックス車の横風安定性について, 自動車技術, 43 (3), 119~126, 1989
 67. CHAREK, L. T. and HUSTON, J. C.: A New Dual Hitch Trailer Concept for Improved Stability and Reverse Maneuverability, Trans. of the SAE, 840559, 863~882, 1984
 68. 安部正人：駆動や制動を伴う車両の円旋回の解析—第1報 スタビリティファクタの拡張と小さい加速度範囲での簡易な理論解析—, 自動車技術会論文集, No. 37, 134~140, 1988
 69. 井口雅一：四輪操舵車の前後輪協制御方式に関する理論的研究, 自動車技術論文集, No. 35, 120~125, 1987
 70. 桶 敏, ほか：現代制御理論による農用車両の走行制御(第1報)—車体屈折式車両の走行制御システムの定式化とその評価—, 農業機械学会誌, 50 (6), 45~52, 1988
 71. 高橋貞博：商用車の四輪操舵—軌跡追従制御を中心として—, 自動車技術, 43 (3), 93~100, 1989
 72. 永井正夫, 大木幹志：仮想モデル追従制御による四輪操舵システムの研究—第2報 パラメータ変動の影響解析—, 自動車技術会論文集, No. 43, 97~102, 1990

73. 自動車技術編：新編自動車工学ハンドブック，第3編第2章，3-23~3-24，図書出版社，1970
74. 伊理正夫：数値計算，第2章，77~87，朝倉書店，1981
75. 佐野彰一，ほか：後輪操舵角をハンドルの関数で制御する四輪操舵システム，自動車技術会論文集 No. 35, 126~132, 1987
76. 菅沢 深ほか，：前後輪の操舵制御による操縦安定性向上，自動車技術会論文集 No. 38, 62~70, 1988
77. 藤岡健彦：カルマンフィルタの車両運動計測への応用—加速度計出力を使ったヨーレート・横すべり角の推定—，自動車技術会論文集 No. 41, 39~44, 1989
78. 永井正夫，大木幹志：仮想モデル追従制御による四輪操舵システムの研究—第1報 制御系設計と閉ループ特性—，自動車技術会論文集 No. 39, 69~77, 1988
79. 加藤寛一郎，ほか：航空機力学入門，第3章，51~74，東京大学出版，1982
80. 永安正彦，ほか：航空機における非線形特性とその同定，計測と制御 Vol. 25, No. 7, 55~62, 1986
81. 金井喜美雄：航空機におけるCCV技術の動向，自動車技術 38 (3), 357~365, 1984
82. 加藤寛一郎：航空機の運動力学，自動車技術 43 (3), 47~53, 1989
83. 金井喜美雄：フライトコントロールの現状とその動向，自動車技術 43 (3), 60~67, 1987
84. 久村富持 訳：状態関数と線形制御系，学献社，1970
85. 増淵正美：システム制御，コロナ社，1987
86. 森 和典，ほか：後輪操舵の過渡制御による操縦安定性向上，自動車技術 44 (3), 19~28, 1990
87. 古川 修：ビークルダイナミクスからみた4WSの研究動向，自動車技術 44 (3), 59~72, 1990
88. 木津龍平，ほか：車速感応型四輪操舵とアクティブコントロールサスペンションシステム，自動車技術 44 (3), 73~82, 1990
89. 谷 正紀，ほか：車両の障害物回避性能向上のためのシャーン制御技術，自動車技術 44 (3), 83~87, 1990
90. 鳥巢 諒，伴野達也：トレーラ系の後退時の操縦性に関する研究1. 人の関与しないトレーラ系の運動学的特性，岩手大学農学部報告 18 (2), 179~191, 1987
91. 景山一郎，ほか：多重連結車両の後退運動制御，日本機械学会論文集 Vol. 53, No. 486, 1987
92. 佐々木正明，平子敦史：多重連結車両の制御システム，自動車技術 41 (3), 368~374, 1987
93. 84と同じ
94. 85と同じ
95. 吉田 寛，谷 正紀：車両制御技術の現状と将来—運動性制御技術の展望—，自動車技術，43 (1), 70~76, 1989
96. 山名伸樹，ほか：追従型牽引システムの開発，第47回農機学会年次大会講演要旨(札幌)，1-14, 14~15, 1988
97. MARTINEZ, J. E. and WALLINGFORD, J. G.: Computer Aided Accident Reconstruction of Tractor-Semitrailers, Trans. of the SAE, 851529, 726~743, 1985
98. 下島繁明，ほか：連結車の制動時安定性シミュレーションについて，日野技報，No. 36, 42~50, 1987
99. 景山一郎：連結車両(乗用車・トレーラ系)の安定化に関する研究 第1報—乗用車部を前進壁とした解析—，自動車技術論文集 No. 21, 140~149, 1980
100. ALHIMDANI, F. F.: Steering Analysis of Articulated Vehicles, J. Terramech. 19 (3), 195~209, 1982
101. 安藤和昭，ほか：数値解析手法による制御系設計，第5章，113~123，計測自動制御学会，1986

Summary

1. Introduction

The tractor has already been displaced some of its previous tasks by self-propelled machines, either totally (as for combine harvesting) or partially (as for forage harvesting, spreading, spraying and materials handling). There are powerful arguments why the next task on this list will be transport. The debate about transport requirements in agriculture and the role of the conventional tractor has attracted much interest recently. In many review papers, the authors have drawn attention to the growing requirement for more efficient transport and the pressure towards operating tractors at higher speeds. Studies of tractor usage patterns are notoriously difficult to assess because of the wide differences in farms, but one feature that they continually highlight is the large percentage of time spent on transport and related tasks.

In China (the author's home country), the transport tasks in agriculture have become very important in recent years, because of the improvements

in the agricultural economics and the open of the agriculture policy. The vehicles used for the largest percentage of transport are the tractor-trailer combinations. But the dynamic performance of the tractor-trailer combinations differs from the tractor, and often the accidents are caused because the tractor-trailer combinations become unstable by towing the trailer.

The primary objectives of this paper are the investigation of the dynamic performances of the tractor-trailer combinations and the development of the improved methods of avoiding those problems. Especially, the application of the optimal control theory to the problem was analyzed. In this paper, chapter 2 analyzed the braking performances of the tractor-trailer combinations. Chapter 3 investigated the lateral forces of the driven or braked tires. Chapter 4 analyzed the steady steering characteristics of tractor-trailer combinations. Chapter 5 derived the state equations of tractor-trailer combinations, and investigated the verity of the state equations. And chapter 6 analyzed the application of the optimal control theory.

2. Braking Performance (Chapter 2)

This chapter analyzed the effect of trailer types, brake systems, traffic conditions, rates of trailer loaded weight, locking and unlocking of brakes on trailer braking performance. The equations were derived from a simple dynamic model of tractor-trailer combinations (TTC). The conclusions were as follows:

(1) The unbalanced trailer was shown to have better braking performance and stability than the balanced trailer.

(2) The braking performance of a TTC in which the trailer is not equipped with brakes was shown to be much poorer. In the case of the balanced trailer, the braking performance of a TTC in which the front axle is equipped with brakes, was shown to be better than when the brakes are on the rear axle.

(3) The braking performance of a TTC running in traffic conditions such as concrete could not be said to be certainly good.

(4) The trailer loaded weight must not be more than the rated weight carrying capacity.

(5) The tractor-trailer combinations become in danger of jack-knifing when the braking tires on the tractor rear are locked.

3. Lateral Forces of Driven or Braked Tires (Chapter 3)

In this chapter, to predict lateral forces of driven or braked tires, a simple dynamic model of tire-ground interactions was proposed. And investigating the adequacy of the tire dynamic model, verification tests were also carried out. The conclusions were as follows:

(1) As slip on the tire centre plane dimension was within the extent of $-40\% \sim 40\%$, that is, $|s_x| < 40\%$, simulation results from the tire dynamic model were in agreement with the verification test results in general.

(2) When the tire slip angles became larger, the driving or braking force coefficients became smaller. However, the lateral force coefficients became smaller. However, the lateral force coefficients became larger. And the lateral force coefficients decreased as the driving or braking force coefficients increased.

(3) The relationships between the tire slip angles and the lateral force coefficients were found to be non-linear. When the tire slip angles were less than 5° , the variation of the lateral force coefficients was larger relatively.

4. Steady Steering Characteristic (Chapter 4)

In this chapter, to analyze the steering characteristics of tractor-trailer combinations (TTC), a dynamic model was proposed. And the non-linear simultaneous equations for the steering movement were derived. The results calculated numerically for the steady state turning were compared with test results. The verification test was carried out by a four-wheel balanced trailer of 4WS. The results agreed well with the theoretical results. It enables one to improve the steering characteristics when the four-wheel balanced trailer is steered. The next chapter derives state equations of TTC. Then the application of optimal control into TTC system is analyzed.

5. Introduction of State Equations and Dynamic Characteristics (Chapter 5)

By linearizing the non-linear simultaneous equations of chapter 4 in the vicinity of an equilibrium state, the state equations of tractor-trailer combinations (TTC) were derived. To investigate the verity of the state equations, the theoretical results of the step and impulse responses were compared with test results. The controllability, observability

and stability of TTC control system were also investigated. To estimate all of the state variables including the unmeasurable ones, the state observer was designed. The conclusions were as follows:

(1) TTC control system is controllable and observable.

(2) In the case of reversing, high speed and steering motions, TTC control system is unstable.

(3) The tested results of the step and impulse responses agree well with the theoretical results of the ones.

(4) All of the state variables can be estimated by state observer.

6. Application of Optimal Control Theory

To improve the dynamic performances of tractor-trailer combinations(TTC) for farm use, the application of optimal control theory was analyzed. The tests have been carried out on asphalt tennis court, terrain road and harvested field. Four optimal control modes were proposed. Mode 1 is the optimal control mode that the relative angle of TTC on forward movement is the performance index. Mode 2 is the optimal control mode that

the relative angle of TTC on backward movement is the performance index. Mode 3 is the optimal control mode that the slip angle of tractor and trailer gravity center is the performance index. Mode 4 is the optimal control mode that the trajectory of tractor and trailer gravity center is the performance index. The velocity of TTC was established for about 0.5 m/s and below. The conclusions were as follows:

(1) The time spent on the relative angle becoming zero is decreased about 1/2 by steering the trailer's wheels.

(2) The backward movement of TTC was done easily by steering the trailer's wheels.

(3) The slip angle of tractor and trailer gravity center both were held below 3°.

(4) The maximum trajectory difference of tractor and trailer gravity center was decreased above 80% for the case that the control is compared with no control.

(5) The validity of the control system was proved both on the asphalt tennis court and harvest field.