

農業機械化研究所報告

第 26 号

Technical Report
of the

Institute of Agricultural Machinery
(Nogyo Kikaika Kenkyusho)
Omiya, Saitama, Japan
No.26 March 1991

農 機 研 報

Tech. Rep.
Inst. of Agric.
Mach.
26 : 1 - 73
1991

平成 3 年 3 月

生物系特定産業技術研究推進機構
農 業 機 械 化 研 究 所

埼玉県大宮市日進町1丁目

生物系特定産業技術研究推進機構
農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery
(Bio-oriented Technology Research Advancement Institution)

編集委員会

橋本寛祐 (委員長)

市川友彦

三浦恭志郎

篠崎浩之

倉田勇

八木茂

森芳明

Editorial Committee

Hirosuke HASHIMOTO (Chief)

Tomohiko ICHIKAWA

Kyoshiro MIURA

Hiroyuki SHINOZAKI

Isamu KURATA

Shigeru YAGI

Yoshiaki MORI

農業機械化研究所報告 第26号 (平成3年3月)

目 次

西崎邦夫：農用トラクタの性能試験システム開発に関する研究

記号の説明

| | |
|------------------------|----|
| 1. 序 論 | 1 |
| 1. 1 研究の背景 | 1 |
| 1. 2 農用トラクタの性能の概念 | 3 |
| 1. 2. 1 PTO軸性能 | 3 |
| 1. 2. 2 けん引性能 | 4 |
| 1. 2. 3 油圧性能 | 4 |
| 1. 2. 4 計測器の精度 | 5 |
| 1. 3 研究の目的と意義 | 5 |
| 1. 4 今後の発展方向 | 6 |
| 2. PTO軸性能試験システムの開発 | 6 |
| 2. 1 はじめに | 6 |
| 2. 1. 1 LAの考え方 | 6 |
| 2. 1. 2 設計方針 | 7 |
| 2. 2 PTO軸性能試験及び周辺設備の概要 | 7 |
| 2. 3 システムの概要 | 8 |
| 2. 3. 1 システム設計上の留意点 | 9 |
| 2. 4 ハードウェアの構成 | 9 |
| 2. 5 ソフトウェア | 13 |
| 2. 6 試験結果及び考察 | 19 |
| 2. 6. 1 結果と考察 | 19 |
| 2. 6. 2 試験成果 | 21 |
| 2. 7 まとめ | 23 |
| 3. けん引性能試験システムの開発 | 23 |
| 3. 1 はじめに | 23 |
| 3. 2 DYCの構造と概要 | 24 |
| 3. 2. 1 設計方針 | 24 |
| 3. 2. 2 仕様と構造 | 24 |
| 3. 3 データ処理システムの開発 | 26 |
| 3. 3. 1 はじめに | 26 |

| | | |
|---------|-----------------------|----|
| 3. 3. 2 | 設計上の重点指向 | 27 |
| 3. 3. 3 | データ収集方式 | 27 |
| 3. 3. 4 | センサ | 28 |
| 3. 3. 5 | システムの構成 | 30 |
| 3. 4 | 試験結果及び考察 | 33 |
| 3. 4. 1 | 試験方法 | 33 |
| 3. 4. 2 | 試験結果 | 33 |
| 3. 4. 3 | 試験成果 | 34 |
| 3. 5 | まとめ | 35 |
| 4. | 油圧性能試験システムの開発 | 36 |
| 4. 1 | はじめに | 36 |
| 4. 2 | 試験の概要 | 36 |
| 4. 3 | システムの概要 | 37 |
| 4. 4 | 試験結果及び考察 | 40 |
| 4. 4. 1 | 試験結果 | 40 |
| 4. 4. 2 | 試験成果 | 41 |
| 4. 5 | まとめ | 42 |
| 5. | フィールドシミュレーションシステムの開発 | 42 |
| 5. 1 | はじめに | 42 |
| 5. 2 | PTO軸フィールドシミュレーションシステム | 43 |
| 5. 2. 1 | システムの概要 | 43 |
| 5. 2. 2 | ソフトウェア | 44 |
| 5. 3 | 加振システム | 47 |
| 5. 3. 1 | システムの概要 | 47 |
| 5. 3. 2 | ソフトウェア | 48 |
| 5. 3. 3 | 2軸ロードシミュレーションに関する試験 | 55 |
| 5. 3. 4 | まとめ | 58 |
| 5. 4 | 考察 | 58 |
| 6. | 総括 | 61 |
| | 参考文献 | 65 |
| | Summary | 70 |
| | むすび | 73 |

Technical Report of the
Institute of Agricultural Machinery
(Nogyo Kikaika Kenkyusho Hokoku)

NO.26(March 1991)

CONTENTS

Kunio NISHIZAKI: Study on Performance Test System of Agricultural Tractors

| | |
|--|----|
| 1. Preface..... | 1 |
| 2. PTO Shaft Performance Testing System..... | 6 |
| 3. Drawbar Performance Testing System..... | 23 |
| 4. Hydraulic Performance Testing System..... | 36 |
| 5. Field Simulation System..... | 42 |
| 6. Summary and Conclusions..... | 61 |
| References..... | 65 |
| Summary in English..... | 70 |
| Acknowledgements..... | 73 |

記号の説明

| | |
|--|---|
| C | 動力計制御目標値 |
| E | 弾性値 |
| F | けん引力(実負荷) |
| F _s | 設定けん引力(目標負荷) |
| H(f) | 伝達関数 |
| K | 補正定数 |
| MP | 最大PTO軸出力 |
| n | 自由度 |
| N | 回転数間隔 |
| N _t | 試験回転数間隔 |
| N _c | チェック回転数間隔 |
| N _s | 予備検索回転数間隔 |
| N _{end} | 検索終了回転数間隔 |
| N ₁ | 最大PTO軸出力時の回転数 |
| N ₂ | 最大PTO軸トルク時の回転数 |
| P | PTO軸出力 |
| P ₁ | 仮最大出力点のPTO軸出力 |
| r | 負荷率 |
| R _p | 機関定格出力 |
| R _s | 機関定格回転数 |
| S _{y_ix_j} (f) | y _i (t)とx _j (t)の相互スペクトル密度関数 |
| S _{y_iy_i} (f) | y _i (t)のスペクトル密度関数 |
| △S _{y_ix_j} (f) | x _j (t)とy _i (t)の残差相互スペクトル密度関数 |
| △S _{x_jx_j} (f) | x _j (t)の残差スペクトル密度関数 |
| △S _{y_iy_i} (f) | y _i (t)の残差スペクトル密度関数 |
| t | 時間 |
| T | トルク |
| T ₁ | 最大出力時のトルク |
| T ₂ | 最大トルク |
| △F _s | 設定負荷データ収集範囲 |
| V | 走行速度 |
| V _s | 設定信号電圧 |
| V _f | フィードバック信号電圧 |
| x(t) | 加振信号(時間領域) |
| X(f) | 加振信号(周波数領域) |
| y(t) | 応答信号(時間領域) |
| Y(f) | 応答信号(周波数領域) |
| △Y(f) | 誤差信号 |
| α | 制御系のデータ収集周期 |
| β | 補正率 |
| δ | 許容偏差 |
| γ ² (f) | 関連度関数 |

農用トラクタの性能試験システム 開発に関する研究

西崎邦夫*

1990-5-15 受理

抄 録

西崎邦夫：農用トラクタの性能試験システム開発に関する研究 農機研報No.26：1-73(1991)

本研究は、乗用トラクタの性能試験に関する諸問題と多様な試験ニーズに応じた試験システムの開発を対象としている。研究上は、計測精度の向上、試験の迅速化及び省力化を主眼として、試験システムを構築した。実用実験の結果、各試験システムの有効性を確認するとともに設計上重要な諸パラメータに関する知見を得た。

2章では恒温実験室の設計から最終的データ解析に至る総合的P T O軸性能試験システムを構築し、その実用性について検討した。システムの動力制御系は複雑な系を構成しているため、実験的に最適制御変数を求め、30秒以内に安定して目標値に収束することを明らかにした。本システムの開発により、試験の総所要時間を従来の約1/2の3時間に短縮できた。

3章ではけん引性能試験用ダイナモメーターカー並びにこれに搭載するデータ処理装置を開発した。各種データの収集の同時性を確保するための手法を提案し、その妥当性を明らかにした。

4章では油圧性能試験システムを開発し、その実用性について検討した。油圧サーボシリンダを負荷発生装置として、トラクタ油圧装置に対する負荷のシミュレーションが可能であることを明らかにした。連続的な運転パターンのシミュレーションに当たっては、2kN以下のオーバーシュート量と0.5秒以内の整定時間が設計の目安となる。

5章ではP T O軸フィールドシミュレーションシステム及びロード(r o a d)シミュレーションシステムを開発し、実働データによる室内運転を可能にした。

P T O軸シミュレーションシステムにおいて、実働データを自由に編集し目的に応じた負荷モードを作成する手法を提案し、その実用性を確認した。

ロードシミュレーションに当たっては、偏関速度関数や多重関速度関数による非制御成分の決定やシミュレーション過程での演算パラメータの設定が、シミュレーションの精度や所要時間に大きく影響する事が明らかとなった。

1. 序 論

本章においては、研究の概要と本論文の構成を示す。

1. 1 研究の背景

わが国における農業の機械化は、昭和30(1955)年代半ばからの歩行型トラクタの急速な普及を契機に、乗用トラクタ、田植機、防除機及びコンバインと稲作用機械を中心として進展してきた。特に昭和40(1965)年代の機械化の進展は目覚しく、いわゆる「四つんばいの農業」から「歩く農業」、さらには「乗る農業」へと一気に駆

け抜けた感がある。

乗用トラクタ(以下トラクタと略す)の普及は、昭和30(1955)年代後半から機械化の先陣を切って進められ、農業機械技術の進展に関しても常に水先案内的役割を果たしてきた。

トラクタの普及台数は昭和54(1979)年に100万台を突破し、以後も年々増加して現在、約200万台(平成元(1989)年3月公表¹⁾)に達している。この数値を農家100戸当りに換算すると、47台となる。図1・1に主な農業機械の普及の推移を示す。

一方、トラクタの出荷台数をみると²⁾、昭和51(1976)年に最高の27万台を出荷しているが、その後漸減傾

* 基礎技術研究部(元農機研検査部)

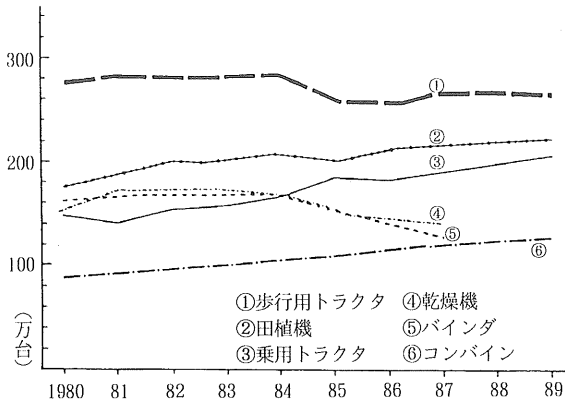


図1・1 主要農業機械の年次別普及推移¹⁾

向を示し、昭和58(1983)年には18万台まで降下した。内訳は、国内向け出荷台数が昭和51(1976)年を境に急激に減少し、これを補うように翌昭和52(1977)年以降輸出向けが急成長している。ここ数年の総出荷台数は17

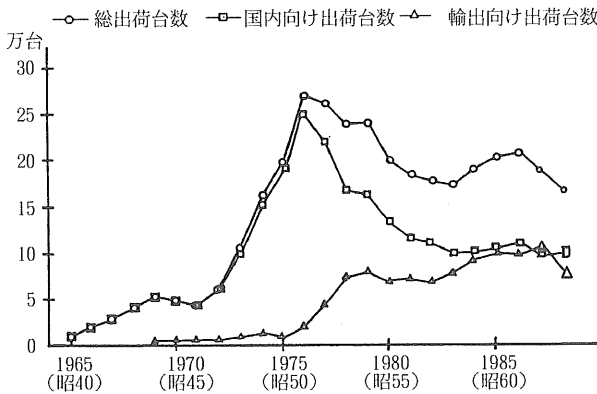


図1・2 国産トラクタの出荷台数の推移

~21万台で、輸出比率は約5割である。年間20万台という生産台数は世界でも上位に属し、西側市場規模を60~80万台と推定すると、その1/3~1/4を占めることになる。国内市場で大幅な需要増加が見込めない情勢では、一層の輸出拡大が期待される。図1・2に出荷台数の推移を示す。

このような背景のなかで、普及当初から製品の適正流通・導入のため性能試験の重要性が叫ばれ、昭和38(1963)年及び昭和39(1964)年には北海道立中央農業試験場・十勝農業試験場が中心となり北海道大学農学部等の協

力を得て輸入機、国産機合わせて43機種種のトラクタについて性能試験を行っている。また、農業機械化研究所(現生物系特定産業技術研究推進機構;略称生研機構)はOECD(経済協力開発機構)トラクタテストコードへの参加の準備を進め、昭和41(1966)年実施機関として政府の指定を受けた。同時にこの年、OECDテストコードに基づいた「乗用トラクタ鑑定試験方法」を作成し、本格的なトラクタテストを実施するに至った。OECDテストは、OECDが試験の重複を避け、費用の軽減を図って国際間の円滑な流通を促進するため設けている試験システムで、日本では生研機構がコードを遂行するに十分な試験設備と技術を有するとして試験実施機関に指定されている。

さらに、昭和44(1969)年、約60台の上記鑑定試験データを基に「型式検査実施方法」を作成し、型式検査の実施を開始した。型式検査とは農業機械化促進法に基づく検査で、生研機構が実施機関として指定されている。

一方、海外のトラクタテストコードについてみると、最もよく知られているのが米国のネブラスカ大学で行われているもので、一般に「ネブラスカテスト^{3) 4) 5)}」と呼ばれている。このテストの歴史は古く、大正9(1920)年粗悪なトラクタやメーカーの誇大広告からネブラスカ州の農家を保護するために開始された。州で販売されるすべてのトラクタがテストされ、世界初の農家保護機構として知られるようになった。その後このテストはネブラスカ州だけでなく、全米で適用されるようになった。テストコードは技術の進展に応じて改正され、最近ではSAE J708(ASAES209.5)⁶⁾を採用している。

しかし、昭和61(1986)年、このような手段で州における販売トラクタを制限することは、近年のトラクタの性能レベルから考えると農家の選択の幅を狭めるとしてこれを改め、世界的に最も広く実施されているOECDテストコードに基づく結果(OECDテストレポート)を採用する方向にある。米国は昭和63(1988)年正式にOECDトラクタテストコードに参加し、ネブラスカ大学を実施機関に指定している。

OECDテストは昭和34(1959)年、OEEC(欧州経済協力機構)テストとしてスタートし、OECDへの改組(昭和36(1961)年)に伴って引き継がれた。現在は五つのテストコードを有し^{7) 8)}、ISO(国際標準化

| 昭和 | | | | 平成 |
|-------|-----|-----|-----|------|
| 45 | 50 | 55 | 60 | 1 |
| (1970 | '75 | '80 | '85 | '89) |
| | | | | |

- ・ハイラゲタイヤ
- ・小型四駆トラクタ
 - ・機関の多気筒化
 - ・走行速度の多段化(クリーブ)
 - ・安全キャブ・フレーム
 - ・ターボ過給機関
 - ・自動耕深調節
 - ・エンクロージャボンネット
 - ・フラットデッキ
 - ・自動水平調節
 - ・シャトルチェンジ
 - ・小型直噴機関
 - ・リバーストラクタ
 - ・インタークーラ付き過給機関
 - ・二人乗りトラクタ
 - ・四駆の前輪軸距調節
 - ・マイコン搭載トラクタ
 - ・四WS常時四駆トラクタ
 - ・耕深レーダー
 - ・倍速ターン
 - ・油圧外部コントローラ
 - ・オート四駆ON-OFF
 - ・パフォーマンスモニタ
 - ・後輪軸距油圧調節

注) 上記の他、日本独自の技術として小型トラクタのパワステ、チルトハンドル、湿式ディスクブレーキ、ベベルギヤ式四駆、クイックヒッチの採用が、技術的に大きな変化である。

表1・1 農用トラクタの主な技術動向

機構)等との国際的調整を図りつつ、認定された実施機関を持つ唯一のテストコードとして、国際流通の円滑化の役目を果たしている。

一方、わが国トラクタ産業は、輸出を意識せざるを得なくなった状況で、国際コードへの対応を進めてきた。また、技術的には独自の方向を切り開いてきた。小型トラクタの四輪駆動化やターボ過給機関の搭載にその顕著な例をみることができる。表1・1に主な技術の変遷を示す。このような流れのなかで、試験・評価の重要性はその度を増し、試験に対するニーズも多様化している。

すなわち、メーカーは市場のニーズを的確に把握し、早期にこれを商品化しなければならない。試験機関は生産機種・台数とともに増加する試験需要に迅速に応えなければならない。このため計測の高精度化、高能率化を図り迅速に評価・解析し、開発期間の短縮や流通・導入

の適正化を図ることが重要な課題となった。

本論文で述べる研究は、この方向を基盤として進めてきた農用トラクタ性能試験システムの開発に関するものである。

1.2 農用トラクタの性能の概念

一般的な農用トラクタの性能試験項目を以下に示す。ただし、これらの項目がすべての試験コードに適用されているとは限らない。

- 1) PTO軸性能^{*)***)****)}
- 2) けん引性能^{*)***)****)}
- 3) 油圧性能^{*)***)****)}
- 4) ブレーキ性能^{*)}
- 5) 旋回広さと旋回円^{*)****)}
- 6) 車外騒音の測定^{*)}
- 7) 運転者の耳の位置での騒音測定^{*)****)}
- 8) 防水試験^{****)}
- 9) ほ場試験
- 10) 取扱試験^{****)}
- 11) 機関試験^{*)}

^{*)} OECD全性能コード試験項目

^{***)} OECD限定コード試験項目

^{****)} 型式検査試験項目

これらの性能試験に必要なとする試験システムについては、2、3、4及び5章の本論に関連して6章の総括で触れる。ここでは本論文で扱うトラクタの駆動、けん引及び昇降という三つの基本的な機能を明らかにするための性能試験について、具体例を用いて述べる。ここで割愛した他の試験項目については、試験として不要という意味ではなく、例えば前車軸あるいはブレーキ部の構造を変更した場合には防水試験が必要となるし、安全キャブの構造や内装を変更したときには騒音試験をしなければならない。国際的なコードに関する議論のなかでは、今日的視点からみてPTO軸性能一つで十分であるとする意見も強くあるが、試験データの得にくい輸入国の立場も考慮し、当分の間前述の三基性能について試験を実施するという方向が示されている。

1.2.1 PTO軸性能

トラクタ搭載機関は最大出力付近での利用時間が非常

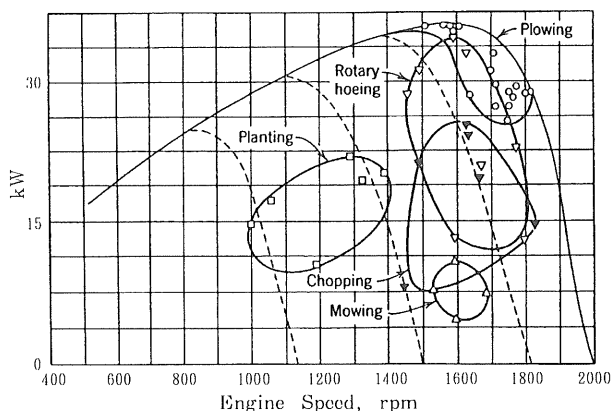


図1・3 機関出力と各種作業負荷^{6,8)}

に多く、ロータリやプラウを用いての耕うん作業では常に最大出力を發揮していると言っても過言ではない。この点が自動車用機関が、通常の運転ではほとんど最大出力を使用しないのと大きな違いがある。図1・3に各種作業と負荷状態の例を示した。このような異なる負荷条件に対応するためには、最大出力が正確に得られるか、低速回転数での作業に対し十分なトルク特性を有するか、等が必須の要素となる。また経済性の観点から燃料消費率が重要視される。

このようなことから、機関から変速機を経て出力されるPTO軸の出力性能は実際に農作業に利用できる性能として不可欠の試験項目となっている。すなわち、この特性曲線からロータリ等のPTO軸駆動作業機の大きさや作業時の燃料消費量を推定したり、トルク特性から過負荷時の作業状態の判定も可能である。

計測手法としては、十分な暖機運転の後、最大出力点を検索し、その点を起点として動力計によって回転数を制御して、図1・3の最大出力点の左側に相当する部分(全負荷部分)の計測を行う。速度の関数として燃料消費量・トルク・出力を計測する。次に、図1・3の最大出力の右側に相当する部分(部分負荷部分)を動力計によってトルクを制御して計測する。負荷は、最大出力に対応するトルクの85%の値を4/4として、その3/4、2/4、1/4及び無負荷とする。同様にトルク・回転数・燃料消費量を計測して、図1・3の出力特性と同様のトルク特性、燃料消費量・燃料消費率特性を得る。

このようにPTO軸で出力を計測するという手法は農

用トラクタ独特のものであり、2章で詳述するが、機関回転数に対してPTO軸回転数が1/2~1/5に減速されているため大容量の動力計を必要としたり、特殊な方法で動力計とトラクタを接続しなければならないという困難さがある。

1. 2. 2 けん引性能

PTO軸性能が機関性能やロータリ等の駆動作業機の作業特性の判定に有効であるのに対して、けん引性能はプラウや心土破碎機を用いたけん引作業と対応する。試験は比較試験としての性格が強く、すべての国で比較し得る結果を得るために、乾いた、水平なコンクリートまたはアスファルト面上で行う。試験は各走行速度段について、計測車を接続してけん引負荷を与え、出力・けん引力・速度・車輪のすべり率・燃料消費量等を計測する。これを付加重量なしと付加重量付きの状態で行うことにより、速度段ごとの性能が明らかとなりけん引力と速度から装着作業機の大きさが推定できる。

1. 2. 3 油圧性能

油圧性能の試験には、三点リンクに関する試験と油圧ポンプに関する試験がある。三点リンクについては、下部リンクヒッチ点と下部リンクヒッチ点の後方610mmの点(装着作業機の重心の仮想点)における最大揚力を計測する。この値は、下部リンクヒッチ点に装着できる作業機の質量やけん引作業機の操作可能なヒッチ点荷重の決定等に有効である。610mm後方の点についても同様、その点に重心のある作業機の操作について推定できる。

下部リンクヒッチ点における最大揚力の計測は、下部リンクヒッチ点に負荷装置(例えば油圧シリンダ)を接続し、負荷を変えて全揚程を通じて揚げ得る力を求める。所要時間は10秒以内とする。610mm後方の点においても同様の方法で最大揚力を求める。

連続運転試験は、作業機の代わりに最大揚力の85%に相当する負荷を与えて1,000回の昇降運転を行い、油圧システムの耐久性を確認する。

試験装置としては、上昇・下降速度に応じて一定の負荷を維持し、連続運転においては負荷パターンのシミュレーションが必要である。このような手法による試験は他産業にも例がなく農業機械独自のものであるため、広

答速度、制御精度といった基礎的な問題の解決が要点となる。

油圧ポンプ性能試験では、回路内の圧力を制御してそのときの流量を計測し、外部取出栓から利用できる出力を求める。このポンプ性能曲線から、フロントローダ等各種の油圧を利用した作業機を装着した場合の制御性が推定できる。

1. 2. 4 計測器の精度

本論文中しばしば計測器の精度について議論するので、OECDテストコードに定められている計測精度を挙げておく。ただし、このようにコードのなかで計測器の精度を定めている例は少ない。

| | |
|---------|---------|
| 回転数 | ±0.5% |
| 時間 | ±0.2 s |
| 距離 | ±0.5% |
| 力 | ±0.1% |
| 質量 | ±0.5% |
| 大気圧 | ±0.2kPa |
| タイヤ空気圧 | ±5.0% |
| 油圧系統圧力 | ±2.0% |
| 燃料等の温度 | ±2°C |
| 湿球・乾球温度 | ±0.5°C |

1. 3 研究の目的と意義

生研機構の実施する型式検査のトラクタの受検台数は昭和50（1975）年を境に急増し、その数は年間60台から120台にも上った。年度内に処理できず、次年度に繰り越さねばならない年もあった。

このような背景を契機に、著者らは昭和50（1975）年頃から、㊸ 測定精度の向上、㊹ 試験の迅速化、㊺ 試験の省力化、を主眼に試験システムの開発に着手した。

古くから農業機械の試験・評価技術の力点はほ場試験に置かれ、当時もまだこの傾向が色濃く残っていた。ほ場試験が重要な情報源であることは否定できないが、各種の条件下でのデータ収集に関しては、収集量及び収集速度の点で限界がある。評価・設計に必要な基礎データを高精度で数多く収集し、これを分析、処理して企画・設計部門にフィードバックする事が開発速度につながる。

一方、農業機械を導入・利用する側からも、普及の増

大に合わせて、選定及び利用に関する詳細な情報を早期に必要とする声が高まってきた。

しかし、各種の性能計測に関する分野は、研究・開発の付随的な分野と考えられがちであるため体系化されておらず、他分野に比し相当の遅れをとっていると言える。

そこで著者らは、トラクタの普及に伴う試験需要の増加に対処するために、試験の機械化、室内化、システム化や、従来不可能であった試験・評価技術の開発に積極的に取り組むこととした。これらの技術は、設計・開発、すなわち“作る側”と、“使う側”の農家の両者の要求に対処できる合目的なものではなければならない。そしてさらに、この両者を農業の場面でいかに合体させるかも試験・評価技術の重要な役割である。

つまり、本論文の基調となっている試験・評価技術の開発は、前述の両側面から農用トラクタの効率利用や性能向上への接近を試みたものであることを強調しておきたい。

そしてある程度、試験・評価技術が完全なものになった暁には「トラクタ性能試験システム設計法」に則したシステムの開発が可能となるのであろう。

従って本研究では、供試トラクタの据え付けやセンサの選定というような試験の周辺技術から計測・データ処理に至るまで試験装置・手順の標準化、精度の向上及び効率化を目標に検討を進めた。

本研究の大部分を占める試験の自動化に関する技術は、これまで計測・制御の分野であり用いられていない新しい手法に基づいている。各種のデータを一定の条件で同時に収集し、これを処理してフィードバックしながら実験を進める。あるいは試験ごとに自動的に計測シーケンスを設定し、それに基づいて制御・計測する。このような考え方は、試験システムとして有効な手法であるとして利用拡大の方向にある。

本論文は6章より構成されている。

1章においては、研究の背景、目的と意義、特徴、最後に今後の発展方向について述べた。

2章では計測の自動化の状況を概観するとともに、P T O軸性能試験システムを構築し、その設計内容と実用試験の結果について述べる。恒温実験室の導入や供試トラクタの据え付けから試験データの解析作業まで、関連するすべての事項をP T O軸性能試験の中でとらえ、シ

ステム設計上の留意点や作成したハード及びソフトウェアシステムについて記述する。

3章ではけん引性能試験に対する考え方と、開発したけん引性能試験システムについて述べる。本試験は他の試験に比し、屋外で、かつ大規模な試験路や多くの人員を必要とする不利な面をもっている。これらの点を考慮し開発したダイナモメーターカー及びデータ処理システムについて説明し、それによる処理例を示す。

4章では、1章のPTO軸性能、2章のけん引性能とともにトラクタの三基本性能の一つである油圧性能の試験システムについて述べる。試験システムの構成、負荷の制御手法及び運転例を示す。

5章においては、PTO軸負荷と車軸振動のシミュレーションシステムについて述べる。システムの概要を記すとともに、シミュレーション手法について論述する。

6章「総括」では、本研究の全体にわたる総括を行っている。

最近の農業を取り巻く環境は内外共に厳しく、農業機械の効率利用や農業生産の低コスト化が急務とされている。

評価・計測に関しても例外ではなく、効率利用や低コスト化の観点から一層の研究深化が不可欠とされている。

一方、開発途上国を主とする海外の試験需要も増加し、技術指導の要請も多い。その意味で、今後の方向の模索の一手段として残された問題点を整理する必要性を感じ、また一つには、研究がトラクタ性能試験システムとして一応の提言ができる段階に達したと考えられるので、これを機に研究成果を取りまとめた。

本論文に関する研究の途上においても、計測技術は著しく進展した。PTO軸性能、油圧性能については、短期間に2号システムを開発し、けん引性能試験システムについても改良に着手している。このように、コンピュータやその周辺技術の発展とともに、今後も新しい計測技術や設計・評価システムが開発されてゆくであろう。

その意味で、不十分ながら本論文の計測手法が、トラクタ性能評価手法の発展経過の一里塚となれば幸いである。

1. 4 今後の発展方向

(1) 今後、トラクタの性能試験を考える場合、二つ

の方向からの検討が要求される。

その一つは、トラクタを利用する側からの試験あるいは試験装置に対するニーズである。試験システムを簡素化し、柔軟性を持たせることにより、利用範囲の拡大を図る必要がある。機械の効率利用が重要視されるなかで、整備段階でPTO軸出力や油圧出力を確認するための安価で、簡便な機器の開発が望まれている。中古農機の適正な普及のためにも、性能確認は不可欠の要素と考えられる。このような機器の開発はわが国ばかりでなく、計測システムに対する要望が強まっている開発途上国への技術援助にも有効である。

(2) その二は、研究・開発の側からのニーズである。この分野ではハード的な構成に関してよりは、むしろソフトウェア面での開発が望まれる。例えば、2及び3章のシステムに等燃費曲線のための制御プログラムあるいは作図プログラムを組み込むことは、性能評価上効果的である。すなわち、性能試験システムの充実とともに、総合的な評価システムとの有機的な結合を検討する必要がある。

2. PTO軸性能試験システムの開発

2. 1 はじめに

2. 1. 1 LAの考え方

近年、研究、設計及び製造など多くの技術分野でコンピュータの有効利用が重要な課題となり、CAD(Computer Aided Design)/CAM(Computer Aided Manufacturing)、FA(Factory Automation)、LA(Laboratory Automation)、CAE(Computer Aided Engineering)、コンピュータ・シミュレーションなど新技術に関する研究開発が盛んとなっている^{13) 14) 15) 16) 17) 24)}。現在のところ、LAと言う用語に対する正確な定義はないが、CAD/CAM、CAE等の技術と有機的に結合して総合的にコンピュータシステムを構成する一要素と考えられる。狭義には実験(試験)の評価・管理という実験支援が主目的となり、効率的なデータの収集・分析並びに予測評価手法の確立を分担する。

ここで本論文の扱う諸問題と深く関わることになる、一般的なコンピュータ利用の背景について簡単に触れておきたい。コンピュータ導入の狙いは、主に研究開発効率の向上あるいは製造プロセスの革新にある。以下にそ

の具体的内容を示す。

④ 従来からの力の伝達で仕事をするシステムの構成要素の中に、コンピュータ、センサなどの情報伝達要素を加え自動化、省力化する。

⑤ 各分野で完成された技術やルーチ的な作業をコンピュータへ移管し、高精度化、高能率化を図る。

⑥ 概念設計の段階でコンピュータ上で数値実験することにより、性能や信頼性を事前評価しニーズの多様化への対応や製品開発機関の短縮を図る。

2. 1. 2 設計方針

LAの一般的な位置付けについては前項で述べた。著者のLA化の研究は、それ自体がほとんど注目されていなかった時期に着手し、常にトラクタ性能試験システムとして普遍的な方向を意図してきた。しかしながら直面する型式検査や試験研究に対する有効性に関しては、優先的に取り上げた。

設計上の重点要素に対する考え方を以下に述べる。

(1) 自動化、省力化

トラクタの性能試験では、供試機によって機関出力、機関回転数が様々であり、それに応じて試験条件を変更しなければならない。また、一般的な計測法の観点からとは別に型式検査への応用も考慮し、データの計測ごとにあるレベルまでデータの適正を判定する自動チェック機能を持たせる。しかし、複雑多岐にわたる問題をすべて解決するシステムは大規模となるため、一定の制約条件の中で優先度を考慮して立案する。

(2) 高能率化、高精度化

システムの設計上、能率や精度をどの程度に設定するかは重要な問題である。この点に関して著者は、技術的な面あるいは価格面でも最も制約を受ける部分の究明が第一歩であることを提案している。すなわち、総合的な能率や精度はこの部分に支配されるので、制約条件の処理法がシステム構築の基本方針となる。例えば、高精度のセンサを用いても取り込むA/D変換器の分解能が低ければ、センサの高精度も無意味となる。

PTO軸性能試験システムに関しては、動力計の制御精度が重要な要素となる。動力計の応答速度と安定性が、システムの能率、精度に大きく影響する。

システムの開発に当たっては、技術的、価格制約条

件を考慮し、最も制約される項目に基づいて仕様を決定することが重要となる。

(3) 安全性の確保

直流式電気動力計は、動力吸収運転ばかりではなく駆動運転も行うことができる構造となっている。このため、誤操作により供試機を駆動し破壊してしまう恐れがある。また、アクチュエータを用いてレバーやペダルの操作を行う場合、作動範囲を越えて供試機を破壊することもある。

著者は、誤動作を確実に防止し、かつ万一の事故に対しても供試機に影響を与えない方式について重点的に検討した。

(4) 大量データの保存・解析

自動計測システムでは、短時間に大量のデータを取り扱う。生データや処理データの保存方式をデータの入出力や検索方法と合わせて検討することにより、数値解析や性能予測のデータベースとして利用できる。データベースの精度は保存されるデータに大きく影響を受けるので、慎重な選定が必要とされる。

(5) 汎用性の拡大

LA化の初期の段階ではワンボードマイコンを用いた専用計測システムが多くみられた。これらはプログラムの作成、修正が困難であり、他の用途で使用することは不可能であった。次いで、いわゆるパーソナルコンピュータと計測制御ユニットを組み合わせたシステムが主流となった。プログラムもBASIC等の言語が用いられ、ユーザー段階で用意に作成、修正が可能となり、汎用性が高まった。今日では計測制御ユニットもプラグインタイプとなり、ハードウェアの汎用性も拡大している。

システムの簡素化、フレキシブル化は、今後の興味ある重要課題と考える。

2. 2 PTO軸性能試験及び周辺設備の概要

PTO軸性能試験は供試トラクタと動力計を自在継手で連結し、一定の周囲温度、大気圧で行うのが一般的である^{8) 19) 21)}。OECDテスト、型式検査ならびにSAE (ASAE)コードでは、周囲温度 $23 \pm 7^{\circ}\text{C}$ 、大気圧 96.6kPa 以上を規定し、ISOコードでは周囲温度 $23 \pm 7^{\circ}\text{C}$ を規定している。軸出力の補正をしないという建前でのこれらの条件は、わが国の気候では年間3~4カ月しか充されない。著者らは計画的試験の推進には恒温実験室の導入が

不可欠と考え、これを設置した(昭和51(1976)年)。

164m²(16×10.25m)の面積に2基の動力計を設置し、年間を通じて試験の実施を可能とした。また、供試機の据え付けあるいは自在継手の水平調節を容易にするため、供試機を水平に据え付けたまま上下させ得る油圧式昇降テーブルを考案し、効果を上げている。トラクタのPTO軸と動力計を連結する自在継手のずれや曲がり、伝達損失に影響するため極力避けなければならない。ISOコード(ISO789/1-1981)では、この角度を最大2°と規定している。この水平調節には、通常、タイヤの下に板や梯子状の物を敷いたり、タイヤの空気圧を調節して上下調節を行う。調節方法としては、トラクタまたは動力計の上下が考えられ、ヨーロッパでは種々の方式で動力計を上下する例が多い。著者らは、動力計に対する振動等の影響を配慮し、油圧式昇降テーブルによりトラクタを上下する方式を採用した。この方式は各方面で実用化され、据え付けの簡易化及び時間の短縮の面で大きく貢献している。

2.3 システムの概要

著者らは、昭和54、59年に“PTO軸性能計測データ処理システム”のそれぞれ1、2号機を開発した。以下にシステムの概略とそのデータ処理方法について述べる。

本論文では、重複を避けるため主として2号機について説明するが、その前提となった1号機についても若干触れることにする。

図2・1に1号機のシステムブロック図を示す。大別して、計測・制御部、インターフェース部及びデータ収集・処理部に分けられる。CPU部は、8ビットマイクロプロセッサにROM5kバイト、RAM4kバイトで構成され、プログラムはEP-ROM(Electrical Programmable-ROM)に書き込まれている。システムの根幹をなす動力計の制御方法は、設定値と実測値の差をデジタル演算し、偏差に対する補正量を動力計にフィードバックして設定値に収束させる方式とした。制御精度に影響する偏差に対する補正率及びデータ収集周期は、動力計の応答性や搭載機関のガバナ特性に応じて、実験的に求めた最適値を設定することができる構成であった。

以下に2号機の設計に当たり参考とした、1号機の評価・検討内容を示す。

(a) 総合的な結論としては、精度の向上、省力化等の所期の目的を達成できた。

(b) センサ、計測機器及び動力計制御方式は良好に作動し、長期使用に対する経年劣化も少なくこの方式で特に問題はなかった。

(c) 計測プログラムはEP-ROMに書き込まれているた

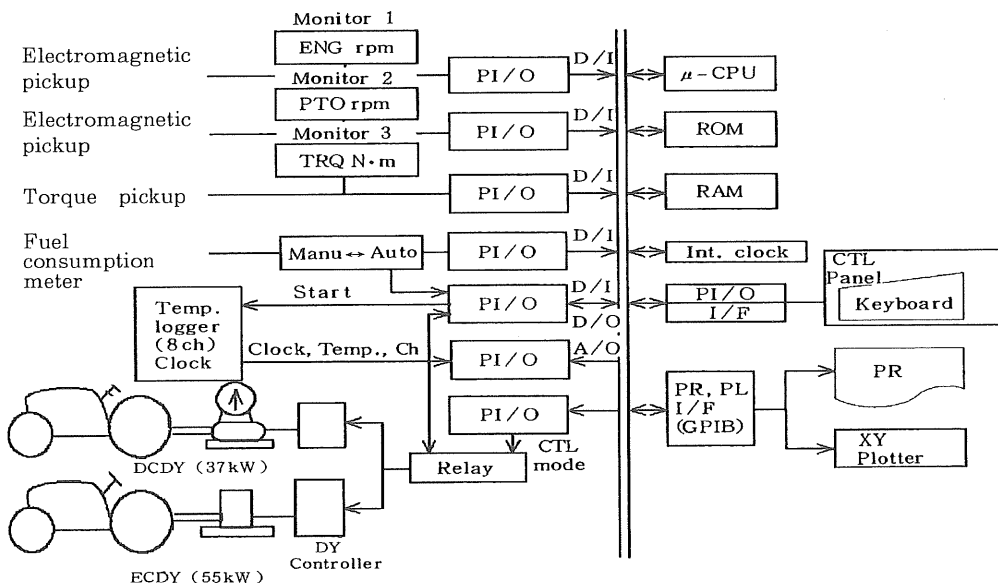


図2・1 PTO軸性能計測データ処理システムのブロック図(1号機)

め、ユーザー段階での追加・修正が困難であった。

(d) データの出力がプリンタ、プロッタによる作表、作図のみであるため、データの処理・解析には他のシステムを利用しなければならなかった。

(e) 計測途中における故障・停電の場合、計測シーケンスがクリアされるため中断箇所からの再起動が困難であった。このため、計測途中でのトラブルに際して、データ及び計測時間の損失が大きかった。

(f) 自動運転モードではプログラムの実行位置が不明となり危険であるため、“プログラム実行位置”を表示するシーケンスモニタを設けたが、各デジタルモニタとの併用により手動の歩進操作（必要に応じて設定シーケンス上を手動で移動する操作）を確実にし、さらに安全性の確保を図った。誤操作による事故の可能性のあるコンピュータシステムでは、シーケンスモニタの採用はシステムの信頼性の面からもきわめて有効な手法であることが確かめられた。

2. 3. 1 システム設計上の留意点

トラクタの普及に伴い大型化の傾向も促進され、試験対象範囲の拡大を余儀なくされた。そこで、機関出力を最大120kW(わが国の普及トラクタの95%以上を網羅する)までを対象として、2号機の開発を計画した。1号機の開発から5年を経過しており、この間のコンピュータ技術は、かつてなく加速的に進展した。コンピュータ本体の高性能化、低価格化はもちろんであるが、センサやインターフェースを含む周辺技術の急速な発達は特筆に値する。1号機の開発時点では、ハード及びソフトの両面で多大の検討期間を必要とした。しかしながら、システム全体の構築方針やセンサ利用技術は、今日においても共通のものとして活用できる。

2号機のシステム設計に当たっては、柱となる制御・計測手法は1号機を踏襲することとし、操作性及びデータ処理に関するソフトウェア面での性能向上を主眼に下記の項目について検討した。

a. パソコンを中核とするシステムの構築： 各種の情報をCRT画面に表示し、モニタリングを容易にするとともに、操作、データ入力を対話形式として操作性の向上を図る。また、高級言語でプログラムを作成することによりユーザープログラミングを可能にし、柔軟性

のあるシステムとする。

b. オンライン計測及び遠隔操作の強化： 回転数、トルク、温度、燃料消費率、大気圧、排気煙濃度等の計測項目をすべてオンラインで取り込める方式とする。また、機関調速レバー調節に遠隔操作を導入し、システムの集中管理化を図る。

c. 計測データの保存： パソコンによるデータ処理ソフトウェアを充実させるとともに記憶媒体による計測データの保存や非常時のバックアップ機能を強化する。

2. 4 ハードウェアの構成

図2・2に2号機のシステムブロック図を示す。

システムは大別して、動力計部、計測制御部、データ処理部で構成される。

(1) 動力計の特性

対象となるトラクタの機関出力範囲は10kWから120kWに及ぶため、計測精度を考慮し、吸収能力37kW直流式電気動力計(Direct Current Dynamometer, DCDY; EB-DH 1: 明電舎)及び400kW渦流式電気動力計(Eddy Current Dynamometer, ECDY; W-400: 東京衡機-SCHENCK)の2台を備え、トラクタの機関出力に応じて選択できる構成とした。図2・3及び図2・4にそれぞれの特性線図を示す。トラクタのPTO軸回転数は機関回転数に対して1/2～1/5に減速されているため、逆にPTO軸トルクは2～5倍に増大する。そのため、機関回転数1,000～3,000rpm程度の範囲を計測する場合、PTO軸回転数は200～1,500rpmとなり、低速域の吸収動力の大きな動力計が必要となる。一般的に、動力計の定格吸収域は1,000rpm以上であり、低速域では吸収動力が急激に低下する(図2・3、図2・4参照)。このため、対象とするトラクタの最大機関出力120kWに対し、低速域で十分な吸収能力を得るためには定格吸収動力400kW程度の動力計が必要となる。この考え方とは別に、定格吸収動力120kWの動力計を用いて、PTO軸と動力計の間に増速機を設置して動力計の定格吸収動力回転数域まで入力回転数を増速させる方式もある。しかしこの方式は、動力計は小容量のもので間に合うが増速機に動力伝達損失を生じるため、PTO軸と動力計の間にトルク計を設けなければならない。

本システムでは、動力計はやや大型となるが、コスト

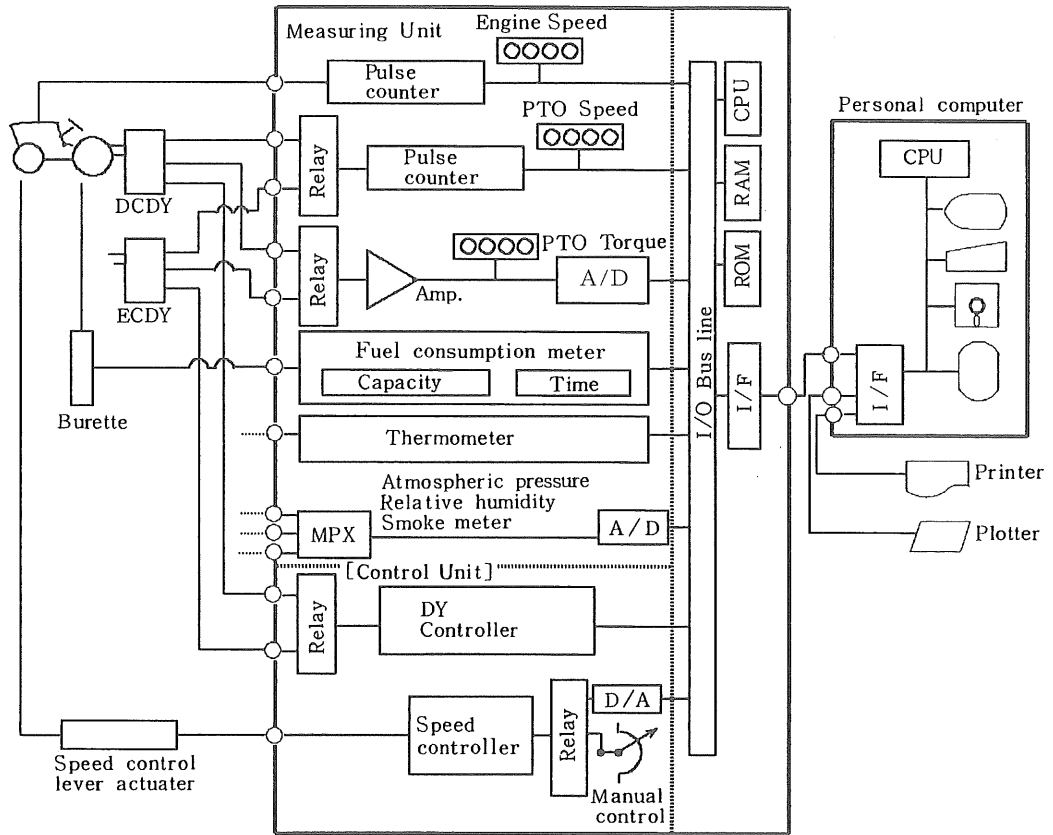


図2・2 PTO軸性能計測データ処理システムのブロック図(2号機)

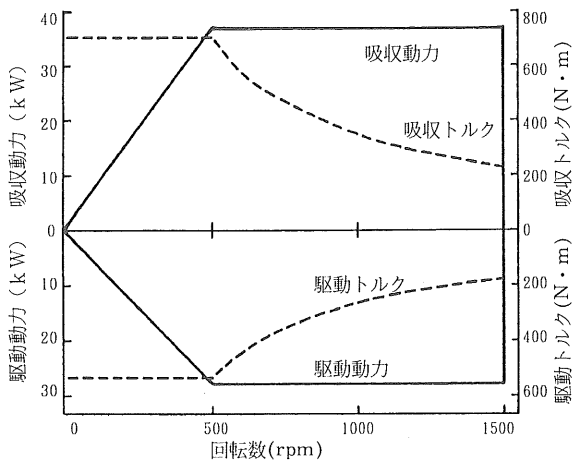


図2・3 直流式電気動力計の性能線図

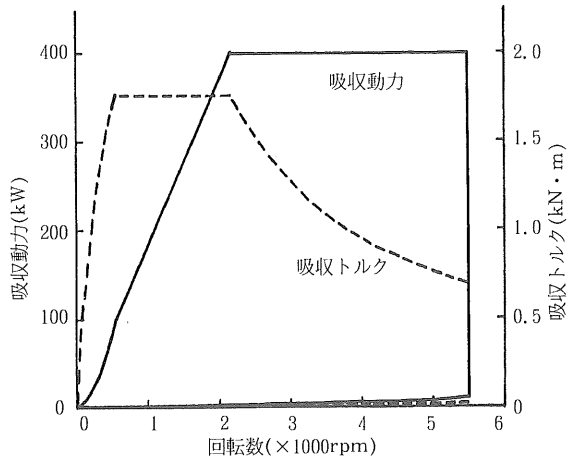


図2・4 渦流式電気動力計の性能線図

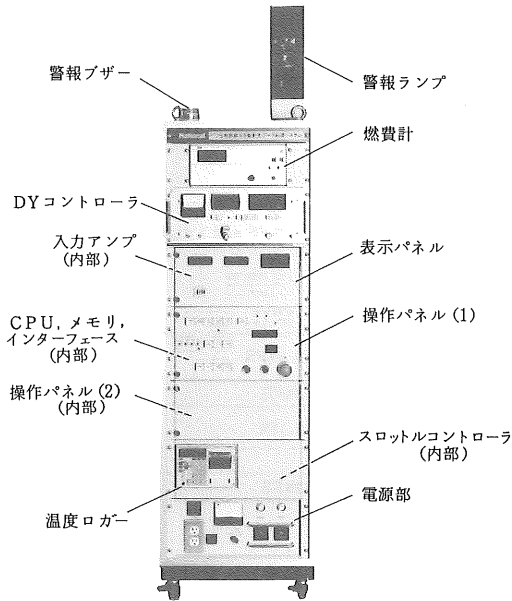


図2・5 計測制御部の外観

面、信頼性、設置スペース、取扱の簡便さの点で優れた P T O軸を直接接続する方式を採用した。

(2) 計測制御部の概要

計測制御部の外観を図2・5に示す。計測制御部は計測部、制御部及びインターフェースで構成される。

計測制御部は燃料消費量計、多点温度測定器（温度ロガー）等の計測器を加えて一つのラックに収め、フロントパネルには表示及び操作スイッチを配列した。各パネルの外観を図2・6～8に示す。

a. 計測部 計測部はセンサからのアナログ信号を入力するA/D変換器やパルスカウンタから成る。表2・1に計測項目、計測範囲、センサの精度を示す。

以下にセンサ及び計測器の概略について説明する。

ア) 回転数の計測には電磁式パルス発信器を使用し、カウンタのゲート開時間は発信パルスによって0.001～9.999 sの設定が可能である。

イ) P T O軸トルクは、ひずみゲージ式荷重変換器の信号をA/D変換器を介して入力する。ノイズを除去するために前置アンプにローパスフィルタを設け、計測は300 ms間隔で5回サンプリングし、平均化処理している。

ウ) 燃料流量の計測には、直接質量を計測する質量流

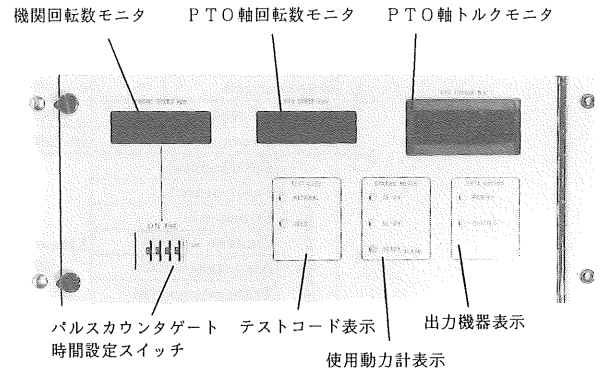


図2・6 表示パネル

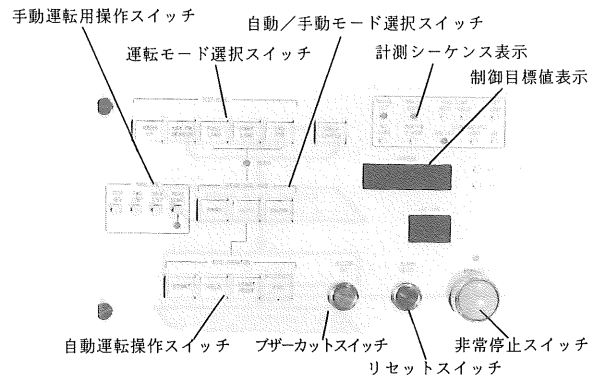


図2・7 操作パネル (1)

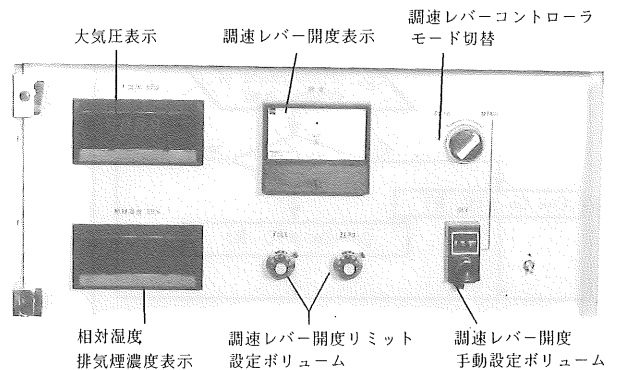


図2・8 操作パネル (2)

量計²⁶⁾、ほ場試験等の屋外の試験に便利な小型の容量式燃費計、そして一般的なデュレットを用いた容量式燃費計が用いられる。質量流量計は、温度、比重の演算補正が不要であるなどの点で優れているが、コスト面でや

表2・1 計測項目

| No. | Item | Range | Pickup | | |
|----------|------------------------|---------------------------|-----------------------|---------------------|--------|
| | | | Type | Accuracy | |
| 1 | Engine speed | 0~10000rpm | Electromagnetic | - | |
| 2 | Dynamo speed | 0~10000rpm | Electromagnetic | - | |
| 3 | Dynamo torque | 0~2000N・m | Load cell | ±0.5%FS | |
| 4 | Fuel(supply) | Linearizer -200~1350°C | Thermocouple K(CA) | ±0.1%FS and 1 digit | |
| | Fuel(return) | | | | |
| | Engine oil | | | | |
| | Coolant | | | | |
| | Air intake | | | | |
| | Transmission oil | | | | |
| | Dry bulb | | | | |
| Wet bulb | | | | | |
| 5 | Atmospheric pressure | 0~1100hPa | Diaphragm+straingauge | ±0.3%FS | |
| 6 | Relative humidity | 0~100% | Capacitance | ±3%FS | |
| 7 | Fuel consumption meter | Capacity | 10, 25, 50, 100, 200 | Burette | ±0.15% |
| | | Time | 0~100s | Photo cell | - |
| 8 | Smoke meter | 0~100% | Selenium cell | ±3%FS | |

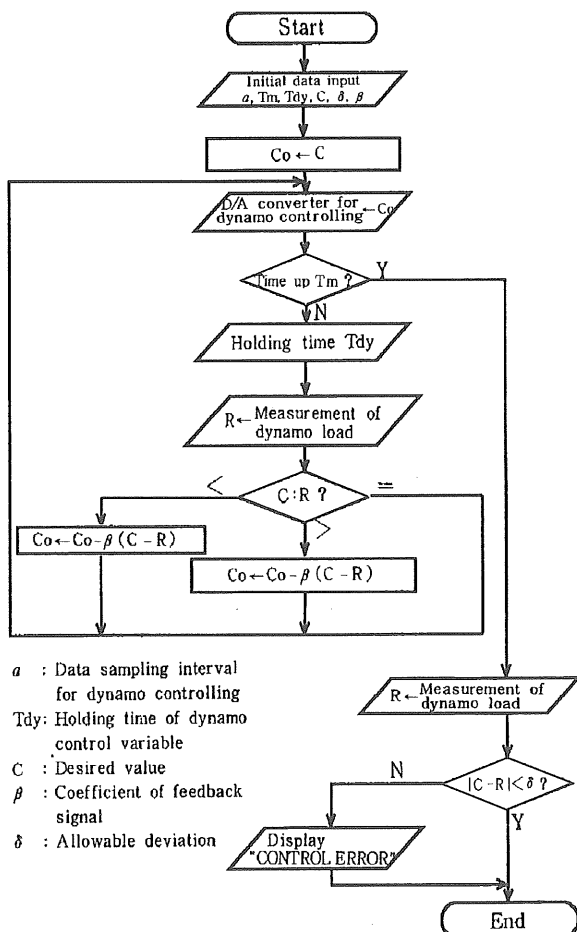


図2・9 動力計制御の流れ図

や高価である。小型の容量式流量計は車載には簡便なため、第3章で述べるけん引性能試験に採用している。ここでは安定性、精度、コスト等の点からビュレット式(F-2004型:富士計測器)を選定した。ビュレット容量は、10~200mlまで5段階に選択できる。本システムでは、計測精度を確保するため消費時間が20s以上になるように計算し、ビュレット容量を自動設定する機能を組み込んでいる。

エ) 排気煙濃度の計測には、排気ガスをろ紙に一定量通過させて表面の反射率の低下割合から黒煙濃度を計測する、いわゆるボッシュ式スモークメータ(MODEL GSM-3:司測研)を用いた。サンプルの採取、反射率の計測は、指定により試験中自動的に行われる。

以上の他、温度(熱電対式24ch 温度ロガー;VS-4300 A:松下通信工業)、大気圧(ダイアフラム及びひずみゲージ式;PE-33-A:司測研)、相対湿度(高分子膜の静電容量測定箱;HMP-0 00022:フェニクス)についても指定により入力できる。データ収集については、インターフェース部のトリガ信号により入力の同時性を確保した。

b. 制御部 動力計及び调速レバーアクチュエータのコントローラで構成される。動力計制御部はベンチや制御モードを選択し、目標値と実測値との差を演算し、偏差に対する補正量を動力計にフィードバックする。制御の流れ図を図2・9に示す。制御系のデータ収集周期(サンプリング周期)α(1~9s、1s刻み)及び偏差に対す

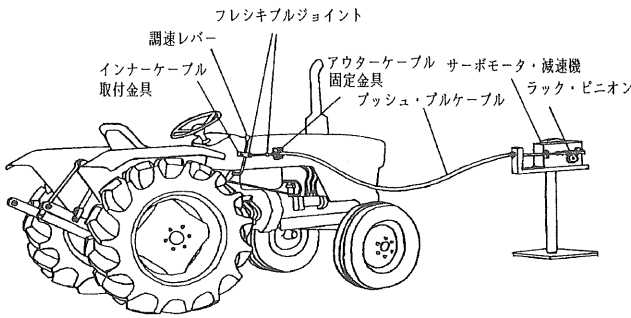


図2・10 調速レバーコントローラ取付略図

る補正率 β (10~90%、10%刻み)は、動力計の応答性や供試機関のガバナ特性に応じて設定変更が可能である。

調速レバーコントローラは機関調速機の開度をコンピュータの指令により遠隔操作するもので、アクチュエータにサーボモータを使用し、プッシュ・プルケーブルにより操作力を伝達する。最大操作力は467N、ストローク100mmで、自動・手動両モードで利用可能である(図2・10)。

c. インターフェース部 インターフェース部は、8ビットマイクロCPUに24kバイトROM・RAM及びRS232Cインターフェースで構成される。パソコンから転送される運転モードや収集モードに従って制御、データサンプリングを行い、計測データをパソコンに転送する。

(3) データ処理部

パソコン及びプリンタやプロッタの出力装置で構成さ

れる。パソコン(16ビットCPU、256kバイトRAM)は、運転プログラムの記憶、管理、計測データの演算、出力、保存を分担する。記憶装置として10Mバイト固定ディスク及び1Mバイトフレキシブルディスクを内蔵している。固定ディスクには運転プログラムや計測データを記録し、編集処理後のデータをフレキシブルディスクに保存する。運転中、主要なデータはCRT画面上にモニタし、必要に応じて作図・作表も可能とした。

2.5 ソフトウェア

以下にソフトウェア作成上の留意点を記す。

- a. 前述のとおり、パソコンと計測・制御専用のマイコンを装備し、運転プログラムやデータの管理と計測・制御機能を分割することによりソフトウェア構成を簡明にし、操作性の向上を図る。これはソフト的な面だけではなく、パソコンによる動力計の制御は転送速度との関係で制御精度が劣るというハード面の理由にもよる。
- b. システム全体の操作をすべてパソコンのCRT画面上に集中し、対話形式で運転管理する。
- c. キー操作を減少させるため、運転条件、運転シーケンスを変更しない限り繰り返し運転を可能とするデフォルト機能を採用する。
- d. パソコン側のプログラムをBASIC言語で作成し、プログラムの変更を容易にする。

図2・11 にソフトウェア構成を示す。運転シーケンス部については、指定によりどのプログラムからも実行

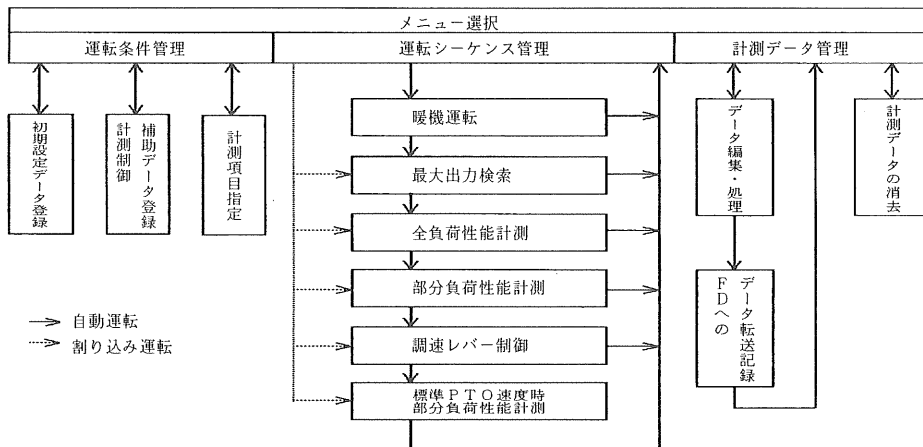


図2・11 ソフトウェアブロック図

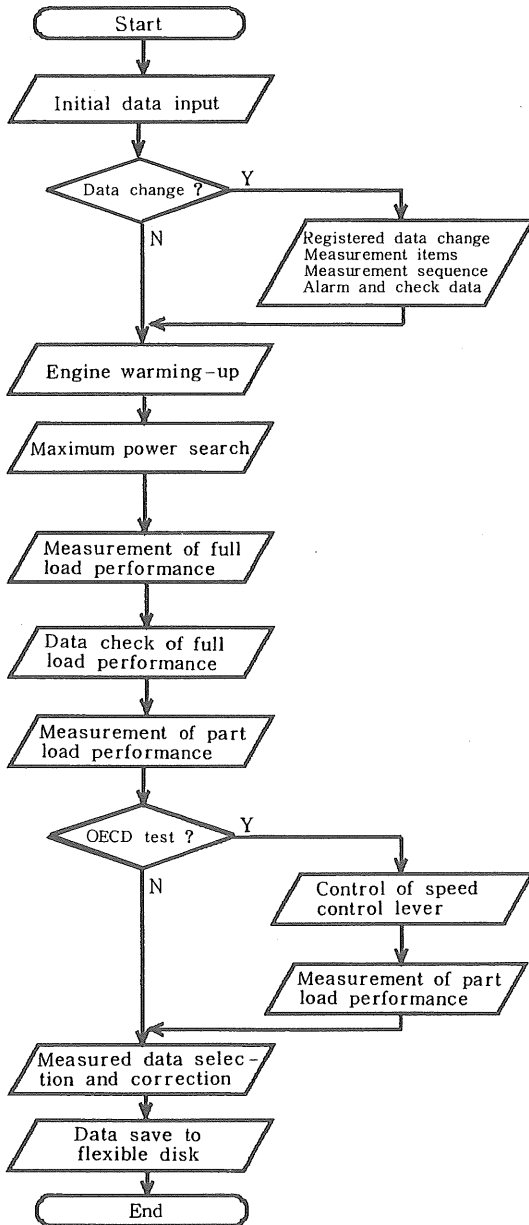


図2・12 計測プログラムの流れ図

可能とした。

計測プログラムの流れ図を図2・12に示す。以下その処理内容を説明する。

a. 初期設定 運転プログラムの組み立てに必要な機関回転数・P T O軸出力、機関/P T O軸回転数比、

計測範囲、計測回転数間隔等のデータ、試験の種類等の計測モード及び負荷制御のためのサンプリング間隔、補正率等の動力計制御パラメータを入力する。

b. 暖機運転 初期設定入力を完了すると暖機運転に入り、以後、運転シーケンスに従って自動運転を実行する。暖機運転時の負荷トルクTは

$$T = \frac{R_p \times 60 \times 1000}{2\pi \times R_s} \times r$$

で与えられ、ここで R_p は機関定格出力、 R_s は機関定格回転数、 r は負荷率(設定範囲; 1~99%、通常は70~80%に設定)を示す。タイムアップ前に安定状態を得たときには、割り込み操作によりステップを進めることができる。

c. 最大出力検索 最大出力値の決定は、トラクタが最大出力を主仕様として販売されている実情からみてもきわめて重要な課題と考えられる。また手動計測においても、最大出力値の検索には神経を使い、長時間を要す。ここでは短時間に高精度で最大出力を検索する手法について述べる。一般的な最大値の検索には多くの手法があるが、機関のように運転中の各種の条件で微妙に出力が変化する場合、ソフト的に抜けきれなくなることを考慮に入れなければならない。本システムでは自動化を重視する観点から、確実に検索プログラムを抜けることのできる、回転数で追跡する手法の採用を検討した。以下その手法に関して述べる。

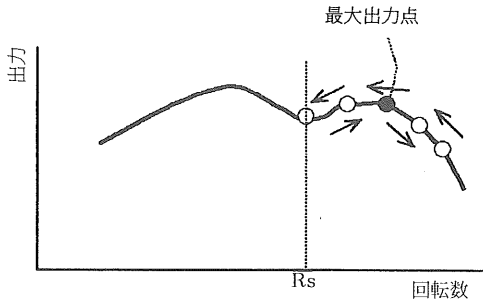
1号機では定格回転数(初期設定値)を起点として設定回転数範囲を検索する方式(図2・13の(1))を採用したが、実用上いくつかの改善点が生じた。一つは最大出力近傍が平坦な特性の場合、検索に時間を要する。また、図2・13の(1)のように出力曲線に二つの山がある場合、必ずしも出力の大きい方の回転数を検索するとは限らない。

2号機的设计に当たり、これらの問題点の解決を含め再検討した。

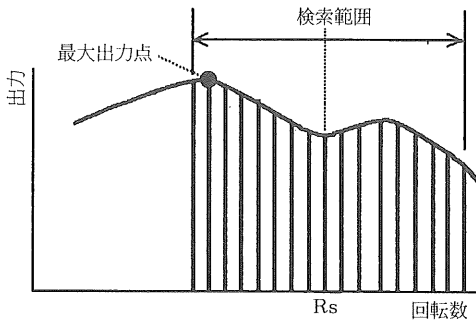
図2・13の(2)のスイープ計測が簡潔で、かつ計測時間の短縮に効果的であると考えられがちであるが、一方向からの計測によるヒステリシスが出力に生じ、適切ではない。

そこで2号機では、1号機の方式とスイープ方式を折衷した方式を採用した。

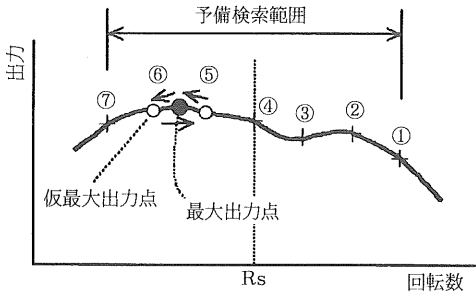
まず、“予備検索”として定格回転数を中心に間隔 N_s



(1) 1号機の検索方式



(2) スweep方式



(3) 2号機の検索方式

図2・13 最大出力の検索手法

で7点をスweep計測し、仮最大出力点を求める。次に仮最大出力点を起点として出力 P_1 を測定し、“本検索”に入る。 N_s より小さい2の階乗値 N を求め、起点より N 高い回転数での出力 P_2 を測定する。出力値が一回前の計測値より小さい場合、すなわち出力のピーク点を過ぎるごとに検索方向を反転させ、回転数間隔 N を半減させるルーチンを繰り返す(図2・13の(3)参照)。以下に条件式を示す。

$P_i < P_{i-1}$ のとき: N を $1/2$ にして歩進方向を逆転

$P_i \geq P_{i-1}$ のとき: 間隔 N のまま同方向に歩進

ここで P_i は i 回目の計測値、 P_{i-1} は $(i-1)$ 回目の計測値、 N は検索回転数間隔である。検索は $N \leq N_{end}$ で終了する。なお、 N_s 、 N_{end} は機関の特性に応じて柔軟に対応できるように任意に設定できる。

d. 性能計測 この運転モードは大別して全負荷性能計測、全負荷性能チェック及び部分負荷性能計測より成る。図2・14に運転シーケンスを示す。

全負荷性能計測は、前述の最大出力検索で求められた点を起点とし、設定計測間隔に従って回転数を減ずる方向に計測を進める。計測間隔は1~99minの範囲で設定可能であるが、多機種の実験の結果、およそ3minで計測可能な安定状態が得られることを確認している。計測時に設定値と目標値の偏差(一定値を設定)が大きいたまには、制御不良メッセージを表示する。設定最低速回転数まで計測し、チェックサイクルに入る。このモードでは計測値をチェックし、偏差が設定値(通常出力で3%に設定)を越えた場合にメッセージを表示する機能を持たせた。このモードは余分な時間を要するが、計測値の再現性の確認及び供試機の安定性の評価の面で自動化システムにはきわめて重要なものと考えられる。

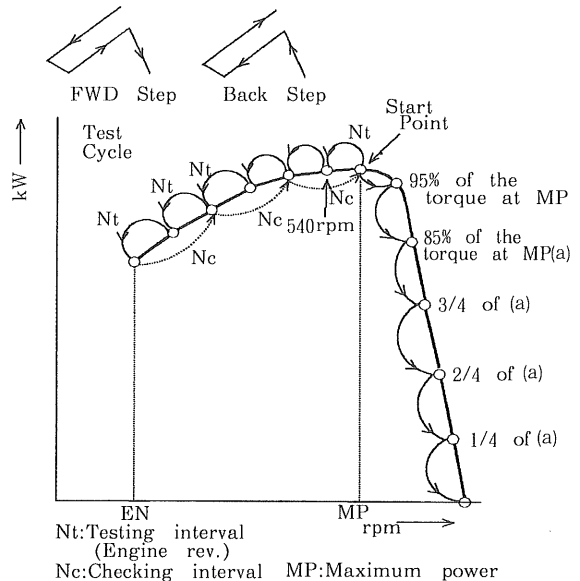


図2・14 試験モード

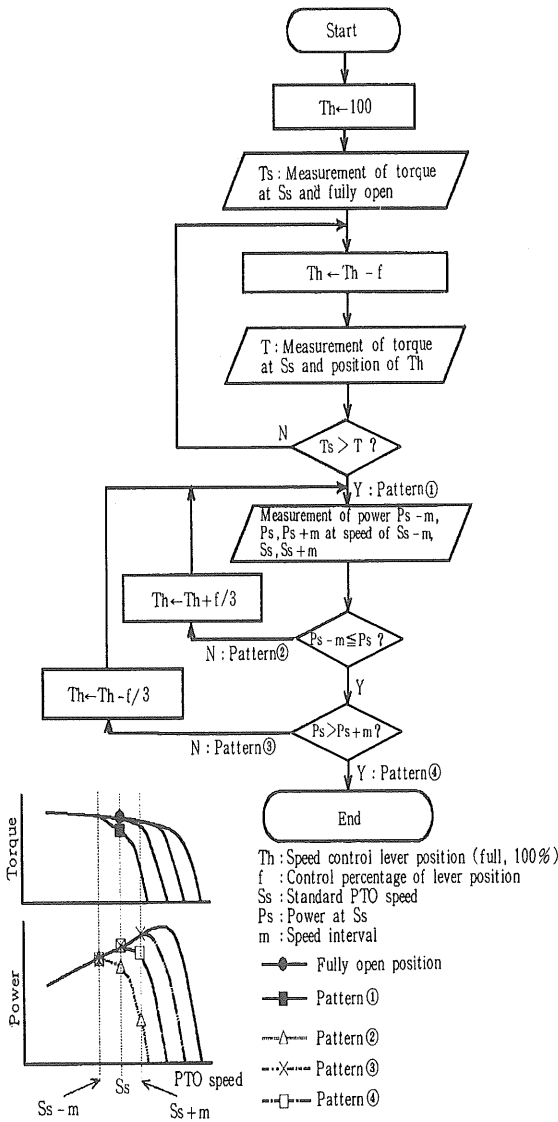


図2・15 調速レバーの流れ図

自動運転モードでは図2・14のシステムで運転されるが、手動モードへの切り換えも可能である。手動運転モードでは、計測シーケンスを歩進(Forward Step)、退歩(Back Step)させ、目的のステップで計測や確認ができる。この他、計測シーケンスにない任意の回転数を設定(Step Request)できる機能を設け、より詳細な計測にも対応できるよう配慮した。

e. 調速レバー制御 O E C Dテストでは、標準PTO軸回転数(540または1,000rpm)において最大出力

* 暖機運転 *

| | ENGINE rpm | PTO rpm | PTO N·m | PTO kW | FUEL CONSUMPTION l/h | ENG OIL g/kWh | Temp |
|----|------------|---------|---------|--------|----------------------|---------------|------|
| 1) | 2678 | 568 | 326 | 19.40 | 6.45 | 280 | 46 |
| 2) | 2674 | 567 | 327 | 19.40 | 6.45 | 280 | 49 |
| 3) | 2675 | 567 | 327 | 19.40 | 6.47 | 281 | 50 |
| 4) | 2676 | 567 | 327 | 19.40 | 6.45 | 280 | 68 |
| 5) | 2672 | 567 | 328 | 19.50 | 6.45 | 278 | 71 |
| 6) | 2672 | 567 | 327 | 19.40 | 6.43 | 279 | 72 |
| 7) | 2671 | 567 | 327 | 19.40 | 6.41 | 277 | 75 |
| 8) | 2671 | 567 | 327 | 19.40 | 6.43 | 278 | 76 |
|) | | | | | | | |
|) | | | | | | | |
|) | | | | | | | |

図2・16 CTR表示例(暖機運転)

* 最大出力検索 *

| | ENGINE rpm | PTO rpm | PTO N·m | PTO kW | FUEL CONSUMPTION l/h | g/kWh |
|-----|------------|---------|---------|--------|----------------------|-------|
| 12) | 2538 | 538 | 439 | 24.70 | 8.00 | 272 |
| 2) | 2694 | 572 | 238 | 14.30 | 5.49 | 322 |
| 3) | 2657 | 563 | 382 | 22.50 | 8.04 | 300 |
| 4) | 2610 | 554 | 430 | 24.90 | 8.04 | 271 |
| 5) | 2555 | 542 | 440 | 25.00 | 8.04 | 270 |
| 6) | 2514 | 533 | 446 | 24.90 | 8.04 | 271 |
| 7) | 2463 | 522 | 454 | 24.80 | 8.04 | 272 |
| 8) | 2562 | 543 | 438 | 24.90 | 8.04 | 271 |
| 9) | 2590 | 550 | 427 | 24.60 | 7.96 | 272 |
| 10) | 2580 | 547 | 430 | 24.60 | 7.96 | 272 |
| 11) | 2557 | 543 | 437 | 24.80 | 7.96 | 269 |

最大出力検索完了 2555
 機関回転数を入力してください(rpm) 2550

図2・17 CTR表示例(最大出力検索)

* 性能試験全負荷運転 *

| 制御値 | 計測値 | | | | | | | |
|------------|---------|------------|---------|---------|----------|----------------------|-------|-----|
| ENGINE rpm | PTO rpm | ENGINE rpm | PTO rpm | PTO N·m | POWER kW | FUEL CONSUMPTION l/h | g/kWh | |
| 11) | 1400 | 638 | 1400 | 638 | 940 | 62.80 | 22.09 | 292 |
| 12) | 1300 | 592 | 1300 | 592 | 942 | 58.40 | 20.63 | 294 |
| 13) | 1200 | 547 | 1200 | 547 | 950 | 54.40 | 19.25 | 294 |
| 14) | 1100 | 501 | 1100 | 501 | 954 | 50.10 | 17.48 | 290 |
| 15) | 1000 | 456 | 1000 | 456 | 953 | 45.50 | 16.07 | 294 |
| 16) | 1200 | 547 | | | | | | |
| 7) | 1800 | 820 | 1800 | 820 | 887 | 76.20 | 26.18 | 285 |
| 8) | 1700 | 774 | 1700 | 774 | 906 | 73.40 | 25.28 | 285 |
| 9) | 1600 | 729 | 1600 | 729 | 918 | 70.10 | 24.41 | 288 |
| 10) | 1500 | 683 | 1500 | 683 | 928 | 66.40 | 23.30 | 291 |

図2・18 CTR表示例(全負荷性能測定)

の得られる調速レバー位置での部分負荷性能の計測が義務づけられている⁸⁾。この調速レバー位置の設定は、手動制御では試行錯誤的な手法をとらざるを得ない。そこで、この位置を自動的に設定するプログラムを考案した。

図2・15にその制御の流れ図を示す。通常、標準PTO軸回転数は調速レバー全開位置での最大出力時回転数より低速側にある。検索は調速レバー全開位置より開始し、順次開度を減少させ標準PTO軸回転数時のトルクが低下し始める開度を求める。

f. データ処理 試験中、計測・演算データは計測ごとにCRT画面、プリンタ、プロッタに出力されるとともに、パソコンの固定ディスクに記録される。図2・16～18にCRT画面の出力例を示した。試験終了後、固定ディスクのデータを削除・選択等の再処理をし

《部分負荷性能試験（計測データ）》

| ENGINE rpm | PTO rpm | PTO N·m | PTO kW | FUEL l/h | CONSUMPTION g/kWh |
|------------|---------|---------|--------|----------|-------------------|
| 1) 2569 | 545 | 539 | 30.8 | 9.97 | 272 |
| 2) 2656 | 563 | 482 | 28.4 | 9.38 | 277 |
| 3) 2697 | 572 | 361 | 21.6 | 7.59 | 295 |
| 4) 2726 | 578 | 241 | 14.6 | 6.04 | 347 |
| 5) 2756 | 585 | 120 | 7.35 | 4.59 | 524 |
| 6) 2784 | 591 | 0 | 0.00 | 2.98 | 0 |
| 7) 2546 | 540 | 575 | 32.5 | 10.11 | 261 |

再処理選択データの番号を入力してください
 機関回転数の低い方から並べてください（選択の取消は再度番号を入力）
 (A1):前画面 (A2):次画面 (B1):出力 (C4):終了

図2・19 CRT表示例(計測データ編集)

てフレキシブルディスクに保存する。同時に評価に必要な平均値、最大値、トルクライズ等も出力する。図2・19及び図2・20～22に再処理、編集データをそれぞれ例示した。

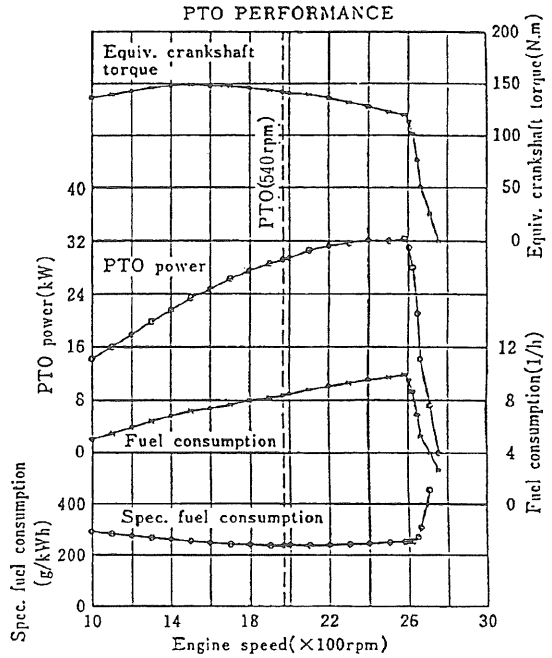


図2・21 プロッタによるPTO軸性能の作図例

POWER TAKE-OFF PERFORMANCE TEST
 Model IAM 1000 Date 1986.03.29

| Time | Power kW | Speed rpm | | Torque N·m | | Fuel consumption | | | | Temperatures °C | | | | Conditions | | | | | | |
|-------|----------|-----------|-----|------------|-----|------------------|------|-------|-------|-----------------|-----------|------------|---------|------------|------------|------|----------|------------|------------|----|
| | | Engine | PTO | Engine | PTO | cc | sec | l/h | g/kWh | Gravity | Fuel Tank | Engine oil | Coolant | T/M | Intake air | Fuel | temp. °C | Humidity % | Press. hPa | |
| 16:49 | 15.1 | 1000 | 212 | 143.8 | 678 | 50 | 35.3 | 5.10 | 283 | 0.839 | 18 | 88 | 91 | 71 | 21 | 55 | 18 | 21 | 1013 | 79 |
| 16:46 | 17.0 | 1100 | 233 | 147.4 | 695 | 50 | 32.6 | 5.52 | 273 | 0.839 | 18 | 88 | 89 | 71 | 18 | 54 | 19 | 23 | 1012 | 74 |
| 16:43 | 18.9 | 1200 | 255 | 150.4 | 709 | 50 | 29.8 | 6.04 | 268 | 0.839 | 18 | 88 | 89 | 72 | 18 | 54 | 20 | 24 | 1013 | 71 |
| 16:40 | 20.8 | 1300 | 276 | 152.5 | 719 | 50 | 29.3 | 6.14 | 248 | 0.839 | 18 | 88 | 88 | 73 | 20 | 54 | 19 | 23 | 1013 | 68 |
| 16:37 | 22.4 | 1400 | 297 | 152.5 | 719 | 50 | 26.4 | 6.82 | 255 | 0.839 | 18 | 89 | 88 | 74 | 19 | 55 | 19 | 23 | 1012 | 64 |
| 16:33 | 24.0 | 1500 | 318 | 152.7 | 720 | 50 | 24.8 | 7.26 | 254 | 0.839 | 18 | 90 | 88 | 74 | 20 | 55 | 20 | 24 | 1012 | 61 |
| 16:30 | 25.5 | 1600 | 339 | 152.3 | 718 | 50 | 23.5 | 7.66 | 252 | 0.839 | 18 | 90 | 87 | 75 | 20 | 55 | 19 | 23 | 1012 | 61 |
| 16:27 | 26.5 | 1700 | 361 | 148.7 | 701 | 50 | 22.3 | 8.07 | 256 | 0.839 | 18 | 92 | 87 | 76 | 19 | 56 | 20 | 22 | 1012 | 63 |
| 16:24 | 27.7 | 1800 | 382 | 147.0 | 693 | 50 | 21.1 | 8.53 | 258 | 0.839 | 18 | 92 | 88 | 76 | 20 | 56 | 20 | 19 | 1012 | 62 |
| 16:21 | 28.9 | 1900 | 403 | 145.1 | 684 | 50 | 20.2 | 8.91 | 259 | 0.839 | 18 | 93 | 88 | 76 | 22 | 56 | 20 | 19 | 1011 | 61 |
| 16:18 | 29.8 | 2000 | 424 | 142.3 | 671 | 100 | 39.1 | 9.21 | 259 | 0.839 | 18 | 91 | 87 | 76 | 23 | 56 | 20 | 19 | 1011 | 56 |
| 16:15 | 30.7 | 2100 | 445 | 139.6 | 658 | 100 | 38.1 | 9.45 | 258 | 0.839 | 18 | 93 | 87 | 76 | 21 | 56 | 21 | 19 | 1011 | 52 |
| 16:12 | 31.2 | 2200 | 467 | 135.6 | 639 | 100 | 37.3 | 9.65 | 260 | 0.839 | 18 | 93 | 87 | 75 | 18 | 56 | 21 | 19 | 1011 | 47 |
| 16:09 | 31.6 | 2300 | 488 | 131.1 | 618 | 100 | 36.8 | 9.78 | 260 | 0.839 | 18 | 92 | 87 | 75 | 26 | 56 | 20 | 17 | 1011 | 42 |
| 16:05 | 31.8 | 2400 | 509 | 128.6 | 597 | 100 | 36.5 | 9.86 | 260 | 0.839 | 18 | 93 | 87 | 74 | 25 | 56 | 20 | 16 | 1011 | 35 |
| 15:47 | 31.9 | 2500 | 530 | 122.0 | 575 | 100 | 36.0 | 10.00 | 263 | 0.839 | 19 | 92 | 86 | 68 | 23 | 56 | 21 | 17 | 1010 | 35 |
| 15:53 | 32.0 | 2540 | 539 | 120.3 | 567 | 100 | 35.8 | 10.06 | 264 | 0.839 | 18 | 94 | 86 | 70 | 19 | 56 | 21 | 18 | 1010 | 32 |
| 17:03 | 30.8 | 2569 | 545 | 114.3 | 539 | 100 | 36.1 | 9.97 | 272 | 0.839 | 19 | 94 | 86 | 79 | 25 | 58 | 21 | 19 | 1012 | 29 |
| 17:06 | 28.4 | 2656 | 563 | 102.2 | 482 | 100 | 38.4 | 9.38 | 277 | 0.839 | 19 | 92 | 86 | 80 | 23 | 58 | 21 | 19 | 1012 | 19 |
| 17:09 | 21.6 | 2697 | 572 | 76.6 | 361 | 50 | 23.7 | 7.59 | 295 | 0.839 | 19 | 94 | 85 | 81 | 21 | 58 | 22 | 19 | 1012 | 7 |
| 17:12 | 14.6 | 2726 | 578 | 51.1 | 241 | 50 | 29.8 | 6.04 | 347 | 0.839 | 19 | 93 | 85 | 81 | 23 | 56 | 21 | 19 | 1012 | 8 |
| 17:16 | 7.35 | 2756 | 585 | 25.5 | 120 | 50 | 39.2 | 4.59 | 524 | 0.839 | 18 | 90 | 85 | 82 | 23 | 55 | 21 | 19 | 1012 | 9 |
| 17:20 | 0.00 | 2784 | 591 | 0.0 | 0 | 25 | 30.2 | 2.98 | 0.839 | 19 | 87 | 84 | 81 | 19 | 52 | 21 | 20 | 1012 | 3 | |

図・20 プリンタ出力例(計測結果作表)

POWER TAKE - OFF PERFORMANCE

| | |
|--|---------------------|
| MODEL : | IAM 1000 |
| DATE OF TEST : | 1986. 03. 29 |
| Maximum engine speed at no load : | 2784 rpm |
| Maximum power : | 32.0 kW |
| Engine speed at maximum power : | 2540 rpm |
| Specific fuel consumption at maximum power : | 264 g/kWh |
| Crankshaft torque at maximum power : | 120.3 N·m |
| Maximum crankshaft torque : | 152.7 N·m |
| at engine speed : | 1500 rpm |
| Atmospheric conditions ; | temperature : 20 °C |
| | humidity : 21 % |
| | pressure : 1012 hPa |
| Maximum temperatures : | coolant : 91 °C |
| | engine oil : 94 °C |
| | fuel : 58 °C |
| Rate of speed variation : | 9.6 % |
| Torque back-up ratio : | 1.27 |
| Elasticity : | 2.15 |

図2・22 PTO軸性能試験結果例

2. 6 試験結果及び考察

本節では、試作システムの実用試験結果について述べるとともに、本システムにより得られた成果についても触れる。

2. 6. 1 結果と考察

(1) 動力計の制御系応答実験

動力計の制御系は、システム本体の計測制御部のデジタル制御系、さらにシステム本体の制御に対する動力計本体側のPID制御によるフィードバック制御系の二重ループを構成している。試験では供試トラクタの機関調速機も系に加わり、さらに複雑な系を構成する。本システムでは、システム本体の計測制御部の変数の設定を可変とすることでこれに対応した。

応答速度は、サンプリング周期 (α) 及び補正率 (目標値とサンプリング値の偏差に対する補正率; β) により異なる。計測時間の短縮には応答速度を極力早めることが望ましいが、機関調速機特性によっては整定が遅れたり、ハンチング (発散) 状態になる恐れが考えられた。そこでシステムの制御特性を確認するため、2台の動力計 (直流式動力計及び渦流式動力計) を供試し、速度制御、電流制御の各モードについて制御の収束時間を計測した。試験は制御目標値を速度制御モードでは、 ± 2 rpm、電流制御モードでは ± 2 N・mと定め、この範囲に収束する時間を計測した。計測結果を表 2・2～5に示す。いずれの制御モードにおいても α が長く β が小さい場合には収束が遅く、 β が30%以下では収束しないことが多かった。逆に α を短く β を大きく設定すると収束は早まるが α が1sでは制御不安定となる。以上の結果から、 α は3～5s、 β が70～80%で30s以内に安定して目標値に収束するという結果が得られた。

現在のトラクタ用機関では考えられないが、ある回転数から急激にトルクが低下するような特異なトルク特性の機関に対しては、 α を長く β を小さくする等の設定により制御できるものと考ええる。

(2) 最大出力検索

最大出力及びそのときの機関回転数を精度良く検索するには検索終了回転数間隔を小さくすればよいが、計測点数が増大し検索時間が長くなる。そこで著者は、過去の試験成績から、検索目標である最大出力点は初期設定

値として入力される機関定格回転数の ± 100 rpmの範囲にあり、終了検索回転数間隔は10rpmで十分であると判断した。実際にはPTO軸回転数で制御されるので、減速比を考慮すると上記回転数の1/2～1/5となる。そこで、予備検索間隔を10rpm、終了検索回転数間隔を4rpm、計測時間間隔を2minとして実験を行った。すなわち、機関定格回転数時のPTO軸回転数を中心に10rpm間隔で7点 (± 30 rpmの範囲) について初期検索を行い、7点中の最大点を起点に最小検索間隔4rpmまで検索し最大値を求めた。

57型式のトラクタを供試し、検索のパターン及び時間について分析を行った。図 2・23 に検索パターンを4種類に分類し、台数及び検索時間を示した。供試機の75%が分類Iに属し、所要時間は平均24minと良好な検索結果を示した。分類IIは初期検索範囲に真の最大出力点が多かった例である。本検索において良好な精度で最大出力点を検索できたが、検索間隔が細かく計測点数が多くなり平均36minの時間を要した。分類IIIは、本検索において的確に最大出力点を検索できずに終了した例である。本来、出力が増大すると予測される点で逆に低下したため、検索終了の条件を満たし終了している。これは供試機関が温度条件等の変化により出力変動を起こしたことによるが、結果としては2点の出力比較のみの条件判断では十分でないことを示している。分類IVは同一出力が連続する例である。この場合は検索終了条件を満たさず低速側を検索する。

総合的に判断すると、大略期待どおりの結果を得た。しかし、分類III及びIVについては、より高度な判断機能を有するソフトウェアの開発が今後の研究課題である。

(3) 調速レバー制御

実用実験の結果、アクチュエータ系 (ハードウェア) と制御フロー (ソフトウェア) は良好に作動し、短時間で目標位置に調速レバーを設定できた。しかし、アクチュエータ装着の時間の短縮あるいは多機種への対応は今後の研究課題である。

(4) 省力化

実用実験の結果、試験の平均所要時間は供試機の据え付けに30min、暖機運転に30min、最大出力検索に25min、性能計測に70min、供試機取り外しに20minと、計約3hを要した。期待どおりの省力化が達成できた。データ処理

表2・2 動力計の制御収束時間(その1)

| サンプリング 周期 α | 1(s) | 3 | 5 | 7 | 9 |
|-----------------------|--------|------|-------|------|------|
| 補正率 β | | | | | |
| 10(%) | 69*(s) | 166* | 3分以上 | 3分以上 | 3分以上 |
| 30 | 21** | 62** | 100** | 3分以上 | 3分以上 |
| 50 | 18 | 52 | 89 | 86 | 121 |
| 70 | 23*** | 27 | 44 | 78 | 76 |
| 90 | 14*** | 26 | 39 | 43 | 66 |

動力計：直流式電気動力計 制御モード：速度制御
 * : 制御目標値に対して $\pm 8\text{rpm}$ の残留偏差を生じた。
 ** : 制御目標値に対して $\pm 3\text{rpm}$ の残留偏差を生じた。
 *** : オーバーシュート大であった。

表2・3 動力計の制御収束時間(その2)

| サンプリング 周期 α | 1(s) | 3 | 5 | 7 | 9 |
|-----------------------|--------|-------|------|------|------|
| 補正率 β | | | | | |
| 10(%) | 29*(s) | 3分以上 | 61* | 57* | 3分以上 |
| 30 | 18** | 38** | 56** | 53** | 86** |
| 50 | 28 | 33 | 37 | 55 | 76 |
| 70 | 22 | 27 | 40 | 55 | 78 |
| 90 | 16*** | 31*** | 34 | 41 | 48 |

動力計：直流式電気動力計 制御モード：電流制御
 * : 制御目標値に対して $\pm 9\text{N}\cdot\text{m}$ の残留偏差を生じた。
 ** : 制御目標値に対して $\pm 3\text{N}\cdot\text{m}$ の残留偏差を生じた。
 *** : オーバーシュート大であった。

表2・4 動力計の制御収束時間(その3)

| サンプリング 周期 α | 1(s) | 3 | 5 | 7 | 9 |
|-----------------------|--------|------|------|------|------|
| 補正率 β | | | | | |
| 10(%) | 24*(s) | 3分以上 | 44* | 53* | 106* |
| 30 | 18** | 43** | 62** | 48** | 96** |
| 50 | 13 | 26 | 59 | 53 | 82 |
| 70 | 8 | 21 | 40 | 45 | 55 |
| 90 | 16*** | 15 | 29 | 44 | 42 |

動力計：渦流式電気動力計 制御モード：速度制御
 * : 制御目標値に対して $\pm 8\text{rpm}$ の残留偏差を生じた。
 ** : 制御目標値に対して $\pm 3\text{rpm}$ の残留偏差を生じた。
 *** : オーバーシュート大であった。

表2・5 動力計の制御収束時間(その4)

| サンプリング 周期 α | 1(s) | 3 | 5 | 7 | 9 |
|-----------------------|--------|------|------|------|-------|
| 補正率 β | | | | | |
| 10(%) | 74*(s) | 71* | 81* | 3分以上 | 3分以上 |
| 30 | 53** | 49** | 62** | 79** | 132** |
| 50 | 31 | 48 | 39 | 60 | 71 |
| 70 | 29*** | 40 | 30 | 47 | 59 |
| 90 | 15*** | 23 | 32 | 38 | 55 |

動力計：渦流式電気動力計 制御モード：トルク制御
 * : 制御目標値に対して $\pm 9\text{N}\cdot\text{m}$ の残留偏差を生じた。
 ** : 制御目標値に対して $\pm 3\text{N}\cdot\text{m}$ の残留偏差を生じた。
 *** : オーバーシュート大であった。

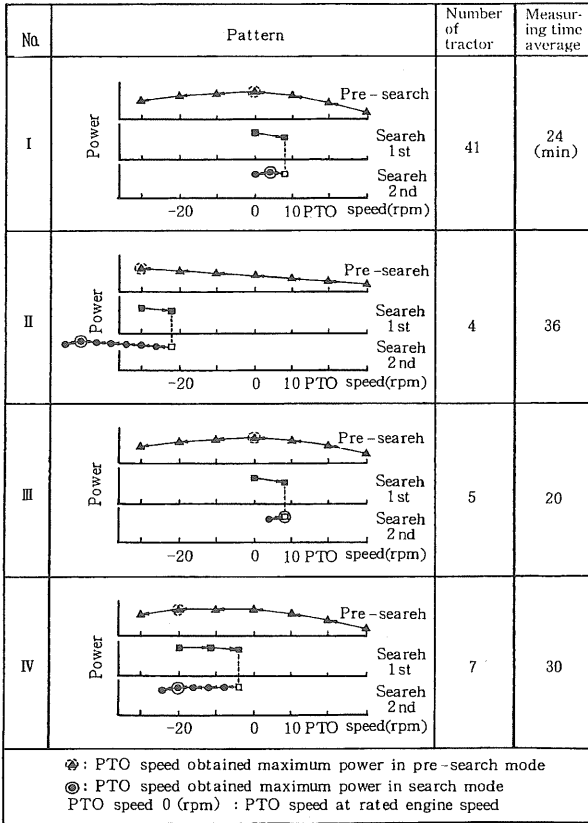


図2・23 PTO軸出力の最大値検索パターン

に関しては、データの収集から編集、保存まで一連の処理が対話形式で効率よくできるようになった。従来の手動計測に比べ、データの転記、作図、作表作業にかかる人員及び工数を大幅に削減でき、省力化、迅速化が達成できた。また、データ取り込みの統一化やデータの長期保存が可能となったため、データの比較・解析の作業をルーチン化することができた。

2. 6. 2 試験成果

以上に記した総合的なPTO軸性能試験システムの確立により、幅広い特性評価や性能比較が可能となった。これらの成果については、研究成果、検査成績表あるいはOECDテストレポートとして多くの報告を行ってきた³³⁾。その主な内容について通観すると、以下のとおりである。

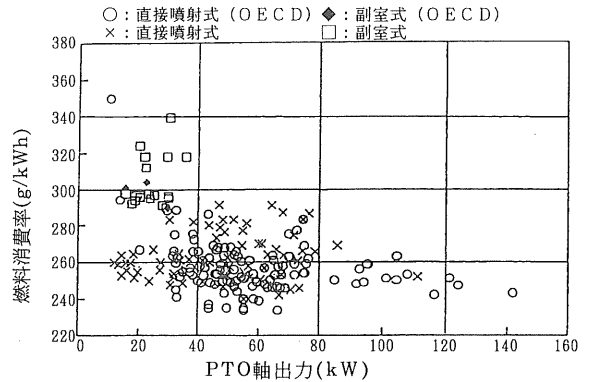


図2・24 PTO軸出力と燃料消費率(最大出力点)

(1) 燃料消費率

農用トラクタ搭載用ディーゼル機関の特性評価には、燃料消費率、トルク特性が重要な要素となっている。

内燃機関の低燃費化は永遠のテーマであり、トラクタ搭載機関についても多気筒化、直接噴射式化などの多様な技術が取り入れられ、着実に向上している。図2・24に最近のPTO軸出力と燃料消費率の関係を示す。比較のためOECDテストレポートからのデータも加えた。直接噴射式と副室式は、明らかに分かれて分布している。副室式は295~340g/kWhの範囲で、300g/kWhが平均値となっている。直接噴射式はPTO軸出力にはほぼ無関係に235~290g/kWhの間に分布し、平均値は260g/kWhと副室式に比べ13%良好な値を示している。年次の傾向をみると、20kW以下の低減が著しく昭和40(1965)年代の325g/kWhが現在の260g/kWhまで20%の低減を達成している。これには直接噴射式化技術が大きく貢献している。

一方低速側の燃料消費率については、最大トルク点を過ぎたところから急激に上昇し、機関回転数1,400~1,200rpmで490~580g/kWh(最大出力点から最大トルク点までは約270g/kWh)となるものもみられたが、現在ではこのような特性のものは少なく、多くが低速側まで最大出力点付近の燃料消費率を維持する傾向にある。

(2) トルク特性

トルク特性は、一般には次式で評価される。

$$E = (T_2 / T_1) \cdot (N_1 / N_2)$$

ここでEは弾性値、 T_2 は最大トルク、 T_1 は最大出力時のトルク、 N_1 は最大出力時の回転数、 N_2 は最大トルク時の

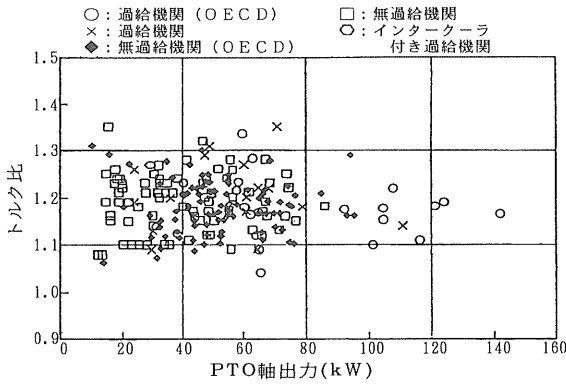


図2・25 PTO軸出力とトルク比

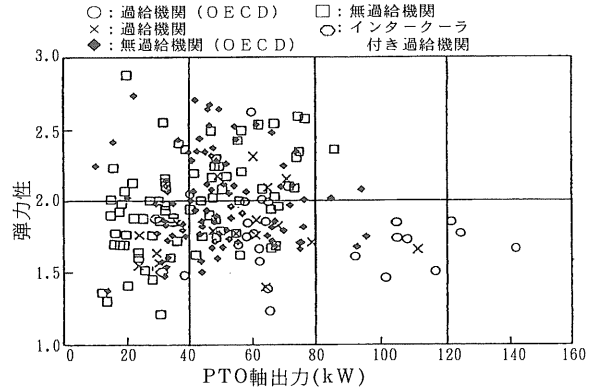


図2・27 PTO軸出力と弾力比

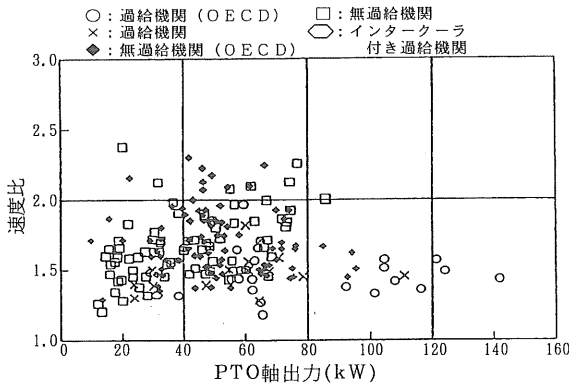


図2・26 PTO軸出力と速度比

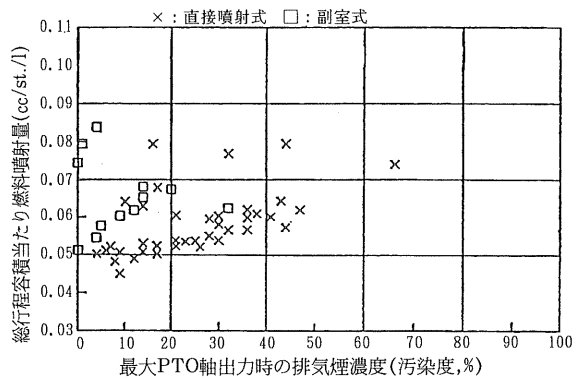


図2・28 排気煙濃度と総行程容積当たり燃料噴射量

回転数を示す。すなわち、トルク比 (T_2/T_1) と速度比 (N_1/N_2) の積が大きい程“粘り”があると表現されている。これを実作業との関連から考えると、負荷変動に対して変速せずに作業を乗り切ることができ、かつ低速回転数においても極端な出力低下を招かないトルク特性ということになる。実際の農作業では、一定の走行速度、PTO回転数が作業精度に影響を与えるため、機関停止状態に至らなくとも走行速度、PTO回転数が極端に低下しては意味がない。ロータリ作業を例にとると、定格回転数の70~80%までのトルクライズで十分と考えられる。しかし、定格回転数の70~80%点に最大トルク点があり、それ以下で急激に低下するトルク特性では、低速回転数域で作業する場合、すなわち、调速レバー半開では作業が困難となる。

図2・25にPTO軸出力とトルク比、図2・26にPTO軸出力と速度比を示す。両図とも最近のデータから作成したものであり、トルク比は出力に関係なくほぼ1.1~1.3の範囲に分布している。20kW前後の過給機関のトルク比は従来に比べ改善されて、無過給機関との差はなくなっている。速度比は1.2~2.3の広い範囲に分布している。速度比に関しては、通常言われているとおり過給機関は不利で、すべて2.0以下である。この点もトルク比と同様に年々改善されてはいるが、一層の改善が期待される。図2・27にPTO軸出力と弾力値を示す。弾力値は1.2~2.9の広い範囲に分布し、過給機関は速度比の影響を受け大部分2.0以下に分布している。

(3) 排気煙濃度

図2・28に最大PTO軸出力時の排気煙濃度(ボツ

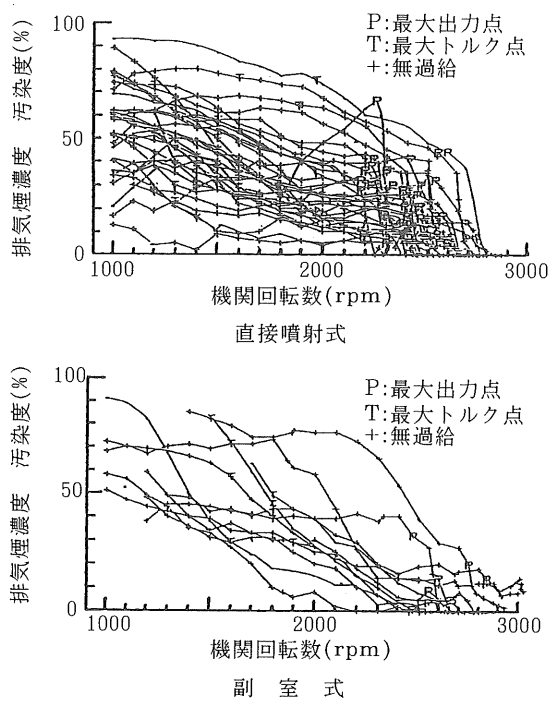


図2・29 機関回転数と排気煙濃度

シュ式スモークメータによる汚染度、%)と総行程容積当たり燃料噴射量との関係を示す。排気煙濃度は、副室式が0~32%、直接噴射式が4~66%と副室式が明らかに低い値を示す。総行程容積当たり燃料噴射量は、直接噴射式に比べ副室式が10%多く噴射している。また、過給機関は無過給機関より約25%多く噴射している。

図2・29に機関回転数と排気煙濃度との関係を示す。排気煙濃度は機関回転数の低下に従い増加する傾向にはあるが、多様なパターンを示す。燃焼室形式別では、最大P T O軸出力点で直接噴射式は平均24%、副室式は平均11%であった。最大トルク点では平均43%と両者に差はみられなかった。

2. 7 まとめ

P T O軸性能試験データが、搭載機関特性やトラクタの有効利用などの究明にきわめて重要であることはよく知られている。それは調速レバー全開状態での出力、燃料消費率、トルク及び排気煙濃度などの特性だけではな

く、調速レバー半開状態での部分負荷部分の出力の立ち上がり特性、等燃費曲線や等排気煙濃度曲線、伝導機の伝達効率などの評価にも不可欠である。

本報告では、恒温実験室の設計から最終的データ解析に至る総合的P T O軸性能試験システムを試作したことにより、次の点が明らかになった。

1) 供試機の据え付けあるいは自在継手の水平調節を容易にするため考案した油圧式昇降テーブルは、所期の目的にかなうことが確かめられた。

2) 動力計の制御系は、システム本体の制御系及び動力系本体の制御系により二重ループを構成し、試験中は機関調速機も系に加わり、さらに複雑となる。本システムでは制御変数の設定を可変とした。その結果、サンプリング周期 α は3~5s、補正率 β が70~80%で30s以内に安定して目標値に収束することが判明した。

3) 最大出力検索は、機関定格回転数時のP T O軸回転数を中心に10rpm間隔で7点について予備検索を行い、7点中の最大点を起点として最大値を検索する手法を採用した。ほぼ所期の検索が行えたが、さらに種々の出力特性に対応できる汎用的な検索手法の開発が今後の研究課題である。

4) 調速レバーをサーボモータを用いて制御し、標準P T O軸回転数において最大出力の得られる制御プログラムを開発した。アクチュエータ装着時間の短縮及び装着方法の汎用性は、今後の検討課題である。

5) 試験の総所要時間を約3時間に短縮できた。かつ、恒温実験室を導入したため、年間を通じての稼働が可能となった。また、データ収集の統一化やデータの長期保存が可能となり、比較・解析の作業をルーチン化できた。

3. けん引性能試験システムの開発

3. 1 はじめに

けん引性能は、P T O軸性能や作業機昇降装置性能とともにトラクタの基本性能として広く重視されている。特に、けん引作業を主体とする欧米では、その発展過程でもきわめて重要な指標として扱われてきた^{*)}。

^{*)}SAE Standard-J708 DEC84のlugging abilityに関する試験項目も、けん引性能重視の一例。

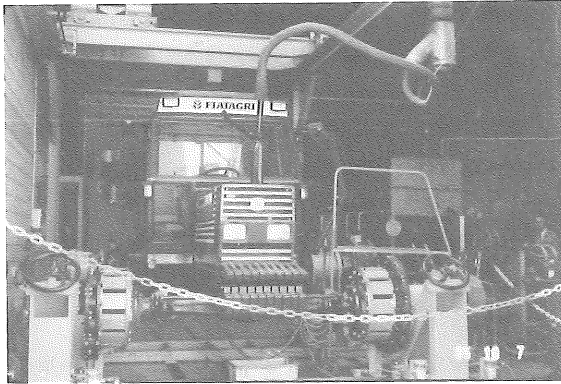


図3・1 CEMAGREFの*) 油圧式軸ダイナモメータ
(1985.10 西崎撮影)

*) CENTRE NATIONAL DU MASHINISME
AGRICOLE, DU GENIE RURAL, DES
EAUX ET DES FORETSの略; 仏の研究機関

反面、けん引性能試験は他の試験に比し、設備、所要人員などの面でも数倍の規模となる。データの処理量に関しても同様である。一般的には、供試トラクタに計測車であるダイナモメーターカー(Dynamometer car)を接続し、コンクリートまたはタールマカダム路面^{6) 8) 19)}の試験路で実施する。

当然のことながら、大規模な試験路や計測車を必要とせず、天候に左右されない室内化が古くから提唱されている^{39) 40) 51) 68)}。室内でシャシーダイナモによる方式は、ドラム表面の材質や加工法による摩擦係数の差、あるいはドラムの冷却法による摩擦係数の差、トラクタをドラムにセットする際の接点の位置による差などの難点を有する^{66) 67)}。その他の方式として近年よく用いられるのは、駆動軸に円板式のブレーキや油圧モータを利用して負荷を与える手法によるものである^{35) 36) 37) 57) 58)}(図3・1参照)。この方式も同様に、価格的な面や計測後のタイヤ性能の推定に関して解決すべき問題点を含んでいる。しかし、この方式は四輪駆動特性の把握や動力伝達系統に関する各種実験、耐久試験には、かなり有効と考えられる。

以上のように各種の手法が提唱されつつも、比較試験として国際的に通用する方式として現存する方式に代わって採用されるには至っていない。現在の研究の動向は、従来方式による試験法の簡素化や国際的共通化にある。

本章では、従来の方法の問題点及び対処法に関する内容を含めて、設計、試作したダイナモメーターカー(以

下DYCと略す)について記述する。

3. 2 DYCの構造と概要

3. 2. 1 設計方針

著者の所属する研究所では、過去、2台のDYCを試作している³⁸⁾。吸収能力等の詳細な仕様は異なるが、機器の構成や所要人員に関する基本的な考え方は変わっていない。けん引性能試験は、供試トラクタに一定のけん引負荷を与え、その負荷に対する速度、燃料消費量等のデータを収集するという面では、理論的にきわめて簡明である。しかしながら、負荷の安定性、車速の計測精度あるいは複雑なデータ処理に多大の時間と労力を費やす点等技術的問題点が多い。供試トラクタに計測車が追従する方式も、オペレータにとって長時間の単純作業であるため、人間エラーの侵入しやすい作業環境となる。

そこで既存の計測システムの改善を含め、下記の項目を重点に設計・試作を計画した。

- 1) けん引負荷の安定性の向上を図るため、渦電流式電気動力計を搭載し、けん引力計を含むフィードバック制御回路系を設け、精度の向上と制御性の改善を図る。
- 2) 計測車が供試トラクタに自動的に追従する方式を採用し、省力化と安全性の向上を図る。
- 3) 各種制御系を集中管理し、一人操作化を図る。

3. 2. 2 仕様と構造

(1) 負荷装置

DYCの制御装置としては、価格的な面から空冷式電磁リターダーの搭載が多くみられるが、抵抗器の制御や温度特性(ディスク温度との関連で一定の制動力を得るためには、励磁電流を常時、微調整する必要がある)の面で精密な制御には難点があるため、渦流式電気動力計(CBS-360:精電舎)を採用した。動力計の負荷吸収特性曲線を図3・2に示す。最大82kNの負荷で1.25m/sの速度まで吸収可能である。使用最低速度はおよそ0.05m/s(0.18km/h)で、最高速度は安全性の面から試験路の形状によって限定される。試験路の幅や形状にもよるが、供試トラクタを接続した状態では約20km/h(5.56m/s)が安全限度と考えられる。トラクタの最大けん引出力を發揮する速度は2~3m/sの範囲が多く、5m/s以内にはすべて収まる。最低速度については、近年、超低速度仕

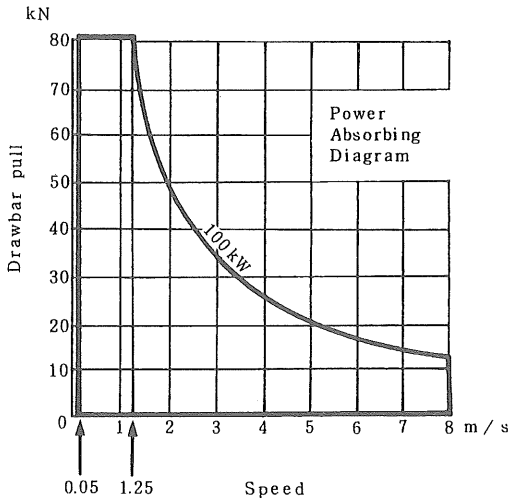


図3・2 負荷吸収特性曲線

様のトラクタが多く、使用最低速度として0.05m/s以下の速度を持つものみられるが、一般にこの速度段ではけん引作業を行わないので、上記の速度で十分対処できる。最大吸収能力は、図3・2に示すとおりけん引出力で100kWであるので、機関出力でおよそ130kWのトラクタまで利用できる。

動力計冷却システムを図3・3に示す。水冷方式を採用し、約350ℓの冷却水を66ℓ/minで循環させている。ラジエータファン及び冷却水ポンプは、電動モータで駆動される。

上記の負荷装置（電気動力計）及びそれに伴う冷却装置の採用は、本章の目的の一つである「負荷の安定性」にはきわめて有用である。

(2) 動力吸収機構

図3・4に動力吸収システムを示す。供試トラクタのけん引動力は、計測車の前・後車輪からトランスファーケースを経て変速機に入り、チェーンボックスを介して動力計にて吸収される。動力計の吸収特性曲線並びにクラッチの許容限界トルクから変速比を決定し、動力吸収系を構成する。

計測に当たっては、10段の変速（副変速；2段、主変速；5段）を利用して、試験速度に応じて動力計の入力回転数が約700rpm以上となるよう選定する。この700rpmは、動力計側ではなく、クラッチの破損限界が限定要素となっている。

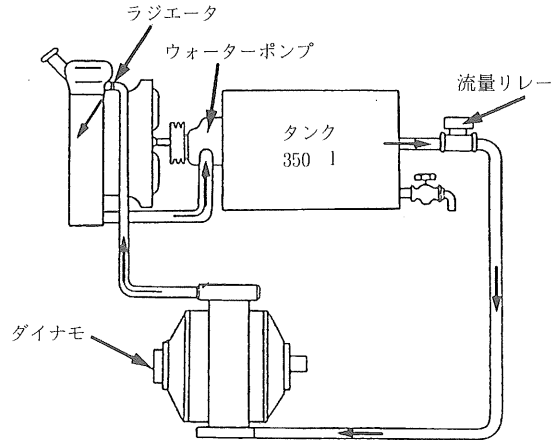


図3・3 動力計冷却系統図

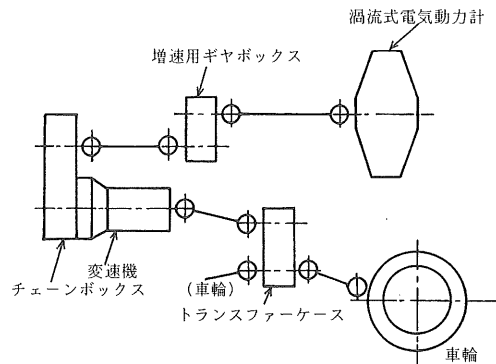


図3・4 動力吸収系統

表3・1に変速位置、減速比及び車速を示す。

(3) 自走装置

DYCの自走機能は本質的には不要である。しかし、格納や修理のための機動性、安全確保のための車検の取得などの長所を生かすためには、自走可能な市販車の改造が有利である。また反面、市販車の改造には、車室面積の規制や運転者が必要であるという短所も生ずる。

そこで、設計に当たっては中間的な考え方を採用した。具体的には、省力化と計測室空間の確保を最優先に考え、トレーラ方式とした。格納等のための機動性については、約2km/hの速度の自走装置を設けた。操向（舵）装置は、DYC前部のヒッチによる（図3・6参照）。自走装置

表3・1 減速比

| | ポジション | デフ減速比 | 副変速機減速比 | ミッション減速比 | ギヤBOX減速比 | 増速用ギヤBOX | 総減速比 | 車速(m/s) | 車速(km/h) |
|---|-------|-------|---------|----------|----------|----------|--------|-------------|--------------|
| L | 1 速 | 6.166 | 2.534 | 6.890 | 1.750 | 3.190 | 600.98 | 0.087~0.436 | 0.313~1.568 |
| | 2 速 | ↑ | ↑ | 3.918 | ↑ | ↑ | 341.75 | 0.153~0.766 | 0.551~2.757 |
| | 3 速 | ↑ | ↑ | 2.419 | ↑ | ↑ | 211.00 | 0.248~1.241 | 0.893~4.467 |
| | 4 速 | ↑ | ↑ | 1.569 | ↑ | ↑ | 136.86 | 0.382~1.913 | 1.377~6.886 |
| | 5 速 | ↑ | ↑ | 1.000 | ↑ | ↑ | 87.22 | 0.600~3.001 | 2.161~10.805 |
| H | 1 速 | 6.166 | 1.000 | 6.890 | 1.750 | 3.190 | 237.17 | 0.211~1.104 | 0.794~3.793 |
| | 2 速 | ↑ | ↑ | 3.918 | ↑ | ↑ | 134.86 | 0.388~1.941 | 1.397~6.988 |
| | 3 速 | ↑ | ↑ | 2.419 | ↑ | ↑ | 83.27 | 0.629~3.144 | 2.263~11.318 |
| | 4 速 | ↑ | ↑ | 1.569 | ↑ | ↑ | 54.01 | 0.969~4.847 | 3.490~17.450 |
| | 5 速 | ↑ | ↑ | 1.000 | ↑ | ↑ | 34.42 | 1.521~7.606 | 5.476~27.380 |

注) 車速は、動力計の定格回転数範囲(1,000~5,000rpm)について示した。

表3・2 ダイナモメーターカーの主な仕様

| | |
|-------------------|--|
| Total Weight: | F 4,490, R 5,346, Total 9,836kg |
| Max.drawbar pull: | 82kN |
| Forward Speed: | Min.0.05m/s (0.18km/h) Max.20km/h (Limited by the track) |
| Dynamometer: | Eddy-current, 100kW 66 1/min. (Cooling water) |
| Track cleaning: | Blast Air |
| Generator: | 3Phase, 200V, 25kVA |
| Steering: | Automatic |

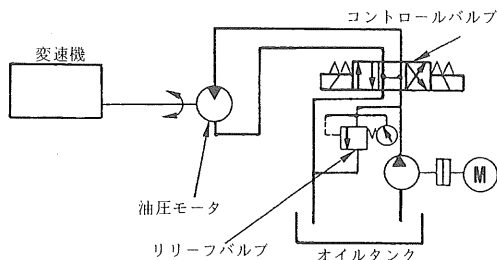


図3・5 自走装置回路図

回路図を図3・5に示す。油圧モータ動力を変速機に伝達し、その後は車輪まで前項の動力吸収と逆の伝達系を経る。

(4) DYCの構造

主な仕様を表3・2、構造の略図を図3・6に示す。DYCの構造は大きく三つに分かれる。前部は計測室で、データ処理装置、電気動力計制御盤、発電機操作盤及び自走装置操作盤等のすべての制御装置を集中している。中央部は、動力計用冷却装置及び自走用油圧源を搭載した機械室となっている。後部は、車両全体の電源を賄う発電装置を搭載している。発電装置は、出力25kVAの三相交流発電機と最大出力28kW/1,500rpmのディーゼル機関で構成されている。ヒッチ部は250~1,000mmの上下調節を可能とした。タイヤの摩耗片(タイヤによりひも状にちぎれるものと、粉末状に摩耗するものがみられる)

が試験路面の摩擦係数を変化させるため、これを取り除くプラスト・エアを利用した路面清掃装置を車体下部左右に設けた。

3・3 データ処理システムの開発

3.3.1 はじめに

けん引性試験試験では、一定のけん引負荷(けん引力)を設定し、安定状態で走行速度、機関回転数、燃料消費量及び各部の温度を計測する。試験上重要な点は、負荷の安定性と計測の同時性とと考えられる。従来利用されてきた計測機器や手法は、この点できわめて不利である。例えば、一定の距離を設定し所要時間を計測する光電管方式の走行速度計測は、周回試験路の数カ所に限定される。けん引負荷は、アナログ式平衡指示計によって、常に目標荷重になるように計測者によって微調節される。

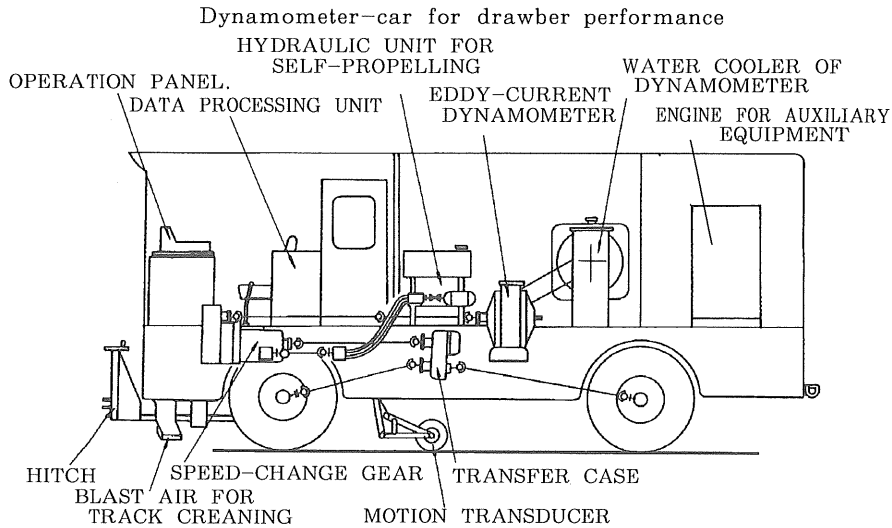


図3・6 けん引性能試験専用ダイナモメーターカー

また、この方式では、負荷の調整とデータの計測・処理に2名の計測者を必要とする。

著者らは、上記のような諸問題を解決し、試験精度の向上、省力化並びに計測者の作業の軽減を図るため、データ処理システムを開発した。以下にシステムの概略とそのデータ処理法について説明する。

3. 3. 2 設計上の重点指向

システムの設計に当たり、前述の問題点の解決とともに以下の機能を重点的に検討した。

- 1) 計測の自動化に伴い、予測される計測ミス为了避免するため、計測に用いる主要な設定値等を常に出力し、確認できる構成であること。
- 2) 試験の自動化に伴い、試験中発生する計測装置及び供試トラクタの異常に対する処理は、試験の続行の可否とも関連しきわめて重大である。異常の発生を早期に発見できるようにモニタリングの徹底を図る。
- 3) 計測者は、コンピュータを意識することなくシステム機器を操作する事ができること。また、操作スイッチ類を計測制御盤に集中し、かつ操作回数を低減し、操作の簡易化を図る。
- 4) データ収集の同時性を確保する。
- 5) 試験時間の短縮化のため、試験速度に応じてデータ収集時間を変更できること。

コンピュータを用いたデータ処理システムには、その意図や対象とする現象に応じて処理法や構成が考えられる。本システムは、規格的な試験を主目的とするため、後処理に重点を置く磁気テープ記録方式を採らず、コンピュータを車載し、オンラインで入力・処理する方式を採用した。

3. 3. 3 データ収集方式

データ収集方式の検討は、本章の目的のためには最も重要なものの一つと考えられる。結論的には、データの同時性の確保と精度の向上であるが、これらはシステムを構成する機器の性能により大幅な制約を受ける。特に、各センサの特性によりデータ間の精度にばらつきが生ずる。換言すれば、システムの総合精度は、最も精度の悪い構成要素に拘束される。この考え方で、各構成要素すなわち計測項目・機器について解析することは、安価で高精度なシステムを構築する上できわめて重要である。

そこで、各計測項目について、後述するセンサの特性を含めて、生の波形の解析や計測範囲と精度について基礎実験を行った。その結果を各種のデータ収集方式と組み合わせ検討を進めた。その内容を以下に概述する。

第1に、計測するすべてのデータを一定時間逐次収集し、その平均値で処理する方式が考えられる。安定したけん引負荷状態という前提では、完全平均化処理であるので精度的にも高く、通常用いられる方式である。しか

このリップルが起ると瞬時値の精度が低下するが、流量計自体の回転パルス発生部に不等間隔スリットを用いて打ち消しているし、データ収集方式が瞬時ではないのでこの点に関しては特に問題はないと考えられる。

この流量計は、本システムの設計計画中にタイミングよく発売され、システムの目的達成に有効に活用することができた。

3. 3. 5 システムの構成

ハードウェアの概観を図3・11、その構成を図3・12にそれぞれ示す。システムは大別してセンサ部、変

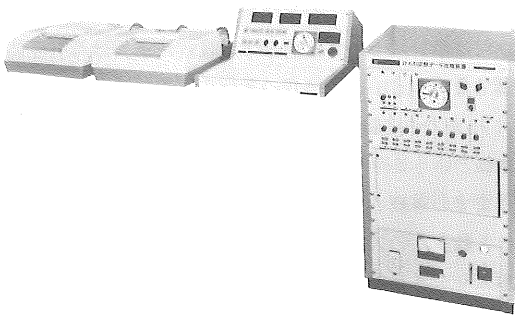


図3・11 ハードウェア外観

換部及びデータ処理部で構成されている。

(1) センサ部

センサの仕様及び計測・処理項目を表3・3に示す。

各センサは供試トラクタ、DYC及びけん引桿に装着されている。

供試トラクタとDYCの衝突を防止するため、けん引の方式をワイヤ方式ではなくけん引桿方式としこれにロードセルを装着した。けん引桿は、DYCの自動追従のためのステアリング機構としての役目も果たしている。

第5車輪は車輪のバウンドによる影響を少なくするためDYC前・後車軸の中央に装着した。通常、供試トラクタの後部あるいはステップ側方に装備する方式がとられるが、トラクタの振動やバウンドの影響を受け、そのうえ供試トラクタごとに装着機構を変更しなければならずきわめて不利である。

機関回転数、燃料流量及び各部の温度等のセンサはトラクタに装着する。

(2) 変換部

変換部は、センサからの信号を処理しCPUに入力したり、モニタに表示するためのシグナルコンディショナである。

ロードセルからの信号は、平滑回路を通し増幅して出力する。変換出力はモニタに表示されると同時にフィードバックの信号として動力計に送られ、CPUにはA/D変換

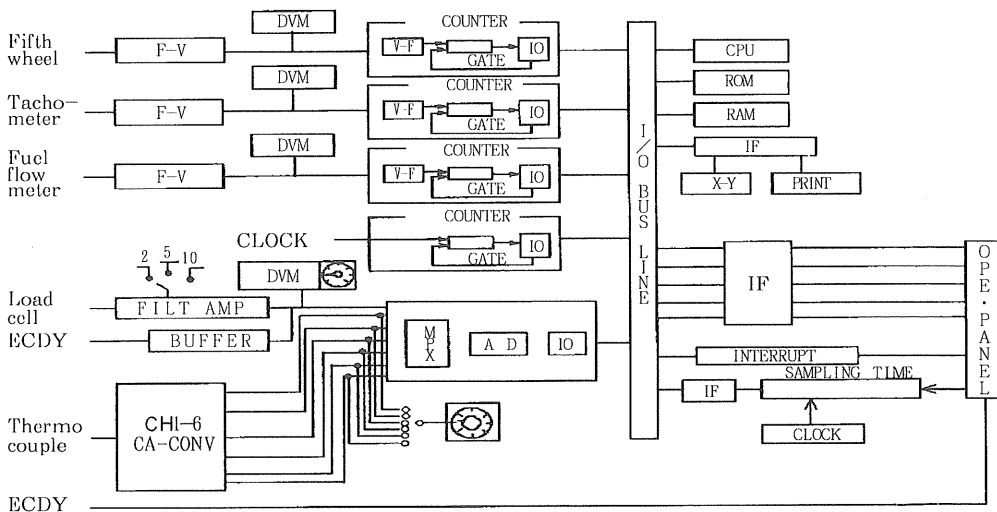


図3・12 データ処理システムブロック図

表3・3 データ処理装置計測項目

| 項目 | 測定範囲 | センサ入力 | モニタ | 作図 | 作表 | 備考 |
|------|-------------|--------------|----------------------|--------|----|-----------------------|
| 計測 | 走行速度 | 0~10 m/s | 82 PPR | D | / | ○ 第5車輪 |
| | 機関回転数 | 0~4000 rpm | 60 PPR | D | / | |
| | 燃費 | 0.3~120 ℓ/h | 0.1cc/P | D | / | ○ |
| 測定 | 荷重 | 0~10 ton | mV | D A | ○ | ○ 2.5, 10ton ロードセル |
| | 温度 | 0~150 °C | C A 熱電対 | A | / | ○ 6点計測 (6点切替) |
| 演算 | けん引出力 | 999.99 PS | | / | ○ | ○ |
| | スリップ | 0~100 % | | / | ○ | ○ |
| | 燃費 | 9999.9 g/PSh | | / | / | ○ |
| 定数設定 | ギヤ比 | 9.999 | 機関回転取出比 | | | |
| | 変速位置 | 1~20 段 | | | | |
| | 変速ギヤ比 | 9999.99 | トラクタ減速比 | | | |
| | 車輪距離 | 99.99 m | トラクタ無負荷時車輪1回転当たり進行距離 | | | |
| | 第5車輪径 | 999.99 cm | 摩擦等による影響を補正するため | | | |
| | △T設定 | 99×10 kg | サンプリング範囲の設定 | | | |
| | サンプリングタイム設定 | 99 s | | | | |

注1)D:デジタル A:アナログ

注2)設計仕様値のため従来単位で記載

表3・4 ソフトウェア構成

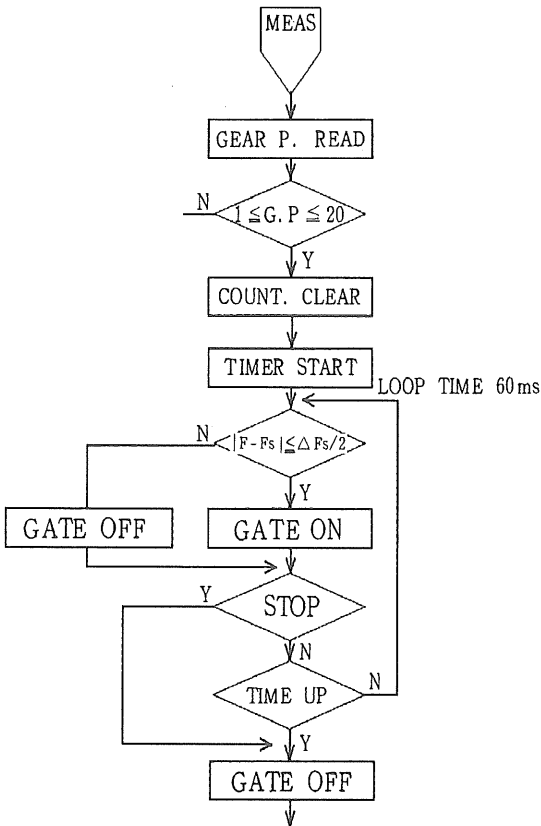
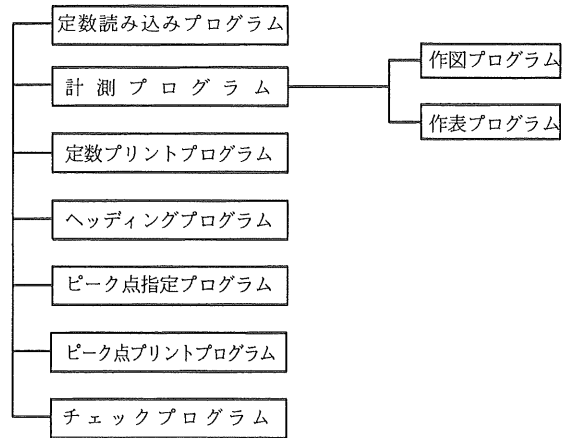


図3・13 データ処理プログラムの流れ図

後入力される。このロードセルの信号の入力は、同様にアナログ信号である各部の温度と並列にマルチプレクサ(MPX; multiplexer)を用いて収集した。なお、けん引負荷は試験の基本要素となるため、概数値を表示するアナログとデジタルの二重表示方式とし、操作性、安全性の向上を図った。

燃料消費量、機関回転数及び走行速度の変換器は、ほぼ同様の構成である。すなわち、図3・12に示すとおりセンサからの出力をFV変換し、さらにVF変換して入力

表3・5 作 表 例

<MEAS DATA>

| CH <04> | KG | M/S | % | PS | L/H | G/PSH | 'C | 'C | 'C | 'C | 'C | 'C |
|------------|------|------|------|-------|------|-------|----|-----|----|----|----|----|
| 1 | 200 | 2.07 | 3.6 | 5.53 | 5.64 | 827.3 | 29 | 97 | 36 | 37 | 37 | 41 |
| 2 | 400 | 1.97 | 6.8 | 10.53 | 6.40 | 493.2 | 30 | 97 | 38 | 39 | 39 | 41 |
| 3 | 600 | 1.94 | 7.0 | 15.57 | 7.40 | 385.6 | 30 | 98 | 40 | 40 | 38 | 40 |
| 4 | 800 | 1.87 | 8.9 | 20.04 | 8.13 | 329.3 | 30 | 98 | 38 | 39 | 38 | 40 |
| 5 | 1000 | 1.79 | 10.8 | 23.95 | 9.15 | 310.1 | 29 | 98 | 35 | 36 | 35 | 41 |
| 6 | 1100 | 1.67 | 12.5 | 24.52 | 9.02 | 298.4 | 29 | 98 | 36 | 37 | 35 | 41 |
| 7 | 1150 | 1.42 | 13.7 | 21.91 | 8.17 | 302.6 | 28 | 98 | 34 | 35 | 32 | 41 |
| 8 | 1050 | 1.69 | 14.4 | 23.77 | 9.34 | 318.9 | 30 | 99 | 40 | 40 | 39 | 41 |
| 9 | 1050 | 1.75 | 12.2 | 24.57 | 9.34 | 308.4 | 29 | 100 | 41 | 42 | 39 | 41 |

<PEAK POINT DATA>

| CH <01> | KG | M/S | % | PS | L/H | G/PSH | 'C | 'C | 'C | 'C | 'C | 'C |
|------------|------|------|------|-------|------|-------|----|-----|----|----|----|----|
| 9 | 1350 | 0.47 | 21.3 | 8.50 | 6.01 | 576.9 | 28 | 91 | 36 | 37 | 35 | 35 |
| <02> 7 | 1300 | 0.75 | 17.8 | 13.15 | 7.10 | 439.6 | 29 | 92 | 34 | 35 | 36 | 37 |
| <03> 10 | 1350 | 1.16 | 21.3 | 20.99 | 9.10 | 352.2 | 29 | 97 | 39 | 40 | 39 | 39 |
| <04> 9 | 1050 | 1.75 | 12.2 | 24.57 | 9.34 | 308.4 | 29 | 100 | 41 | 42 | 39 | 41 |

<GEAR RATIO>

| S/P | G/R | W/D | NO/5 |
|-----|---------|-------|--------|
| 01 | 0198.20 | 03.63 | 026.07 |
| 02 | 0127.10 | 03.63 | 026.07 |
| 03 | 0076.00 | 03.63 | 026.07 |
| 04 | 0055.70 | 03.63 | 026.07 |

注1)設計仕様のため従来単位で記載

注2)表中の<MEAS DATA>は4速の計測データで、'Cは各部の温度を示す。

<GEAR DATA>はS/P:速度段、G/R:減速比、W/D:無負荷時車輪1回当たり進行距離、NO/5:第5車輪径であり、<PEAK POINT DATA>は各速度段、この表では1,2,3,4速の最大出力データを示す。

する。機関回転数については、取出比修正回路を付加した。FV-VF変換方式とした理由は、前述のデータ収集方式との関連でセンサの特性あるいは試験条件によって各センサのデータ数にばらつきを生じるため、これを揃え、かつ収集データ数を増して平均化処理する事により精度の向上を図るためである。この変換方式の前提条件として、一定の設定条件(本システムでは設定荷重)の変動は、路面の(摩擦係数や凹凸による)不齊一やタイヤラグによる影響、あるいはロードセル装着部回りのガタ等

の外乱によるもので、トラクタ搭載機関に対するフィードバックがほとんどない、ということが挙げられる。

(3) データ処理部

CPU部は、8ビットマイクロプロセッサに各4kバイトのROM、RAMで構成される。

ソフトウェア構成を表3・4に示す。

図3・13に本システムのメインプログラムである表3・4の計測プログラムの流れ図を示す。表3・4の常数読み込みプログラムで計測時間を設定すると、タイム

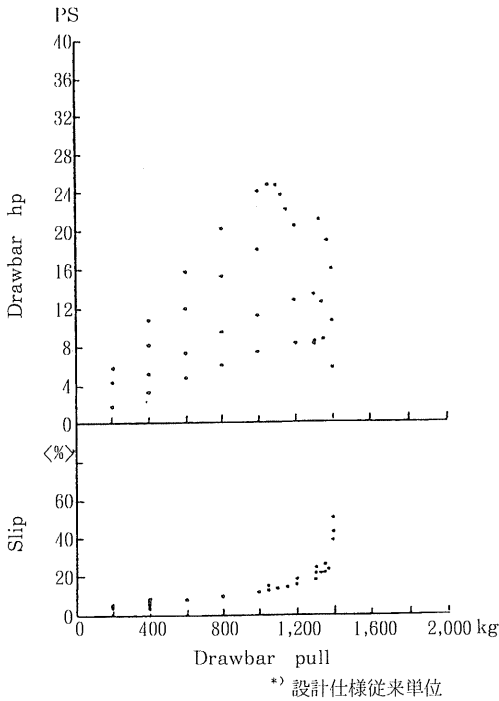


図3・14 作 図 例

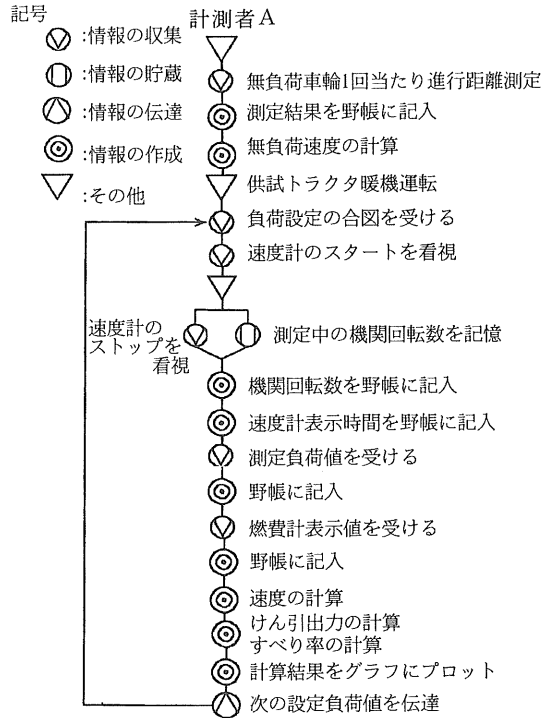


図3・15(a) 計測者のプロセス分析

アップまで $|F - F_s| \leq \Delta F_s / 2$ を判定し、入力ゲートを ON-OFF制御する。そのループタイムは60msである。

3. 4 試験結果及び考察

3. 4. 1 試験方法

コンクリート走路において、型式検査方法に基づき実用試験を行い、計測所要時間、センサの作動状況等について分析した。また省力化の確認のため計測者のプロセス分析⁶⁾を試みた。

3. 4. 2 試験結果

1) 実用試験の結果、所要時間を例示すると、速度段の低高速にかかわらず約15分であった。計測点数は10~12点で、最大出力付近では約20kg(196N)の計測ピッチで3~5点を要した。この所要時間は計測時間を10sに設定した場合で1点当たりのデータ処理時間は10sであった。各計測点の精度が安定したため、テストコースの形状や最大出力検索時の計測技術が、所要時間に影響を与える大きな要因となることが判明した。表3・5及び図3・14に作表・作図例を示す。

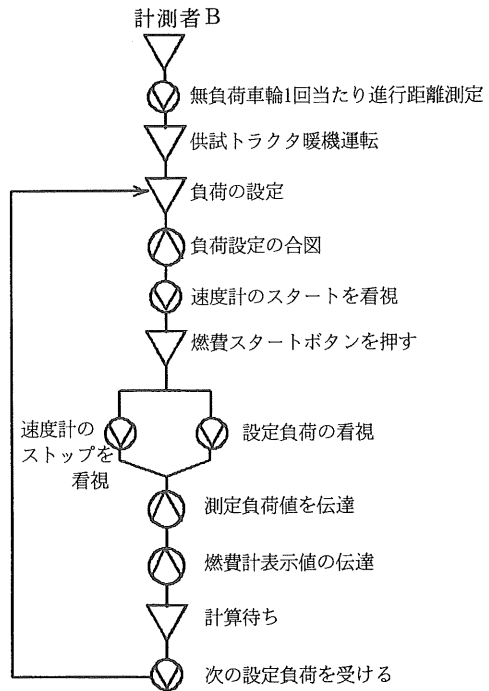


図3・15(b)

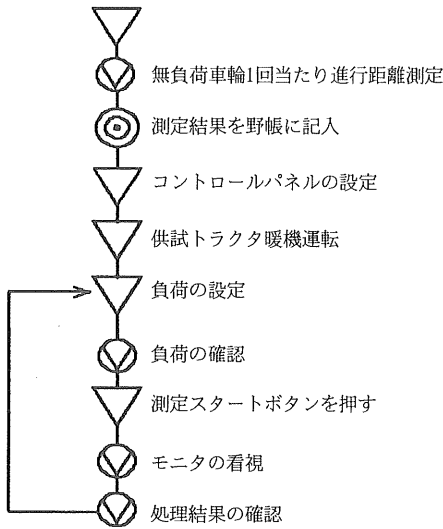


図3・16 計測者のプロセス分析

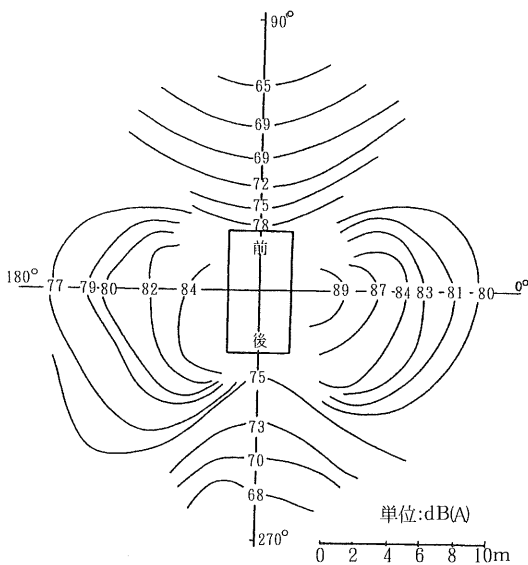


図3・17 等騒音曲線の一例

2) 発電機、動力計の始動・停止操作及び自走操作等の遠隔操作化は、一人計測を可能にした。

3) 電気動力計の搭載によるフィードバック回路の採用は測定精度の向上、計測時間の短縮及び計測者の作業の軽減の面で効果的であった。

4) ワークシステムの機能の達成に必要な収集・伝達・作成の観点から計測者のプロセス分析を試みた。分

析結果を図3・15 (a)、(b)と図3・16に示す。従来の方式の図3・15 (a)、(b)が、図3・16に改良された。

プロセス分析にも各種の方法があり着目する対象によって結果も異なるが、省力、作業の軽減という観点からは明らかに差異が認められた。

5) 計測の所要時間については1)のとおりであるが、総合的には試験後の作図・作表等の複雑なデータ処理に要する多大の時間と労力を省くことができた点で効果が大きい。

6) けん引性能試験と同様の状態で騒音試験を行うため、負荷車としてのDYCの干渉の有無を確認する目的で周囲騒音を測定した。図3・17に等騒音曲線を示す。この結果からみると、5m程度の距離をおけば特に影響はないと考えられる。トラクタ単体と試験状態(トラクタ+DYC)でのトラクタの周囲騒音にも差はみられなかった。

ちなみに計測室内騒音は、停止状態で75dB(A)、試験状態ではDYCの走行速度段の選択によって異なり、75~85dB(A)の範囲にあり、影響の少ない値であった。

3. 4. 3 試験成果

けん引性能試験は屋外ということもあり、一連の性能試験の中で最も処理速度が遅く試験台数の制限要素となっていた。本試験システムの開発によりこの問題を解消し、昭和52(1977)年以降昭和63(1988)年までに約700台のトラクタの試験を実施した。四輪駆動トラクタの急激な普及により試験需要の多かった昭和55(1980)年には、約130台を処理した。このような試験実施台数の増加に伴い、膨大な量のデータが得られた。

これらの成果については、他の試験と同様に試験成績あるいは研究成果として報告を行っている。以下その概要について述べる。

1) 図3・18にPTO軸出力とけん引出力の関連を示した。データは最近のトラクタ100台に関するもので、比較のためOEC Dテストレポートから139台を加えた。PTO軸出力に対するけん引出力の比は0.7~0.9の狭い範囲に分布し、平均は0.8である。この値は二輪駆動と四輪駆動、あるいは試験機関によっても差はみられない。

前輪駆動部を除いて同一の設計がなされている二輪駆

動、四輪駆動トラクタを比較すると、最大けん引出力値に明確な差異は認められないが、最大出力発生時の速度やけん引比は異なる。四輪駆動では速度が低く、けん引比も大きくなっており、傾向としては二輪駆動より一速度段程度低い速度段で最大出力を発生する。また四輪駆動の前・後輪理論速度比はおよそ0.97~1.09の範囲で、平均1.02とやや前輪の速度を速める傾向にある。速度比が最大けん引出力に与える影響については、実験の結果、速度比0.95~1.05の範囲では出力に変化はなく、この両側、すなわちこれ以上の速度差では出力が低下することを確認できた⁷⁵⁾。

最大けん引出力発生時のすべり率が10%前後と低いいため、試験路面の摩擦係数の差による影響は現われていない。

反面、けん引比（最大けん引力をトラクタ重量で除した値）については、試験機関によって相当の開きがある。トラクタ自体の特性、タイヤ特性及び路面の特性が影響因子としてあげられるが、静的あるいは動的前・後輪質量比が機種によって大きく異なること、あるいはタイヤ特性の安定性を考慮すると、路面の摩擦係数による影響がかなり大きいと判断できる。しかし、ある範囲にこの値を統一することは不可能であり、試験機関間の比較にとどまっているのが実態である。

最近のトラクタ239台の試験結果からみると、けん引比の平均値は二輪駆動で0.66、四輪駆動で0.83となっている。これをOECDテストレポートのデータ（342台）と比較すると、二輪駆動が0.88、四輪駆動が0.97と相当高い値を示している。しかし、一概にこの数値で性能を評価する傾向は少ない。その理由は、試験路面の差や付加重量によるけん引力の増加が考えられるためであろう。

2) 本試験システムを利用することにより、各速度段ごとの最大騒音を計測した^{73) 74)}。計測は各速度段ごとに軽負荷から徐々に負荷を増し、運転者耳元の最大騒音を検索して周波数分析を行った。図3・19にPTO軸出力と騒音レベルの関係を示す。

最近の傾向として防音対策を施した安全キャブの装着による騒音の低減が著しく、PTO軸出力に関係なく85dB(A)が平均値となっている。もう一つは、20kW前後の小型トラクタが搭載機関自体の騒音対策あるいは搭載方法の改善により87~88dB(A)という画期的な低減を成し

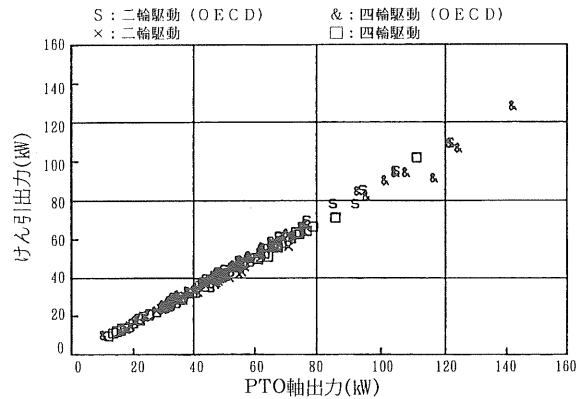


図3・18 PTO軸出力とけん引力

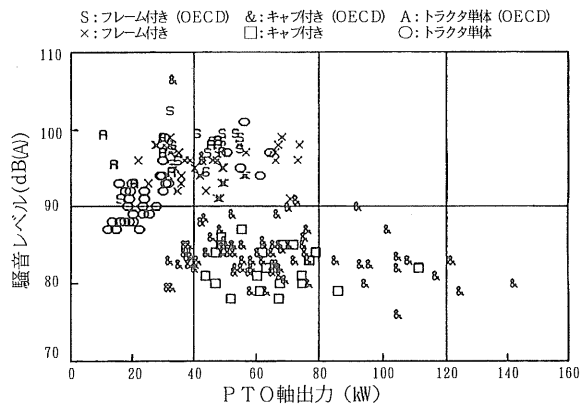


図3・19 PTO軸出力と騒音レベル

遂げている。

3.5 まとめ

トラクタのけん引性能試験は、性能試験のなかで最も基本的な試験として現在も広く実施されている。反面、屋外の試験であり、かつデータの処理両も膨大となるため、データの収集・解析を含む計測精度の向上及び試験の効率化が強く望まれている^{57) 58)}。

本章では、試作ダイナモメーターカー並びにこれに搭載したデータ処理装置について記した。システムの試作及び実用実験の結果、次の点が確かめられた。

1) 自動追従方式の採用は、省力化及び追突を避ける安全性の面で効果的であった。しかし、バークタイプのけん引桿であるため20kg(196N)程度のヒッチ点荷重を

供試トラクタに付加する形となる。軽量の小型トラクタに対しては改善が必要である。

2) 渦流式電気動力計を利用したけん引負荷のフィードバック制御回路は安定して作動し、計測精度の向上に効果的であることが確かめられた。

3) 開発したデータ処理システムは、データ収集方式やセンサの改造等を含めて、ほぼ所期の目的にかなう処理が行えた。

4) 総合的なけん引性能試験システムとして、計測精度の向上、計測時間の短縮、省力化、安全性の向上に効果的であった。

以上、開発したけん引性能システムについて述べたが、このシステムはマイクロコンピュータ開発初期の研究であるため現在では耐久性の面(振動による基板の接触不良)で故障が発生し始めている。ハード・ソフトを含めてデータ処理システムの更新を進めているが、基本的なデータ収集方式及びシステムの構成等の構築方針は共通のものとして活用できる。

4. 油圧性能試験システムの開発

4.1 はじめに

2章、3章でそれぞれP T O軸性能、けん引性能に関する試験システムの開発経過について述べた。本章では、トラクタのもう一つの基本性能である油圧(作業機昇降装置)性能の自動計測システムについて述べる。

従来この試験は付加重錘を人力で調節したり、プレートローラーをピットに設置しスクリュウハンドルでストロークを調節して揚力測定を行った^{8) 13)}。著者らは、実作業での揚力特性の重要性と試験労力の軽減の観点から早期に計測システムの開発に着手した。試験システム開発の上で最も問題を含むところは負荷パターンのシミュレーションで、三点リンクの上昇・下降速度に追従して所定の負荷を維持することである。負荷の応答速度・制御精度の解決が設計の基礎的要素となる。

トラクタの駆動、けん引、昇降という三つの基本的な機能を考えると、油圧を用いた昇降機能が技術的に最も遅れていた。性能の面では、リンク機構の複雑さも絡み下部リンクの高さごとの揚力特性の推定すら困難であった。また油圧技術自体も機関や伝動装置に比べると立ち遅れていたため、圧力が上げられない、制御バルブが固

着する、配管の接続部から油漏れがするというような多くの問題点を抱えていた。道・県内の41の整備工場を対象として全国農業機械商業協同組合連合会が昭和63(1988)年実施した実態調査¹⁴⁾でも、作業機昇降装置は変速機と並んで故障頻度が高く、かつ修理にも高度の技術を必要とした。著者の体験でも、試験中の問題発生の約40%が油圧系統に関連する部分であった。

一方、試験システムについて考えると可能性の面では空圧式と油圧式であるが、空圧式では設備が膨大となり危険性を伴う。そこで油圧式を採用することとしたが、前述の応答速度、制御精度の点で長期にわたる基礎検討を必要とした。

4.2 試験の概要

システムの基礎となる油圧性能試験方法については、他の試験と同様O E C D、I S O、A S A Eで規定されている。一般的に「負荷性能」の項目が設けられているが、日本の型式検査では油圧システムの耐久性の向上が重視され、検査の発足当初から独自の「連続運転試験」¹⁸⁾の項目が付加されている。

「負荷性能」は、下部リンクヒッチ点と試験用フレーム上において全揚程を通じて揚げ得る最大揚力を測定する。試験用フレームとはヒッチ点間の中心で、かつヒッチ点の後方610mmに荷重点を持つフレームで、国際的に共通である。

「連続運転試験」は下部リンクヒッチ点に最大揚力の85%に相当する値を負荷し、1,000回の連続運転を行う。この連続運転前後に上記の値を負荷して機関を停止し、下部リンクヒッチ点の最上昇位置における5分間の下降量を測定する。I S Oコード(789/2-1983)では、試験用フレームの荷重点に最大揚力の90%の値を負荷し機関を停止する。この状態で30分間、5分間隔で下降量を測定し報告することを規定している。型式検査では基準のなかで、「5分間の下降量は100mm未満であること」と規定している。

揚力の測定方法としては、最大値のみを検索する方法と、揚程を等間隔に分割して各点の揚力を計測する方法が一般的である。

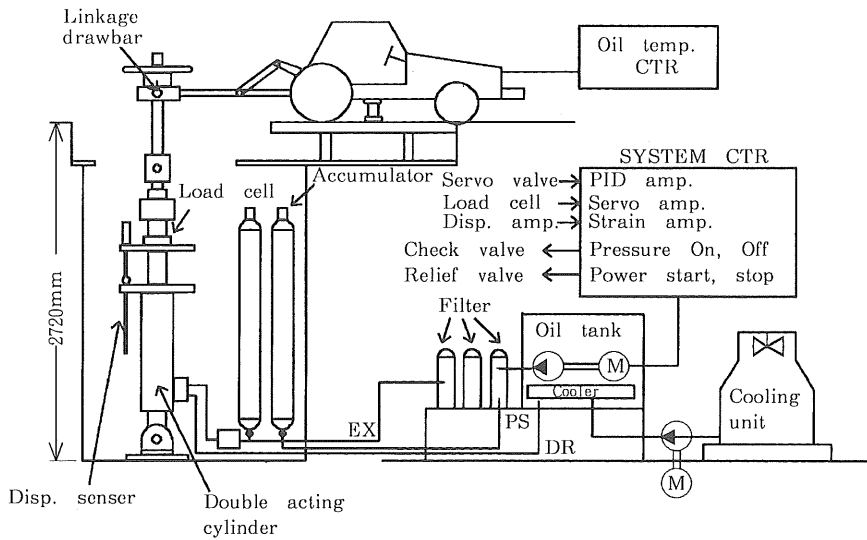


図4・1 作業機昇降装置性能試験システムブロック図

4.3 システムの概要

システムの作動原理について概説する。

負荷発生装置である油圧シリンダのロッド先端をトラクタ三点リンクに連結し、上下する三点リンクに一定負荷を与える。設定負荷信号は、荷重検出器（ロードセル）によって検出された実負荷によるフィードバック電圧と比較される。その偏差電圧によってサーボバルブを制御し、油圧源からの油をシリンダに送り荷重を制御する。

図4・1にシステムブロック図を示す。主な構成要素は油圧源、負荷発生装置、冷却塔、荷重・変位検出器及び制御装置である。トラクタ後部はタイヤが荷重を受けないようジャッキ・アップされ、前部は浮き上がらないようワイヤで固定される。ヒッチ点または試験用フレームは、図4・1に示すとおり油圧シリンダと連結される。

図4・2に連結部の詳細を示す。試験中、トラクタ内の作動油は恒温装置により 65 ± 5 ℃に維持される。

(1) 油圧源及び負荷発生装置

油圧源は油圧ポンプ、電動機、リリーフ弁及びオイルクーラで構成され、負荷発生装置である油圧シリンダに動力としての圧油を供給する。油圧ポンプの使用最高圧力は21MPaで、吐出量は111 l/minである。モータは3相200V、55kWを使用している。この他、油圧源の不足流量を補償するため、応答性の良いブラダ（bladder）形ア

キュムレータ（容量50 l、ガス封入圧力13MPa）を2本装備した。

負荷発生部には、油圧サーボシリンダを用いた。シリンダの諸元を以下に示す。

- a.型式……………復動、片ロッド
- b.受圧面積……………53.9cm²
- c.負荷力……………定格20～39kN
最大49kN

注1) 定格負荷で連続運転可能

注2) 変位制御では約108kNの負荷力の発生

- d.ストローク……最大1,200mm

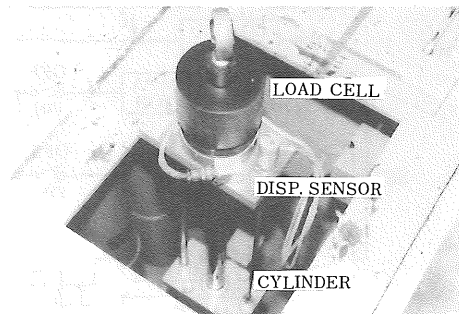


図4・2 連結部の荷重検出器と変位センサ

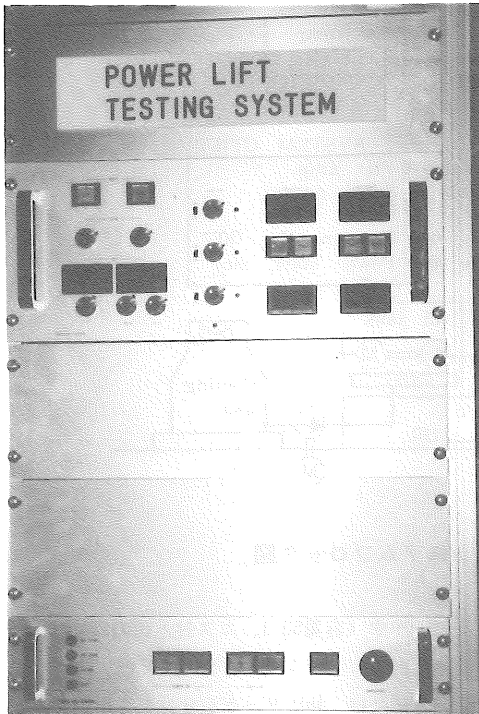


図4・3(1) コントロールパネル

- e.支持形式…………ユニバーサルクレビス形(左右揺動範囲は片側14度、前後方向は自由)
- f.追従速度…………上昇時800mm/s、下降時500mm/s(定格負荷力範囲内)

(2) 制御装置

図4・3(1)、(2)にコントロールパネル、図4・4にコントロールシステムのブロック図を示す。

制御装置はシステム操作パネル、油圧源操作パネル、サーボ弁制御用PIDアンプ・サーボアンプ等で構成さ

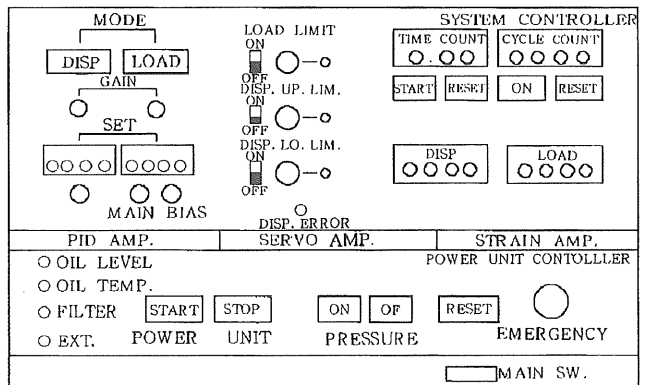


図4・3(2) コントロールパネル

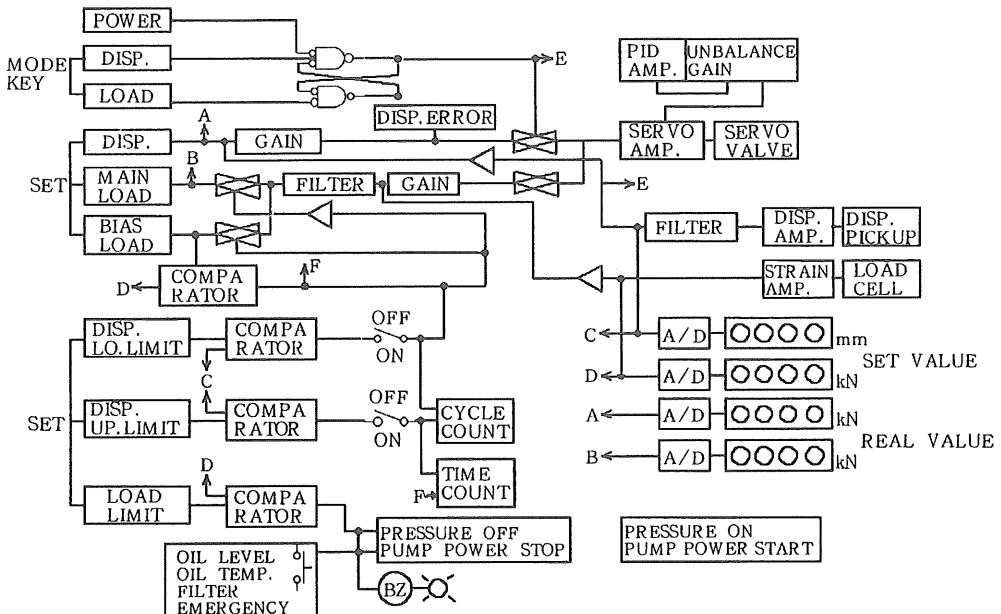


図4・4 コントロールシステムブロック図

れる。

1) システム操作パネル 復動形油圧シリンダを採用し、変位制御と荷重制御の2制御モードの選択を可能にした。変位制御は、設定器より与えられる設定信号電圧 V_s (目標値)と変位センサからのフィードバック信号電圧 V_f を比較し、その偏差電圧 $V_s - V_f$ を電氣的に増幅して、サーボ弁に電流を供給しシリンダの位置を制御する。荷重制御も変位制御と同様のサーボシステムで、フィードバック用センサがロードセルとなり荷重制御系を構成する。

変位と荷重の設定器にはポテンショメータを用い、その値はセンサからの実変位、実荷重とともにA/D変換してデジタル表示される。

変位制御は、トラクタの揚程を等間隔に分割して各点の揚力を測定する場合に用いる。O E C DやI S Oコードに基づく試験では、このモードを選択する。荷重制御モードは、荷重を変化させ全揚程を通じて揚げ得る値を検索する場合に用いる。

連続運転試験モードでは、前述のとおり、最大揚力の85%の値(MAIN荷重と称する)を10秒のサイクルで、1,000回の連続昇降運転を行う。運転中、下部リンクが最下端の状態では、装着作業機が地上に接したことを想定し、MAIN荷重を抜く。ただし、完全に無負荷状態とはせず一定の負荷(BIAS荷重と称する)を残すことで、過酷な使用状態との近似を図った。BIAS荷重としては通常3~5kNを設定し、MAIN荷重への切り替えは(BIAS荷重+3kN)で行う。逆のMAIN荷重からBIAS荷重への切り替えには、全揚程の上端、下端を設定するポテンショメータの下端側を利用している。ポテンショメータによる揚程の上端・下端の設定は、実変位と設定値をコンパレータで比較し、一定の精度(差が±6mm以上で誤差表示灯を点灯)を確保できる機能を備えている。揚げ時間及び揚げ回数もこの設定を利用し、タイマやカウンタを作動させデジタル表示している。

2) 油圧源操作パネル 本操作パネルは油圧源及びアキュムレータを遠隔操作するもので、異常停止と非常停止機能を有する(図4・5参照)。非常停止操作で油圧源は停止し、リリーフ弁は開放、逆止弁は閉状態となり、アキュムレータ内の圧油は絞り弁及び電磁弁を通過してタンクへ戻る。また、タンクの油面低下、油温上

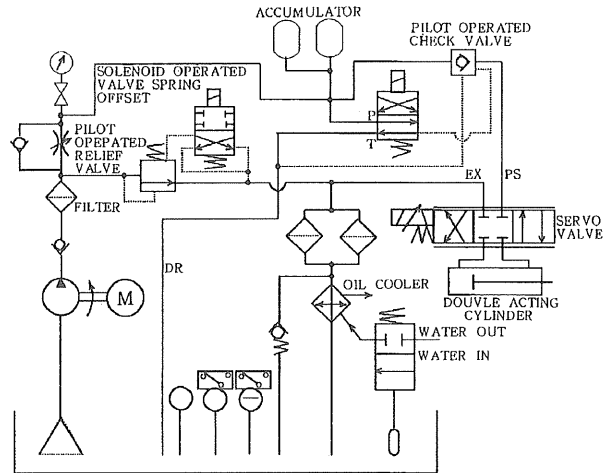


図4・5 油圧回路図

昇、フィルタの目づまり及び過負荷発生時も同様に圧油のアクチュエータへの供給を遮断する。なお、過負荷警報の設定は、ポテンショメータにより最大49kNまで可能である。

3) サーボアンプ及びP I Dアンプ サーボアンプは前述の偏差電圧を増幅して、サーボ弁に電流を供給する。P I Dアンプは、その偏差信号に対する制御量・特性を調節する。主として比例-積分制御(P I制御)を利用している。ただし連続運転モードでは、BIAS荷重からMAIN荷重に移行するときのステップ応答の応答速度と安定性(整定時間及びオーバーシュート量を含む)を確保するため、設定信号にローパスフィルタを入れ、かつ上昇時と下降時のフィードバック・ゲインをアンバランス状態にしている。

サーボ弁の諸元を以下に示す。

- a.型式……………ムグ社製品72シリーズ
- b.定格流量……………228 l/min
- c.定格圧力……………21MPa

4) センサ

a) 変位センサ このセンサはウィーデマン効果を応用したもので、非接触でシリンダストロークを測定する。最大ストロークは1,220mmで、直線性は0.05%FSである。センサのパルス発生部はシリンダピストンとともに上下し、マグネット部はシリンダフランジに固定されている。トラクタの下部リンク先端は円弧運動をし、これ

を直線的に計測することになるが、ピットの深さを2,720mmと深くしシリンダの傾きを2°以内に収めることにより、1mm以下の精度での変位計測を可能にした。

b) ロードセル 定格容量49kNのロードセルを油圧シリンダ上部に装着した。シリンダ上部に装着することにより接続コードの持回り等不利な面が生ずるが、シリンダの内部摩擦の影響を回避し、制御系を簡潔にした。また、計測手法の観点からも、測定対象とセンサの間に影響する因子を介在させないことが精度あるいは校正の面で有利であると考えた。

4. 4 試験結果及び考察

4. 4. 1 試験結果

1) 変位制御

変位制御の精度は、0~1,200mmの範囲で最大偏差を3mm

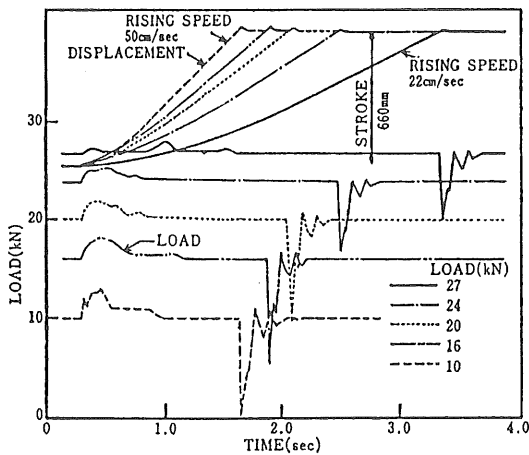


図4・6 負荷性能試験時の荷重と変位

(0.25%FS) で実用上問題のない値であった。

変位センサは、測定範囲の点からも適切なものがなく、従来は測量用のレベルを用いていた。ここで利用した変位センサは、コスト的にも比較的安価で、精度、信頼性及び取扱性の点でもかなり優れていた。

2) 荷重制御

静的な計測では設定値と実測値の最大偏差は 0.5 kN {1%FS}であった。動的な計測には実機を供試した。変位・荷重曲線を図4・6示す。この図から負荷の増大に伴い上昇速度が遅くなり、上昇初期のオーバーシュート量が少なくなっていることが分かる。また最上昇位置(上昇端)では、上昇速度が速いほど荷重減衰量は大きいことが確認された。オーバーシュート量及び最上昇位置での荷重減衰が低負荷側で、それぞれ2.7kN、10kNとやや大きくなるが、この値は実作業時の変動より少なく整定時間も早いいため、実用上問題のない特性である。

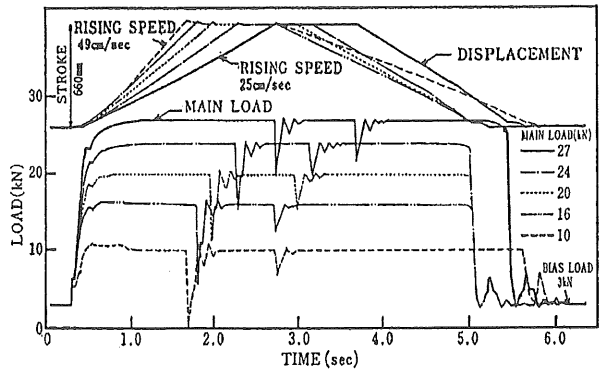


図4・7 連続運転試験時の荷重と変位

表4・1 連続運転試験時の偏差

| Tractor | Items | | Deviation at the end of rising | | Deviation at the beginning of down | | Rising speed (cm/sec) |
|---------|----------------|--------|--------------------------------|-------|------------------------------------|-------|-----------------------|
| | Main load (kN) | (kgf) | (kN) | (kgf) | (kN) | (kgf) | |
| A | 23.45 | {2390} | 5.54 | {565} | 2.31 | {235} | 29 |
| B | 23.15 | {2360} | 2.01 | {205} | 3.04 | {310} | 14 |
| C | 27.52 | {2805} | 1.62 | {165} | 1.08 | {110} | 22 |
| D | 16.14 | {1645} | 4.02 | {410} | 2.75 | {280} | 26 |
| E | 18.49 | {1885} | 6.72 | {685} | 2.12 | {216} | 42 |
| F | 21.63 | {2205} | 1.03 | {105} | 0.49 | {50} | 16 |
| G | 17.46 | {1780} | 7.31 | {745} | 4.71 | {480} | 32 |
| H | 17.07 | {1740} | 7.06 | {720} | 2.35 | {240} | 39 |
| I | 16.78 | {1710} | 3.09 | {315} | 2.45 | {250} | 17 |
| J | 23.84 | {2430} | 6.72 | {685} | 3.63 | {370} | 34 |

3) 連続運転試験

B I A S 荷重を 3 kN に設定し、M A I N 荷重を変化させたときの運転パターンを図 4・7 に示す。試験の性格から瞬時でも設定以上の負荷がかかることは避けなければならない。図 4・7 の荷重曲線（立ち上がりの部分）から、ステップ応答のオーバーシュート量を低く抑えている様子が分かる。M A I N 荷重と上昇端での荷重減衰の関係は、荷重制御と同様である。また下降開始時の荷重減衰も M A I N 荷重が大きいほど大きく、下降速度も早い。この実験は 1 型式のトラクタについて M A I N 荷重を変化させている。実際の試験ではトラクタの最大揚力によって M A I N 荷重は異なり、よって運転パターンも一つである。

表 4・1 に 10 型式のトラクタの運転パターンについて示す。M A I N 荷重はほぼトラクタの出力に比例している。上昇端の荷重の減衰は M A I N 荷重とは関係なく、上昇速度の早いものほど偏差が大きくなっている。すなわち速度変化の大きいほどサーボシリンダが追従できず、偏差となって現われるためである。下降始めの荷重減衰については、前述の実験結果のような傾向は認められなかった。これはトラクタの制御弁の特性による影響が大きいことを示している。なお、供試トラクタによっては上昇速度との関連で M A I N 荷重が振動（発振）し、フィードバック・ゲインの調整を必要とした。

4) 非常停止

複動シリンダを採用したため、シリンダが誤動作した場合設定ストローク外に飛び出したり、異常な負荷が発生する。シリンダの発生力が大きいため供試機は簡単に破損するし、試験者にも危険を及ぼす。現実には、運転調整中にシリンダが設定ストローク外に出て、押されたトラクタ油圧ピストンがトランスミッションケースを破壊し座席下に突き出る事故があった。よって異常発生時の安全対策を二重三重に講じた。異常発生時には、油圧源を停止し、システムを無負荷状態にする。さらにこの状態でトラクタ側を操作すると、システムが追従不能となりシリンダ等の破損を招くため、異常発生をオペレータに知らせる警報装置を設置した。

4. 4. 2 試験成果

1) トラクタの油圧性能に関する試験は世界的にも

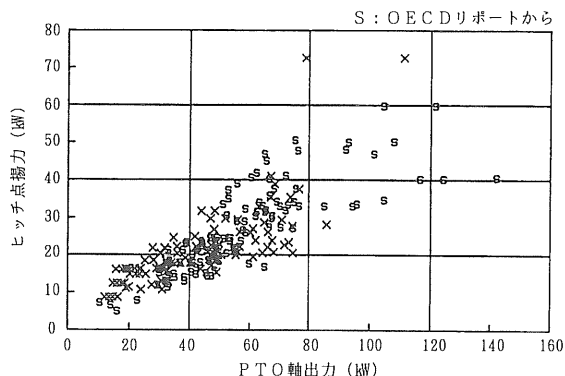


図4・8 PTO軸出力とヒッチ点揚力

進展が遅く、OECDテストでは揚力測定とポンプ性能試験、ネブラスカテストでは油圧に関する試験を実施していなかった。わが国はトラクタ性能試験開始以来、揚力測定、ポンプ性能試験に加えて1,000回の連続昇降運転を実施してきた。この連続運転の当初の目的は運転前後の下部リンク先端の下降量、すなわち摩擦による内部洩れの確認にあったが、実際には国産機、輸入機を問わず予想を越える多くの現象が現われた。制御弁のクリアランス不足による焼き付き、オイルシールの破損、配管接続部の強度不足による破損、下部リンクの破損、三点リンクの設計不良による異常摩耗・破損、油圧ピストンの焼き付きなどがその例である。これらはすべて設計変更や工程管理の改善の後、再試験によりその性能を確認している。

2) 図4・8にPTO軸出力とヒッチ点における揚力の関連を示す。比較のためOECDレポートからのデータも加えたが傾向に差はない。揚力を評価する指標としては、SAE規格⁹⁾がよく用いられる。これによるとフレーム上の揚力は、けん引出力65kWまではけん引出力1kW当たり310Nとされている。最近のトラクタの性能をみると、けん引出力当たりフレーム上揚力は、100～900N/kWの範囲で平均500N/kWとなっており、揚力が問題となるトラクタは非常に少ない。

3) 三点リンク各部の諸元から下部リンクヒッチ点の地上高と揚力を計算式により求める揚力推定プログラムを開発し、本試験システムにより実証試験を行った。変位制御が可能のため連続的に推定値と比較することが

できた。結果は数パーセントの誤差の範囲に収まり、定性的傾向も一致した^{8,2)}。

4.5 まとめ

1) 本システムの開発により短時間に良好な精度で、トラクタ油圧性能の計測が可能となった。従来の重錘方式では大型トラクタまたは揚力増大に対応できず、また計測者の安全確保の面からも、本システムの開発は効果的であった。

2) 連続運転パターンでのシミュレーションにより連続運転の自動化が可能となった。ただし、供試トラクタ、すなわちトラクタの揚力や上昇速度によってはステップ応答が振動(発振)気味となることがあるので、フィードバック・ゲインの調整が必要である。

3) 変位制御センサは精度、信頼性、取扱の簡便さの点で優れていることを確認できた。このセンサは、制御系の精度向上、供試トラクタごとに異なるストロークの設定等システムの効率向上に大きく貢献した。

5. フィールドシミュレーションシステムの開発

5.1 はじめに

近年、わが国の農業は厳しい環境の中で一つの変革を迫られている。なかでも農産物の低コスト化と高品質化は、必須の課題として総合的な検討が始められている。

これに伴い、機械利用経費の低減は重要な因子として取り上げられ、廉価でシンプルな農業機械の開発や中古農機流通の適正化について強い関心が持たれている。このような背景から、農業機械にも長期的な機能や性能の維持及び構造信頼性の向上のため、従来より進んだ高度技術の開発が急務となっている。

そこで著者らは、農業機械の信頼性評価技術の開発の一環としてフィールドシミュレーションシステムの設計を計画した。図5・1に信頼性作り込みプログラムを示す。信頼性評価システムの構築には、シミュレーション試験法、加速試験法及び最適手法等多様な基盤的研究の蓄積が必要である。フィールドシミュレーションシステムの開発は、製品開発段階での寿命予測や改善効果の判定などに応用できるものであって、製品開発期間の短縮あるいは低コスト化への波及効果も期待される。

以下本章では、開発したシミュレーションシステムの概要について述べる。

本章ではシミュレーションの対象としてトラクタのPTO軸負荷、車軸振動を扱うが、この手法はPTO軸負荷、各部振動に関して他機種に対しても共通的に考えることができる。シミュレーションシステム概念図を図5・2に示す。

また、著者は、直接生産に携わっていないものの、客観的な立場から次に示す2項目を緊急の研究課題と考え

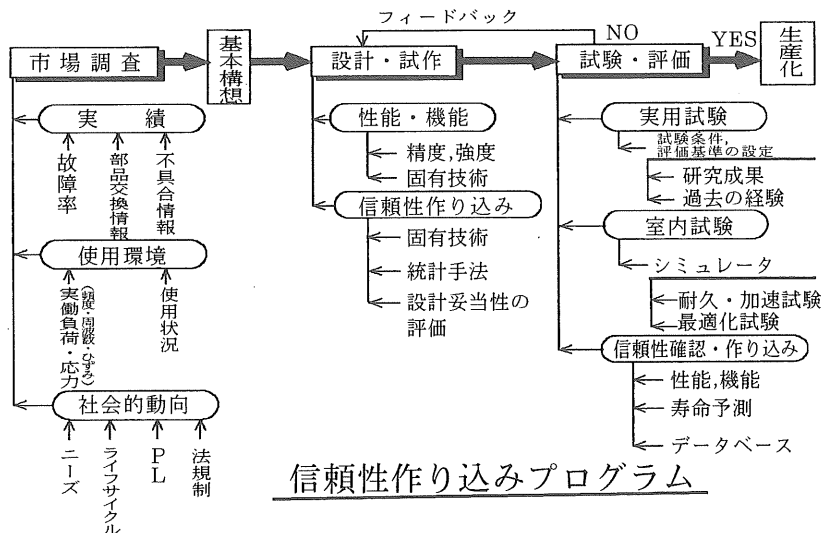


図5・1 信頼性プログラム

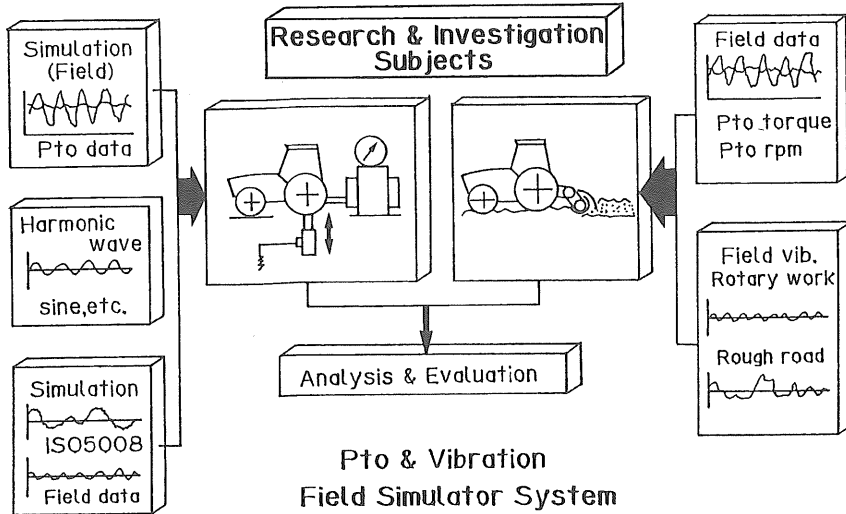


図5・2 システムの概念図

た。

一つは、1章でも述べたとおりわが国のトラクタ産業は、輸出なくして成り立たない情勢と考えられる。そこで問題となるのが耐久性である。ホビー的に、または芝刈り等の軽作業に利用されている状態では良いが、大幅な利用時間の増加や本格的農作業に対しては一層の配慮が必要である。

その二は、トラクタの形態が多様に変化するのではないかという予測である。最近の小型トラクタのフレーム構造にその兆しをみることができる。従来のトラクタは車体構造にトランスミッションケースを兼用する、いわゆるモノコック方式である。これに対し、車体構造をフレームで構成するタイプのトラクタが小型を中心に増加している。このような構造・形態の変更には、強度的な評価技術がきわめて重要な課題となってくる。

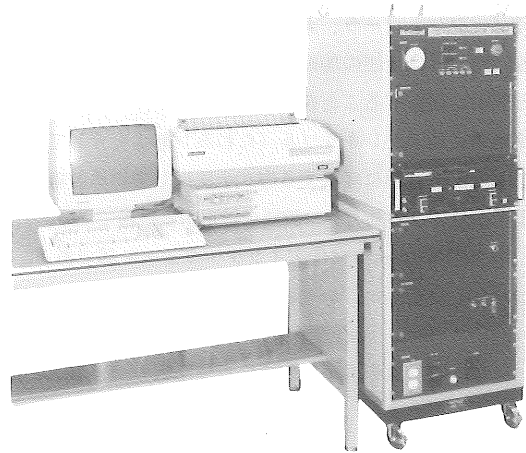


図5・3 ハードウェアの外観

5. 2 PTO軸フィールドシミュレーションシステム

5. 2. 1 システムの概要

本システムは、実作業時のPTO軸回転数及び軸トルクをデータレコーダに収録し、そのデータを用いてシミュレート運転を行い、さらにこの収録データを編集・処理することにより多様な変動負荷状態を得ることを目的としている。また、いつでもCRT画面上やプリンタに出力できる頻度処理機能が組み込まれているため、実働

負荷の解析に有効に応用できる。

ハードウェアの外観を図5・3に、そのシステムブロック図を図5・4にそれぞれ示す。基本的なハードウェア構成は、2章のPTO軸性能試験システムに準じている。

図5・4において、左端のブロックは動力計(ECDY,W-400：東京衡機-SCHENCK)とその制御装置、調速

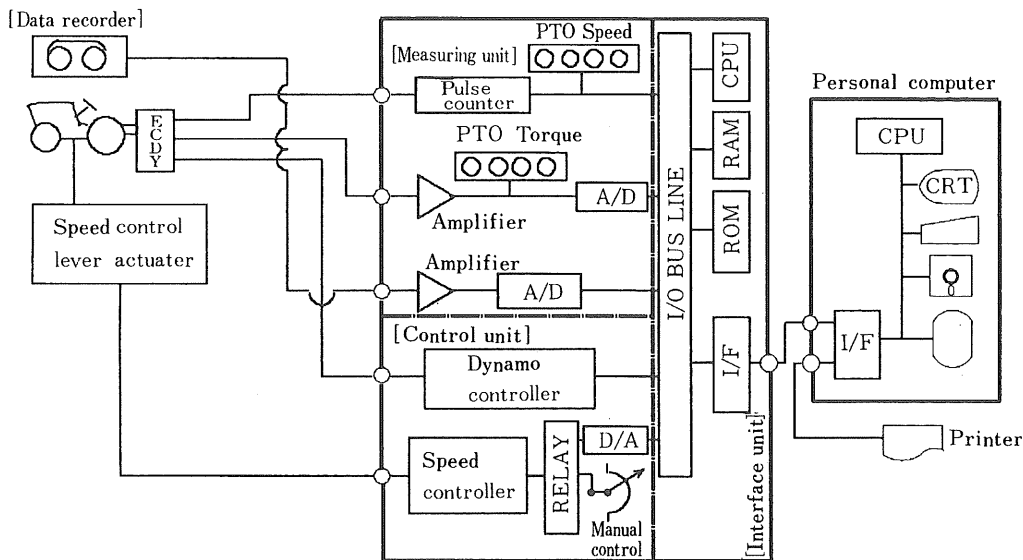


図5・4 システムブロック図

レバーコントローラ、実働データ入出力装置で構成される。動力計は後述の加振システム(最大変位: ±150mm)と同時に運転することを考慮し、動力計側の入力軸を中間軸で受け、フレキシブル(たわみ)継手を介して自在継手でPTO軸に接続する方式を採用している。継手の上下振動による動力計の破損を防止する機構である。

中央のブロックは端末インターフェース部である。8ビットのマイクロプロセッサにROM(32kバイト)/RAM(24kバイト)、入出力装置及びモニタパネルで構成され、右端のシステム全体の運転管理を行うマイコンと接続する。

システムの主な仕様を表5・1に掲げる。

5. 2. 2 ソフトウェア

ソフトウェア作成上の留意点及びデータの収集処理内容を以下に説明する。

システム全体の操作は、パソコン(オペレート7000MK II: パナソニック)のCRT画面上ですべて対話型で行えるよう、ソフトウェアを設計した。ソフトウェア構成を図5・5に、その処理メニュー画面を図5・6にそれぞれ示す。

処理メニューの初期データ登録、運転条件設定及び暖

表5・1 システムの主な仕様

| | |
|---|---|
| <p>動力計: 渦流式電気動力計 最大吸収動力;400kW (SCHENCK製W-400)</p> <p>計測機能: PTO軸回転数;0~2,000rpm PTO軸トルク;0~2,000N・m</p> <p>制御機能: 调速レバー開度制御; 0~100% 動力計制御;ASR,ATR</p> | <p>データ入力機能: 入力項目; PTO軸回転数、トルク 記録機器; データレコーダ</p> <p>自動運転機能: 暖機運転、 シミュレート運転、 加速運転</p> <p>データ処理機能: データ編集、 頻度分析</p> |
|---|---|

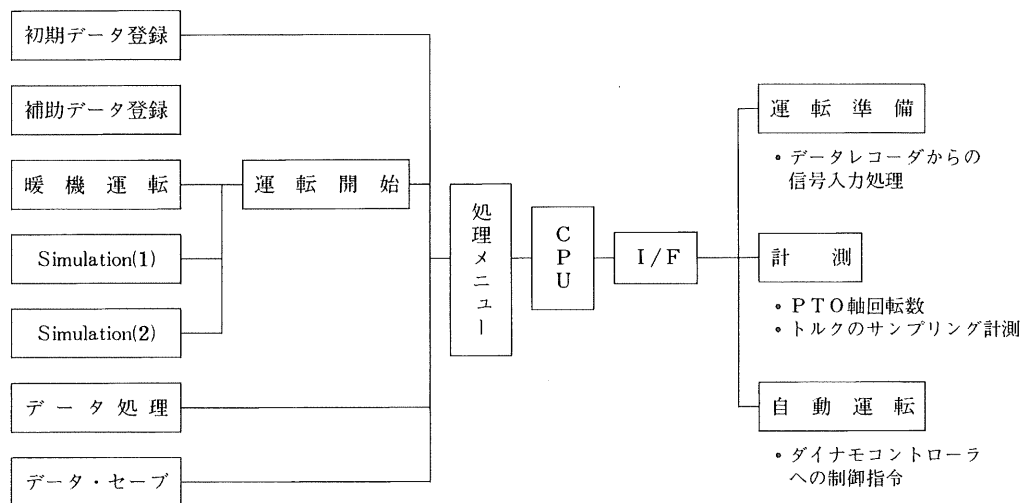


図5・5 ソフトウェア構成

機運転については、計測者のデータ入力の煩わしさを低減させるため、クリア指令以外はそのデータを保持するデフォルト機能を採用した。このシステムでは長期間にわたって同一型式について試験することを想定し、デフォルト機能を各所に取り入れている。図5・7及び図5・8にそれぞれ初期データ登録、運転条件の出力例を示す。

(1) シミュレート運転

実働時のPTO軸トルク及び回転数をデータレコーダに収録し、これをシミュレータで再生して運転状態を室内で再現する。

図5・9に運転の流れ図を示す。この運転の制御因子はトルクであるが、作業によって異なる调速レバー開度への対応も考えなければならない。そこで、実働時のデータ収集に当たって、設定调速レバー位置で無負荷状態の回転数を一定時間記録する。このデータを用いて、シミュレート運転時に调速レバー開度を設定することができる。调速レバー開度の検索は、データレコーダからの回転数信号で動力計を定速度制御運転して、调速レバー開度を制御し、その時の開度を読みとる。また開度検索なしで運転する場合には、キー入力で運転開度を設定する。

このシミュレート運転では、调速レバー開度が決まると収録したトルクを制御目標として、定トルク制御で運

<<<PTOシミュレータシステム処理メニュー>>>

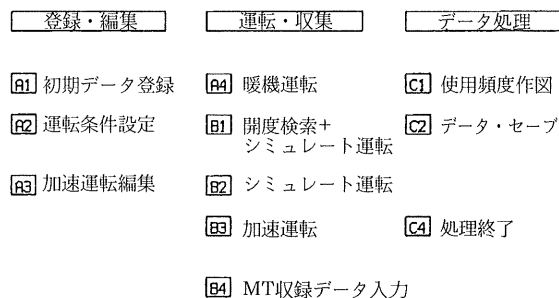


図5・6 処理メニュー画面

転を開始する。運転中、PTO軸トルク及び回転数の計測データは、パソコンのCRT画面上に表示される。

実働データの収集・処理は、シミュレート運転の基礎となる重要な構成要素と考えなければならない。本システムでは、データレコーダからのアナログデータを50ms間隔で収集し、A/D変換後平均化処理して500ms間隔のデータとしてパソコンに転送し、データファイルに収納する。このデータは、後述の加速運転や頻度解析にも利用される。

(2) 加速運転

実働データの利用法の一つとして、そのデータを自由に編集し目的に応じた負荷モードを作成する手法を考案

<<< 初期データ登録 >>>

| | | |
|--------------|---|-------------|
| 試験年月日 | : | 89年 3月14日 |
| 型式 | : | FORD 3000 |
| 機関定格出力 (RP) | : | 32 KW |
| 機関定格回転数 (RS) | : | 1,900 rpm |
| 終了機関回転数 (EN) | : | 1,000 rpm |
| ENG/PTO軸比 | : | 3,500/1,000 |
| 燃料比重係数 | : | 85/10,000 |
| 燃料比重定数 | : | 831/1,000 |

図5・7 初期データ登録出力例

<<< 運転条件設定 >>>

| | | | |
|-------------|--------------|---|---------------|
| 1. 暖機運転 | PTOトルク係数 | : | 20 % |
| | 運転時間 | : | 20 分 |
| | 調速レバー開度 | : | 50.0 % |
| 2. シミュレート運転 | 調速レバー開度 | : | 100.0 % |
| | 表示スケール値[トルク] | : | 5 00 N・m |
| | [回転] | : | 20 00 rpm |
| 3. 加速運転 | 調速レバー開度 | : | 100.0 % |
| | くり返し回数 | : | 1,000 回 |
| | 制御モード | : | (1.ATR 2.ASR) |
| | 表示スケール値[トルク] | : | 10 00 N・m |
| | [回転] | : | 10 00 rpm |

図5・8 運転条件出力例

した。編集内容によっては過負荷状態を連続的、間欠的あるいは瞬間的に与えることも可能であるため、加速運転と名付けた。本手法の目的は、疲労試験ということばかりでなく、ほ場では条件設定の困難な試験の室内化をも意図している。以下その操作法と特徴について説明する。

1) 実働データをCRT画面に表示し、カーソルを移動させてデータブロックを指定(始点、終点を入力)する。このブロックをつなぎ合わせたものが運転モードとなる。データブロックは、最大100個(最長1時間)まで指定可能である。また、データブロックごとに負荷率を0~999%の範囲で変更することができる。ここでいう負荷率は、実働トルクを100%として表わしている。編集処理後、データは生成データとして登録され、編集データファイルに収納される。

2) 次に、編集データファイルの生成データを用いて、繰り返し運転を行うことができる。運転中の制御モードは、調速レバー開度一定、動力計の定トルク制御を基本としている。運転は、生成データを1サイクルとして反復し、回数及び累積時間を記録する。CRT画面上には、目標PTO軸トルク及び応答PTO軸トルク、回転数が表示される。波形のモニタ例を図5・10に示す。

図5・11に目標波と応答波の出力例を示す。目標トルク値に対し10~40N・mのオーバーシュート誤差が認められるが、ほぼ所期の目的にかなう処理が行えた。過渡現象に対する応答については、目的に応じて動力計のPID制御の調節によりさらに精度を向上させることが可

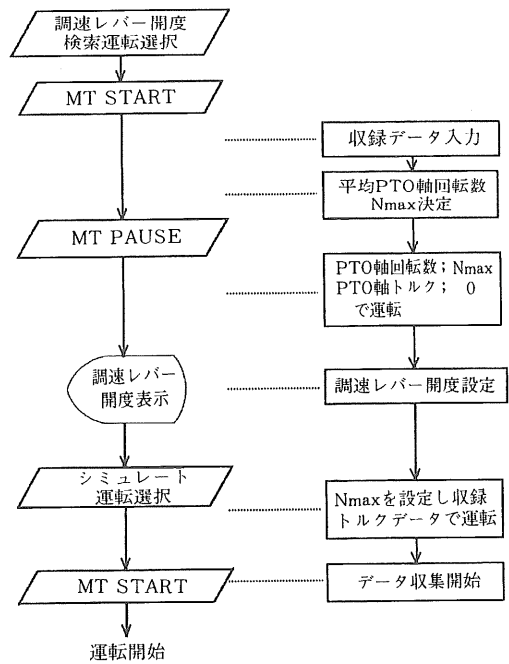


図5・9 シミュレーション運転の流れ図

能である。

応答速度に関しては、本システムでは価格面的な面もあり渦流式電気動力計を採用しているが、応答性に優れる直流式による検討も重要な課題である。

(3) 頻度分析

頻度処理は、実働データをもとにトルク、回転数に関

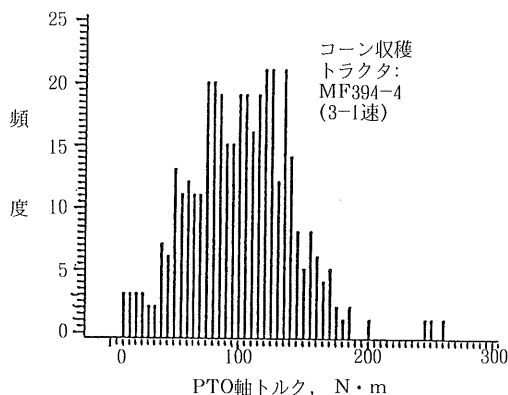
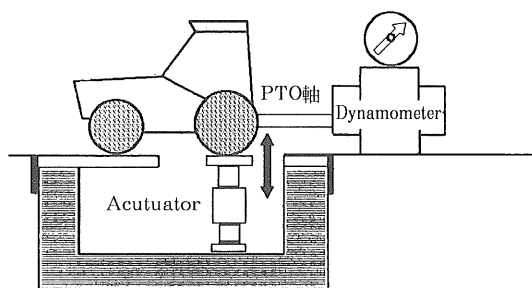


図5・12 頻度グラフ



Electro-hydraulic vibration test stand, schematic

図5・13 加振システムの概要

いる。さらにこのピットの中に10tonの定盤を設置し、加振力の約12倍の質量で振動を吸収し周囲への伝播を防止している。建屋とは完全に切り離し振動の影響を防いでいる。

図5・15 にシステムブロック図を示す。システムは大別して、アクチュエータ、計測制御部、コンピュータで構成される。アクチュエータの特性を図5・16 に示す。計測制御部は本システムのハードの心臓部であり、標準的な正弦波、矩形波、ランダム波及び2ch可変位相波等の加振波形の制御は、コンピュータと切り離して制御部単独でも可能である。しかし、考え方によってはシステムは膨大な破壊力を有するので、誤操作を避けるためすべての操作をコンピュータに集中している。

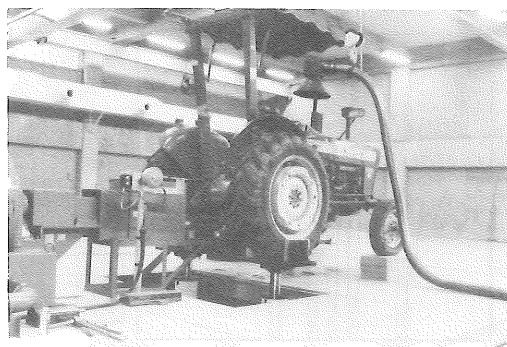


図5・14 加振システムの外観

表5・3 加振システムの主な仕様

| | |
|--------------------------------|----------------------|
| 加振機: 2台 | 最大速度: ± 100 cm/s |
| 加振方向: 上下 | 最大振幅: ± 150 mm |
| 最大加振力: ± 39.2 kN | 加振周波数: DC~100 Hz |
| 動的最大加振力: ± 14.7 kN | 加振波形: ISO 5008パターン |
| (とう載質量1,500kg) | 正弦波、三角波、 |
| とう載質量: 0~1,500 kg | 矩形波 |
| 最大加速度: 98.1 m/s ² | (2ch 可変位相) |

5. 3. 2 ソフトウェア

本システムのソフトウェアメニューを図5・17 に示す。本システムを用いた試験には、大きく分けて二つの手法が考えられる。

一つは前述の標準的な加振波形を用いて振幅、周波数、位相等を変えて運転する方法、あるいはISO5008^{*)100)} パターンの振幅あるいは走行速度を変更して運転する方法である。

ここで、今回プログラム化を検討したISO5008について、簡単な解説を付記する。ISO5008は座席振動試験用の規格であるが、近江谷⁹⁹⁾は各種農業機械の振動測定、耐久試験への利用を提案している。そこで著者は、ISO5008を人工悪路として多目的に利用することを考え、加振システムによるプログラム運転法を開発した。規格にはRougher trackとSmoother trackが左右の車輪が通過する2本のプロフィールで規定されてお

*) ISO5008 (Agricultural wheeled tractors and field machinery—Measurement of whole-body vibration of the operator—1979)

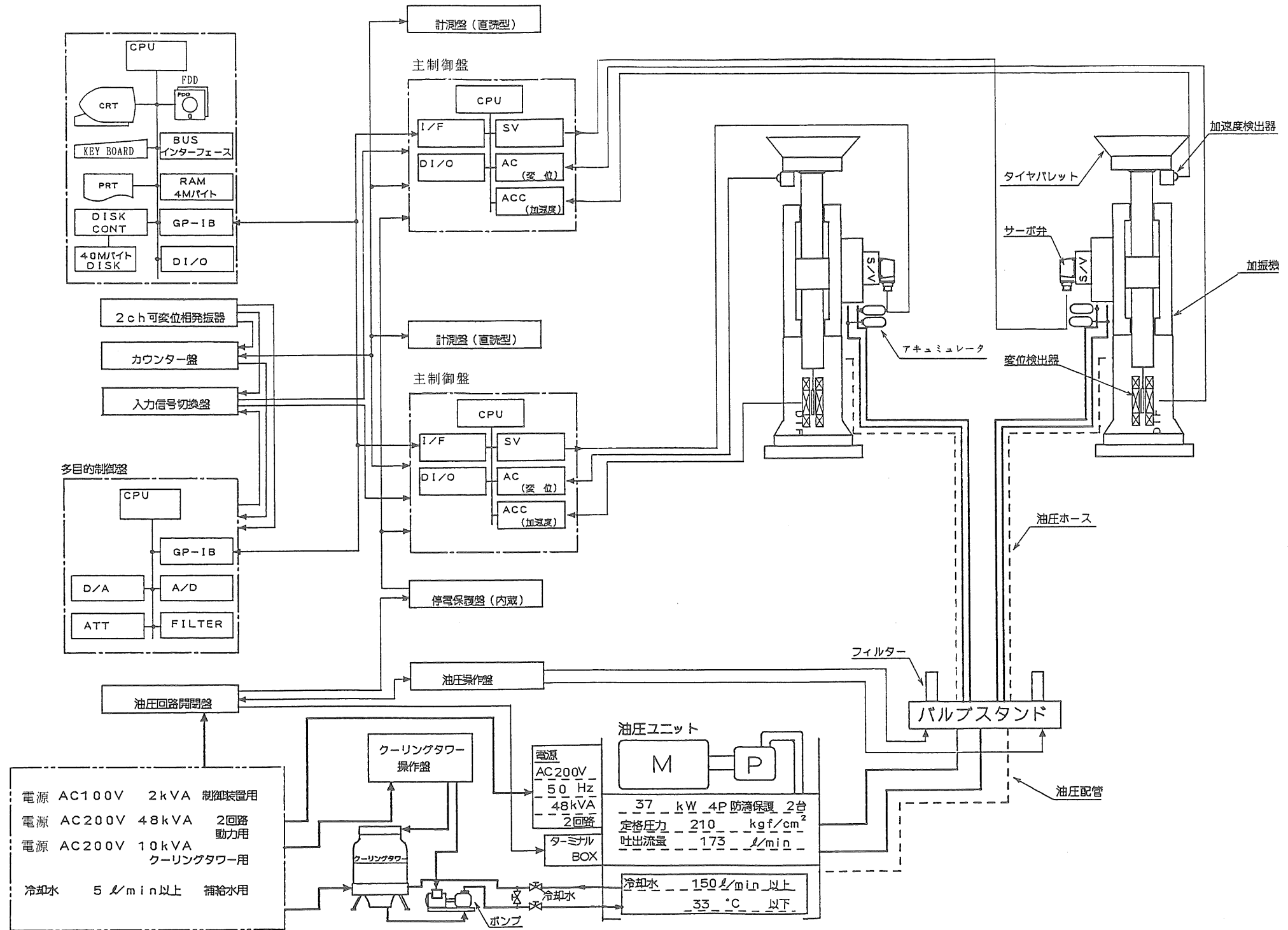


図5・15 加振システムのブロック図

SINUSOIDAL AMPLITUDE DISPLACEMENT(±mm)

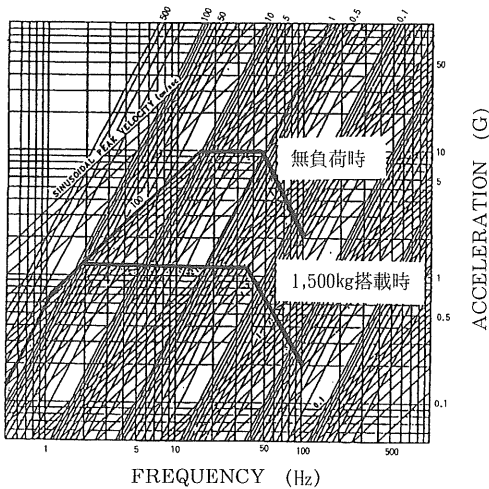


図5・16 アクチュエータの特性曲線

り、距離はそれぞれ35.04m、100mで、凹凸のピッチは80mm、160mmとなっている。路面プロファイルのプログラム化に当たっては、凹凸のピッチの中心、すなわち40mm、80mmの点をつないでプロファイルを作成した。また、振幅、走行速度を設定可能にする事により利用の拡大を図った。図5・18に運転パターンを示す。

二つ目の利用法は、本来のシミュレーション運転であ

る。これにはアクチュエータから離れた、例えば車軸上の物理量を制御するためのアクチュエータの加振信号を求める技術が必要である。この手法は、加速度波形修正制御、RPC(Remote Parameter Control)¹⁰¹⁾¹⁰²⁾¹⁴³⁾¹⁴⁴⁾、RFC(Remote Factor Control)、ITFC(Iterative Transfer Function Compensation)¹⁰³⁾等¹⁰⁴⁾の語で呼ばれ、室内で精度良く実働負荷をシミュレートするためのコンピュータシステムである。車両関連では、台上シミュレーション運転に利用できる最新技術として、進展並びに拡張が期待されている。プルービンググラウンドでの耐久走行試験は強度試験の基本であるが、多大の工数と期間を要するため効率的な試験実施のための検討が種々行われている¹⁰⁶⁾¹⁰⁷⁾¹¹³⁾¹¹⁴⁾。この手法では、制御対象の増加に応じて、複数のアクチュエータを同時に制御するための応答性、精度に優れたソフトウェアシステムが要求される。このため、システムの構築に当たっては、コンピュータの容量、制御プログラムの開発技術に負うところが大きい。

一方、この手法の原理は、入力と出力の関係、すなわち要素の伝達関数を求め、これを利用して目的の出力が得られるように入力を制御することなので、地震シミュ

＊＊ 2軸加振装置制御システム ＊＊

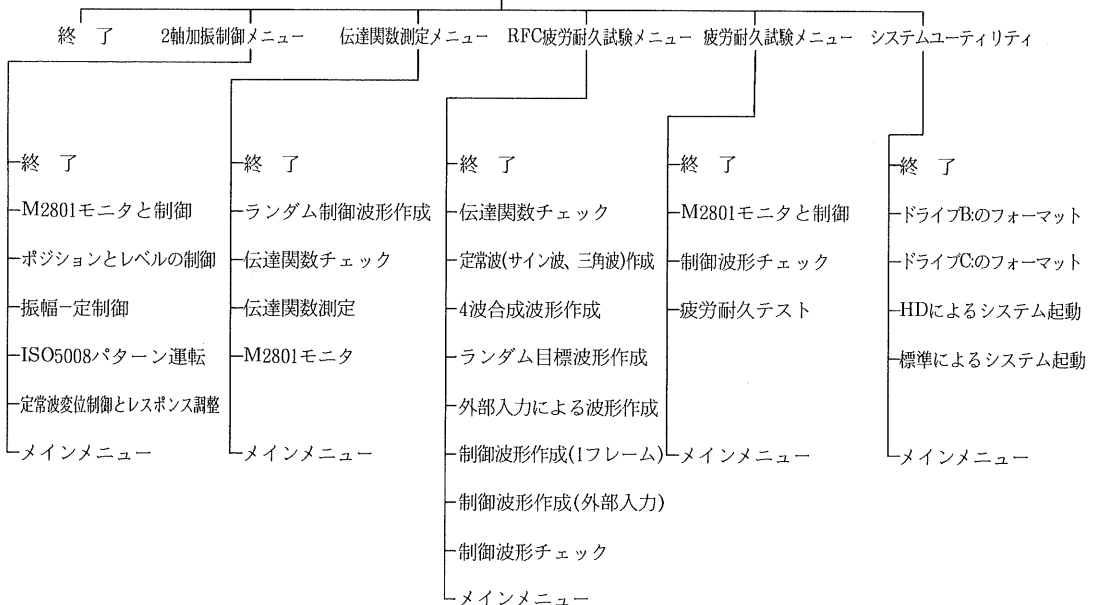


図5・17 2軸加振装置制御システムのソフトウェアメニュー

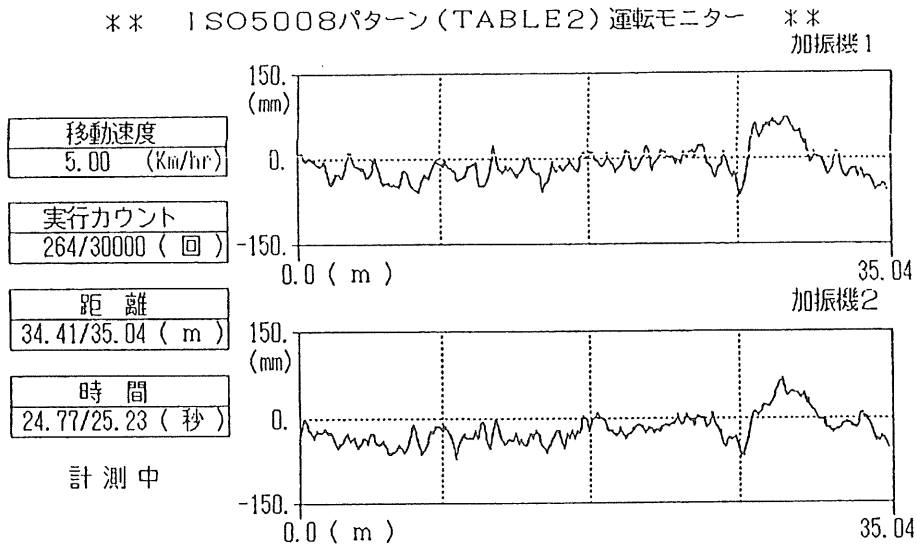


図5・18 ISO5008パターン

レータや鉄道車両のレールのつなぎ目のシミュレーション等にも利用されている。

以下に、このシミュレーション手法のトラクタ振動への適用について論じ、また著者らの行った設計～実用実験の経緯について述べる。

(1) シミュレーションにおけるトラクタの特異性

従来、トラクタに関するロードシミュレーション(road simulation)の研究は、シャシーダイナモによるものがほとんどで、加振機を用いた研究は皆無に等しい。加振機の利用が、Horst Weigelt¹⁰⁹⁾のトラクタ前車軸バネの振動特性の研究にみられる程度である。一方、自動車や、単車に関しては、加振機によるロードシミュレーションの研究が報告されている。シャシーダイナモでは正確なシミュレーションは不可能であるので、当然の方向と考えられる。

そこで、トラクタのロードシミュレーションシステムの設計に当たり、自動車等の研究結果の適用を考えた。しかし、仕様決定のための検討を進める段階で、いくつかの構造、使用条件の差異がシミュレーションに予測できない影響要因となることが判明した。

まず、トラクタは自動車と異なり懸架機構に緩衝機能を持たないため、タイヤで多少の振動吸収はあるとしてもほとんど剛体に近い状態となる。このことは、左右後車輪を加振した場合、加振点と計測点間の伝達関数測定

時のクロス(右→左、左→右)成分の偏関速度関数(partial coherence function)¹¹⁹⁾が高くなり、複雑な内部計算を必要とする。自動車では、上記の偏関速度関数が低く左右の相関を無視してもシミュレーションが可能である。この点については、伝達関数の項で詳述する。

また、懸架機構の差は、アクチュエータの容量にも関連している。緩衝機能がある場合、加振はバネ下荷重が対象となるが、剛体では供試質量が対象となるため大容量のアクチュエータを必要とした。

第二の問題は、走行速度である。低速度であるため、伝達関数測定において入力として与える信号をホワイトノイズのように一様で与えることはできない。低周波域での関連速度関数(コヒーレンス、coherence function)が低くなり、シミュレーションは困難になる。

第三の問題は、機関の振動伝播である。トラクタではマウントゴム等による振動吸収が十分でないため、機関振動が車体全体に伝播している。つまり実測データをそのまま用いると、目的とするロードシミュレーションに余分な機関振動成分のシミュレーションも加わるという無意味なことになる。そこで機関振動成分を処理することを考えなければならない。

このようなトラクタ固有の問題点の解明が、本システムの特徴であり、汎用性あるいは精度向上のポイントともなる。

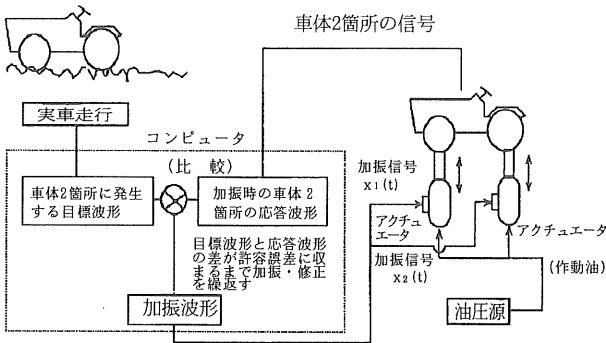


図5・19 加振システムの概念図¹⁰¹⁾

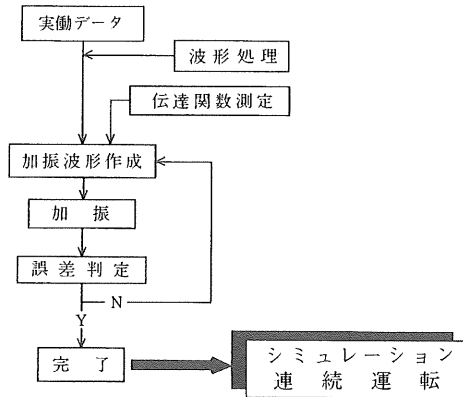


図5・20 シミュレーションの手順

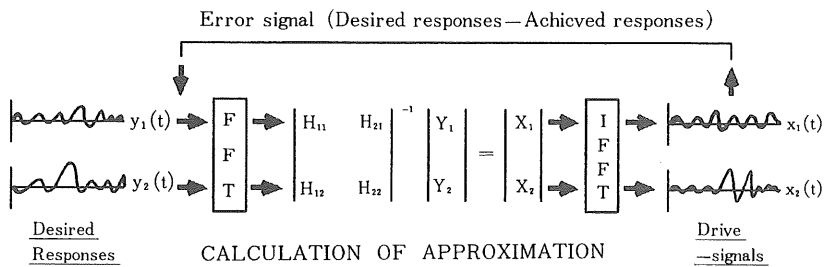


図5・21 イタレーションモデル

(2) シミュレーションの手順

図5・19 にシステムの概念図、図5・20 にシミュレーションの手順を示す。

まず、制御対象位置(トラクタの任意の位置)に検出器を取り付け、実働時の信号時歴を磁気テープに収録する。次に制御対象点と各アクチュエータ(加振点)との入出力応答(伝達マトリクス)を測定し、この伝達マトリクスと実作業時の信号時歴から加振波形を計算する。求めた加振波形により加振し、制御対象点の応答波形と目標波形(実作業時の信号時歴)を比較し誤差を算出する。その誤差に基づき反復過程(iterative procedure)により加振波形を修正する。この操作(iteration、イタ

レーション)を許容誤差に収束するまで繰り返す。

図5・21 に、本システムのイタレーションの模式図を示す。両後車軸に加速度検出器を取り付け、実作業時の信号時歴を収録する。次にトラクタを加振機上にセットし、加振して応答信号 y_i と加振信号 x_j との間の伝達関数を求める($i, j=1, 2$)。2基の加振機で二つの制御対象点が存在する場合には、四つの伝達関数が発生する(図5・22)。そこで、時間領域データをフーリエ変換^{*})して周波数領域データにし、伝達関数とともにモデル化して考えると図5・23のとおりである。マトリクスの要素の数は、制御対象点の数の自乗に比例する。

そこで、系を線形と仮定し^{**)}(実際には伝達関数に

^{*})フーリエ変換(Fourier transform)して周波数領域データにすることにより、成分(入力、出力、要素)を周波数の関数として扱い、時間軸の複雑な表現を簡略化して解を得る。この計算を高速に処理する方法として開発された高速フーリエ変換(first FFT: 略し

てFFT)法が、一般に用いられる。またその解は、逆フーリエ変換(inverse FFT)により時間領域の信号になおすことができる。

^{**)}系が線形挙動を示すならば、高精度のシミュレーションが可能である。

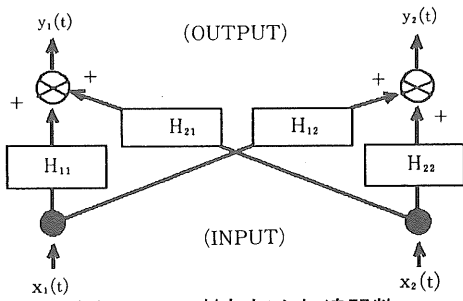


図5・22 2軸加振と伝達関数

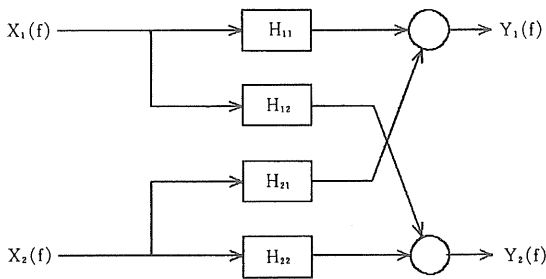


図5・23 2軸加振システムの制御モデル

よって得られる線形成分以外に多種の非線形成分が存在する)、加振信号、応答信号のフーリエ変換(周波数領域)を $X(f)$ 、 $Y(f)$ 、伝達関数を $H(f)$ とすると

$$Y(f) = H(f)X(f) \quad (1)$$

となり、モデルは次の式で表わされる。

$$Y_1(f) = H_{11}(f) \cdot X_1(f) + H_{21}(f) \cdot X_2(f) \quad (2)$$

$$Y_2(f) = H_{12}(f) \cdot X_1(f) + H_{22}(f) \cdot X_2(f) \quad (3)$$

次に、式(2)、(3)をマトリクス表示すると

$$\begin{bmatrix} Y_1(f) \\ Y_2(f) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}(f) & H_{21}(f) \\ H_{12}(f) & H_{22}(f) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_1(f) \\ X_2(f) \end{bmatrix} \quad (4)$$

となる。ここで、逆伝達関数 $H^{-1}(f)$ を用いて(1)式より加振信号 $X(f)$ を求めると

$$X(f) = H^{-1}(f)Y(f) \quad (5)$$

となるので、(4)式から次式を得る。

$$\begin{bmatrix} X_1(f) \\ X_2(f) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}(f) & H_{21}(f) \\ H_{12}(f) & H_{22}(f) \end{bmatrix}^{-1} \cdot \begin{bmatrix} Y_1(f) \\ Y_2(f) \end{bmatrix} \quad (6)$$

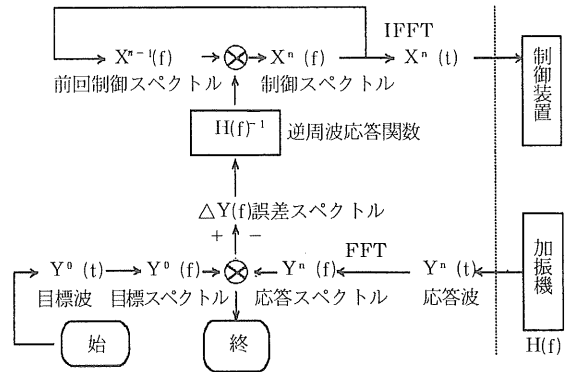


図5・24 イタレーション信号の流れ図

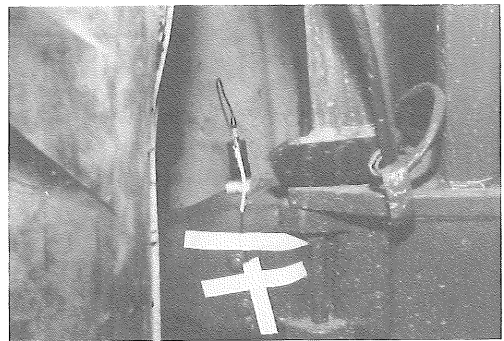


図5・25 後車軸に取付けられた加速度検出器

得られた(6)式を基本とする制御内容について、実行手順に従って説明する。

- 1) 1回目の制御波形 $x^1(t)$ を求める。

$$X^1(f) = K_1 \cdot Y^0(f) \cdot H^{-1}(f) \quad (7)$$

ここでは K_1 は1回目の補正定数、 $Y^0(f)$ は目標波形である。求めた $X^1(f)$ を逆フーリエ変換して、時間領域の加振波形 $x^1(t)$ とする。

- 2) 1回目の加振による応答波より誤差 $\Delta Y(f)$ を求める。

$$\Delta Y(f) = Y^0(f) - Y^1(f) \quad (8)$$

ここで

$$\Delta Y(f) = Y^0(f) - Y^n(f) \quad (9)$$

ただし、 $Y^n(f)$ は n 回目の応答波形とする。

- 3) 次に2回目の制御波形 $x^2(t)$ を求める。

$$X^2(f) = X^1(f) - K_2 \cdot \Delta Y(f) \cdot H^{-1}(f) \quad (10)$$

ここで K_2 は2回目の補正定数である。加振波形 $x^2(f)$

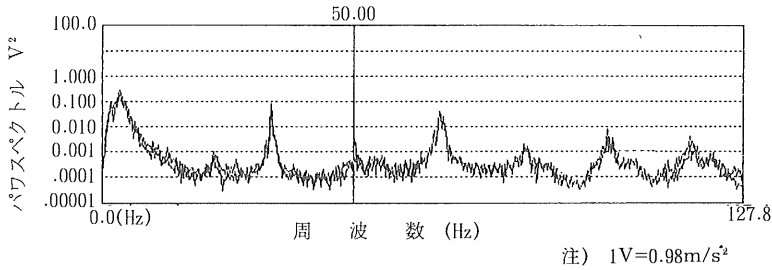


図5・26 収録データのパワースペクトル

は、1)と同様に逆フーリエ変換して求める。

すなわち、n回目の制御波形 $x^n(t)$ は

$$X^n(f) = X^{n-1}(f) - K \cdot \Delta Y(f) \cdot H^{-1} \quad (11)$$

から求められる。ここでKは補正定数。

以上の制御内容を整理した信号の流れを、図5・24に示す。

5. 3. 3 2軸ロードシミュレーションに関する試験

本節では前節で述べた手法を用いて、トラクタを供試機として実験を行い、本システムの実用性を検討する。

実験は、図5・20のシミュレーションの手順に従って行った。

(1) 実働データの計測

実働データは、トラクタの前後車軸に加速度検出器を取り付け(図5・25)、実働時あるいは悪路(ISO5008路面)走行時のデータを、携帯用データレコーダ(TEAC HR-30E)に収録した。収録データはA/D変換後、パソコンのデータファイルに収納する。

(2) 伝達関数の計測

シミュレーションの目標波形を作成するに当たって、実働データから機関振動等の成分を取り除くこととした。その理由は、実働データをそのまま加振機の上下動によって再現することはできないし、ロードシミュレーション機関振動を含めることは無意味なためである。

そこで、実働データ収録時と同様の機関回転数で伝達

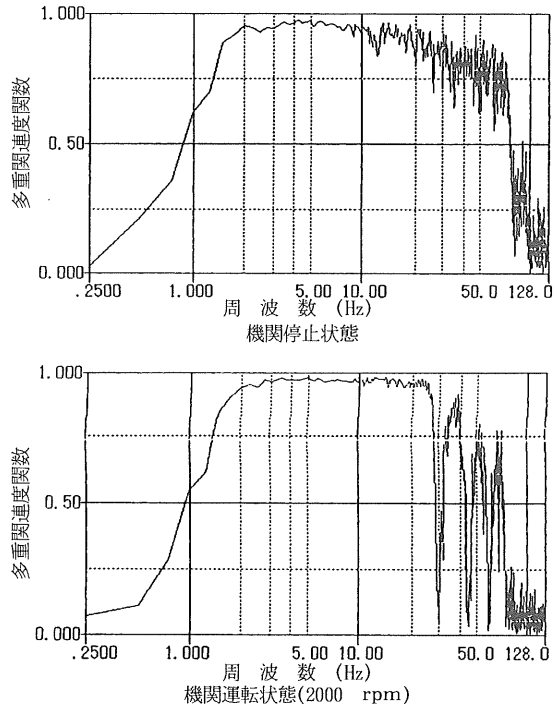


図5・27 多重関連速度関数

関数を計測し、多重関連速度関数 (multiple coherence function)^{*) 119)}を求め、低い値を示す周波数成分をカットして目標波形を作成する。

図5・26に実例データのパワースペクトル (power

*) 多重関連速度関数は、各応答信号 (出力 $y_j(t)$) とすべての加振信号 (入力 $x_j(t)$, $j=1, 2, \dots, n$) との間の関連度を表す。付加的な測定雑音 (外乱信号) があつたり、非線形成分が多いと関連度は減少する。関連度関数は0と1との間の値をとり、1であるならば系は理想的な定係数線形系である。もし入力と出力とが完全に無相関であれば関連度関数は0である。

多重関連速度関数 $\gamma_{ij}^2(f)$ は次式で定義される。

$$\gamma_{ij}^2(f) = \frac{H_{ij}(f) S_{y_i x_j}(f)}{S_{y_i y_i}(f)}$$

$H_{ij}(f)$: $y_j(t)$ と $x_j(t)$ との伝達関数

$S_{y_i x_j}(f)$: $y_i(t)$ と $x_j(t)$ の相互スペクトル密度関数

$S_{y_i y_i}(f)$: $y_i(t)$ のスペクトル密度関数

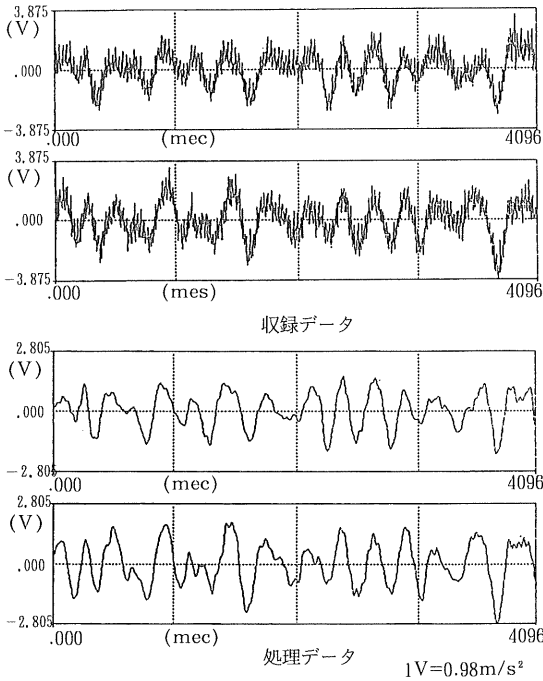


図5・28 収録データと処理データ

spectra) を示す。3.25Hzのピークは走行による振動であるが、33.5Hz、67Hz等のピークは機関振動の1/2、1次成分に起因するものと考えられる。このことは、機関を回転させて計測した多重関速度関数(図5・27)が、停止して計測した場合と比較して30Hz、45Hz、60Hz付近で減少していることから明らかである。

図5・28に実働データと処理データを示す。この処理データの例は、1.5~25.5Hz以外の周波数をすべてカットしている。

次いで、伝達関数の計測手法について述べる。

伝達関数は図5・29に示すとおり、入力と出力の間の要素の特性である。本システムでは加振点と計測点の間はタイヤ等の複雑な構造体となっており、さらに加振機自体も特性を持っている。そこで試験対象物と加振機

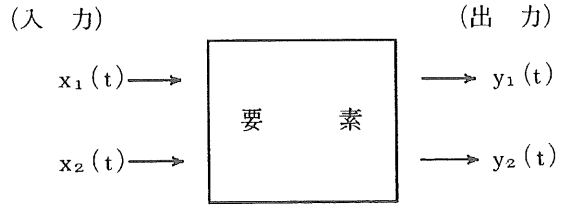


図5・29 伝達関数模式図

を含めて考え、加振機系の制御入力信号から制御対象点の出力信号までの伝達関数を求めることとした。

このシミュレーションを少ないイタレーション操作で精度良く行うためには、正確な伝達関数の計測が前提となる。一方、構造体の特性や試験目的によって最適となる加振信号を選ぶことは、正確な伝達関数を計測するうえできわめて重要である。本システムでは、“パワスペクトルランダム制御波形作成”プログラムを用いて実走行データに近いパワスペクトルを設定し、バースト・ランダム(burst random)波で加振する方法を採用した。図5・30に制御波の作成例、図5・31に伝達関数計測の流れ図を示す。ホワイトノイズのように一様のパワスペクトルでは、低周波数域での関速度関数が減少し、適切な伝達関数を求めることはできない。

伝達関数の計測の適否に関しては、偏関速度関数*¹⁾による判定も重要である。偏関速度関数は、前述の目標波作成の周波数カットや各伝達関数の特性把握にも有効である。トラクタと自動車の計測例を図5・32に示す。各々の図中の左下、右上はクロス成分(右入力→左出力・左入力→右出力)、左上、右下はオート成分(右入力→右出力・左入力→左出力)の偏関速度関数を示す。クロス成分の偏関速度関数はトラクタが高く、オート成分では自動車が高くなっている。このことは、自動車では左右車輪の相関が低いのに対して、トラクタでは左右間にかかなりの相関があることを示している。これはトラクタの構造上、左右の制御対象点をタイヤ近くに(できる

*¹⁾ 加振信号 $x_j(t)$ と応答信号 $y_i(t)$ との偏関速度関数 $\gamma_{y_i x_j}^2(f)$ は次式で定義される。

$$\gamma_{y_i x_j}^2(f) = \frac{|\Delta S_{y_i x_j}(f)|^2}{\Delta S_{x_j x_j}(f) \cdot \Delta S_{y_i y_i}(f)}$$

$\Delta S_{y_i x_j}(f)$: $x_j(t)$ と $y_i(t)$ の残差相互スペクトル密度関数

$\Delta S_{x_j x_j}(f)$: $x_j(t)$ の残差スペクトル密度関数

$\Delta S_{y_i y_i}(f)$: $y_i(t)$ の残差スペクトル密度関数

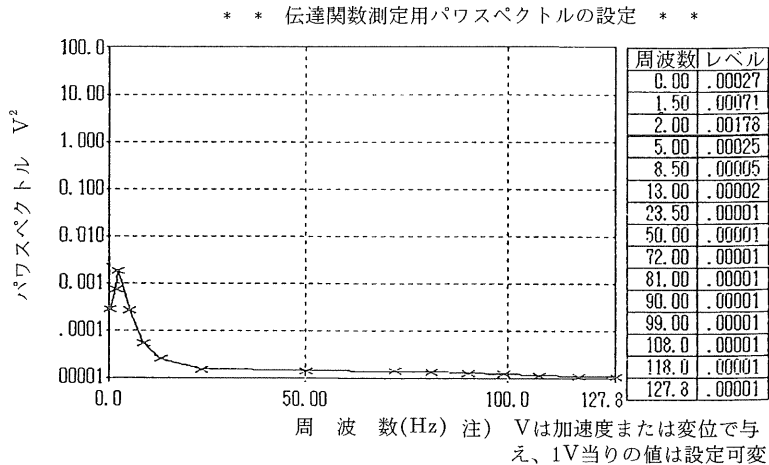


図5・30 伝達関数計測用制御波の作成

だけ左右を離して) 設定しにくいこと、緩衝機能を持たない懸架機構に起因する。前節で述べたとおり、結果的にはこのことがシミュレーションをより複雑にしている。すなわち、トラクタの様な剛体特性を持つ構造体のロードシミュレーションでは、特に伝達関数の影響を強く受けるので、非線形成分の影響を極力抑えた信頼性の高い伝達関数の計測が重要であり、平均化処理のための計測回数も含めて今後の研究課題である。

(3) イタレーション

伝達関数計測後、イタレーションに入る前に偏関連度関数あるいは多重関連度関数の計測結果をもとに、制御(逆伝達関数による制御波形の計算)の対象とする周波数を決定する。図5・31の伝達関数計測フローの“制御スイッチ設定”で、関連度関数の低い周波数のカットや設定関連度関数以下の周波数域のカット操作を偏関連度関数、多重関連度関数を対象に行う。宮島ほか¹⁰⁾は自動車の例として、多重関連度関数が0.8以上であれば再現が可能であると述べている。

実働データから作成した目標波データと求めた伝達関数から、イタレーション初回の制御波形を計算し、加振する。求められた応答波形と目標波形の誤差を求め、その誤差信号と伝達関数によって制御波形を補正し、次の制御波形を作成する。このシーケンスを目標波形が許容誤差範囲に収まるまで繰り返す。図5・33にイタレーション結果の例を示す。ロードシミュレーションの例では、55回のイタレーションで右側12.18%、左側25.96%

の誤差率の時間領域波形を得た。左右の差は、加振機系と計測構造体の左右の特性差によるものと考えられる。誤差は目標波から応答波を引いた誤差波形のrms (root mean square) 値と目標波のrms値の比率で表わした。最終応答波形をパワスペクトルで判定すると、25%以内の誤差率が実用的には一応の目安と考えて良い。

イタレーションの原理と実験結果について述べたが、イタレーションの過程では波形補正のための制御係数の設定、応答波データのサンプリング回数などの制御波形作成のための演算パラメータの設定が必要であり、この設定がイタレーション回数、最終誤差に影響を与える。伝達関数あるいは演算パラメータの設定によって、イタレーション回数及び最終誤差に大きな開きがあり、一概に論じられない面がある。これらの十分な説明には多くの実験が必要であると考えられる。

(4) シミュレーション運転

イタレーション操作により得られた波形をデータファイルに収納し、この波形を入力として目的に応じてシミュレーション運転を行う。なお、実働データから目標波形を作る経過を中心に説明してきたが、定常波(サイン波、三角波)や4波合成波(周波数の異なる4つのサイン波)についても同様の手法で波形作成が可能であり、これから得られた目標波形によってもシミュレーションが行える。

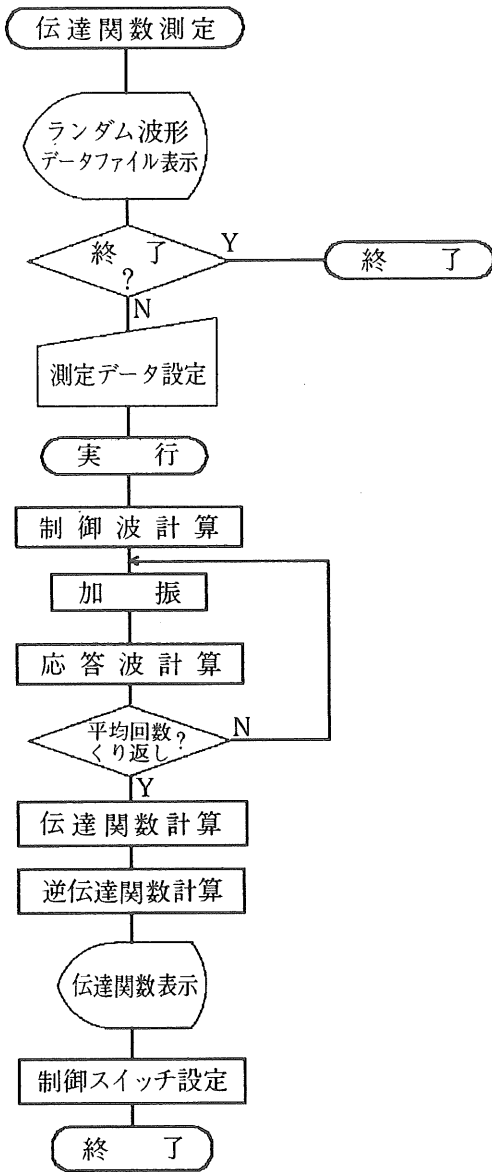


図5・31 伝達関数計測の流れ図

5. 3. 4 まとめ

加振システムの試作及び実用試験の結果、次の点が明らかになった。

1) 振動伝播に影響する加振機ピットの構造、加振力の吸収方法とも、実用上特に問題は認められなかった。

2) ISO5008 パターンのプログラム化は、各種農業機械の振動測定、耐久試験にも広く利用できる。Rougher trackについては実態とかけ離れているという考え方もあり、振幅、走行速度の可変機能は利用上有効と思われる。

3) ロードシミュレーションに関して、トラクタは懸架機構に緩衝機能を持たない剛体構造であり、機関振動の吸収が十分でないという特異性を有する。

4) 機関振動に起因する成分や関連速度関数の低い成分を制御対象から除くことにより、シミュレーションが可能であった。

5) 伝達関数の計測には、実走行データに近似したパワースペクトルを各種設定し、バースト・ランダム波で加振した。

6) 制御対象点と各加振点との入出力応答(伝達マトリクス)を利用することにより、トラクタのロードシミュレーションが可能であることが確かめられた。

7) 偏関連速度関数、多重関連速度関数による非制御成分の決定やイタレーション操作の補正定数の設定によって、シミュレーションの精度や所要時間が大きく異なることが明らかとなった。

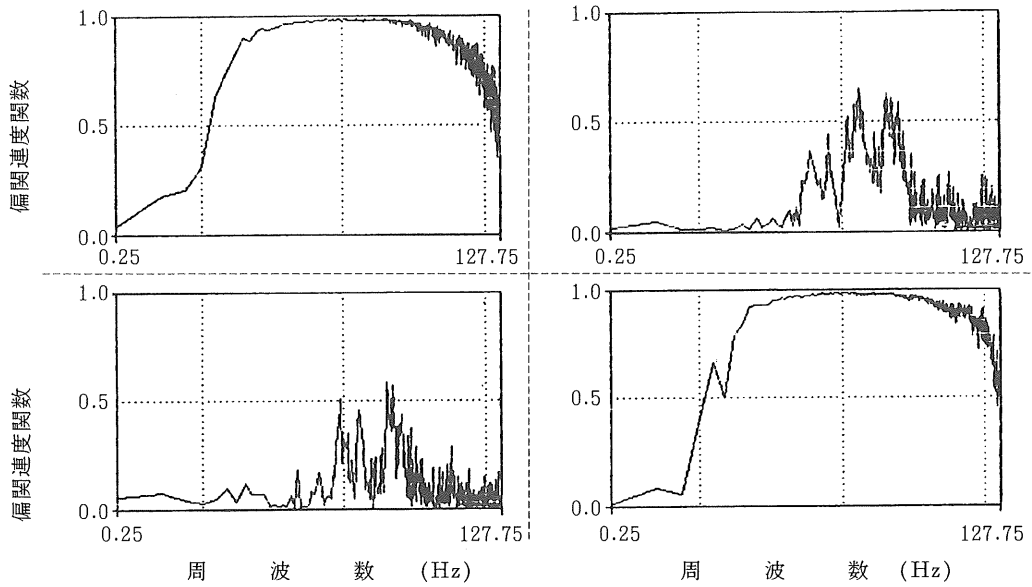
5. 4 考察

農業機械の分野においても、多くの室内試験についての研究報告があり、その大部分は性能試験あるいは負荷を単純化した連続運転試験に関するものである。

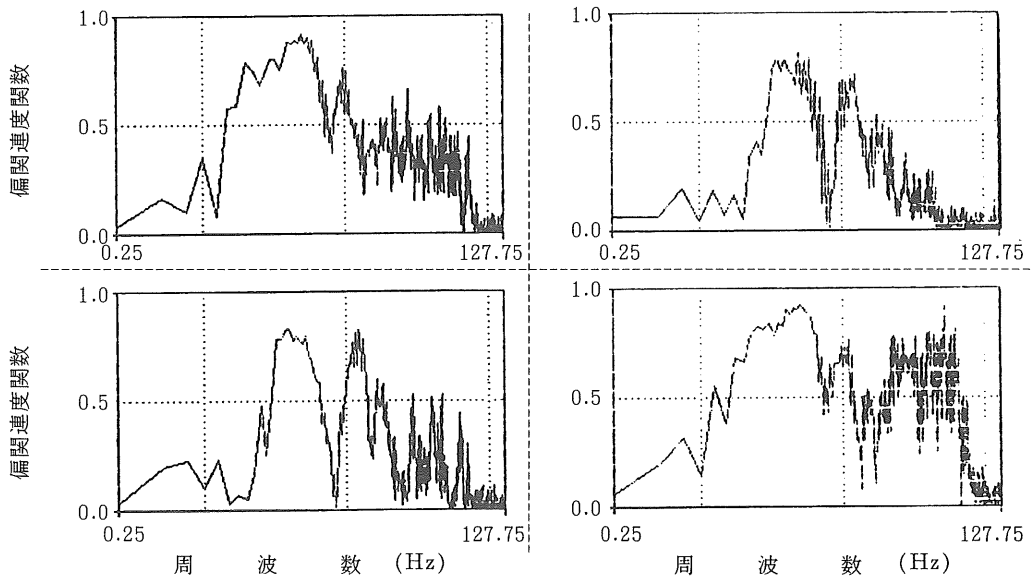
本フィールドシミュレーションシステムは、こうした従来の試験に、実働データを高精度にシミュレーションする手法を組み入れたもので、いわゆるシミュレータとして十分な意義を有している。すなわち、一定の条件でのデータ収集、耐久・加速試験の省力化、試験の迅速化等に対してきわめて効果的であることによる。

P T O軸を動力計と接続して変動負荷を与え、同時に各種の波形で後車軸を加振できることを実験的に確認した。しかし、さらに高速度の条件をシミュレートするためには、車輪の設置方法あるいは車輪パレットの形状等に検討を必要とする。

P T O軸フィールドシミュレーションシステムは、実働データを自由に編集し各種の負荷パターンを作成できるため、性能・耐久試験に広く応用できる。応用実験と



自動車車軸振動の偏関連速度関数



トラクタ車軸振動の偏関連速度関数

図5・32 自動車とトラクタの振動伝達特性

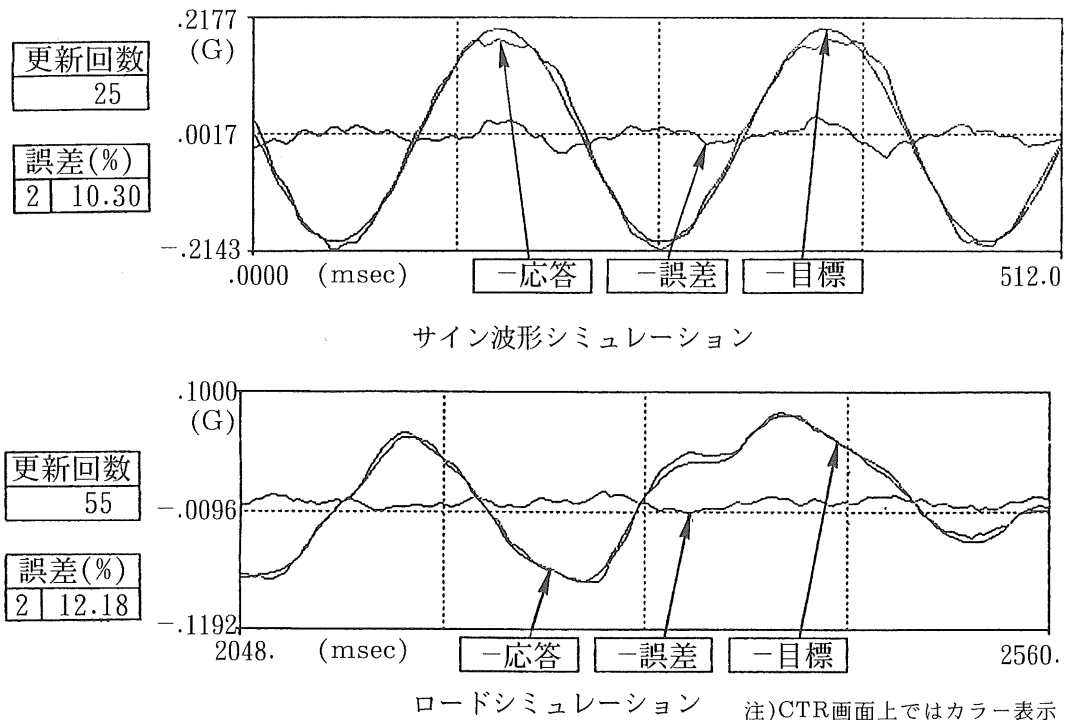


図5・33 最終応答波(再現波形)

して、実働データの負荷倍率を変更し、負荷条件と排気煙濃度との関連、反射式スモークメータと光透過式スモークメータとの関連及び排気煙濃度とNO_x濃度との関連の把握に適用し、室内シミュレーションの有効性を確認した¹⁴⁸⁾。

加振システムのロードシミュレーションでは、約50回のイタレーションを必要とした。偏関連度関数や多重関連度関数による判定、各種演算パラメータの設定との関連を多くの実験に基づき解明し、20~30回のイタレーションで25%以内の誤差に収めることが今後に残された問題である。また、P T O軸の動力計への接続の有無や検出器の取り付け位置(輪距方向に対して)が、加振システムのシミュレーションに与える影響に有意差は認められなかった。これは対象構造体、並びに実験例が少なかつたためと推定される。すなわち、高精度かつ合理的に計測パラメータを決定するためのシステム同定(system identification)が、

シミュレーションの要点であり、不可欠の技術である。この点については、今後さらに実験例の増加のなかで明らかにしていきたい。

基本的システムの構築についてさらに進めて考えると、構造物と制御系の動特性を総合的に線形構造システムとして同定し制御する手法を、非線形システムの動特性を重視したシステムのモデル化(modeling)やエキスパートシステムの導入による制御パラメータ設定の合理化と結合して考えることが望まれる。

6. 総 括

トラクタの性能試験としては、OECDテストコードが世界的に最も広く実施され、米国（ネブラスカ大学）の参加にみられるようになお参加国増加の傾向になる*）。

しかし試験方法に関しては各種の意見があり、トラクタ性能試験に関するコードは、全性能コード(Full Performance Code)と限定コード(Restricted Performance Code)に分割されている。限定コードは、2、3及び4章で検討したPTO軸性能(Main power take-off)、けん引性能(Drawbar power and fuel consumption)及び油圧性能(Hydraulic power and lifting force)で構成され、全性能コードは上記の項目の他に、旋回、重心位置、ブレーキ、騒音及び機関性能に関する試験項目が含まれる。また同じ項目でも、PTO軸性能には最大出力での2時間連続運転、あるいはけん引性能には一定の条件での10時間の連続運転が規定されている。両コードが共存する背景には、データを管理できる製造国と管理しにくい輸入国の立場の違いがある。すなわち、現在のトラクタ技術の水準からみて全項目にわたる試験は必要ないし、耐久性の確認には現行の手法では困難であるとする考え方と、可能な限り多くの情報提供がコードの基本であるとする意見がある。

しかし、二元化されて4年の経過をみると、試験期間の短縮と費用の低減という有利さから急速に限定コードの適用に移行している。このような現状から、公的試験としてはPTO軸性能、けん引性能及び油圧性能が必須項目として存続していくものと推測される。

一方、全性能コードに準ずる試験や耐久性に関する試験は、製品への信頼性作り込みの観点から、試験研究機関や生産段階での評価システムのなかでさらに重要度を増すことになるであろう。

また、2、3及び4章以外の試験で、精度の向上及び省力化が望まれているのがブレーキ試験である。ブレーキ試験の問題点は、試験者によりブレーキペダルに対する応答速度に差がある、あるいはトラクタが停止するまでの踏力の維持に差がでることである。各国ではこの問題を熟練者により解決している。著者らはこの固体差を

解消するため、空圧シリンダをヒューマンレグとして用い、3章の第5輪を速度計として組み合わせることによりブレーキ試験装置を開発した。空圧タンクを搭載するため装置としてやや大がかりではあるが、初速度や停止距離の計測の高精度化あるいは設定踏力の維持の自動化については良好な結果が得られている。

また、わが国独自の試験として防水性能試験があり、各国で生産されるトラクタの防水性能を向上させるためOECDテストコードの随意試験として採用を建議した経緯もある。試験は一定時間、一定速度で泥水槽で運転し、分解して機体内部への水の侵入を調査する。

試験装置は、当初、前輪を対のローラーに載せ後輪を門型のフレームにチェーンで吊り下げて運転したが、セット、取り外し、水深の調節に時間と労力を必要とした。現在は、2章で用いたと同様の油圧式昇降テーブルの上面に前輪用の対のローラーと後輪用のフリーローラーを設け、テーブルの上下により水深を調節している。油圧シリンダを水中で使用しているが、耐久性の面でも特に問題は出ていない。

わが国で生産されるトラクタの防水性能に関しては、防水シールの性能向上により特に問題ない。しかし、輸入機についてはまだ完全とはいえない。また、水田作を行う国では防水試験装置に対する関心が強く、現在も著者らの設計による装置がインドに建設中である。

わが国のトラクタ技術のレベルでは導入のための試験としては必要としないが、耐久性、信頼性向上の面からは必須の試験項目であると考えられる。

以上、本論文との関連で性能試験全般について通観した。トラクタの発展段階では前述のような2時間、10時間という試験が意味を持っていたし、4章で述べたわが国独自の連続運転試験も大いに耐久性の向上に寄与したと考えられる。しかし、現在のトラクタの技術水準からみて、このような手法では評価できない段階にある。そこで、十分な製品保証が可能な、高度な信頼性評価技術の開発が望まれている。この技術は、現在のブルーピンググラウンドでの試験を各種のシミュレーションシステムに置き換える形で進展するものと思われる。

本論文は、開発したPTO軸性能、けん引性能、油圧性能及びフィールドシミュレーションシステムの各「計測システム」について論述し、それぞれに関して計測手

*)最近、米国を始めカナダ、インド、チェコスロバキア、中国が加わり、参加国は26ヵ国となった。

法と設計適正值を提案したものである。

1. P T O軸性能試験システムの開発

現在の技術水準では、P T O軸性能試験によりトラクタ性能の大半を理解できるといっても過言ではない。故に一定の温度条件で正確に計測する事が要求される。

トラクタの据え付けに当たっては、動力計またはトラクタを上下できる装置を備え、連結する自在継手の水平調節を容易にすべきである。

動力計の選定に当たっては、二つの方法がある。一つは、所要出力を動力計の定格出力に合わせて選択する方法である。この場合、渦流式電気動力計では1,000あるいは2,000rpm以上の回転数で定格出力を吸収するので、P T O軸と動力計の間に増速機を入れなければならない。機関と併用する場合は別であるが、この方式は価格的にも高く、設置面積も大きくなるので避けるべきである。もう一つの方法は、計測対象となるトラクタの出力、トルク特性を動力計の性能線図にプロットし、特にP T O軸回転数500 rpm程度の低速域で吸収できる動力計を選定することである。直流式ではそのようなことはないが、渦流式では100kWを吸収するために400kWあるいは700kWの動力計を必要とするが、それでも上記の方式より安価である。

動力計のプログラム制御に当たっては、負荷の整定が鍵となるのでこの点を最優先に考えるべきである。著者らの実験では下記(2)の結果を得たが、これは著者らの使用した動力計とトラクタの組合せにおいてであり、動力計の特性によりサンプリング周期、補正率も異なるので、システム設計に当たっては数値を固定せず、設定を可変にしなければならない。また、制御ソフトウェアについては、できるだけヒステリシスを除くような形の整定方法が望まれる。

直流式動力計の制御に当たっては、制御が駆動側に行くことのないような安全装置が必要である。特に、制御の切り替え(電流制御⇔速度制御)時には注意が必要である。

最大出力の検索については、ほとんどが定格回転数付近にあるので機関回転数で±100rpm程度の範囲が一応の設計目安値となる。この回転数範囲であれば、10分程度で検索が可能である。検索最少回転数はP T O軸回転数

で2～3rpmが一応の目安となる。

試験システムは、基本的には全自動とする。これは計測技術とトラクタ機関性能の安定性からみて十分可能である。ただし、システムにはシーケンスモニタを完備し、常に運転状況を把握できるように設計すべきである。また、何かの条件で試験を中断した場合でも、その位置から継続できるような設計をすべきである。この点は設計時には見落としがちであるが、運転上は不可欠の要素である。

本研究から得られた結果を要約すると次のとおりである。

(1) P T O軸性能試験において動力計にトラクタを接続するための油圧式昇降テーブルを考案し、その有効性を確認した。

(2) 動力計のプログラム制御において、サンプリング周期 α は3～5s、補正率 β が70～80%で30s以内で目標値に収束することが分かった。

(3) P T O軸回数10rpm間隔で7点の予備検索をし、その7点中の最大点を起点とする検索手法により、期待どおりの最大出力検索ができた。従来からの手動操作による経験的な手法が、プログラム運転でも有効であることが分かった。

(4) 調速レバー制御において、標準P T O軸回転数において最大出力の得られる調速レバー開度を設定する制御プログラムを開発した。言い換えれば、試行錯誤的な手動制御による手法を理論的に表現することができた。

調速レバーアクチュエータのトラクタへの装着については、汎用的な方式が重要であることが分かった。

(5) 実用実験の結果、試験の平均所要時間は約3時間で、試験後のデータ処理を含めてほぼ目標どおりの省力化が達成できた。

2. けん引性能試験システムの開発

けん引性能試験は、実際の農作業に最も近い状態で行われるため、試験結果は農家を初め広く利用されている。しかしこの試験は、テストコースやダイナモメーターカーといった大規模な試験設備と多くの人員を必要とする。データ処理量も多い。また、20km/hの速度でトラクタとダイナモメーターカーを接続して狭いコースを回りながら計測するため危険を伴うことも多い。また屋外の

試験であるため、どうしても計測精度が低下する。

これらの問題点の解決が、試験実施上、重要な問題となっている。

ダイナモメーターカーの設計に当たっては、自動追従方式は不可欠である。自動追従方式の困難さによる危険よりも、長時間追従運転を強いられる運転者のもたらす危険の方が重大である。また、データ処理装置、動力計制御盤、発電機制御盤及び変速装置を計測室に集中し、一人操作を考慮した設計が望ましい。

ダイナモメーターカーの走行部を四輪駆動方式にすることにより、吸収けん引力を増加できる。

搭載する負荷装置としては、電磁リタゲ等いくつかの方式が考えられるが、負荷の安定性から判断すると渦流式電気動力計の採用が適切である。動力計の回転数は、計測室の騒音あるいは万一の場合の危険性を考慮すると、3,000rpmが一応の目安である。すなわち、3,000rpmで最大出力を吸収できるよう変速機の減速比を決定すべきである。

計測については、ダイナモメーターカーにデータ処理装置を搭載し、計測データを判定しながら計測を進めるべきである。

収集データの精度及び同時性を確保するため、基本となるけん引力にコンパレータを用いて $\pm 50\text{N}$ 程度の上限、下限を設定し、この範囲に入っているとき同時に燃料消費量、走行速度等のデータを収集するというような方式の採用が必要である。

現在の情勢では比較試験としての意義も強いため現行の室外実車走行の手法もやむを得ないが、将来的には室内化を指向すべきである。また、試験方法についても、目的によっては簡略化して計測走行速度段を最大出力と最大けん引力を發揮する速度、それに代表的なけん引作業速度（7km/h前後）に限定しても、およその出力包絡線を推定できる。

本研究から得られた結果を要約すると次のとおりである。

(1) 試作ダイナモメーターカーに自動追従方式を採用し、省力化及び安全性の向上を図った。

(2) 渦流式電気動力計を含む動力吸収系のフィードバック制御回路は、負荷の安定に効果的であることが確かめられた。

(3) 屋外での計測精度の向上、試験の省力化を目的として、データ処理システムを開発した。負荷信号を監視し入力条件の成立で各データを入力する手法を提案し、本法の妥当性を明らかにした。また、プロセス分析の結果から、省力化を確認することができた。

3. 油圧性能試験システムの開発

本試験装置開発の鍵は、トラクタ三点リンクの昇降速度に追従して一定の負荷を維持することである。すなわち、負荷の応答速度と制御精度が基本的検討要素である。

総合的に判断すると、負荷発生装置としては油圧シリンダが適している。

揚力を計測するロードセルは、シリンダの内部摩擦の影響を回避するためシリンダ上部に装着すべきである。このことによりロードセルをフィードバック用センサとする負荷制御系を簡潔に設計できる。

負荷シリンダには復動形油圧シリンダを採用し、荷重制御と変位制御の2制御モード機能を備えるべきである。変位制御モードの採用により揚程ごとの揚力を容易に計測できる。ただし、変位制御では供試トラクタの揚程以上にシリンダが作動することも可能なので、二重三重の安全対策が必要である。

設計仕様としては、追従速度800mm/s（上昇時）、500mm/s（下降時）、揚程1,200mm（最大）、荷重制御精度1%FS以内が一応の目安となる。変位センサとしては非接触のもので、0.3%FS程度のもので望ましい。

連続運転パターンのシミュレーションに当たっては、ステップ応答のオーバーシュート量を可能な限り低くおさえ、整定時間を早くしたい。2kN以下のオーバーシュート量と0.5s以内の整定時間が一応の目標となろう。

本研究から得られた結果を要約すると次のとおりである。

(1) 油圧サーボシリンダを負荷発生装置として、トラクタ油圧装置の負荷のシミュレーションが可能であることが分かった。シミュレーションの原理を提示するとともに、その応答特性についても明らかにした。

(2) 最大偏差3mm精度で、変位制御が可能であることが確かめられた。

(3) 連続運転パターンのシミュレーションにより、運転の自動化が可能となった。

4. フィールドシミュレーションシステムの開発

著者らは農業機械分野では例をみない新しい手法に基づいて、フィールドシミュレーションシステムを開発した。まだ研究の途上にあるが、加速試験法や寿命予測手法の開発により、試験・評価技術に新たな展望を与えるものと考えられる。

P T O軸の実作業時負荷のシミュレーションは、渦流式電気動力計の利用で十分可能である。本システムのように同時に加振する場合には、直接、動力計とトラクタを接続せず、中間にフレキシブル継手の介入が必要である。

加振システムの設計に当たっては、周辺環境あるいは建屋への振動の伝播防止が重要である。設計の目安としては、加振力の20倍の質量で振動を吸収できると言われている。トラクタの場合は車両と異なり走行部に緩衝機構を持たないため、トラクタ重量に応じた加振力が必要となるため大容量のアクチュエータが必要となる。緩衝機構がある場合には、バネ下荷重が加振の対象となるため小容量のアクチュエータで済む。

加速度波形修正制御システムによるトラクタのロードシミュレーションに当たっては、トラクタとしての特異性を配慮した手法の採用が望ましく、主要な点は次のとおりである。(イ) 伝達関数の計測に当たっては、ホワイトノイズのような一様のパワスペクトルのものではなく、トラクタの実走行データに近いパワスペクトルを作成し、加振する。(ロ) 走行部懸架機構に緩衝機能を持たない剛体構造であるため、ロードシミュレーションでは伝達関数の影響を強く受けるので、計測回数を増やす等の方法で信頼性の高い伝達関数を求める。(ハ) トラクタの場合は機関振動の吸収が十分でないものが多いので、シミュレーションの目標波の作成に当たっては、機関振動に起因する成分や関連度関数の低い成分を制御対象から除くことが望ましい。

本研究から得られた結果を要約すると次のとおりである。

(1) P T O軸フィールドシミュレーションシステムを開発し、実働データによる室内運転を可能にした。ほぼ所期の目的を満足しうるものであり、これにより負荷・回転数の頻度処理や実働データの編集による加速性の

高い運転も可能となった。

(2) 制振構造の実験室を設計し、2基(1基の加振力40kN)の加振機による加振システムを開発した。これにより、各種の加振波形のほか、ISO5008(人工悪路の規格)パターンの運転も可能となった。

(3) 次に、本システムの主目的であるシミュレーション手法について具体的な計算式を誘導し、その計算プログラムの概要を示した。

(4) さらに、シミュレーション実験から、シミュレーションにおけるトラクタの特異性やシミュレーションの過程で影響を及ぼす因子について明らかにした。

(5) 実用実験により、トラクタのロードシミュレーションにおける本手法の妥当性を実証できた。

参考文献

- 1) 農林水産省統計情報部編：昭和63農業調査報告書、農林水産省統計情報部、1989. 3.
- 2) 農林水産省農蚕園芸局肥料機械課編：主要農業機械の出荷状況調査結果(昭和63年1月～12月)、農林水産省農蚕園芸局肥料機械課、1989. 7.
- 3) Leviticus, L.I.: Nebraska and the Tractor Tests, Tractor Testing Lab. University of Nebraska. Lincoln, 1978.
- 4) Buckingham, F.: How Nebraska Tests Change, Implement & Tractor, 1985. 2.
- 5) The Nebraska Test Procedure - Using the Results, Agricultural Mechanization Asia, Africa and Latin America, Vol.16, No.3. 1985.
- 6) SAE編: Agricultural Tractor Test Code-SAE J708 Dec.84, Volume 4(On-Highway Vehicles & Off-Highway Machinery), 1988 SAE Handbook.
- 7) OECD編: OECD Standard Codes for the Official Testing of Agricultural Tractors, C(84) 163(Final), 1985.
- 8) OECD編: OECD Standard Codes for the Official Testing of Agricultural Tractors, C(87) 53(Final), 1987.
- 9) 日本長期信用銀行調査部編：長銀調査月報 農業機械産業の展望-安定成長を目指して-, No.193, 日本長期信用銀行調査部、1982. 5.
- 10) Potter, M.R.: Electronics on farm machinery: more productivity or more problems?, Agricultural Engineer, p58-61, Summer 1986.
- 11) 新農林社編: '90農業機械年鑑、p70-119、新農林社、1989. 10.
- 12) 西崎邦夫：トラクタの新技术と動向、農機学会北海道支部第40回研究発表会講演要旨、p61-65、1989.2.
- 13) 福田水穂、堀 吉晴：自動車の研究開発におけるスーパーコンピュータ利用の動向、自動車技術、Vol.42、1988. 4.
- 14) 大手 敏・才所敏明：エンジニアリングオートメーションとコンピュータシステム、日本機械学会誌、1988. 4.
- 15) Kinoshita, M. et al.: Laboratory Automation System for Small Tractor Research and Development, ASAE, Paper No.86-1571
- 16) 自動車技術会編：高性能車を生むCAEシンポジウム資料、自動車技術会、1986. 6. 20.
- 17) 二川曉美：デザインテクノロジーの必要性、日本機械学会誌、4、Vol.91、No.833、p312-317、1988.
- 18) 農林水産省編：農用トラクター（乗用型）の型式検査の主要な実施方法及び基準、1987. 8. 4改正、同日付官報公示
- 19) 農林水産省編：農用トラクター（乗用型）の型式検査の主要な実施方法及び基準、1989. 4. 11改正、同日付官報公示
- 20) ISO編: International Organization for Standardization (ISO): ISO Standards Handbook 13 Agricultural machinery, 1983.
- 21) ISO編: Agricultural tractors-Test procedures -Part 1: Power tests, ISO 789/1-1981.
- 22) 西崎邦夫ほか5名：トラクタ試験装置に関する研究-PTO軸性能試験装置-、農機誌、Vol.49、No.4、p381-390、1987.
- 23) 小野雅道ほか：エンジン性能テストのラボオートメーション、自動車技術、Vol.23、No.11、1980.
- 24) 鳥切弘行・宮林建郎：ラボラトリーオートメーション、内燃機関、山海堂、Vol.23、No.293、1984.
- 25) 木下幹男ほか2名：トラクタ開発におけるLA、クボタ技報、久保田鉄工株式会社、No.18、p62-79、1985.
- 26) 松代正三：流量、計量管理技術双書(5)、計量管理協会編、コロナ社、1978.
- 27) 内燃機関編集委員会編：内燃機関の実験と計測、山海堂、1969. 4.
- 28) 山海堂編：内燃機関の実験と計測(I)、内燃機関、Vol.15、1976. 9.
- 29) 山海堂編：内燃機関の実験と計測(II)、内燃機関、Vol.15、1976. 11.
- 30) 山海堂編：内燃機関の実験と計測(III)、内燃機関、Vol.16、No.203:1977. 11.
- 31) 農業機械学会編：新版農業機械ハンドブック、IV-9-3(性能試験)、コロナ社、1984. 3.
- 32) Söhne, W・Renius, K.T.(寺尾日出男訳)：西独

- における農用トラクタの発達—過去25年間の発展概史—、農機学会北海道支部会報、第26号、p69-78、1985. 10.
- 33) 西崎邦夫ほか2名：農用トラクタ搭載ディーゼル機関の性能に関する調査、内燃機関、山海堂、Vol.27、No.350、1988. 12.
- 34) Nation,H.J.:A Load Vehicle for Tractor Testing under Sub-tropical Condition,J. agric.Engng Res. , 12 (3), p238-245, 1967.
- 35) OECD編：OECD Standard Codes for the Official Testing of Agricultural Tractors, Tractor Performance Tests—Use of an Axle Dynamometer,AGR/TS(87) 21, 1987.
- 36) OECD編：OECD Standard Codes for the Official Testing of Agricultural Tractors, Prediction of Drawbar Test Performance, AGR/TS(87) 22, 1987.
- 37) OECD編：OECD Standard Codes for the Official Testing of Agricultural Tractors, Proposal for Modification of Drawbar Test, AGR/TS (87) 23, 1987.
- 38) 金須正幸ほか3名：乗用トラクタの走行・牽引および耕うん性能に関する研究—研究所報告—、1966. 9.
- 39) 農業機械化研究所編：トラクタ耐久試験装置、農業機械化研究所、1969. 4.
- 40) 矢田恒二ほか3名：電気自動車の評価試験Ⅱ—台上試験—、機械技術研究所報告報告第101号、機械技術研究所、1979. 1.
- 41) 西崎邦夫ほか3名：ダイナモメーターカーの開発、農機学会第37回講演要旨、1978. 8.
- 42) 農業機械化研究所編：農用トラクタのけん引性能測定装置に関する研究—自動計測システム搭載ダイナモメーターカーの開発—、研究成績53-6、農業機械化研究所、1973. 3.
- 43) 西崎邦夫・新井清一：トラクタけん引性能試験装置—ダイナモメーターカー—、農機誌、Vol.41、No.2、p301-304、1979.
- 44) 森村正直：トランスジューサの進歩、インターフェイス、CQ出版社、No.10、1977.
- 45) 増田良介：工業ロボットの感覚センサ、インターフェイス、CQ出版社、No.10、1977.
- 46) 宮井幸夫：マイクロ波センサ、インターフェイス、CQ出版社、No.10、1977.
- 47) 蒲生良治：温度センサと電子回路、インターフェイス、CQ出版社、No.10、1977.
- 48) (株)明電舎編：ダイナモメータ応用システム
- 49) (株)明電舎編：動力計測システム特集、明電時報、No.6、1979.
- 50) パルス技術委員会編：パルス技術便覧、日刊工業新聞社、p1206、1966. 9.
- 51) 金須正幸：トラクタ性能の向上に関する研究—研究所報告—、農業機械化研究所、1971. 3.
- 52) 針生俊郎・町井辰夫：デジタルコンピュータによるエンジン実験データ処理システム、内燃機関、山海堂、Vol.14、No.164、1970. 3.
- 53) 高橋 悟・植田喜好：動力性能自動計測装置の開発、内燃機関、山海堂、Vol.14、No.164、1975. 4.
- 54) 寺尾日出男・近江谷和彦：トラクタ車輪のすべり率測定に関する一事例、農機誌、Vol.40、No.1、p21-27、1978.
- 55) 寺尾日出男ほか2名：第5輪の振動特性(第1報)—運動方程式について—、農機学会北海道支部会報、第18号、1977. 12.
- 56) 寺尾日出男ほか2名：第5輪の振動特性(第2報)—シミュレーション結果について—、農機学会北海道支部会報、第18号、1977. 12.
- 57) Culshaw,D.:Tractor Performance Testing on Axle Dynamometers—Choice of Torque Setting and Interpretation of Results,Journal of Terramechanics, Vol.25, No.2, p103-110, 1988.
- 58) Dwyer,M.J.:Prediction of Drawbar Test Performance, Journal of Terramechanics, Vol.24, No.2, p169-177, 1987.
- 59) 高村昭生・巻島一雄：容量式高精度検出器、Technical Report ONO SOKKI,(株)小野測器、No.8、p19-47、1984. 3.
- 60) 平松啓二：ミニコンの応用技法、産報、1971. 8.
- 61) 林 嘉男：人間・機械システムの設計、人間と技術社、1971. 8.

- 62) 日本自動制御協会ミニコン研究分科会編：ミニコン研究分科会資料、第4回基礎講習会テキスト—マイクロコンピュータ基礎から応用まで—、1976. 11.
- 63) 日本建設機械化協会編：けん引試験用データ処理装置、建設機械化研究所、建設の機械化、p.92、1971.7.
- 64) Leviticus, L. I. · Reyes, J.F.: Tractor Performance on Concrete, TRANSACTION of the ASAE, Vol.28, No.5, p1425-1429, 1985.
- 65) Parkhill, G. J.: A Computer Simulation of Tractor Drawbar Performance, Mechanical Engineering Transactions 1987.
- 66) 農業機械化研究所編：昭和48年度事業報告、p 277-278、農業機械化研究所、1974. 2.
- 67) 農業機械化研究所編：昭和49年度事業報告、p 250-251、農業機械化研究所、1975. 2.
- 68) Liljedahl, J. B. et al.: Tractors and Their Power Units, John Wiley & Sons, p350-383. 1979.
- 69) Smith, L.A.: A Fifth Wheel Transducer for Ground Speed Measurement on Agricultural Equipment, ASAE, Paper No.85-1083, 1985.
- 70) 金子公彦・岡本 昇：マイクロコンピュータのシャシダイナモメータへの応用、自動車技術、Vol.31、No.5、p363-369、1977.
- 71) 小松 實ほか2名：フィールドテストにおけるコンピュータ計測(第1報)—農用トラクタのけん引性能—、農機誌、Vol.48、No.1、p103-106、1986. 6.
- 72) 杉田 稔・杉田耕造：実用マイクロコンピュータ、テクノ、1977.
- 73) 西崎邦夫：トラクタの現状と課題、研究報告会資料、農業機械化研究所、1984. 2.
- 74) 西崎邦夫ほか5名：トラクタの騒音・振動について、農機学会第45回年次大会講演要旨、p10、1986. 4.
- 75) 高橋弘行ほか5名：四輪駆動トラクタのけん引性能、農機誌、Vol.48、No.2、p203-210、1986.
- 76) 落合良治ほか2名：乗用トラクタの試験装置に関する研究—作業機昇降装置性能試験装置の開発—、農機学会第39回年次大会講演要旨、p23、1980.
- 77) 西崎邦夫・高橋弘行：農用トラクタ性能の限定OECD標準テストコード、農機誌、Vol.47、No.4、p535-541、1985.
- 78) 西崎邦夫ほか2名：トラクタ性能試験装置に関する研究—自動油圧性能試験システム—、農機誌、Vol.50、No.2、1988.
- 79) 油田信一：制御工学の基礎知識、インターフェース、CQ出版社、12、No.115、p192-214、1986.
- 80) 大山恭弘ほか3名：現代制御理論に基づいたデジタル制御法の設計法、インターフェース、CQ出版社、12、No.115、p215-240、1986.
- 81) 新井清一・西崎邦夫：新・トラクタ総覧、日本農業機械化協会、p67-70、1983.
- 82) 高橋弘行ほか5名：トラクタ作業機昇降装置の揚力推定について、農機学会第47回年次大会講演要旨、p13、1988. 8.
- 83) SAE編：Three-Point Free-Link Hitch Attachment of Implements to Agricultural Wheeled Tractors—SAE J715 SEP83
- 84) 板谷 博・市原将広：トラクタにおける信頼性設計の進め方、クボタ技報、第2巻第2号、p155-163. 1977. 10.
- 85) 福田水穂ほか2名：動力性能など車両性能予測システムの現状と展望、自動車技術、Vol.40、No.1、p37-43、1986.
- 86) 上田昌則・柏原利夫：実働負荷解析による歯車疲労強度評価法についての考察、自動車技術、Vol.42、No.11、p1430-1436、1988.
- 87) Harral, B. B. et al.: Laboratory Simulation of Service Loading on a Rotary Cultivator, J.agric.Engng Res.32, p185-193, 1985.
- 88) 藤村則彦ほか2名：建機用計測車のオンラインデータ処理システム、三菱重工技報、Vol.25、No.5、p448-451、1988. 9.
- 89) Yu, D · Wills, B.M.D.: Dynamic Analysis of Impact Loading on Cultivation Implements, J.agric.Engng Res.37, p267-278, 1987.
- 90) 柳原規孝ほか3名：燃費・排出ガス・動力性能総合評価シミュレータ、自動車技術、Vol.34、No.2、p154-157、1980.
- 91) 星 満：自動車エンジンの信頼性技術入門(1)、内燃機関、Vol.26、No.332、p75-78、1987. 7.

- 92) 星 満:自動車エンジンの信頼性技術入門(2)、内燃機関、Vol.26、No.335、p113-120、1987. 9.
- 93) 星 満:自動車エンジンの信頼性技術入門(3)、内燃機関、Vol.26、No.336、p96-100、1987. 10.
- 94) Grogan, J. et al.: Microcomputer-based Tractor Performance Monitoring and Optimization System, J. agric. Engng Res.38, p227-243, 1987.
- 95) Chisholm, C.J.・Harral, B.B.: The Prediction of Implement Fatigue Life, AG ENG International Conference, Paper No.88.135, 1988.3.
- 96) 広島俊行ほか2名:アクスルの信頼性試験について、小松技報、Vol.33、No.118、p23-40、1987.
- 97) Chaudhary, A.P.・Ahmad, S.I.: Field Reliability of Farm Machinery, Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America, Vol.19, No.1, p73-78, 1988.
- 98) 自動車技術会編:シンポジウム資料“自動車構造・部品の強度寿命評価と信頼性設計に関する先端技術”、自動車技術会、1989. 2. 14.
- 99) 近江谷和彦:ほ場のプロフィールに関する研究(第4報)、農機誌、Vol.48、No.1、1986. 6.
- 100) ISO編:ISO 5008-1979, Agricultural wheeled tractors and field machinery Measurement of whole-body vibration of the operator.
- 101) 宮島正和ほか2名:台上耐久試験のシステム化、三菱重工技報、Vol.19、No.1、p26-34、1982.
- 102) 岩佐弘司・永田佳孝:車体の台上促進耐久試験方法、自動車技術、Vol.41、No.12、p1447-1454、1987.
- 103) Craig, J.B.:ITFC-How it works and where to use it, Carl Schenck AG, 1979. (未公表)
- 104) 吉村達彦・長田一司:自動車の強度耐久性評価技術の現状と将来、自動車技術、Vol.43、No.1、p84-89、1989.
- 105) 清野哲也・小杉隆司:振動シミュレーション技術の二輪車設計への適用、自動車技術、Vol.42、No.4、p491-499、1988.
- 106) 板橋多賀雄ほか2名:実車耐久の台上シミュレーション、自動車技術、Vol.28、No.3、p200-206、1974.
- 107) 古江幸熙・山口恵治:自動車の走行耐久試験と信頼性評価、自動車技術、Vol.31、No.8、p669-676、1977.
- 108) Gö hlich, H. et al.: Untersuchungen zum vertikalen Schwingungsverhalten von Ackerschleppern, Grundl. Landtechnik Bd.34, Nr.1, p13-18, 1984.
- 109) Weigelt, H.: Schwingungseigenschaften Vorderachsgefederter Landwirtschaftlicher Traktoren, Fortschrittberichte VDI, Reihe 14, Landtechnik/Lebensmitteltechnik, No.33, 1987. 3.
- 110) 日本機械工業連合会・日本自動車研究所編:農業機械の安全性に関する調査研究報告書(とくに振動問題を中心として)、1977. 8.
- 111) 日本機械工業連合会・日本自動車研究所編:農業機械の安全性に関する調査研究報告書(とくに振動問題を中心として)、1978. 7.
- 112) 醍醐秀博:農業トラクタ用人工試験路、自動車研究、Vol.1、No.7、p242-243、1979. 7.
- 113) 永島博通・岩佐弘司:自動車の強度信頼性について、自動車技術、Vol.42、No.11、p1443-1451、1988.
- 114) 後藤健一・森元 克:自動車の耐久試験法、自動車技術、Vol.25、No.7、p786-794、1971.
- 115) 西崎邦夫ほか4名:トラクタの耐久性に関する研究(第1報)-変動負荷試験システム、農機学会第47回年次大会講演要旨、1988. 8.
- 116) 西崎邦夫・猪之奥康治:トラクタの耐久性に関する研究(第2報)-ほ場作業シミュレーションシステムの実働運転、第48回年次大会講演要旨、1989. 4.
- 117) 西崎邦夫:トラクタの耐久性に関する研究-加振システム、生研機構昭63年度事業報告、1989.
- 118) 西崎邦夫:トラクタの耐久性に関する研究-PTO軸フィールドシミュレーションシステム、生研機構昭63年度事業報告、1989.
- 119) Bendat, J.S.・Piersol, A.G. (得丸英勝ほか訳):ランダムデータの統計的処理、培風館、1986.

- 120) 日本機械学会編：モード解析の基礎と応用、丸善株式会社、1986。
- 121) 日本機械学会編：機械・構造物の安全性、丸善株式会社、1988。
- 122) 日本機械学会編：振動工学におけるコンピュータナリシス、コロナ社、1987。
- 123) 高橋康英ほか2名：実用振動解析入門、日刊工業新聞社、1987。
- 124) 倉部 誠：図説モード解析入門、大河出版、1988。
- 125) 鈴木浩平：構造物の動特性同定に関する研究（最近の研究動向と一手法の提案）、日本機械学会論文集(C編)、54巻501号、1988. 5。
- 126) 日本機械学会編：モード解析とその効果的利用方法、日本機械学会640回講習会教材、日本機械学会、1987. 5。
- 127) 桜井俊明・高木道人：乗用車開発における非線形構造解析の現状と展望、自動車技術、Vol.43、No.1、p47-52、1989。
- 128) 渡辺 茂・須賀雅夫：システム工学とは何か、NHKブックス551、日本放送出版協会、1988。
- 129) Wong, J. Y.: Theory of Ground Vehicle, John Wiley & Sons, 1978。
- 130) 星 満・小林正志：TQCと信頼性-100のアドバイス、日刊工業新聞社、1982。
- 131) 小野隆彦ほか4名：伝達関数推定時の平均回数決定のための新しい誤差指標、電子情報通信学会、EA 88-45、1988. 8。
- 132) 桜井俊明ほか2名：乗用車のフロントエンド構造が車体の剛性・振動等の諸特性に及ぼす影響、三菱重工技報、Vol.25、No.1、p66-71、1988。
- 133) 農業機械化研究所：昭和50年度特別研究企画耐久性委員会議事摘録、1976. 4。
- 134) Rahama, O.A.・Chancellor, W.J.: Peak and Average Loads on Tractor Structures, ASAE, Paper No.86-1064, 1986.
- 135) Stange, K. et al.: Portable Instrumentation Package for Measuring Tractor Work, ASAE, Paper No.82-5516, 1982。
- 136) 白井正明・田鍋 実：実験モード解析のための加振方法（第1報、不規則連続打撃報の提案）、日本機械学会論文集(C編)、論文No.88-0231B、55巻509号、1989. 1。
- 137) 本橋圀司ほか2名：農業機械の負荷変動に関する研究-ディスクモータ、テグダのトルク変動-、農機誌、Vol.46、No.2、p219-224、1984。
- 138) Schrock, M. D.・Liu, Y.: Simulation of Tractor Engine and Transmission Control Systems, ASAE, Paper No.87-1504, 1987。
- 139) 岡本嗣男：ロータリ耕うん部のトルク制御に関する研究、1972. 1。
- 140) 農機学会編：農用トラクタの開発・改良のための課題と展望（その2）、昭和63年度技術研究会資料、農機学会1989. 1。
- 141) 日本機械学会編：動力用機器の破壊力学と余寿命評価の基礎、第680回講習会教材、日本機械学会、1988. 9。
- 142) NELSON, F.W.: Field Load Simulation for Durability Testing in the Lab, ASAE, Paper No.85-1589, 1983。
- 143) Petersen, J.・Wiβberger, G.: The Conception, Description, and Application of a New Vehicle Endurance Test System at AUDI NSU, SAE Technical Paper Series, 820094, 1982。
- 144) Nolan, S.A.・Linden, N. A.: Integrating Simulation Technology into Automotive Design Evaluation and Validation Processes, SAE Technical Paper Series, 871941, 1987。
- 145) 大下泰生ほか5名：トラクタ用ブレーキ性能試験装置の試作、農機学会関東支部大会講演要旨、1984. 9。
- 146) OECD編：OECD Standard Codes for the Official Testing of Agricultural Tractors and Protective Structures, Tractor Testing under Paddy Field Conditions, AGR/TS (83)5, 1983。
- 147) 全国農業機械商業協同組合連合会編：昭和62年度活路開拓調査指導事業報告書-農業用機械販売整備または整備業の技術戦略化ビジョン、全国農業機械商業協同組合連合会、1988. 2。
- 148) 生物系特定産業技術研究推進機構・農業機械化研究所編：生研機構昭63年度事業報告、p205-208、1989。

SUMMARY

STUDY ON PERFORMANCE TEST SYSTEM OF AGRICULTURAL TRACTORS

Kunio NISHIZAKI

Agricultural mechanization in our country has centered on rice cultivation which is the mainstay of Japanese agriculture, and machines such as tractors, rice transplanters, sprayers and combine harvesters have been developed with the rapid spread of walking tractors starting about 1960. In particular, the progress of mechanization since 1965 was remarkable, and now almost all the processes of rice production have been mechanized. And tractors led the way in the spread and the progress of technologies.

The spread of tractors in Japan exceeded one million at 1975, and it showed a yearly increase and attained 1.9 million at 1988. On the other hand, the shipment of tractors has also increased year by year. Although the shipment shows a trend which decreased during the past few years, around 200 thousand tractors are shipped a year. The ratio of import-export is fifty to fifty.

Under the above backgrounds, a tendency to start testing and evaluation increased rapidly. The manufacturers have to read the market precisely and produce to reflect the demand to products at an early stage in the development process. From this view point, the reduction of development time by the improvement of accuracy and efficiency in the design evaluation and validation processes has become an important issue. And users have come to demand detailed information from test data for the selection and utilization of machinery.

Thus, this paper presents the basis and concrete methods for the automation and systematization of tractor testing, including the field simulation for PTO shaft loads and axle vibration. Such research for the measurement and evaluation of performance is apt to be thought as the incidental field of research and development. For this reason, the testing methodology has not been systematized and remains as a field which is tardy in research and still largely unsolved.

Given below is the summary of the achievements and discussion in each chapter:

(1) PTO shaft performance testing system. The status of the progress of LA (laboratory automation) is outlined, and the research and development on PTO shaft performance testing system are described. Everything for PTO performance test from the introduction of the temperature control laboratory and the setting of testing tractors to the analysis of data is investigated in this study.

First, a lifting table to adjust the height of PTO shaft connecting to the dynamometer has been developed. It is found that this method is effective for the setting of testing tractors.

Secondly, on the program-control of the dynamometer, data sampling interval and the rate of correction for the fast convergence have been examined and determined. These values are introduced into the testing system numerically. Thus, it is found that the convergence to the required value can be completed within 30 seconds using above signals.

On the method of search for maximum PTO shaft power, it is found that the computer programs for searching which are made the same as manual operations produce excellent results in practical application. This method is effective even if the power characteristics change.

On the program-control of the speed control lever, the control program for setting the speed control lever which gives maximum power at standard PTO speed is obtained.

Finally, the experiments showed that the average time required for PTO performance tests is 3 hours and the reduction of labor for data processing after tests has been attained.

(2) Drawbar performance testing system. Both the test car called Dynamometer car which was designed to measure the drawbar performance and the data processing system for the test car are described, and the status of development is outlined.

First, the method for following the tractor automatically is effective referring to the prevention of a crash and the labor reduction. On the other hand, the addition of the force at hitch point is caused by using a bar-type drawbar. This force must be reduced for applying Dynamometer car to small tractors.

Secondly, it is found that the feedback control circuit of drawbar pull which is constructed by using an eddy current dynamometer works steadily and is effective for the improvement of measurement accuracy.

Finally, it is concluded that the Dynamometer car and the data processing system which are developed in this study are considered to play an important

role as overall testing system for drawbar performance.

(3) Hydraulic performance testing system. Experimental studies on the system for measuring the hydraulic performance at the lower hitch points and on a coupled frame are described. A method of continuous running tests is also shown.

First, an apparatus and a method to measure the lifting force by using hydraulic actuators have been developed. The experiments prove to be effective for the improvement of accuracy, the shortening of the time required and the safety of testing staffs.

Secondly, it is found that the automatic control of continuous running tests is possible by the simulation of operating patterns. A method of the simulation, the characteristics of force responses and the control accuracy of displacement is also obtained.

(4) Field simulation system. Both the load simulation system for PTO shaft and the road simulation system utilizing the "remote parameter control" principle are described.

First, experimental studies on the load simulation system prove the possibility of laboratory simulation by using actual loads. This paper includes the analysis of torque and revolution data frequency.

Secondly, the status of construction of the laboratory, isolated from vibration, and development of a road simulator is outlined. Experimental studies on the road simulation prove that with the utilization of the "remote parameter control" method it is possible to obtain excellent results when working with servo-hydraulic test systems. Some factors which affect the simulation processes, which are different for different tractors are also shown.

Finally, the approach proposed in this paper is effective for reducing the product evaluation and validation phases. This simulation technology is promising to reduce the development cycle, and provide increased confidence at earlier stages.

む す び

本論文では農用トラクタの性能試験に関して種々の側面から論じ、個々のシステムについて一応の結論を得るとともに実用化することができた。著者が本研究に着手した昭和50（1975）年当時は、まだ人海戦術で試験を実施していた。また、ほ場での実地試験が主流の時代でもあった。開発研究には投資ができたとしても、試験・検査機器の開発が必然性をもって行われていたとはいえない。

著者は、今後ますます普及の予測される農業機械において、試験・評価技術の進展が不可欠であると考えた。しかも、農用トラクタを研究対象に扱うことによる他機種への影響も重視した。

具体的には、本論でも述べたとおり、まず油圧性能試験システムの開発に取り組んだ。農用トラクタの油圧システム自体技術的に多くの問題を抱えていたことと、試験装置がなく、負荷重錘を人力で調節して最大揚力を決定するといった危険な計測状態であったことがその理由として挙げられる。

しかしながら、基本的な負荷の応答速度・制御精度の問題の解決がつかず暗礁に乗り上げたまま、ダイナモメーターカーの開発に着手した。理想的な計測車を考えたためほとんど参考となるものがなく、車両まで試作することになった。特にデータ処理システムについてはまったく前例がなく、暗中模索でことを進めた。そのなかで幸運であったことは、その数年前に開発されまだそれほど多く普及していなかったマイクロコンピュータを利用できたことである。このマイクロコンピュータを利用した処理装置を車両に搭載することにより、それまで考えられなかった計測ごとにデータを処理し、それに基づいて試験を進めるという手法が可能になった。また、このマイクロコンピュータの出現により、コンピュータの普及が飛躍的に進展し、同時にセンサを含む周辺機器の開発が進められた。この段階に遭遇したことが、以後の研究の進捗度に大きな影響を与えた。

試験・評価に有効な計測手法・技術は着々と進歩し、対象となる農用トラクタ技術も変化をみせ始めている。計測技術や計測手法の進展とともに試験・評価手法は向上するし、農用トラクタ技術の変化にも対応せねばなら

ない。

この意味において農用トラクタ性能試験システムに関する研究が、本論文を緒としてさらに発展することを願ってやまない。

本研究を企画し、実施するに当たっては、農業機械化研究所（現生物特定産業技術研究推進機構；略称生研機構）前田耕一元研究検査担当理事、有吉 亮元検査部長、故金津豊彦元検査部長、故新井清一元第一検査室長から貴重な助言と援助を頂きました。ここに、深く感謝いたします。

本論文をまとめるにあたり、北海道大学農学部寺尾日出男教授、同学農学部南部 悟教授、高井宗宏助教授には、親切なご指導と有益なご助言を賜りました。また、生研機構 芦澤利彰理事、三浦恭志郎基礎技術研究部長には、常に変わらぬご支援とご指導を頂きました。ここに、謹んで感謝の意を表します。

さらに、研究の途次、農業機械化研究所検査部第一、二検査室（現評価試験部原動機一、二試験室）の皆様には、多くの討論と協力を頂きました。心より感謝いたします。

以上の外にも多くの方々のおかげによって、本研究を行うことができました。ここに改めて関係各位に感謝の意を表します。

農業機械化研究所報告 第26号

平成3年3月15日 印刷・発行

Technical Report of the Institute of
Agricultural Machinery No.26

頒価 900円

〒331 埼玉県大宮市日進町1丁目

Nisshin, Omiya, Saitama, Japan
Tel. 048-663-3901~4

生物系特定産業技術研究推進機構

農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery

Bio-oriented Technology Research Advancement Institution

印刷・製本／文進堂印刷株式会社