

537.3  
TA

---

# ソーラーエネルギーとの複合化をはかる 電気自動車用無段変速機の開発

---

(課題番号 05555049)

平成5・6年度科学研究費補助金 [試験研究 (B) (2)]

## 研究成果報告書

平成7年3月

研究代表者 田中裕久 (横浜国立大学 工学部 教授)

研究分担者 町田 尚 (日本精工 (株) 総合研究所 部長)

横浜国立大学附属図書館



10008951

## はしがき

電気自動車は排気ガスを出さないという点で一大特徴があるものの航続距離を長くとることが困難であるためその実用性は、小形車両を中心に、交通の混雑する都市内の物流に用いられることにあると考える。このような場合においても、その技術課題として、バッテリーの消費を節約しながら通常の交通の流れに乗れる加速性能をいかに得るか、さらに減速時のエネルギー回生をどのように効率良く実現するかという動力変換問題がある。通常の試験システムでは、インバータ制御による方法が唯一の方法となっているが、部分負荷における電気モータの性能は高くなく、高い変換効率をえるには特定の動作点における作動が必要になる。また制動時には、モータを高速回転し発電機としての性能を十分引き出す必要がある。本研究は、この両者の機能をインバータに換わる機械式の無段変速機の搭載により実現しようとするもので、平成5年度(初年度)に、自重200Kg(別にバッテリー168kg(28kg×6)搭載)の小形車両に、36V-80A定格の2.2kWの直巻電動機を駆動源とする小形のトラクションドライブ式無段変速機(変速範囲0.4~2.5、主要キャビティ半径22mm、ドライ質量25kg)を開発し、平成6年度にその性能試験をおこなったものである。本装置の特徴は、コンパクト・軽量化を図るため変速サーボ機構に2重反転ねじによるパワーローラを支持する方法を新たに開発し、従来の油圧サーボ機構に必要であった油圧ポンプ類の動力消費を無くした点にある。変速の応答特性は一次遅れ要素で表されその時定数は0.20秒と高いことがわかった。ベンチテストにおいて、伝達容量は設計値の3000rpm, 40N・m(変速比1:1において、最大ヘルツ圧力2.5GPa)を安定に伝えることができ、この時、伝達効率は85%が得られた。現状においては効率は必ずしも良いとはいえないが、これまでの大形CVT装置の経験からローディング・カム、オイルシール、アンギュラ玉軸受の接触角などの最適化により4~5%は改善できると考える。本試験研究により、トルク密度の高いコンパクトな無段変速機を試作でき、将来の電気自動車の駆動系に適用するための基礎試験資料をえることができた。

### 研究組織

研究代表者： 田中裕久（横浜国立大学 工学部 教授）

研究分担者： 町田 尚（日本精工(株) 総合研究所 部長）

### 研究経費

平成5年度	2,500 千円
平成6年度	600 千円
計	3,100 千円

### 研究発表

#### (1)学会誌等

1. 田中, 川崎, 町田, ねじ制御式ハーフトロイダル形無段変速機の変速制御, 機械学会論文集, 61巻582号 C編(1995), p. 449-451.
2. 佐藤, 田中, 熊木, 町田, ハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段変速機の研究(第5報, 4WD用CVTのトルク配分特性), 機械学会論文集, 61巻582号 C編(1995), p. 452-455.
3. 町田 尚, 田中裕久, 自動車用ハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段変速機の研究, 機械学会 論文集, 59巻560号 C編(1993), p. 1154-1160.
4. 田中裕久, 町田 尚, ハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段変速機の研究(第4報, 4輪駆動用CVTの設計と効率試験), 機械学会論文集, 59巻560号 C編(1993), p. 1161-1165.
5. Machida, H. and Tanaka, H., Design Principle of High Power Traction Drive CVT, SAE Paper, 950675 (1995).

#### (2)口頭発表

1. 田中, 石川, 町田, ハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段変速機の研究(第6報, トラクション部の発熱について), 機械学会第72期通常総会 (1995).

## 目次

第1章 緒言 .....	1
1-1 試験研究の動機と経緯 .....	2
1-2 電気自動車用動力伝達装置における無段変速機の役割 ..	3
第2章 ハーフトロイダル形CVTの構造 .....	4
第2章の記号 .....	5
2-1 トロイダル部の形状 .....	6
2-2 ローディングカム .....	7
2-3 変速の原理 .....	8
2-4 ねじ変速制御機構 .....	9
第3章 CVTの動力伝達効率 .....	16
第3章の記号 .....	17
3-1 理論効率 .....	19
3-1-1 EHL理論によるトラクション力の解析 .....	19
3-1-2 軸受の損失 .....	23
3-1-3 全体の動力伝達効率 .....	24
3-1-4 理論効率計算結果と考察 .....	25
3-2 効率試験 .....	27
3-2-1 効率試験方法と装置 .....	27
3-2-2 電動機の特性 .....	27
3-2-3 電動機特性試験 .....	28
3-2-4 効率試験結果と考察 .....	28
第4章 変速制御機構の応答 .....	49
第4章の記号 .....	50
4-1 静特性と動特性 .....	51
4-1-1 実験装置 .....	51
4-1-2 傾転静特性の測定 .....	51
4-1-3 ねじ制御機構の負荷特性の測定 .....	51
4-1-4 傾転ステップ応答 .....	52
4-1-5 傾転ステップ応答の測定 .....	53
4-1-5 負荷時動特性の測定 .....	55
4-2 パルスモータによる変速制御 .....	56

4-2-1 オン・オフ制御.....	56
4-2-2 比例制御.....	56
4-2-3 変速応答の測定.....	57
第5章 電気自動車への応用.....	77
第5章の記号.....	78
5-1 供試車両の諸元と車両性能試験.....	79
5-2 走行抵抗と駆動トルク.....	79
5-3 定常走行性能.....	80
5-4 過渡走行性能.....	81
第6章 結言.....	92
謝辞.....	94
参考文献.....	95

#### 付録 A 試験車両とCVT

##### A-1 試験車両

##### A-2 駆動軸に装着されるCVT

##### A-3 CVT組立図

##### A-4 CVT内部構造

##### A-5 入出力ディスクとパワーローラの 傾き角度を指令するウォーム・ホイール

#### 付録 B 電気自動車用動力伝達装置における無段変速機の役割について

# 第1章

## 緒言

## 1-1 試験研究の動機と経緯

電気自動車の駆動系を考える時、通常は機械的変速装置を省きモータに固定減速機を直結する方法がしばしばとられる。本方法は確かに軽量で制御性の良い駆動システムではあるが、自動車は一定速度の巡航状態で走るものとは限らず、部分負荷運転や加減速運転されることが多い。特に電気自動車の欠点として、航続距離に限界があることを認めると、その存在意義は、市内における短距離の物流や人の移動にあると思われる。また、もう一つの欠点として、電気自動車のバッテリー消費率の限界から大電流を取り出すことは極力避けることが望ましく、これにより加速性能に限界が生じ交通の流れに乗りにくいという現実問題が生じている。このような2点の対策として、報告者らが開発してきた、トラクションドライブ式無段変速機(以下CVT;Continuously Variable Power Transmissionと呼ぶ)を電気自動車の駆動系に適用することを考え、不必要なバッテリーエネルギーの消耗の低減による航続距離の延長と、加速性能の向上の両者の課題を解決をはかることとした。さらに低速時でもCVTを介することによるジェネレータの回転速度を高め機械的制動エネルギーを電気エネルギーに回生する効率の向上をはかることとした。一方、電気自動車はソーラーバッテリーのアシストも行い易いのでこれらのエネルギー源も活用できるシステムを考え、その実用性を実機により試験することにした。

具体的な実施内容は、初年度にまず車両質量200kgのCLUB CAR DS-ELECTRIC(2人乗りのカートの商品名、付録1に仕様と写真を掲載)を米国より購入し、車軸と一体に搭載されている1:12.7の固定減速機を外し、無段変速機を載せるものとした。この作業にあたっては、まず車両の本体内に収まるようにスペースを読み取るための発砲スチロールからなる模擬変速機をつくり、3次元的に収まるサイズを明覚にし(同付録1の駆動系写真参照)、入力トルク容量40N・m、回転数3000rpmの無段変速機の伝達効率、寿命を試算し、これに基づき120枚からなる製造図面を作成し、共同研究者のもとで試作した。2年度に、装置の基本性能(効率、変速制御機構の応答性、中間転動体の同期とトルクの均等配分確認など)を調べ、ほぼ85%の伝達効率と、変速の応答性および、前後進切り換えの円滑性を確認した。本成果報告書は、本CVTの設計と性能試験結果をまとめたものである。

## 1-2 電気自動車用動力伝達装置における無段変速機の役割

電気自動車には、走行時は静かで汚染物質の排出がなく、車両停止時には全く燃料を消費しないという特徴がある。また駆動用モータを発電機として利用し、制動エネルギーを回生することが可能である。しかし現状では動力性能はガソリン車に比べて低く、航続距離も短いという大きな問題点を抱えている。これらの特徴から、電気自動車は都市間の交通手段としての利用よりも、混雑した市街地や大気汚染が問題となる観光地、あるいは倉庫など屋内といった、限られた地域内の交通手段として適していることがわかる。現在は主に集配業務に利用される軽自動車クラスの電気自動車が各地で実用されているほか、テーマパーク、ゴルフ場などで敷地内の移動手段として電動カートを利用する例が多い。また高齢者のためのいす形スクーターや、荷物運搬車などにも電動のものが増えている。

また原油が車両駆動エネルギーとして利用されるまでの全体効率を試算した例を見ると、その手法により結果はまちまちであるが、電気自動車の方がガソリン車よりも優位であるという結論も見受けられる<sup>(ref.2)</sup>。さらに、電気自動車は発電のためのエネルギー源を選ばないため、将来的にガソリン車の代替となる可能性もある。

電気自動車の長所の一つである操縦性の良さは回転数が容易に制御でき、低回転で高トルクを発生するというモータの特性によるものである。この特性は車両の駆動に適しているが、インバータなど高価な電気機器を必要とするうえ、坂道などで高トルク運転が長時間にわたると発熱による機器の損傷に注意しなければならない、効率も低下する。またこの駆動方法では、車両速度によってモータの運転領域が決まってしまう、原動機の特性が低下する領域での運転を避けることができない。さらに、動力性能を向上させるには加速時には高トルク、高速運転時には高回転数という相反する特性を求められる。そこで電気自動車にも CVT を用いて、車速に無関係にモータの運転領域を決めることができれば、燃費の改善だけでなく動力性能の向上も果たすことができると思われる。

エネルギー回生の面からも電気自動車にとって CVT は有効である。発電電流はモータ回転数によるので、CVT を用いることにより特に車両が低速のときの回生エネルギーを大幅に増大させることができる。Fitzら<sup>(ref.3)</sup>はモータ出力 45(kW) の電気自動車をモデルに計算を行っているが、回生制動によって得られる最大減速度は CVT の導入により約 2.5 倍になる。また回生エネルギーは高速域ではモータ直接駆動と CVT 駆動との差は見られないが、48(km/h) からの減速においては CVT によって 58(%) もの増加が見られる。これは直接駆動では車両速度の低下に伴いモータ回転数も減少し低速域ではほとんど回生エネルギー、回生ブレーキ力が得られないが、CVT によってある程度低速でもモータ回転数を高く保つことができるからである。

## 第2章

### ハーフトロイダル形CVTの構造



## 第2章の記号

$C_{ri}$ .....	各接触部のクリープ	( $i=1,2$ )
$e_{si} = \omega_{i+1}/\omega_i$ .....	各接触部の変速比	( $i=1,2$ )
$f_s$ .....	予圧力	(N)
$F_a$ .....	ディスク押しつけ力	(N)
$F_c$ .....	接触面押しつけ力	(N)
$F_{di}$ .....	軸受にかかるスラスト力	(N) ( $i=1,2,3$ )
$F_{si}$ .....	各接触部の傾転力(サイドスリップ力)	(N) ( $i=1,2$ )
$F_t$ .....	トラクション力	(N)
$J_{si}$ .....	無次元サイドスリップ力	( $i=1,2$ )
$k_0 = e_0/r_0$ .....	キャビティアスペクト比	
$k_{ji}$ .....	サイドスリップ力の比例定数	( $i=1,2$ )
$L_c$ .....	ローディングカムリード(両側換算)	( $m/2\pi$ )
$r_0$ .....	ディスク主曲率半径	(m)
$r_i$ .....	各転動体の回転半径	(m) ( $i=1,2,3$ )
$r_c$ .....	ローディングカム有効径	(m)
$T_i$ .....	各転動体の伝達トルク	(N·m) ( $i=1,2,3$ )
$u_i$ .....	各転動体の周速	(m/s) ( $i=1,2,3$ )
$v_s$ .....	サイドスリップ	(m/s)
$x$ .....	パワーローラ変位量	(m)
$\alpha_{ci}$ .....	ローディングカム角	(deg)
$\theta_0$ .....	パワーローラ半頂角	(deg)
$\mu_t$ .....	トラクション係数	
$\mu_{tmax}$ .....	最大トラクション係数	
$\phi$ .....	パワーローラ傾転角	(deg)
$\omega_i$ .....	各転動体の回転角速度	(rad/s) ( $i=1,2,3$ )
$\omega_{sp}$ .....	スピン角速度	(rad/s)

## 2-1 トロイダル部の形状

図2-1にシングルキャビティハーフトロイダル形無段変速機の入力軸方向断面図、図2-2にトロイダル部の形状、表2-1に本装置の諸元を示す。本装置は入、出力ディスクとこれらに挟まれた一対のパワーローラと呼ばれる中間転動体によって構成されている。入力ディスク⑤に入った動力はトラクションドライブによってパワーローラ④、出力ディスク③に伝えられ、出力ディスクと一体の出力歯車を介して出力軸に伝えられる。またパワーローラの傾きによって接触部がトロイダル曲面上を移動し、入、出力ディスクの回転半径が無段階に変化するのので任意の変速比を得ることができる。この傾きを傾転角 $\phi$ と呼ぶ。

入力ディスク、パワーローラ、出力ディスクの回転半径はそれぞれ、

$$\begin{aligned} r_1 &= r_0(1 + k_0 - \cos \phi) \\ r_2 &= r_0 \sin \theta_0 \\ r_3 &= r_0(1 + k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)) \end{aligned} \quad (2-1)$$

で表される。ここで $k_0$ はキャビティアスペクト比と呼ばれ、ハーフトロイダル形CVTの性格を決める重要な変数である。入力ディスク-パワーローラ間、パワーローラ-出力ディスク間の変速比はそれぞれ

$$\begin{aligned} e_{s1} &= \frac{r_1}{r_2} = \frac{1 + k_0 - \cos \phi}{\sin \theta_0} \\ e_{s2} &= \frac{r_2}{r_3} = \frac{\sin \theta_0}{1 + k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)} \end{aligned} \quad (2-2)$$

であるので、このとき入、出力ディスク間の変速比は

$$e_s = \frac{r_1}{r_3} = \frac{1 + k_0 - \cos \phi}{1 + k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)} \quad (2-3)$$

である。傾転角 $\phi$ がパワーローラ半頂角 $\theta_0$ と等しいとき変速比は1であり、傾転角がこれ以下になると変速比が1以下となってCVTは減速を行う。傾転角が $\theta_0$ 以上のときは変速比が1以上であるのでCVTは増速を行う。この式は $k_0$ 、 $\theta_0$ 、 $\phi$ の関数であり必要な変速範囲、幾何学的制約などから各々の値が決定される。

ハーフトロイダル形CVTでは各接触部における接線の交点が入力軸上にない場合に接触面に垂直な方向の角速度の違いが生じる。この相対角速度スピンは反時計回りを正とし、入力側接触部では次式で表される。

$$\omega_{sp} = \omega_1 [\sin \phi - (\omega_2/\omega_1) \cos \theta_0] \quad (2-4)$$

ここで、 $\omega_2/\omega_1 = (r_1/r_2)(1 - C_{r1})$

$$C_{r1} = \frac{u_1 - u_2}{u_1}$$

スピンは機械的損失となるだけでなくそれによる発熱がトラクション油のせん断応力を低下させるため、なるべく小さくする必要がある。また、全変速範囲中に2ヶ所スピンがゼロになる傾転角が存在するので、この部分を積極的に利用することによりスピンを小さくすることができる。

## 2-2 ローディングカム

トラクションドライブ装置では接触部において転動体の間に介在する油膜が、高圧下でガラス点遷移して得る高いせん断応力によって動力を伝達している。接触面で伝達される接線方向の力をトラクション力、接触面に垂直な方向の押しつけ力に対するトラクション力の比をトラクション係数と呼び、次式のような関係が成り立つ。

$$F_t = \mu_t F_c \quad (2-5)$$

この押しつけ力を得る方法として入力軸上のカムによって入力トルクを軸方向力に変換するローディングカムと呼ばれる機構が考案されている。図2-3にローディングカムの幾何学的形状を示す。

カムディスク⑥は入力軸に対しスプラインで固定されているが入力ディスクは自由に動くことができるため、トルクがかかるとカムと入力ディスクに挟まれたカムローラ⑦が勾配を乗り上げ、入力ディスクを出力ディスク方向に押し付ける。カム側、入力ディスク側をそれぞれ添字1、2で表すとカム推力は、

$$F_a = |T_1| / r_c \tan\left(\frac{\alpha_{c1} + \alpha_{c2}}{2}\right) \quad (2-6)$$

で表される。ここで $r_c$ はカム有効径、 $\alpha_c$ はカム角である。カム1回転あたりの高さカムリードは幾何学的に

$$L_c = L_{c1} + L_{c2} = 2\pi r_c (\tan \alpha_{c1} + \tan \alpha_{c2}) \quad (2-7)$$

の関係にある。両方のカム角が等しいとき式(2-6)、(2-7)は

$$L_c = 4\pi r_c \tan \alpha_{c1}$$

$$F_a = 2\pi |T_1| / (L_c/2) \quad (2-8)$$

のように表すことができる。また一方が平面のとき片側カムを両側カムに換算して、

$$L_c = 4\pi r_c \tan(\alpha_{c1}/2) \quad (2-9)$$

として計算を行うことができる。

なお実際には、入力トルクが小さいときにはカム機構だけでは押し付け力が不足するので、ローディングナット⑭によって皿ばね⑮を軸方向に締め付け、初期押し付け力を得ている。皿ばねによる予圧力を $f_s$ とすると

$$F_a = 2\pi|T_1|/(L_c/2) + f_s \quad (2-6)'$$

である。

接触面垂直方向押しつけ力は

$$F_c = \frac{F_a}{2 \sin \phi} = \frac{\pi|T_1|/(L_c/2) + 2f_s}{\sin \phi} \quad (2-10)$$

で表されるので式(2-5)よりトラクション係数は

$$\mu_t = F_t/F_c = \frac{|T_1|/2r_1}{F_c} = \frac{|T_1| \sin \phi}{4r_0(1+k_0 - \cos \phi)(\pi|T_1|/L_c + f_s)} \quad (2-11)$$

であるが、予圧力がカム推力に対して充分小さい場合には

$$\mu_t = \frac{L_c \sin \phi}{4\pi r_0(1+k_0 - \cos \phi)} \quad (2-11)'$$

のように単純化できる。

またカム推力の反力は入力軸を支えるアンギュラ玉軸受、パワーローラを支えるスラスト玉軸受、出力ディスクを支えるアンギュラ玉軸受で受ける構造となっているが、それぞれには

$$F_{d1} = F_a \quad (2-12)$$

$$F_{d2} = \frac{F_a \cos \theta_0}{\sin \phi} \quad (2-13)$$

$$F_{d3} = \frac{\sin(2\theta_0 - \phi)}{\sin \phi} F_a \quad (2-14)$$

のスラスト力がかかる。

### 2-3 変速の原理

先に述べたように本装置はパワーローラを傾転させることによって任意の変速比を得ることができる。パワーローラを直接傾転軸回りに回転させるには大きなトルクを必要とするが、パワーローラとディスクの周速方向を意図的にずらすことにより容易に傾転を行うことができる<sup>(ref.4,5)</sup>。図2-4にこの変速の模式図を示す。パワーローラ回転軸が入力軸から $x$ だけ変位すると接触部では

$$v_s / u_1 = 0.8x/r_0$$

$$\text{ここで、 } u_1 = r_1 \omega_1 = r_0 \omega_1 (1 + k_0 - \cos \phi) \quad (2-15)$$

の転がり直角方向の微少な滑り、サイドスリップが発生する。このサイドスリップにより誘起される傾転力が入、出力側をそれぞれ添字1、2で表すと、

$$F_{si} = \mu_{t \max} J_{si} F_c \quad (i = 1, 2) \quad (2-16)$$

で表される。ここで  $\mu_{t \max}$  は油の性質と温度で決まる最大トラクション係数である。

ローディングカム推力が皿ばねの予圧力より充分大きいとすると接触面垂直方向押しつけ力は、

$$F_c = \frac{\pi |T_1|}{L_c \sin \phi / 2} \quad (2-10)$$

また  $J_{si}$  は無次元サイドスリップ力で、サイドスリップが2(%)以内でほぼこれに比例することがわかっているので比例定数を  $k_{ji}$  とすると

$$J_{si} = k_{ji} (v_s / u_1) \quad (2-17)$$

である。パワーローラがサイドスリップの生じる方向に傾転するのでサイドスリップから傾転速度を差し引いて

$$J_{si} = k_{ji} (v_s - r_0 \dot{\phi}) / u_1 \quad (2-18)$$

これを式(2-16)に代入してサイドスリップ力は

$$F_{si} = \frac{\pi \mu_{t \max} k_{ji} |T_1|}{L_c \sin \phi / 2} \left[ \frac{0.8x}{r_0} - \frac{\dot{\phi}}{\omega_1 (1 + k_0 - \cos \phi)} \right] \quad (2-19)$$

である。

## 2-4 ねじ変速制御機構

変速制御機構は変速のきっかけとなるオフセットを与え、かつ必要な傾転を終えたらパワーローラを元の位置に戻さなければならない。従来はパワーローラを支えるトラニオン全体を油圧シリンダとし、傾転角とオフセット量を電氣的に検出して、シリンダの位置を制御する電気油圧制御機構や、カムによって傾転を直線運動に変換してスプールを動かし、供給油量を制御する機械油圧制御機構が用いられてきた。しかしどちらの機構にも圧力、流量調節のため多くの油圧機器が必要で無段変速機の小型化の妨げとなっている。また特に電機油圧制御機構では、制御系が三次遅れで表されるため不安定であり、複雑な制御回路を必要とする。

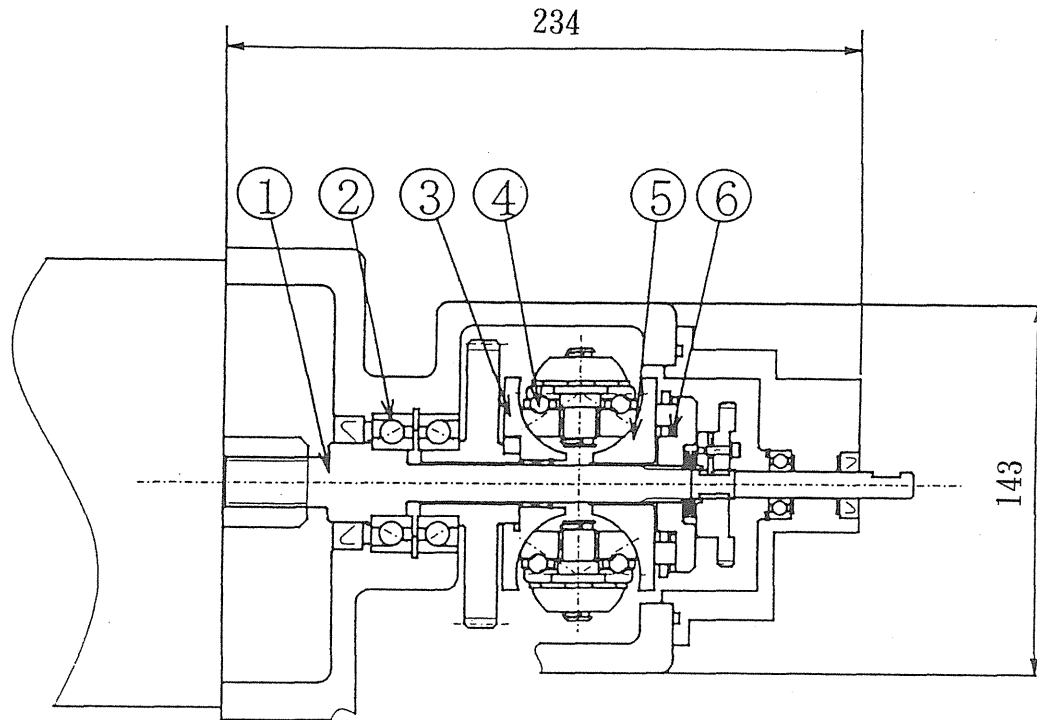
そこで本研究では機械的制御機構であるねじ式を採用した。ねじ制御機構の構造を図2-5、変速機構部の諸元を表2-2に示す。この機構では制御ねじ⑨とトラニオン

⑧、制御ナット⑩とウォームホイール⑪はそれぞれ一体となっており、さらに制御ナットは図の上下方向には拘束されている。

変速は以下のような手順で行われる。

- (1)減速側に傾転させるときは時計回り、増速側に傾転させるときは反時計回りにウォーム軸⑫を回転させる。ただし、回転方向はウォーム軸側からパルスモータ⑬を見たときの方向である。
- (2)ウォームギアによってナットが回され、減速のときは図のa、増速のときは図のbの方向にパワーローラが変位する。
- (3)転動体間の周速方向のずれがサイドスリップとなり、傾転力が発生する。
- (4)パワーローラは減速のときはa、増速のときはbの方向に傾転するが、同時に制御ねじはナット内を回転しながら(2)と逆の方向に移動し、ナットが回された量と同じだけ傾転したときオフセットがゼロになり、傾転が終了する

なお、左右のパワーローラでは周速方向が異なり、オフセットとこれにより発生するサイドスリップの方向が逆である。このため、ウォームギアは左右の進み角を違えて、ウォーム軸を一方向に回転させるとウォームホイールが互い違いの方向に回転する構造とし、左右の制御ねじのねじれ方向は同じとした。また入力軸回転方向によってもサイドスリップの方向が異なるので、これによりねじのねじれ方向が決まる。



- ① Input Shaft
- ② Angular Bearing
- ③ Output Disk
- ④ Power Roller
- ⑤ Input Disk
- ⑥ Loading Cam

図2-1 シングルキャビティハーフトロイダル形無段変速機

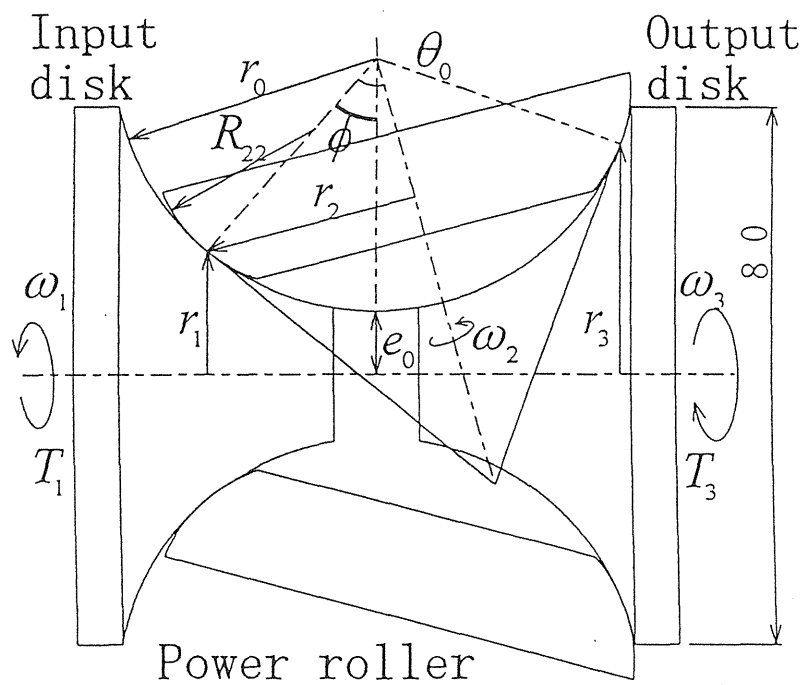
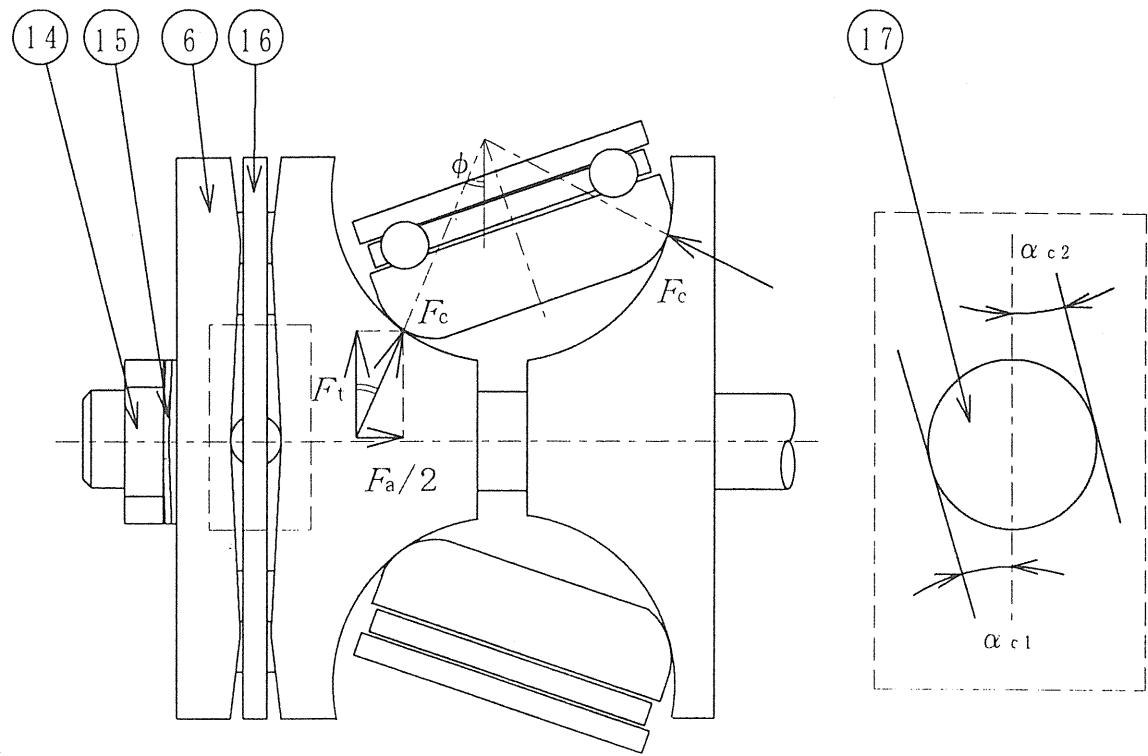


図2-2 トロイダル部の形状

表2-1 動力伝達部の諸元

伝達動力	$P(\text{kW})$	2.2
最大入力トルク	$T_1(\text{N}\cdot\text{m})$	40
キャビティ半径	$r_0(\text{mm})$	23
ディスク仮想最小距離	$e_0(\text{mm})$	11
キャビティアスペクト比	$k_0:e_0/r_0$	0.4783
トーラス半径	$r_1:r_0 + e_0(\text{mm})$	34
ディスク外径	$r_d(\text{mm})$	40
パワーローラ主曲率半径	$R_{22}(\text{mm})$	18.5
パワーローラ半頂角	$\theta_0(\text{deg})$	58.5
ローディングカムリード	カム側 $L_{c1}(\text{mm}/2\pi)$	18
	ディスク側 $L_{c2}(\text{mm}/2\pi)$	0
変速範囲	$e_s$	0.4~2.5
傾転範囲	$\phi(\text{deg})$	27~90
出力歯車減速比	$e_g$	1





- ⑭ LOADING NUT    ⑮ CONED DISC SPRINGS
- ⑯ RETAINER        ⑰ CAM ROLLER

図2-3 ローディングカム

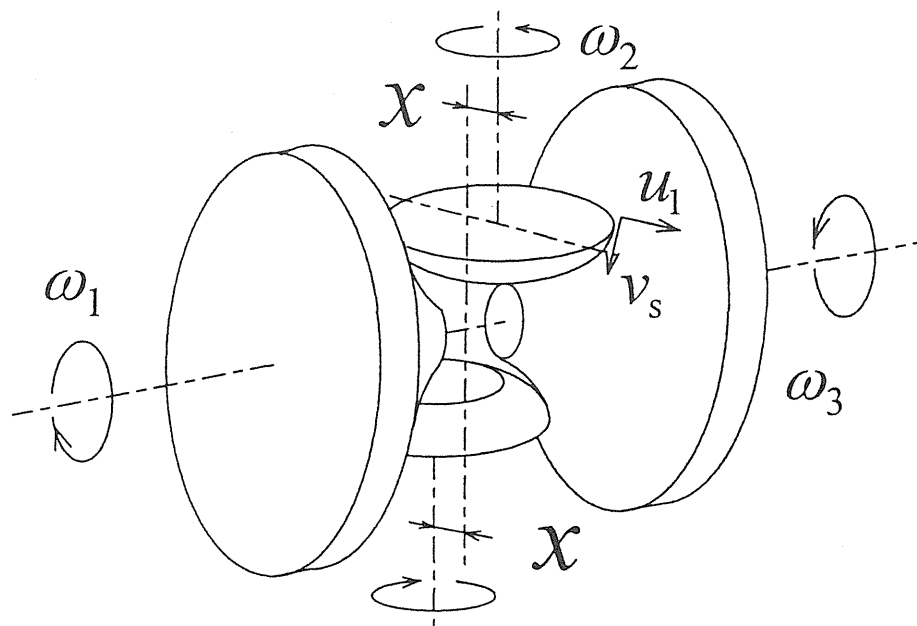
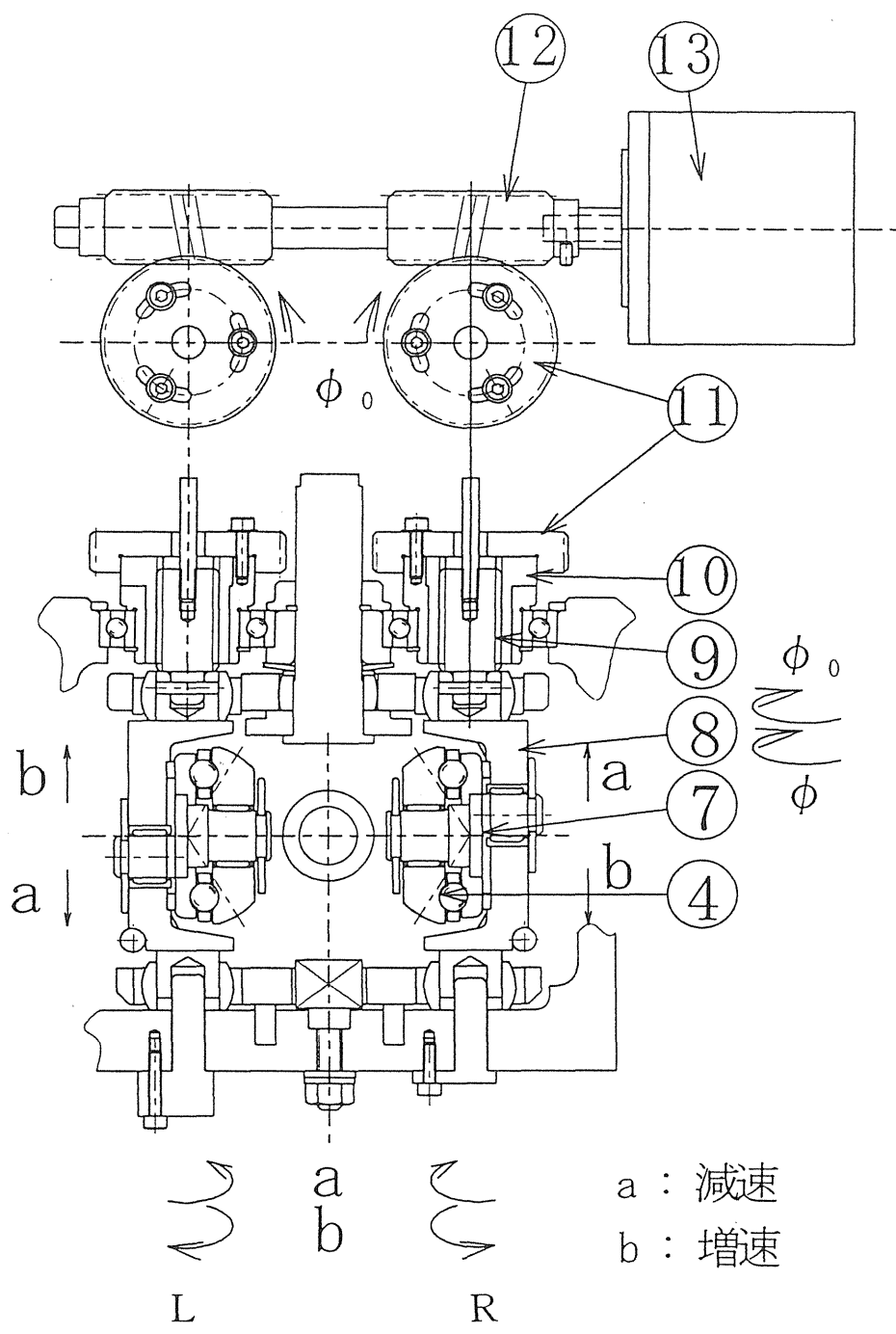


図2-4 変速模式図

表2-2 変速機構部の諸元 ( : 測定値)

モジュール	$m_w$	1
ホイール歯数	$Z_H$	40
ウォーム条数	$Z_w$	1
減速比	$i_w$	40
ねじリード	$L_n(\text{mm}/2\pi)$	20
ねじリード角	$\beta(\text{deg})$	25.25*
ねじ有効径	$\alpha_n(\text{mm})$	13.5*
ねじ条数	$Z_n$	4
ねじれ方向		右



- |               |              |
|---------------|--------------|
| ④Power Roller | ⑦Pivot Shaft |
| ⑧Trunnion     | ⑨Screw Bolt  |
| ⑩Screw Nut    | ⑪Worm Wheel  |
| ⑫Worm Shaft   | ⑬Pulse Motor |

図2-5 ねじ制御機構の構造

## 第3章

### CVTの動力伝達効率

## 第3章の記号

$a$ .....	接触だ円ころがり直角方向半径 (m)
$b$ .....	接触だ円ころがり方向半径 (m)
$C_n$ .....	各接触部のクリープ ( $i = 1, 2$ )
$E_i$ .....	各転動体のヤング率 (GPa) ( $i = 1, 2$ )
$E_s$ .....	速度伝達効率 (%)
$E_T$ .....	トルク伝達効率 (%)
$e$ .....	モータ電圧 (v)
$e_{si} = \omega_{i+1}/\omega_i$ .....	各接触部の変速比 ( $i = 1, 2$ )
$F_c$ .....	接触面押しつけ力 (N)
$F_{di}$ .....	軸受にかかるスラスト力 (N) ( $i = 1, 2, 3$ )
$F_{si}$ .....	傾転力(サイドスリップ力) (N) ( $i = 1, 2$ )
$G$ .....	横弾性係数 (GPa)
$h_c$ .....	接触面中心膜圧 (m)
$i$ .....	モータ電流 (A)
$i_c$ .....	モータ磁束飽和電流 (A)
$i_g$ .....	出力歯車減速比
$k = a/b$ .....	接触だ円アスペクト比
$k_1$ .....	モータ逆起電力定数
$k_2$ .....	モータトルク定数
$M_{bi}$ .....	軸受損失トルク (N・m) ( $i = 1, 2, 3$ )
$M_{Li}$ .....	各部のしゅう動、かくはん損失トルク (N・m) ( $i = 1, 2, 3, 4$ )
$n_i = 60\omega_i/2\pi$ .....	各転動体の回転数 (rpm) ( $i = 1, 2, 3$ )
$P_e$ .....	ペクレ数
$P_{\max}$ .....	最大ヘルツ圧力 (GPa)
$P_{\text{mean}}$ .....	平均ヘルツ圧力 (GPa)
$q$ .....	接触部の単位面積当たりの発熱量 ( $\text{J}/\text{m}^2$ )
$R = R_a + R_f$ .....	電機子抵抗 $R_a$ と界磁抵抗 $R_f$ の和 ( $\Omega$ )
$R_{22}$ .....	パワーローラ主曲率半径 (m)
$r$ .....	接触部の等価曲率半径 (m)
$r_a$ .....	ディスク主曲率半径 (m)

$r_{ix}$ 、 $r_{iy}$ .....	それぞれの方向の等価曲率半径 (m)
$T_i$ .....	各部の伝達トルク (N・m) ( $i = 1, 2, 3, 4$ )
$T_{Li}$ .....	各部の損失トルク (N・m) ( $i = 1, 2, 3$ )
$T_{sp}$ .....	スピントルク (N・m)
$U$ .....	アクセル開度
$u$ .....	周速 (m/s)
$x$ .....	ころがり方向座標
$y$ .....	ころがり直角方向座標
$\theta_f$ .....	フラッシュ温度 (°C)
$\theta_o$ .....	給油温度 (°C)
$\mu_i$ .....	トラクション係数
$\mu_{i\max}$ .....	最大トラクション係数
$\nu_i$ .....	各転動体のポアソン比 ( $i = 1, 2$ )
$\tau$ .....	せん断応力 (GPa)
$\tau_c$ .....	アクセルPWM変調率 (%)
$\Phi$ .....	モータ界磁磁束 (Wb)
$\Phi_c$ .....	モータ界磁飽和磁束 (Wb)
$\omega_i$ .....	各転動体の回転角速度 (rad/s) ( $i = 1, 2, 3$ )
$\omega_{sp}$ .....	スピン角速度 (rad/s)

### 3-1 理論効率

#### 3-1-1 EHL理論によるトラクション力の解析

ふたつの転動体が互いに押しつけられるとその接触部分では弾性変形がおり、接触面を形成する。Hamrock<sup>(ref.4)</sup>の近似式によると、接触領域が物体の大きさに比べて十分小さく物体応力が降伏応力を超えないとき、任意の曲面を持つ2転動体の転がり方向 $x$ と転がり直角方向 $y$ の等価曲率半径はそれぞれ

$$\begin{aligned} 1/r &= 1/r_x + 1/r_y \\ 1/r_x &= 1/r_{1x} + 1/r_{2x} \\ 1/r_y &= 1/r_{1y} + 1/r_{2y} \end{aligned} \quad (3-1)$$

であり、この接触だ円の $y$ 方向、 $x$ 方向の半径はそれぞれ

$$\begin{aligned} a &= \sqrt[3]{6k^2 \xi F_c / \pi E'} \\ b &= \sqrt[3]{6 \xi F_c / \pi k E'} \end{aligned} \quad (3-2)$$

$$\text{ここで、 } k = 1.0339 (r_y / r_x)^{0.636}$$

$$\xi = 1.0003 + 0.5968 (r_x / r_y)$$

$$E' = \frac{2}{(1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2}$$

である。添字はそれぞれの転動体を表す。

ハーフトロイダル形CVTの入力ディスクとパワーローラの接触部においては

$$r_{1x} = r_0 (1 + k_0 - \cos \phi), \quad r_{1y} = r_{2x} = r_0, \quad r_{2y} = R_{22} \quad (3-3)$$

パワーローラと出力ディスクの接触部においては

$$r_{1x} = r_{2y} = r_0, \quad r_{1y} = R_{22}, \quad r_{2x} = r_0 (1 + k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)) \quad (3-4)$$

をそれぞれ式(3-1)に代入して接触だ円の形状を求める。

またこの接触面内の任意の点の圧力は

$$P = 3/2 P_{\text{mean}} \sqrt{1 - (x/b)^2 - (y/a)^2} \quad (3-5)$$

$$P_{\text{mean}} = F_c / \pi ab \quad (3-6)$$

で表され、最大ヘルツ圧力は

$$P_{\text{max}} = 3/2 P_{\text{mean}} \quad (3-7)$$

である。

接触部に形成される油膜の厚さはHamrockの近似により

$$H_c = 2.69U^{0.67}G'^{0.53}W^{-0.067}(1 - 0.61e^{-0.73k}) \quad (3-8)$$

ここで、

$$\text{膜圧パラメータ : } H_c = h_c / r_x$$

$$\text{速度パラメータ : } U = \eta_0 u / E' r_x$$

$$\text{負荷パラメータ : } W = F_c / E' r_x^2$$

$$\text{材料パラメータ : } G' = \alpha' E'$$

で表される。

トラクション流体は低応力領域では個体のように扱うことができ、せん断応力は

$$\tau = GC_r x / h_c \quad (3-9)$$

で表される。ここで横弾性係数は圧力のみによって決まり、

$$G = \frac{3h_c}{8b} \pi m_1 P_{\text{mean}} \quad (3-10)$$

$$\text{ただし、 } m_1 = \begin{cases} 39.5 & (P_{\text{mean}} \geq 0.66(\text{GPa})) \\ 75P_{\text{mean}} - 10 & (P_{\text{mean}} < 0.66(\text{GPa})) \end{cases} \quad (3-11)$$

と見積もられる。また等温限界せん断応力は

$$\tau_0 = m_c P_{\text{mean}}$$

$$\text{ただし、 } m_c = \begin{cases} 0.11 & (P_{\text{mean}} \geq 1.2(\text{GPa})) \\ 0.0916P_{\text{mean}} & (P_{\text{mean}} < 1.2(\text{GPa})) \end{cases} \quad (3-12)$$

で表され、温度に対する補正值との関係は次式のようになる。

$$\tau_{0i} / \tau_0 = \{1 + \theta_f / (\theta_i + 40)\}^{-1} \quad (3-13)$$

接触領域内の任意の点での油の見かけの限界せん断応力は圧力の関数としているので、

$$\tau_c = 1.5 \tau_0 \sqrt{1 - (x/b)^2 - (y/a)^2} \quad (3-14)$$

である。また接触面で生じているせん断ひずみ速度は

$$e_x = \frac{\Delta u - \omega_{sp} y}{2h_c} \quad (3-15)$$

$$e_y = \frac{\omega_{sp} x}{2h_c} \quad (3-16)$$

である。ここで添字  $x$ 、 $y$  はころがり方向、ころがり直角方向を表す。



Tevaarwerk<sup>(ref.5)</sup>の弾塑性モデルによると接触領域は弾性応力域と塑性応力域に分けられ、塑性域のせん断応力を熱修正して弾性域に加えることにより、接触領域全体のせん断応力を求めることができる。弾性域( $\sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} < \tau_c$ )のせん断応力は

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\tau_x}{G} \right) = 2e_x = \frac{\Delta u - \omega_{sp} y}{h_c} \quad (3-17)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\tau_y}{G} \right) = 2e_y = \frac{\omega_{sp} x}{h_c}$$

塑性域( $\sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} \geq \tau_c$ )のせん断応力は

$$\tau_x = \tau_c e_x / \sqrt{e_x^2 + e_y^2} \quad (3-18)$$

$$\tau_y = \tau_c e_y / \sqrt{e_x^2 + e_y^2}$$

である。周速 $u$ の定常状態では $dt = dx/u$ とおけるので、境界条件

$$x/b = -\sqrt{1 - (y/a)^2} \quad \text{のとき} \quad \tau_x = \tau_y = 0 \quad (3-19)$$

から $\tau_x$ 、 $\tau_y$ について解き、塑性域に対して $\tau_0$ の熱修正を行うと、接触部のトラクション力、サイドスリップ力、スピントルクはそれぞれ

$$F_t = \left( \int \tau_x dA \right)_e + (\tau_{0t}/\tau_0) \left( \int \tau_x dA \right)_p \quad (3-20)$$

$$F_{si} = \left( \int \tau_y dA \right)_e + (\tau_{0i}/\tau_0) \left( \int \tau_y dA \right)_p \quad (3-21)$$

$$T_{sp} = \left( \int (\tau_y x - \tau_x y) dA \right)_e + (\tau_{0t}/\tau_0) \left( \int (\tau_y x - \tau_x y) dA \right)_p \quad (3-22)$$

である。ここで添字 $e$ 、 $p$ はそれぞれ油膜の弾性域、塑性域を表す。

ここで、無次元量として以下の値を定義する。

$$\text{無次元クリープ} \quad J_1 = \frac{G\sqrt{ab}\Delta u}{\tau_0 h_c u} \quad (3-23)$$

$$\text{無次元サイドスリップ} \quad J_2 = \frac{G\sqrt{ab}v_s}{\tau_0 h_c u} \quad (3-24)$$

$$\text{無次元スピン} \quad J_3 = \frac{Gab\omega_{sp}}{\tau_0 h_c u} \quad (3-25)$$

$$\text{無次元トラクション力} \quad J_4 = F_t / \pi ab \tau_0 = \mu_t / \mu_{t \max} \quad (3-26)$$

$$\text{無次元サイドスリップ力} \quad J_{si} = F_{si} / \pi ab \tau_0 = F_{si} / F_c \mu_{t \max} \quad (3-27)$$

$$\text{無次元スピントルク} \quad J_6 = T_{sp} / \pi ab \tau_0 \sqrt{ab} \quad (3-28)$$

$$\text{無次元座標} \quad X = x/b \quad Y = y/a \quad (3-29)$$

$$\text{無次元せん断応力 (x方向、y方向)} \quad Z_x = \tau_x/\tau_0 \quad Z_y = \tau_y/\tau_0 \quad (3-30)$$

これらの無次元量を用いると無次元限界せん断応力 $Z_c$ は

$$Z_c = 1.5\sqrt{1 - X^2 - Y^2} \quad (3-31)$$

であるので弾性域( $\sqrt{Z_{xe}^2 + Z_{ye}^2} < Z_c$ )の無次元せん断応力は

$$\begin{aligned} Z_{xe} &= (J_3/\sqrt{k})(J_1/J_3 - Y\sqrt{k})(X + \sqrt{1 - Y^2}) \\ Z_{ye} &= (J_3/\sqrt{k})\left\{(J_2/J_3)(X + \sqrt{1 - Y^2}) + (X^2 + Y^2 - 1)/2\sqrt{k}\right\} \end{aligned} \quad (3-32)$$

塑性域( $\sqrt{Z_{xp}^2 + Z_{yp}^2} \geq Z_c$ )の無次元せん断応力は

$$\begin{aligned} Z_{xp} &= Z_c(J_1/J_3 - Y\sqrt{k})/J_0 \\ Z_{yp} &= Z_c(J_2/J_3 + X\sqrt{k})/J_0 \end{aligned} \quad (3-33)$$

$$\text{ここで、} \quad J_0 = \sqrt{(J_1/J_3 - Y\sqrt{k})^2 + (J_2/J_3 + X\sqrt{k})^2}$$

となり、 $J_4$ 、 $J_5$ 、 $J_6$ はそれぞれ

$$J_4 = J_{4e} + (\tau_{0r}/\tau_0)J_{4p} = \int Z_{xe}dA/\pi + (\tau_{0r}/\tau_0)\int Z_{xp}dA/\pi \quad (3-34)$$

$$J_5 = J_{5e} + (\tau_{0r}/\tau_0)J_{5p} = \int Z_{ye}dA/\pi + (\tau_{0r}/\tau_0)\int Z_{yp}dA/\pi \quad (3-35)$$

$$\begin{aligned} J_6 &= J_{6e} + (\tau_{0r}/\tau_0)J_{6p} \\ &= \int (Z_{ye}X - Z_{xe}Y)dA/\pi + (\tau_{0r}/\tau_0)\int (Z_{yp}X - Z_{xp}Y)dA/\pi \end{aligned} \quad (3-36)$$

となる。

また接触部の単位面積当たりの発熱量は

$$q = (F_l\Delta u + \omega_{sp}T_{sp})_p/\pi ab = \tau_{0r}\Delta u(J_{4p} + (J_3/J_1)J_{6p}) \quad (3-37)$$

これによる油の周囲温度からの温度上昇、フラッシュ温度 $\theta_f$ は

$$\theta_f = q\left(0.1h_c/K_f + 0.5\sqrt{l/(K_s\rho_s C_s u)}\right) \quad (3-38)$$

となる。 $l$ は発熱を生じている長さで、ここでは $l=2b$ で代表する。式(3-37)、(3-38)を式(3-13)に代入して整理すると限界せん断応力の温度に対する補正項は

$$\tau_{0r}/\tau_0 = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 4Z}}{2Z} \quad (3-39)$$

$$\text{ここで} \quad Z = \phi\left(0.1 + 0.5\sqrt{2/P_e}\right) \quad (3-40)$$

$$P_e = \frac{b\rho_s C_s u}{K_s} \left( \frac{K_s h_c}{K_f b} \right)^2 \quad (3-41)$$

$$\varphi = \frac{h_c}{K_f} \frac{\tau_0}{\theta_i + 40} u C_r \left( J_{4p} + \frac{J_3}{J_1} J_{6p} \right) \quad (3-42)$$

である。

これらを式(3-34)、(3-35)、(3-36)に代入すれば、クリープとトラクション係数の関係が求められる。

一方、ローディングカムによる押し付け力からトラクション係数は

$$\mu_t = F_t / F_c \quad (2-5)$$

であるので動作点においては

$$J_4 = J_{4r} = \mu_t / \mu_{t\max} \quad (3-43)$$

が成り立つときのクリープ、サイドスリップ、スピントルクが発生している。

### 3-1-2 軸受の損失

第2章で述べたように、入、出力側アンギュラ玉軸受、パワーローラスラスト玉軸受、はローディングカム推力の反力である入力軸方向荷重を受け、また構造上トラクション油によって潤滑されるため、玉とレースとの接触部においてトラクション部と同様にグラス点遷移が起こり、スピンによるトルク損失が生じる。そこで個々の軸受についてEHL解析によりトルク損失量を求める<sup>(ref.6)</sup>。

#### (1)入力側アンギュラ玉軸受の損失

入力側アンギュラ玉軸受は外輪がケースに固定され、内輪が入力軸と同じ回転数 $\omega_1$ で回転している。このような状態にあるとき玉と内、外輪との接触部ではそれぞれ

$$\omega_{s1} = -\frac{\sigma - \cos\beta}{2\sigma} \omega_1 \sin\beta \quad (3-44)$$

$$\omega_{s2} = -\frac{\sigma + \cos\beta}{2\sigma} \omega_1 \sin\beta$$

ここで、 $\sigma = r_m / r_b$

のスピンの発生している。ここで $\beta$ は接触角、 $r_m$ はピッチ円半径、 $r_b$ は玉半径である。また軸受にかかるアキシヤル荷重は

$$F_{a1} = F_a \quad (2-12)$$

であり、接触部の曲率半径はそれぞれ

$$r_{1x} = r_{1y} = r$$

$$r_{2x} = \infty : \text{ころがり方向のレース曲率半径} \quad (3-45)$$

$$r_{2y} = r_r$$

であるので、ころがり方向の速度差  $\Delta u = 0$  としてトルク損失量  $M_{b1}$  が求められる。

### (2) パワーローラスラスト玉軸受の損失

パワーローラスラスト玉軸受はトラニオン側の上輪は回転せず、ディスクと接触している下輪が  $\omega_2$  で回転している。玉と上、下輪の接触部で発生するスピンは

$$\omega_{s1} = -0.5\omega_2 \quad (3-46)$$

$$\omega_{s2} = 0.5\omega_2$$

またスラスト荷重は

$$F_{d2} = \frac{F_u}{2} \cos \theta_0 \left( \frac{1}{\sin \phi} + \frac{1}{\sin(2\theta_0 - \phi)} \right) \quad (2-13)$$

であるので(1)と同様に損失トルク  $M_{b2}$  が求められる。

### (3) 出力側アンギュラ玉軸受

出力側アンギュラ玉軸受は外輪がケースに固定され、内輪は出力ディスクと同じ回転数  $\omega_3$  で回転している。またアキシヤル荷重は

$$F_{d3} = \frac{\sin(2\theta_0 - \phi)}{\sin \phi} F_u \quad (2-14)$$

であるから(1)と同様にして損失トルク  $M_{b3}$  が求められる。

### 3-1-3 全体の動力伝達効率

本研究の理論効率計算ではこれらの損失の他に①出力軸深溝玉軸受のころがり摩擦損失②オイルシールの摩擦損失③雰囲気のかくはん損失を見積もって理論効率を算出している。入力軸上、パワーローラ回転軸上、出力ディスク上、アイドル軸及び出力軸上のこれらの損失の合計をそれぞれ  $M_{L1}$ 、 $M_{L2}$ 、 $M_{L3}$ 、 $M_{L4}$  で表す。

パワーローラに伝達されるトルク  $T_2$  は入力トルクから入力軸の損失トルク  $T_{L1}$  を引いて、

$$T_2 = (T_1 - T_{L1}) E_{T1} / e_{s1} \quad (3-47)$$

$$T_{L1} = M_{b1} + M_{L1}$$

である。出力トルクに伝達されるトルク  $T_3$ 、CVTから出力されるトルク  $T_4$  についても同様に、

$$T_3 = (T_2 - T_{L2}) E_{T2} / e_{s2} \quad (3-48)$$

$$T_{L2} = M_{b2} + M_{L2}$$

$$T_4 = (T_3 - T_{L3}) / i_g \quad (3-49)$$

$$T_{L3} = M_{b3} + M_{L3} + M_{L4} / i_g$$

であるから全体のトルク伝達効率

$$E_T = T_4 / (T_1 i_g / e_s) \quad (3-50)$$

また速度損失はトラクション部のクリープのみであるので、速度伝達率は

$$E_s = (1 - C_{r1})(1 - C_{r2}) \quad (3-51)$$

である。

### 3-1-4 理論効率計算結果と考察

表3-1、表3-2、表3-3にそれぞれ計算に使用した軸受、転動体材料、トラクション油の諸元を示す。またCVTの諸元は表2-1に示したとおりである。

給油温度60(°C)、入力回転数1000(rpm)とし、変速比 $e_s$ を1.0、0.5、2.0( $\phi=58.5$ 、35.5、81.5(deg)に対応)に変えたときの無次元トラクション力 $J_4$ とクリープ $C_r$ との関係、トラクションカーブを図3-1、図3-2、図3-3に示す。ローディングカムによって決まる無次元トラクション係数 $J_{4r}$ とトラクションカーブとの交点が接触部の動作点である。 $J_{4r}$ が $J_4$ の最大値を超えて交点なくなると、接触部はグロススリップを起し、動力の伝達ができなくなる。一方その差が大きければグロススリップに対する余裕度は多いが、トラクション係数が低下して接触部の押しつけ圧力が高くなり、転動体の寿命を低下させる恐れがある。

計算結果を見ると、変速比が0.5のときの入力側接触部と変速比が2.0のときの出力側接触部においてグロススリップに対する余裕度が小さく、入力トルクが大きくなるほどその傾向が強いことがわかる。また変速比が1のときは二つの接触部の動作点は同じである。

入、出力側アンギュラ玉軸受、スラスト玉軸受にかかるスラスト力の計算結果を図3-4、図3-5に示す。図3-4は変速比を1として入力トルクの影響を調べたものである。変速比が1のときは傾転角はパワーローラ半頂角に等しいので、式(2-14)から二つのアンギュラ玉軸受にかかるアキシヤル荷重は等しくなる。図3-5は入力トルクを10(N・m)で一定とし、傾転角によるスラスト力の変化を示している。入力軸アンギュラ玉軸受のアキシヤル荷重は傾転角により変化しないが、出力ディスクアンギュラ玉軸受は減速側ほど荷重が大きくなっている。またスラスト玉軸受の荷重は変速比1のとき最小で、ここからの差が大きいほど大きくなっている。

変速比をそれぞれ1、0.5、2としたときの各部の損失トルクを図3-6-1、図3-7-1、図3-8-1に、各部のトルク伝達効率を図3-6-2、図3-7-2、図3-8-2に、全体の速度、トルク伝達効率を図3-6-3、図3-7-3、図3-8-3に示す。損失トルクの量は変速比0.5のときの出力側アンギュラ玉軸受、スラスト玉軸受で特に大きくなっているが、その部

分で伝達されるトルクが大きいため、伝達効率にはあまり変化がない。また変速比2.0では出力回転数が高く、しゅう動抵抗、かくはん抵抗が大きくなるため、特に入力トルクが小さいときのトルク伝達効率が低下する。

全体のトルク伝達効率はどの変速比においても入力トルク5(N·m)付近で最大となり、そのときの値は75から80(%)である。また入力トルクの増加にともないトルク伝達効率は低下し、入力トルク40(N·m)のとき70(%)程度になる。各部のトルク伝達効率を見ると、接触点の効率はいずれも97(%)と高く、損失の多くはパワーローラスラスト玉軸受と入、出力側アンギュラ玉軸受である。このうちアンギュラ玉軸受は接触角 $\beta = 40(\text{deg})$ の市販のものを使用しており、特に損失が大きくなっていると思われる。

## 3-2 効率試験

### 3-2-1 効率試験方法と装置

図3-9に効率試験装置を示す。本装置は米国 CLUB CAR 社製ゴルフカート DS Electric に搭載することを想定して設計されている（以下これを供試車両と呼ぶ）このためCVTは供試車両に付属の電動モータによって駆動されるが、このモータを駆動するには大電流を必要とするので、電源は供試車両のバッテリーを利用する。またモータにかかる電圧の制御も供試車両のコントローラを利用して行う。モータにかかる電圧は車両のアクセル開度により6段階に14kHz(周期70 $\mu$ s)のパルス幅変調(PWM)制御されており、電圧値はパルス変調率と電源電圧の積で表される。アクセル開度 $U$ と変調率 $\tau_e$ の関係を表3-4に示す。

CVTへの負荷は、出力軸に取り付けた油圧ポンプの吐出圧力をリリーフ弁で調整することによって、任意に与えることができる。入、出力回転数は、軸に取り付けた歯車の歯数をギャップセンサで数えアナログ電圧に変換する。出力トルクは、トルク計で測定しストレインアンプで増幅する。入力トルクは次項に示すように入力電流の関数であるので、入力トルクを測定する必要はなく、試験装置をコンパクトにできる。入力電流は、電流によって生じる磁界を測定し電圧値として出力する、非接触型電流センサで測定する。パワーローラ傾転角は、トラニオン上部のセンサロッドに取り付けた歯車を介して、回転形ポテンショメータで測定する。それぞれの電圧値は8チャンネルのA/Dコンバータを介してコンピュータに取り込み、フロッピーディスクに記録する。

### 3-2-2 電動機の特性

供試車両の電動モータの特性は直流直巻モータで、定格出力2.2(kw)、電圧36(v)ということしかわかっていない。そこで初めに電動機の特性を調べる。

巻線抵抗 $R$ 、巻線に流れる電流 $i$ 、印加電圧 $e$ のときこれらの間には

$$e = Ri + \Phi\omega_1 \quad (3-52)$$

$$T_1 = \Phi i \quad (3-53)$$

の関係が成り立つ。ここで $\Phi$ は界磁磁束である。電流が磁束飽和電流以下のとき、

$$\Phi = k_1 i$$

であるから式(3-52)、(3-53)より、トルクと回転数の関係は

$$T_1 = k_1 i^2$$

$$\omega_1 = (e/i - R)/k_1$$

$$\therefore T = \frac{k_1 e^2}{(k_1 \omega_1 + R)^2} \quad i \leq i_c \quad (3-54)$$

で表される。また電流がこれ以上になると磁束は一定となり、

$$T_1 = \Phi_c i$$

$$\omega_1 = (e - Ri) / \Phi_c$$

$$\therefore T_1 = \frac{\Phi_c}{R} (e - \Phi_c \omega_1) \quad i > i_c \quad (3-55)$$

ただし、 $\Phi_c = k_1 i_c$

である。またすべての範囲で出力は

$$P = T_1 \cdot \omega_1 = (e - Ri) i \quad (3-56)$$

で表されるので  $i = i_{\max} / 2 = e / 2R$  のとき出力が最大となる。

### 3-2-3 電動機特性試験

電動機特性試験装置を図3-10に示す。このモータの出力軸は背面側のみを玉軸受で支えられているので、電流が大きくなりコイルの電磁力が増すと電機子が界磁に引きつけられて停止してしまう。そこで前面のフランジ部分にも深溝玉軸受を追加して軸の回転を安定させた。

モータ特性試験結果のトルク、回転数—電流特性を図3-11に、動力—電流特性を図3-12に示す。図3-12の出力最大点より、巻線抵抗  $R = 0.092(\Omega)$  が求められる。また図3-11よりトルクと電流、回転数と電流の関係はそれぞれ、

$$T_1 = 0.2i - 5.5, \quad k_2 = 0.2 \quad (3-57)$$

$$\omega_1 = \frac{e / (i + 10) - 0.092}{1.59 \times 10^{-3}}, \quad k_1 = 1.59 \times 10^{-3}$$

で表される。直巻モータの特性は本来、トルクと電流の比例する領域では回転数も電流に比例し、回転数が電流に反比例する領域ではトルクは電流の自乗で表されるはずである。しかし今回のモータ特性試験ではそのような関係を導くことができなかった。そこで以後はモータ電流とトルク、回転数の関係を表す便宜上の式として上式を用いることにする。

### 3-2-4 効率試験結果と考察

図3-13～図3-15に変速比1.0、0.5、2.0のときの効率試験結果を示す。本装置は入力トルクの変化にともない入力回転数、傾転角が変化するため、これらを考慮に入れて速度伝達効率、トルク伝達効率を算出する。図3-13-1～図3-15-1は入、出力回転数  $n_1$ 、 $n_3$  と、入力回転数と傾転角から算出される理論出力回転数  $n_{30}$  との関係を表している。図3-13-2～図3-15-2は入、出力トルク  $T_1$ 、 $T_3$  と、入力トルクと傾転角から算出される理論出力トルク  $T_{30}$  との関係を表している。速度伝達効率、トルク伝達効率はそれぞれ



$$\begin{aligned} E_s &= n_3/n_{30} \\ E_T &= T_3/T_{30} \end{aligned} \tag{3-58}$$

である。図3-13-3～図3-15-3に速度、トルク伝達効率を示す。また前項で計算した理論効率は図中に点線で示されている。

速度伝達効率は変速比0.5のときはほぼ計算値に一致するが、変速比1.0、2.0の高トルク領域では90(%)近くまで低下している。図3-13-1、図3-15-1の回転数特性を見ると、理論出力回転数との差はあまりないが、回転数自体が低下しているため、効率が低く算出されていると思われる。これは負荷が大きくなると回転数が下がるという特性を持つ電動機で駆動しているためで、回転数が高ければ速度伝達効率の低下はあまりないと思われる。

トルク伝達効率は入力トルクが低い範囲では理論効率よりもかなり低く、無負荷のときには40(%)程度である。入力トルクの増大にともないトルク伝達効率は上昇し、入力トルク20(N・m)以上の範囲では理論効率とよく一致している。これは、理論効率は入力回転数を1000(rpm)として計算を行っているが、回転数特性からわかるように、実際には低トルク領域でかなりの高回転数になっている。そのためしゅう動抵抗、かくはん抵抗などが計算値よりも大きくなっていると思われる。また本装置はまだ新しく、シール材の摩擦抵抗が大きいいため、今後の運転時間の増加によりトルク伝達効率の向上が見込まれる。

表3-1 軸受の諸元(測定値)

	スラスト玉軸受	アンギュラ玉軸受 (7205B)
玉曲率半径 $r_b$ (mm)	3.4	4
レース曲率半径 $r_r$ (mm)	3.5	4.1
ピッチ円半径 $r_m$ (mm)	13	20
玉数 $Z$	10	12
接触角 $\beta$ (deg)		40

表3-2 転動体材料の諸元

材質	Cr-Mo鋼
密度 $\rho_s$ (kg/m <sup>3</sup> )	7800
比熱 $C_s$ (J/(kg·K))	456
熱伝導率 $K_s$ (W/(m·K))	42.4
ヤング率 $E$ (GPa)	207.5
ポアソン比 $\nu$	0.3

表3-3 トラクシヨン油の諸元

名称	Santotrac50
密度 (kg/m <sup>3</sup> )	888
比熱 (J/(kg·K))	1928
熱伝導率 $K_f$ (W/(m·K))	0.2
粘性係数 (Pa·s)	$1.89 \times 10^{-4} \exp\{406/(\theta + 40)\}$
圧力-粘性係数 $\alpha'$ (1/Pa)	$(4 - 2.31 \times 10^{-2} \theta) \times 10^{-8}$

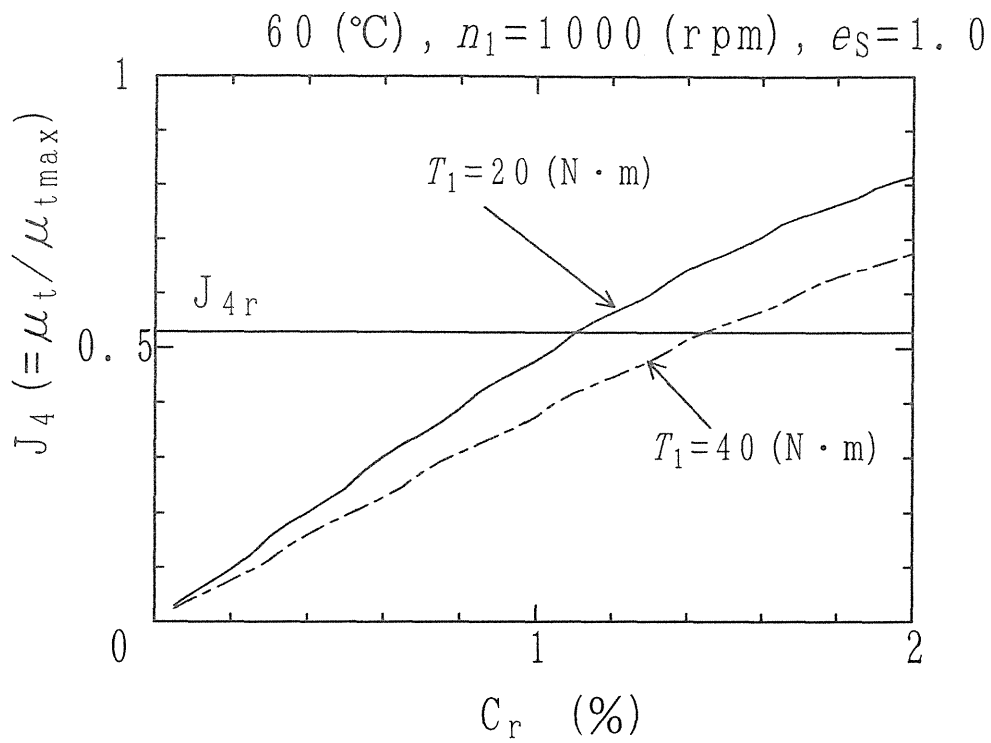


図3-1 トラクションカーブ( $e_s=1$ )

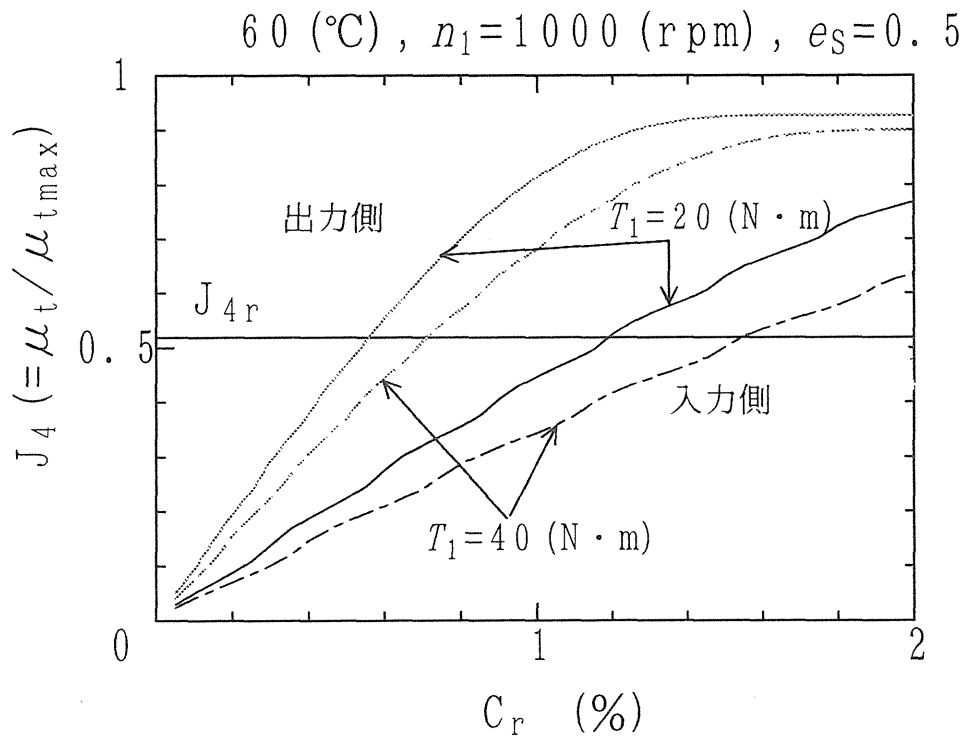


図3-2 トラクションカーブ( $e_s=0.5$ )

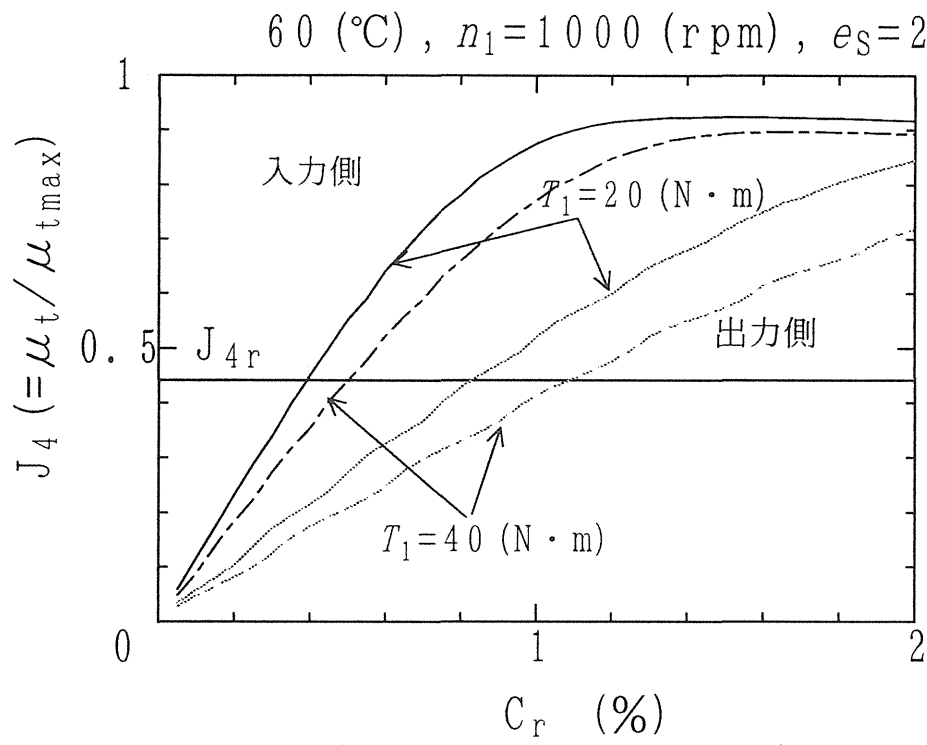


図3-3 トラクションカーブ( $e_s=2$ )

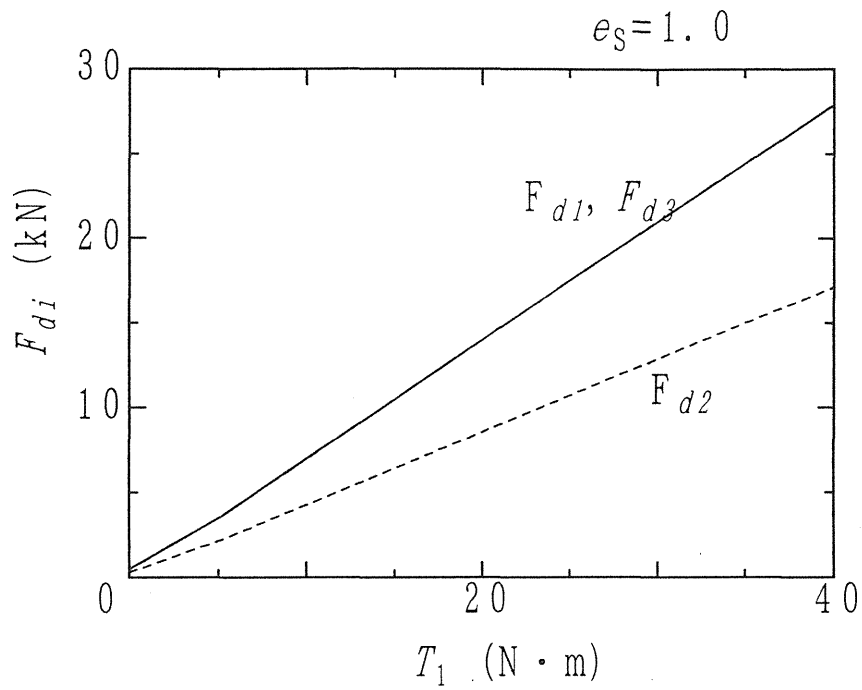


図3-4 軸受にかかるスラスト力（入力トルクの影響）

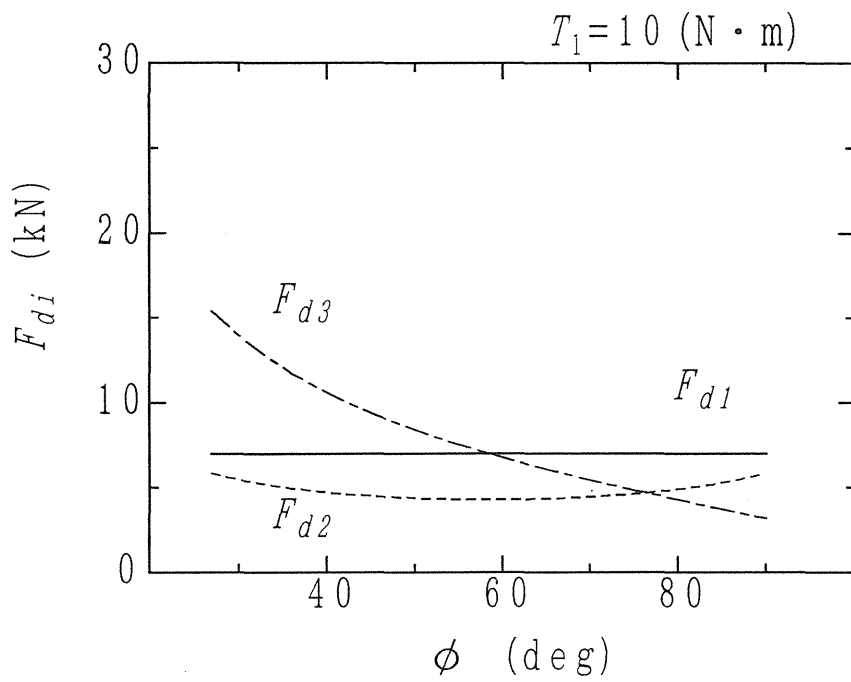


図3-5 軸受にかかるスラスト力（傾転角の影響）

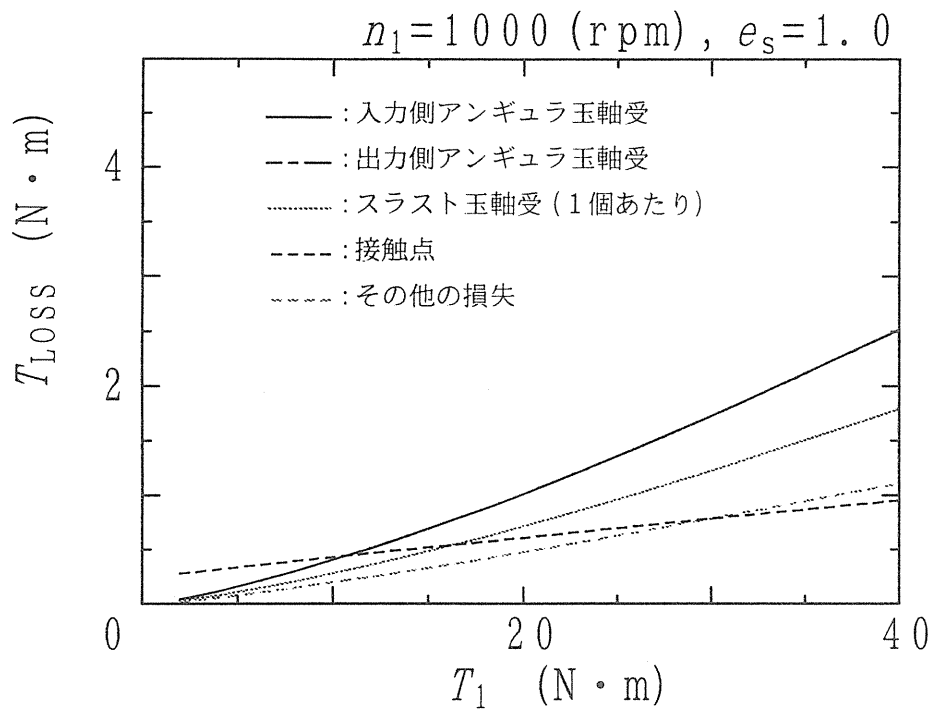


図3-6-1 各部の損失トルク計算結果( $e_s=1$ )

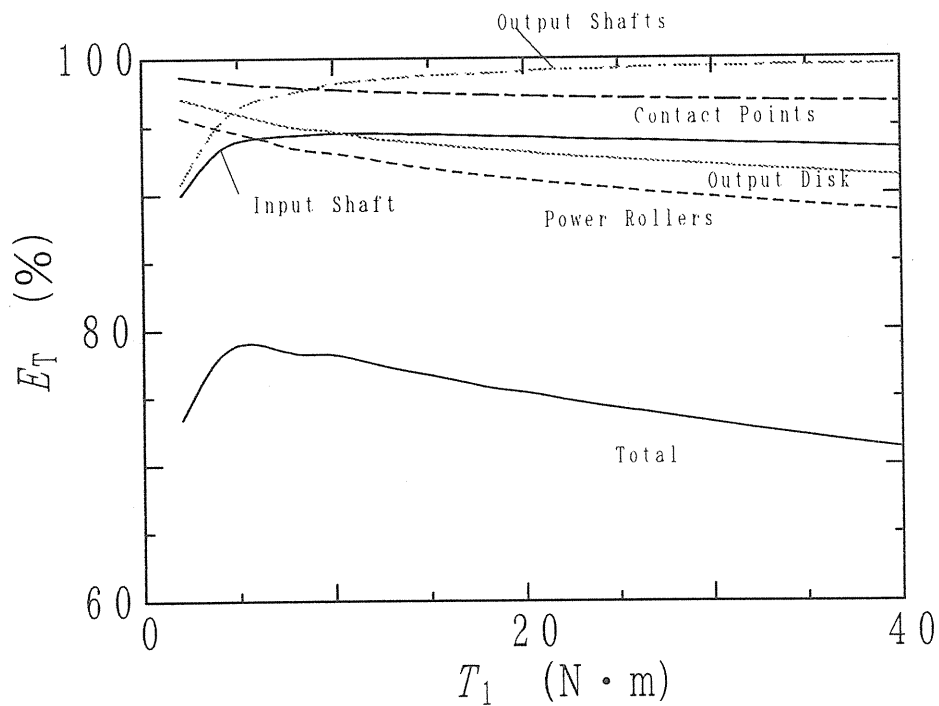


図3-6-2 各部のトルク伝達効率計算結果( $e_s=1$ )

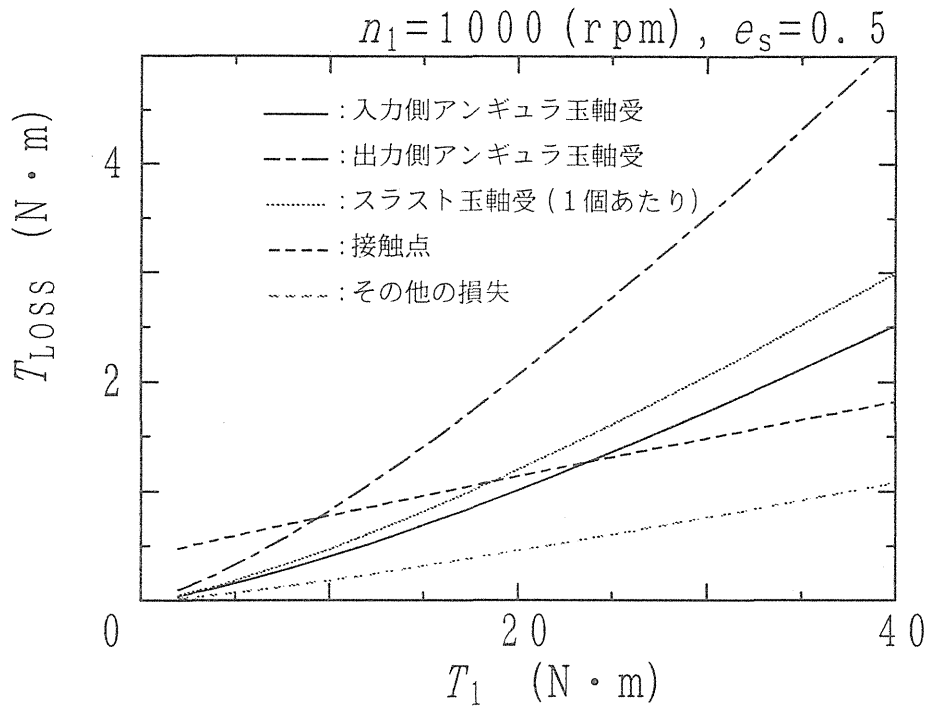


図3-7-1 各部の損失トルク計算結果( $e_s=0.5$ )

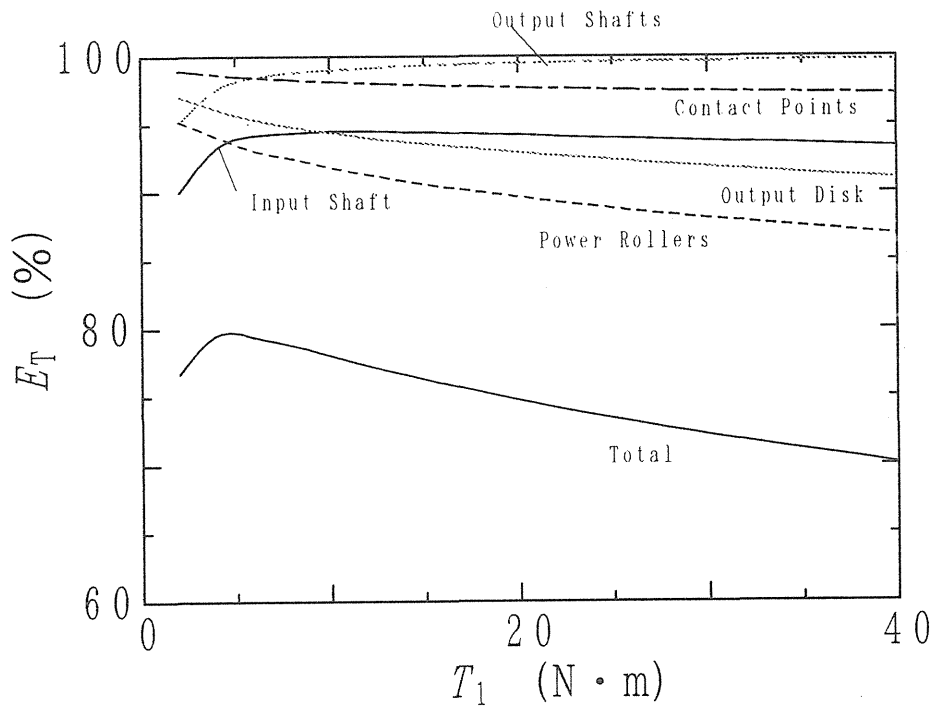


図3-7-2 各部のトルク伝達効率計算結果( $e_s=0.5$ )

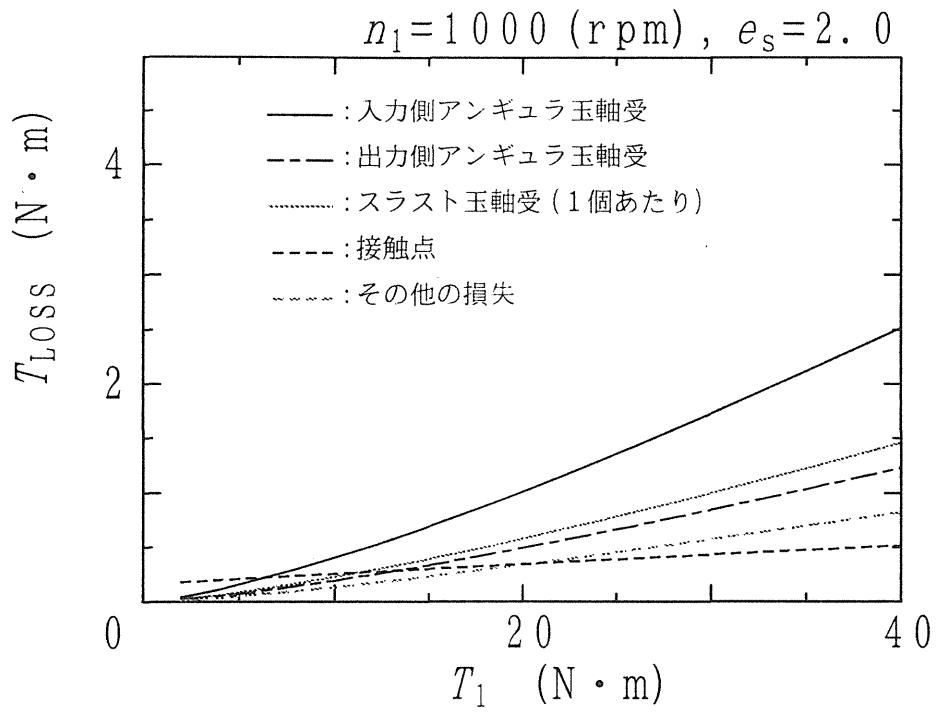


図3-8-1 各部の損失トルク計算結果( $e_s=2$ )

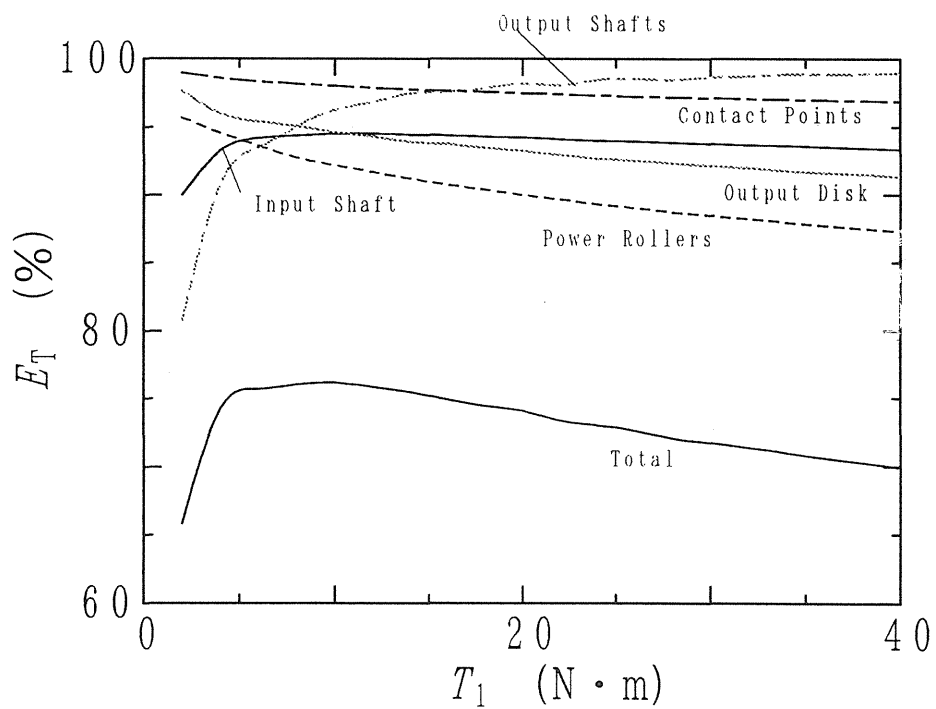


図3-8-2 各部のトルク伝達効率計算結果( $e_s=2$ )



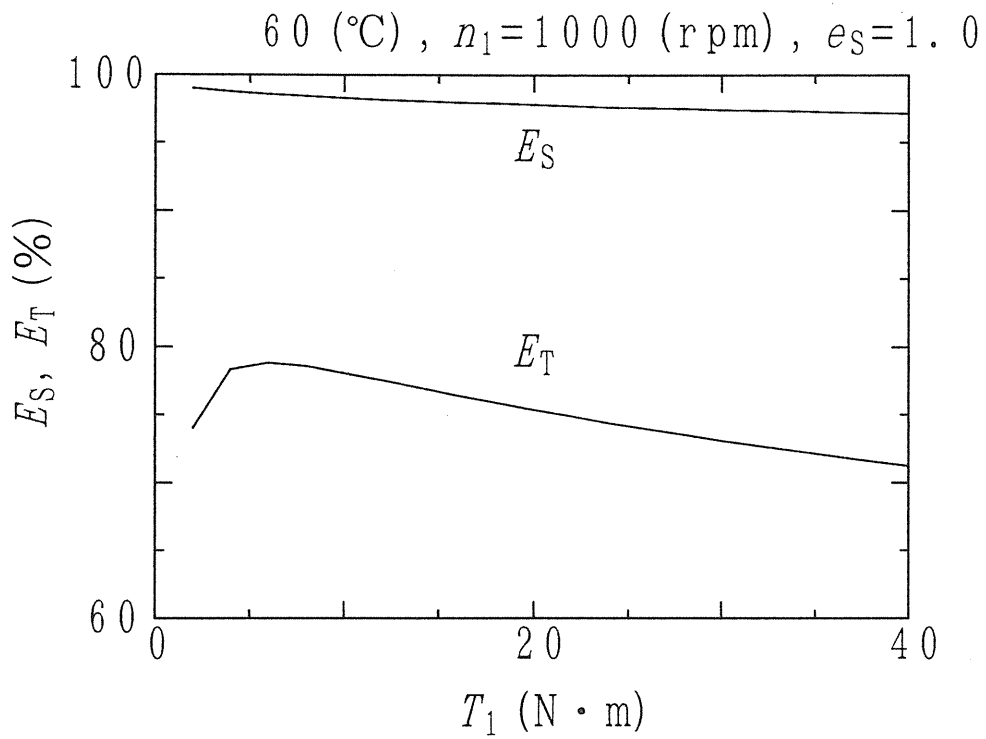


図3-6-3 速度、トルク伝達効率計算結果( $e_s=1$ )

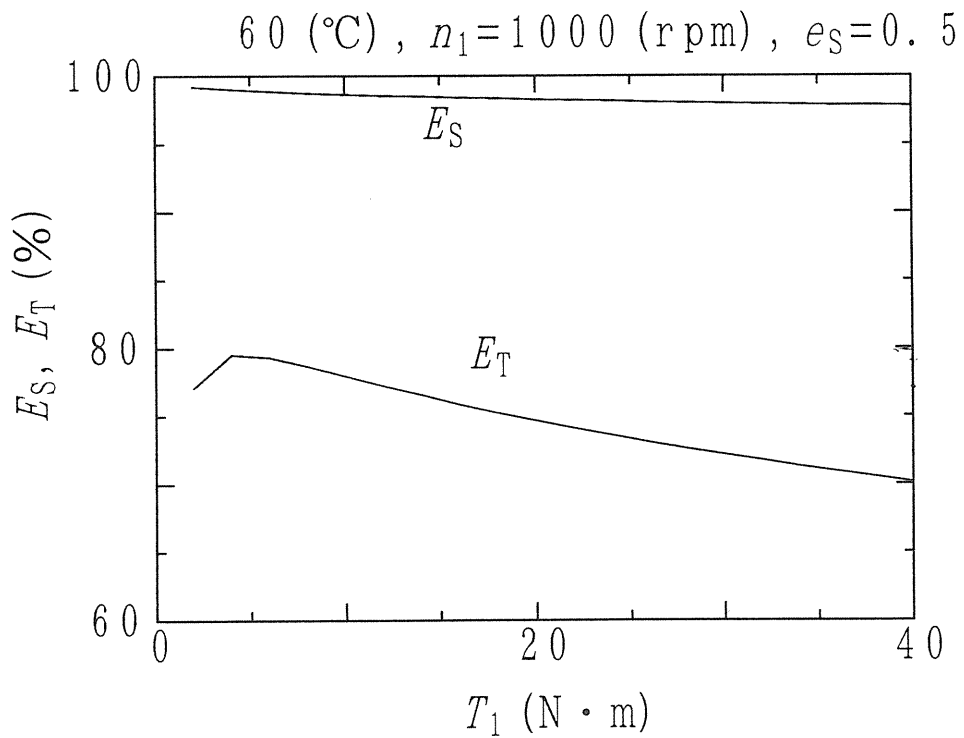


図3-7-3 速度、トルク伝達効率計算結果( $e_s=0.5$ )

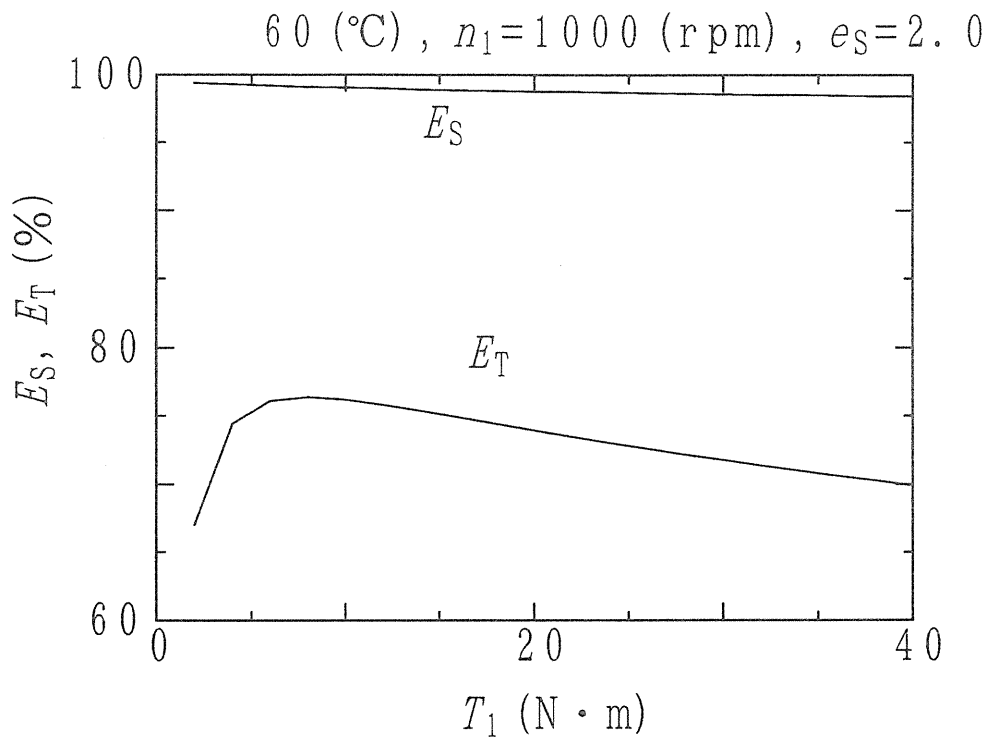


図3-8-3 速度、トルク伝達効率計算結果( $e_s=2$ )

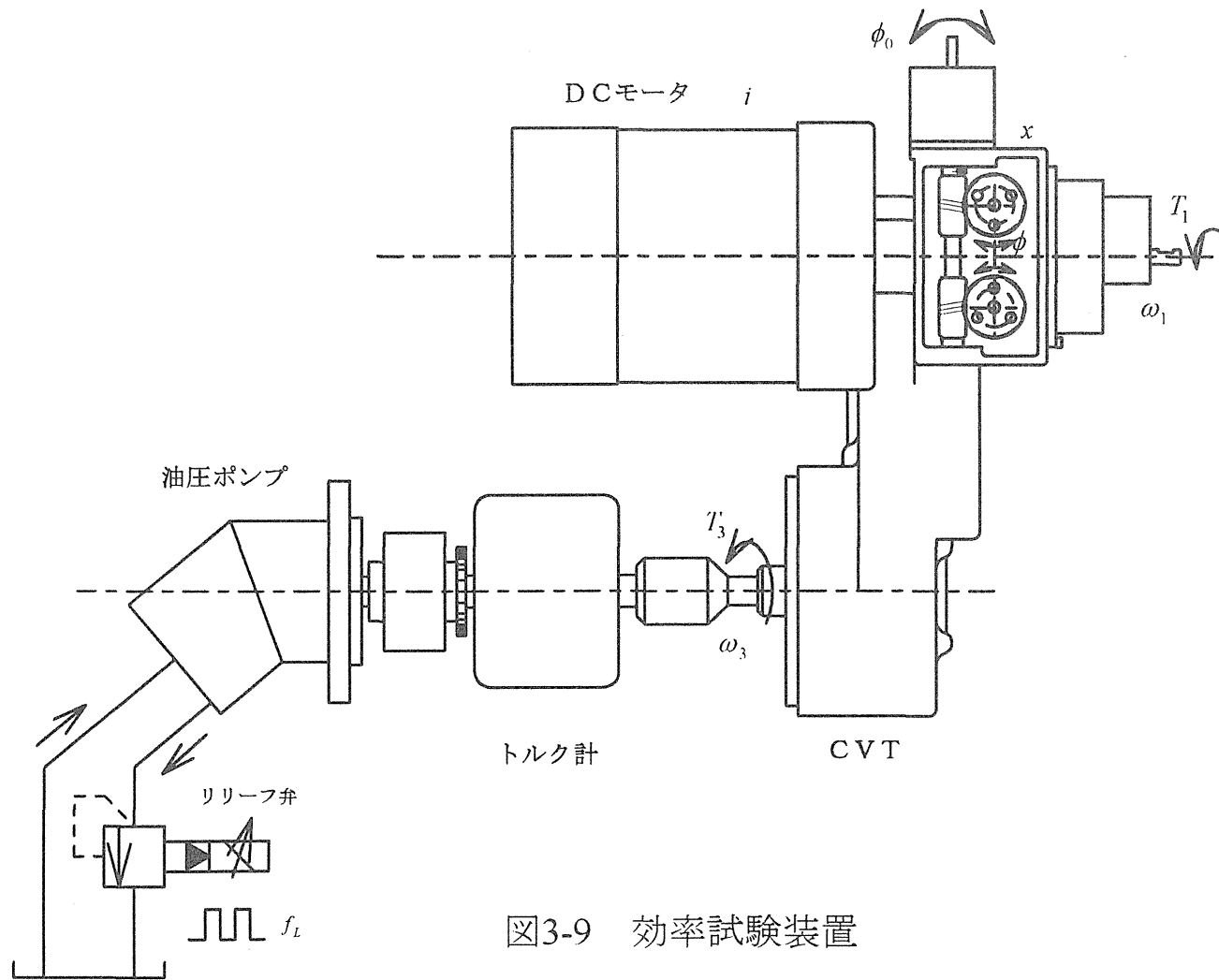


図3-9 効率試験装置

アクセル開度 $U$	1	2	3	4	5	6
$t_{on}(\mu s)$	10	21	32	46	63	70
$\tau_e(\%)$	0.14	0.3	0.46	0.7	0.9	1

表3-4 アクセル開度－電圧制御特性

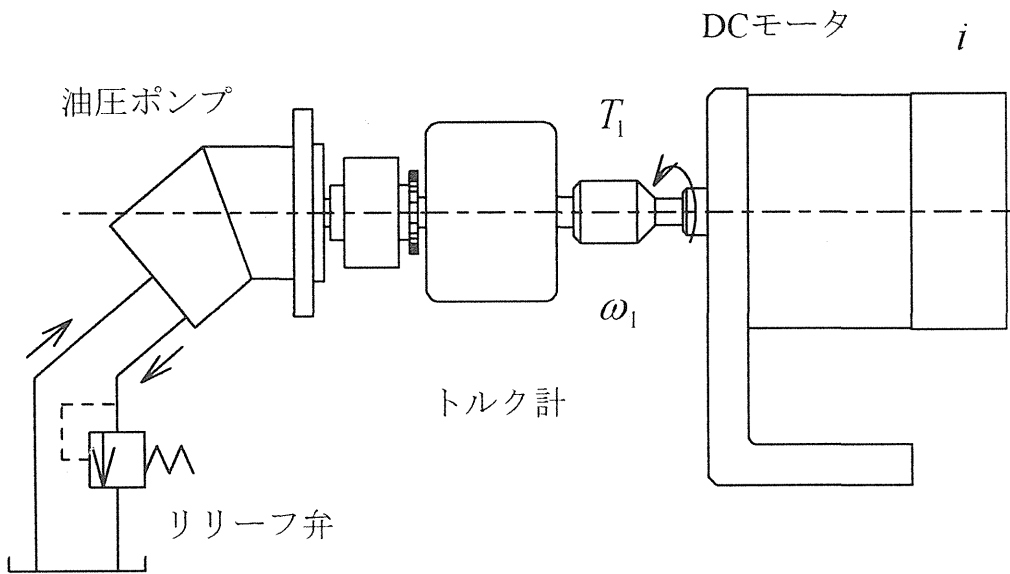


図3-10 電動機特性試験装置

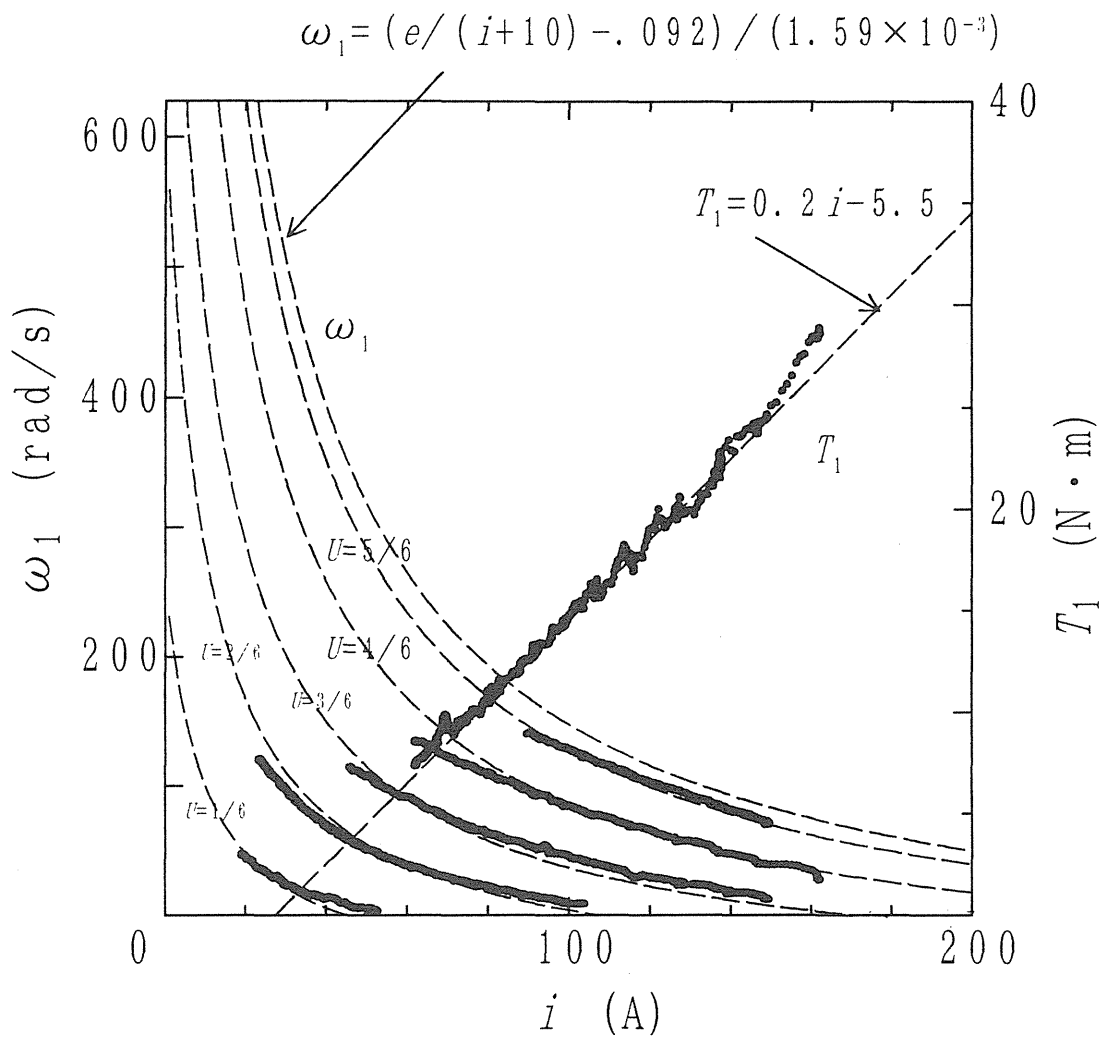


図3-11 トルク、回転数—電流特性

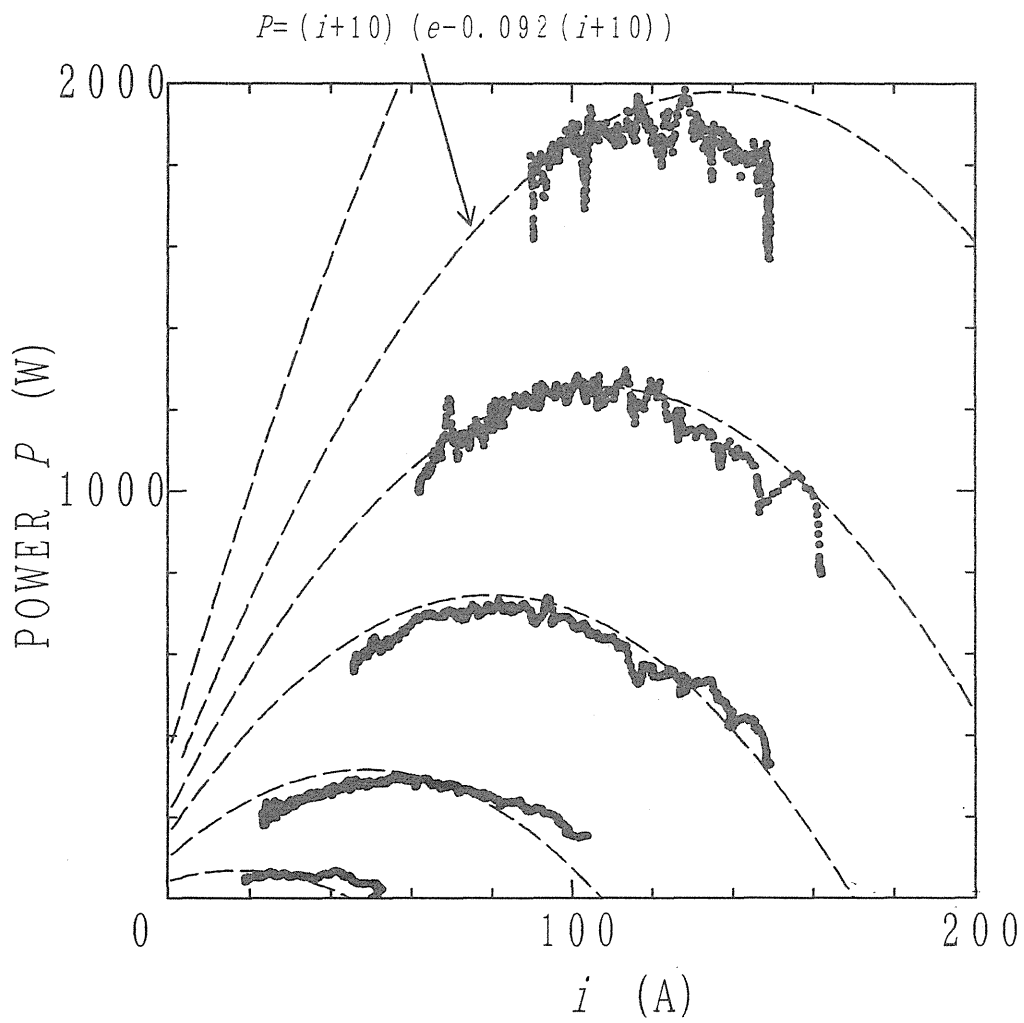


図3-12 出力—電流特性

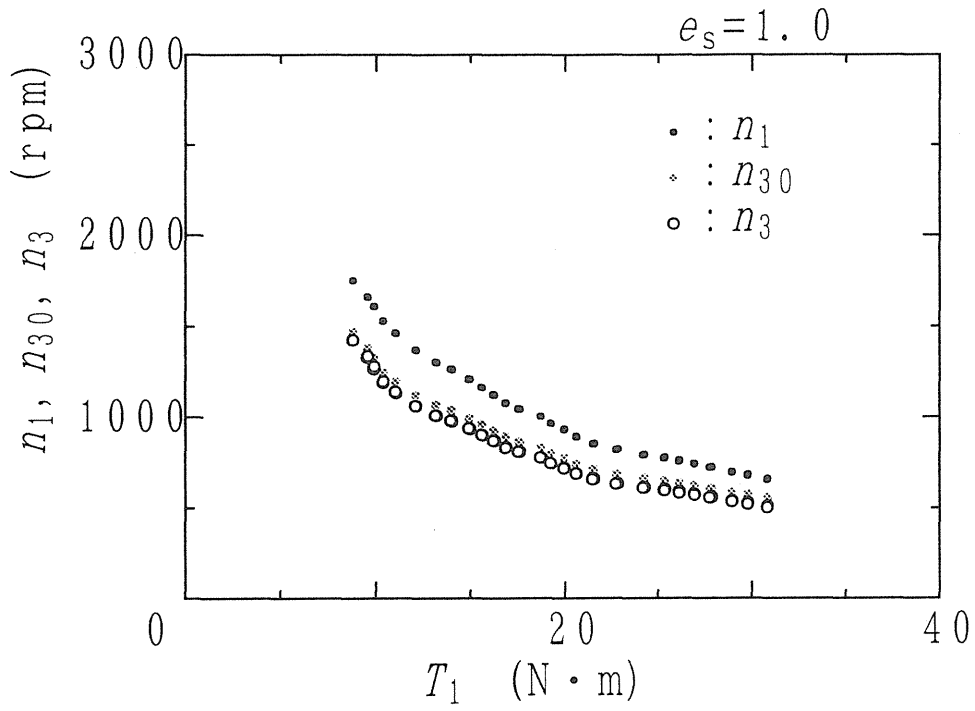


図3-13-1 速度伝達特性( $e_s=1$ )

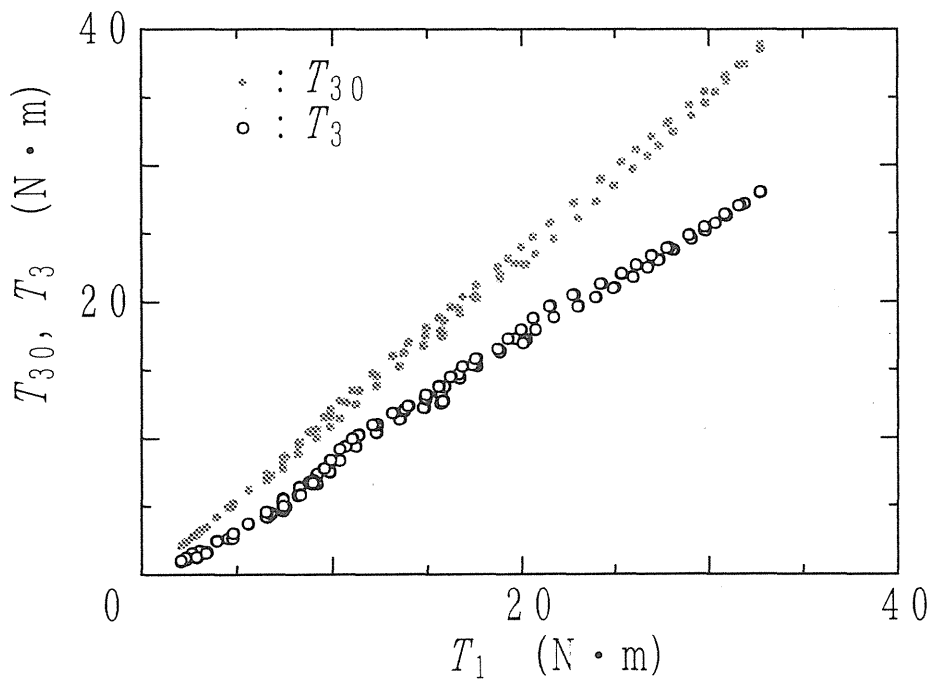


図3-13-2 トルク伝達特性( $e_s=1$ )

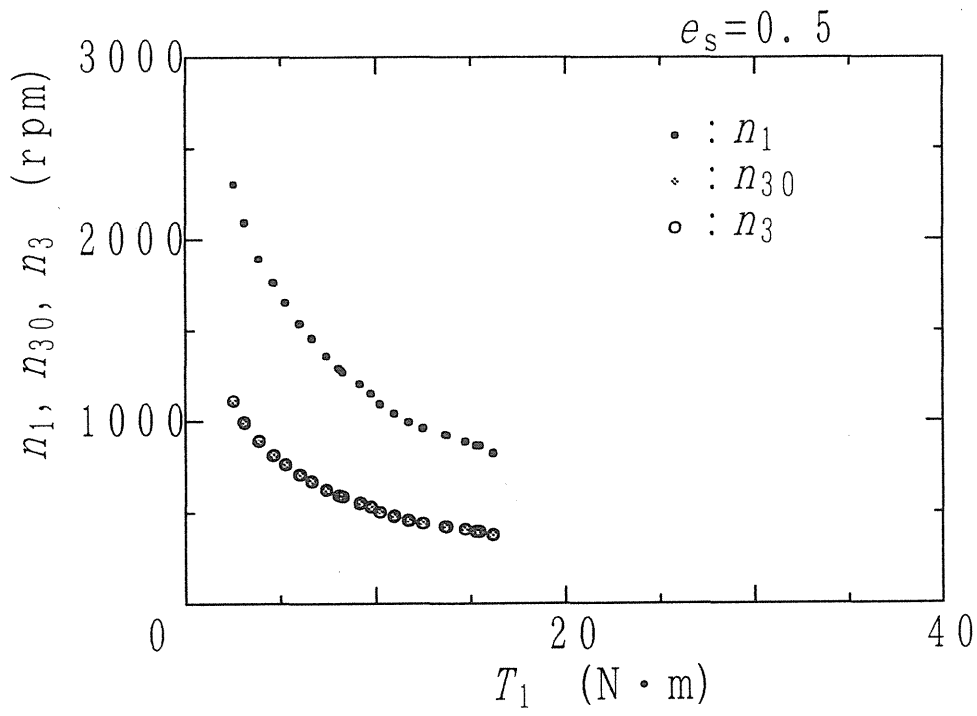


図3-14-1 速度伝達特性( $e_s=0.5$ )

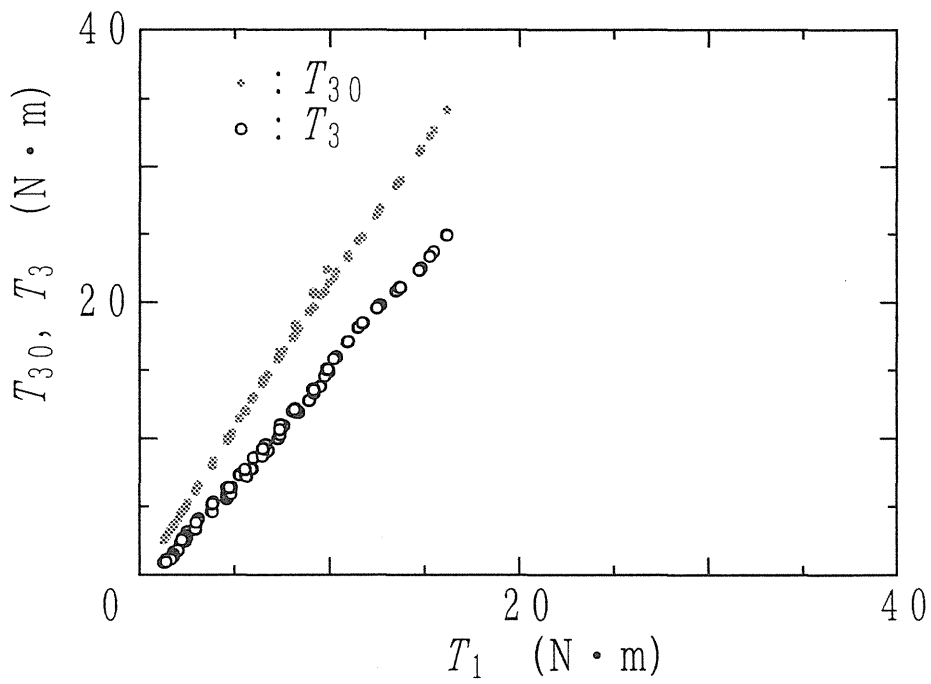


図3-14-2 トルク伝達特性( $e_s=0.5$ )



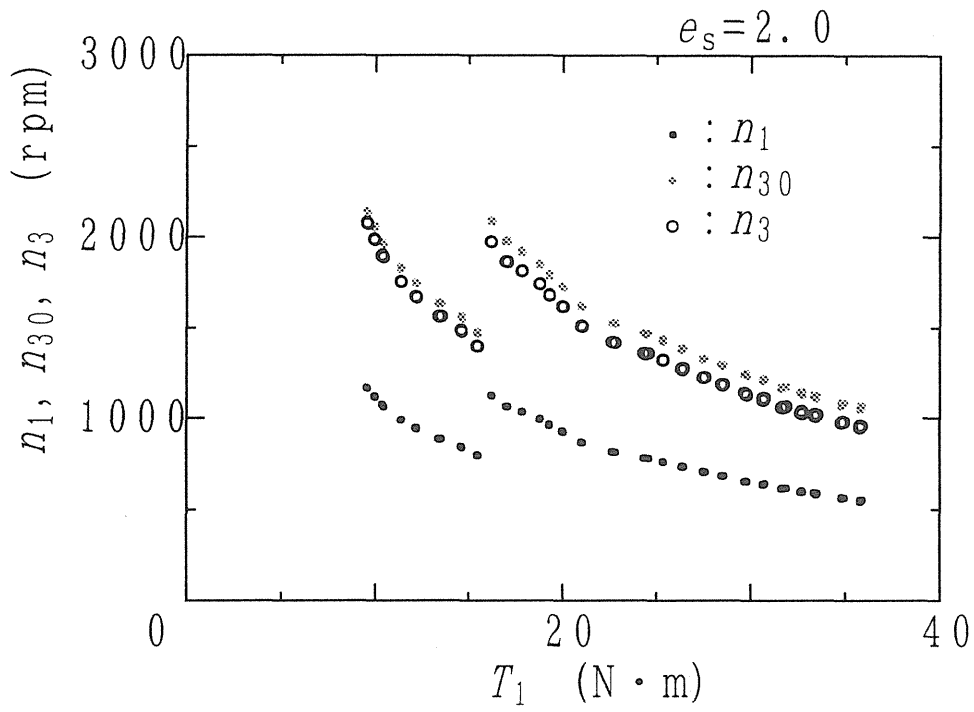


図3-15-1 速度伝達特性( $e_s=2$ )

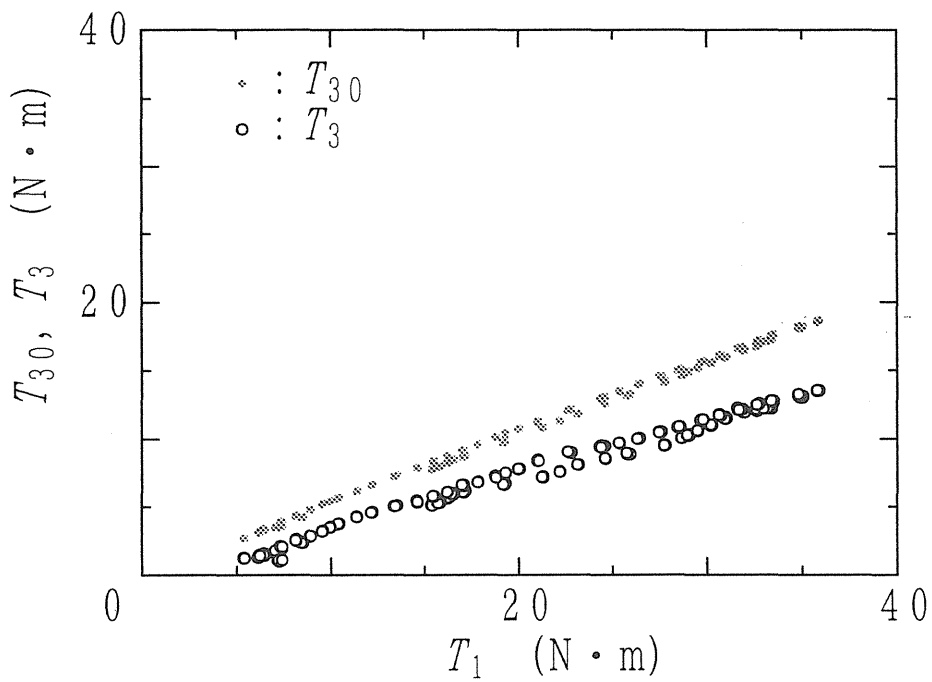


図3-15-2 トルク伝達特性( $e_s=2$ )

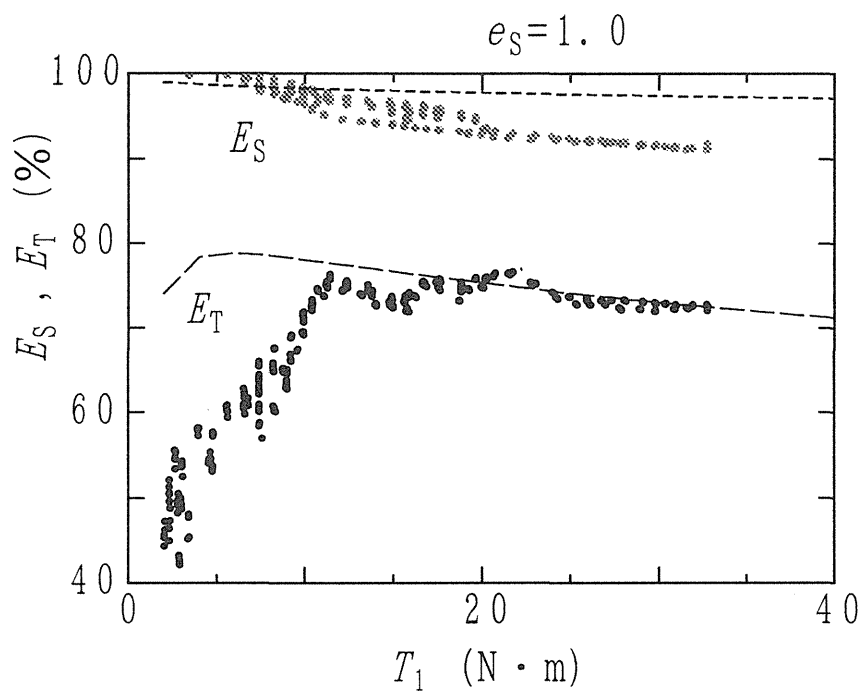


図3-13-3 速度、トルク伝達効率( $e_s=1$ )

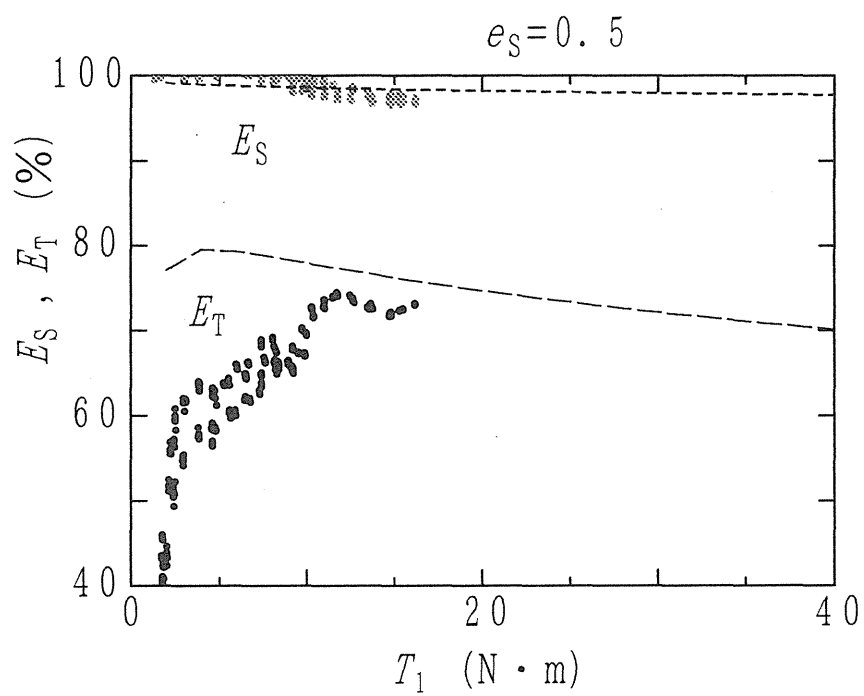


図3-14-3 速度、トルク伝達効率( $e_s=0.5$ )

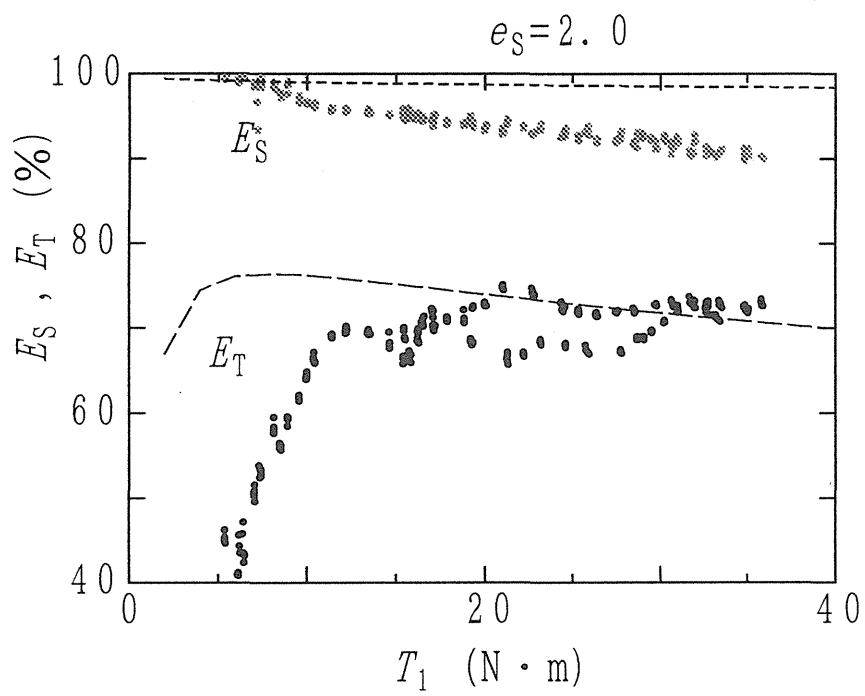


図3-15-3 速度、トルク伝達効率( $e_s=2$ )

## 第4章

### 変速制御機構の応答

## 第4章の記号

$D$	傾転方向
$e_s = \omega_3/\omega_1$	CVT変速比
$e_\phi$	目標傾転角の不感帯 (deg)
$F_c$	接触面押しつけ力 (N)
$F_{si}$	各接触部の傾転力(サイドスリップ力) (N) ( $i=1,2$ )
$f$	パルス周波数 (Hz)
$f_L$	負荷周波数 (Hz)
$i_w = 40$	ウォームホイール減速比
$K$	ナット回転角入力速度 (deg/s)
$k_f$	周波数ゲイン
$k_{Ji}$	サイドスリップ力の比例定数 ( $i=1,2$ )
$L_n$	制御ねじリード ( $m/2\pi$ )
$n_i = 60\omega_i/2\pi$	各転動体の回転数 (rpm) ( $i=1,2,3$ )
$r_0$	ディスク主曲率半径 (m)
$T_i$	各転動体の伝達トルク ( $N\cdot m$ ) ( $i=1,2,3$ )
$x$	パワーローラ変位置量 (m)
$\zeta$	減衰係数
$\theta_0$	パワーローラ半頂角 (deg)
$\mu_t$	トラクション係数
$\mu_{t\max}$	最大トラクション係数
$\tau_n$	パワーローラ傾転時定数 (s)
$\phi$	パワーローラ傾転角 (deg)
$\phi_0$	制御ねじ回転角 (deg)
$\phi_{00}$	目標傾転角 (deg)
$\phi_{\max}, \phi_{\min}$	最大、最小傾転角 (deg)
$\omega_i$	各転動体の回転角速度 (rad/s) ( $i=1,2,3$ )
$\omega_n$	固有振動数 (Hz)

## 4-1 静特性と動特性

### 4-1-1 実験装置

実験装置は図3-9に示した動力伝達効率試験装置と同じであるが、トラニオンの傾転軸方向変位と制御ナット回転角検出用のセンサが追加されている。トラニオンの変位は上部に取り付けたセンサロッドの変位を直動形ポテンシオメータで測定する。このとき変位方向は鉛直上向きを正とする。制御ナット回転角はウォーム軸の回転が減速比 $i_w = 40$ のウォームギアを介して与えられるので、例えば制御ナットを10(deg)回転させるためにはウォーム軸は400(deg)回転しなければならない。このウォーム軸の回転角を多回転形ポテンシオメータで測定し、制御ナット回転角とする。それぞれの計測装置で電圧値に変換された測定値は、8チャンネルのA/Dコンバータを介してコンピュータに取り込まれるが、ステップ応答の測定などの場合には測定チャンネル数を減らしてサンプリング周期を短くしている。

### 4-1-2 傾転静特性の測定

第2章でも述べたが、ねじ制御機構は制御系が簡単で安定であるという利点がある。しかし一方で、その線形性や剛性は、ねじやナット、ナットをケースに固定する部分などの機械的精度で決まってしまうため、部品のでき具合によって左右のパワーローラの傾転特性が異なってしまう恐れがある。そこで最初にナット回転角 $\phi_0$ に対する静特性を調べる。

図4-1、図4-2はそれぞれ無負荷のときと負荷がかけられたときの、傾転静特性である。無負荷のとき、パワーローラ変位量 $x$ には約0.06(mm)のヒステリシスが存在するが、傾転角 $\phi$ はほぼ線形に $\phi_0$ に対応している。負荷がかけられたときには変位量のヒステリシスが約0.1(mm)に増加しており、傾転角も増速側で最大約2(deg)のヒステリシスが出ている。また負荷の有無に関わらず、変位量は減速側よりも増速側で大きくなっている。

トラクション力の反力は図2-5のトラニオンRに対して上向き、トラニオンLに対して下向きにかかる。この方向は減速側に傾転させるときのパワーローラ変位方向と同じであるので、トラクション力が減速側への傾転を容易にし、増速側への傾転を妨げているため、増速側でヒステリシスが大きくなると思われる。

また、どちらの場合も左右のパワーローラの間にはほとんど差はなく、左右の傾転静特性は等しいといえる。

### 4-1-3 ねじ制御機構の負荷特性の測定

従来の電気油圧及び機械油圧変速制御機構は、トラニオン上下にかかる油圧力でパワーローラ変位を与える構造となっている。接触面で伝達されるトラクション力の反力はこの油圧力で支えられるため、トルク容量は圧力を上げることで容易に大

きくすることができる。また左右のトラニオンの反力は必ず等しくなり、動力は二つのパワーローラへ均等に配分される。一方ねじ変速制御機構では、この反力をねじの摩擦力とウォームギアで受ける構造になっている。ウォームギアの逆効率がゼロになるように設計すれば反力はウォーム軸にはかからず、その保持トルクはほとんどなくすることができる。しかし、ねじ内部やナットを支持する玉軸受の内部に存在するガタや、ウォームギアのバックラッシュなどによって左右の反力に差が生じ、動力が均等に配分されない恐れがある。そこで負荷がかけられたときのパワーローラ傾転角 $\phi$ 、トラニオン変位 $x$ の変化を調べる。

図4-3、図4-4、図4-5にそれぞれ変速比 $e_s$ を1、0.5、2( $\phi=58.5$ 、 $35.5$ 、 $81.5(\text{deg})$ に相当)としたときの変速制御系の負荷特性を示す。変速比2のときは変化量は少ないが、変速比が1、0.5のときは負荷がかかるとパワーローラは減速側に最大で約7(deg)傾転し、トラニオンRは上に、トラニオンLは下にそれぞれ最大約0.25(mm)変位する。また入力トルク $T_1$ を徐々に増大させると $T_1=10(\text{N}\cdot\text{m})$ までの間にどちらも大きく変化し、その後は入力トルクの増大による変化は少ない。逆に入力トルクを徐々に減少させると傾転角、変位ともわずかに増大するが、 $T_1=10(\text{N}\cdot\text{m})$ 以下になると急に減少し、入力トルクが $0(\text{N}\cdot\text{m})$ になるともとの位置に戻る。

この現象の原因としては、制御ねじナット間の剛性が低いためトラクション力によってパワーローラ回転軸が入力軸上からずれ、サイドスリップ力によって傾転が起こるとも考えられるが、その場合パワーローラの変位は傾転によって打ち消されるので、定常負荷時には測定されないはずである。そこでこの傾転は、パワーローラをトラニオンに取り付けているピボット軸(図2-5の⑦)回りにパワーローラがスイングするために起こると考えられる。負荷がかかるとローディングカムによって押された入力ディスクは出力ディスク方向に微小変位する。このときパワーローラも出力ディスク方向に変位するが、その回転中心の位置はピボット軸によって拘束されるため、パワーローラは図2-5のa方向にもわずかに変位する。この方向の変位はパワーローラを減速側に傾転させるサイドスリップ力を誘起し、パワーローラを傾転させる。このときパワーローラ回転軸は入力軸上に戻るが、ピボット軸のスイングによりトラニオンとの位置関係がずれているため、トラニオンの変位が測定されるものと思われる。

この負荷による傾転は、変速制御を行う際には制御の安定性を低下させる要因となる可能性があるが、二つのパワーローラ間の差はほとんど見られないため、動力は均等に配分されていることが確認された。

#### 4-1-4 傾転ステップ応答

パワーローラ傾転軸回りの慣性モーメントを $I$ とするとパワーローラの傾転運動方程式は

$$I\ddot{\phi} = r_0(F_{S1} + F_{S2}) \quad (4-1)$$



で表される。これに式(2-19)を代入し整理すると

$$I\ddot{\phi} + B\dot{\phi} = K_S \cdot x \tag{4-2}$$

$$\text{ただし、 } B = k_p |T_1| / [\omega_1 (1 + k_0 - \cos \phi)]$$

$$K_S = k_p |T_1| (0.8/r_0)$$

$$k_p = \frac{2\pi r_0 \mu_{\max} (k_{J1} + k_{J2})}{L_c \sin \phi}$$

である。ねじとナットの剛性が十分に高いとすれば、パワーローラのオフセット量  $x$  はウォームギアによって生じる制御ナットの回転角  $\phi_0$  と、そのときのパワーローラの傾転角  $\phi$  との角度差より

$$x = L_n (\phi_0 - \phi) / 2\pi \tag{4-3}$$

で表される。この変速制御系のブロック線図は図4-6-aで表される。このとき伝達関数は

$$\frac{\phi}{\phi_0} = \frac{1}{s^2 / \omega_n^2 + (2\zeta \omega_n) s + 1} \tag{4-4}$$

$$\text{ただし、 } \omega_n = \sqrt{L_n K_S / 2\pi I}$$

$$\zeta = \frac{B}{2} \sqrt{\frac{2\pi}{L_n K_S I}}$$

である。

またトラニオンの慣性を無視するとブロック線図は図4-6-bのように単純化できる。このとき伝達関数、時定数はそれぞれ

$$\frac{\phi}{\phi_0} = \frac{1}{\tau_n \cdot s + 1} \tag{4-5}$$

$$\text{ただし、 } \tau_n = \frac{2\pi B}{L_n K_S} = \frac{2\pi r_0}{0.8 L_n \omega_1 (1 + k_0 - \cos \phi)}$$

で表され、時定数が入力回転数と傾転角の関数であることがわかる。

#### 4-1-5 傾転ステップ応答の測定

図4-7、図4-9に変速比1から1.13( $\phi=58.5$ から62.5(deg)に相当)へステップ状に傾転させたとき、図4-8、図4-10に変速比1から0.88( $\phi=58.5$ から54.5(deg)に相当)へステップ状に傾転させたときの傾転角  $\phi$  とパワーローラ変位  $x$  の応答を示す。図4-7、図4-8は無負荷で入力回転数  $n_1$  を700、1300、1800(rpm)に変化させたときの応答である。また図4-9、図4-10は入力回転数を700(rpm)で一定とし、入力トルク  $T_1$  を3、9、11(N・m)に変化させたときの応答である。いずれの場合も傾転角の応答は制御ナツ

ト回転角の変化量との比 $\Delta\phi/\Delta\phi_0$ で表されており、この系が一次遅れであるとする  
と、 $\Delta\phi/\Delta\phi_0 = 0.632$ のときの時刻が時定数である。

時定数は無負荷で入力回転数700、1300、1800(rpm)のときそれぞれおよそ0.25、  
0.22、0.14(s)と測定された。また、入力トルク9、11(N·m)のときはそれぞれ0.25、  
0.30(s)であった。傾転方向により若干の違いがあるが、入力回転数が速くなるにつ  
れ応答も速くなり、また入力トルクの増大にはそれほど影響されないという傾向が  
見られる。しかし、一次遅れの式(4-5)から計算される時定数 $\tau_n$ は入力回転数700、  
1300、1800(rpm)のときそれぞれ0.13、0.07、0.05(s)であり、測定値はこれよりもか  
なり遅くなっている。

測定値が計算値よりも遅くなっている要因としては、

- ①変速比の変化によって電動機にかかる負荷が変わり、電動機特性から入  
力回転数が変化してしまうこと
- ②制御ナットの回転はウォームギアの回転により行うので、完全なステップ  
状の入力にはできないこと
- ③トラニオンの慣性を無視し、一次遅れに近似していること

などが考えられる。

このうち①は実際には入力回転数の変化と同時に傾転角も変化しており、両方の  
要素が相殺して $\tau_n$ にはあまり影響を及ぼさないことがわかった。そこで②の要因を  
考慮して制御ナット回転角を

$$\phi(t) = Kt + \phi_0(0) \quad (0 \leq t \leq t_1) \quad (4-6-a)$$

$$\phi_0(t) = Kt_1 + \phi_0(0) \quad (t \geq t_1) \quad (4-6-b)$$

のような関数とし、数値計算によって過渡応答を求める。出力方程式は

$$\phi(t) = \mathcal{L}^{-1} \left[ \frac{K}{s^2} \frac{1}{\tau_n \cdot s + 1} \right] = K(t - \tau_n + \tau_n e^{-t/\tau_n}) + \phi(0) \quad (0 \leq t \leq t_1) \quad (4-7-a)$$

$$\begin{aligned} \phi(t) &= \mathcal{L}^{-1} \left[ \frac{\phi_0(t_1) - \phi(t_1)}{s} \frac{1}{\tau_n \cdot s + 1} \right] \\ &= (\phi_0(t_1) - \phi(t_1)) (1 - e^{-(t-t_1)/\tau_n}) + \phi(t_1) \quad (t_1 \leq t) \end{aligned} \quad (4-7-b)$$

である。

入力回転数を700、1300、1800(rpm)とし、ナット回転角入力速度 $K = 40(\text{deg/s})$ とし  
たときの計算結果を図4-11に示す。この図は増速側に傾転した場合であるが、減速  
側に傾転した場合は $x$ の符号が逆になる。この計算結果で $\Delta\phi/\Delta\phi_0 = 0.632$ となる時  
刻は回転数700、1300、1800(rpm)のときそれぞれ0.18、0.12、0.11(s)であった。ナッ  
ト回転角入力速度を考慮したことにより、特に $\Delta\phi/\Delta\phi_0$ の立ち上がり部分での応答  
の遅れが解明された。しかし、傾転が60(%)ほど終了した後の傾転の遅れが目立つ

ている。また傾転終了時には0に戻るはずのトラニオン変位 $x$ が0.03~0.05(mm)ほど残っている。これは $x$ が減少すると傾転力が小さくなり、ねじとナットの間の摩擦力がこれを上回って傾転ができなくなるためであると思われる。

また③の要因を考慮し、トラニオンの傾転軸回りの慣性モーメントをおよそ $3 \times 10^{-4}$  (kg·m<sup>2</sup>)として計算を行ったが、大きな違いは見られなかった。

このためステップ応答の遅れの原因は制御ナット回転角の入力速度とねじの摩擦力にあり、特にナット回転角との偏差が大きいときには、ねじ変速制御機構は一次遅れで表すことができる。

#### 4-1-6 負荷時動特性の測定

4-1-3では静的負荷に対し左右の傾転角のずれは起こらず、動力が均等に配分されていることが確認されたが、ここでは負荷のかかった瞬間あるいは負荷の取りのぞかれた瞬間にずれが起こっていないかどうか調べる。

実験装置、図3-9では油圧ポンプ吐出口に絞り弁と高速電磁弁が取り付けられている。まず絞り弁を閉じた状態で、吐出圧力をリリーフ弁によって設定する。その後、絞り弁を開き高速電磁弁にオン・オフ信号を入力すると、吐出圧力は電磁弁が閉じているときは設定圧力に等しく、電磁弁が開いているときは大気圧に等しくなり、CVTにステップ状の負荷が与えられる。ただし、電磁弁が閉じてから吐出圧力が上昇するまでの時間は油圧ポンプの吐出油量によるので負荷の周波数 $f_L$ は出力回転数 $n_3$ が1000(rpm)のとき最大で0.1(Hz)程度である。

図4-12、図4-13にそれぞれ変速比 $e_s$ が1、0.5で周期 $f_L = 0.1$ (Hz)の動的負荷がかかったときの変速制御系の応答を示す。どちらの場合も傾転角は減速側に变化し、トラニオンRは下に、トラニオンLは上に変位している。これは静的負荷に対する変化と同じ傾向であり、左右のパワーローラの間はずれもないことから、ねじ変速制御機構は負荷の瞬間的な変動に対しても十分に均等に動力を配分することが確認された。

## 4-2 パルスモータによる変速制御

車載走行時を想定して、本装置の変速制御はコンピュータなどを使わず、アナログ回路と論理回路で構成したコントローラを製作して行う。図4-14に傾転角制御系の概略図を示す。変速のきっかけとなるオフセットを与えるウォームギアは、ウォーム軸に取り付けられたパルスモータによって回転する。目標傾転角 $\phi_{00}$ は電気信号で与えられ、回転形ポテンシオメータで検出された傾転角と比較して図4-14のアルゴリズムを満たしたとき、アナログ回路で発生したパルスがパルスモータに出力される。また傾転方向 $D$ は $(\phi_{00} - \phi)$ の符号によって決まる。

パルス周波数を一定としてパルスのオン・オフのみによる制御と、パルス周波数を目標傾転角と現在の傾転角との差に比例して変化させる比例制御について、応答を評価する。

### 4-2-1 オン・オフ制御

$t_0 \leq t \leq t_1$ の範囲でパルス周波数 $f$ のパルスが出力されているとするとこのときウォーム軸は一定速度で回転するので式(4-7-a)において $K = 1.8f/i_w$ となり、出力方程式は

$$\phi(t) = 1.8f/i_w(t - t_0 - \tau_n + \tau_n e^{-(t-t_0)/\tau_n}) + \phi(t_0) \quad (t_0 \leq t \leq t_1) \quad (4-8)$$

で表される。ここで $1.8(\text{deg})$ は1パルス当たりのパルスモータの回転角度、 $i_w$ はウォームギアの減速比である。またパルスが出力されていない $t \geq t_1$ の範囲では式(4-7-b)をそのまま適用できる。一度パルス出力が停止したのち、傾転角が目標範囲を超えて再びパルスが出力される場合は、そのときの時刻が式(4-8)の $t_0$ となる。

### 4-2-2 比例制御

オン・オフ制御では目標傾転角の不感帯を設けることにより、パルス出力停止信号を出す。このため、目標傾転角と実際の傾転角との偏差が大きくなる恐れがある。また目標傾転角が近づいても高い周波数のパルスがパルスモータに入力されるため、不感帯内に入ってパルス出力停止信号が出るときまでに余分なパルスが数多く出力され、オーバーシュートを起こす可能性がある。そこで目標傾転角が近くなったら周波数を下げ、余分なパルスの出力を減少させる比例制御を用いれば、変速応答の安定、平滑化が可能であると思われる。パルスは目標と現在の傾転角の差 $(\phi_{00} - \phi)$ を $V-f$ コンバータに入力して発生させることができる。

目標傾転角入力速度 $\dot{\phi}_0$ と $(\phi_{00} - \phi)$ との関係は

$$\dot{\phi}_0 = k_f(\phi_{00} - \phi) \quad (4-9)$$

で表されるとする。この系のブロック線図を図4-15に示す。またこの系の伝達関数は

$$\frac{\phi}{\phi_{00}} = \frac{k_f}{\tau_n s^2 + s + k_f} \quad (4-10)$$

出力方程式は

$$\phi(t) = (\phi_{00}(0) - \phi(0)) \{1 + a_2 e^{\alpha t} + b_2 e^{\beta t}\} + \phi(t_0) \quad (t_0 \leq t \leq t_1) \quad (4-11)$$

$$\text{ただし、} \alpha = -\frac{1 + \sqrt{1 - 4k_f \tau_n}}{2\tau_n} \quad \beta = -\frac{1 - \sqrt{1 - 4k_f \tau_n}}{2\tau_n}$$

$$a_2 = \frac{\alpha + 1/\tau_n}{\beta - \alpha} \quad b_2 = -\frac{\beta + 1/\tau_n}{\beta - \alpha}$$

となる。パルスが出力されていない  $t \geq t_1$  の範囲はオン・オフ制御と同様に式(4-7-b)で表すことができる。

#### 4-2-3 変速応答の測定

図4-16、図4-17にナット回転角入力速度  $K = 37(\text{deg/s})$  (パルス周波数  $f = 800(\text{Hz})$  に相当) のオン・オフ制御、図4-18、図4-19に周波数ゲイン  $k_f = 1.1$  ( $|\phi_{00} - \phi| = 40(\text{deg})$  のときパルス周波数  $f = 980(\text{Hz})$ ) の比例制御の変速応答を示す。図4-16、図4-18は目標変速比  $e_s$  を0.5から2(傾転角  $\phi = 35.5$  から  $81.5(\text{deg})$ )へステップ状に入力した場合、図4-17、図4-19は変速比2から0.5へステップ状に入力した場合である。また制御ナット回転角に対する傾転角の応答を一次遅れとして数値計算を行った結果をそれぞれ図中に点線で示す。この系を一次遅れとしたときの傾転時定数  $\tau_n$  は本来入力回転数と傾転角の関数であるが、傾転によって両方の変数に変化してその効果を相殺するため、変速比1のときの値で一定とした。目標傾転角の不感帯  $e_\phi$  はノイズによる発振を防ぐため  $4.7(\text{deg})$  とした。入力回転数、パルス周波数、周波数ゲインなどは実験、計算とも同条件である。

オン・オフ制御の場合、変速比0.5から2への変速では数値計算結果からは遅れるものの、変速が終了するまでの時間は約  $1.8(\text{s})$  であった。変速比2から0.5への変速時には、計算結果とほぼ同じ約  $1.3(\text{s})$  後に目標傾転角に達するが、約  $4(\text{deg})$  のオーバーシュートの後、時刻  $2.0(\text{s})$  で変速が終了する。

比例制御ではどちらに変速する場合も変速終了までの時間は約  $2.0(\text{s})$  とオン・オフ制御に比べ長くなっているが、停止直前には傾転速度が緩やかになり、安定な変速が行われていることがわかる。また傾転角の偏差もオン・オフ制御に比べ減少している。

どちらの制御方法においても、変速比2から0.5へ変速するときの計算値からの遅れが目立つ。パワーローラの傾転時定数は変速比2では小さくなるので応答は速くなるはずであるが、本装置では変速比2のとき入力回転数は約  $400(\text{rpm})$  まで低下してしまい、このとき傾転時定数は  $0.16(\text{s})$  と計算される。このため増速側で変速が遅れ、

オン・オフ制御では制御ナット回転角との偏差が大きくなり、オーバーシュートが起これると考えられる。

最後に、目標傾転角を連続的に変化させたときのオン・オフ制御、比例制御の応答を図4-20、図4-21に示す。オン・オフ制御では目標傾転角が傾転角の不感帯以上を越えると突然高い周波数のパルスが出るため、 $\phi_0$ は階段状になっている。 $\phi$ は $\phi_0$ に対して一次遅れであるので平滑化されてはいるが、滑らかとはいえない応答になっている。一方比例制御では、オン・オフ制御に比べ $\phi_0$ が滑らかに変化しており、目標傾転角と実際の傾転角との偏差も減少している。

以上のことから、応答速度の点では比例制御が優れているが、安定性、偏差の面からは比例制御の方が優れていると言える。また両方の特徴を生かし、目標傾転角と実際の傾転角との差がある範囲以上では一定速度の速いパルスを出力し、それ以内のときは傾転角の差に比例したパルスを出力するようなコントローラを用いることにより、さらなる高速化が可能であると思われる。

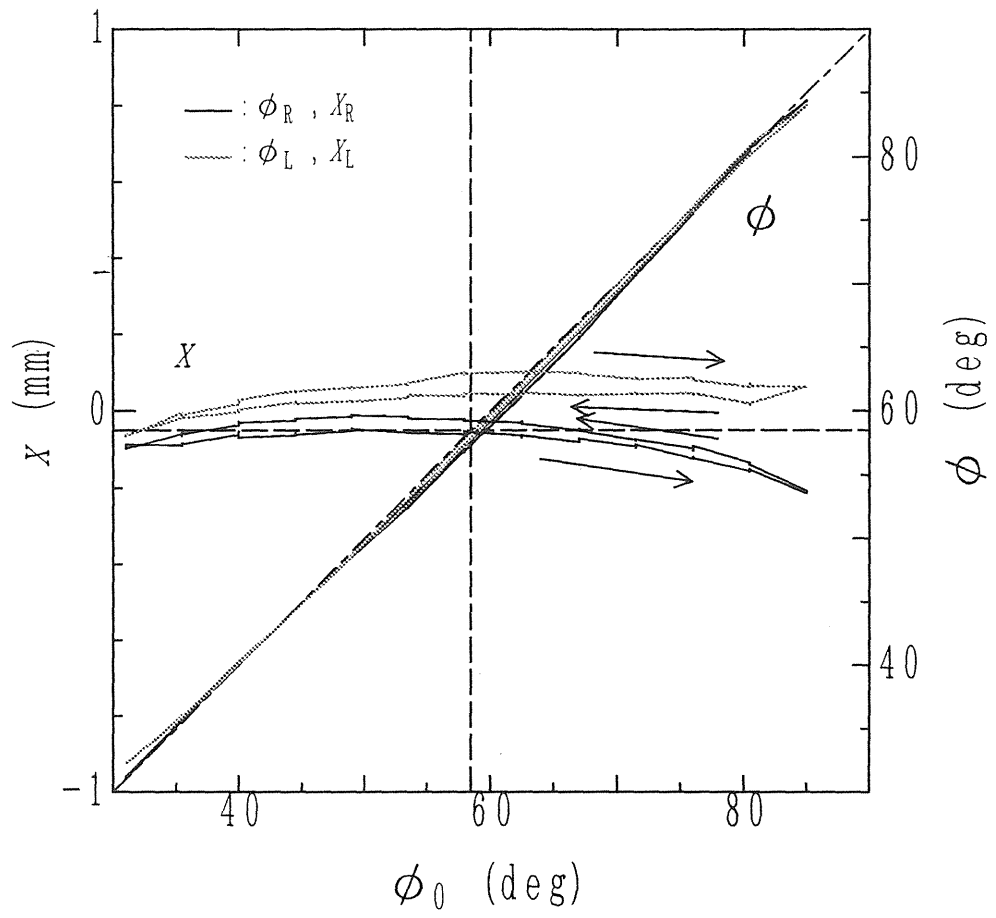


図4-1 傾転角静特性 (無負荷)

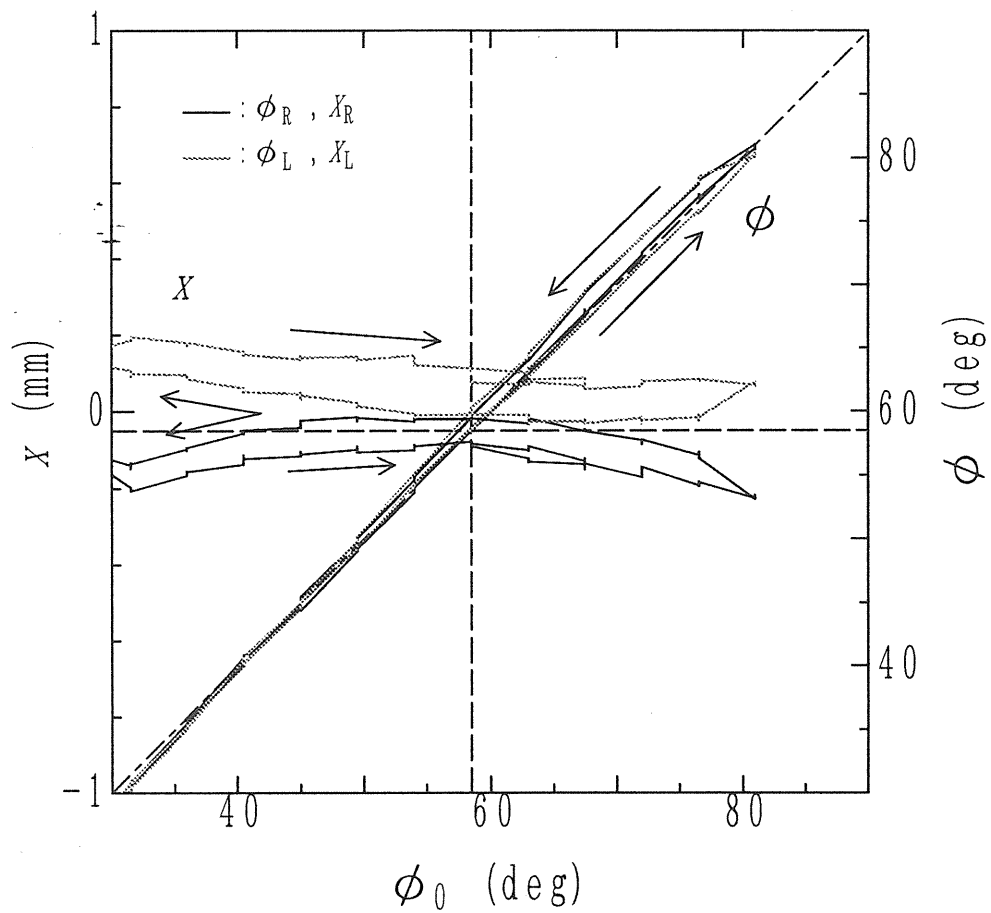


図4-2 傾転角静特性 ( $T_3 = 8(\text{N} \cdot \text{m})$ )



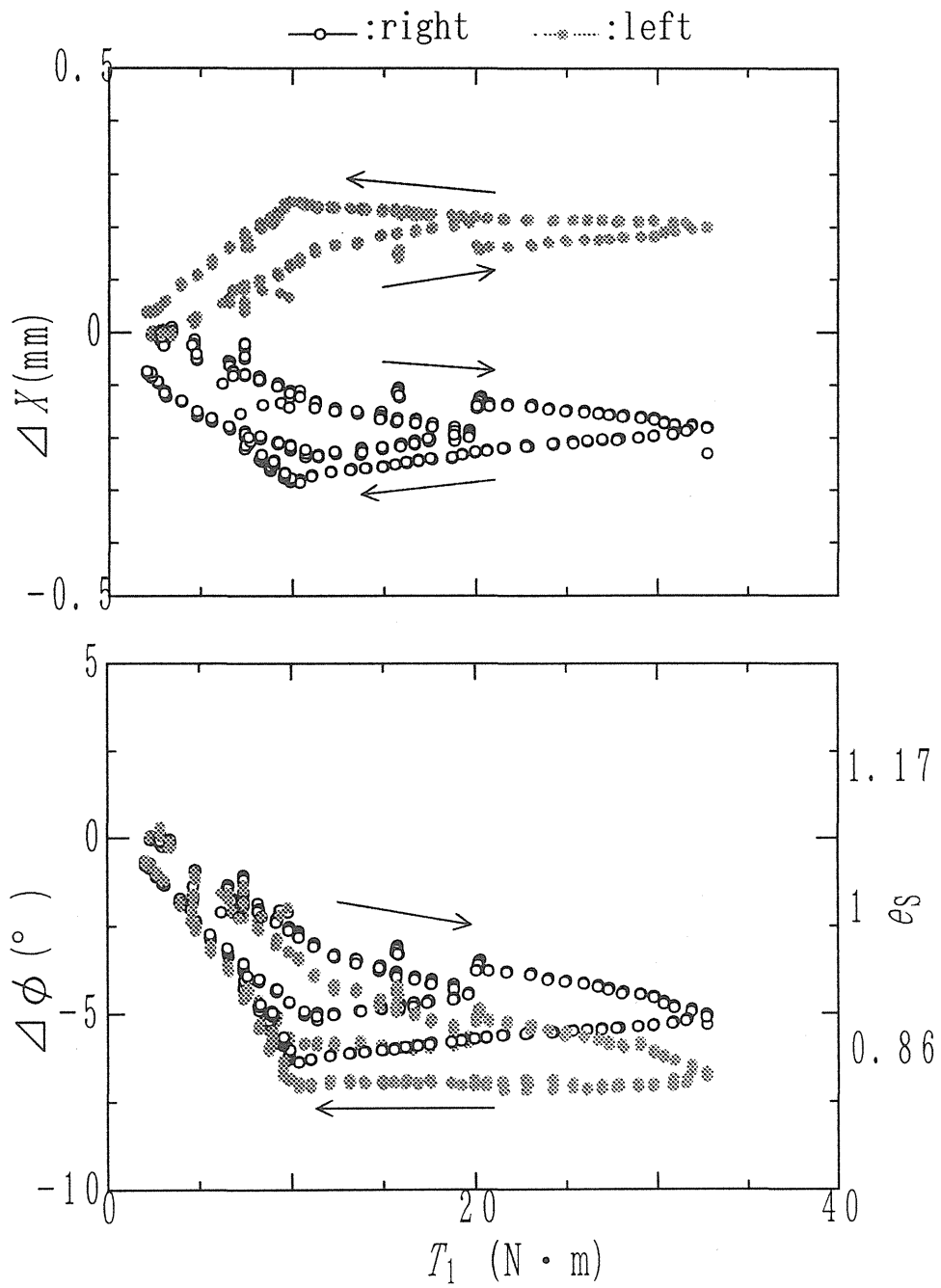


図4-3 ねじ制御機構の負荷特性( $e_s=1$ )

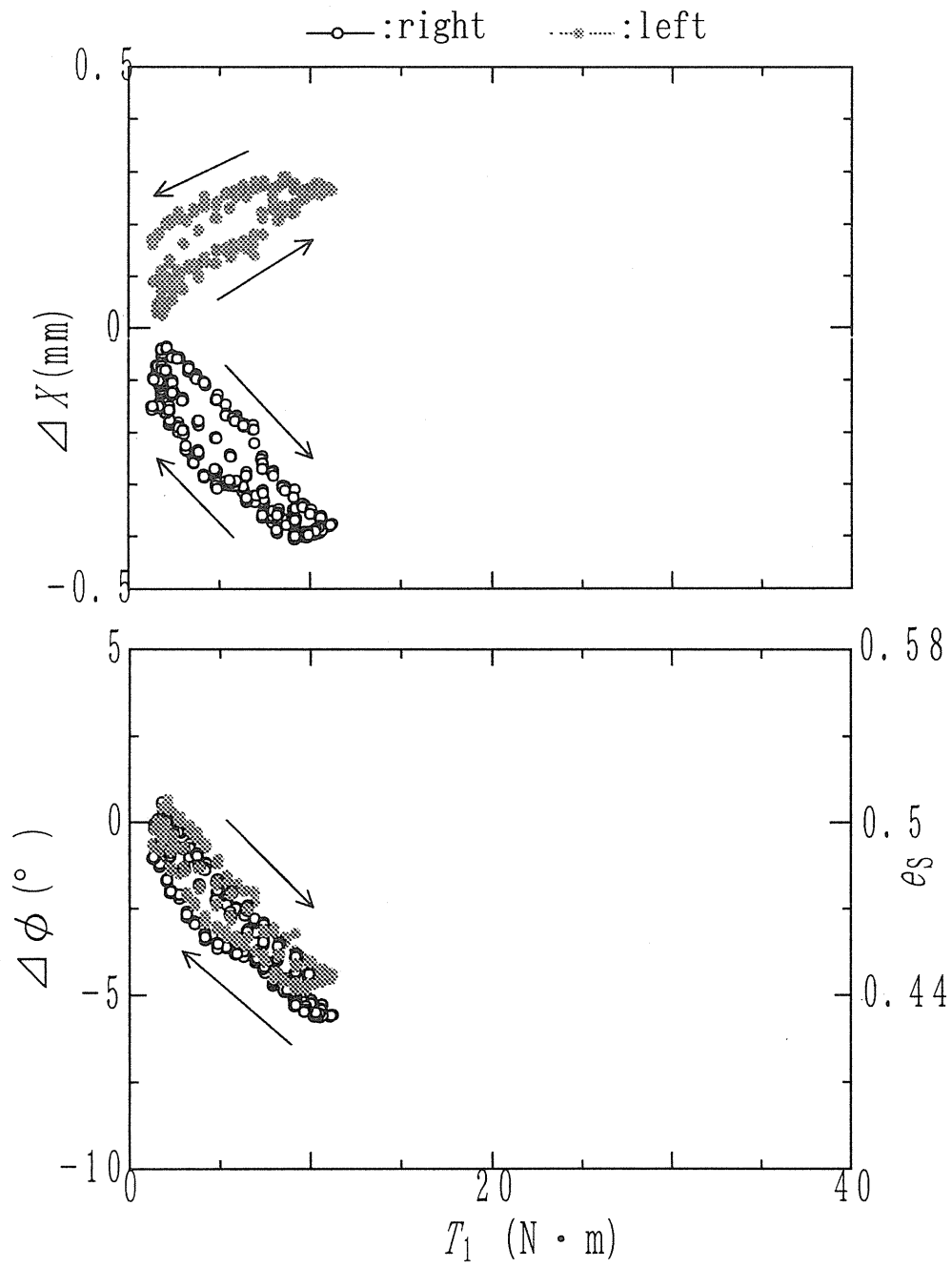


図4-4 ねじ制御機構の負荷特性( $e_s=0.5$ )

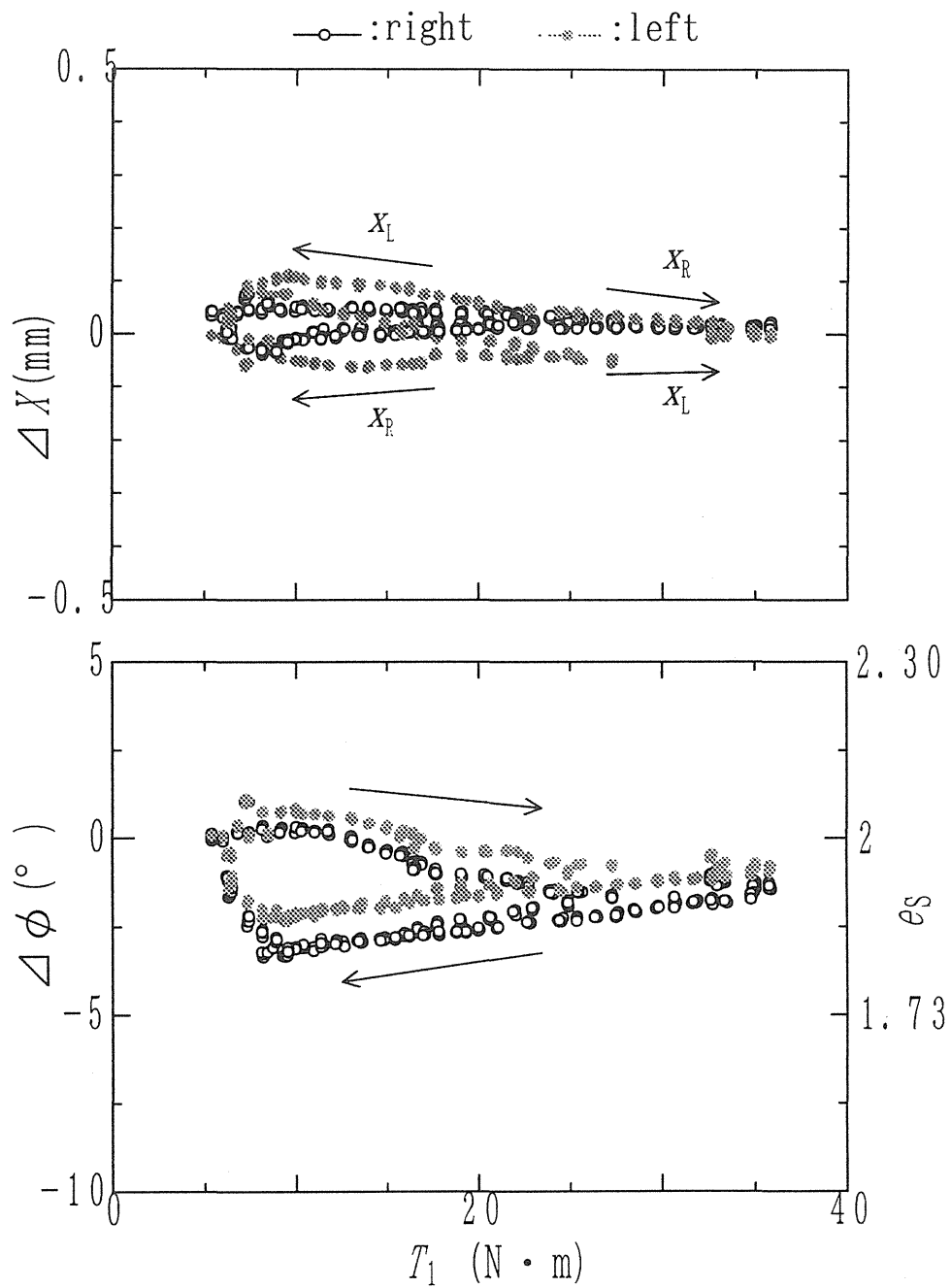


図4-5 ねじ制御機構の負荷特性( $e_s=2$ )

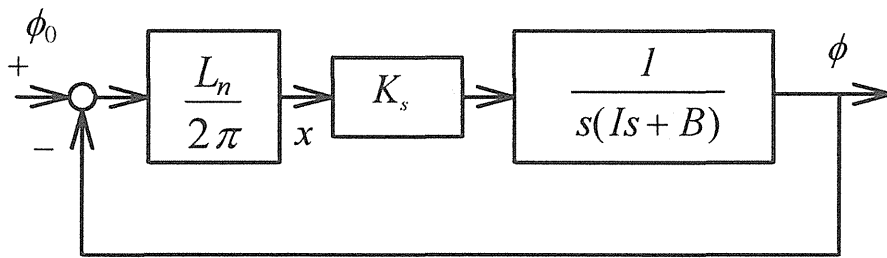


図4-6-a 変速制御系のブロック線図

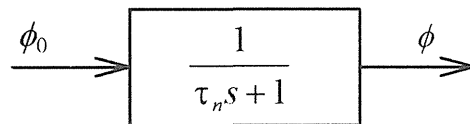


図4-6-b 単純化されたブロック線図

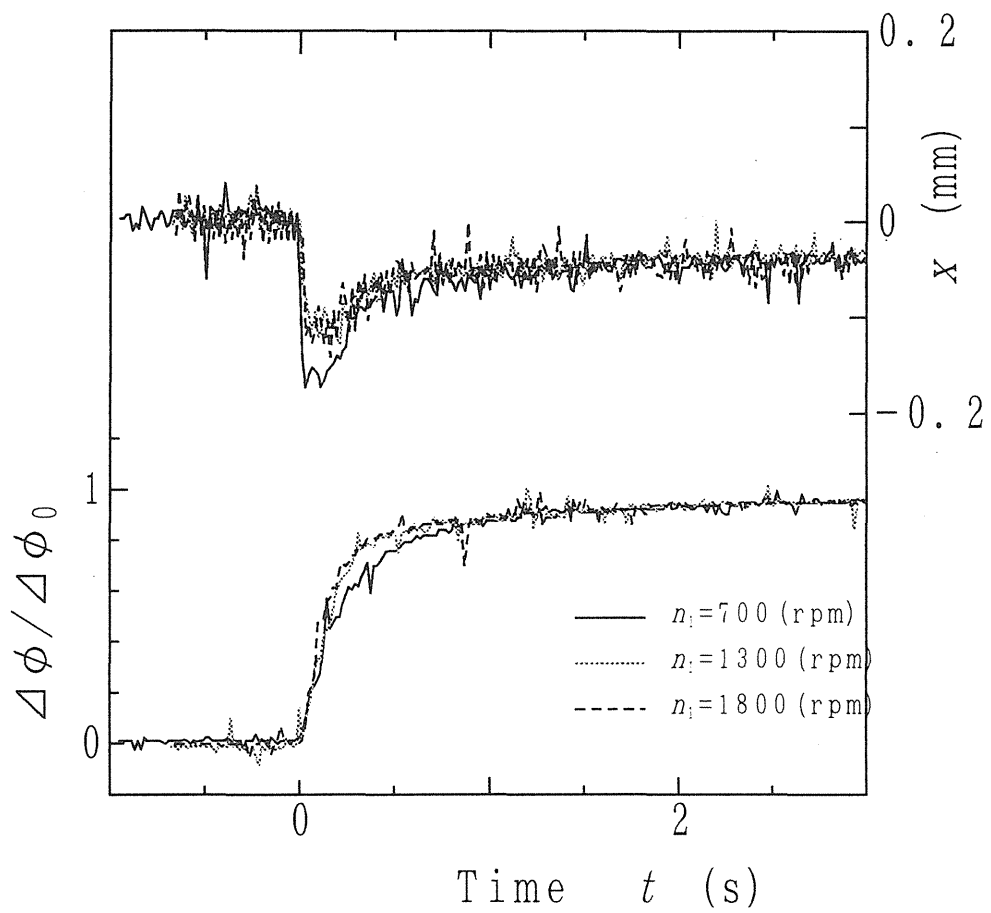


図4-7 変速ステップ応答( $e_s=1 \rightarrow 1.13$ 、 $T_1=3(\text{N}\cdot\text{m})$ )

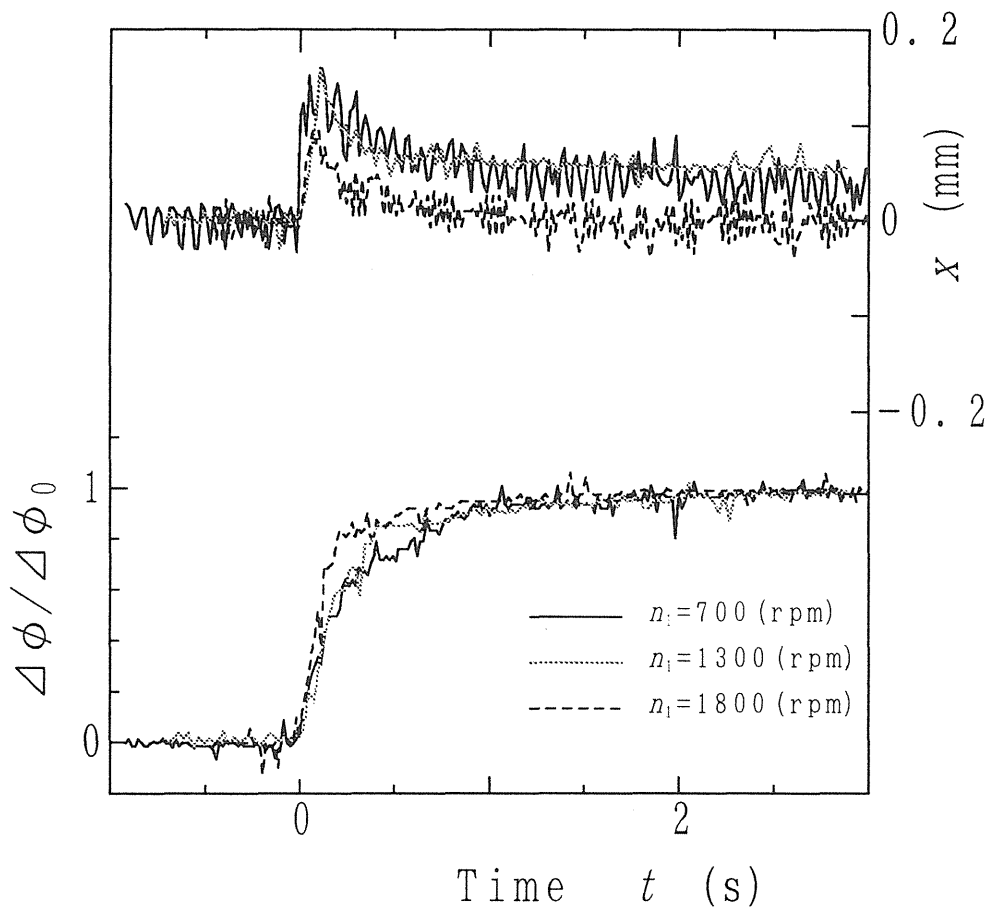


図4-8 変速ステップ応答( $e_s=1 \rightarrow 0.88$ 、 $T_1=3(\text{N}\cdot\text{m})$ )

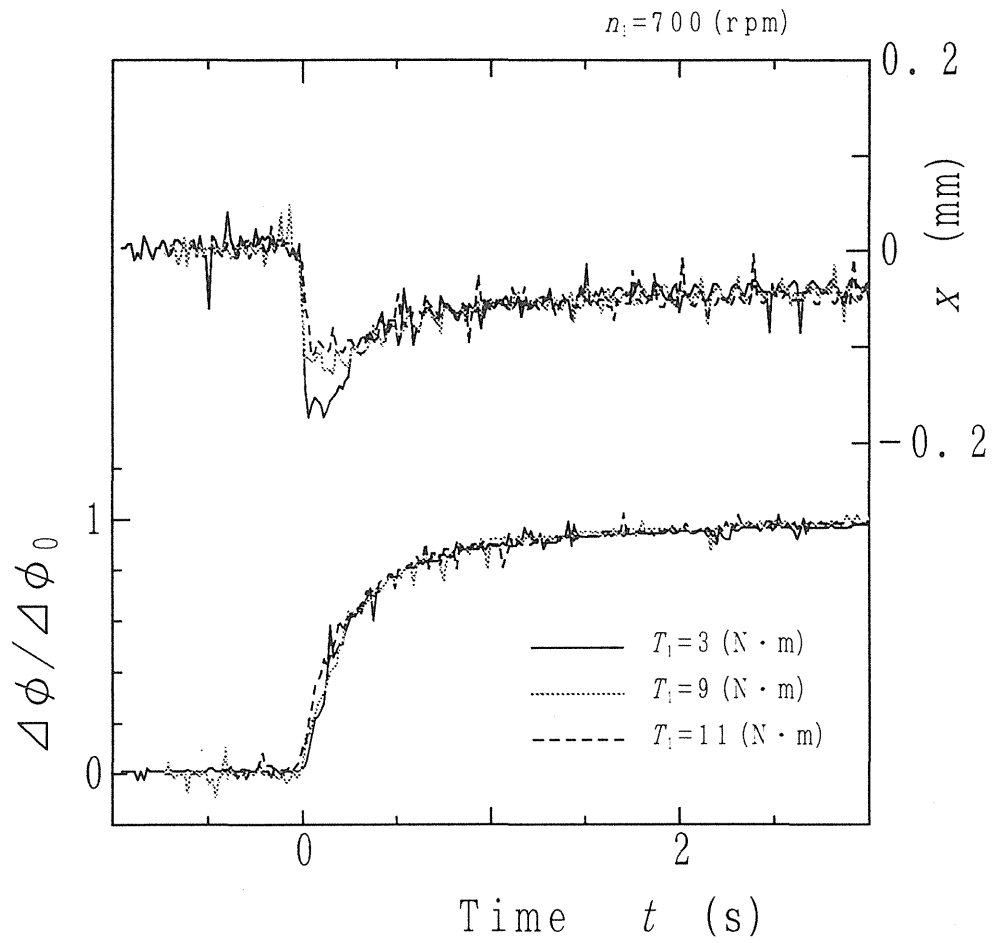


図4-9 変速ステップ応答( $e_s=1 \rightarrow 1.13$ 、 $n_1=700(\text{rpm})$ )

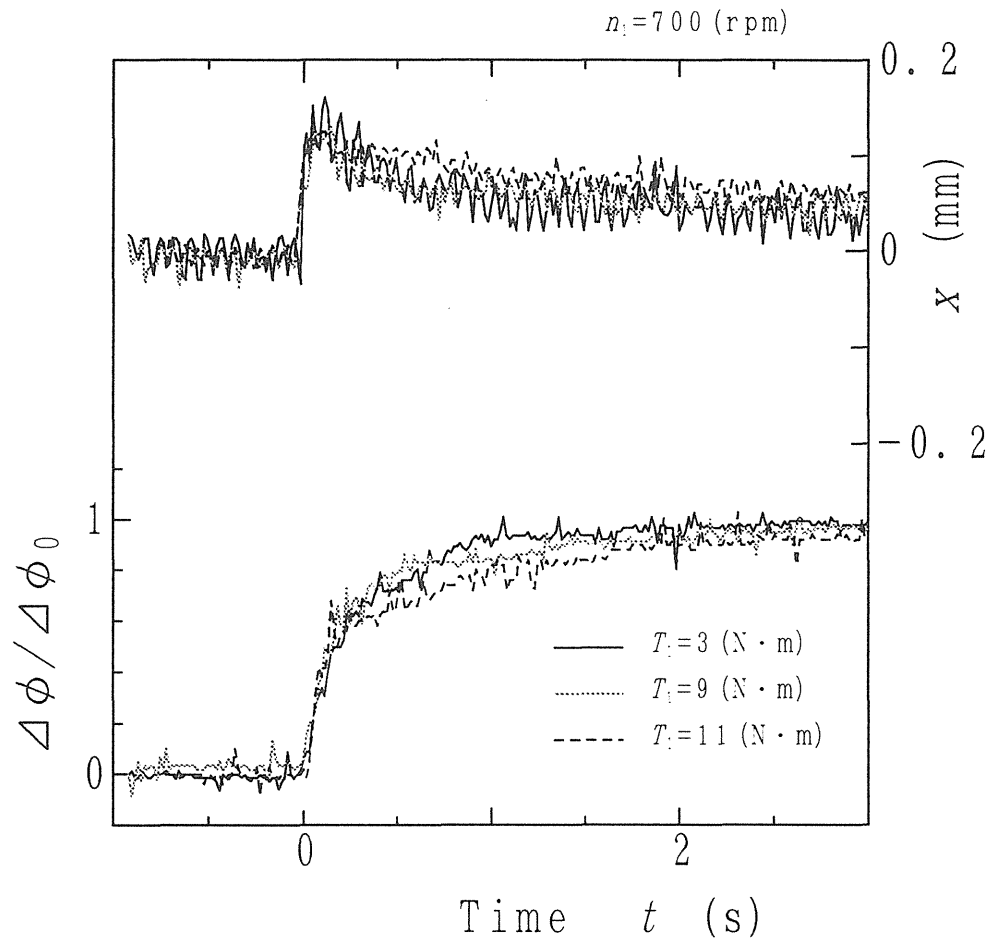


図4-10 変速ステップ応答( $e_s=1 \rightarrow 0.88$ 、 $n_1=700(\text{rpm})$ )



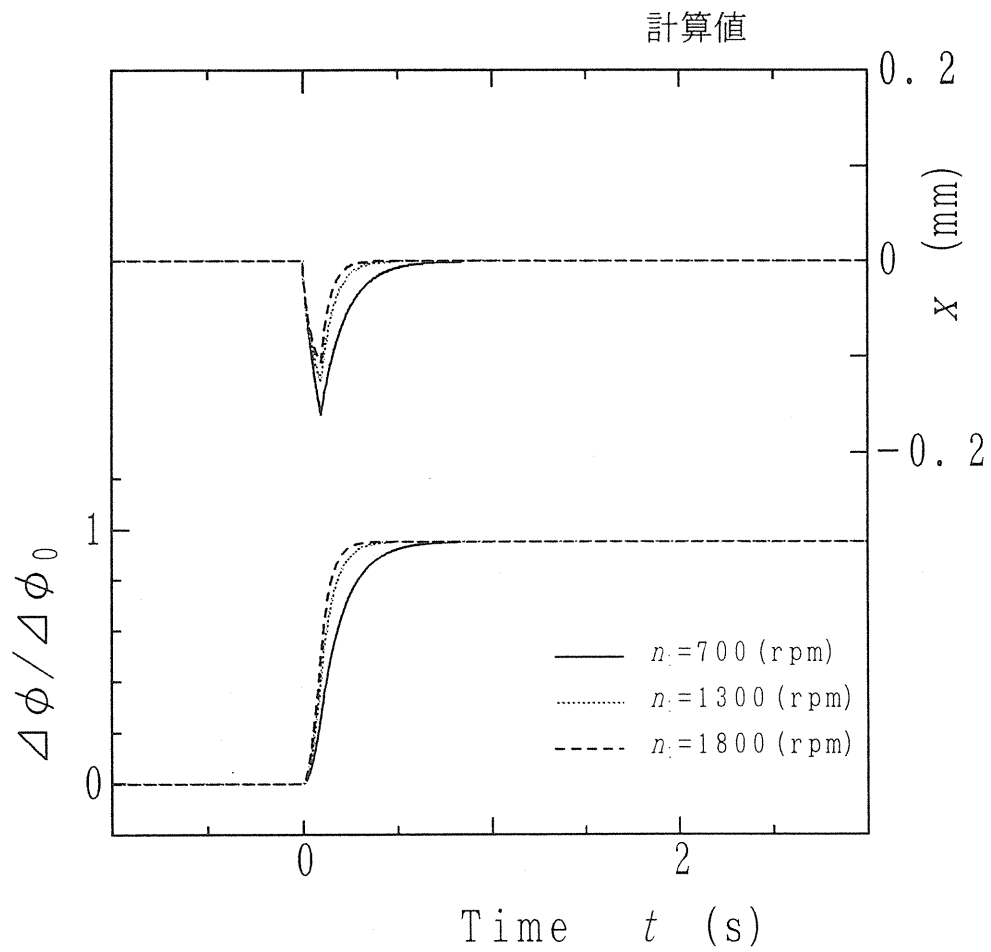


図4-11 変速ステップ応答計算結果( $e_s=1 \rightarrow 1.13$ 、 $T_1=3(\text{N}\cdot\text{m})$ )

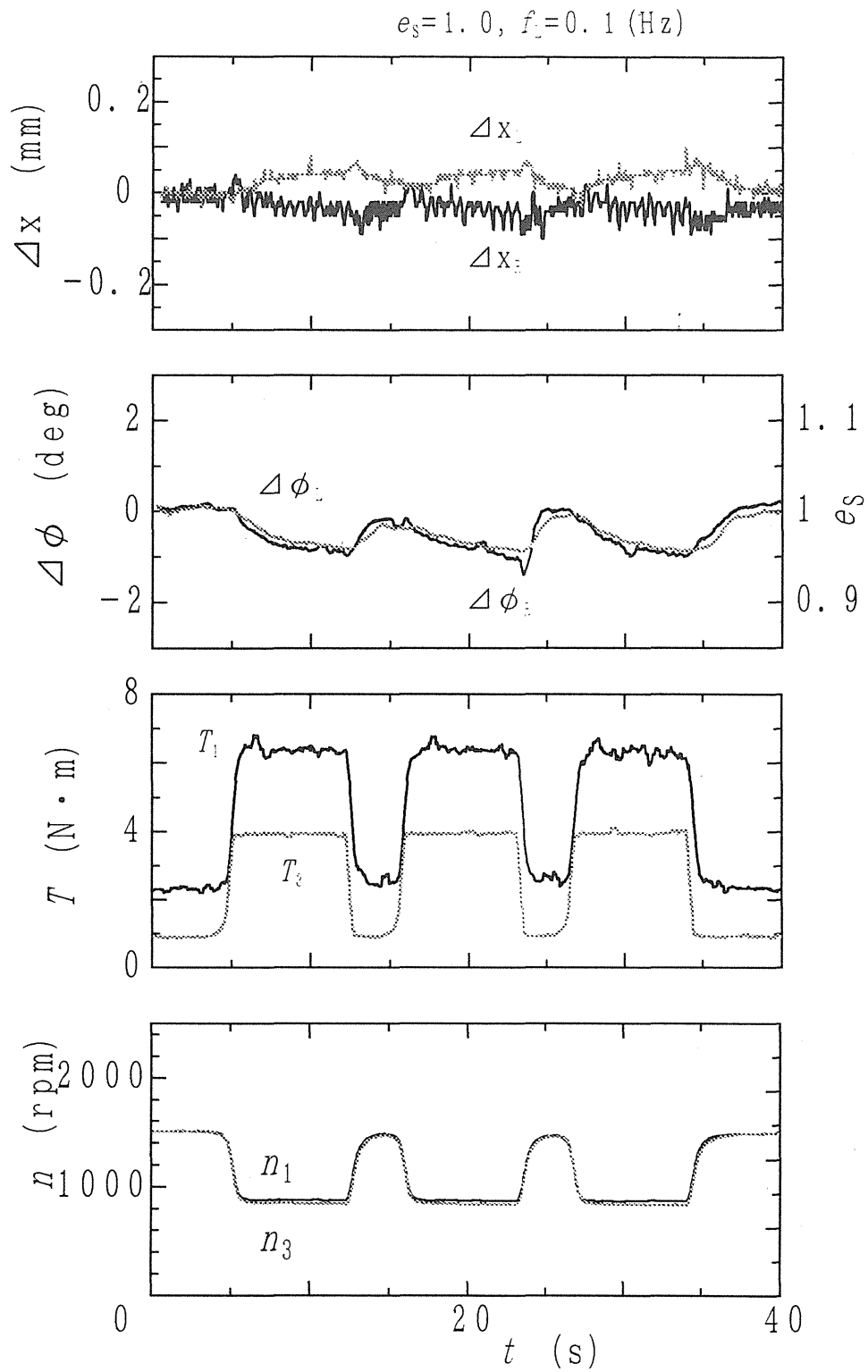


図4-12 動的負荷に対する応答( $e_s=1$ )

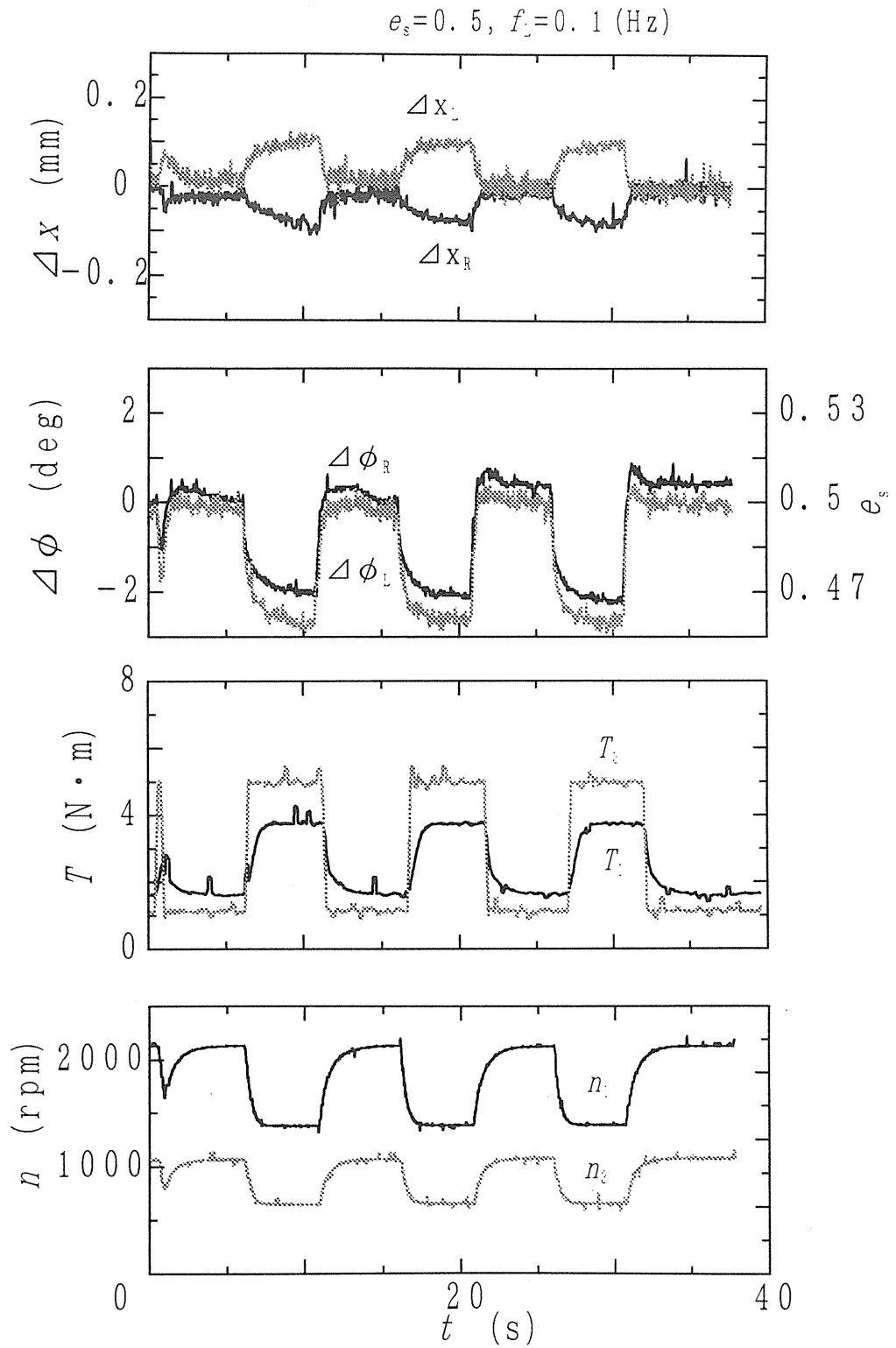
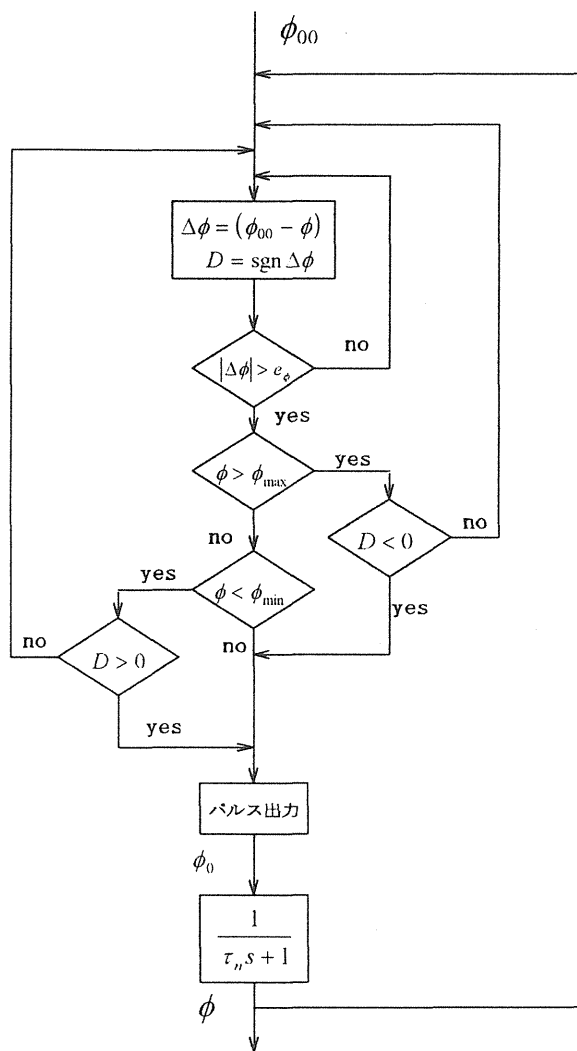


図4-13 動的負荷に対する応答( $e_s=0.5$ )



パルス出力の条件

$$1: (|\Delta\phi| > e \cap \phi_{\max} > \phi > \phi_{\min})$$

or

$$2: (\phi > \phi_{\max} \cap D < 0)$$

or

$$3: (\phi < \phi_{\min} \cap D > 0)$$

図4-14 変速制御のアルゴリズム

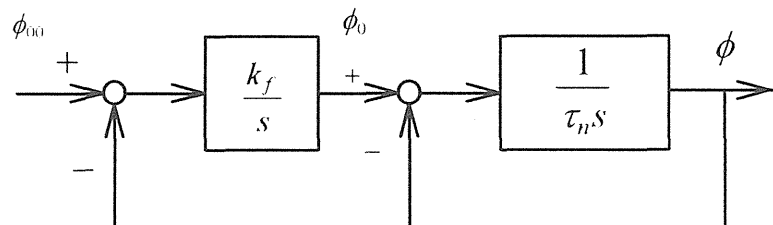


図4-15 比例制御のブロック線図

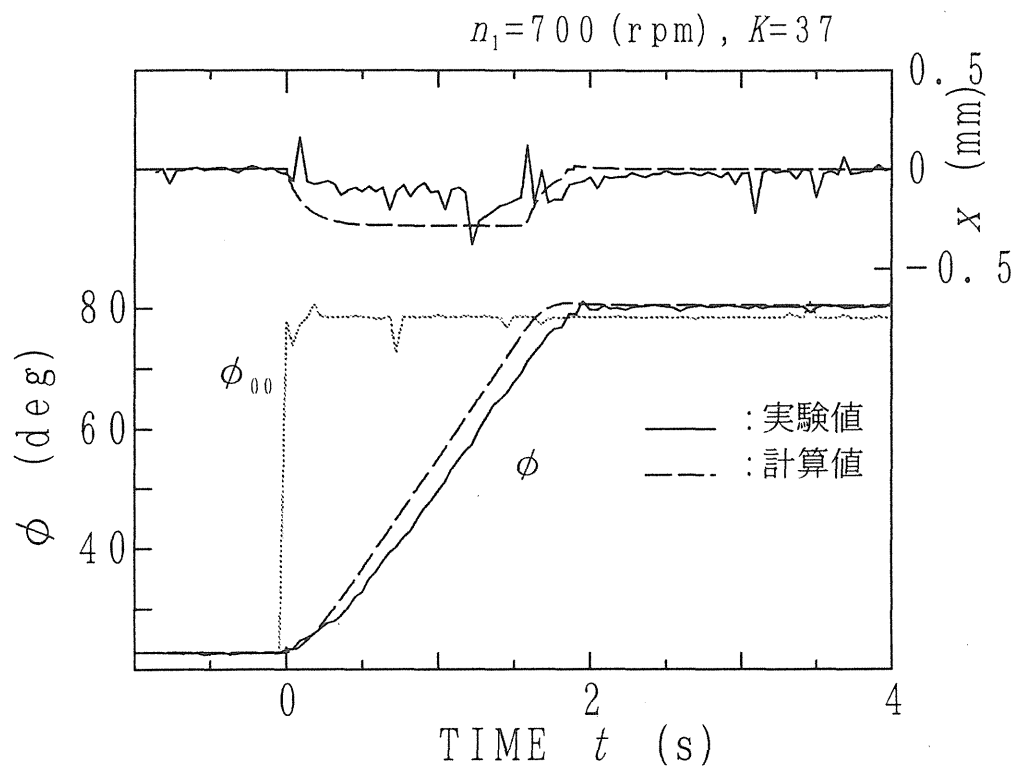


図4-16 オン・オフ制御( $e_s = 0.5 \rightarrow 2.0$ )

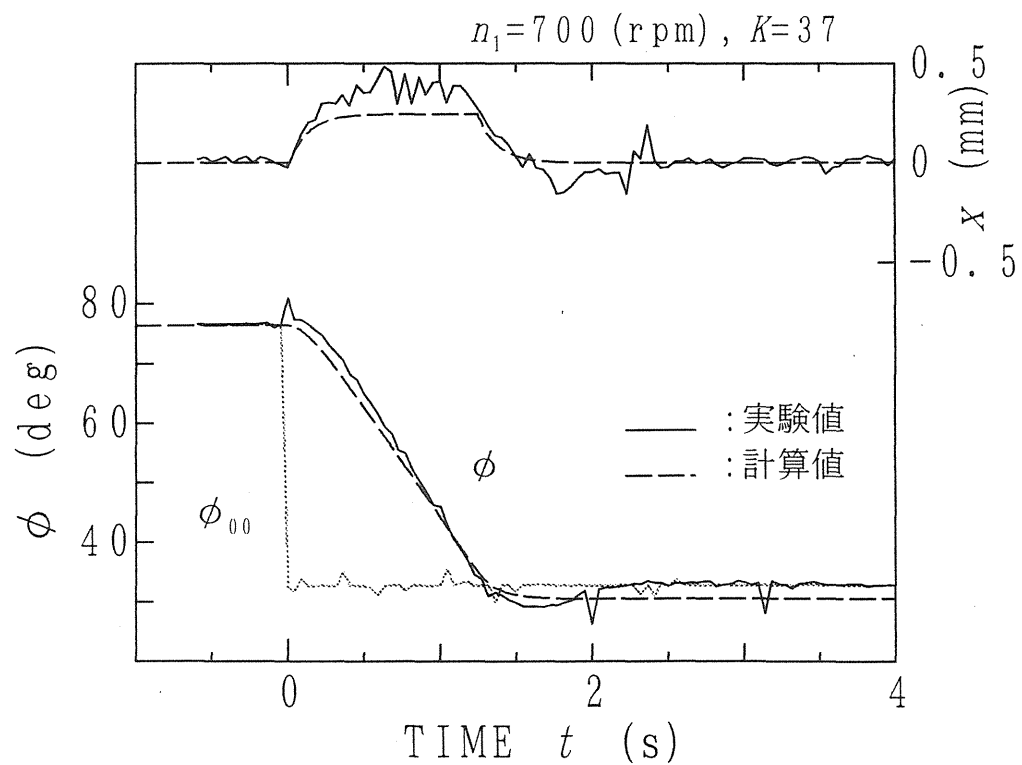


図4-17 オン・オフ制御( $e_s = 2.0 \rightarrow 0.5$ )

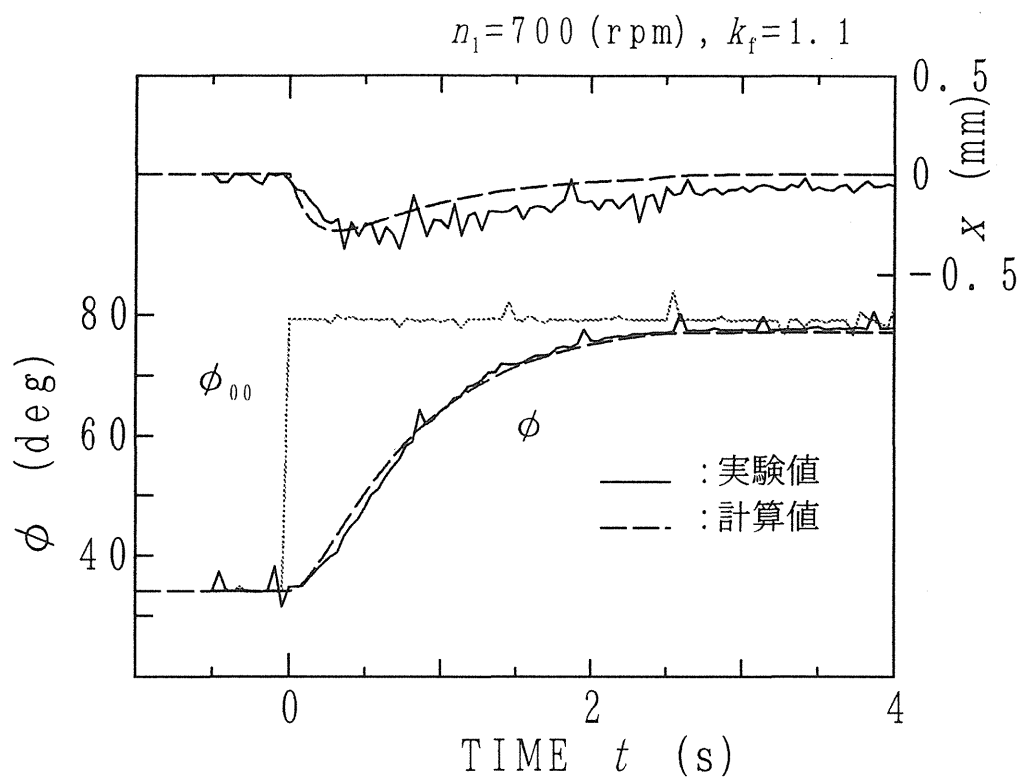


図4-18 比例制御( $e_s = 0.5 \rightarrow 2.0$ )

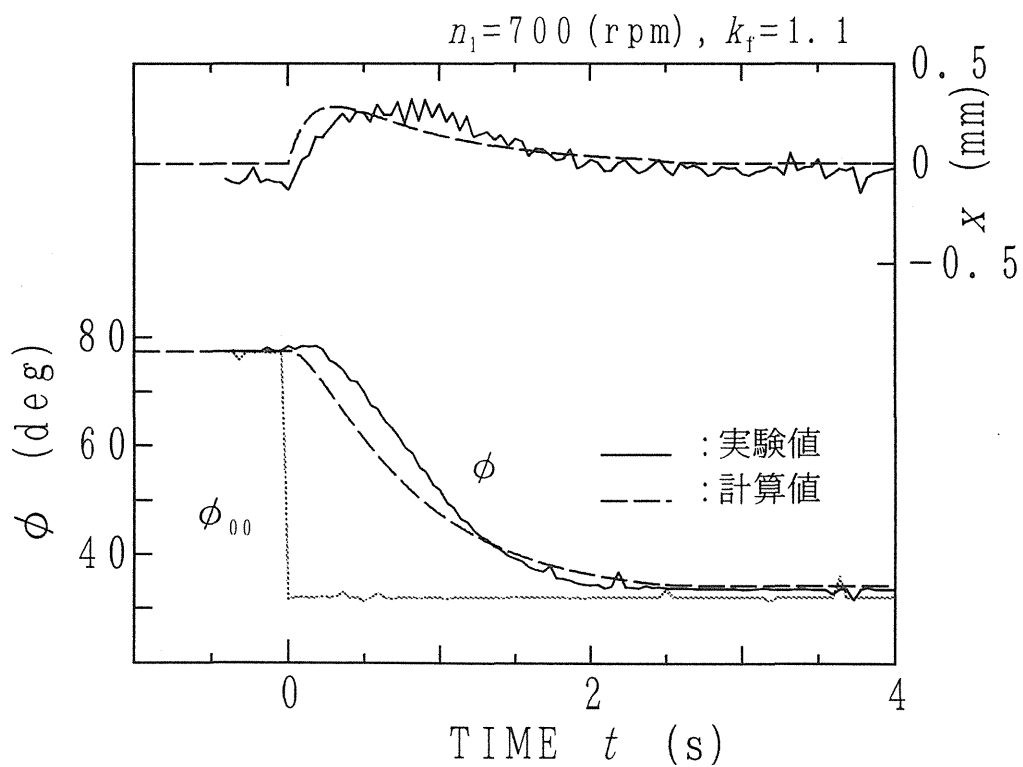


図4-19 比例制御( $e_s = 2.0 \rightarrow 0.5$ )

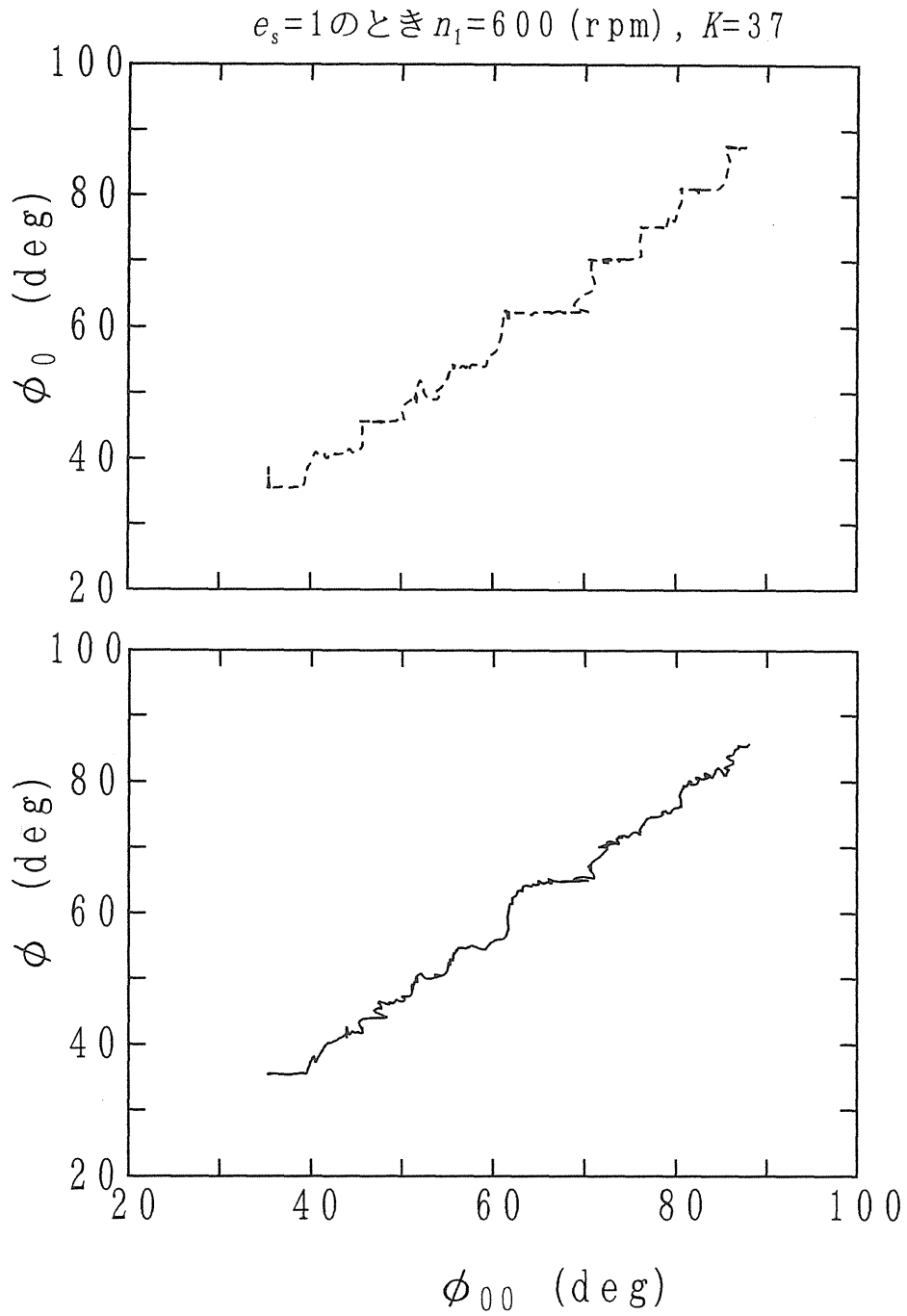


図4-20 オン・オフ制御の線形性

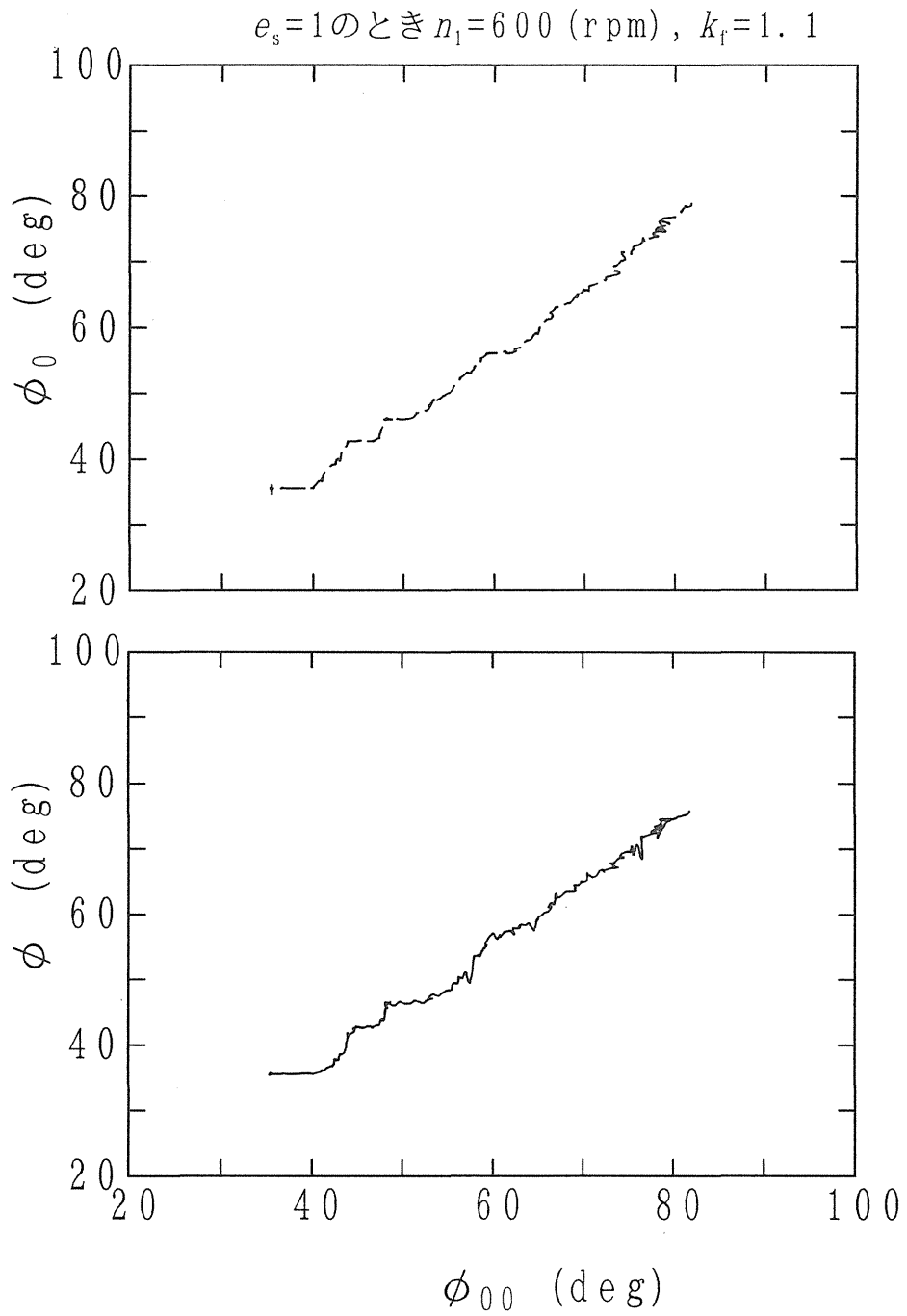


図4-21 比例制御の線形性



## 第5章

# 電気自動車への応用

## 第5章の記号

$A$ .....	前面投影面積 (m <sup>2</sup> )
$C_D$ .....	空気抵抗係数
$e_s = \omega_3/\omega_1$ .....	CVT変速比
$e$ .....	モータ電圧 (V)
$g$ .....	重力加速度 (m/s <sup>2</sup> )
$I_w$ .....	駆動軸回りの慣性モーメント (kg·m <sup>2</sup> )
$i$ .....	モータ電流 (A)
$i_g$ .....	終減速比
$n_i$ .....	各転動体の回転数 (rpm) ( $i = 1, 2, 3$ )
$R_\theta$ .....	勾配抵抗 (N)
$R_r$ .....	ころがり抵抗 (N)
$R_v$ .....	空気抵抗 (N)
$R_L$ .....	走行抵抗 (N)
$S$ .....	走行距離 (m)
$T_i$ .....	各転動体の伝達トルク (N·m) ( $i = 1, 2, 3$ )
$T_L$ .....	走行トルク (N·m)
$T_w$ .....	駆動軸トルク (N·m)
$V$ .....	車両速度 (km/h)
$W$ .....	車両重量 (kg)
$\theta$ .....	路面勾配 (deg)
$\theta_i$ .....	最大静止勾配 (deg)
$\mu_0$ .....	静止摩擦係数
$\mu_r$ .....	ころがり抵抗係数
$\rho$ .....	空気密度 (kg/m <sup>3</sup> )
$\phi$ .....	パワーローラ傾転角 (deg)
$\omega_i$ .....	各転動体の回転角速度 (rad/s) ( $i = 1, 2, 3$ )
$\omega_w$ .....	駆動軸回転角速度 (rad/s)

## 5-1 供試車両の諸元と車両性能試験

本章では駆動系にCVTを付加したことによる車両性能の向上について、予測計算を行う。変速機を持たない供試車両をモータ直接駆動モデル、駆動系にCVTを組み込んだ車両をCVT駆動モデルと呼ぶ。この二つのモデルの間にはCVTをつけ加えたことによる重量増加(20(kg))、慣性モーメントの増加(駆動軸換算で0.01(kgm<sup>2</sup>))以外の差はないものとする。

供試車両 CLUB CAR 社製 DS Electric の公表されている諸元を表5-1に示す。また、これら以外で動力性能の計算に必要な数値を得るため、以下のような車両性能試験を行った。

### ・車軸の静止摩擦係数測定試験

車軸の静止摩擦係数はアクセル、ブレーキを踏まずに車両が静止することができる最大勾配から計算することができる。

$$\mu_0 = \tan \theta \quad (5-1)$$

測定試験の結果、最大静止勾配は $\theta=1.04(\text{deg})$ であったので、静止摩擦係数は $\mu_0=0.018$ と計算される。走行中のころがり抵抗係数はこれよりも低い値と考えられるので、 $\mu_r=0.015$ と仮定する。

### ・最高速度試験

空気抵抗係数 $C_D$ 値は最高速度から求められるが、実際の路面は場所によってころがり抵抗や勾配が異なり、また風の影響なども受けるため、厳密な測定は不可能である。参考までに測定した供試車両の最高速度は約30(km/h)であった。

### ・発進試験

最高速度試験とあわせて性能計算の精度を評価するため、0-55(m)の発進試験を行った。車両重量を450、520、590(kg)としたときの到達時間はそれぞれ13.1、13.8、14.3(s)であった。

以上の試験結果から仮定したそれぞれの数値を、表5-2にまとめる。

## 5-2 走行抵抗と駆動トルク

走行中の車両には、

$$R_L = R_r + R_v + R_\theta \quad (5-1)$$

ただし、ころがり抵抗  $R_r = \mu_r Wg$

$$\text{空気抵抗} \quad R_v = \frac{1}{2} C_D \rho A (V/3.6)^2$$

$$\text{空気密度} \quad \rho = 1.293(\text{kg} / \text{m}^3)$$

$$\text{勾配抵抗} \quad R_\theta = Wg \sin \theta$$

の走行抵抗が働く。この走行抵抗が車両駆動力 $F_w$ とつり合うとき、車両は定常走行の状態にある。またこの走行抵抗を車両駆動軸回りのトルク $T_L = R_L \cdot r_D$ で表すと車両駆動軸回転数 $\omega_w$ との間には

$$I_w \dot{\omega}_w = T_w - T_L \quad (5-2)$$

の関係が成り立つ。ここで $I_w$ は車両駆動軸回りに換算した回転部の慣性モーメントである。CVT駆動の場合、CVT変速比を $e_s$ 、終減速比を $i_g$ とすると、

$$\omega_w = \omega_3 / i_g = \omega_1 e_s / i_g \quad (5-3)$$

$$T_w = T_3 i_g = T_1 i_g / e_s \quad (5-4)$$

である。また上式において $e_s = 1$ とおけば、モータ直接駆動の場合の駆動軸回転角速度、駆動トルクが求められる。

### 5-3 定常走行性能

定常走行性能の計算を簡単にするため以下のような仮定をする。

- ①終減速歯車の動力伝達効率はお互いの駆動方法においても100(%)である。
- ②CVTの動力伝達効率測定試験の結果から、速度伝達効率は100(%)、トルク伝達効率は75(%)で回転数、入力トルク、変速比に依らないとする。
- ③モータのトルク、回転数、電流の関係は第3章の電動機特性試験で求めた係数を用い、

$$\begin{aligned} \omega_1 &= (e / (i + 10) - 0.092) / 1.59 \times 10^{-3} \\ T_1 &= 0.2i - 5.5 \end{aligned} \quad (5-5)$$

$$i = \frac{e}{1.59 \times 10^{-3} \omega_1 + 0.092}$$

で表される。

図5-1にモータ直接駆動の場合、図5-2にCVT駆動の場合の走行性能線図を示す。CVT駆動ではCVTで変速を行う範囲によっても走行性能が異なるため、3種類の変速モードを設定する。それぞれのモードのCVT変速範囲とそのときの動作状態を表5-3にまとめる。それぞれのモードはCVT変速中の入力回転数の目標値を定めることで選択することができる。

直接駆動の場合はモータ回転数と車両速度、モータトルクと車両駆動力がそれぞれ比例関係にあるので、右軸、上軸にそれらを示した。最高速度は駆動力が勾配0(deg)の走行抵抗に等しくなる点であり、直接駆動で約28(km/h)と計算された。これは最高速度試験結果とほぼ一致する数値である。一方CVT駆動では最高速度は走行モードに依らず約40(km/h)で、43(%)ほど向上することが予想される。また路面勾配

が3(deg)以上になると走行速度が20(km/h)以下に低下するため、CVT駆動では駆動力がモータ直接駆動の場合よりも小さくなり、走行速度が遅くなると予想される。

図5-3は、平坦路をそれぞれの駆動方法で走行するときの車両速度に対するモータ回転数、モータトルク、モータ電流を示したものである。CVT駆動ではモータ回転数が一定となる速度の範囲がそれぞれの変速モードのCVTによる変速範囲を表している。またそれぞれのモードとモータ直接駆動の回転数を表す曲線が交わる点で、CVT変速比は1である。低速域ではCVT駆動の方が消費電流は少ないが、CVT変速範囲に入るとCVT駆動の消費電流は急増することがわかる。これはCVT変速比が1を越えるとモータ回転数が直接駆動の場合より低くなり、モータの高トルク、低回転領域で駆動するからである。

#### 5-4 過渡走行性能

加速性能に関しては、式(5-2)、(5-3)、(5-4)、(5-5)を連立させ、ルンゲ・クッタ法により数値解析を行う。ここで定常走行性能計算のときの仮定に次のような条件を加えて計算を行う。

- ①CVT変速比の変化による回転部の慣性モーメントの変動は無視する。
- ②タイヤは剛体で、回転半径の変化はない。
- ③駆動軸の剛性は充分に高い。
- ④モータ巻線のインダクタンスの影響は無視する。

CVTの目標変速比 $e_{s0}$ は走行モードと車両速度から決まり、それぞれのモードにおけるモータ目標回転角速度を $\omega_{10}$ とすると、

$$e_{s0} = \frac{(V/3.6) \cdot i_g}{\omega_{10} \cdot r_D} = \frac{\omega_1 \cdot e_s}{\omega_{10}} \quad (5-6)$$

ただし、 $e_{s0} \leq e_{smin}$  のとき  $e_{s0} = e_{smin}$

$e_{s0} \geq e_{smax}$  のとき  $e_{s0} = e_{smax}$

である。変速比の制御には第4章の比例制御を用いるが、その応答は式(4-10)の $\tau_n$ を無視して、

$$\frac{\phi}{\phi_{00}} = \frac{1}{s/k_f + 1}$$

のような一次遅れで表されるとする。ここで $k_f$ はパルスモータの周波数ゲインで、この計算では1.1とする。

図5-4に直接駆動のときの発進性能線図を示す。最高速度の28(km/h)に達するまでに要する時間は約15(s)、0-100(m)走行にかかる時間は16.4(s)と計算された。発進の瞬間モータには200(A)近い電流が流れるが、定常走行中の消費電流は40(A)程度である。

図5-5にCVT駆動のときの発進性能線図を示す。CVTの導入により、最高速度の40(km/h)に達するまでの時間は約3.5(s)、0-100(m)走行に要する時間は走行モードによって異なるが、MODE 1では11.2(s)と大幅に短縮される。一方定常走行中の消費電流は66(A)と大きく増大する。またMODE 2、MODE 3では速度、電流にオーバーシュートがでており、加速が安定していないことがわかる。

図5-6は時刻 $t = 0$ で路面の勾配が0から5(deg)に変化したときの車両の挙動である。モータ直接駆動では速度15(km/h)に低下するまでに約9(s)が経過し、電流は70(A)に増大する。一方CVT駆動では速度は11(km/h)まで低下するが、そのときの電流は走行モードによって異なる。MODE 1では目標回転数が低いためCVT変速比はほとんど変化せず、2程度である。このためモータの負荷トルクが大きくなり、電流は160(A)まで増大する。MODE 2、MODE 3は車速の低下によりモータ回転数が目標回転数以下に下がるため、CVTは減速側に変速し、モータ回転数を高く保とうとする。このためモータの負荷トルクはあまり増加せず、電流はMODE 2で95(A)、MODE 3で65(A)である。しかしCVTの変速速度はモータ回転数が負荷の増大により変化する速度よりも遅いため、走行が安定するまでには時間がかかる。

図5-7時刻 $t = 0$ でアクセルをはなしたときの車両の挙動である。モータ直接駆動では速度は緩やかに低下するだけであるが、CVT駆動では4~7(s)のあいだに40(m)ほど進んだだけで車両はほとんど停止する。

以上の計算結果からCVTの搭載により供試車両の動力性能は、加速性能、最高速度ともに大幅に向上することがわかった。また加速にはモータの目標回転数を720(rpm)とする変速モードが、減速と登坂時には目標回転数を2300(rpm)とする変速モードがそれぞれ適しているため、定常走行になったら走行モードを切り替える必要があると思われる。

表5-1 供試車両の諸元（公表値）（\*：測定値）

全長	(mm)	2320
全幅	(mm)	1200
全高	(mm)	1170
前面投影面積	$A(\text{m}^2)$	1.4
ホイールベース	(mm)	1660
最低地上高	(mm)	115
トレッド（前／後）	(mm)	876/980
車体質量（バッテリーを除く）	(kg)	206
バッテリー質量（1個あたり）	(kg)	28*
最小回転半径	(m)	5.33
制動距離（19.2(km/h)から）	(m)	4.27
モーター出力	$P(\text{kW})$	2.2
タイヤ有効半径	$r_d(\text{mm})$	225
終減速比	$i_f$	12.28

表5-2 供試車両の諸元（仮定値）

タイヤの転がり抵抗係数	$\mu_r$	0.015
空気抵抗係数	$C_D$	0.5
車体総重量（乗員1名、70(kg)）	$W(\text{kg})$	450
駆動軸換算の慣性モーメント $I_w(\text{kgm}^2)$	モータ直接駆動	0.15
	CVT駆動	0.16
CVT重量	(kg)	20

表5-3 CVT変速モードの定義

変速モード	CVT変速範囲 (km/h)	モータ回転数 (rpm)	モータトルク (N・m)	モータ出力 (kW)
MODE 1	2-12.5	720	28.5	2.15
MODE 2	4-25	1500	15.6	2.45
MODE 3	6-37.5	2300	9.7	2.33



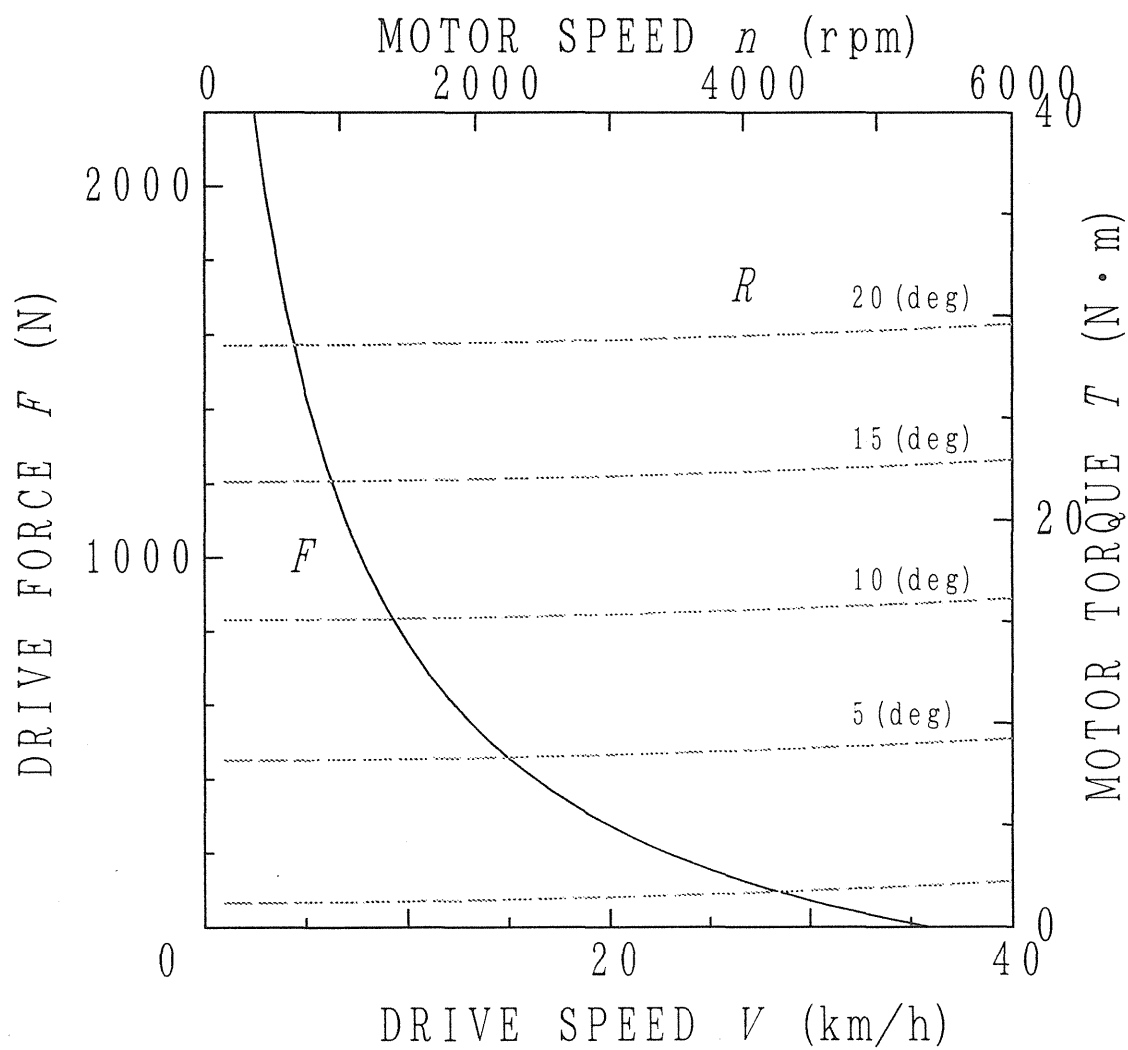


図5-1 モータ直接駆動の走行性能線図

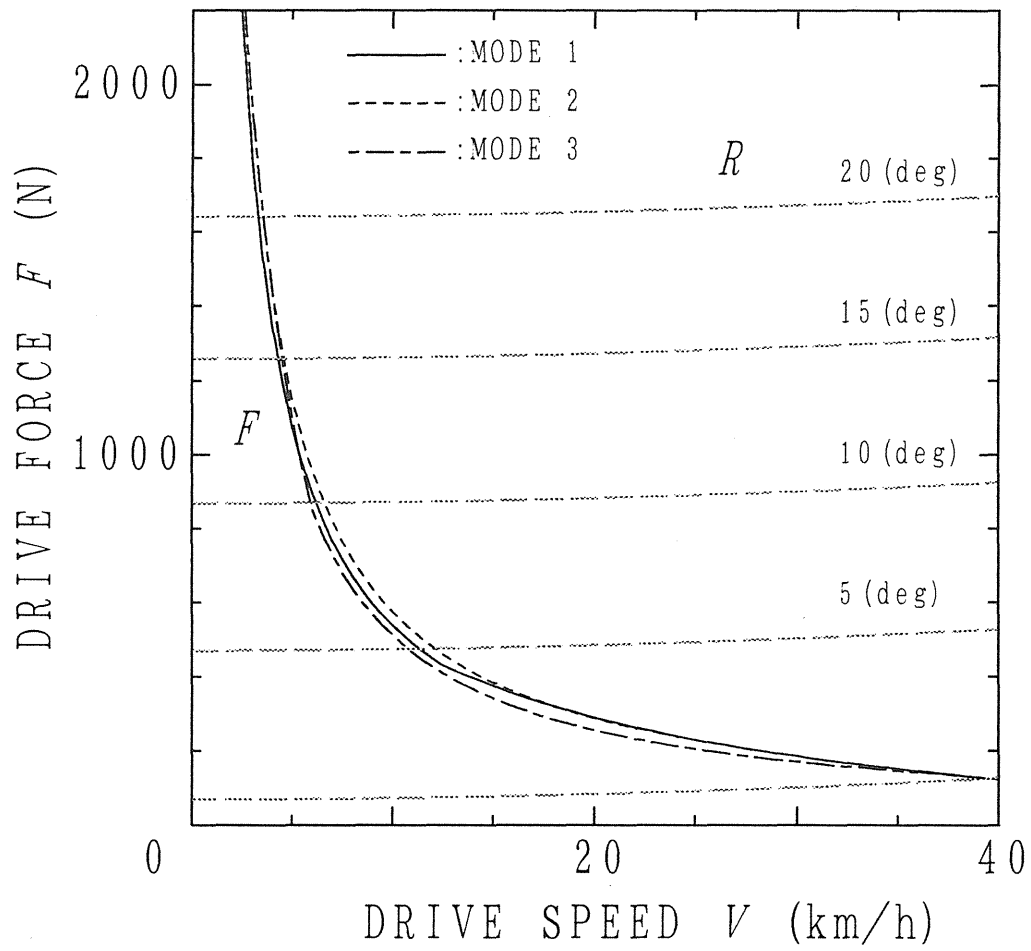


図5-2 CVT駆動の走行性能線図

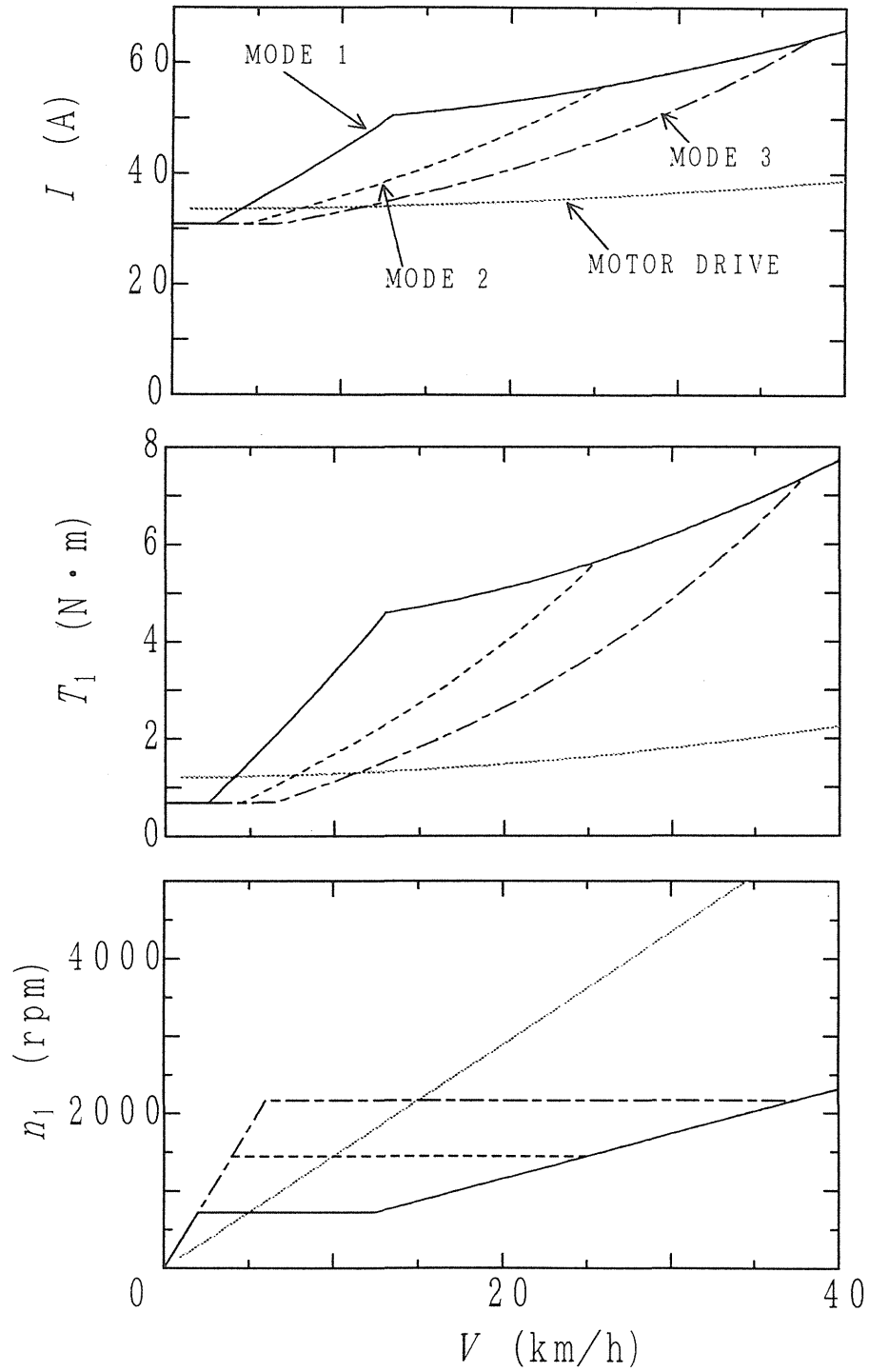


図5-3 各速度におけるモータ動作状況

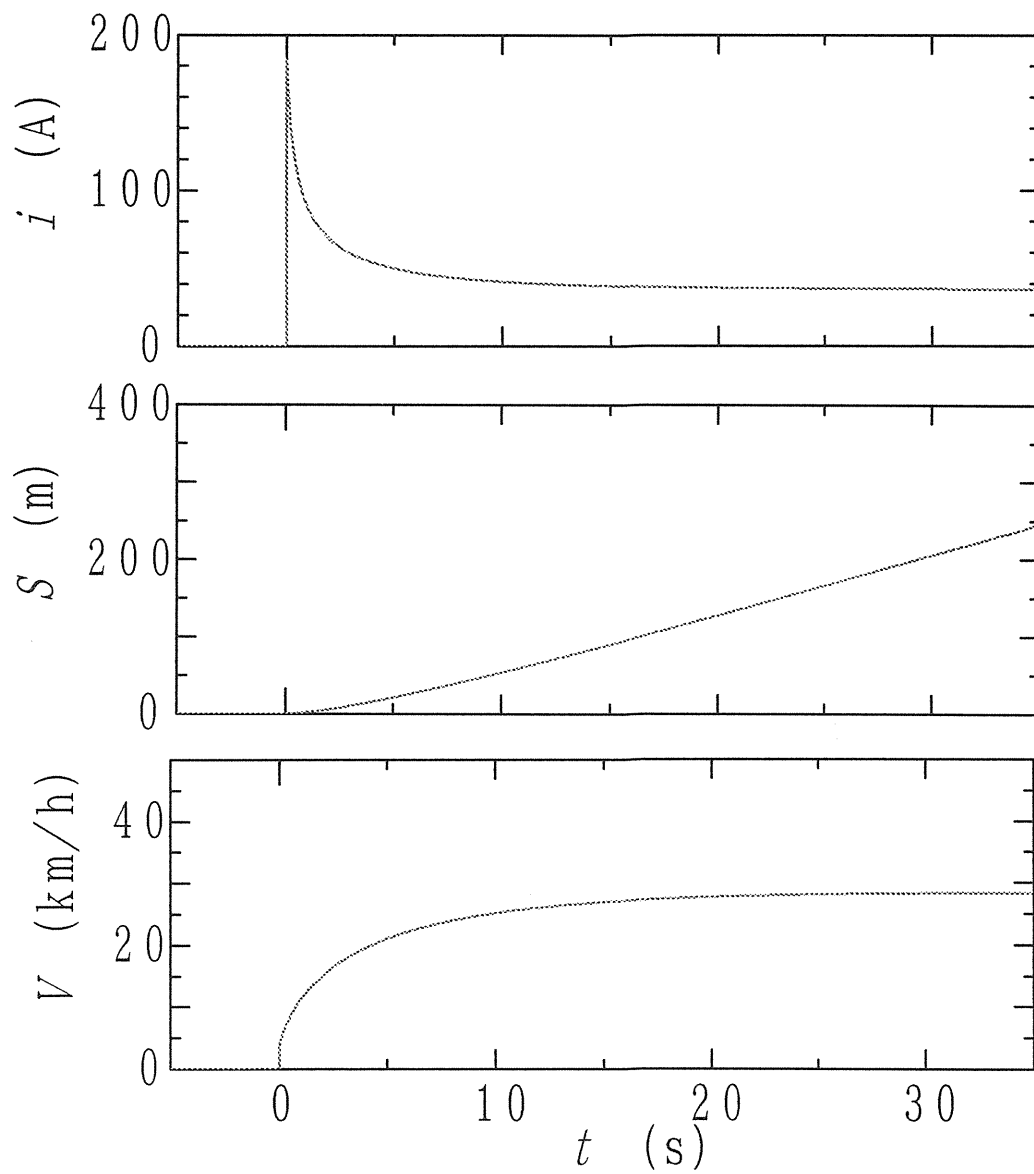


図5-4 モータ直接駆動の発進性能計算結果

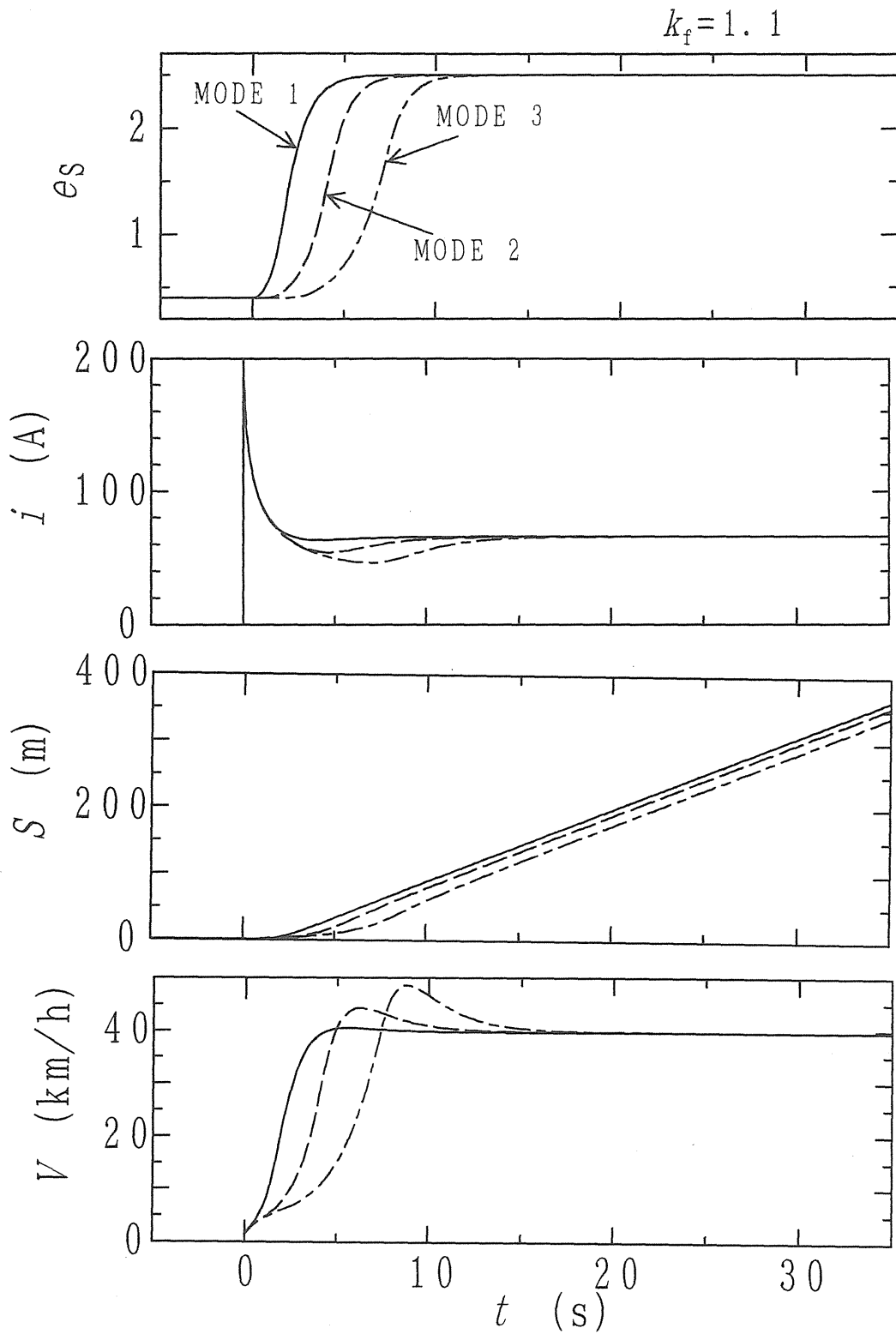


図5-5 CVT駆動の発進性能計算結果

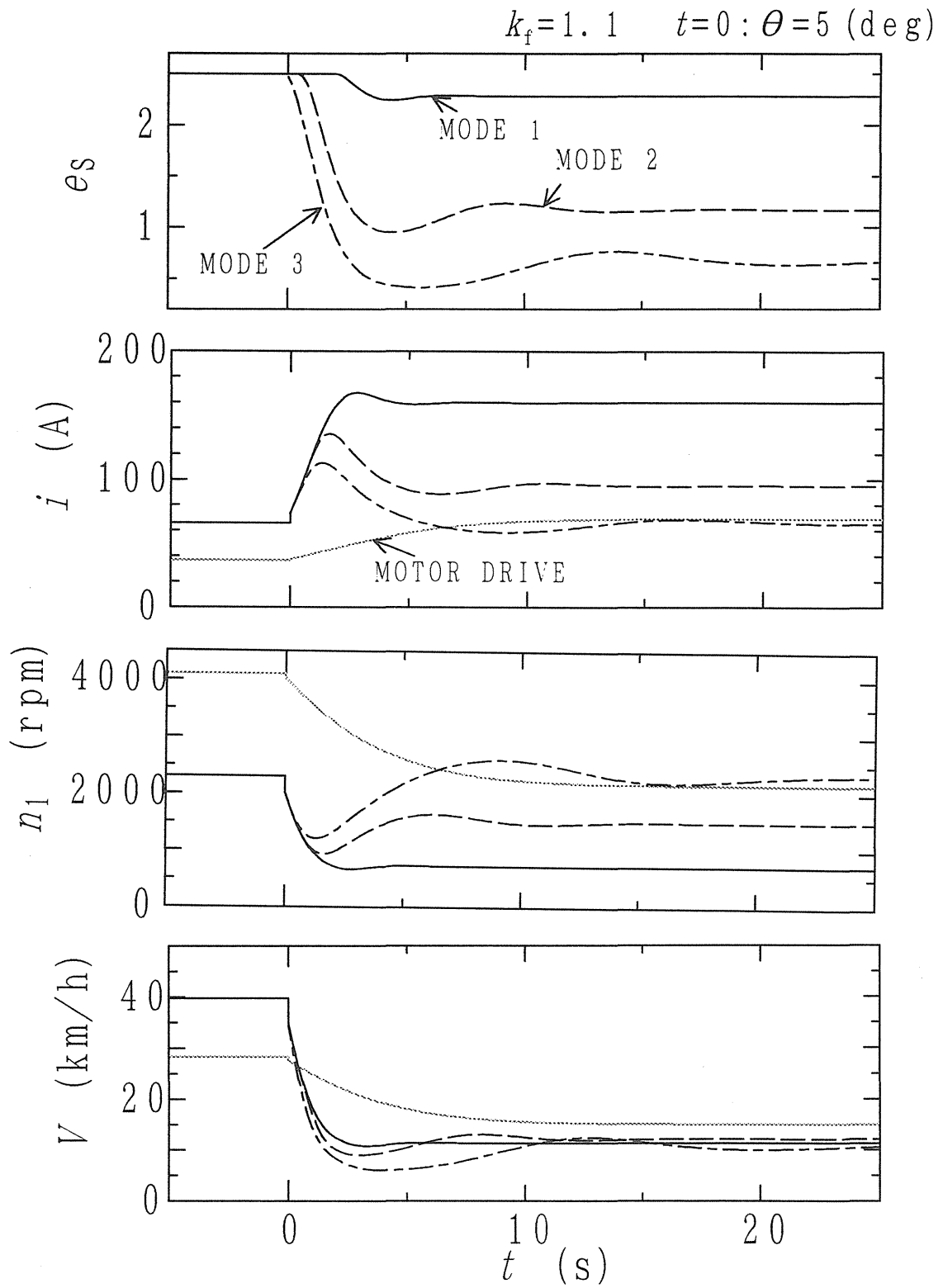


图5-6 勾配走行性能計算結果

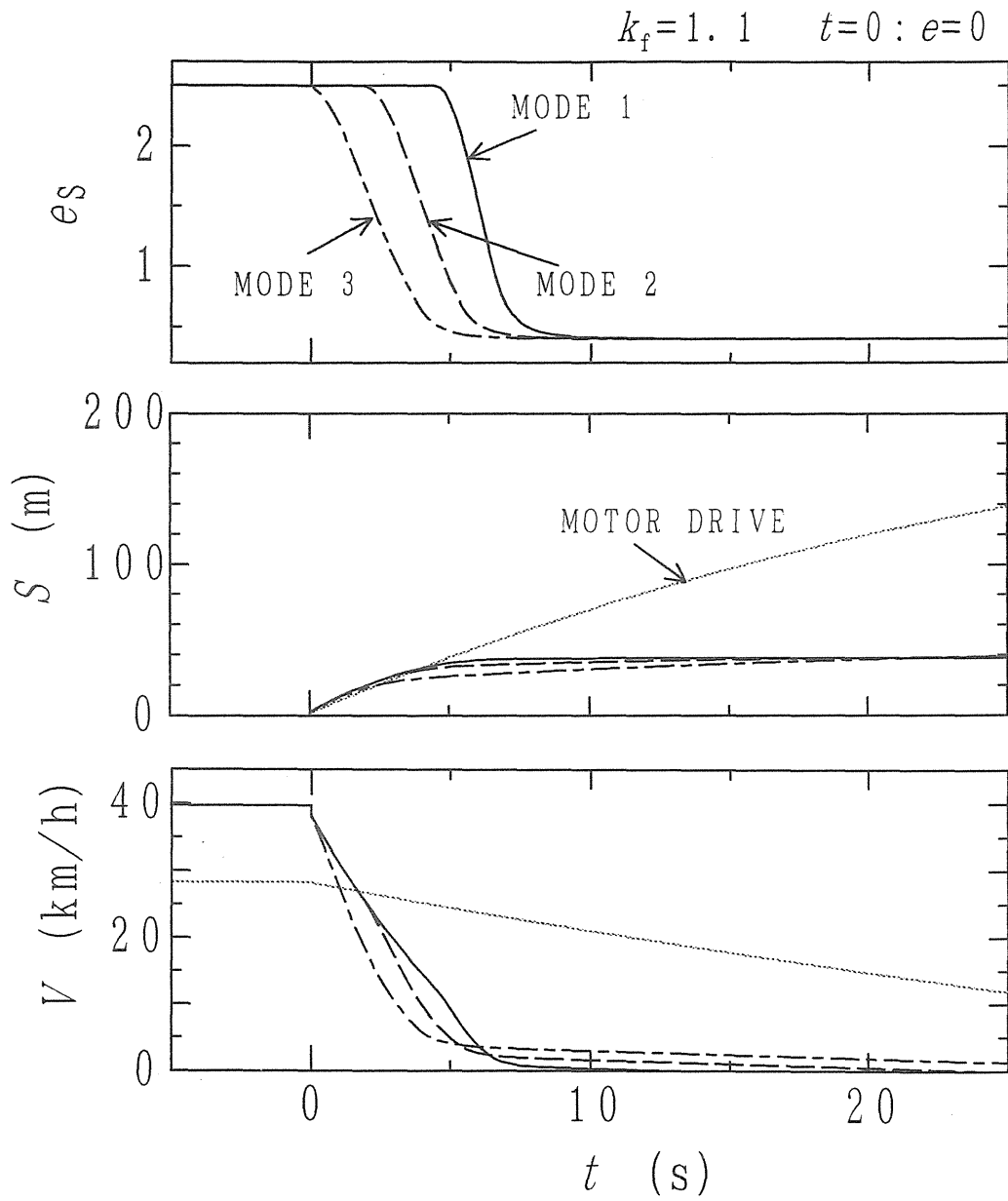


図5-7 減速性能計算結果

## 第6章

### 結言



本研究ではねじ変速制御機構を持つ、最大入力トルク  $40(\text{N}\cdot\text{m})$ 、変速範囲 0.4 から 2.5 の小型電気自動車用ハーフトロイダル形無段変速機を開発し以下のことを明らかにした<sup>(ref.9)</sup>。

(1)本装置の速度伝達効率は約95(%)、トルク伝達効率は約75(%)であり、従来の油圧変速制御機構を持つシングルキャビティハーフトロイダル形無段変速機のトルク伝達効率よりも低いことが明らかになった。これはアンギュラ玉軸受に接触角の小さい市販のものを利用したためであると思われる。また入力トルクの小さい範囲ではオイルシールなどの摩擦抵抗が入力トルクに比べて大きく、効率を低下させたと思われる。

(2)ねじ変速制御機構の傾転応答を測定し、その応答速度は入力回転数が速いほど速くなるが、入力トルクには依らないことを示した。そのためこの系は、時定数が入力回転数と傾転角の関数で表される一次遅れ系に近似することができると確認された。

(3)高負荷下ではパワーローラは減速側に傾転し、トラニオンの変位も表れるが、これはパワーローラのピボット軸回りのスイングにより、パワーローラとトラニオンの位置関係がずれるために起こると思われる。非定常負荷時も同様に負荷がかかるとパワーローラは減速側に傾転するが、負荷がなくなるともとの位置に戻る。いずれの場合も左右のパワーローラの挙動は同じであるので、動力は二つのパワーローラに均等に伝達されていることが確認された。

また目標傾転角入力にパルスモータを用いた変速制御コントローラを作製し、変速比0.5から2までの所要時間が約2(s)の、高速で安定な変速応答を可能にした。

最後に、本装置を2.2(kW)のDCモータで駆動される小型電気自動車に搭載した際の性能向上について計算を行い、CVTによって最高速度が28(km/h)から40(km/h)へ増大し、最高速度に達するまでに要する時間も15(s)から3.5(s)へと大幅に短縮されるという結果を得た。CVTの変速モードを選択することにより、様々な走行条件の変化に対してもモータ特性を生かして走行できることが確かめられた。

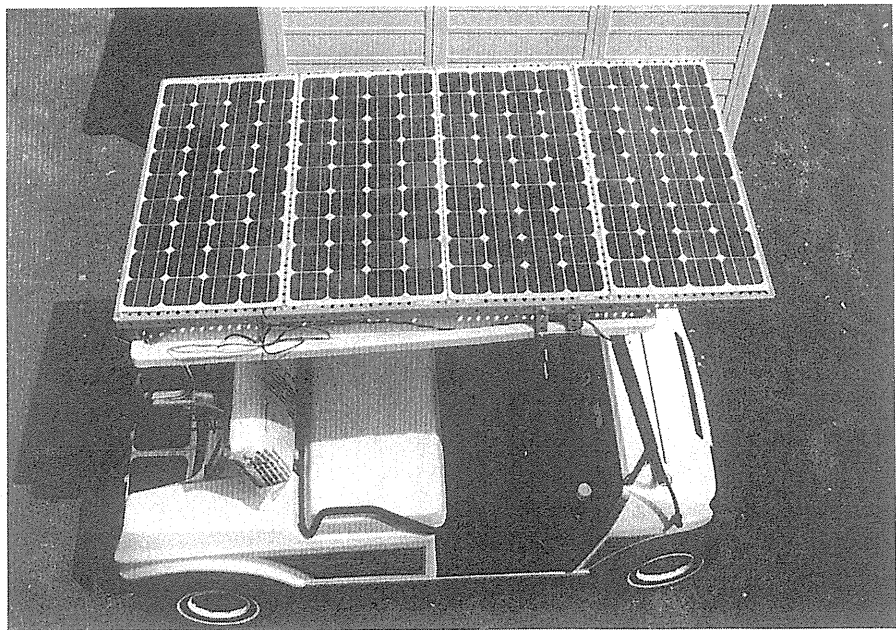
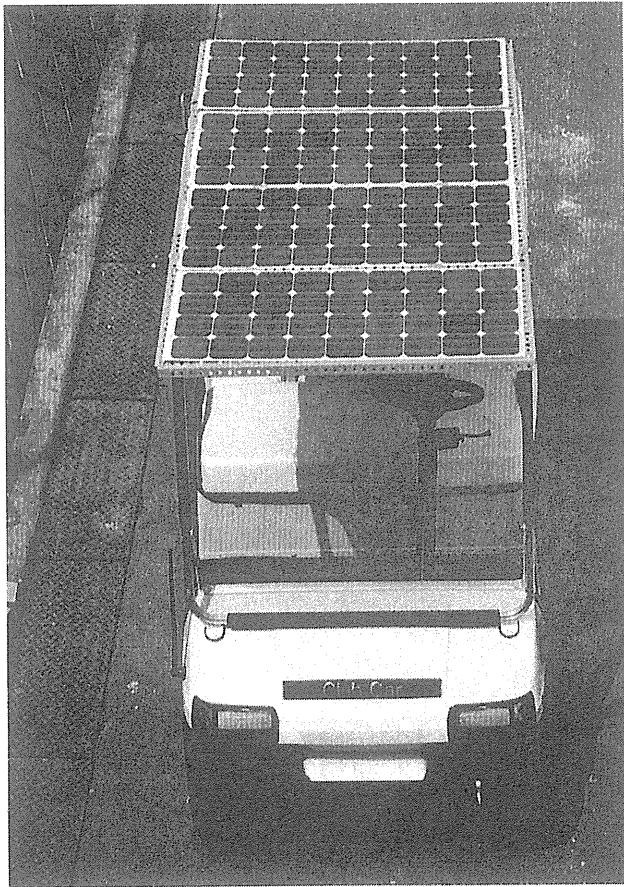
## 謝 辞

本試験研究をおこなうにあたって、本装置の基本性能解析と設計製造図面をCADにより作成した横浜国立大学 工学部 生産工学専攻 博士課程前期課程の川崎典子氏に感謝するとともに、実験車両に本装置を搭載するための寸法とりや装着の作業協力を得た本学同上の江崎智雄氏と石川宏史氏に感謝する。試作されたCVTの部分追加加工や基本性能試験を行うためのベンチ用治具の設計と製作を行って頂いた横浜国立大学 工学部生産工学科 山本一雄助手ならびに川村敏雄元助手の献身的なご協力に深甚の謝意を表す。また、ねじ制御式CVTのアラインメントの調整に欠くことのできない細かな技術を教示頂いた日本精工(株)総合研究所の伊藤裕之研究員および今西 尚研究員に感謝する。

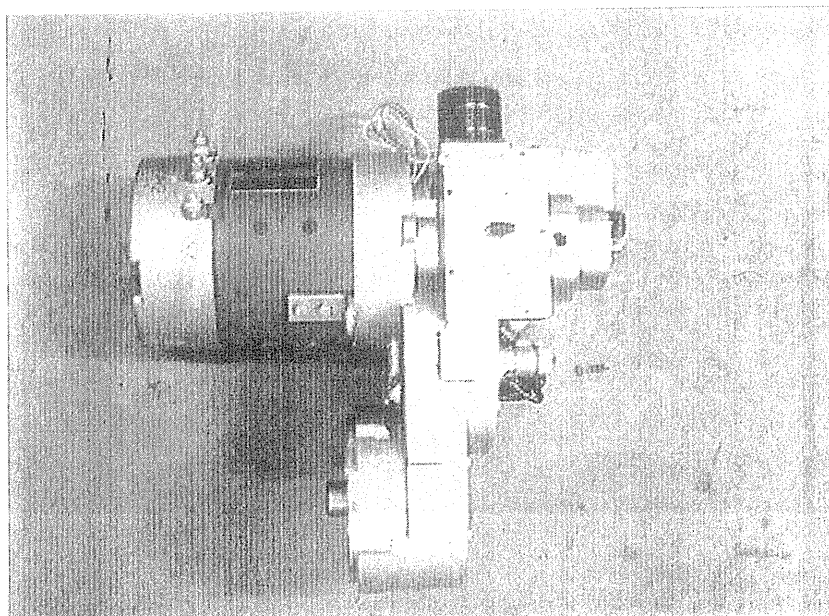
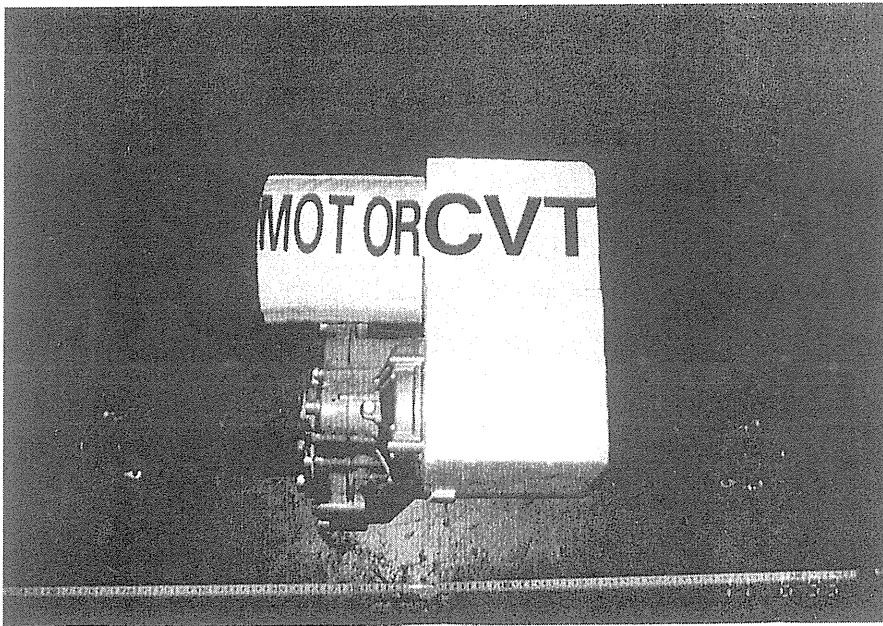
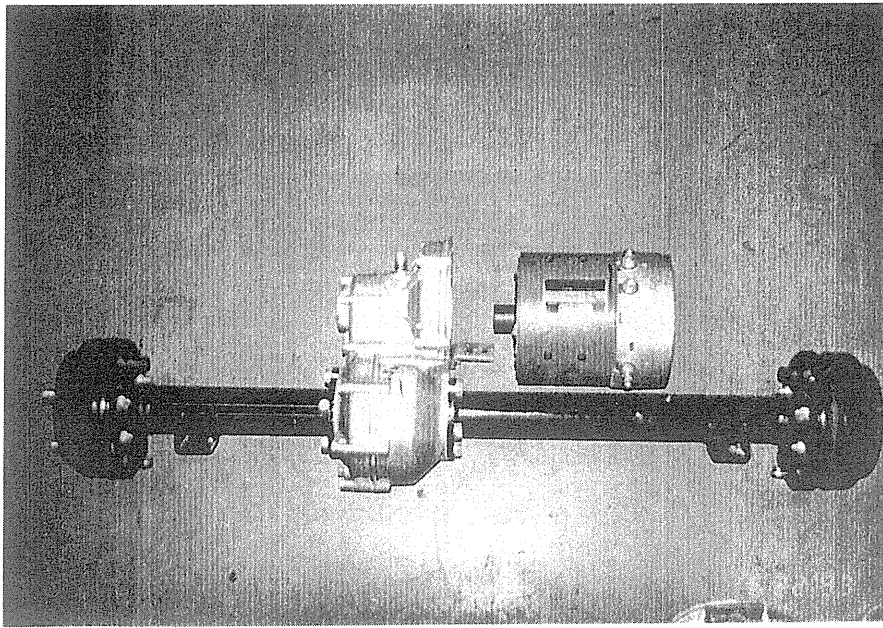
## 参考文献

- 1)岡村、トラクション利用の小型自動車用AT、*JSME*、機素潤滑部門ニューズレター、No.8、(1993).
- 2)栗山、電気自動車の省資源、省エネルギー性、自動車技術、Vol.32、No.5、(1978)、395.
- 3)Fitz,F.A and Pires,P.B,A High Torque, High Efficiency CVT for Electric Vehicles,*SAE Paper*,910251,(1992)
- 4)田中、トラクションドライブ式無段変速機に関する研究(第2報、変速特性)、機論、54-503、C(昭63-7)、1577
- 5)田中、江口、トラクションドライブ式無段変速機の変速制御、機論、57-543、C(1991-11)、3682.
- 6)Hamrock and Dowson,Ball Bearing Lubrication,John Willey & Sons Inc.,(1981),212
- 7)Tevaarwerk,J.L and Johnson,K.J,The Influence of Fluid Rheology on the Performance of Traction Drives,*ASME*,101(1979),266.
- 8)江口、トラクションドライブ式無段変速機の伝熱解析、修士論文、(1993)、38-41.
- 9)田中、川崎、町田、トラクションドライブ式無段変速機の変速制御(第2報、ねじ制御式CVTの変速特性)、機論、61-582、C(1995-2).

## 付録 A 試験車両とCVT

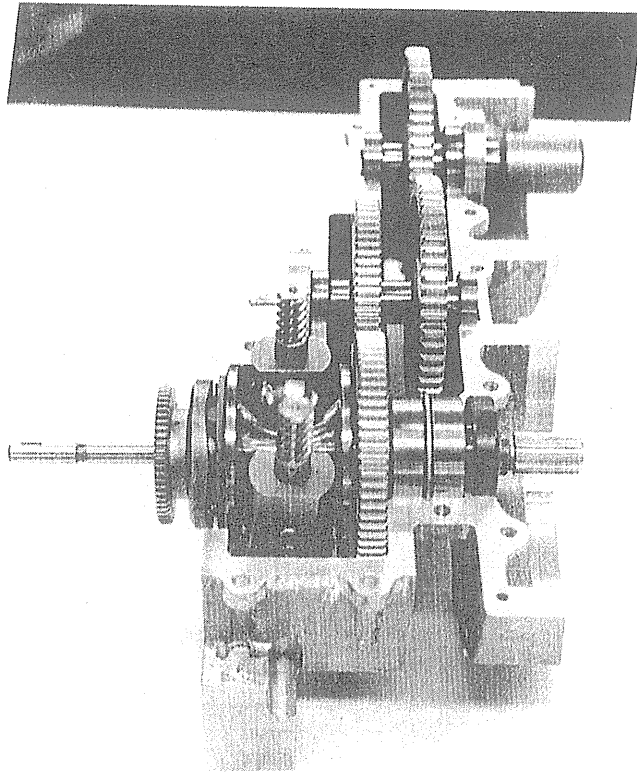


A-1 試験車両

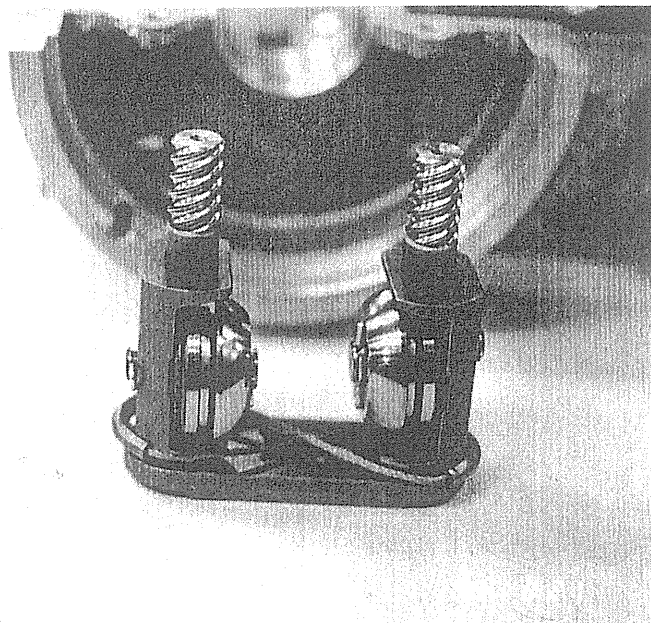


A-2 駆動軸に装着されるCVT



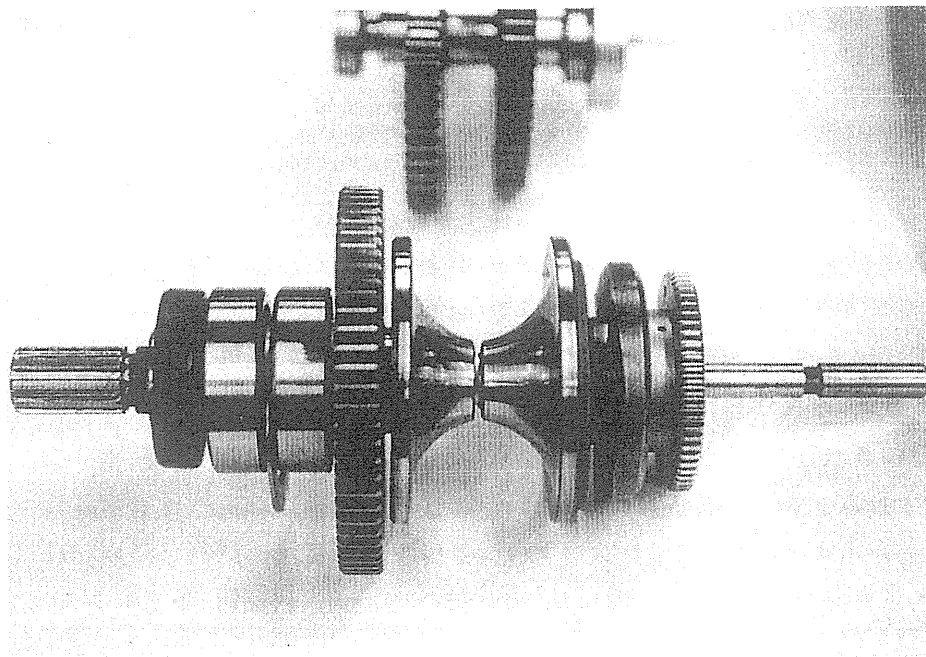
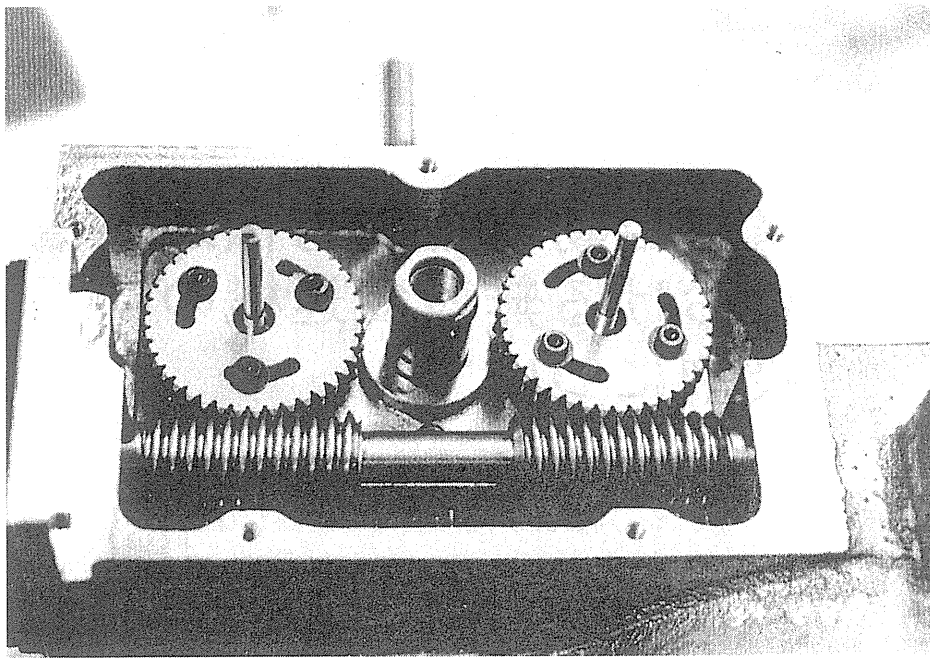


シングルキャビティハーフトロイダル形無段変速機



トラニオンに取り付けられた変速制御ねじ





A-5 入出力ディスクとパワーローラの  
傾き角度を指令するウォーム・ホイール

付録 B 電気自動車用動力伝達装置  
における無段変速機の  
役割について

# 電気自動車用動力伝達装置における 無段階変速機の役割について

田中裕久\*

A Continuously Variable Power Transmission for an Electric Vehicle  
Hirohisa TANAKA

Abstract

Electric Vehicles have the advantages of low exhaust gas emission and regenerative braking energy recovery, however issues on battery weight and vehicle acceleration. This paper introduces current technologies of electric vehicles and discusses the role of continuously variable mechanical power transmission for the electric vehicle propulsion system.

## 1. まえがき

自動車の排出ガスによる環境課題に対して、電気自動車の検討が進められている。一般に電気自動車はバッテリーのエネルギー密度の小ささから重量がかさみ、十分な加速性能がえられず通常の市内走行の流れに載れないという基本的な問題がある。この問題を技術的に解決するためには、バッテリー、モータ、ドライブトレイン(動力伝達系)、及び車両の個々の技術の向上と最適化がはからなければならない。本報告は、現状の技術の動向調査と、ドライブトレインに無段階変速機を導入することにより、モータの動作効率の向上と、低速におけるエネルギー回生を向上できることを文献調査した結果を報告する。またプロトタイプとして研究室で設計した、変速比0.4~2.5のハーフトロイダル形トラクションドライブ式無段階変速機を搭載する電気自動車用の動力伝達装置の例を示す。

## 2. 電気自動車の技術動向

電気自動車の主要な開発技術分野はバッテリー、モータ・ドライブトレイン及び車両技術の3分野である。これらの個々の技術について現状を次にまとめてみる。

(1)バッテリー技術 表2.1は代表的なバッテリーのエネルギー密度、ピーク出力密度、充放電寿命の1990年から、カリフォルニア規制の始まる1995年の予測値である。エネルギー密度では高温バッテリーが高いが、安全性と高温維持の問題が残っている。重量当たりの蓄積は110Wh/kg程度が最高値と予想されている。一方、コンデンサによる蓄積も考えられているが、その密度は1.8Wh/kg(3V, 70F)と試算されている。いずれにせよ、商業ベースで考えるならば、エネルギー密度50Wh/kg, 出力密度150W/kg, 寿命500回が常識的な値となろう。

---

\*工学部 生産工学科  
Faculty of Engineering  
Div. of Mech. Eng. & Mate. Sci.

(2)モータ・ドライブトレイン技術 モータの最新技術はニオブ/ベリリウム/鉄をベースとする永久磁石の開発によるDCブラシレスモータを用いることにより、10,000rpmの回転を得られ、出力密度2kW/kgを達成している。しかし磁石の材料費が高価である問題がある。量産によるコストダウンがはかれても、ACモータの\$2.75/kWに比べ、DCモータは\$5/kW程度となることをGMは予測している。一方、ACモータは丈夫で構造が単純であるという利点があるがインバータが必要である。ACモータ単体の最高効率95%は得られるが、インバータを入れると90%程度で、最高回転数15,000rpm、出力密度は0.6kW/kg程度となる。表2.2に、モータの性能比較をまとめて示す。

ドライブトレインは単段の遊星減速機ないし、発進時の加速性を改善するため2速の変速機が必要である。しかし、変速ショックの無いこと、加速性能の向上及び制動時の回生エネルギーの効率向上をはかるために、機械式の無段変速機を備える駆動系を検討している。

図2.1は横浜国立大学・生産工学科で進めている、トラクションドライブ式の無段変速機を用いた駆動系の設計例で、変速範囲0.4~2.5、入力動力2.5kW、入力軸最高回転数300rpm、入力最大トルク20N・mとしている。最終減速比は8.49とする(走行抵抗線図より最高速度を43km/hと設定)。これを用いることにより、モータを常に最高効率点で作動することができる。

表2.1 バッテリ技術の将来<sup>(1,6)</sup>

	1990年			1995年		
	Wh/kg	W/kg(peak)	cycle life	Wh/kg	W/kg(peak)	cycle life
鉛-酸電池						
フラット型	37	150	300	40	150	300
アルカリ電池						
NiFe	52	110	800	55	130	120
NiCd	47	180	300	50	200	500
高温電池(400℃)						
NaS	85	90	200	110	125	500
LiAlFeS	75	95		90	120	200
メタル空気電池						
Fe空気	55	50	100	70	60	300
Zn空気				100	90	200
Flow電池						
Zn-Br	70	150	100	80	150	500

表2.2 電気モータの比較<sup>(1,5)</sup>

モータの形式	出力密度 (kg/kW)	出力の体積密度 (litres/kW)	全効率 (%)
DC直巻	4.6	2.1	74
DC分離励磁	2.3	1.6	84
AC誘導	1.8	0.9	88
DCブラシレス	0.5	0.2	90

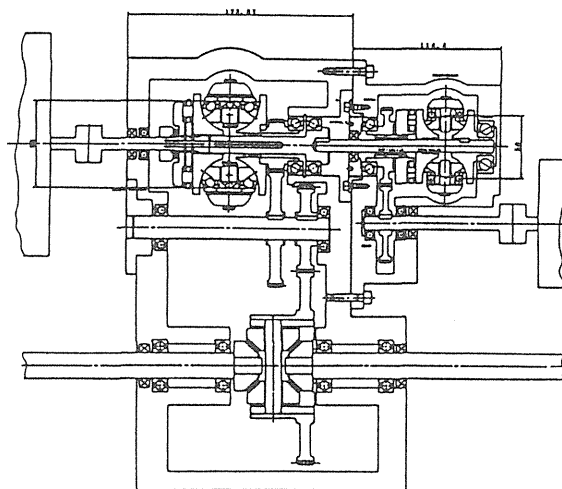


図2.1 小形電気駆動車輛用トラクション  
ドライブ式無段変速機(動力 2.5kW,  
変速範囲 1:0.4~1:2.5, 横浜国大, 1992年)

(3) 車輻技術 限られたエネルギーで効率よく走行するためには、車輻の軽量化と抵抗の低減が必要である。アルミニウム材料、複合材料の使用と空力特性、車輪ころがり抵抗の低減の研究、開発が活発に進められている。しかし現状では、内燃機関をもつ車輻に匹敵する走行性能をもつものはない。ちなみに、ほぼ同一サイズのガソリン車輻の代表と最新の電気自動車と比較例が紹介されている<sup>(1)</sup>。前者にMMC MINICA(車輻重量:650kg, 最大出力:24kW, レギュラーガソリン仕事量:⑧.65kWh/L、燃費を5L/100kmとする)を選び、後者にBMW E1(車輻重量:880kg(NiCd電池200kgを含む), 最大出力:32kW, 特別仕様のDC永久磁石モータ)を選んで比較したものを表2.3に示す。電気自動車の走行距離はガソリン車に比べ1/4であるが、平坦路走行ではエネルギーの消費量は単位距離当たり約1/2と試算されている。

(4) ハイブリッド車輻の開発例 化石燃料の排気ガスを低減する現実レベルの方法として、主動力に小型化された内燃機関を用い、加速/減速時にバッテリー駆動と回生を行う電気駆動システムを併用する方法が適当と考えられる。表2.4は現在開発中のハイブリッド車輻の幾つかの例をまとめたものである。

表2.3 小型車輻の電気自動車/ガソリン車輻の比較<sup>(7)</sup>

車輻名	重量	最大出力	最大速度	走行レンジ	抵抗係数	エネルギー消費量
MMC MINICA (ガソリン)	650kg	24kW	120km/h	640km	0.36	43kWh/km (5L/100km, ⑧.65kWh/L)
BMW E1 (電気) (含200kg-NiCd電池)	880kg	32kW	120km/h	140km	0.32	21kWh/km

表2.4 ハイブリッド車輻の開発例(1992)<sup>(1)</sup>

メーカー	車輻名	ハイブリッド型式	モータ型	モータ: 内燃機関 定格出力(kW)	主電池 電圧(V)	重量(kg)
Audi	100 Duo	Gas/Elect	AC同期	21 : 86	Na/S	224
	Avant	split Dual				
Fiat	X1/23		DC Separate	10	Ni/Zn	166
GE	HTV1	I. C. E. /Ele 並列Dual	DC	33 : 55	Pb/Acid	340
GM	HX3	Elect/Gas レンジ拡大用	AC誘導機	90 : 40	Pb/Acid	380
Volvo	ECC	Diesel Gas Turbine /Elect, 直列Dual		56 : 40	Ni/Cd	120
VW	Golf	Diesel/Elec 並列Dual	AC	6 : 55	Pb/Acid	215
VW	Chico	Das/Elec	AC	6 : 25	Pb/Acid	205
IAD/CAT	LA301	Elec/Gas レンジ拡大用	DC Separate	24 : 25	Pb/Acid	540
Unique	T115	Elec/I. C. E	DCブラシレス	100 : 5		
IAD/Unique	M92	Elec/Liquid Propane			燃料電池	

### 3. 無段変速機をもつ電気駆動車両のエネルギー回生

無段変速機(CVT)の駆動系への導入は、モータの動作点を効率の良い点に集中して使用することができること及びダイレクトドライブでは不可能な低速域での回生ブレーキが可能となること大きな特徴である。前者の特徴は、交流モータを用いても、インバータの代わりに機能を果せるので、電子回路の単純化がはかれ、しかも効率の良い動作点で作動させることが容易にできるであろう。ここでは、このような長所となる点について検討した報告<sup>(2)</sup>があるので、その概要をまとめてみよう。

3.1 対象とする車輛、モータおよびドライブトレイン 典型的な1人または2人乗りのコンパクトセダンを考える。その仕様は、

車輛重量:1,360kg, タイヤ径:0.5m, 前面面積:1.9m<sup>2</sup>, 空力抵抗係数Cd:0.3,

転がり抵抗係数:0.006, タイヤ摩擦係数:0.6,

要求加速性能:0~48km/hを5s;48~96km/hを11s

とする。モータは

DC直巻型、連続定格出力:45kW, 最大トルク:71N・m/6000rpm, 最大回転数:7,000rpm,

逆起電力定数:24V/1,000rpm, トルク定数:4.5A/N・m, 最高効率:97%

とする。ドライブトレインは

モータ減速機は2:1、ファイナル減速機は3:1

無段変速機は1:1~1:4, 効率:89%, 重量:41kg

とする。図3.1に無段変速機を搭載するパワートレインの模式図を示す。なお、ダイレクトドライブの場合には図のCVTを外したものを考える。

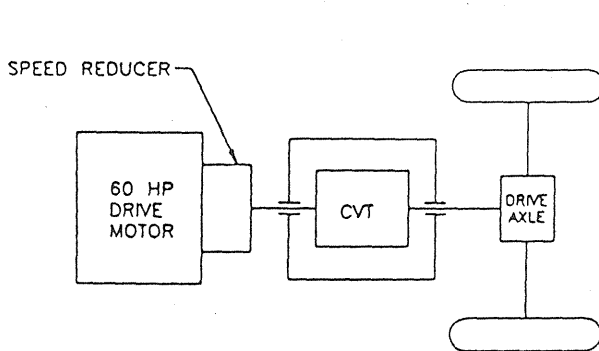


図3.1 無段変速機(CVT)を搭載する電気自動車のパワートレイン

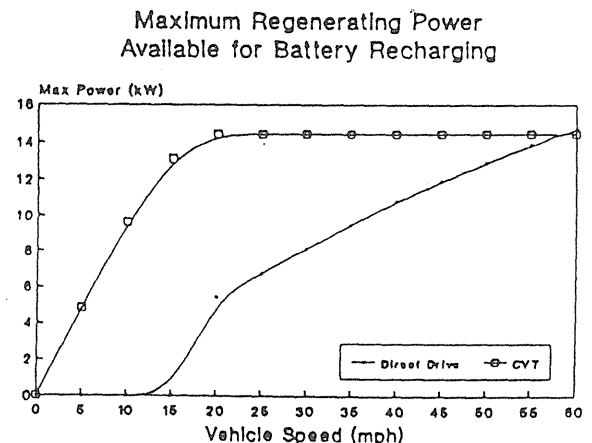


図3.2 制動エネルギーのバッテリー回生出力の比較 (CVT搭載により低速まで大きなエネルギー回生ができる)<sup>(2)</sup>

3.2 回生制動特性 ここでは、制動時の機械的エネルギーを電氣的エネルギーに回生する特性を考察する。モータを発電機で使用する場合の効率を60%とし、無段変速機(CVT)を搭載した場合とCVT無しのエネルギー回生量の比較を行うと、CVT付きの場合には、バッテリーへの回生出力は図3.2に見られるように時速24km/h(15mph)まで、約14.5kWの電氣的出力が回生される。区間速度毎の回生エネルギーを図3.3に示しているが、CVTを搭載することにより、通常の市内走行で生じる発進停止の多い低速走行では58%もの回生向上が図れる。例えば図で24→16km/h(15→10mph)の減速時に約3.5Whのエネルギーがバッテリーに蓄えられる事になる。

3.3 加速性能と消費電流 次に加速性能と消費電流であるが、タイヤのスリップ限界を4000Nとし、最大加速度を生じる条件でモータ電流を算出すると、直結型では、750Aの電流を必要とする。一方、CVTを搭載することにより、モータが最高回転数になるまでは変速比を最大減速状態に維持すると、最大加速電流は図3.4に見られるように318Aでよく、直結形に比べると42%の低減がはかれる。

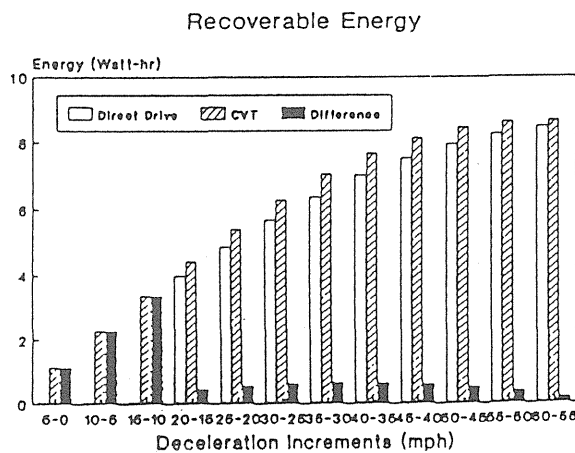


図3.3 減速時にえられるエネルギー量の比較 (CVTの有無の比較)<sup>(2)</sup>

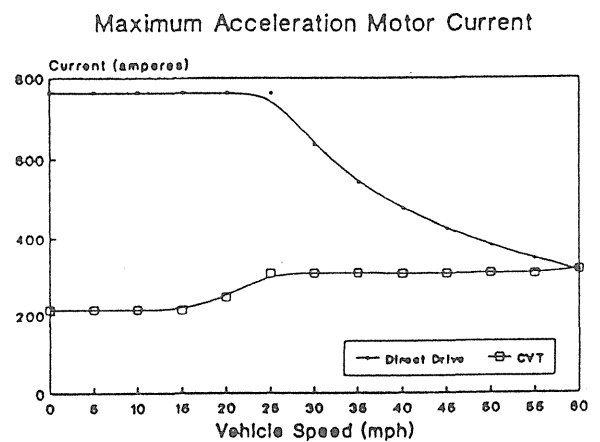


図3.4 最大加速下の消費電流の比較(CVTの搭載により、750Aから200Aに低減される)<sup>(2)</sup>

#### 4. まとめ

無段変速機を電気自動車に搭載することにより、低速域での制動時のエネルギー回生効率を良くするのみならず、モータにAC機を用いてもインバータ制御を不要とでき、電子回路の単純化と信頼性を向上できる。また、機械式無段変速機はインバータと異なり強力な電磁波をだすこともなく、音も静かである。100A程度の電流を短時間に吸収できるバッテリーが開発できるならば、電気自動車に無段変速機を搭載する意義がますます増えるものと考えられる。

参考文献

1. Moore, W. J., Towards a Viable Zero Emission Vehicle, 自動車技術会動力伝達系シンポジウム No. 9203(1992)
2. Fitz, A. F. and Pires, B. P., A high torque, high efficiency CVT for Electric Vehicles, SAE Paper 910251(1992)
3. Dell, M. R., Advanced Traction Batteries: Problems of Development, Int. Sympo. Advance and Hybrid Vehicles, Univ. of Strathclyde(1984), P. 56
4. Bumby, R. J. et al., The Evaluation of Hybrid Electric road Vehicle Performance by Computer Simulation, *ibid*, p. 162
5. MacDowall, D. R. and Crumley, L. R., Comparative Performance Evaluation of Advanced AC and DC EV Propulsion Systems, Electric Vehicle Symposium in Toronto, EVS88-067(1988)
6. Burke, A. F., Electric Vehicle Propulsion and Battery Technology 1975-1995, Proc. 25th IECEE, Vol. 6(1990)
7. Faust et al., Introduction to the BMW-E1, SAE paper 920443(1992)
8. Tanaka, H., Power Transmission of a Cone Roller Toroidal Traction Drive CVT, JSME, International Journal Vol. 32 No. 1(1989), p. 82