

自動車用パワートレインの
電子油圧制御システムに関する研究

Electro-hydraulic Control System of Automobile Power Train

2007年3月

豊田 希

自動車用パワートレインの
電子油圧制御システムに関する研究

Electro-hydraulic Control System of Automobile Power Train

2007年3月

豊田 希

目次

第1章 緒論

1.1.	はじめに	2
1.2.	本研究の研究背景	2
1.2.1.	排気ガス規制について	
1.2.2.	排気ガス低減技術	
1.2.3.	燃費低減技術	
1.3.	電子油圧動弁の研究背景	4
1.4.	電子油圧動弁の従来の研究	4
1.4.1.	機械式	
1.4.2.	電磁式	
1.4.3.	電子油圧式	
1.5.	電子油圧動弁の研究目的	5
1.6.	6 パワーローラ CVT の研究背景	6
1.7.	変速機の従来の研究	6
1.7.1.	マニュアル有段変速機	
1.7.2.	オートマチック有段変速機	
1.7.3.	無段変速機	
1.8.	6 パワーローラ CVT の研究目的	9
1.9.	本論文の構成	10
	参考文献	

第2章 電子油圧動弁の構造と原理

2.1.	はじめに	24
2.2.	電子油圧動弁の構成	24
2.2.1.	電子油圧動弁アクチュエータ	
2.2.2.	パイロット弁	
2.3.	電子油圧動弁アクチュエータの作動原理	25
	参考文献	

第3章	電子油圧動弁のボンドグラフ解析	
3.1.	はじめに	34
3.2.	理論特性	34
3.3.	理論静特性	35
3.4.	ボンドグラフシミュレーションによる最適設計	36
	3.4.1. ボンドグラフについて	
	3.4.2. ボンドグラフモデルの作成	
	3.4.3. プロトタイプ的目標波形	
	3.4.4. 各パラメータの変位特性に与える影響	
3.5.	消費動力の算出	41
3.6.	制御位置に関する試算	41
3.7.	安定解析	42
	参考文献	

第4章	電子油圧動弁の実験と高速化	
4.1.	はじめに	56
4.2.	試験装置	56
	4.2.1. 電子油圧動弁アクチュエータの構成部品	
	4.2.2. ピストン変位計測装置	
	4.2.3. 機械式ダンパ装置	
	4.2.4. 油圧システム系	
4.3.	性能試験	57
	4.3.1. 解析結果との整合性	
	4.3.2. 着座時の停滞現象について	
	4.3.3. リフト量可変制御	
	4.3.4. 限界速度確認試験	
	4.3.5. 温度変化の影響	
4.4.	電子油圧動弁アクチュエータの高速化案	59
	4.4.1. マルチパルス制御法	
	4.4.2. 3ポート形高速電磁弁による制御	
4.5.	高速化実験	62
	参考文献	

第5章	6 パワーローラ CVT の構造と原理	
5.1.	はじめに	85
5.2.	トラクションドライブの原理	85
5.3.	ハーフトロイダル形 CVT の構造	86
5.3.1.	従来型 4 パワーローラ CVT の基本構造	
5.3.2.	ダブルキャビティ構造	
5.3.3.	6 パワーローラ CVT	
5.4.	トラクションオイル	88
5.5.	ローディング機構	88
5.6.	変速原理	90
5.7.	変速制御機構	92
5.8.	4 ポート形サーボ弁によるパワーローラのオフセット制御機構	92
5.9.	パワーローラの傾転運動	94
	参考文献	

第6章	6 パワーローラ CVT の解析と性能試験	
6.1.	はじめに	105
6.2.	6 パワーローラ CVT の性能解析	105
6.2.1.	トラクションカーブ	
6.2.2.	効率計算	
6.2.3.	寿命計算	
6.3.	6 パワーローラ CVT の性能試験	109
6.3.1.	同期安定性試験	
6.3.2.	効率測定	
6.3.3.	剛性試験	
6.4.	4 パワーローラ CVT との性能比較	112
	参考文献	

第7章	6 パワーローラ CVT の非同期不安定問題	
7.1.	はじめに	129
7.2.	非同期不安定問題の発生原理	129
7.3.	傾転角制御時のボンドグラフ解析	129
7.4.	対応策の検討	130
	参考文献	

第8章	6 パワーローラ CVT における圧力比例制御	
8.1.	はじめに	137
8.2.	従来の変速比制御系の問題点	137
8.3.	3 ポート形圧力比例弁を用いた変速比制御	137
8.4.	3 ポート形圧力制御弁の圧力制御特性	138
8.4.1.	スプール弁に働く力	
8.4.2.	線形化されたサーボ機構の安定限界	
8.4.3.	圧力制御弁を用いた制御系の性能試験	
8.4.4.	圧力制御特性	
8.5.	3 ポート形圧力制御弁を用いた CVT 変速制御	141
8.5.1.	ゲイン調整	
8.5.2.	変速比ステップ応答	
8.5.3.	トルクステップ応答	
8.5.4.	静的トルク変動に対する特性	
8.5.5.	試験装置の伝達効率	
8.6.	6 パワーローラ CVT のトルク制御	142
8.7.	センサレス変速比制御	143
8.8.	デジタルセンサレス制御系の構築	144
8.9.	デジタルセンサレス制御系による実験結果	144
8.9.1.	ステップ応答	
8.9.2.	始動試験	
第9章	結論	
9.1.	結論	171
9.1.1.	電子油圧動弁アクチュエータ	
9.1.2.	6 パワーローラ CVT	
9.2.	今後の展望	172
9.2.1.	電子油圧動弁アクチュエータ	
9.2.2.	6 パワーローラ CVT	
	参考文献	
	謝辞	176
	Appendix	

第1章 緒論

1.1. はじめに

高度経済成長以降、日本では自動車を中心に産業立国として発展してきた。現在では、わが国の就業人口の 7.7% (486 万人) もの人が、自動車製造を始め、販売、資材製造などの自動車関連の仕事に従事している。四輪車保有台数は約 7500 万台となり、私たちの毎日の生活を豊かにし、現代社会において、必要不可欠な存在となっている。

しかし、地球温暖化や都市部での大気汚染問題が深刻化しており、自動車の排出ガスは非常に大きな社会問題となっている。2003 年度の CO₂ 排出量を部門別に見ると、自動車に関係する交通部門の排出量は全体の 20.7% と大きな割合を占めている。そのことから、自動車における環境対策が、今後の CO₂ やその他多くの有害物質の排出量低減に大きな役割を持っていると言える。

1.2. 本研究の研究背景

1.2.1. 排出ガス規制について

a. 排出ガス規制の傾向

近年、産業界の各方面において、CO₂ 排出量低減やその他の排出ガス中に含まれる有害物質に対する規制が強化されてきている。とりわけ、自動車業界における規制は急速に進んでいる。表 1-1⁽¹⁾には、日本、アメリカ、ヨーロッパの大型車両に対する排出ガス規制値の推移を示した。また、図 1-1 は窒素酸化物 NO_x と浮遊粒子状物質 PM に関して、2009 年～2010 年の各地域の規制値をグラフ化したものである。この図から、わが国において来年度は、世界で最も厳しい規制値が課せられ、日本の排出ガス基準が世界トップレベルであるということが分かる。

90 年代には 5 年程度のスパンであった新基準導入も、最近では 2、3 年間という短いスパンで、物質によっては、7、80% の削減が要求されるものもある。世界の自動車メーカーはこの基準をクリアするために、日々、研究を重ね、確実にハードルを越しているのだが、見方を変えると、各メーカーの開発力や素早い対応力が、規制強化の速度を上げていることも事実である。中央環境審議会は 2005 年 4 月に「今後の自動車排出ガス低減対策のあり方について (第 8 次答申)」を答申し、平成 21 年規制では、ガソリン・ディーゼルなどの燃料種別によらない排出ガス規制値となっている。この厳しい規制値を達成することによって、2010 年頃にはほぼ全ての地域で環境基準を概ね満足することが予想される。

b. 排出ガス中有害物質

日本において、二酸化炭素は年間 12.6 億トン排出され、その中で交通部門が 20.7% を占め(図 1-2 参照)、その割合は自動車保有台数の増加に伴い、年々高まってきている。

CO₂ 排出量は、燃料消費量に比例して増加するので、エンジンにおいて、更には、車両全体での燃費向上が必要である。また、その他の有害物質の特徴についても表 1-2 に示したが、

特にディーゼルエンジンにおいて問題視されている NOx と PM は、完全燃焼であるか否かによってトレードオフの関係を持っている。そのため、両者を同時に低減するには、エンジンの改良だけではなく、後処理装置や代替燃料の導入も含め、大規模な研究開発が必要である。

1.2.2. 排出ガス低減技術

前述したような厳しい規制をクリアするために、エンジンの改良、後処理装置といった機械部品の開発から代替燃料の研究まで、インフラも含めて、急速な技術革新を行なっている。その対策技術の主たるものを表 1-3⁽²⁾にまとめる。

後処理装置に関しては、DPF(Diesel Particulate Filter)と尿素噴霧型 NOx 還元装置とを合体させることにより、PM と NOx がともに低減できるようにユニット化されたものも開発されている⁽³⁾⁽⁴⁾。また、DPF は PM が吸着し、目詰まりすると、エンジン効率に悪影響を与えるので、目詰まりをセンサで感知した時には、排出ガス温度を高め、PM を燃焼させて、CO₂ に変えると言う、連続再生型のものが主流となり、メンテナンスフリーでより使いやすいものになってきている。素材もセラミックスから耐久性の優れている焼結金属へと進化している。

また、可変動弁技術には、位相可変方式とリフト量・作動角可変方式などがある。図 1-3 に世界の自動車メーカーが進めてきた可変動弁の技術開発の歴史を示す⁽⁵⁾⁽⁶⁾。位相可変においては、2 段可変から連続可変へと進化した。連続可変にすることにより、回転速度に応じた適切な吸気効率が得られ、出力が増す。また、バルブオーバーラップ量や内部 EGR 量を運転状況に応じて最適化し、ポンピングロス低減により燃費は向上し、排出ガス改善にも有効である。現在、新開発される国産エンジンのほとんどに、連続位相可変式の可変動弁が搭載されている。そして、リフト量・作動角可変機構は、異なる複数のカムプロファイルを使い分けることで実現できる。高回転時の出力向上と低中回転数域のトルク向上を図る。また、弁停止や気筒休止技術にも応用して、燃焼の制御やポンピングロス低減も実現できる。現在、連続位相可変とリフト量・作動角可変制御を両立する機構も考えられている。

1.2.3. 燃費低減技術

燃費低減を目的としておこなわれている研究には、代替燃料の採用や車両重量の低減、変速機の多段化・無段化などがある。代替燃料として注目されているのが、天然ガスやバイオ燃料、GTL 燃料である。中でも、バイオ燃料はサトウキビやトウモロコシなどからエタノールを生成し、ガソリンに混入するもので、最も急速な発展を遂げている。現在、日本ではエタノール含有率 3%と混合許容値を定め、環境庁では 2012 年までに全面普及を目指している。米国ではエタノール 10%含有の E10 燃料が既に流通しており、更なるエタノール含有率の上昇を見越して、日本の自動車メーカーとしても燃料が関わる部品に腐食しにくい材料を採用するなどの対応が迫られている。

1.3. 電子油圧動弁の研究背景

近年、エネルギー・環境問題の観点からエンジンの吸気効率の向上や可変圧縮比エンジンの要望に応えるため、従来の機械式カムに代わり、電気信号により自在に吸気・排気タイミングを変えられるカムレスエンジン用動弁の研究がなされている。駆動方式は、電磁駆動式と電子油圧駆動があり、これらの動弁の課題としては、着座速度制御の信頼性、センサレス化、応答速度の向上と消費動力の低減などが挙げられる。商用車用の比較的低速なエンジンにおいては、電子油圧方式でも駆動可能であるので、報告者らは上記課題の一つであるセンサレスで位置制御ができる油圧駆動のアクチュエータを開発することにした。センサレスで位置制御ができ、更に着座速度も制御可能なものとするため、油圧による位置フィードバック機構を持つアクチュエータを考えた。

1.4. 可変動弁の従来の研究

前述のように、排出ガス対策としては様々な技術開発が行なわれているが、現在、エンジンの改良で最も力を入れて研究が行なわれているのが、動弁の可変制御である。従来のように、クランクシャフトからカムシャフトに伝わった回転数が、動弁を駆動する単純な機械式では、エンジンが要求する吸気・排気状態を実現しにくい。そこで、同じ機械式でも、カムの形状を三次元に変形するなど複雑な構造を取ったものの開発が進んでいる。

また、カムの代わりに、電磁アクチュエータや油圧を用いて、エンジンとは全く切り離して動弁を制御するカムレスエンジンの開発も話題を集めている。表 1-4 に可変動弁機能の比較を示す⁽⁷⁾。バルブには位相、リフト量、作用角（開期間）という3つの制御対象となる性質を持っており、制御可能対象により区分されている。位相のみを変えられるものや、位相と開期間を変えられるものなど様々な特徴を持っているが、いかに自由度高く制御できるかが、エンジン性能の向上を左右する。以下に、可変動弁の構造や特徴を種類別に説明する。

1.4.1. 機械式

図 1-4 に示したのが、カムシャフトにより伝えられるエンジン回転数を用いた、機械式可変動弁機構の構成図である⁽⁸⁾。ロッカーアームに設けた油圧切替え制御弁によって2つのカムプロファイル（高速用/低速用）を使い分け、バルブの開閉時期とリフト量を可変にしている。さらに、吸気バルブと排気バルブの切替えを独立して電子制御することにより、各々のバルブとカムプロファイルの組み合わせを3つのパターンに設定する3段切替え式となっている。この結果、従来の可変動弁システムで生じた低速域と高速域との間のトルクの落ち込みを解消し、全回転域で高トルク、フラットなトルクカーブが実現できるようになった。1個のロッカーアーム内に、低速用カム、高速用カム、各々専用のフォロワ、およびロストモーション機構が設けられている。

機械式はクランクシャフトの回転を利用できるので、バルブ駆動のエネルギーが不要な

ことが特長であるが、同時に、クランクシャフトの回転に支配されているために、かなり複雑化したバルブタイミングでバルブの開閉するのは、困難である。また、ロッカーアームを介して間接的にバルブを開閉する形式では、カムシャフトの回転に対して、バルブの追従性が若干悪いという難点がある。

1.4.2. 電磁式

電磁式動弁駆動アクチュエータの模式図を図 1-5 に示す⁽⁹⁾。コイルと磁気コアからなる電磁アクチュエータで動弁を駆動する。動弁上部に取り付けたアーマチュアの上下両サイドにコイルと E 型磁気コアにより、中立位置にあるアーマチュアを引き合うことにより、全リフト域をスムーズに移動させる。応答速度はかなり速く、リフト量 8mm のところを全開にかかる時間は 4ms となっている。全てを電子制御できるので、一元的で扱いやすいのだが、信頼性の面で問題がある。運転前のアーマチュアは全可動域の中立の位置で、ばねによって支持されている。そのため、動弁を閉じておくためには、コイルを常時通電しておかなければならず、コイルが発熱し、抵抗値が変わり、アーマチュアにかかる力もそれによって変化してしまう可能性がある。また、電磁力が位置に対して線形ではないので、リフト量の可変制御が難しいこと、そして、外力に対しての剛性が低いことが課題として残っている。ドライバを高機能化して、外力に強いシステム作りが必要である。

1.4.3. 電子油圧式

電子油圧式の可変動弁アクチュエータの断面図を図 1-6 に示す⁽¹⁰⁾。動弁に直結した、アクチュエータのピストンを電磁弁により油圧制御し、駆動する。このアクチュエータにおいては、リフト量 18mm を開時間 6ms で得ることができ、最高エンジン回転数 1600rpm で駆動できることが報告されている。油圧で支持しているために剛性が高く、気筒内圧力が 400 気圧かかったとしても運転可能であり、外力にも強いことが確認された。また、チェック弁やオリフィスをアクチュエータの油圧回路に組み込むことで、油圧の圧縮力が有効に使える、着座が滑らかに行なえるというメリットもある。しかし、油圧制御をすると、このアクチュエータのように、概して複雑な構造になる傾向にある。また、消費動力が大きいこと、そして、応答速度が遅いことが研究課題として残っており、主に比較的低速のエンジン向けに開発が行なわれている。

1.5. 電子油圧動弁の研究目的

今回、対象としているのが圧縮天然ガス (CNG) を燃料とする中型エンジンである。CNG はオクタン価が高いので、エンジン効率を高めるために、圧縮比を 14 程度まで上げることが可能である。しかし、オットーサイクルであるために、ガソリンエンジン同様、高速高負荷時にはノッキングが起り、運転不可能になってしまうという問題が生じる。その運転不可能な領域を図 1-7 に示すが、その領域においては、圧縮比を下げる方法を考えた。つ

まり、動弁を可変制御し、圧縮工程中に吸気弁を開き、擬似的に圧縮比を下げる方法である。図 1-8 に示したのは、今回対象としたエンジンの吸気弁に要求されるバルブタイミングである。一例として、上死点前 21° で動弁が開口し、下死点後 49° で閉じるというバルブタイミングを図中に示しているが、開きに関しては **A** と書いた区間、閉じに関しては **B** というかなり広い区間が要求される可変範囲であり、その区間内で開閉が、それぞれ自由に制御できるようにしなければならない。これほど高い自由度で動弁を駆動するためには、カムレスエンジンの採用は不可欠であると考えている。

前述したように動弁の駆動には主に 3 種類のアクチュエータが挙げられ、それぞれに特徴を比較すると、表 1-5 のようになる。機械式は消費動力、応答性の面で一番優れているが、エンジンの回転を利用するので、少なからずエンジン回転数に依存する。対象とするエンジンの最高回転数が 2100rpm と比較的低速であるため、可変制御性と着座速度性の高い電子油圧式可変動弁機構を採用した。本研究では、より自由度の高い制御と安定した可変システムの構築を目的とする。

1.6. 6 パワーローラ CVT の研究背景

燃費向上、運転性能向上のため、自動車用変速機の無段化が求められ、1960 年代から研究が始められたハーフトロイダル形 CVT は、1999 年に世界初の量産車が日産自動車から発売された。伝達トルク容量は 340Nm で無段変速部のパワーローラの個数は 4 つであった。トロイダル CVT は図 1-9 に示すように、主に大型乗用車に採用されている FR タイプ (Front-engine Rear-drive ; エンジン前置き後輪駆動) の自動車を対象としており、エンジン排気量の増加に伴い、変速機としても伝達トルク増加への対応が急務となっている。更なる伝達トルクの増加や変速機の体積低減、高効率化の要求が高まり、パワーローラの個数を 6 つに増やして、伝達トルク容量を 1.5 倍に増加することのできる 6 パワーローラ CVT の研究が 2000 年に開始された。

1.7. 変速機の従来の研究

自動車用変速機を分類すると図 1-10 のようになる。エンジンは、そのエンジン特有の最良燃費点で運転することが最も高効率であるが、運転手が要求する車速は時々刻々と変化するので、その要求により高いレベルで応えるために、エンジンとタイヤの回転数を適切に変換する変速機の役割は大きい。これまで様々な形式の変速機が開発されてきた。それを受けて、現在は既存の変速機のメリットを統合し、より高性能な変速機が開発されている。

1.7.1. マニュアル有段変速機

マニュアルトランスミッション (MT) は、シフトチェンジを思い通りできるので、要求

車速とエンジン回転数の変換を運転手の能力も含めて、より燃費を改善できる。動力ロスの面では、オートマチックトランスミッション(AT)は構造上10~15%であるが、MTは5%以下と言われている。また、重量面でもATより軽量である。日本では1980年代まで自動車用変速機機構として主流であったが、近年、後述するAT車が大半を占めるようになった。一方、ヨーロッパでは低燃費や応答性の良さから、今なおMT車が主流である。

MT車で変速する際には運転手が手動でクラッチを切り、シフトレバーを操作する。MTは大別して2種類あり、一つは選択摺動式(スライディング=メッシュ・トランスミッション)と常時噛み合い式(コンスタント=メッシュ・トランスミッション)で、同調機構を持たないので、滑らかに思い通り運転するには運転手の高い運転技術が必要となる。もう一方は、同調機構を有して、より簡単に運転できるシンクロメッシュ機構である。

MT車のメリットは①燃費が良い②AT車に比べ、安価である③運転しているという意識が高いので事故が少ない、などが挙げられる。デメリットとしては①日本ではAT車が圧倒的に多いので、購入時の選択肢が限られる②発進時にエンストしたり、クラッチのつなぎ方によってノッキングが起きたりするので、ある程度の運転技術が必要である、などが挙げられる。現在のMT車は4~5速が一般的で、スポーツカーには6速のものも増えてきた。

1.7.2. オートマチック有段変速機

前述のようにMT車はクラッチ操作が難しく、運転手を限っていた。モータリゼーションの高まりにより、運転の簡便さが求められ、車速やエンジン回転数、アクセルペダルの踏み込み量に応じて変速比を自動的に切り替えることの出来るオートマチックトランスミッション、AT車の研究が進み、1980年代後半にソレノイドによる電子油圧制御の高機能化から乗り心地のよさが必要十分となり、世に多く普及するようになった。最も一般的なのがトルクコンバータと遊星歯車を組み合わせたタイプのものである。トルクコンバータを搭載しているためにクリープ現象が起こるのもAT車の特徴であり、渋滞時の運転が簡易化された一方で、簡単に運転できるがために気の緩みから追突事故やアクセルペダルの踏み間違いなど多く事故が起こっており、安全対策が急務となる。また、MT車に慣れているヨーロッパの運転手には、AT車に搭載されるトルクコンバータの流体によるタイムラグが嫌われる傾向にある。

a. 多段化

AT車のデメリットとしてはMT車と比べてシフトアップ速度が遅く、また、CVT車と比べて有段であるために最高燃費点でエンジンを運転できないので、低効率であるということが言われてきたが、近年、AT車の多段化が進み、トヨタ自動車の新型レクサスLS460⁽¹¹⁾に世界初の8速ATが搭載され(図1-11)、従来のAT車に無い滑らかな加速と燃費性能を実現した。従来の6速AT車よりも軽量であるが、500Nmという大きな伝達トルクにも耐える強度を兼ね備えている。

b. DCT (Dual Clutch Transmission ; デュアルクラッチ変速機)

図 1-12 に示すように、既存のクラッチを二つ有し、エンジンからの動力を二つの経路を通して、平行に伝達する。それぞれのクラッチに接続している歯車は奇数段と偶数段に分かれており、入力軸に搭載されているシンクロにより滑らかな変速が可能となる。クラッチ操作は自動化されており、従来の AT 車と同様でアクセル、ブレーキの 2 ペダルで運転でき、一方では MT 車のようにシフトチェンジが運転手の意のままに操れるという、運転の簡易性と面白みを両立した機構である。

c. AMT (Automated Manual Transmission ; 自動制御式変速機)

変速部分はマニュアルトランスミッションと同様の構造をしており、クラッチ操作は自動で行なわれ、MT と同様に運転手がスロットルとギアを選択を行なうタイプと、電子制御 (バイ・ワイヤ) によりスロットル開度やクラッチ操作をギアボックスのアクチュエータで行なうものがある。滑りの少ない乾式クラッチはトルコン式 AT に比べ、燃費や騒音の面で非常に有利で、クラッチ操作からの開放は運転手の疲労軽減にもつながる。発進時のクラッチ保護 (クラッチ破損の防止や交換周期の延長のため) や、荷扱い時の停止位置合わせなど、微速時の扱いやすさを考慮して、自動変速ながらクラッチペダルを装備しているものもある。また、バイ・ワイヤ方式のため、ESP (姿勢制御) との協調性が良い点でも将来性がある。

1.7.3. 無段変速機 (CVT)

無段変速機とは変速比を連続的かつ無段階に変化させることのできる変速機のことである。変速が連続的かつ無段階に出来るので、従来の有段変速機で生じる変速ショックが全くないスムーズな変速が可能となり、乗心地が飛躍的に向上するとともに、変速ショックによる燃料損失が削減できる。また、エンジンの運転状態 (回転数、トルク) を無段階に選択する事ができるので、燃費重視でエンジン効率が最も良好な回転数域を選択したり、パワー重視の回転数域を選択したり、運転手の思い通りの運転が実現できる。

a. ベルト式無段変速機

図 1-13 のように入出力の 2 軸を溝幅の変化できるプーリにかけられた V ベルトによって動力を伝達するもので、変速は溝幅を油圧シリンダなどにより変化させることで行なう。低負荷のものはゴムベルトを使うが、自動車など高負荷のものには金属ベルトが使われる。金属ベルトはスチールベルトには金属製のエレメントが幾層にも重ねられ、バンドで束ねられている。ゴムベルトがベルトの張力で動力を伝えるのに対し、金属ベルトはプーリが金属製コマを押し出すことで動力を伝えている。

b. チェーン式無段変速機

変速原理はベルト式と同じであるが、ベルトの代わりに V 溝にはまる特殊なチェーンを用いる。プーリに半径方向の溝を設け、チェーンの縦方向に重ねた薄板がこの溝にそって

出入りし、プーリとチェーンがかみあう。しかし、これはチェーンとプーリが歯車のよう
に確実なかみ合いをするのではなく、摩擦係数が増大しているということなので、過大な
負荷が加わればチェーンは滑る。

c. フルトロイダル式無段変速機

図 1-14(a)のようにパワーローラの開き角度が 90 度で、ディスクがパワーローラを包み込
む形になっているのが特徴で、その歴史は 1928 年に GM Research Lab.の Toric traction drive
transmission に始まる。変速レンジが大きく、制御が容易、パワーローラの支持機構が不要
であるという利点の反面、必要とされる軸力の調整幅が広く、効率が低いことからまだ実
用化されていない。

d. ハーフトロイダル式無段変速機

トロイダル形無段変速機は図 1-14(b)のような形状をしており、フルトロイダル式 CVT に
比べて、スピンの小さいため高効率で、ベルト式 CVT に比べて、応答性の良さが特徴であ
る。その研究の歴史は図 1-15 に示すように、1960 年代からこれを自動車に適用する研究が
積極的に行なわれてきたが、熱等による金属材料やトラクション油の問題を解決できずに
いた。最近では、油温が上昇してもトラクション係数の低下が少ないトラクション油の開
発や効率の理論的計算、変速機構の解明、高ヘルツ圧力に耐えられる転動体材料の開発と
寿命の解析が行なわれ、1999 年には市販車への搭載が実現した。

1.8. 6 パワーローラ CVT の研究目的

ハーフトロイダル形無段変速機（以下 CVT と記す）の小型大容量化は継続的な課題であ
る。これまで、ダブルキャビティ形（前後に 2 セットの無段変速部（バリエータと呼ばれ
る）のあるもの）で、キャビティ当たり 2 個のパワーローラ（無段変速のための中間転動
体）で、340Nm のトルク容量を持つ CVT が実用化されている。これは、その無段変速ユニ
ットの断面形状が矩形状となるため、大容量トルクを伝達する後輪駆動の車両（FR 車）に
は、円形断面のフロアトンネルと干渉することがあった。この問題を解決するためには、
無段変速ユニットの断面形状を円形に近くするとともに、その代表径を小さくする設計が
有効である。これを実現するため、キャビティ当たりのパワーローラの数を 2 から 3 に増
やすことにより、伝達トルク容量を 1.5 倍にすることを考えた。さらにこの構造は、ディ
スクのトラクション部を 3 点支持することになり、弾性変形が均一になり、大きなトルクへ
の対応性もよくなる効果が期待される。

本論文では、430Nm のトルクを伝達するため、従来のディスクの曲率半径 $r_0=40\text{mm}$ で 4
個のパワーローラからなるものから、 $r_0=36.5\text{mm}$ で 6 個のパワーローラからなるものを開
発し、それぞれのパワーローラにおける傾転運動の同期と、CVT の効率について理論と実
験により調べた。また、本装置は、油圧ピストンによって、接線力を支持しているため、
その油圧剛性により、負荷が掛かった時、変速比は無負荷時よりわずかに減速側に変化す

る。このトルクに対する変化量を明確にすることは、複数のモード（動力伝達状態）を有する IVT（変速比無限大状態を実現出来る変速機）を構築する際に、重要な課題となる。そこで、電子油圧制御システムの観点から、負荷と変速比変化との関係を、まず線形解析と実験により調べ、次に、ステップ状負荷変動時に生じる油圧回路内の油の循環により、パワーローラが非同期傾転運動する課題について、ボンドグラフを用いて理論的に考察した結果を示した。

ハーフトロイダル形無段変速機の変速比制御は、パワーローラの傾転角を変えて行なうもので、その傾転運動はトラクション部にサイドスリップ力（転がり直角方向の微小滑りにより生じる力）を与えて行なう。サイドスリップ力は、パワーローラを支持する油圧ピストンに、最大で 1mm の転がり直角方向の変位を与える位置制御機構（オフセット制御と呼ぶ）によりなされる。このオフセット制御には、これまで、流量制御型の 4 ポート形サーボ弁を用いて行なってきた。この方法はトルク容量の大きな CVT では制御圧力が高くなるため、高価な弁となる課題があった。また、CVT をセンサレスでトルク制御する場合には、オープンループで伝達力を制御できる圧力制御弁により、パワーローラを制御することは大変魅力がある。そこで、パワーローラを支持する油圧ピストンの高圧側と低圧側の両室の圧力を、それぞれ廉価な 3 ポート形圧力比例弁で制御し、力制御によりピストン位置を制御する方法を新たに示し、430Nm 対応の 6 パワーローラ・ハーフトロイダル CVT の変速比制御系に適用し、その応答性と安定性を調べた結果を報告する。

図 1-16 のように、本論文では自動車用パワートレインの重要な構成要素であるエンジンと変速機に注目して、二つの電子油圧装置の開発を行なうことを目的としている。

1.9. 本論文の構成

本論文は、自動車用パワートレインの電子油圧制御の研究に関するもので、カムレスエンジン用電子油圧動弁と 6 パワーローラトロイダル形無段変速機（以下 6 パワーローラ CVT と記す）を対象として、高い応答性と信頼性を確保するために、油圧システムと電子制御システムの解析と実験を行なった。本論文は 9 章から構成され、第 1 章では電子油圧制御に関する研究を行なう背景と目的について述べている。第 2 章から第 4 章は電子油圧動弁に関する研究結果を記している。この動弁は低エミッションエンジンとして注目されている CNG ディーゼルエンジン用に、供給圧力 14MPa でバルブリフト量 12mm、バルブ開期間 19ms（エンジン回転数 2100rpm 相当）を実現し、可変圧縮比制御を行なうことを目的としている。第 2 章では可変動弁の基本構造と動作原理を説明し、第 3 章ではボンドグラフ解析を用いて、最適設計を行ない、同時に質量や気筒内圧力の影響の大きさを調べた結果を示している。第 4 章ではプロトタイプにおいて性能試験を行ない、その結果を基にボンドグラフの整合性を確かめ、高速化にむけて制御方法および機構を改良した結果を示している。第 5 章から第 7 章は 6 パワーローラ CVT について記している。1999 年のハーフトロイ

ダル形無段変速機の世界初となる市販後、変速機の更なる伝達トルクの増大、小型化のため、従来、無段変速ユニットあたり 4 個であったパワーローラ（中間転動体）の数を 6 個に増やし、トルク容量をあげた 6 パワーローラ CVT の開発を 2000 年より始めた。変速機の小型化のためにパワーローラを小型化する一方で、伝達トルクを 1.3 倍に増大させ、変速比幅も拡大するプロトタイプについて、第 5 章で、無段変速機の基本構造と機能を記し、第 6 章で 6 パワーローラ CVT のトラクションカーブと効率計算、寿命予測と効率の試験結果、および静的な同期作動試験結果をまとめた。第 7 章では、大きなトルク外乱が駆動系に入る時、しばしば生じる非同期不安定現象について、その理由と対策法をボンドグラフ解析により調べ、安定化に効果のある油圧制御回路の設計指針をまとめた。さらに第 8 章では、これまで変速制御に用いていた高価な 4 ポート形サーボ弁に代わり、3 ポート形圧力制御弁で変速制御する方法を提案し、その実用性を、実験的に示した。更に、本圧力制御法により、CVT をセンサレスでトルク制御できるシステムを構築することに成功した。これは、今後研究が進められるパワースプリット CVT や変速比無限大 CVT のようにモード切替えが行なわれ、動力の流れが劇的に変化するような環境下で、有効な制御方法であると言える。第 9 章では、本研究をまとめて、自動車における電子油圧制御の有用性や今後の展望を述べて結論とした。

参考文献

- (1) http://www.jama.or.jp/eco/exhaust/table_02.html
- (2) <http://www.jsae.or.jp/~dat1/mr/motor14/mr200212.pdf>
- (3) http://www.isuzu.co.jp/semi/diesel_1/exhaustgas/01.html
- (4) http://www.bosch.co.jp/jp/press/rbaj_031023_02.html
- (5) 久保，わが国のガソリンエンジン技術，自動車技術 Vol.58，No.1(2004)
- (6) 守谷他，動弁系技術の現状と今後の動向，自動車技術，Vol.56，No.2(2002)
- (7) 中村他，連続バルブ作動角・リフト可変システム(VEL)，自動車技術，Vol.56，No.2 (2002.2)
- (8) S. Hara et al, Application of a Variable Valve Event and Timing System to Automotive Engines, SAE Paper, 2000-01-1224
- (9) S. Butzmann et.al, Sensorless Control of Electromagnetic Actuators for Variable Valve Train, SAE Paper, 2000-01-1225
- (10) J. Aaltonen and M. VILENIUS, Electrohydraulic System for High Speed Gas Exchange Valve Actuation, 5th JFPS International Symposium, p.775-780 (2002)
- (11) <http://lexus.jp/models/ls/performance/at/8superect.html>
- (12) www.cvtec.co.jp/seihin.html

Table 1-1 Regulation of toxic substances in exhaust gas

	※各国・地域で最も厳格な水準・区中の規制値を比較 All regulatory values below apply to the heaviest track categories				
	窒素酸化物 NOx Nitrogen oxides	炭化水素 HC Hydrocarbons	非メタン炭化水素 NMHC Non-methane hydrocarbons	一酸化炭素 CO Carbon monoxide	粒子状物質 PM Particulate matter
日本 (車両総重量3.5トン級) Japan (GVW>Over 3.5 tons)					
長期規制 Long term regulations (1997, 1998, 1999)	4.50	2.90	—	7.40	0.25
新短期規制 New short-term regulations (2003, 2004)	3.38	0.87	—	2.22	0.18
新長期規制 New long-term regulations (2005)	2.0	—	0.17	2.22	0.027
ポスト新長期規制 Post-new long-term regulations	0.7 (1)	—	0.17	2.22	0.01
米連邦 (車両総重量3.5トン級) U.S.A. (GVW>Over 3.5 tons)					
1998年基準 1998 standard	5.364	1.743	—	20.786	0.114
2004年基準 2004 standard	メーカーは規制物質を ①、②から選択 ① NOx+NMHC 3.218 ② NOx+NMHC 3.353 かつ NMHC 0.671	Automobile manufacturers must comply with one of the following: 1) NOx+NMHC 3.218 2) NOx+NMHC 3.353 with mandatory NMHC value of 0.671	—	20.786	0.114
2007年基準 2007 standard	0.268	—	0.188	20.786	0.013
欧州 (車両総重量3.5トン級) Europe (GVW>Over 3.5 tons)					
EURO2 (1995)	7.0	1.1	—	4.0	0.15
EURO3 (2000)	5.0	—	0.78	5.45	0.16
定常モード Steady state mode	(5.0)	(0.66)	—	(2.1)	(0.10)
EURO4 (2005)	3.5	—	0.55	4.0	0.03
定常モード Steady state mode	(3.5)	(0.46)	—	(1.5)	(0.02)
EURO5 (2008)	2.0	—	0.55	4.0	0.03
定常モード Steady state mode	(2.0)	(0.46)	—	(1.5)	(0.02)
EEV	2.0	—	0.40	3.0	0.02
定常モード Steady state mode	(2.0)	(0.25)	—	(1.5)	(0.02)

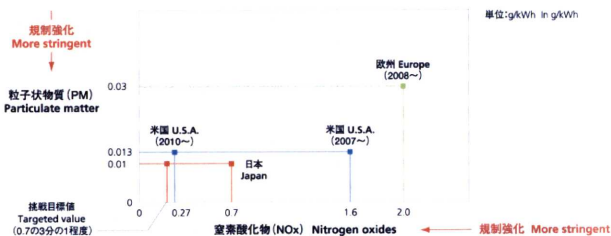


Fig. 1-1 Comparison of regulation level in 2009-2010

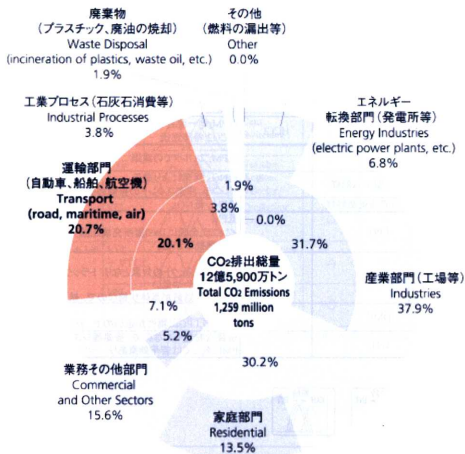


Fig. 1-2 Percentage of CO₂ emission in Japan

Table 1-2 Features of toxic substances in exhaust gas

物質	特徴	対応策
CO ₂	温室効果ガスの一つ 燃料消費の大きさに比例して増加	燃費向上
CO	排ガス中で最も有害 不完全燃焼により発生	空燃費の増加
NO _x	酸性雨の原因の一つ 高温で窒素と酸素が結合して発生 完全燃焼に近づくほど発生量が増加	急激な温度上昇の抑制 後処理装置の装着
HC	光化学スモッグの原因 不完全燃焼により発生	完全燃焼促進 後処理装置の装着
PM	低温で不完全燃焼状態において発生 燃え残った燃料などからなる 特にディーゼルエンジンからの排出が深刻	軽油の軽質化 完全燃焼促進 後処理装置の装着

Table 1-3 Newly developed technologies for emission reduction

対象箇所	名称	種類	特徴
エンジン	インジェクタ 共通レール	ピエゾ	低NOx噴射タイミングの遅延、多段噴射
		超磁歪	低PM噴射の高圧化
	可変動弁	新型機械式	※次節にて詳しく述べる
		電磁式	
	EGR		低NOx
燃焼方式	HCCI	低PM、均一混合気 低CO ₂ 希薄燃焼	
後処理装置	DPF		低PM、フィルタでの濾過
	尿素還元型NOx触媒		低NOx; 尿素により還元 インフラ; 尿素スタンドの整備必要
	PM・NOx同時低減触媒		低PM、低NOx
代替燃料	LPG		低PM インフラ; 全国に1900箇所充填施設 若干熱効率が低い
	CNG		低PM 国家プロジェクトの対象となり、トラックやバスに採用 熱効率がやや低い 車両への搭載が気体状態なので、航続距離が短い
	DME		低PM インフラ; LPGに物性が近いので、充填施設の流用が可能
	GTL		硫黄含有量ゼロなので、後処理システムとの相性良好 PMに対しては若干効果あり

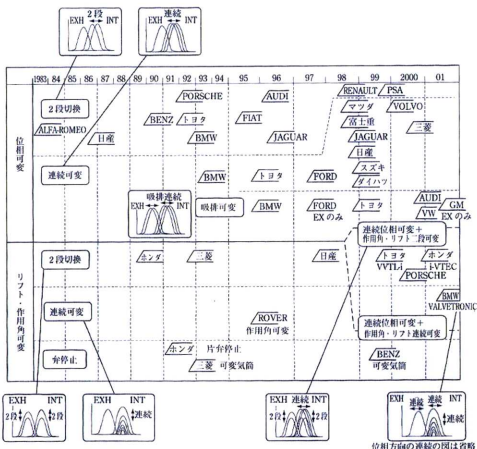








Fig. 1-3 Research history of variable controlled valves

Table 1-4 Comparison of characteristics of variable valve controls

	Type	Valve Lift Curve Example	Continuous Control	Phase Control	Event Control	Lift Control
Variable Phase	VTC	 Cam Shaft Phasing	○	○	×	×
Variable Event & Lift	VVL	 Cam Switching	×	△	○	○
	VVE	 Variable Angluer Velocity	○	△	○	×
	VEL	 Oscillating Cam	○	△	○	○
Variable Phase & Event & Lift	VVL + VTC	 Combination	△	○	○	○
	VEL + VTC	 Combination	○	○	○	○

VTC : Variable Timing Control. VVL : Variable Valve Lift. VVE : Variable Valve Event and Timing
 ○ : Possible, △ : Restricted, × : Impossible

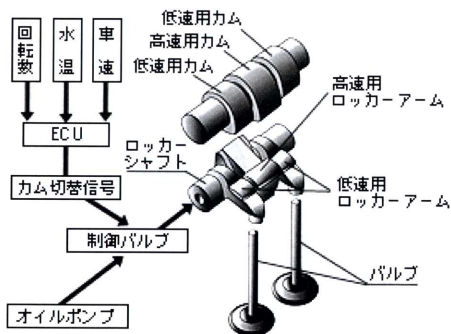


Fig. 1-4 Structural diagram of a variable controlled mechanical valve system with 2 Profiles

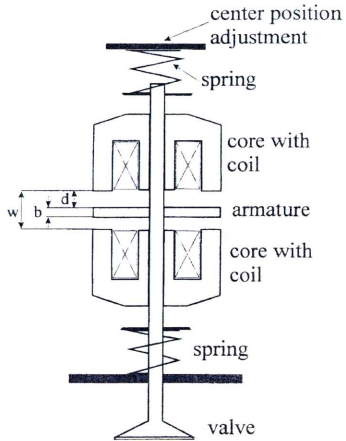


Fig. 1-5 Schematic view of an electromagnetic valve actuator

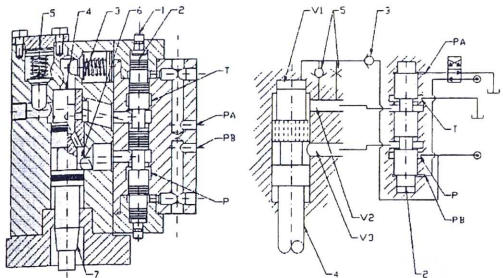


Fig. 1-6 Schematic view of an electro-hydraulic valve actuator

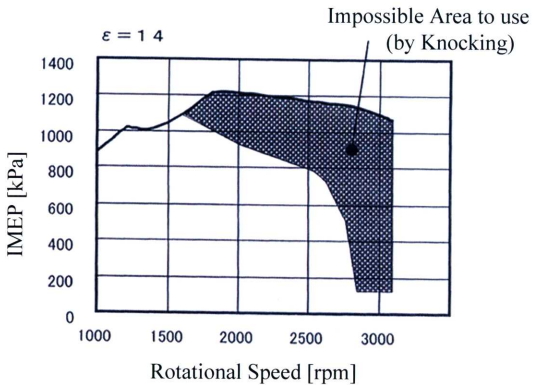


Fig. 1-7 Impossible area to operate of CNG engine

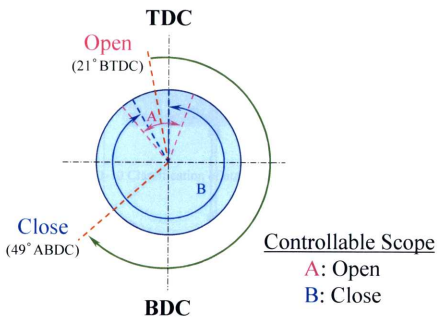


Fig. 1-8 Valve timing diagram of an intake valve

Table 1-5 Comparison of 3 types of variable valve actuator

	Electro-hydraulic	Electro-magnetic	Mechanical (Cam engine)
Speed	×	○	◎
Power consumption	△	△	○
Landing velocity	○	△	○
Stiffness	○	×	◎
Freedom degree of control	◎	△	△

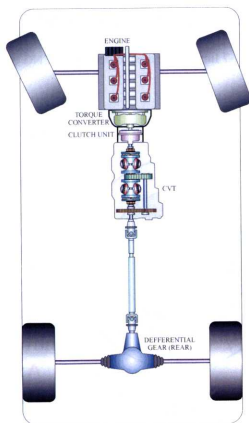


Fig. 1-9 Mounting of a toroidal CVT

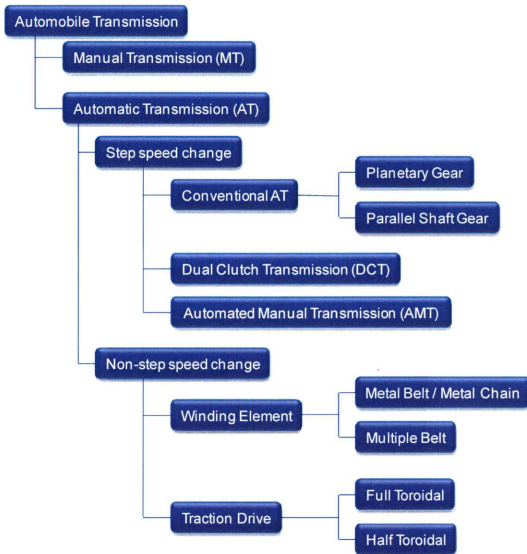


Fig. 1-10 Classification of automobile transmissions

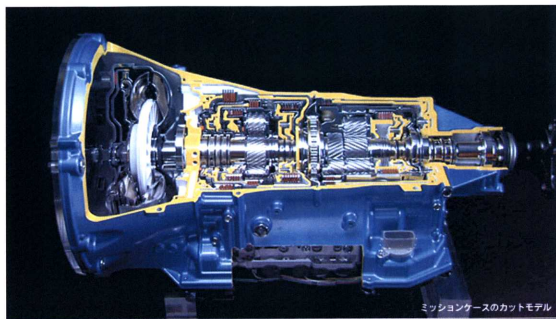


Fig. 1-11 Cut model of Lexus-LS460

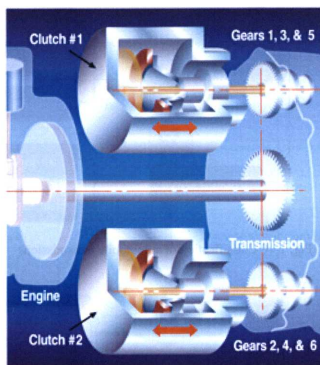


Fig. 1-12 Schematic view of a dual clutch transmission

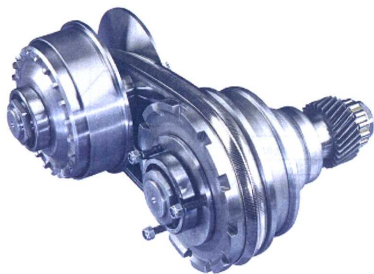


Fig. 1-13 Metal belt CVT

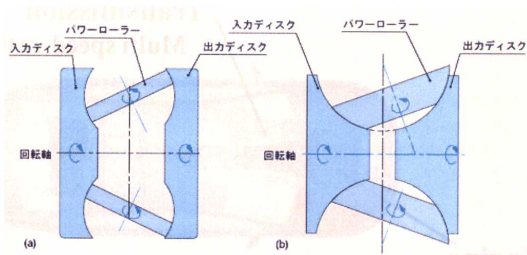


Fig. 1-14 Difference of full- and half-toroidal CVT

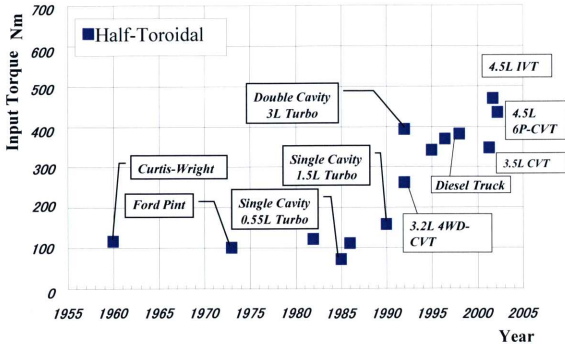


Fig. 1-15 Research history of half-toroidal CVT

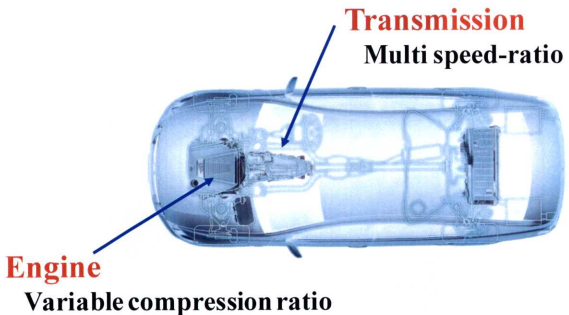


Fig. 1-16 Two targets on this thesis

第2章 電子油圧動弁の構造と原理

2.1. はじめに

近年、ディーゼルエンジンの排ガス規制が厳しさを増している。その対策としては、様々な研究が行なわれているが、本論文では可変圧縮比制御を目的として、カムレスエンジン用電子油圧動弁アクチュエータを開発した。本章では、その構造と原理について示す。

2.2. 電子油圧動弁の構成

電子油圧動弁アクチュエータの模式図と駆動装置の断面図を図 2-1 と図 2-2 に示す。エンジンマウントに取り付けられているのが、今回開発した動弁駆動用アクチュエータである。その上流には、供給ポンプやアキュムレータ、リリーフ弁があり、下流には動弁と結合されたピストンの動作を制御するパイロット弁がある。このパイロット弁への指令信号により、動弁の開閉動作は制御される。

2.2.1. 電子油圧動弁アクチュエータ

電子油圧動弁アクチュエータの主な構成要素は、ピストン、スリーブ、そしてボディである。その中で最も重要な役割を果たす部品はピストンであり、面積の異なる上下2つの受圧面のうち、上面は供給圧力を、下面はコントロール室圧力を、それぞれに受けて動く。最大径を持つ中間部分には、フィードバックスロット（以後、FB スロットと呼ぶ）という矩形の溝が設けられている。その幅は非常に細く、形状は図 2-3 に示すように傾斜を持たせてある。FB スロットの傾斜には、流体位置制御機能が備わっているが、そのことに関しては、2.3 節で説明する。

ピストンとスリーブとで作られる上下の圧力室において、上側の圧力室には常に一定の圧力が供給されているので、下側の圧力室の圧力がピストンの動作を左右するという重要な意味を持つ。そこで、この圧力室をコントロール室と呼ぶことにする。

ピストンと動弁はカップリングで結合され、ピストンの動きが直接動弁に伝わるようにしてある。また、吸排気管内圧力の変動により誤った開弁に対する安全対策として、従来の機械式カムエンジンのばねと比べ、半分以下の強さのバルブスプリングを取り付けた。エンジン停止時にも動弁が確実に閉弁状態を保つことができる。

2.2.2. パイロット弁

前述のように、コントロール室の圧力がピストンの動作に大きな影響を持っている。それを制御するのがコントロール室下流に取り付けられたパイロット弁であり、ここでは高速電磁弁 HYDIS⁽¹⁾（電子油圧デジタル制御機器, Hydraulic-electronics Digital Interface valve System）を用いた。その仕様と断面図を表 2-1 と図 2-4 に示す。この電磁弁はノーマルクローズの2ポート形であり、高速駆動用ドライバを用いることにより、パイロット弁の開き時間が最短3ms という高速駆動が実現できる。また、他の3ポート形電磁弁などよりも、容積効率が良いことが分かっており⁽²⁾、圧力バランス形ポペット構造でごみに強いというメリットがあることから、油圧制御においては、各方面で実績のあるものである。

高速駆動用ドライバは、入力電圧 24V の高速電磁弁用の過励磁ドライバであり、表 2-2

に示すような過励磁，保持，減磁特性を持っている．ドライバの出力電圧波形は図 2-5 のように，過励磁と減磁が行なわれ，電磁弁のプッシュピンをより高速に運転できる．

2.3. 電子油圧動弁アクチュエータの作動原理

油圧制御動弁の作動原理を図 2-6 で順を追って説明する．供給ポンプより一定流量で作動油が供給され，FB スロットを介してコントロール室に常に導かれている．コントロール室の圧力はパイロット弁の開閉によって行なわれ，ピストンの挙動を支配している．

- (1) パイロット弁が閉じている時には，アンダーラップした FB スロットを介して，コントロール室の圧力は供給圧力に等しくなっている．ピストン下側の受圧面積（コントロール室側： A_c ）が上側（供給ポンプ側： A_s ）より大きいので（ $A_c / A_s = 1.2$ ），ピストンには供給圧力によって上向きの力がかかっている．また，バルブスプリングのばね力も加わり，動弁は閉じた状態を保つ．
- (2) 続いて，パイロット弁が開くと，コントロール室に溜まっていた高圧の作動油がパイロット弁から放出され，コントロール室圧力は急速に低下する．ピストン押し下げ力が，ばね力などの押し上げ力を上回ることにより，ピストンは下降し，動弁は開く．
- (3) コントロール室に流入する流量は，ピストン位置に比例して流路面積が変わる FB スロット（幅； W_c ，傾斜率； a_x ）によって決まる．その流量とパイロット弁からの流出流量との関係と，ピストンに働く力関係が平衡した状態になった位置でピストンは停止する．これが，本アクチュエータの最大の特徴である位置制御機構の仕組みである．供給圧力が等しければ，制御位置は，FB スロットの形状やばね力，受圧面積差などの設計仕様によって一意的に決まる．
- (4) 電磁弁が再び閉じると，コントロール室圧力が回復し，ピストンは上昇する．それと共に FB スロットの開口面積が徐々に小さくなり，コントロール室への作動油の供給が減少する．そうすることにより，ピストンを押し上げる力も弱まり，ピストンの着座速度が緩やかに低下するのである．これが，第 2 の特徴，着座速度制御である．
- (5) 着座後は再びばね力と受圧面積に働く差力により，動弁は閉じた状態を保つ．

以上をまとめると，このアクチュエータの機能としては次のことが挙げられる．

- センサレス制御……パイロット弁開弁時に，力のバランス（ピストンの受圧面積にかかる差圧とばね力の関係）と流量バランス（FB スロットとパイロット弁の通過流量の関係）が取れる位置でピストンは停止する，流体位置制御機構がついていることから，位置センサが不要である．

- 着座速度制御……………ピストンが上昇する際（閉弁時）には、開口面積が徐々に小さくなる FB スロットの傾斜により、コントロール室への流入流量を制御することで、ピストン上昇速度を抑えられる。接触時の衝突を低減させることが可能となり、耐久性の向上が期待できる。

本研究では上記の 2 点の性能を確立すると同時に、リフト量や開閉タイミングの制御に対する自由度を高めることを目的としている。一方、油圧制御する際にしばしば問題とされる、応答速度と消費動力を従来のものに近づけられるかが、課題である。

最後に、ベンチ試験に用いるシリンダヘッドの外観を写真 2-1 と写真 2-2 に、アクチュエータ各部の材質を表 2-3 に示す。

参考文献

- (1) 佐藤, 田中, 高速電磁弁の切り替え特性に及ぼす渦電流の影響, 油圧と空気圧, 第 24 巻第 4 号, p.104-110 (1992).
- (2) 田中, 油空圧のデジタル制御と応用, 近代図書, 1987

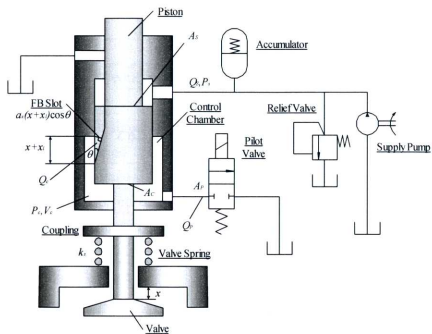


Fig. 2-1 Schematic view of the sensor-less valve actuator with a hydro-mechanical feedback slot

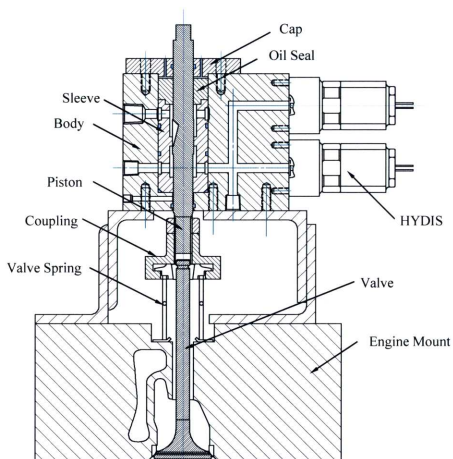


Fig. 2-2 Cross-sectional view of the electro-hydraulic valve actuator with a hydro-mechanical feedback slot

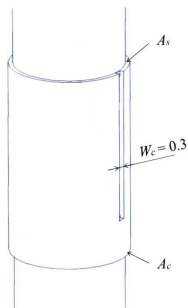


Fig. 2-3 Transparent view of the feedback slot

Table 2-1 Specifications of 2-port HYDIS (NACHI; HS-G01-AR-D1-1)

Valve type		2 positions and 2 ports (Normally closed)
Rated pressure	MPa	17.5
Rated flow rate	m^3/s	1.33×10^{-4}
Maximum switch frequency	s^{-1}	50
ON time	ms	4~6
OFF time	ms	1.5~2.5
Rated voltage	V	24

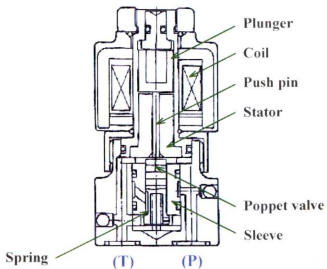


Fig. 2-4 Cross-sectional view of a 2-port HYDIS

Table 2-2 Specification of high speed driver of a HYDIS (Tohoku steel; K-XM200)

Input voltage	V	24
Input current	A	10
Maximum controllable frequency	s ⁻¹	200
Input impedance	kΩ	1
Input signal type	TTL (High)	
Overexcitation period	ms	0.51
Overexcitation voltage	V	140
Maximum overexcitation current	A	4
Maximum holding current	A	1
Demagnetizing period	ms	0.51
Demagnetizing voltage	V	-140
Maximum demagnetizing current	A	-4

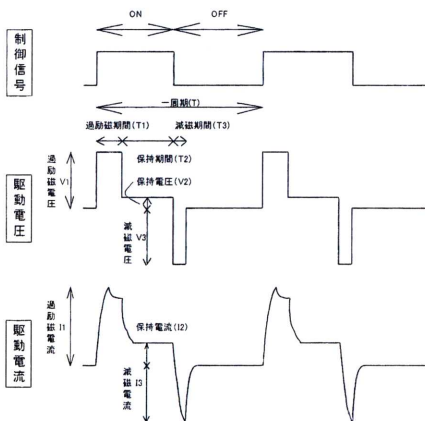


Fig. 2-5 Output voltage and current of the driver

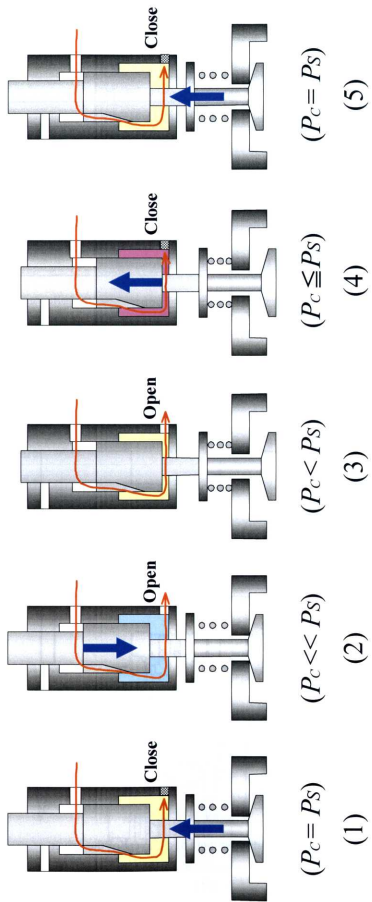


Fig. 2-6 Motion process of the actuator



Photo 2-1 Cylinder head



Photo 2-2 Cylinder head with Cam

Table 2-3 Materials of actuator parts

Part Name	Material
Piston	SUJ22(ベアリング鋼)
Sleeve	S45C
Body	A2017(Al-Cu合金)
Oil Seal	C5191(リン青銅)
Cap	A2017(Al-Cu合金)
Coupling	S45C

第3章 電子油圧動弁のボンドグラフ解析

本章で用いる記号

A_c	コントロール室側ピストン受圧面積
A_s	供給側ピストン受圧面積
A_p	パイロット弁開口面積
α_x	フィードバックスロット傾斜率
b_x	ピストン減衰比
C_{dc}	フィードバックスロット流量係数
C_{dp}	パイロット弁流量係数
D_c	コントロール室側ピストン直径
D_s	供給側ピストン直径
K	作動流体の体積弾性係数
k_s	バルブスプリングばね定数
m_s	ピストン質量
n	ポリトロープ指数 (=1.4)
N_v	高速電磁弁の数
P_0	アキュムレータの初期ガス封入圧力
P_1	アキュムレータの作動油流入後圧力 ($=P_{pump}$)
P_2	アキュムレータのポリトロープ変化後圧力
P_c	コントロール室圧力
P_{pump}	ポンプ圧力
P_r	タンク圧力
P_s	供給圧力
P_{set}	リリーフ弁のセット圧力
P_{atm}	大気圧
Q_c	フィードバックスロット通過流量
Q_p	パイロット弁通過流量
Q_{pump}	ポンプ流量
Q_r	リリーフ弁流量
Q_s	供給流量 ($Q_{pump}-Q_r$)
R_r	リリーフ弁抵抗係数
V_0	アキュムレータの初期ガス封入容量
V_1	アキュムレータの作動油流入後体積
V_2	アキュムレータのポリトロープ変化後体積
V_a	アキュムレータから吐出される作動油体積 (V_2-V_1)
V_c	コントロール室体積
W_c	フィードバックスロット幅
x	ピストン変位 (動弁変位)
x_l	フィードバックスロットのアンダーラップ量

x_s	バルブスプリングの初期ひずみ
δ_c	コントロール室側半径隙間
δ_s	供給側半径隙間
ρ	作動流体密度

3.1. はじめに

動弁アクチュエータの最適設計のために、解析モデルを作成することは不可欠である。アクチュエータの各所で起きる物理現象を統合してモデル化することで、試験では測りきれない物理量の把握もでき、改良点を解析的に試すことも可能となる。本研究では、機械、流体、電気というアクチュエータに関わる全てのエネルギーを一つのモデルに盛り込むことのできる、ボンドグラフシミュレーションを用いて、解析を行なった。この章では、理論特性からボンドモデルを作成し、それを用いて解析した結果を示す。

3.2. 理論特性

電子油圧動弁アクチュエータの設計に必要な、アクチュエータ各所で起こる物理現象を表す基礎式を以下に導く⁽¹⁾。本アクチュエータの構造は図 3-1 に示し、各パラメータ記号は図中に記す。ピストンには油圧力と機械的な力が働いており、流体が狭い流路を流れる際に起こる圧力損失は抵抗、流体の連続の式は圧縮性、運動方程式は動弁可動部の慣性力と考えることができる。

(1) フィードバックスロット通過流量 Q_c

$$Q_c = C_{dc} a_x W_c (x + x_j) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_c)} \quad (3-1)$$

(2) パイロット弁通過流量 Q_p

$$Q_p = C_{dp} N_v A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_r)} \quad (3-2)$$

(3) コントロール室に関する連続の式

$$Q_c + A_c \dot{x} - Q_p = \frac{V_c}{K} \dot{P}_c \quad (3-3)$$

(4) 主弁運動式

$$m_s \ddot{x} + b_s \dot{x} + k_s x = P_s A_s - P_c A_c \quad (3-4)$$

ここで、パイロット流量は高速電磁弁の図 3-2 に示した P-Q 曲線により決定する。この図よりパイロット流量 Q_p は、

$$Q_p [\text{m}^3/\text{s}] = 62.27 \times 10^{-9} \sqrt{\Delta P [\text{Pa}]} \quad (3-5)$$

と置き換えることができる。\$N_v\$は高速電磁弁の個数である。1個あたりのパイロット弁で考えると、パイロット弁の見かけの開口面積\$A_p\$は、

$$A_p = 62.27 \times 10^{-9} / (C_{dp} \sqrt{2/\rho}) = 1.85 [\text{mm}^2] \quad (3-6)$$

となる。このとき、パイロット弁の流量係数を\$C_{dp}=0.7\$と仮定した。

また、ポンプ流量の低下と平滑化のために、アキュムレータを供給ポンプとアクチュエータの間に、供給圧力の設定のために、アキュムレータと並列にリリーフ弁を配置する。アキュムレータの仕様は表 3-1 に示す。

供給ポンプの吐出流量を補償する気体式アキュムレータにおいて、ベローズ内の気体の初期封入圧力が絶対圧で\$P_0\$、容積は\$V_0\$とする。そして、アキュムレータに作動油が流入し、気体圧力が\$P_1\$、体積が\$V_1\$まで等温圧縮されたとすると、

$$P_0 V_0 = P_1 V_1 \quad (3-7)$$

続いて、このエネルギーが負荷駆動に用いられ、圧力が\$P_2\$（一般に\$P_0=0.8P_2\$）、体積が\$V_2\$となったとする。この変化がポリトロープ変化とすると、

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \quad (3-8)$$

よって、圧力の\$P_1 \to P_2\$の変化に際し、アキュムレータから吐出される作動油体積\$V_a\$は

$$V_a = V_2 - V_1 = \frac{P_0 V_0}{P_1} \left[\left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{1/n} - 1 \right] \quad (3-9)$$

となる。ここで、\$P_1\$はポンプ圧力\$P_{\text{pump}}\$、体積\$V_a\$、\$P_2\$はアクチュエータへの供給圧力\$P_s\$となる。以上から式(3-9)は、次式のようになる。

$$P_s = P_{\text{pump}} \left(\frac{P_{\text{pump}}}{P_0} (-V_a) + 1 \right)^{-n} \quad (3-10)$$

次に、リリーフ弁の特性式はリリーフした流量を\$Q_r\$とすると、

$$Q_r = (P_{\text{pump}} - P_{\text{set}}) / R_r \quad (3-11)$$

と表すことができる。ここで、リリーフ弁の抵抗係数は、\$R_r = 4.1 \times 10^6 [\text{Pa}/(\text{m}^3/\text{s})]\$である。

3.3. 理論静特性

アクチュエータが正常に稼働しているときには、受圧面積差により、動弁は閉弁するこ

とが可能である。しかし、気筒内圧力や吸排気管圧力によって誤って開閉することを避けるために、最低限のばねを取り付けることとした。動弁が素早く作動するためには、バルブスプリングのばね定数を極力低く設定する必要がある。

パイロット弁閉弁時に、ピストンにかかる力は、上下の受圧面積差に供給圧力をかけて求まるピストン押し上げ力とバルブスプリングの初期荷重がある。一方、吸排気管圧力が動弁本体の上側受圧面にかかる時、動弁押し下げ力がかかる。吸気管に面した動弁の受圧面が大きいことから、ピストンの受圧面積差による前述のピストン押し上げ力に比べ、その効果は大きい。例えば、過給時や始動時などの吸気管圧力が高い時に何らかの理由でアクチュエータに供給圧力がかけられない時に、動弁は開口してしまう。

そこで、ばね力は初期荷重として、吸気管圧力による力以上でなければならない。過給圧を1気圧と想定した時、動弁には約132Nの下向きの力がかかる。今回、プロトタイプのはねとしては、対象のシリンダヘッドに元々取り付けられていた、強弱二つのバルブスプリングのうち、弱い方のはねを用いることにした。ばね係数7.65N/mm、初期ひずみ19.3mmであるので、初期荷重は148Nになる。これによって、アクチュエータの供給ポンプが故障した時などに、動弁が誤って開口し、燃料を含んだ気体が排気するという事態に対して、安全策が講じられた。

3.4. ボンドグラフシミュレーションによる最適設計

電子油圧動弁アクチュエータのエネルギーの流れなどをシミュレーションし、所望の特性をシミュレーション上で実現できるかを確認する。実験により得られた特性とシミュレーション特性を比較し、整合性を取った上で性能不足である時には再解析により設計し、製作するという繰り返しが必要となってくる。解析による最適設計が確立すれば、試験の有用性や製作時間の短縮化に有効となる。

3.4.1. ボンドグラフについて

高圧下にある対象物の動特性を予測し、応答性と安定性を調べる事は困難である。そこで、ピストンの流体位置制御機構の応答性を把握するためには、数値シミュレーションを行なうことにした。ピストンの運動にかかわる力は流体や電気、機械的なものがあり、それら全てのエネルギーの流れを同時に扱えるボンドグラフシミュレーションプログラム（Bond Graph Simulation Program；以下BGSPと記す）は、本アクチュエータのシミュレーションには大変に有効である。

BGSPは通商産業省工業技術院機械技術研究所で、油圧システムなどの動特性やエネルギー消費量などをコンピュータシミュレーションにより定量的評価をするために開発されたプログラムである。簡単な記号処理を用いてシステムの状態方程式の関数表現を導出することができ、次のような特徴をもつ。

- ① ボンドグラフ構造を与えれば、対応するシステム状態方程式の関数表現形が自動的に導出できる。
- ② 非線形な特性関数を持つ素子を含むボンドグラフを取り扱える。
- ③ ボンド特性値（エフォート、フロー、パワーやそれらの積分値であるモーメンタ

ムやディスプレイメント)のみならず、使用者が定義する出力関数も定義できる。

ボンドグラフの概要と特徴は **APPENDIX-1** に示す。

3.4.2. ボンドグラフモデルの作成

本アクチュエータの特性基本式を BGSP のデータ作成法に基づき、ボンドグラフを以下のように作成した。

- フィードバックスロット通過流量 Q_c

特性式 $Q_c = C_{dc} a_x W_c (x + x_l) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_c)}$

- パイロット弁通過流量 Q_p

特性式 $Q_p = C_{dp} N_v A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_r)}$

- コントロール室に関する連続の式

特性式 $Q_c + A_c \dot{x} - Q_p = \frac{V_c}{K} \dot{P}_c$

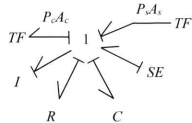
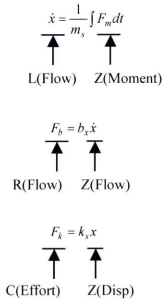
$$\frac{V_c}{K} \dot{P}_c = Q_c + A_c \dot{x} - Q_p$$

$$\equiv \delta Q_c$$

$$P_c = \frac{K}{V_c} \int \delta Q_c dt$$

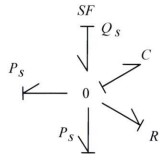
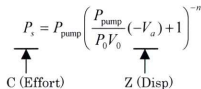
- ピストンの運動方程式

特性式 $m_s \ddot{x} + b_s \dot{x} + k_s x = P_s A_s - P_c A_c$

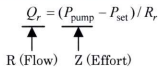


- アキュムレータ&リリース弁

Accumulator



Pressure Control Valve



このようにしてモデル化した電子油圧アクチュエータのボンドグラフを図 3-3 に示す。色分けしたように、上方の領域は作動油の油圧によるエネルギーの流れ、下方はピストンの機械的なエネルギーの流れであり、種類の異なるエネルギーを1つのシステムとして表現できている。パイロット弁開閉には電気的な要素も含まれており、それを信号として入れているので、今回作製したボンドモデルは、流体、機械、電気のエネルギーを同時に扱えることになる。シミュレーションに用いた BGSP のソースを **APPENDIX-2** に示す。

3.4.3. プロトタイプ的目標波形

ピストン変位 x の目標特性を図 3-4 に、その時のピストン速度 v_p のシミュレーション結果を図 3-5 示す。要求仕様としては、吸気弁は吸気管と気筒内で圧力差が大きいので、変位は大きく、一方、排気弁は燃焼気体に押されたため、閉じ速度を早くすることが重要である。それぞれは図のように全く異なる波形となる。これらのグラフは最高エンジン回転数 2100rpm を想定した時の目標性能であり、それ以下のエンジン回転数においては、エンジン回転数に適した期間、パイロット弁を開口し続け、最高リフト量を維持するため、図 3-6 に示すように波形は台形状になる。機械式動弁の場合は通常三角状に動弁はリフトするので、それと比較して、吸気効率の向上が期待できる。ここでは、最大リフト量 12mm の吸気弁に関して解析を進めた。

本動弁アクチュエータの特徴はスリットの形状にある。図 3-1 の模式図でもわかるように図下方に向かうにつれて、スリット深さが浅くなるように設計されている。このことにより、ピストンが下降するにつれて FB スロットの開口面積は増大し、コントロール室への流量の流れ込みは増え、バルブの開き速度は、初めは速く、徐々に減速し、オーバーシュートもなく定常状態に達する。反対に、ピストン上昇時には、FB スロット開口面積が減少するので、バルブは着座位置に近づくにつれ、速度が落ち、バルブの着座制御が可能となった。その効果が、この目標波形からも確認できる。解析で得られた運転速度は最終的な目標仕様には到達していないが、今回はこれを目標波形とし、本システムにおける評価対象となる物理量の試算に関する応用解析を、次項より行なっていく。

3.4.4. 各パラメータの変位特性に与える影響

パイロット弁をステップ状に開閉した時、ピストン変位は FB スロット幅 W_c とアンダーラップ量 x_l に依存していることが分かっている⁽²⁾。前節で示した各パラメータの理論式から考えられる影響とシミュレーション結果とを合わせて応答性について考える。表 3-2 に、今回のシミュレーションに用いた、主な仕様を示す。

a. フィードバックスロット幅

FB スロット幅 W_c を小さくすると、ピストンの最大変位が大きくなり、駆動スピードも速くなる。しかし同時に、パイロット弁閉弁後のコントロール室圧力の回復が遅くなるので、ピストン上昇速度が遅くなる。また、着座時に不安定な挙動を示す⁽³⁾ことが懸念される。リフト量を増すには、 W_c は小さくし、応答性を良くするには大きくした方がよい。最も注意深く設定する必要があるパラメータである。リフト量が決まっている時には、パイロット弁開口面積と FB スロットの開口面積との関係が釣り合うようにしなければならぬので、 W_c を小さくしたら溝深さを増すなど調整が必要である。

b. アンダーラップ量

アンダーラップ量 x_l を 0.5mm と 1.0mm とし、ピストン変位を調べた結果を図 3-7 に示す。 x_l を小さくすると、作動初期段階にはコントロール室への供給流体が少なく、コント

ロール室の圧力は低下しやすくなる。これによって、ピストン下降速度が速くなり、変位が大きくなる。しかし、同時にピストンが着座するのにかかる時間も長くなるので、応答性は悪くなる。立ち上がりを良くするには、 x_l を小さくし、閉じを良くするには大きくした方がよい。バランスが取れる程度に調整することが望ましい。

c. コントロール容積

コントロール容積 V_c が大きいと圧縮性は小さくなり、ダンパ機能が発揮できなくなる。また、圧力変動がコントロール室内を徐々に伝播するので、応答が不安定になる。前述したようにコントロール室圧力がピストンの運動を左右するので、この容積は極力小さくし、パイロット弁の開閉が素早くコントロール室圧力に伝わるようにすることが、好ましい。最適な V_c に対して、3 倍、5 倍の容積にしたときの解析結果を図 3-8 に示す。 V_c が大きくなるにつれて、立ち上がりの速度は遅くなり、着座においてはピストン上昇速度が減速せず、動弁がバルブシートに衝突したり、不安定な挙動を示したり、悪影響があることが分かる。

d. スリット傾斜率

3.3 節で述べたように、FB スロット通過流量とパイロット弁通過流量が等しくなる位置が最大リフト量のように設定する。今回は、一定のスリット傾斜率 α_x で傾斜して、ちょうどリフト量 $x = 12[\text{mm}]$ の時に FB スロット開口面積がパイロット弁開口面積になるように $\alpha_x = 0.25$ と設定した。これを小さくすると、溝深さが少ないために最大リフトは、更になくなってしまふ。

反対に、傾斜率を上げて素早く適当な開口面積に達し、その後は傾斜をゼロにするという方法が考えられ、 $\alpha_x = 0.40$ として、解析を行なった。その結果を、図 3-9 に示す。この図より、あまりに傾斜区間が短いと、着座効果が薄れてしまうということが分かる。また、FB スロット開口面積が作動初期から大きいために、コントロール室に高圧の供給圧力が多く流れ込み、コントロール室の圧力低下が素早く行なえず、ピストン下降速度が遅く、今回行なった解析条件下では、設定最大リフト量に達していない。以上のことから、傾斜率 $\alpha_x = 0.25$ が適当であることが言える。

e. 供給圧力

図 3-10 は供給圧力 $P_s = 12\text{MPa}$, 14MPa と変化させた時のピストン変位である。シミュレーション結果より、供給圧力の変化は最大リフト量には影響を及ぼすが、その他の下降完了時間、総運転期間や安定性などには影響がないことが分かる。最大リフト量が供給圧力に比例することは、3.6 節で示す。

f. 可動部質量

アクチュエータの可動部は、ピストンとカップリング、エンジン動弁から成る。その質量を 200g, 300g, 430g と変えて、解析した結果を図 3-11 に示す。開き速度、閉じ速度ともに、大きな違いが見られる。エンジン動弁は既存の物を用いることが決まっているので、

高速化に向けてピストンとカップリングの軽量化が検討されている。

g. 気筒内圧力

本アクチュエータの剛性，外力の影響の度合いを知るために，外力として考え得る要因である気筒内圧力の影響に関して，解析を行なった．気筒内圧力は動弁駆動時期においては，上がったとしても高々0.16MPa程度と考えている．そこで，気筒内圧力を考慮しない時と気筒内圧力 $P_{cylinder} = 0.16[\text{MPa}]$ とした時のピストン変位を図 3-12 に示す．最大変位においては，0.5mm程度の減少が見られるが，気筒内圧力の上昇に対して，このように小さな影響しか現れなかったということは，本システムが油圧を用いることにより，高い剛性を持っているということを示している．エンジン試験を行なった上で，この変位の減少が問題になる時には，FB スロット幅などのパラメータを少々調整し直すだけで対応できる．また，気筒内圧力が時々刻々と変わることも予測されるので，その圧力に関する最適な供給圧力のマッピングを行なうことにより，常時最大リフト量を 12mm 確保できるようなシステムの構築も考えている．

3.5. 消費動力の算出

図 3-6 のような特性を持つ目標波形において，供給流量は図 3-13 のように表すことができる．着座付近で見られる流量は変動が小刻みに起き，時折，値が負に振っているところがある．これはばね力と油圧により，力が様々に変化し，ピストンが安定位置に向かっている段階であると言える．

さて，この値を用いて，本アクチュエータの消費動力を試算する．

$$L[\text{kW}] = P_s[\text{MPa}] \cdot Q_s[\text{L/min}] / 60 \quad (3-12)$$

この結果を図 3-14 に示した．1 ストロークあたりの消費動力は 39.2J であり，エンジン回転数 910rpm を想定しているので，このアクチュエータの運転期間を通しての仕事率は 588W である．通常の動弁駆動用のカムは消費動力 50J と言われているので，比較すると小さな値となっている．機械式の動弁駆動には常にカムシャフトからエネルギーの供給が必要であるが，油圧動弁アクチュエータは必要な時だけエネルギー供給が行なわれるので，供給側にコモンレールを設置することで，それぞれの動弁が必要なエネルギーを受け取るシステムを構築することで，機械式と競争しうる消費動力になる見通しが立った．

3.6. 制御位置に関する試算

ピストンを下方へ押し下げる力 F_1 は，受圧面積 A_s と供給圧力 $P_s = 14[\text{MPa}]$ との積で決まる．

$$F_1 = P_s \cdot A_s \quad (3-13)$$

続いて，バルブスプリングによってピストンを押し上げる力 F_3 は，

$$F_3 = k_s \cdot (x + x_s) \quad (3-14)$$

であり、最大ピストン変位を $x = 12[\text{mm}]$ とすると、 $F_3 = 239[\text{N}]$ である。

これに対して、コントロール室側受圧面を押し上げる力 F_2 は、コントロール室圧力 P_c によって決まり、このコントロール室圧力は、式(3-1)と(3-2)において FB スロット通過流量とパイロット弁通過流量が等しいとして、 $P_c = 3.0[\text{MPa}]$ となることが分かる。この時、力のバランスが取れるように受圧面積差を調整することにより、ピストン変位が $x = 12[\text{mm}]$ となる所で位置制御がかかるようになる。

上記のように力のバランスが取れる受圧面積として、本設計においては $A_s = 22.93[\text{mm}^2]$ 、 $A_c = 27.47[\text{mm}^2]$ とした。受圧面積比は $(A/A_s = 1.2)$ であり、パイロット弁が閉じている時にはピストンに上方への力をかけ、ピストンの上昇速度を速める構造になっている。

次に、供給圧力とリフト量との関係を試算する。上記の式より、上下方向の力のバランスが取れた位置がリフト量となるので、供給圧力が変わると F_l が変わり、バランス位置も変化することが分かる。その関係を示したものが、図 3-15 である。供給圧力 $P_s = 6[\text{MPa}]$ より、供給圧力の上昇に対して、ほぼ比例してピストン変位は上昇し、 $P_s = 14[\text{MPa}]$ においてピストン変位 $x = 12[\text{mm}]$ に達している。一定のリフト量を保つ時には、供給圧力の変化が無いように、アキュムレータを装着する必要があるが、一方では、供給圧力によってリフト量の可変制御機能が備わったと言える。

3.7. 安定解析

続いて、線形解析⁽⁴⁾により、このアクチュエータの安定性を確認する。ここで、パイロット弁開度 x_p に対するピストン変位 x の関係を調べる。動弁の運動方程式は、

$$m_s \frac{d^2x}{dt^2} + b_x \frac{dx}{dt} + k_s x = A_s P_s - A_c P_c - F_d \quad (3-15)$$

ここに、 F_d はシリンダ内圧によりピストンを押し上げようとする外力を表し、 m_s 、 b_x は動弁の可動部質量とアクチュエータの粘性減衰係数を表す。

パイロット弁の通過流量 Q_p は、次式となる。

$$Q_p = C_{dp} N_v A_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_c - P_r)} \quad (3-16)$$

FB スロットからの流量は、スロットがピストン変位に対して比例的に深くなり、その傾きを $a_x (a_x = \tan\theta)$ 、スロット幅を W_c とおくと、流体の流れる流路面積 S_x は、次式で表せる。

$$S_x = a_x W_c (x + x_f) \cos\theta \quad (3-17)$$

FB スロットからの流量 Q_c は、次式となる。

$$Q_c = C_{dc} S_x \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_c)} \quad (3-18)$$

次に、コントロール室における流量の連続の関係は、油の体積弾性係数を K 、コントロール室容積を V_c とおくと、

$$Q_c - Q_p + A_c \frac{dx}{dt} = \frac{V_c}{K} \frac{dP_c}{dt} \quad (3-19)$$

となる。

式(3-16), (3-18)の流量の式を線形化し、流量ゲイン k_{qp} , k_{qc} , 圧力ゲイン k_{cp} , k_{cc} の係数を用いて表示すると次式のようになる。

$$Q_p = k_{qp} x_p + k_{cp} P_c \quad (3-20)$$

$$Q_c = k_{qc} x - k_{cc} P_c \quad (3-21)$$

ここで流量ゲイン、圧力ゲインはそれぞれ次式のように置いた。

$$k_{qp} = C_{dp} N_v \sqrt{\frac{2P_{c0}}{\rho}} \quad (3-22)$$

$$k_{qc} = C_{dc} a_x W_c \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{s0} - P_{c0})} \quad (3-23)$$

$$k_{cp} = \frac{C_{dp} N_v A_{p0}}{\sqrt{2\rho P_{c0}}} \quad (3-24)$$

$$k_{cc} = \frac{C_{dc} a_x W_c (x_0 + x_l)}{\sqrt{2\rho (P_{s0} - P_{c0})}} \quad (3-25)$$

連続の式(3-19)に代入すると、

$$k_{qc} x - k_{cc} P_c - k_{qp} x_p - k_{cp} P_c + A_c \frac{dx}{dt} = \frac{V_c}{K} \frac{dP_c}{dt} \quad (3-26)$$

が得られる。

流量の関係式と、供給圧力一定のもとで作動するアクチュエータの運動方程式をラプラス変換表示すると、

$$\left(k_{cc} + k_{cp} + \frac{V_c}{K} s \right) \cdot P_c = (k_{qc} + A_c s) \cdot x - k_{qp} \cdot x_p \quad (3-27)$$

$$(m_s s^2 + b_x s + k_s) x = -A_c P_c - F_d \quad (3-28)$$

となり、パイロット弁開度 x_p に対するピストン変位 x のブロック線図は図 3-16 で表される。なお、各係数を以下のように置き換えている。

$$k_{ce} = k_{cc} + k_{cp}, \quad \omega_s = \sqrt{\frac{k_s}{m_s}}, \quad \zeta_s = \frac{b_s}{2\sqrt{m_s k_s}} \quad (3-29)$$

また、 A_f は動弁の外力を受ける受圧面積としている。

この制御系が安定であるためには、フルビッツの安定条件より

$$4\zeta_s^2 + \frac{2\zeta_s \left[\alpha + \omega_s^2 T_v (T_c + \alpha T_v) \right]}{\alpha \omega_s T_v} + \frac{1}{\alpha} \left(\frac{T_c}{T_v} - 1 \right) > 0 \quad (3-30)$$

ここに、 $\alpha = \frac{k_s k_{ce}}{k_{qc} A_c}$, $T_v = \frac{V_c}{K \cdot k_{ce}}$, $T_c = \frac{A_c}{k_{qc}}$ を表す。

実際のアクチュエータの設計値から T_v , T_c を求めると、それぞれ、 $T_v = 1.31 \times 10^{-9}$ [s], $T_c = 5.56 \times 10^{-3}$ [s] となり、 $T_c/T_v > 1$ となるので式(3-30)は減衰比 ζ_s が正であるならば、常に成立することになる。図 3-17 はバルブスプリングのばね定数に対するピストンの減衰率の安定領域を示したものである。減衰比は自然数なので、どんなに強いばねを用いたとしても、この系は安定していると言える。ただし、ここで言う安定とは発振しないことのみを表し、着座に衝突が伴わないという保障はしていない。

参考文献

- (1) 山口, 田中, 油空圧工学, コロナ社, 1986
- (2) 中保, タンデム型超磁重アクチュエータを用いた電磁燃料噴射弁の開発と IC エンジンへの適用, 横浜国立大学大学院修士論文, 2002
- (3) 佐藤, 田中, 高速電磁弁制御比例シート弁の特性に関する研究, 日本機械学会論文集 (B 編), 57 巻 533 号, p.178-181 (1991).
- (4) 佐藤, シート形油圧制御弁による高速流体制御に関する研究, 横浜国立大学大学院博士論文, 1993

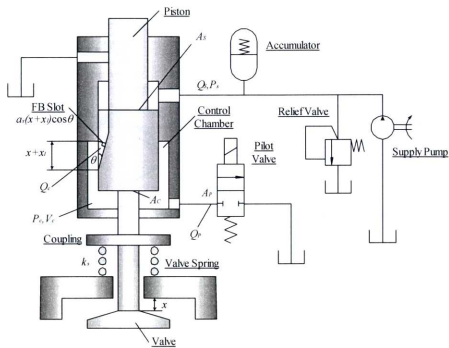


Fig. 3-1 Schematic view of the sensor-less valve actuator with a hydro-mechanical feedback slot

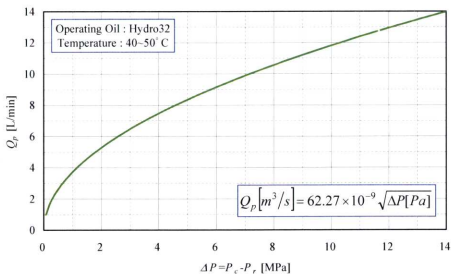
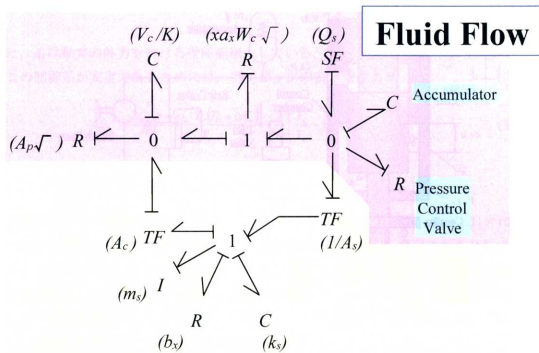


Fig. 3-2 P-Q curve of HYDIS

Table 3-1 Specifications of the accumulator (NHK spring; PA1M065-09-21)

Number of port	-	1
Gas volume	m^3	6.5×10^{-5}
Gas pressure	MPa	9
Maximum allowable working pressure	MPa	21



Piston Motion

Fig. 3-3 Bond model of the electro-hydraulic valve actuator using a 2-port valve

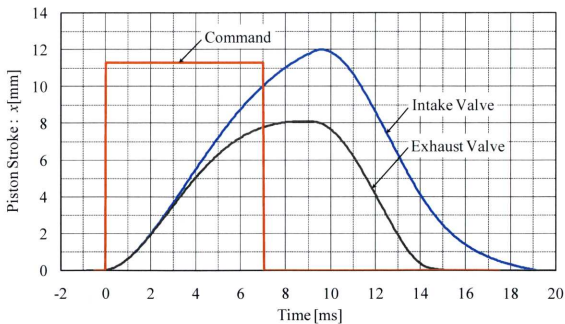


Fig. 3-4 Piston displacement x by bond graph analysis

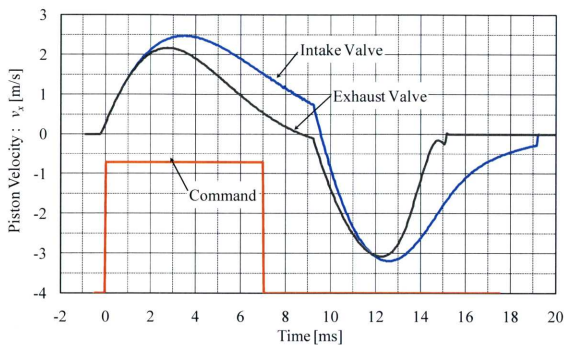


Fig. 3-5 Piston speed v_x by bond graph analysis

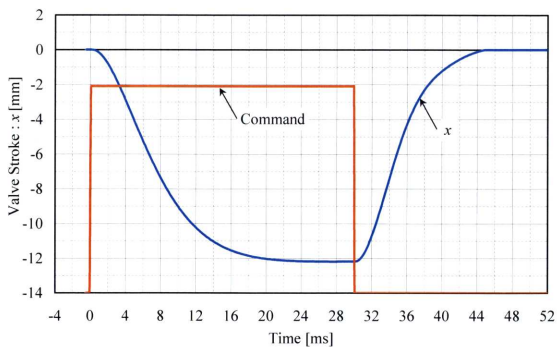


Fig. 3-6 Piston displacement of prototype model

Table 3-2 Specifications of the valve actuator

Supply pressure	MPa	14
Supply flow rate	m ³ /s	1.67×10^{-4}
Pump power	kW	5.5
Diameter of the center part of the piston	mm	14.3
Pressured area of the supply side	mm ²	22.93
Pressured area of the control chamber	mm ²	27.47
Opening area of the pilot valve	mm ²	1.85
Number of the pilot valve	-	1
Initial charged pressure of the accumulator	MPa	9
Initial volume of the accumulator	m ³	6.5×10^{-5}
Polytropic index	-	1.4
Set pressure of the relief valve	MPa	14
Resistance coefficient of the relief valve	Pa/(m ³ /s)	4.1×10^6
Maximum displacement of the piston	mm	20
Volume of the control chamber	mm ³	3.01×10^{-6}
Mass of the movable parts	g	430
Spring constant	N/mm	7.65
Preload of the valve spring	N	148
Damping ratio of the piston	-	0.8
Flow coefficient of the FB slot	-	0.7
Flow coefficient of the pilot valve	-	0.7
Volumetric elastic modulus	GPa	1.4
Density of the operating oil	kg/m ³	864.7

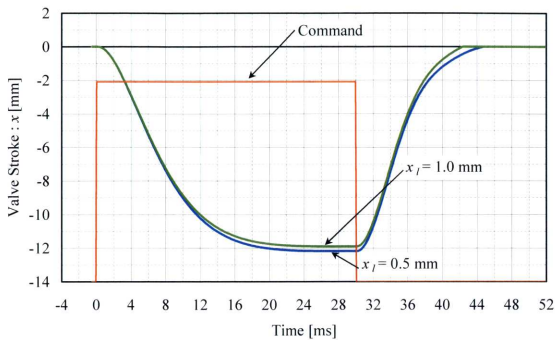


Fig. 3-7 Effect of length of under-lap

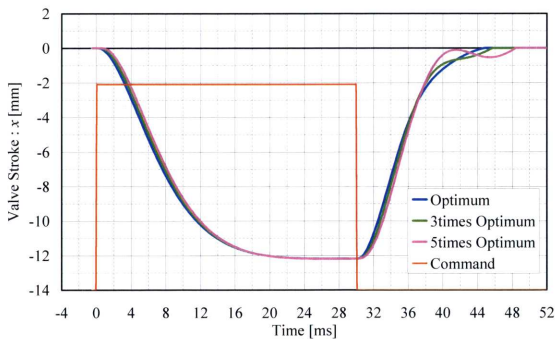


Fig. 3-8 Effect of control chamber volume

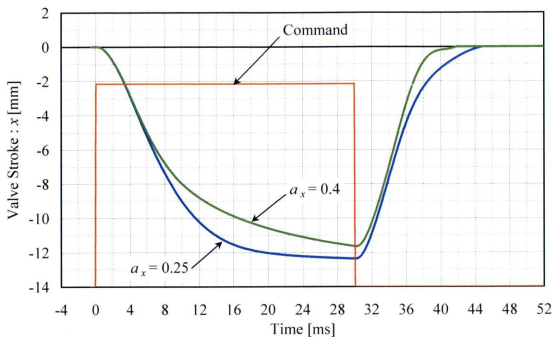


Fig. 3-9 Effect of slope rate of feedback slot

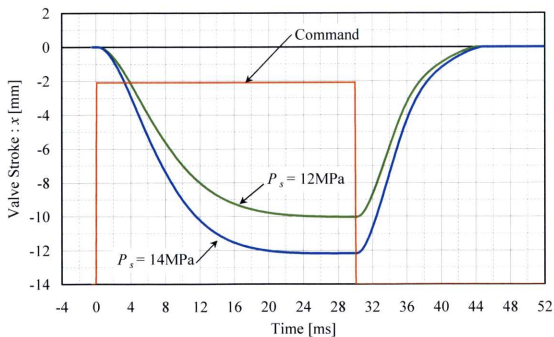


Fig. 3-10 Effect of supply pressure

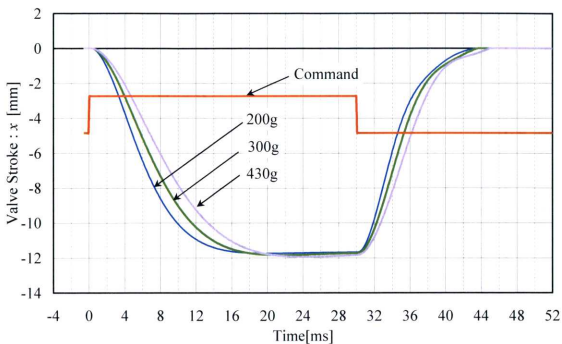


Fig. 3-11 Effect of mass on the step response of the actuator by bond graphs analysis at $P_s=14$ MPa

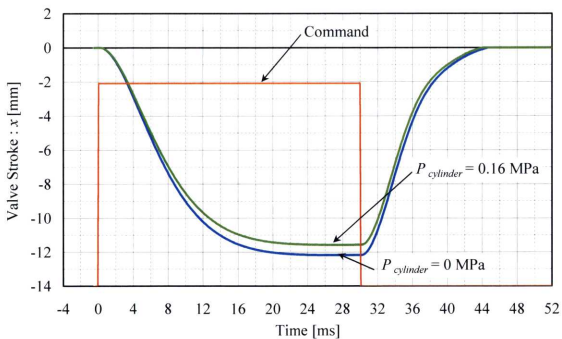


Fig. 3-12 Effect of pressure in the cylinder of engine

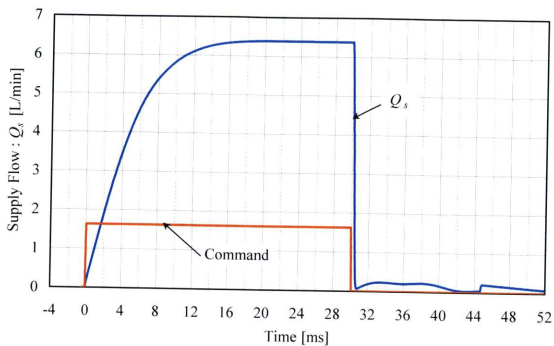


Fig. 3-13 Supply flow

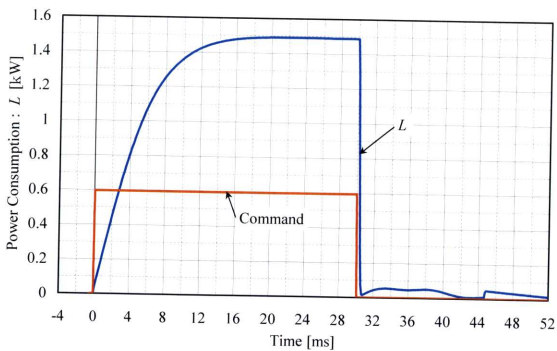


Fig. 3-14 Power consumption

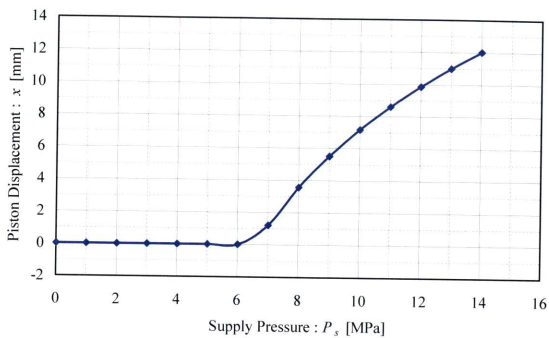


Fig. 3-15 Piston displacement against change of supply pressure

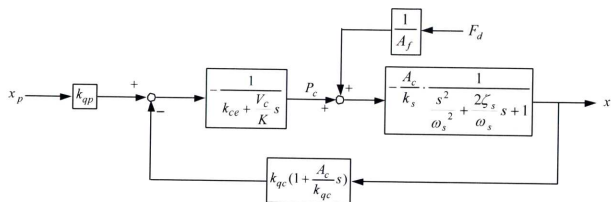


Fig. 3-16 Block diagram of the electro-hydraulic valve actuator

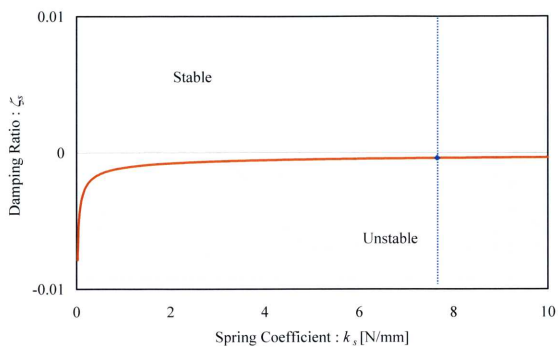


Fig. 3-17 Stable area of this actuator

第4章 電子油圧動弁の実験と高速化

4.1. はじめに

本章では、前章で示した最適設計の結果を基に作製された動弁アクチュエータのプロトタイプのパフォーマンス試験の結果を示す。基本性能を調べた上で、電子油圧動弁アクチュエータの欠点である応答速度の低さを改善する対応策を考え、その効果を実証した。

4.2. 試験装置

試験装置は、アクチュエータと機械式ダンパ装置、油圧システム系から成る。それぞれについて、以下に示す。

4.2.1. 電子油圧動弁アクチュエータの構成部品

今回製作した電子油圧動弁アクチュエータの部品を写真 4-1 から写真 4-5 に、そして、組み立て状態の写真を写真 4-6 に示す。図 4-1 の 3 次元断面図にあるように、ボディにスリーブ、ピストン、オイルシール、そしてキャップの順で組み込んでいく。それぞれの半径隙間は 10 数マイクロンという精度で仕上げられている。継ぎ手は当初、材料を鉄として設計していたが、ピストン可動部質量がピストンの運動に大きな影響を持っていると解析により証明されたので、軽量化のためにアルミ製継ぎ手を新たに作製した。それら 2 個を写真 4-3 に並べた。写真 4-6 には、高速電磁弁 HYDIS が吸気・排気弁、それぞれ 2 個ずつ装着されている様子が見られるが、実際には 1 個で十分駆動可能である。写真 4-7 に示したのが、HYDIS 駆動用の高速駆動用ドライバであり、過励磁電流を出力できる。この過励磁入力によって HYDIS は、より高速な駆動が可能である。

4.2.2. ピストン変位計測装置

ピストンの変位は写真 4-8 に示すように、治具で固定したポテンショメータによって計測する。上方に付いているダンパはポテンショメータのシャフトが、ピストンの上昇運動に押され、跳ね上がるのを防止する目的で取り付けられている。このように測定されるピストン変位は、観測することのみを目的とし、ピストンには流体位置制御がかかっていることから、パイロット弁制御ドライバにフィードバックする必要はない。

4.2.3. 機械式ダンパ装置

ピストンは制御位置に達してからも慣性力によって下降を続け、オーバーシュートが発生してしまう。第一号機としてオーバーシュートを回避するために、機械的なダンパ装置を取り付けた。図 4-2 のように、ピストンとの摺動部には、ガスケットを使用し、エポキシで接着した。摺動抵抗は両側のボルトの締めこみにより決定される。

4.2.4. 油圧システム系

試験装置の全体写真を写真 4-9 に示す。油圧システムに関しては、供給圧力 14MPa と高圧であり、FB スロットなどでの圧力損失を伴うことから、作動油の昇温が予想される。そこで、アクチュエータ上流に取り付けたリリーフ弁のドレイン流路にクーラを取り付け、必要に応じて油温調整を行なえるようにした。また、アクチュエータ入口にチェック弁を入れることにより、上流側の死容積を低減し、応答性の向上を図った。

アクチュエータ駆動に必要な油圧システムの仕様を表 4-1 に示す。供給ポンプは最高供給圧力 21MPa の定量ポンプを用いており、リリーフ弁はマニュアル制御のものとした。アキュムレータは、金属ベローズ型であり、供給圧力を一定に保つ働きを果たす。また、アクチュエータ上部のメタルシール部からの漏れを回収するために、トロコイドポンプは取り付け、作動油を回収している。作動油には、タービン油（ダフニーハイドロ 32）を使用する。

4.3. 性能試験

単一矩形信号による実験結果を図 4-3 に示す。図から分かるように動弁が開口する際、設定リフト量より 3mm オーバーシュートしている。また、着座時にも動弁とバルブシートは衝突し、跳ね返っている様子が見られる。そこで、強制的に摺動抵抗を上げて、位置制御機能を発揮させ、オーバーシュートや動弁の衝突を抑制する目的で、図 4-2 に示すような機械的ダンパ装置を取り付けた。2 個の部品をピストンの両脇からボルトとナットで挟みこみ、ボルトの締め具合で摺動抵抗を調整する。機械式ダンパ装置により、摺動抵抗を増して性能試験を行なった結果を以下に示す。

4.3.1. 解析結果との整合性

図 4-4 に示した緑の線は実験結果であり、これにボンドグラフシミュレーションの結果を紫色の線で重ねたのだが、このように 2 線はほぼ一致しており、前章で作成したボンドモデルの正当性が示された。しかし、着座時に実験値と解析値との相違点が見られる。その点に関しては次項で検証する。

4.3.2. 着座時の停滞現象について

図 4-4 の着座時に見られる実験値と解析値との相違現象は、供給圧力が高い時に起こる。BGSP 解析結果では着座がスムーズに行なわれているが、実験値では着座付近で停滞状態が見られる。原因としては、コントロール室への開口面積の縮小に伴い（閉弁時）、FB スロット部の流量係数が低下していることが考えられる。流量係数低下によって、供給圧力がコントロール室へ流れ込みにくくなるが、強い慣性力とばね力によりピストンは上昇を続け、コントロール室への供給が間に合わない状態にあるのではないかと推測した。

FB スロット部での流量係数をピストン変位（絶対値）が 0.7 mm 以上において、 $C_{dc} = 0.7$ と設定し、それ以下の時には $C_{dc} = 0.2$ と半分以下になると仮定して、シミュレーションを行なった。ピストン変位とコントロール室圧力の解析結果を、図 4-5 と図 4-6 に示す。着座時を見ると、図 4-4 の実験データとよく似た停滞状態が見られる。

また、常に流量係数を $C_{dc} = 0.7$ と固定にした時（図 4-7, 図 4-8）と比べ、コントロール室圧力が上昇しにくくなっていることが分かる。このことが、 P_s と P_c の差圧により動くピストンに、グラフのような停滞状態を与えていると考えられる。実際には、開口面積の縮小に伴い、連続かつ急激な変化があると考えている。

図 4-9, 図 4-10 に $P_s = 14\text{MPa}$ と $P_s = 10\text{MPa}$ とした時のレイノルズ数の変化を示した。こ

ここで、レイノルズ数を決めるものとしては、代表速度のみと考えられるのだが、開口面積は全体的に $P_s = 10\text{MPa}$ の方が小さいので、結果としてレイノルズ数はより大きくなる。流量係数はあるレイノルズ数以下になると急激に低下するという傾向が知られている⁽¹⁾。そのレイノルズ数は一説には $Re = 100$ とも言われているが、形状によっても変わってくるので、全体的にレイノルズ数の小さな $P_s = 14\text{MPa}$ において、着座時に流量係数は劇的に変化している可能性が高いと考える。また、供給圧力が低い時は着座速度が遅いため、コントロール室への圧力の供給は間に合っていると考える。

以上のことから、供給圧力が高いときに見られるピストンの停滞状態というのは、FB スロット部での流量係数の低下が影響しているものと、確認が出来た。この問題を解決するには、コントロール室容積を小さくし、圧力回復を容易にできるようにするか、着座の時のみコントロール室に供給圧力を導くことができる油圧回路が必要となる。

4.3.3. リフト量可変制御

供給圧力を 10MPa から 14MPa まで 1MPa ごとにピストン変位を測定した結果を図 4-11 に示す。リフト量は比例的に増加していることが分かる。これは 3.6 節で述べたように、リフト量は供給圧力に対して、比例的に上昇すると言うことの裏づけとなった。

図 4-11 のように供給圧力によってリフト量が増加するのは、バルブスプリングのばね力により、油圧力がオフセットされているからである。このばねを取り外すと、ある供給圧力以上では、ほぼ一定の値をとることが図 4-12 の試算結果から分かる。本アクチュエータにおいて、当初は供給圧力に関係なく、常に一定のリフト量になる機構を考えていた。しかし、これではシステムの剛性が低く、気筒内圧力などの外力がかかった時に対応できなくなる。また、近年、動弁分野で目標とされている、リフト量と作動角の両方の可変制御を実現するためにも、バルブスプリングを取り付けることが有効であると考えている。

4.3.4. 限界速度確認試験

電子油圧動弁アクチュエータがどの程度まで高速運転可能かを調べるために繰り返し周波数を 6Hz 、 12Hz 、 18Hz として、実験した結果を図 4-13 に示す。この図から、動弁開時間は 57ms 、 33ms 、 24ms である。クランク角 240 度で動弁を開閉すると、エンジン回転数は 700rpm 、 1200rpm 、 1670rpm に相当する。どの周波数においても、リフト量は 12mm 確保しつつも、オーバーシュートはなく、着座滑らかに行なわれていることが分かる。

しかし、ここで注目すべき点は、 18Hz の実験における制御位置到達点である。制御位置にピストンが達してから、直ちに閉じ工程に転じている。言い換えれば、リフト量を 12mm 確保するためには、指令時間をこれ以上短くすることはできず、現段階ではエンジン回転数 1670rpm が限界性能であるということである。しかし、本アクチュエータの仕様は最高エンジン回転数 2100rpm （開時間 19ms ）である。この仕様を実現するためには、改良策を考えなければならない。高速化実験に関しては、4.4 節で述べることにする。

4.3.5. 温度変化の影響

本システムは油圧制御機構を用いているために、温度変化がシステムに与える影響を確

認する必要がある。ここでは、ピストン速度と漏れ流量の測定と容積効率の算出を行なった。

まず、ピストンの最高速度の測定結果を図 4-14 に示す。この試験においては、同一条件で議論するために、ダンパ装置を取り外して測定を行なった。タンクの油温を 30℃から 80℃まで上昇させ、二度、同様の実験を行なったのだが、多少はばらつきがあるものの、油温が上がるにつれてピストン速度が若干低下傾向にあることが確認できる。この原因としてはピストンとスリーブ、ピストンとオイルシールのクリアランスが十数 μm であるのに対して、50℃の温度上昇により各部材が熱により膨張し、その半径隙間が増加しているためと考えられる。それによって漏れ量は増え、エネルギーが損失していると考えた。そこで、漏れ流量を測定したので、その結果を図 4-15 に示す。油温 30℃の時にはほぼ漏れはなかったのに対して、80℃では 0.9ml/s の漏れが確認された。この結果、システムの容積効率を算出すると図 4-16 のような結果が得られる。ほぼ 100%であった効率が 95%まで低下している。油温上昇に伴うピストンの速度低下は、容積効率が下がったことが理由であると言える。

しかしながら、概して 3 ポート形の流量制御弁の場合は容積効率が 30%程度と言われており、機械効率はおよそ 99%であるので、容積効率のみで比較でき、本アクチュエータのシステム全体の効率は非常に高いことが分かった。

4.4. 電子油圧動弁アクチュエータの高速化案

高速化とオーバーシュート抑制にはトレードオフの関係がある。高速化するためには、強い力でピストンを押し下げなければならないが、そうすると設定リフト量に達した時にも強い力は続き、オーバーシュートは不可避である。そこで、何らかの形でブレーキをかけなければならないのだが、今回はパイロット弁を一時的に閉じることにより、コントロール室の圧力を上げ、ピストンに反力をかける方法を考えた。

シミュレーションによる最適設計において、オーバーシュート回避のために、摺動抵抗を大きく設定していたので、やや駆動速度が抑えられていた。前節のプロトタイプにおける解析と性能試験では、最高エンジン回転数 2100rpm という要求性能を実現することはできなかった。そこで、高速化に向けての方策を考えた。

一つの方法としては、図 3-11 にあるように、可動部質量の低減が有効であり、ピストンの中空化や各部品の材質変更、動弁とピストンとの一体化などが考えられる。一方で、前節では、オーバーシュート回避と着座速度制御のために機械的ダンパを装着していたが、その際、必然的に駆動速度は低下する。そこで、機械的なダンパ装置を取り除き、複数パルスでコントロール室圧力を制御することにより、油圧によるブレーキ効果が利用できないかと考えた。また、2 ポート形のパイロット弁を用いている限り、開き速度と閉じ速度はトレードオフの関係となるので、3 ポート形高速電磁弁⁽²⁾を用い、動弁閉じ行程において、供給側とコントロール室を直接つなぎ、コントロール室を過給することにより、閉じ速度を高速化することができる。マルチパルス制御法と 3 ポート形電磁弁を用いることで、開き速度と閉じ速度を同時に高速化し、尚且つ、オーバーシュートと着座速度制御が行なえる制御系について、以下に詳しく説明する。

4.4.1. マルチパルス制御法

本アクチュエータの特徴は、位置制御機構を有することである。制御位置は、供給圧力とバルブスプリングのばね力、受圧面積差で決まるのだが、高速化と安定性を両立しようとする、単一パルスの信号では対応しきれないことが分かった。つまり、設定リフト量12mmに素早く到達するには、ピストン下降時に最大限大きな力で押し下げなければならないが、その場合、制御位置で瞬時にピストンを停止することは不可能である。慣性力も強く働くので、スリーブの底面に衝突する危険性があり、それを避けるためには制動装置が必要となる。

マルチパルス制御は一定電圧の信号のパルス幅を様々に変え、細かな制御を行なうものである。第一案として、図4-17に示すような3つのパルスの指令信号パターンを考えた。それぞれのパルスの狙いは以下の通りである。

- t_1 ・・・パイロット弁を開き、通常通りの動弁の開口を行なわせる。
- t_2 ・・・ピストンが制御位置に達する前に、パイロット弁を閉じる。この時、慣性力によりピストンは下がり続けるが、コントロール室圧力の上昇とばね力により油圧によるブレーキ効果が発生し、オーバーシュートを抑制できる。
- t_{on} ・・・動弁の要求開時間（エンジン回転数）に合わせて、パイロット弁を開き続ける。
- t_3 ・・・動弁閉弁のために、通常通りパイロット弁を閉じる。
- t_4 ・・・着座直前で再びパイロット弁を開き、コントロール室の圧力を低下させ、ピストンに下向きの力をかける。これが、着座速度制御用の油圧ブレーキとなる。

図4-18にシミュレーションを行なった結果を示す。ここでは、更なる可動部の軽量化が進むことを想定して、可動部質量180gとした。まず始めに、5ms通電し、いったん通電を止める。2ms後に、設定リフト位置でピストン保持のための指令信号をかける。この信号期間 t_{on} は、要求される開時間によって変える必要がある。次にピストンが上昇し始めて、5ms経ったところで、着座用に0.5msほどパイロット弁を開くという3段階のマルチパルス制御を行なった。ここでは、ピストン保持指令時間を0msと30msとした結果を示した。

高回転数を想定した $t_{on} = 0[\text{ms}]$ の時にパイロット弁が閉じているのにピストンは全開に向けて動いている様子が見られるが、これはピストンに大きな慣性力が働き、ピストンの下降が持続しているためである。マルチパルス制御の効果はコントロール室の圧力制御のみ影響を持ち、油圧によりパイロット弁を閉じてすぐにピストンを止めることはできないが、ピストンにかかる力のバランスが徐々に釣り合い状態に向かい、緩やかな油圧ブレーキとして効果的である。一方、低回転数を想定した $t_{on} = 30[\text{ms}]$ は、オーバーシュートもなく着座もスムーズに行なわれている。

最高運転可能エンジン回転数の観点から言えば、可動部質量が180gに軽量化された時、高回転数を想定した $t_{on} = 0[\text{ms}]$ は開期間16msとなり、エンジン回転数2500rpmまでの高速化は図れるという見通しが立った。

続いて、消費動力について試算した結果を図4-19に示す。 $t_{on} = 30[\text{ms}]$ の消費動力は79.8Jで、一般的なカム式の動弁が50Jなので、6割程度高くなっている。これをいかに低減する

かが、今後の課題となる。しかし、単一パルス制御に比べて、マルチパルス制御では第一パルスと第二パルスの間は、動力供給が不要なので、多少の消費動力低減となっている。

通常のPWM制御は、かなり高周波で駆動させているが、今回は単純にオーバーシュートを防ぐための制動用休止 t_2 と着座時に再びコントロール室圧力を下げ、ピストンに若干の押し下げ力をかけてブレーキをかける制動用作動 t_4 のみを用いることにした。単純な制御だけに様々なケースを想定して、それぞれの制御時間幅を決めて行く必要がある。最適なパルス信号をマッピングすることで、気筒内圧力などの外乱による影響を回避し、閉じタイミングのずれを抑制しなければならない。パルス幅を様々に変えて最適なパルス信号を調べた試験結果の一例を表 4-2 に示す。 t_1 , t_3 は 6ms, t_2 , t_4 は 3ms 程度が適当であると分かる。0.1ms オーダーの制御が求められるが、高速電磁弁の性能が高いことから、これは実現可能な条件である。よりパルス幅を細かく、高周波数で駆動することにより連続的に流量が変化し、柔軟性のあるシステムになるが、その際は、位置センサを装着し、フィードバック制御して、より信頼性の高いシステムにする必要がある。

4.4.2. 3ポート形高速電磁弁による制御

閉じ速度を速くするため、パイロット弁を2ポート弁から3ポート弁に代え、パイロット弁閉弁時に制御室へ強制給油する方法を考えた。

1号機のシステムでは、コントロール室への流体の流れ込みやすさによって、開弁速度と閉弁速度がトレードオフになる問題があった。そこで、2ポート弁制御法から、3ポート弁制御法に代え、動弁が上昇する際に制御室へ強制給油し、動弁の上昇力をアシストする方法を考えた。図 4-20 に模式図を図 4-21 にボンドモデルを示す。ボンドモデルの変更点としては、パイロット弁への指令信号が ON の時には、制御室からの流量が外部へ排出され、信号が OFF の時には、作動油が供給側から制御室へと向かうようにした。

3ポート形高速電磁弁の仕様は、最高圧力 17.5MPa、定格流量 8l/min、ソレノイドは 24V 駆動としている。圧力バランス形ポペット構造で、140V の高速過励磁・消磁回路を用いて駆動すると、応答速度 1ms でオンオフ動作する。

図 4-22~27 は、パイロット弁を3ポート弁とし、マルチパルスで指令信号を制御した時としない時のボンドグラフ解析の結果を示す。開時間は 48ms 程度なので、エンジン回転数に換算すると、850rpm 前後である。図 4-22, 23 は、ピストンの変位と速度の対比が見られるが、第一パルス後の 0.7ms の通電の断絶が、ピストンのオーバーシュートを回避し、着座直前の 3.4ms の再通電がピストンを減速させ、単一パルス信号のときは 3.2m/s であった着座速度を 0.3m/s まで低下させていることがわかる。図 4-24, 25 は供給圧力とコントロール室圧力の比較を示している。マルチパルス制御により、制御位置付近では上向き、着座時には下向きの反力がコントロール室圧力の変動によりピストンにかかっている様子が見られる。図 4-26, 27 は、供給ポンプの仕事率を示しているが、マルチパルス制御法により、消費動力を一時的にカットできることから、僅かであるが、消費動力低減効果が見られる。

第一パルスは開弁用、第二パルスは保持用、第三パルスは着座制御用としている。第一・第三パルスの期間は気筒内圧力などの影響を考慮して、実験的にマッピングすることが可能である。なお、第二パルスはエンジン回転数に応じて t_{on} の期間を調整すればよく、これ

は容易に制御可能である。 $t_{on}=0[\text{ms}]$ として、最短開閉動作を行なった解析結果を図 4-28 に示す。所要時間は、約 18ms と高速化できる見通しが得られた。

4.5. 高速化実験

実機試験では、2 ポート形高速電磁弁を使用した 1 号機 EHVA の高速電磁弁の取付け部に、3 ポート形高速電磁弁用のサブプレートを取付け、電磁弁を通电していない時は供給圧力が制御室に供給され、通电している時は制御室から作動油が排出されるようにした。図 4-29 の試験結果は、低回転数での運転を想定した実測例で、着座速度制御用の制動パルスの効果で、閉弁速度が低下しているのが見られる。試作機は摺動抵抗がボンドモデルで設定したものよりも多少大きく、オーバーシュートは見られなかったので、本試験では第一パルスと第二パルス間の信号の断絶は行なっていない。続いて、最短開閉の実験結果を図 4-30 に示す。応答特性は、図 4-28 の解析結果に類似している。最短開閉時間は 19ms 以下で、これはエンジン回転数 2100rpm 以上に相当している。

参考文献

- (1) 豊倉、亀本、流体力学、実教出版株式会社、1976
- (2) 田中裕久、田中弘義、荒木一雄：三方向形高速電磁弁のデジタル制御、日本機械学会論文集、50-458、2663/2666 (1984)

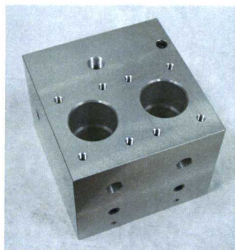


Photo 4-1 Body (upper side)



Photo 4-2 Piston with feedback slot (Left) and sleeve (Right)



Photo 4-3 Coupling (Left; Aluminum, Right; Steel)



Photo 4-4 Oil seal (Phosphorus Bronze)

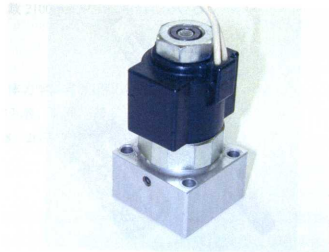


Photo 4-5 HYDIS (high speed electromagnetic 2port valve)

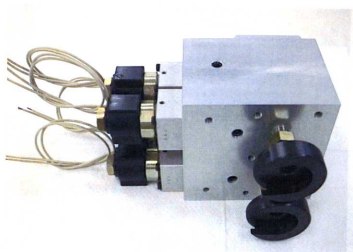


Photo 4-6 ASSY of the electro-hydraulic valve actuator

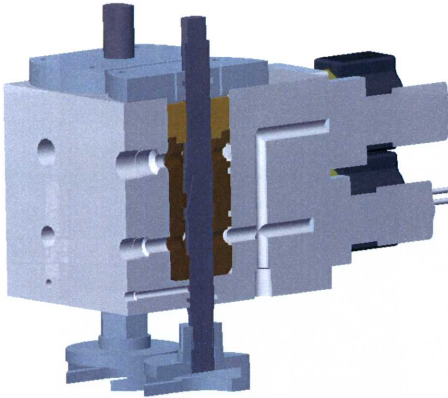


Fig. 4-1 3D cross sectional view of the electro-hydraulic valve actuator



Photo 4-7 Driver for HYDIS

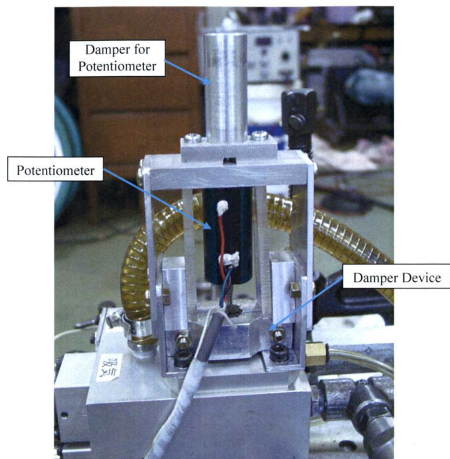


Photo 4-8 Damper device and potentiometer

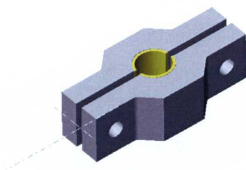


Fig. 4-2 Damper device with friction seats

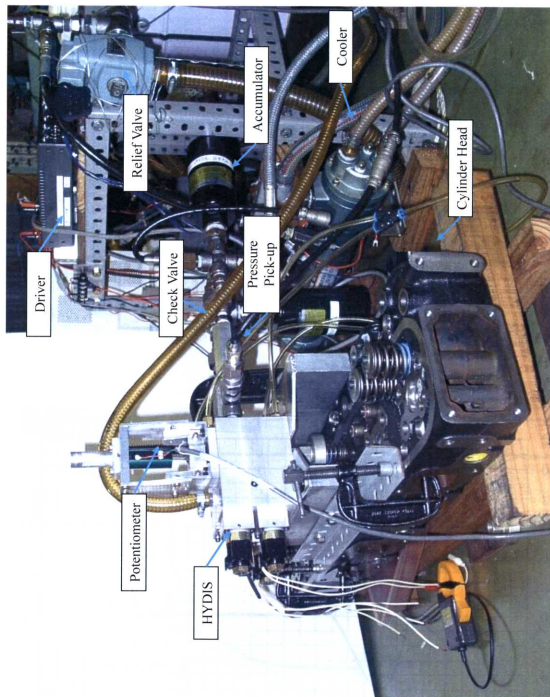


Photo 4-9 ASSY of the experimental apparatus

Table 4-1 Hydraulic equipments

Relief Valve R-T06-3-20	
Controllable Pressure	3.5~21MPa
Rated Flow	170L/min
Supply Pump UPV-1A-22N2-5.5-4-17(5.5kW,3Phase)	
Maximum Pressure	21MPa
Maximum Flow	33L/min
	22L/min(at 14MPa)
Accumulator PA1M065-9-21(1Port)	
Maximum Pressure	21MPa
Gas Pressure	9MPa
Initial Gas Volume	65cm ³

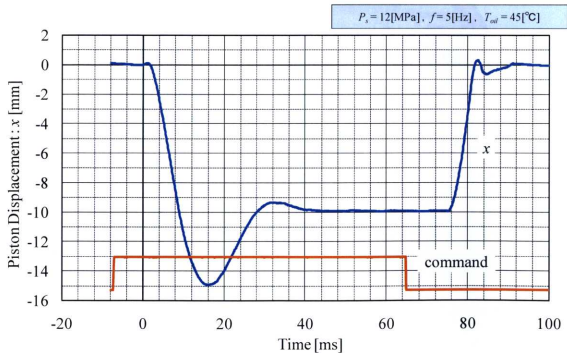


Fig. 4-3 Measurement of piston displacement without mechanical damper

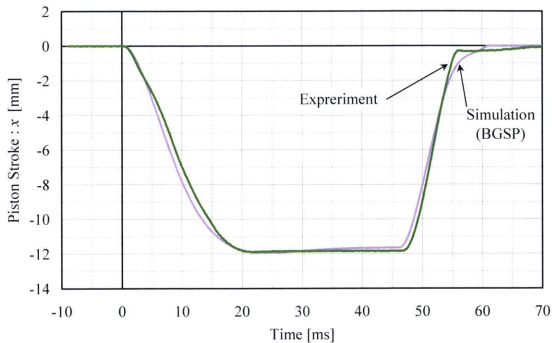


Fig. 4-4 Conformity of experiment and simulation

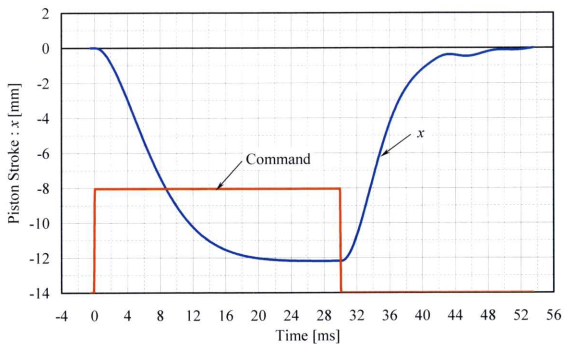


Fig. 4-5 Piston stroke by BGSP ($C_{dk} = 0.7$ at $x < -0.7$ mm, $C_{dk} = 0.2$ at $x \geq -0.7$ mm)

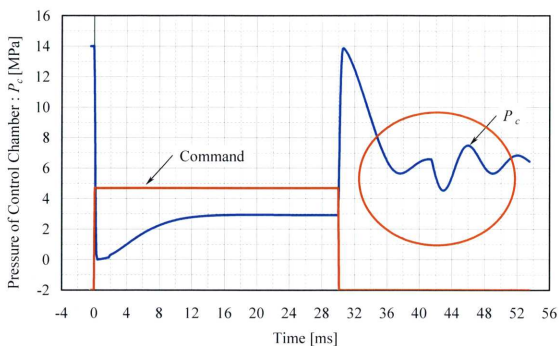


Fig. 4-6 Pressure of control chamber by BGSP ($C_{dc} = 0.7$ at $x < -0.7\text{mm}$, $C_{dc} = 0.2$ at $x \geq -0.7\text{mm}$)

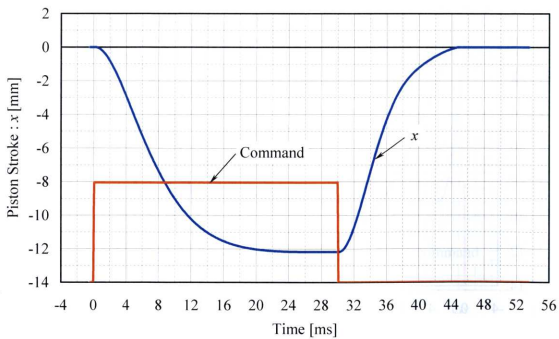


Fig. 4-7 Piston stroke by BGSP ($C_{dc} = 0.7$)

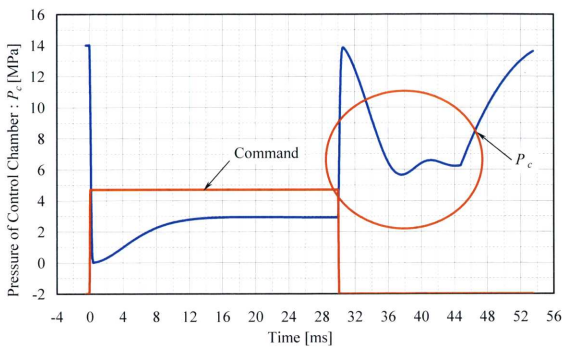


Fig. 4-8 Pressure of control chamber by BGSP ($C_{dc} = 0.7$)

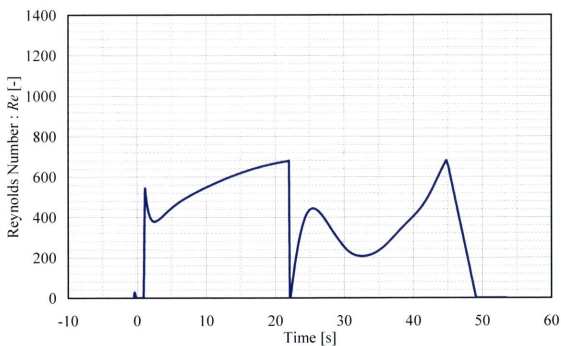


Fig. 4-9 Reynolds number ($P_s = 14$ MPa)

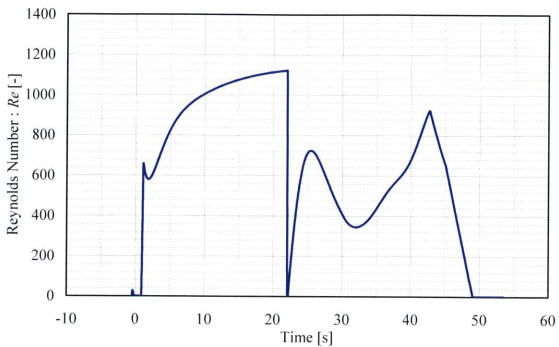


Fig. 4-10 Reynolds number ($P_s = 10\text{MPa}$)

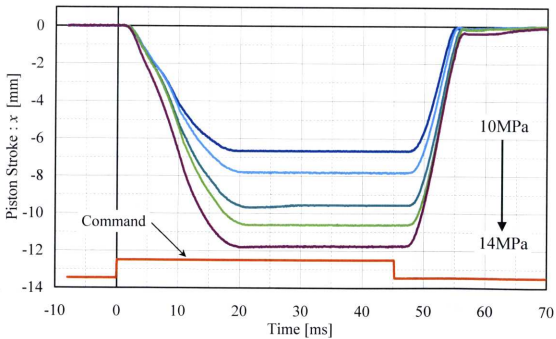


Fig. 4-11 Effect of supply pressure

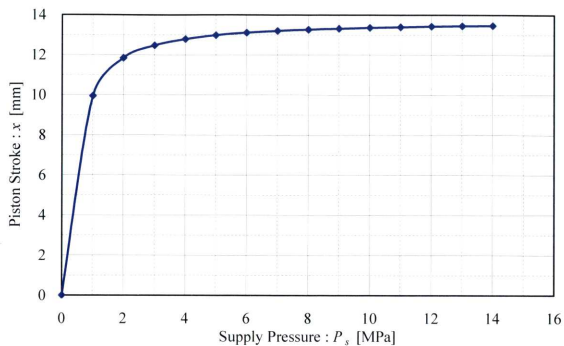


Fig. 4-12 Piston displacement against supply pressure without valve spring

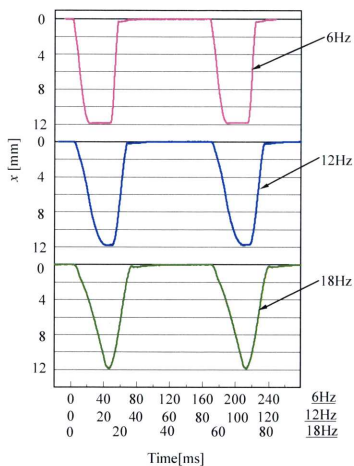


Fig. 4-13 Piston strokes at three operating frequencies

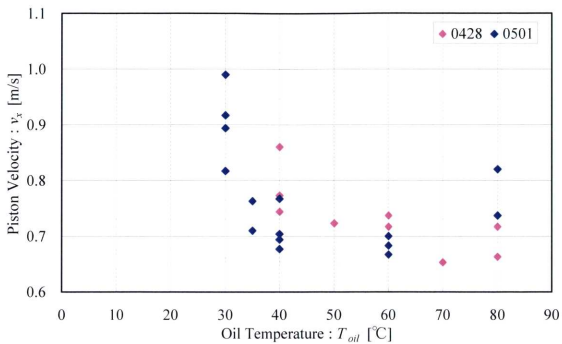


Fig. 4-14 Thermal influence on maximum piston operating velocity

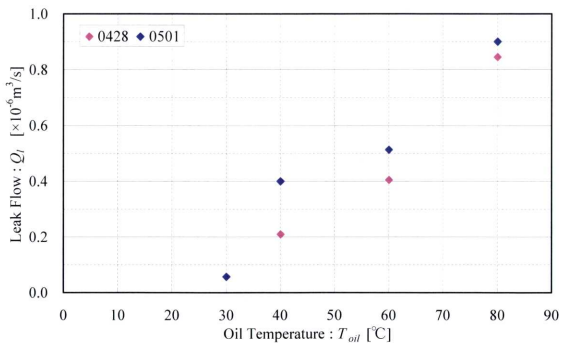


Fig. 4-15 Thermal influence on leak flow

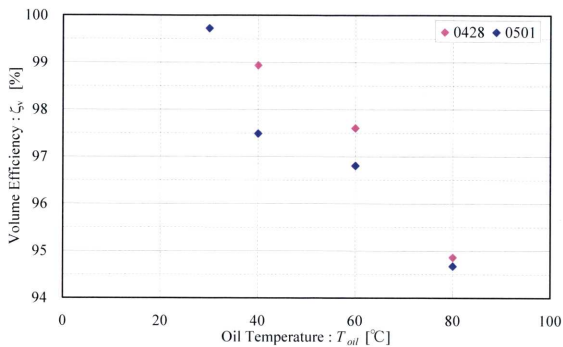


Fig. 4-16 Volumetric efficiency of this actuator

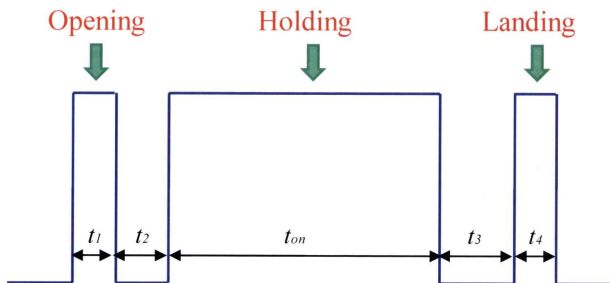


Fig. 4-17 Command shape of multi-pulse control

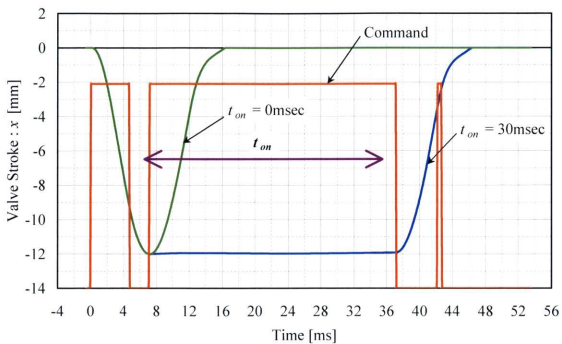


Fig. 4-18 Piston stroke by multi-pulse control ($m = 180[\text{g}]$)

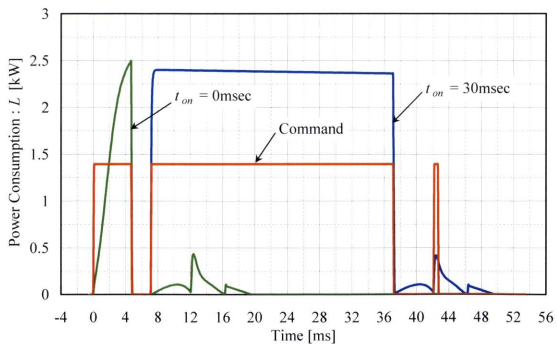


Fig. 4-19 Power consumption by multi-pulse control ($m = 180[\text{g}]$)

Table 4-2 Optimum command pattern

Command Span	t_1	t_2	t_3	t_4
3msec	×	△	—	○
4msec	×	△	×	○
5msec	△	—	×	△
6msec	○	—	○	△

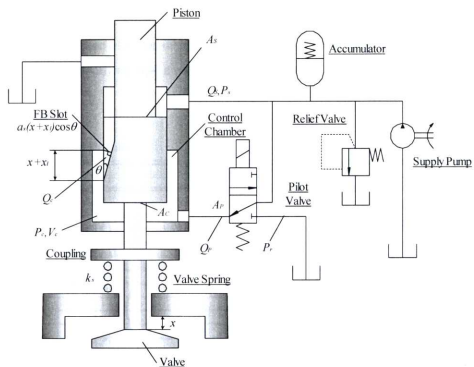


Fig. 4-20 Schematic view of variable valve actuator operated by 3-port pilot valve

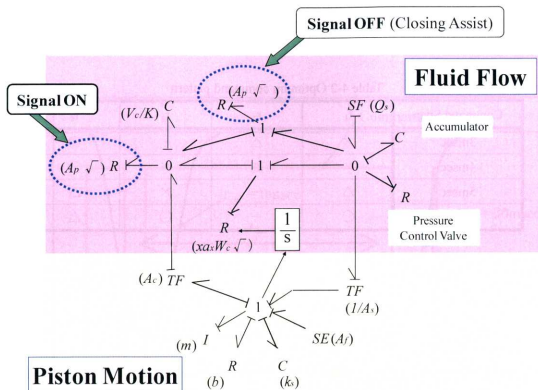


Fig. 4-21 Bond graphs of the EHVA controlled by a 3-port switching valve

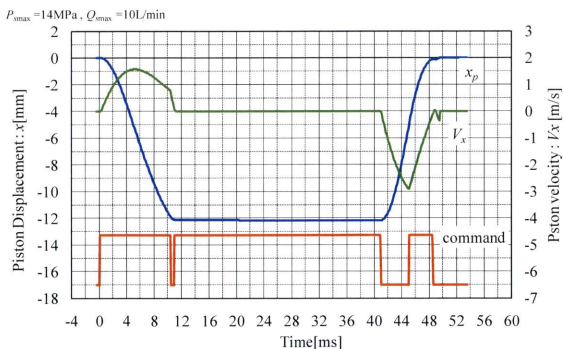


Fig. 4-22 BGSP simulation of piston displacement and velocity using a 3-port switching valve and multi-pulse control ($m = 274[\text{g}]$)

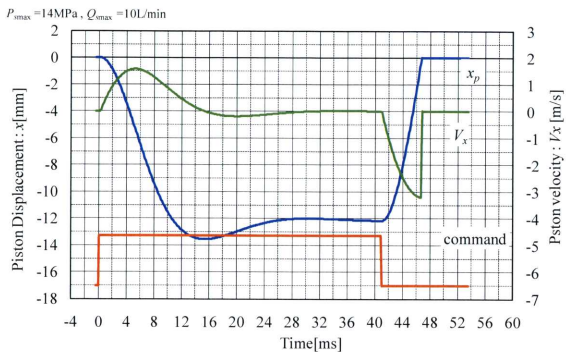


Fig. 4-23 BGSP simulation of piston displacement and velocity using a 3-port switching valve and only one pulse ($m = 274$ [g])

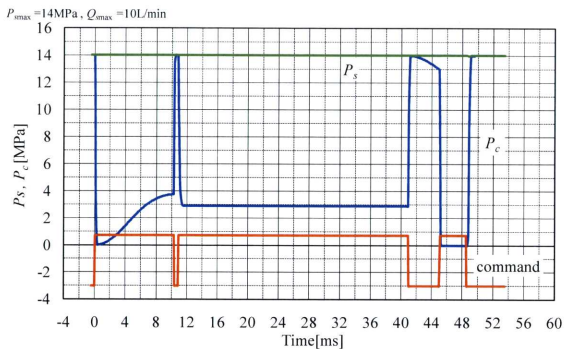


Fig. 4-24 BGSP simulation of supply and control-chamber pressure using a 3-port switching valve and multi-pulse control ($m = 274$ [g])

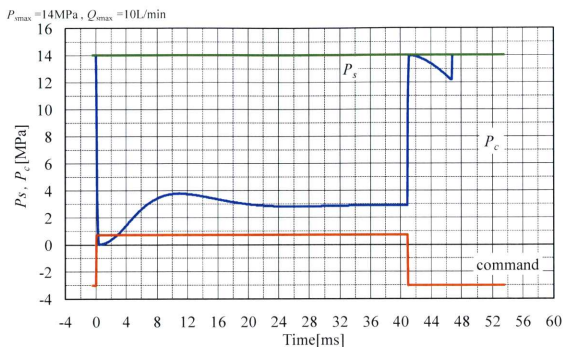


Fig. 4-25 BGSP simulation of supply and control-chamber pressure using a 3-port switching valve and only one pulse ($m = 274$ [g])

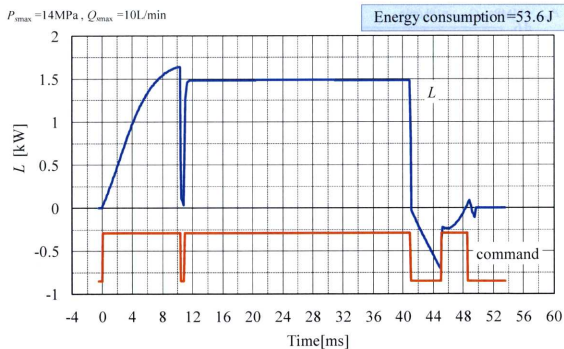


Fig. 4-26 BGSP simulation of power consumption using a 3-port switching valve and multi-pulse control ($m=274$ [g])

$P_{\max} = 14\text{MPa}$, $Q_{\max} = 10\text{L/min}$

Energy consumption = 54.6 J

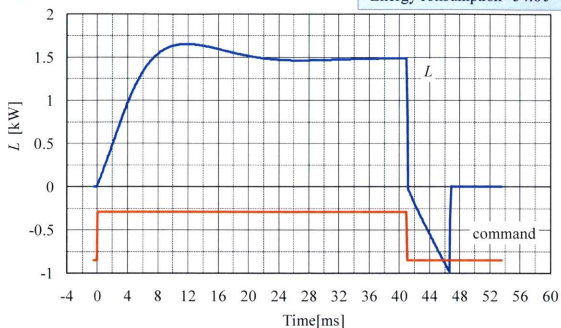


Fig. 4-27 BGSP simulation of power consumption using a 3-port switching valve and only one pulse ($m = 274$ [g])

$P_{\max} = 14\text{MPa}$, $Q_{\max} = 10\text{L/min}$

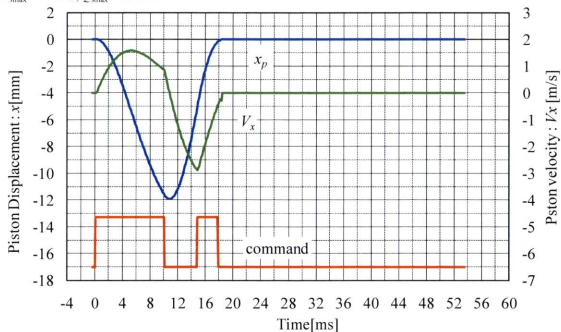


Fig. 4-28 BGSP simulation of valve displacement and velocity using a 3-port switching valve and only one pulse (shortest valve opening)

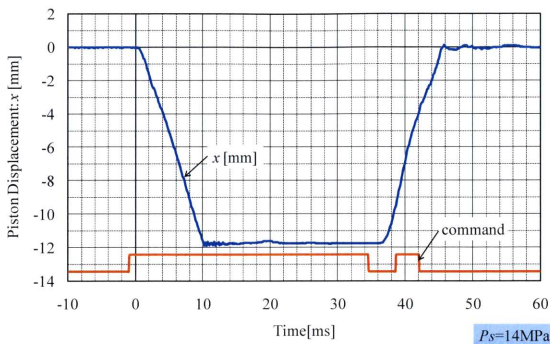


Fig. 4-29 Measurement of valve displacement by a 3-port switching valve control (Long valve opening)

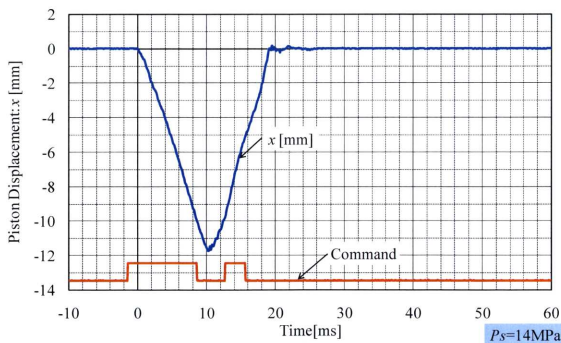


Fig. 4-30 Measurement of valve displacement by a 3-port switching valve control (Short valve opening)

第5章 6 パワーローラ CVT の 構造と原理

本章で用いる記号

C_r	クリーブ (すべり率)
D	キャビティ径
e_0	ディスク仮想最小半径
e_s	変速比
F_a	ディスクの押し付け力
F_a'	カム面一ヶ所あたりの軸方向押し付け力
F_c	パワーローラ接触面にかかる法線力
F_{cr}	各変速比において必要とされる押し付け力
F_p	予圧力
F_s	サイドスリップ力
F_t	トラクション力
F_{tr}	一接触面で伝達されるべき接線力
I	パワーローラ傾転軸に対する慣性モーメント
J_5	無次元サイドスリップ力
k_0	キャビティアスペクト比
k_j	サイドスリップ比例定数
L_d	ローディングカムリード
n	カム溝数
P	圧力
R_{22}	パワーローラの転がり直角方向曲率半径
R	等価曲率半径
r_0	キャビティ径 (ディスク主曲率半径)
r_1	入力ディスクの回転半径
r_2	パワーローラの回転半径
r_3	出力ディスクの回転半径
r_c	ローディングカム有効半径
T_l	入力軸トルク
T_e	伝達トルク
U_1	入力側接触面表面速度 (X 方向)
ΔU	接触面表面速度差 (X 方向)
u_1	入力ディスク回転速度
u_2	パワーローラ回転速度
x	パワーローラ移動量 (オフセット量)
α_0	圧力-粘度係数
α_{cam}	ローディングカム角
η	油の粘度
η_0	トラクション油の大気中の粘度

ϕ	パワーローラ傾転角
μ_t	トラクション係数
μ_{max}	最大トラクション係数
v_s	サイドスリップ
v'	トラクション油の動粘度
θ_0	パワーローラ半頂角
ω_1	入力ディスク角速度
ω_2	パワーローラ角速度
ω_3	出力ディスク角速度

5.1. はじめに

トルク容量の増大とコンパクト化を目標とし、従来4つのパワーローラで伝達していた無段変速ユニット部を、パワーローラの個数を6つに増加した6パワーローラ無段変速機を開発した。この章では、その構造と原理について、説明する。

5.2. トラクションドライブの原理

一般機械においては、油は摩擦を減少させるために用いるが、トラクションドライブでは摩擦を出来るだけ大きくして使用される。図 5-1 に示すように、高硬度金属転動体の間に油を供給しながら、両転動体を法線力 F_c で押したとき、転動体接触面は弾性変形すると共に接触面内に油を引き込み油膜が発生する。この時、駆動側部分の油膜は、駆動側の金属体と同じ速度で移動することで被駆動側に接している油膜との間に、油の粘性による剪断力を発生させ被駆動回転体に動力の伝達を行なう。この油を介した動力の伝達機構を、トラクションドライブという。トラクションドライブは油を介して動力を伝えることから、振動・騒音が非常に小さく、また回転体の加工も容易に出来るなどの特徴がある。

油により動力を伝えることから動力伝達は、その特性に大きく左右される。大きな力を伝えるためにはトラクション係数 μ_t が高い油を使用する方がよい。一般に油の圧力 P - 粘度 η の関係は

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha_0 P) \quad (5-1)$$

で表すことが出来る。ここで η_0 は常圧の粘度、 α_0 は圧力粘度係数である。粘度は圧力の増加と共に指数関数的に増加し、ある圧力以上になるとガラス状に固化する。この固化する変化はガラス点遷移と呼ばれる。図 5-2 に示すように、油温 70°C のとき約 0.7GPa 以上でガラス点遷移するトラクションオイルを使用する。

図 5-1 に示すように高硬度回転体同士を接触させ法線力を与え、回転体の接触部にトラクションオイルを供給し回転させたとき互いの周速度が異なる場合、接触部はころがり摩擦とすべりに起因する接線力が生じる。遅い周速度の回転体表面にはころがり方向に、速い周速度の回転体表面には転がり方向と逆方向に作用する。この力の接線方向の周速度に

基づく成分をトラクション力という。トラクション力 F_t は

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

で表される。ここで F_c は接触面に垂直な方向の押し付け力、 μ_t はトラクション力と押し付け力の比である。

接触面の転がり方向のすべりは一定の法線力のもとで、一方の転動体に負荷トルクを加えた結果起こるものであり、そのすべり率クリープ C_r は速度差を入力トルクで除した量

$$C_r = \frac{\Delta U}{U_1} \quad (5-3)$$

で表される。図 5-3 はクリープとトラクション係数の関係を示したものであり、トラクション曲線と呼ばれるものである。この曲線は、わずかなクリープの増加に伴いトラクション係数が増加する線形領域、クリープに対するトラクション係数増加の割合が小さくなり最大値に達する非線形領域、クリープ増加に伴いトラクション係数が減少する熱領域の3つの領域に分類される。トラクション曲線は接触面のヘルツ応力、周速度、スピンの大きさに影響を受ける。負荷トルクが熱領域に到達すると、クリープは徐々に不安定になって安定した回転で運動することが不可能になる。そのためトラクションドライブを使用するとき図 5-3 のトラクション曲線の全領域を使用することができず、非線形領域や熱領域であらわれる最大トラクション係数の 90% 以下の負荷で運転できるように設計することが必要である。

5.3. ハーフトロイダル形 CVT の構造

5.3.1. 従来型 4 パワーローラ CVT の基本構造

図 5-4 は、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変速ユニット (Continuously Variable Unit : CVU) の幾何学的形状を示したものである。この CVU は、トロイダル曲面を持つ一組の入力ディスクと出力ディスクの間にある一对の動力伝達パワーローラによって構成されている。パワーローラと入出力ディスクの接触部に、高い圧力を与え弾性流体潤滑 (EHL) 油膜を介して動力を伝達する。また、この CVU は接触面に 2[GPa] 以上のヘルツ圧力が掛かるような機構をもつので、接触面のトラクション油膜はガラス状に固化した状態になっている。また、パワーローラを傾転させることにより、入出力ディスクとパワーローラの接触点が移動させ、入出力ディスクの接触点回転半径を変化させることにより変速比 (r_1/r_3) を無段階に変えることができる。

図 5-5 は、ハーフトロイダル形トラクションドライブ式 CVT の軸方向断面を示したものである。基本的な構成要素は、押し付け力を制御するローディングカム②、主動力を伝達するトロイダル曲面を持つ入力ディスク④と出力ディスク⑥、およびその二つのディスクに挟まれた変速を制御するための一对のパワーローラ⑤からなる。入力軸①に入った動力は、入力軸とボールスプラインで結合されたカム式の推力発生装置 (ローディングカム) において、V 形の溝を持つカムの上にローラ③を配置することにより動力を伝達すると同

時に入力ディスクを軸方向に変位させて、入力ディスクにトルクを伝達するとともに、入力トルクに比例した軸方向推力を発生させることができる。また入力ディスクに入った動力は、トラクションドライブ機構によってパワーローラを介して出力ディスクへ伝達される。そして出力ディスクに伝えられた動力は、出力軸へとつながっている出力歯車により、動力が出力される。

出力ディスクの反力は、出力歯車を經由して後方のアンギュラ玉軸受⑨で受ける。入力ディスクの反力は、ローディングカムの後ろに配置されたローディングナット⑩で受け止められ入力軸を引っ張ることにより後方のアンギュラ玉軸受⑨で受ける。ダブルキャビティ型の場合、アンギュラ玉軸受は一对あり、それらにかかる力の方向はそれぞれ逆向きとなり、変速比がキャビティユニット間で等しい時、それぞれの力は相殺される。しかし、キャビティユニット間で変速比が異なるときには、左右のアンギュラ玉軸受にかかる力の差だけがケースにかかることになる。これは、2つのアンギュラ玉軸受の間に軌道輪を挟み、その軌道輪はケースにより止められている構造のためである。

5.3.2. ダブルキャビティ構造

研究対象として用いた CVT は、ハーフトロイダル CVT の変速ユニットを2つ並べたものである。これは、すでに述べた軸方向力を相殺させるという理由と同時に、トルク容量を増加させ大排気量エンジンに対応させるためでもある。図 5-6 に本装置の基本概念図を示す。両側の入力ディスクに動力を配分し、変速ユニットにより動力が伝達され出力ディスクから出力された動力を歯車により合成する構造になっている。このようにキャビティを2組並べたものをダブルキャビティと呼び、これに対して1組のものをシングルキャビティと呼ぶ。

本装置は自動車用1入力1出力用ダブルキャビティ・ハーフトロイダル形無段変速機である。よって両変速ユニットからの出力回転数が等しくなければならず、そのためには両変速ユニットの変速比が等しくなければならない。すなわち、全てのパワーローラの傾転角が等しく同期しなければならない。そこで、本実験装置である1入力1出力用ダブルキャビティ・ハーフトロイダル形無段変速機は図 5-7 に示すようにかさ歯車により機械的に各パワーローラの挙動を拘束し、1キャビティ内の3つのパワーローラの同期を保つ仕組みになっている。しかし、歯車の性格上、精密に各パワーローラの傾転角が同期するように拘束することはできない。さらに、変速機は2つのキャビティを備えており、キャビティ同士のパワーローラ傾転角の同期を保証する仕組みがない。後で述べるが、各パワーローラはそれぞれ油圧ピストンで支持されており、ピストンにかかる二つの圧力は二系統の油圧配管により6つのピストンに供給されている。パワーローラを傾転させるためにはパワーローラの位置を制御することが必要なため、サーボ弁で制御された油圧によって同期をとっている。

5.3.3. 6 パワーローラ CVT

本研究の対象としている6パワーローラ CVT は、トロイダル CVT をさらに大容量化、高効率化、小型化するために、従来1キャビティ当り2つであったパワーローラを3つ、合計6つとしたものである。これによりディスクとパワーローラの接触面が増加し、サイ

ズを従来と同等にした時、伝達トルク容量は1.5倍に増大することが可能となる⁽¹⁾。また、パワーローラを支持する軸受にかかる荷重も3つに分散されることで、効率の向上が期待できる。6パワーローラ・ダブルキャビティ形CVTの無段変速部の横方向と軸方向の断面模式図を図5-8と図5-9に示す。6パワーローラCVTは、1キャビティ内に円周上に等間隔にパワーローラが配置され、それぞれのパワーローラはトラニオンで支持される。さらにそのトラニオンは油圧ピストンによって支持される。油圧ピストンはパワーローラを回転軸と垂直方向へオフセットさせる。このオフセット運動がパワーローラを傾転させ、変速状態を決定する大きな役割を持っている。上側の2つのパワーローラはpush-pull型で、下側のパワーローラはレイアウトの都合上、2つのpush型の油圧ピストンでリンクを介してトラニオンを支持する構造となっている。バリエータ(図5-4参照)の諸元を表5-1にまとめて示す。表5-2に転動体の諸元を示す。

5.4. トラクションオイル

トラクションオイルは、0.5~2.0[GPa]の高圧力下になると油が固化し、限界せん断応力が急激に上昇する性質を持っている。この現象をガラス点遷移といい、そのときの圧力をガラス点遷移圧力という。ガラス点遷移以後は、トラクションオイルの限界せん断応力は圧力にほぼ比例し、その比例係数をトラクション係数という。表5-3にトラクションオイルの諸元を示す。

また、パワーローラと入出力ディスクは直接金属接触しておらず、このトラクションオイルの油膜を介して接触している。入力トルクがゼロまたは微少なときには十分な押し付け力が得られないため、トラクションオイルがガラス点遷移せずにフリクションドライブを起こしてしまう可能性がある。そこで接触部の圧力を予圧スプリングで高め、トラクションオイルをガラス点遷移させておく必要がある。

5.5. ローディング機構

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のせん断力によって動力を伝達する。接触面で伝達される接線方向の力をトラクション力 F_t 、接触面に垂直な方向の押しつけ力 F_c に対するトラクション力の比をトラクション係数 μ_t と呼び、次式のような関係が成り立つ。

$$F_t = \mu_t F_c \quad (5-4)$$

この押し付け力を得る方法として、入力軸のカムによって入力トルクを軸方向の力に変換するローディングカム機構を用いている。図5-10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 T_1 がかかるとカムと入力ディスクに挟まれたカムローラが勾配を乗り上げ、入力ディスクをパワーローラ方向に押し付ける。ローディングカムによるカム推力 F_a は

$$F_a = T_1 / r_c \tan(\alpha_{cam}) \quad (5-5)$$

で表される。ここで、 r_c はカム有効半径、 α_{cam} はカム角である。カムの一回転あたりのリード L_d は、幾何学的関係から

$$L_d = 2\pi r_c \tan(\alpha_{cam}) \quad (5-6)$$

で表すことができる。

実際には、入力トルクが小さい領域においてローディングカムの押し付けだけでは不十分なため、皿ばねによって予圧力を与えている。その力を F_p とすると推力 F_a は

$$F_a = \frac{T_1}{r_c \tan(\alpha_{cam})} + F_p = \frac{2\pi T_1}{L_d} + F \quad (5-7)$$

である。

6 パワーローラ CVT の接触面垂直方向の押し付け力 F_c は、各接触点に対して等分されるとして、

$$F_c = \frac{F_a}{3 \sin \phi} \quad (5-8)$$

で表される。

接触面で伝達されるトルク T_e はパワーローラが 6 つあるため

$$T_e = \frac{T_1}{6} \quad (5-9)$$

となる。これより、一接触面で伝達させるべき接線力 F_{tr} は

$$F_{tr} = \frac{T_e}{r_1} = \frac{T_1}{6 \cdot r_1} \quad (5-10)$$

となる。また、各変速比において必要とされる押しつけ力 F_{cr} は

$$F_{cr} = \frac{F_a}{3 \cdot \sin \phi} = \frac{2 \cdot \pi \cdot T_1}{3 \cdot L_d \cdot \sin \phi} \quad (5-11)$$

と表せる。よって、そのときのトラクション係数 μ_r は

$$\mu_r = \frac{F_{tr}}{F_{cr}} = \frac{L_d \cdot \sin \phi}{4 \cdot \pi \cdot r_1} = \frac{L_d \cdot \sin \phi}{4 \cdot \pi \cdot r_0 \cdot (1 + k_0 - \cos \phi)} \quad (5-12)$$

となる。クリープ C_r に対して μ_r / μ_{max} をプロットしたトラクションカーブと式(5-12)で決められたトラクション係数との交点で CVT の動作点が決まる。CVT のどの領域に対しても動作点が発生するように μ_r (μ_r) を決めることが必要である。 r_1 は入力ディスクの回転半径を示す。

また、押し付け力を発生させる機構はローディングカムによるものとは別に、油圧を用いる油圧式がある。油圧式は入力トルクや変速比に応じて的確に押し付け力を制御することができるので、常にトラクション係数を最適値に設定できるので、効率の向上が期待できる。

5.6. 変速原理

図 5-4 に示すハーフトロイダル CVT の理想的な変速比 e_s は、パワーローラの傾転角 ϕ の関数として与えられる。

$$e_s = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_3} \quad (5-13)$$

ここで r_1 , ω_1 は、入力ディスクの回転半径と回転角速度であり、 r_3 , ω_3 は出力ディスクの回転半径と回転角速度であり、次のように表される。

$$r_1 = r_0(1 + k_0 - \cos \phi) \quad (5-14)$$

$$r_2 = r_0 \sin \theta \quad (5-15)$$

$$r_3 = r_0(1 + k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)) \quad (5-16)$$

ここで r_2 は、パワーローラの回転半径である。また 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 CVT の性格を決める重要な定数であり、次のように表せる。

$$k_0 = \frac{e_0}{r_0} \quad (5-17)$$

また、キャビティ径 D はキャビティアスペクト比 k_0 を用いて表すと次のように表せる。

$$D = 2(e_0 + r_0) = 2r_0(1 + k_0) \quad (5-18)$$

これより、変速比は

$$e_s = \frac{1 + k_0 - \cos \phi}{1 + k_0 - \cos(2\theta_0 - \phi)} \quad (5-19)$$

である。パワーローラの半頂角 θ_0 と傾転角 ϕ が等しいとき変速比は 1 であり、 $\phi > \theta_0$ のとき変速比は 1 より大きくなり、CVT は増速 ($\omega_1 < \omega_3$) を行なう。また、 $\phi < \theta_0$ のときは変速比が 1 より小さくなり、減速 ($\omega_1 > \omega_3$) となる。その様子を図 5-11 に示す。

CVT の接触面での押し付け力は 10,000N 以上と非常に大きいため、パワーローラの回転軸を外力により強制的に傾転させるにはかなり大きな力が必要となり、接触面の磨耗の原因にもなるので好ましくない。そこで変速時は、図 5-12 のようにパワーローラをその回転軸の直角方向に動かし、入出力ディスクとの接触部を中心からオフセットさせる。これによって、パワーローラと入出力ディスクの周速度の方向が一致しなくなり、接触部に転が

り直角方向の微小な滑り（サイドスリップ）が生じる。このサイドスリップ力によりパワーローラを傾転させる。パワーローラ回転軸が入力軸から x だけ変位するとサイドスリップ v_s は

$$v_s/u_1 = 0.8x/r_0 \quad (5-20)$$

と表される。ここで、 u_1 は入力ディスクの周速度であり

$$u_1 = r_1 \omega_1 = r_0 \omega_1 (1 + k_0 - \cos \phi) \quad (5-21)$$

で表される。またパワーローラとディスクの接触部の、入力側の添字を 1、出力側の添字を 2 として区別すると、サイドスリップ力 F_s は

$$F_{si} = \mu_{i \max} J_{si} F \quad (\text{添字 } i=1 \text{ or } 2) \quad (5-22)$$

で表される。ここで、 $\mu_{i \max}$ は等温下の最大トラクション係数、 F_c は接触部の法線力を表し、これはローディングカムによりトルク関数として与えられる。ローディングカムの推力が皿ばねの予圧より大きいとき F_c は次のように表される。

$$F_c = \frac{2\pi T_1}{3L_d \sin \phi} \quad (5-23)$$

また、 J_s は無次元サイドスリップ力を表す。サイドスリップ力は、2%以内ではほぼこれに比例することがわかっているので、その比例定数を k_j とするとそれぞれ添字をつけて表して

$$J_{si} = k_{ji} \frac{v_s}{u_1} \quad (5-24)$$

である。パワーローラはサイドスリップの生じる方向に傾転運動するので、その分を差し引くと

$$J_{si} = \frac{k_{ji}(v_s - r_0 \dot{\phi})}{u_1} \quad (5-25)$$

となる。これを式(5-22)に代入すると、サイドスリップ力 F_s は

$$F_{si} = \frac{2\pi \mu_{i \max} k_{ji} T_1}{3L_d \sin \phi} \left\{ \frac{0.8x}{r_0} - \frac{\phi}{\omega_1 (1 + k_0 - \cos \phi)} \right\} \quad (5-26)$$

で表される。

5.7. 変速制御機構

パワーローラの傾転は、パワーローラの回転軸を入出力ディスクの回転軸に対しオフセットさせることにより行なう。オフセットさせることにより、ディスクの回転方向とパワーローラの回転方向にずれを生じさせ、これにより起因される傾転力（サイドスリップ力 F_s ）が発生する。その結果、パワーローラは傾転軸を中心に自然に傾く。そしてパワーローラが目標の傾転角になった所で、パワーローラの回転軸を元にもどし傾転は終了する。以上のような機構を用いて変速を行なっているが、入力回転方向とパワーローラを上下どちらにオフセットさせるかによって、パワーローラの傾き方向が決定される。よって入力回転が逆回転すると、パワーローラも逆方向に傾く。

図 5-13 の制御システム図に示されるように、各パワーローラの接線力は油圧ピストンで支持されており、そのうち 1 つのピストンのみが位置制御され、他の 5 つは配管結合により同一油圧力で支持されている。最終減速歯車 ($e_f = N_4 / N_3 = 0.745$) を含む CVT の目標変速比 (e_{st0}) に対する実変速比（入出力回転数比: $e_{st} = N_4 / N_1$ ）の偏差に比例して、オフセットを制御するフィードバック制御系で構成される。

以上から分かるように、傾転角の制御にはオフセット量 x の制御と傾転角 ϕ の制御が必要になる。従来、CVT においては位置と角度を電気的に検出し電気油圧比例弁にフィードバックするカスケード制御方式が用いられていた。目標傾転角 ϕ_c が与えられると、実際の傾転角 ϕ との差に比例する目標オフセット x_c が指令され、さらにそれと実際のオフセット量 x との差に応じて電子油圧比例弁がパワーローラを支持している油圧ピストンは位置制御を行なうが、本研究においては、傾転角度を検出せずに、変速比をそれに対応させて制御を行なう変速比制御を用いて研究を行なった。これについては 8.3 節で詳しく述べる。

また、ピストンの位置制御を行なう電子油圧比例弁は、変速制御に大きな影響を及ぼすため、高速な応答や小さいヒステリシスなど高い性能が要求される。従来は、電子油圧比例圧力制御弁として直動型リニアサーボ弁を用いていた。この弁はリニアモータで直接スプール弁を駆動する弁で、制御精度と作動の信頼性が高く応答性にも優れている。またコンタミネーションに強い特徴を持っているため、比較的取り扱いやすい。ただ、高性能なこともあり高価なことが欠点である。そこで本研究では、比較的廉価である比例ソレノイドを用いた 3 ポート形圧力比例弁を 2 つ組み合わせて使い、油圧を制御した。使用した圧力制御弁については 8.3 節で詳しく述べる。従来の 4 ポート形サーボ弁を用いた変速制御機構及び油圧システムについてまとめた図を 5.8 節に示す。

5.8. 4 ポート形サーボ弁によるパワーローラのオフセット制御機構

3 ポート形の圧力制御弁を用いた場合については後述するが、ここでは従来の 4 ポート形のサーボ弁を用いた場合について述べる。

流量を制御する 4 ポート形のサーボ弁は、線形化された流量特性からその流量 Q_l は、流量ゲイン k_p 、負荷による流量の減少を表す係数 k_c を用いて

$$Q_l = k_q i - k_c p_L \quad (5-27)$$

と表せる。一方、油の圧縮性を無視し、ピストン受面積を A_p とすればパワーローラのオフセット x はピストンが6つあることと制御流量 Q_l を用いて

$$Q_l = 6A_p \frac{dx}{dt} \quad (5-28)$$

と表せる。またピストンは接触部のトラクション力の反力を支持する構造になっているので負荷圧力 P_L は平衡点において

$$F_t = \frac{T_1}{2r_1} + \frac{T_3}{2r_3} = P_L A_p \quad (5-29)$$

となる。ここで、

$$\frac{T_1}{2r_1} \cong \frac{T_3}{2r_3} \quad (5-30)$$

と近似すると、

$$\frac{T_1}{r_1} = P_L A_p \quad (5-31)$$

と表すことができる。またオープンループにおける電流 i は k_x を電気的比例ゲインとして

$$i = k_x x_c \quad (5-32)$$

と表せる。したがって、サーボ弁によるパワーローラのオフセット量制御は次のような式で表される。

$$6A_p \frac{dx}{dt} = k_q k_x x_c - \frac{k_c}{A_p} F_t \quad (5-33)$$

整理して

$$\frac{dx}{dt} = T_x \left(x_c - \frac{F_t}{K_f} \right) \quad (5-34)$$

但し各係数は

$$T_x = \frac{k_q k_x}{6A_p} \quad (5-35)$$

$$K_f = \frac{A_p k_g k_x}{k_c} \quad (5-36)$$

である。

5.9. パワーローラの傾転運動

パワーローラの傾転軸に対する慣性モーメントを I とすれば、パワーローラの傾転運動の基礎関係式は、

$$I \frac{d^2 \phi}{dt^2} = r_0 (F_{s1} + F_{s2}) \quad (5-37)$$

と表される。これによりパワーローラの傾転運動の方程式は、

$$I \frac{d^2 \phi}{dt^2} + B \frac{d\phi}{dt} = K_s y \quad (5-38)$$

となる。ここで、

$$B = \frac{k_p |T_1|}{\omega_1 (1 + k_0 - \cos \phi)} \quad (5-39)$$

$$K_s = k_p |T_1| \frac{0.8}{r_0} \quad (5-40)$$

$$k_p = \left(\frac{\pi r_0 \mu_{rmax}}{L_d} \right) \left\{ \frac{k_{j1}}{\sin \phi} + \frac{k_{j2}}{\sin(2\theta_0 - \phi)} \right\} \quad (5-41)$$

である。

参考文献

- (1) T. Imanishi, H. Machida and H. Tanaka, "Development of the 3-Roller Half-Toroidal CVT Featuring High Power-Density", FISITA 2002 Helsinki, Paper No. F02V283, 2002, p1-8.

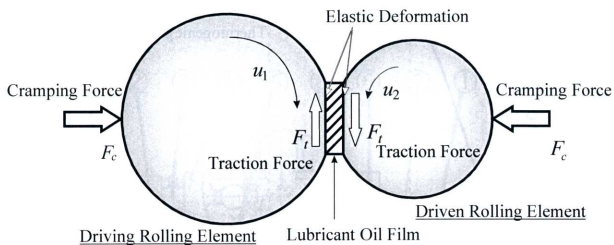


Fig. 5-1 Traction drive model

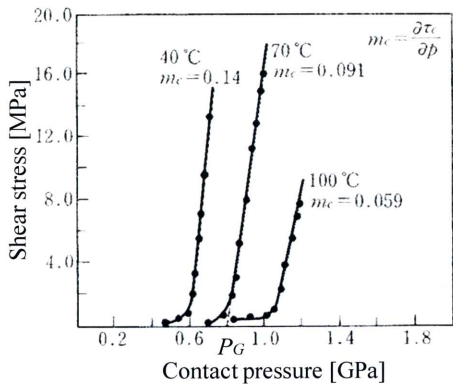


Fig. 5-2 Shear stress characteristics of Santotrack 50 (P_G : Glass transition pressure)

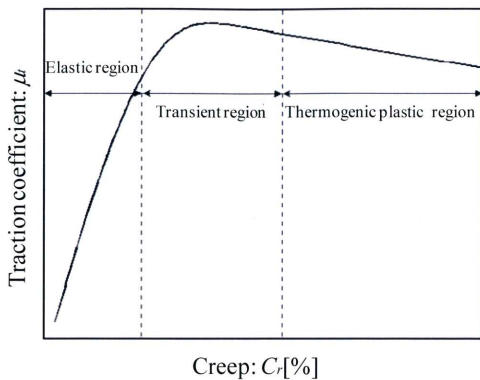


Fig. 5-3 Traction curve

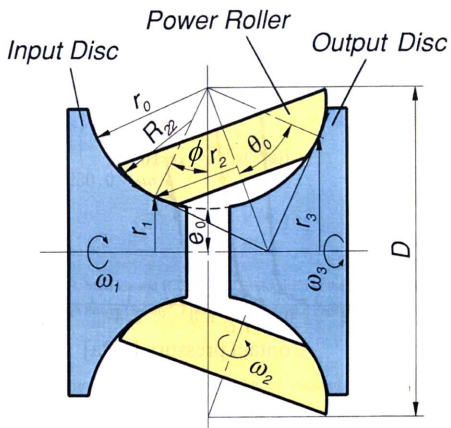
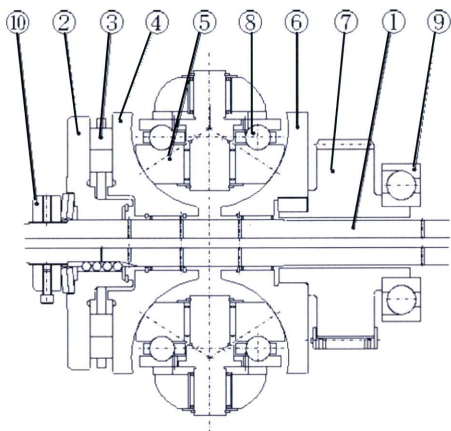


Fig. 5.4 Geometrical parameters of half-toroidal variator



- | | |
|----------------|------------------------|
| ① Input shaft | ⑥ Output disc |
| ② Loading cam | ⑦ Output gear |
| ③ Cam roller | ⑧ Thrust ball bearing |
| ④ Input disc | ⑨ Angular ball bearing |
| ⑤ Power roller | ⑩ Loading nut |

Fig. 5-5 Structure of a half-toroidal CVT

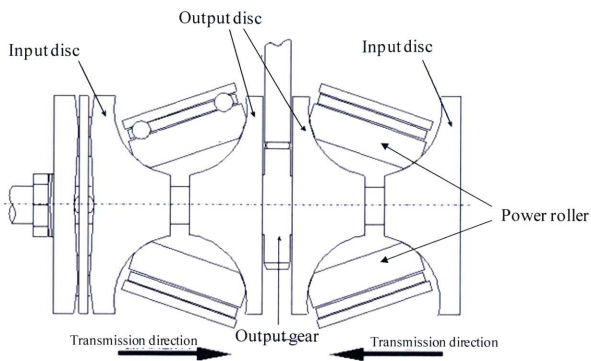


Fig. 5-6 Structure of a double cavity half-toroidal CVT

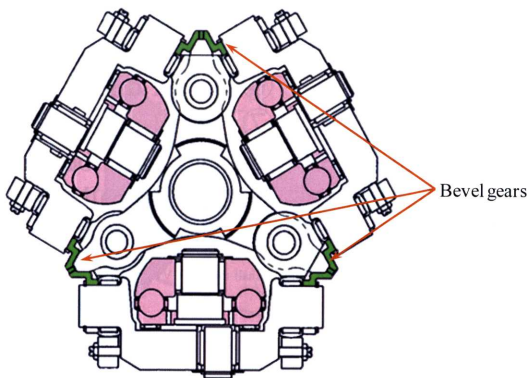


Fig. 5-7 Safety gears to prevent gross asynchronous state

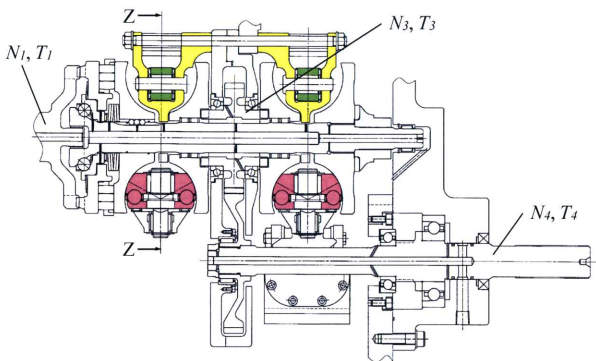


Fig. 5-8 Cross sectional view of double cavity half-toroidal CVT

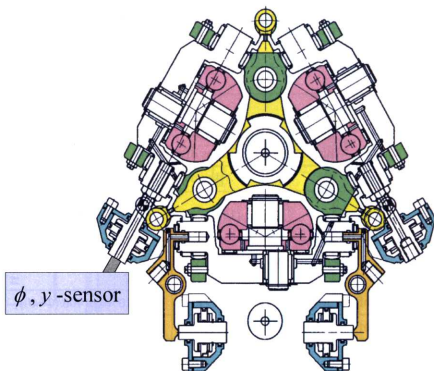


Fig. 5-9 Axial view of 6-power-roller half-toroidal CVT

Table 5-1 Specifications of the 6-power-roller half-toroidal CVT

Cavity Diameter : D	[mm]	120
Input/Output disc Diameter		148
Cavity Radius : r_0	[mm]	36.5
Half cone angle : θ_0	[deg.]	62.5
Number of power roller : n		6
Tilting angle of power roller : ϕ	[deg.]	27.5~97.5
Cavity aspect ratio : k_0		0.644
Loading cam lead : L_d	[mm/2 π rad.]	32.913
Speed ratio range of variator : e_v		0.427~2.344
Speed ratio range of CVT : e_{cv}		0.318~1.745
Maximum input speed : N_{1max}	[rpm]	6000
Maximum input torque : T_{1max}	[Nm]	430

Table 5-2 Specifications of a power roller

Material		Cr-Mo steel
Density : ρ_s	[kg/m ³]	7800
Specific heat : C_s	[J/(kg·K)]	456
Heat transfer coefficient : k_s	[W/(m·K)]	42.4
Young's modulus : E	[GPa]	207.5
Poisson's ratio : ν		0.3

Table 5.3 Specifications of a traction oil

Density : ρ_f	[kg/m ³]	888
Specific heat : C_f	[J/(kg·K)]	1928
Heat transfer coefficient : k_f	[W/(m·K)]	0.2
Coefficient of viscosity : η	[Pa·s]	$1.89 \times 10^{-4} \exp\{406/(T+40)\}$
Coefficient of pressure-viscosity : α_0	[1/Pa]	$(4 - 2.31 \times 10^{-3} T) \times 10^{-8}$

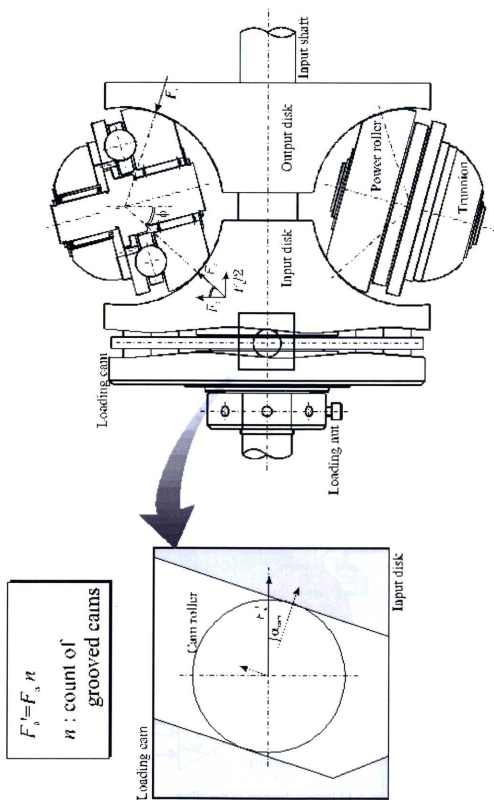


Fig. 5-10 Loading cam

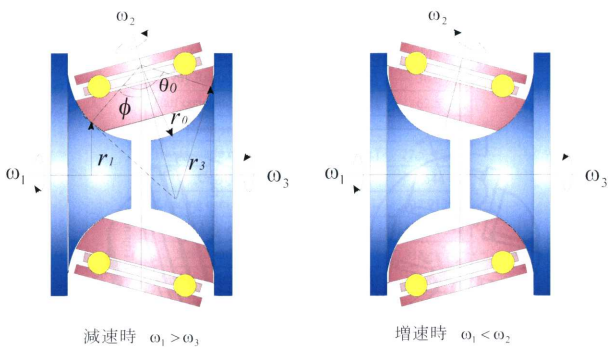


Fig. 5-11 Pattern diagram of the tilting angle

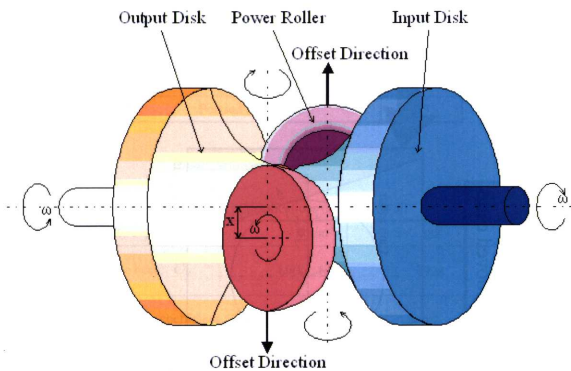


Fig. 5-12 Pattern diagram of the offset

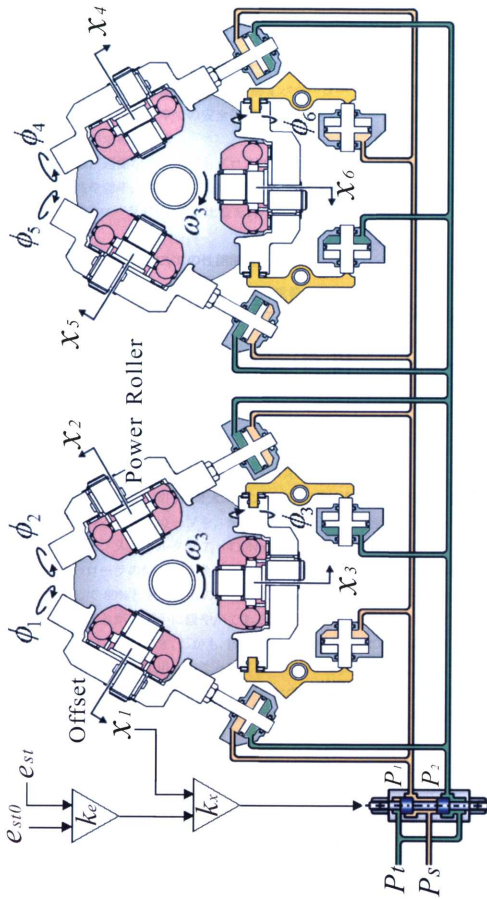


Fig. 5-13 System diagram of 6-power-roller half-toroidal CVT

第6章 6 パワーローラ CVT の解析と 性能試験

6.1. はじめに

ハーフトロイダル形 CVT の 6 パワーローラ化は、伝達トルクの増大と伝達トルクに対するトランスミッション体積が低減できるという二つの大きなメリットがある。一方で、同期崩れに対する安全装置として、従来形 4 パワーローラ CVT で用いてきたセイフティワイヤに代わり、かさ歯車での安全対策をとることとなり、より剛性の高い電氣的、油圧的なシステムが求められる。

本章では、過酷な条件下でもグロススリップしないように設計された 6 パワーローラの同期安定性や効率、寿命などの基本性能を解析と 4 ポート形サーボ弁を用いた実験から調べ、4 パワーローラ CVT との比較を行なう。

6.2. 6 パワーローラ CVT の性能解析

6 パワーローラ CVT を設計するとき重要となるのが、グロススリップを回避できているかをトラクションカーブ（微小すべりを表すクリープ C_r に対するトラクション係数 μ の関係）で確認することである。また、効率や寿命を解析的に予測して、既存の CVT との比較を行なうことは重要なことである。ここでは、解析的に 6 パワーローラ CVT の性能を調べた結果を示す。

6.2.1. トラクションカーブ

トラクションドライブでは、トラクション部でのグロススリップに対する余裕度を明確にしておくことが必要である。ハーフトロイダル形 CVT では、通常、変速比 $e_s = 1.0$ において、ヘルツ接触する楕円が最大スピン状態になり、最もすべり易い。図 6-1 は、油温 140°C におけるトラクションカーブを、熱発生を考慮した弾塑性トラクション油モデル⁽¹⁾で EHL 解析した例で、入力トルクを $T_l = 430\text{Nm}$ 、入力回転数を $N_l = 4000\text{rpm}$ としている。計算では、パワーローラの転がり直角方向の曲率半径 R_{22} を、ディスク曲率半径 $r_0 = 36.5\text{mm}$ で除した量として 80%と 85%のものを示してある。85%のパワーローラは、トラクションカーブの立ち上がりがわずかに緩やかであるが、最大値はそれほど変わらず、グロススリップすることもないと予想でき、しかも、接触面積が大きくなるので寿命の面で有利であるため、本装置ではこちらを採用することにした。ローディングカムによって決定される設定トラクション係数 μ_r を示す直線とトラクションカーブとの交差点が動作点となるので、この図からグロススリップは起こらず、確実に動力伝達が行なえることが確認できる。

6.2.2. 効率計算

a. 速度伝達効率

図 6-1 において、曲率半径比 85%とした時、動作点でのクリープは $C_r = 1.8\%$ となり、入力側と出力側の 2 つの接触で速度は伝達されるので、速度効率の計算は次式のように行なえるので、

$$\eta_s = (1 - C_{r_{in}})(1 - C_{r_{out}}) \quad (6-1)$$

バリエータ部の速度伝達効率は $\eta_s = 96.4\%$ であることが分かる。ちなみに、曲率半径比を80%にしたときは、 $\eta_s = 96.8\%$ である。一方、スピンの殆どない最大増速時 $e_s = 2.344$ では、トラクションカーブは図 6-2 に示すように、曲率半径比 80%、85%いずれの場合も入出力側接触部のクリープは0.2%と0.4%であるので、速度伝達効率は $\eta_s = 99.4\%$ となる。また最大減速時もスピンは大きくないので、入出力側接触部のクリープは0.2%と0.6%で、速度伝達効率は $\eta_s = 99.2\%$ となる。

b. トルク伝達効率

図 6-3 のように、入力軸トルクを T_1 、出力ディスクからバリエータ部として出力されるトルクを T_3 とし、入出力部の軸受等の損失トルクを t_1 、 t_3 とする。また、パワーローラ 1 個当たりの、法線力を支持するスラスト玉軸受と、接線力を支持するニードル軸受を合わせた損失トルクを t_2 とする。さらに、トラクション部のスピンによるトルク損失があるので、入力側と出力側接触部におけるトルク伝達効率をそれぞれ、 η_{t1} 、 η_{t2} とおく。これらのトルク損失を考慮した場合のバリエータ部のトルク伝達効率 η_{t3} は下式となる。

$$T_{3id} = \frac{T_1}{e_1 \cdot e_2} \quad (6-2)$$

$$T_3 = \frac{\eta_{t2}}{e_2} \left(\eta_{t1} \frac{T_1 - t_1}{e_1} - 6 \cdot t_2 \right) - t_3 \quad (6-3)$$

$$\eta_{t3} = \frac{T_3}{T_{3id}} = \eta_{t1} \cdot \eta_{t2} \left(1 - \frac{t_1}{T_1} \right) - 6 \cdot \eta_{t2} \cdot e_1 \cdot \frac{t_2}{T_1} - e_1 \cdot e_2 \cdot \frac{t_3}{T_1} \quad (6-4)$$

なお、 e_1 は入力ディスクとパワーローラ間の理想的な速度比（増速比とする）、 e_2 はパワーローラと出力ディスク間の速度比を表す。ここで、トラクション部のトルク伝達効率は、最大減速、増速側では η_{t1} 、 η_{t2} はともに凡そ99%以上であるが、変速比1では98%とわずかに小さくなる。

パワーローラには、ディスク押し付けに伴うスラスト力と動力伝達に伴う接線力が働き、前者はスラスト玉軸受で、後者はニードル軸受で支持される。トルク伝達効率低下に及ぼす前者の影響は大きく、後者の影響は少ない。ここでは、スラスト玉軸受の損失トルクの見積りを、Palmgren の式⁽³⁾を基本として、トラクションオイルで換算した。

無負荷モーメント M_0 は次式で表すことができる。

$$\frac{M_0}{p \cdot d_m^3} = f_0 \left(\frac{\eta \omega}{p} \right)^{2/3} \quad (6-5)$$

f_0 軸受の形状と潤滑油に依存した定数

p 潤滑油の大気圧と蒸気圧の差圧[kp/mm²]

- d_m 回転体の部分円直径
- η 潤滑油の動粘性係数[kp・s/mm²]
- ω 軸受輪の相対角速度[s⁻¹]
- n 回転数[rpm]
- ν 動粘度[cSt]

パワーローラを支持しているスラスト玉軸受，ニードル軸受の f_0 はそれぞれ1.5と2~3であり， $\nu \cdot n \geq 2000$ の低負荷高速時には， M_0 は式(6-6)で， $\nu \cdot n < 2000$ の時は式(6-7)で表わされる。

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-8} \cdot (\nu \cdot n)^{2/3} \cdot d_m^3 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (6-6)$$

$$M_0 = f_0 \cdot 10^{-8} \cdot 159 \cdot d_m^3 \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (6-7)$$

一方，すべり状態やヒステリシス状態のときは転がり状態と比較して，回転数ではなく，荷重に依存する。荷重依存モーメント M_1 は

$$M_1 = f_1 \cdot g_1 \cdot P_0 \cdot d_m \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (6-8)$$

- f_1 軸受の形状と相対荷重に依存する定数
- g_1 荷重方向に依存する定数
- P_0 静的等価荷重
- C_0 軸受の定格荷重

スラスト玉軸受の場合， f_1 は次式で表わされる。

$$\alpha = 90^\circ \quad f_1 = 0.0012 \left(\frac{P_0}{C_0} \right)^{0.33} \quad (6-9)$$

一方，ニードル軸受の f_1 は0.00025~0.0003である。トラクションオイルにおけるスラスト玉軸受の損失トルクは2倍になることが知られているので， t_2 は

$$t_2 = 2 \cdot M_0 + M_1 \quad (6-10)$$

である。図6-4は，バリエータ部の変速比 e_s ($e_s = N_3/N_1$)=1における，トルク伝達効率(η_{13})に及ぼす，ニードル軸受，スラスト玉軸受，トラクション部(η_{11} , η_{12})の影響を分析した計算例である。

6.2.3. 寿命計算

Palmgren のストレスボリューム説により，6 パワーローラ CVT の寿命予測を行なった。回転体にイニシャルピットが発生するまでの90%生存寿命 L （100万回）を

$$L = \left(\frac{K_l \cdot z_0^h}{\tau_0^c \cdot V} \right)^{1/e} \quad (6-11)$$

と表せ、ここで $e=10/9$, $h=7/3$, $c=31/3$ である。鋼材の K_l は実験的に $K_l=1.428 \times 10^{95}$ と知られている。式(6-11)の V は

$$V = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot z_0 \cdot a$$

であり、ここで、 r は転動体のストレスを受ける回転半径、 a は接触楕円の転がり直角方向半径、 τ_0 は繰り返し最大せん断応力、 z_0 は τ_0 の生じる深さを表している。これらは補助変数 t で表され、 t は楕円アスペクト比 K より逆算できる。

$$K = \frac{a}{b} = \frac{1}{\sqrt{(t^2-1)(2t-1)}} \quad (6-12)$$

となり、 τ_0 , z_0 は次式のようになる。

$$\tau_0 = \left[\frac{\sqrt{2t-1}}{2t(t+1)} \right] P_{\max} \quad (6-13)$$

$$z_0 = \frac{b}{(t+1)\sqrt{2t-1}} \quad (6-14)$$

等価寿命 L_r は Miner の法則より、

$$L_r = \left(\frac{1}{L_{rin}} + \frac{1}{L_{rout}} \right)^{-1} \quad (6-15)$$

と表せ、6 パワーローラ CVT の寿命は入出力ディスクの寿命 H_1 , H_3 とパワーローラの寿命 H_2 を時間[h]で表すと

$$H_1 = \frac{L_1 \times 16667}{3N_1} \quad (6-16)$$

$$H_2 = \frac{L_2 \times 16667}{N_2} \quad (6-17)$$

$$H_3 = \frac{L_3 \times 16667}{3N_3} \quad (6-18)$$

ここで、 $N_1 \sim N_3$ は回転数[rpm]であり、装置全体の H_{id} は Weibull の法則により、次式で表される。

$$H_{id} = \left[2 \left(\frac{1}{H_1} \right)^e + 2 \left(\frac{1}{H_3} \right)^e + 6 \left(\frac{1}{H_2} \right)^e \right]^{-1/e} \quad (6-19)$$

以上より、6 パワーローラ CVT の寿命を計算した結果を図 6-5 に示す。最大トルク入力時 ($T_f=430\text{Nm}$) には減速状態 ($e_s=0.5$) で 78.3 時間の寿命であることが分かる。これは、主曲率半径比 85%とした時の計算結果であるが、図 6-6 に 80%としたものを示す。全速度域で、約 40%寿命が短くなっていることが分かる。6.2.1 項において、速度伝達効率にさほど大きな影響を与えなかった曲率半径比も寿命の面では、かなり大きな違いを持っていることが明確になった。

6.3. 6 パワーローラ CVT の性能試験

6 パワーローラ CVT の実験装置を図 6-7 に示す。安全を期して、今回は油圧の試験スタンドを組み、性能試験を行なうことにした。油圧ポンプの性能上、入力回転数は 1600, 3000rpm と二段階に切り替えを行ない、入力トルクは最大 250Nm である。6 パワーローラ CVT の内部と実験装置の写真を写真 6-1 と写真 6-2 に示す。

6.3.1. 同期安定性試験

a. 変速比制御の静特性

効率測定にあたって、6 つのパワーローラの同期を確認する必要があるため、傾転角制御の静特性と三角波応答、ステップ応答を調べた。本装置の傾転動作はパワーローラのトラクション部にサイドスリップを与えて実施している。サイドスリップは 1 つのパワーローラの回転中心を最大で 0.5mm 程度オフセット (トラクション部と入出力軸からなる平面から直角方向に移動する量) を与えることにより得られる。変速制御系は、1 つのパワーローラのみサーボ機構で制御され、他のパワーローラは接線力が等しくなるように、油圧力で支持されている。本装置の変速比の制御は、減速歯車 (変速比 $e_f = N_4 / N_3 = 0.745$) を含む全変速比の目標値 e_{st0} を与え、入出力軸の回転数比から算出される実際の全変速比 e_{st} ($e_{st} = N_4 / N_1$) をフィードバックし、この誤差に比例して傾転運動のためのオフセットの指令値 x_0 を与え、油圧サーボ機構でオフセット x を位置制御している。このようにして制御される変速比の無負荷時の静特性試験結果を図 6-8 に示す。図から、ヒステリシスは 5%以下に収まっていることが見られる。

b. 傾転角静特性の同期試験

全変速比 e_{st} と、6 つのパワーローラの傾転角 ($\phi_1 \sim \phi_6$) の関係を三角波入力により調べた結果を図 6-9 に示す。6 つの傾転角は 1 つの線図に載っており同期していることが見られる。なお、傾転角 ϕ と全変速比 e_{st} の間には、理想的な状態では、式(5-13)の関係があり、図 6-10 のように表すことが出来る。ここに、 k_0 はキャビティの仮想最小回転半径比 ($k_0 = e_0 / r_0 = 0.644$) を表す。

c. 傾転角ステップ応答の同期試験

変速比のステップ応答時の、6つのパワーローラにおける傾転角の同期を調べるため、 $e_s=1.0$ ($e_{st}=0.75$)と $e_s=2.14$ ($e_{st}=1.6$, 増速側)での、全変速比 e_{st} と、傾転角を調べた試験結果を図6-11, 図6-12に示す。試験は、入力軸回転数を $N_l=1500\text{rpm}$ としている。両図から、等速時も増速側も、6つのパワーローラの傾転角(いずれも上の応答線図)は1本の線上に載っており、同期傾転していることが見られる。なお、増速側ではパワーローラの傾転ゲインが周速に比例して大きくなるので、応答速度は速くなる。

6.3.2. 効率測定

a. 負荷特性

パワーローラの同期が確認できたので、効率試験を行なった。試験装置には、油圧モータでCVTを駆動し、油圧ポンプで動力を吸収する油圧駆動システム(HST)を用いた。なお、駆動装置の動力容量限界のため、入出力トルクの最大値を 200Nm として実施した。CVTの効率(減速歯車を含む入力軸から出力軸までの効率)を調べるに当たって、速度伝達効率 η_s とトルク伝達効率 η_t を明確にする必要がある。ここでは、前者を、理想的な出力回転数に対する実出力回転数の比で、後者を、理想的な出力トルクに対する実出力トルクの比で表す。動力伝達を表す全効率 η_p は、両者の積で表される⁽²⁾。

$$\eta_p = \eta_s \cdot \eta_t \quad (6-20)$$

CVTの試験は、入力回転数を $N_l=1500\text{rpm}$ 、温度を $T_{oil}=50^\circ\text{C}$ とし、全変速比を $e_{st}=0.4, 0.75, 1.5$ で調べた。それらを図6-13, 14, 15に示す。すべての図で、速度伝達効率 η_s は98%以上であり、トルク伝達効率は最大で90%となった。

図6-16は図6-14の試験結果(全変速比 $e_{st}=0.75$, バリエータ部変速比 $e_s=1.0$)に対する計算推定効率を参考までに示したものである。出力軸での理論トルク伝達効率 η_{t4} の算出には、はすば歯車の減速比を $i_f=1/e_f=1.342$ 、その伝達効率を $\eta_f=0.98$ とし、出力軸側アンギュラ玉軸受のロストルク(Palmgrenの提案式⁽³⁾)と 0.3Nm のシール損失を t_4 とおき、理想的な出力軸トルク T_{40} に対して、

$$\eta_{t4} = (T_3 \cdot i_f \cdot \eta_f - t_4) / T_{40} \quad (6-21)$$

とし、CVTの計算全効率 η_{pcal} を

$$\eta_{pcal} = \eta_s \cdot \eta_{t4} \quad (6-22)$$

とした。低トルク側で機械効率が低下するのは、ディスクのローディングを皿ばねの予圧(無負荷時においても動力伝達部がトラクションドライブになるように、トラクションオイルをガラス点遷移圧力以上に押し付ける力。図では、入力トルク $T_l=50\text{Nm}$ 以下が相当)

で与えるため、パワーローラを支持するスラスト玉軸受の損失トルクが一定の値をもつことが要因である。同様に図 6-17 は図 6-15 (増速側 $e_{st}=1.5$, $e_s=2.0$ に対応) に対する、計算推定効率を併記したものである。

b. 無負荷でのトルク損失の測定

無負荷でのトルク損失に及ぼす速度の影響を調べるため、CVT のアイドルトルクロス測定した。変速比をパラメータとして入力回転数を変えて、入力軸にかかるトルクを測定した結果を図 6-18 に示す。回転数の上昇とともに、わずかではあるがトルク上昇していることから、油の粘性抵抗に比例する損失があることが見られる。

c. ギア損失, シール損失

効率の解析値と実験値が低負荷域において差異が大きかったので、入出力側の t_1, t_3 のシール損失を変えて比較し直したものを図 6-19 に示す。紺の点線が実験結果であるが、 t_1, t_3 をそれぞれ 1.5Nm とし、出力歯車の効率を 98% と見積もり直したところ、紺の実線のように、ほぼ同じ傾向が見られた。実験では各部での損失が計測できないが、解析との比較をすることにより、歯車効率やシール損失などの実際の値がより正確に把握できるようになった。

6.3.3. 剛性試験

a. 変速比制御機構の線形特性

ここでは、6 つのパワーローラが同期して変速する場合の変速比に及ぼすトルクの影響を調べる。変速比制御系のブロック線図は、これまでの解析により、入力トルクを T_l とすると、図 6-20 で表される。これから、変速比 e_{st} に及ぼすトルク T_l の影響を表す特性式は、

$$e_{st} = K_p K_{st} [K_e e_{st0} - (T_l / K_f)] / [s(T_p s + 1)(T_x s + 1) + K_p K_{st} K_e] \quad (6-23)$$

ここに、 $K_f = r_l A_p k_x k_q / k_c$ はピストンを支える油圧剛性、 $T_x = 6A_p / (k_x k_q)$ 及び $T_p = I/B$ は、それぞれ油圧ピストンのオフセット運動と、パワーローラの傾転運動の時定数を表す。 A_p は油圧シリンダのピストン受圧面積、 r_l は入力ディスクの回転半径、 k_q, k_c はサーボ弁の流量ゲインと圧力ゲイン、 k_x は位置制御系の比例ゲインである。 K_{st} はパワーローラ傾転角と変速比との関係を表す変換係数を表す。 K_e は変速比の制御誤差($e_{st0} - e_{st}$)に対するオフセット指令値 x_c の電氣的ゲインを表す。 $K_p = K_s/B$ はパワーローラの傾転ゲインで入力回転数の関数となる。

$$\frac{K_s}{B} = \frac{\omega_l (1 + k_0 - \cos \phi)}{r_0 / 0.8} \quad (6-24)$$

ここに、 ω_l は入力回転角速度である。

式(6-23)より、ステップ状の負荷トルク ΔT_l が入ると、変速比 e_{st} の変化量 Δe_{st} は

$$\Delta e_{st} = \Delta T_1 / (K_f K_e) \quad (6-25)$$

だけ変化することになる。

b. 変速比に及ぼすトルクの影響

負荷が掛かる時、CVT の変速比の静的変化量は式(6-25)で表されることが分かった。そこで、定常状態の変速比を $e_{st}=0.5, 0.75, 1.5$ として、トルクを徐々に変え変速比の変化を測定した結果を図 6-21 に示す。変速比の変化の度合いは減速側($e_{st}=0.5$)の方が増速側($e_{st}=1.5$)より大きいことが見られる。これは式(6-25)で、支持剛性 K_f が回転半径 r_l の関数になっており、減速側ほど、 K_f が小さくなることと符合している。

次に、入力回転数 1500rpm において、入力トルクを 150Nm からトルク増加幅 30Nm のステップ状に負荷した時の変速比に及ぼす影響を調べた結果を図 6-22 に示す。不安定になりやすい増速側での試験であるが、変速比は $e_{st} = 1.5$ からほとんど変わることはなく、正のトルクが働いた状態からのトルクの変化は問題がないことがわかった。

次に、次世代の CVT 技術である IVT (Infinitely Variable Transmission) を実現するためには、クラッチによるモード切替え時などの負荷の正負逆転現象に対する変速比変化を把握する必要がある。これはメカニカルローディング機構において負トルク側にかみ合っていたカムローラが、正の入力トルクが入った瞬間、正トルク側にかみ変えるため、変速比の不連続変動現象が懸念されるからである。そこで、負荷トルクをわずかではあるが負の状態からほぼステップ状に正トルクをかけた場合に変速比がどのようになるか調べた。図 6-23 は、入力トルクを -3Nm から 80Nm まで急激にトルクをかけた実験結果である。入力トルク 80Nm に対して、変速比は所定の $e_{st} = 0.47$ より 0.09 ほど低下している。これは図 6-21 の線図に比べてやや大きな値であるが、図 6-24 に示すように、入力トルクゼロを境に正負に振って変速比を調べた実験結果から見て、負の領域に入った時には変速比の変化の割合が多少大きくなることによるものと考えている。

6.4. 4 パワーローラ CVT との性能比較

ここでは、以前、研究室で実験を行っていた 4 パワーローラ CVT と性能比較を行なう。2 つの CVT の仕様の違いを表 6-1 に示す。新たに開発された 6 パワーローラ CVT はキャビティ径が 10% 小型化し、26% 伝達トルクが増加している。

a. 寿命比較

4 パワーローラ CVT の寿命を図 6-25 に示す。ここで、入力トルクは 4 パワーローラ CVT の最大伝達トルクである $T_l=340\text{Nm}$ とした。パワーローラの寿命は 6 パワーローラの方が長い。伝達トルクが増大している影響で、入出力ディスクの寿命が短くなっている。装置全体の寿命は、パワーローラの個数が 1.5 倍であることが影響して、6 パワーローラ CVT の寿命は 6、7% 短縮しているのがわかる。

b. 効率比較

入力回転数 2000rpm, 変速比 1, トラクションオイルの油温 50℃としたときの効率比較を行なった. 図 6-25 に見られるように, 高速域には 6 パワーローラの効率が上回っていることが分かる. 1 キャビティあたりのパワーローラの個数を増やしたことで一つのパワーローラの加重を低減でき, トルク損失の一番の要因であるスラスト玉軸受のトルク損失量を低減できたことが要因であると考ええる.

参考文献

- (1) 田中裕久, トロイダル CVT, コロナ社, 2000, p.23-46.
- (2) H. Tanaka, “Power Transmission of a Cone Roller Toroidal Traction Drive”, JSME international Journal, Series III Vol.32, No.1, 1989, p.82-90.
- (3) Palmgren, A., “Glundlagen der Wälzlager technik”, Frankk’sch Ver., Stuttgart 1969

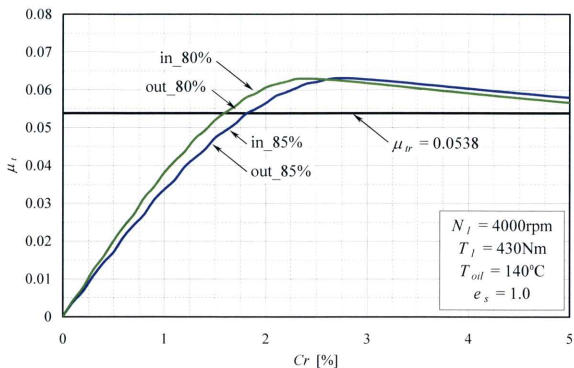


Fig. 6-1 Comparison of power roller curvature ratio of 80% and 85% on traction curves at $e_s = 1$ and $T_{oil} = 140^\circ\text{C}$

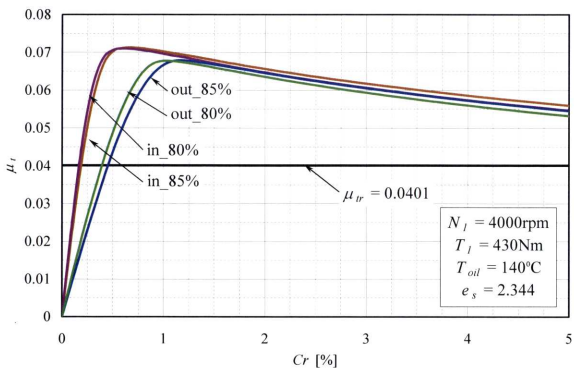


Fig. 6-2 Traction curves of inner and outer conjunctions at $e_s = 2.344$ (maximum speed-up ratio)

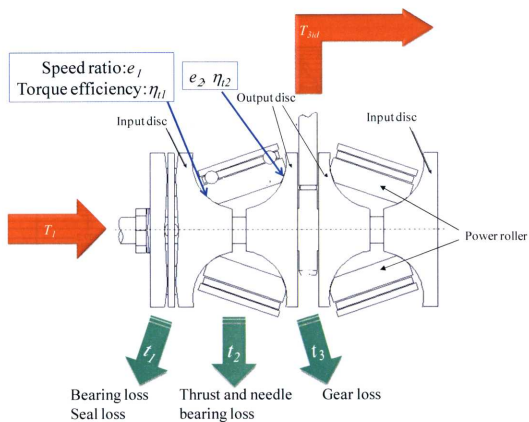


Fig. 6-3 Torque loss flow

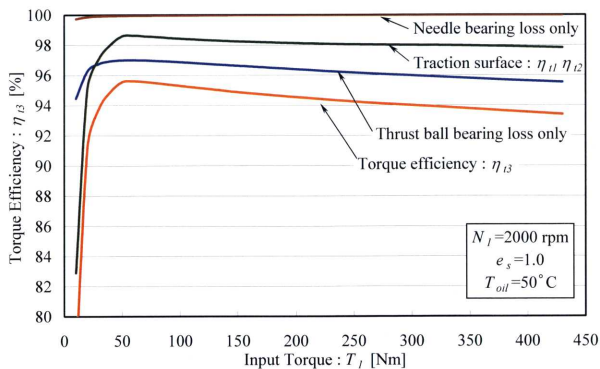


Fig. 6-4 Calculated torque transmission efficiency of the variator, and portion of torque losses of thrust ball bearings, needle bearings and spin loss on the traction contact at $e_s = 1$, $N_1 = 2000 \text{ rpm}$ and $T_{oil} = 50^\circ \text{C}$

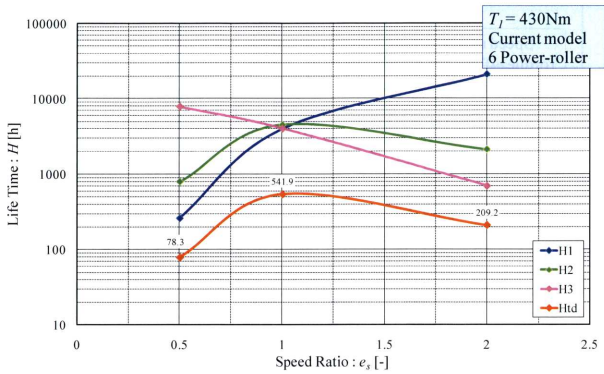


Fig. 6-5 Calculated life time of 6 power-roller CVT using the Palmgren's formulae ($f_0=0.85$)

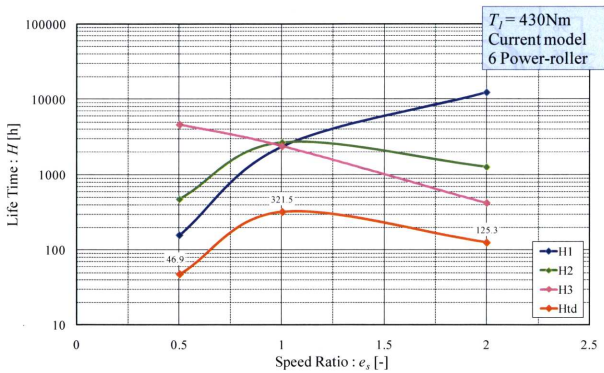


Fig. 6-6 Calculated life time of 6 power-roller CVT using the Palmgren's formulae ($f_0=0.8$)

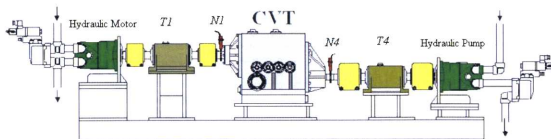


Fig. 6-7 Hydrostatic test rig

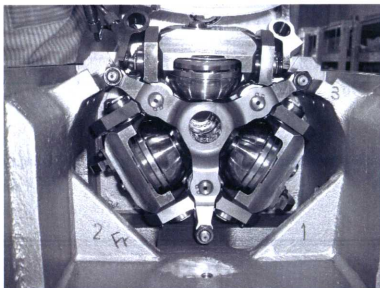


Photo 6-1 Assembled 3 power rollers in one cavity

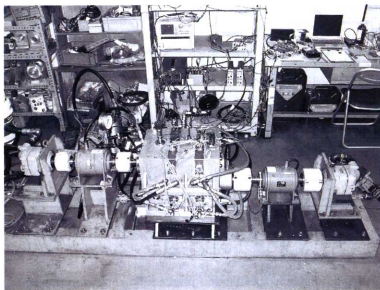


Photo 6-2 CVT test rig by hydrostatic drive units

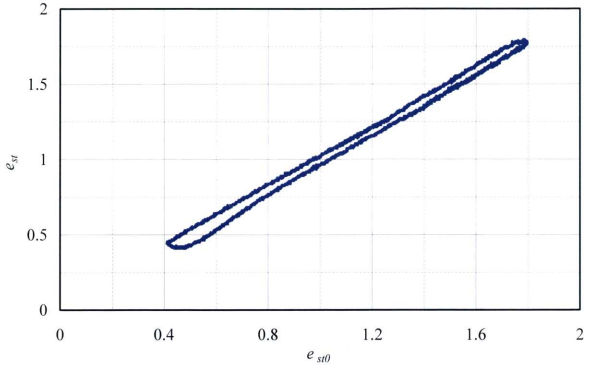


Fig. 6-8 Measurement of hysteresis of the total speed ratio e_{st} ($e_{st} = N_4 / N_1$ including the reduction gear of $e_f = N_4 / N_3 = 0.745$)

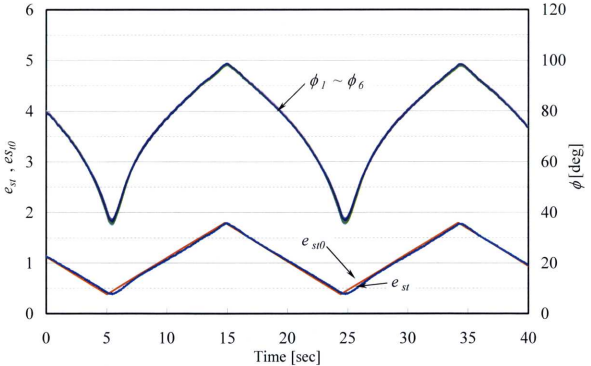


Fig. 6-9 Measurement of the total speed ratio e_{st} and 6 tilting angles of power rollers $\phi_1 \sim \phi_6$ at $N_1 = 1500\text{rpm}$ and $T_1 = 54\text{Nm}$

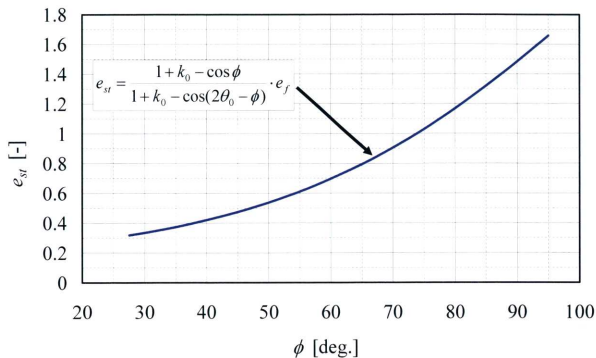


Fig. 6-10 Relation of tilting angle and speed ratio

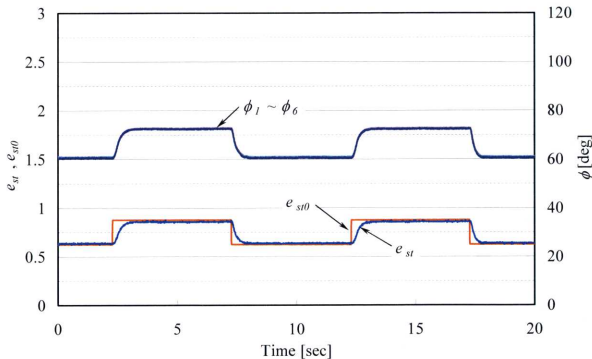


Fig. 6-11 Step response measurement of speed ratio at $e_{st}=0.75$ for confirming the synchronization of tilting angles of 6 power rollers at $N_l = 1500\text{rpm}$

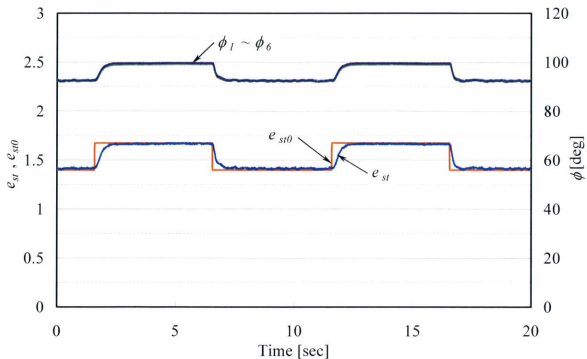


Fig. 6-12 Step response of speed ratio at $e_{st}=1.6$ for confirming the synchronization of tilting angles of 6 power rollers at $N_f=1500$ rpm

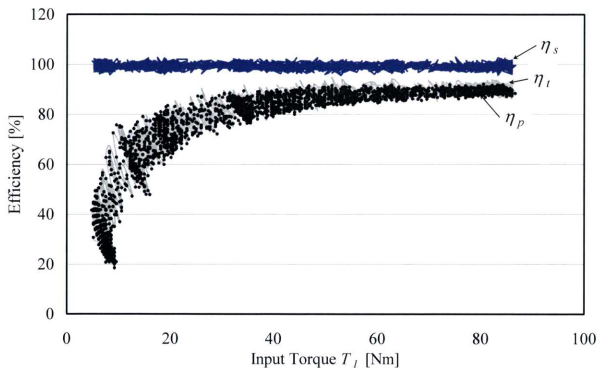


Fig. 6-13 Measurement of CVT efficiencies at $e_{st}=0.4$ and $N_f=1500$ rpm, where η_s : speed transmission efficiency, η_t : torque transmission efficiency and η_p : power transmission efficiency

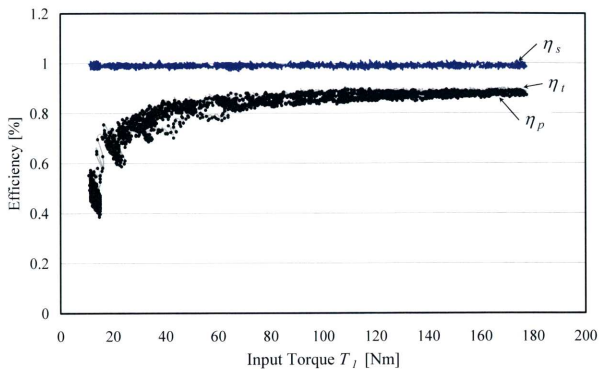


Fig. 6-14 Measurement of CVT efficiencies at $e_M = 0.75$ and $N_I = 1500$ rpm

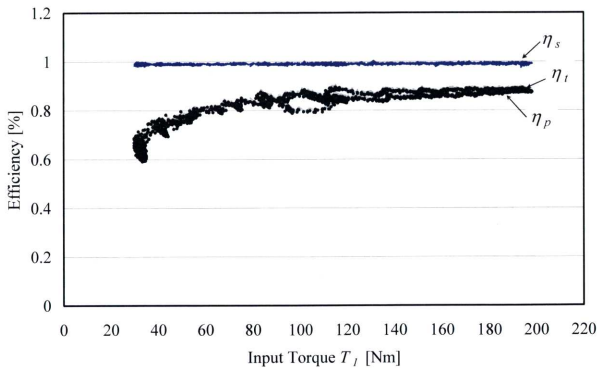


Fig. 6-15 Measurement of CVT efficiencies at $e_M = 1.5$ and $N_I = 1500$ rpm

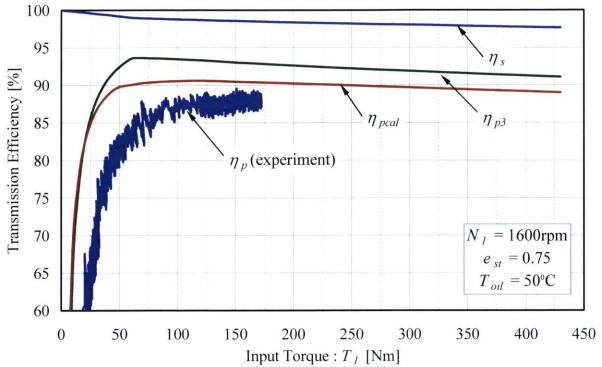


Fig. 6-16 Comparison of calculated and experimented CVT efficiencies at $e_{st}=0.75$ ($e_s=1.0$), $N_I=1500$ rpm and $T_{oil}=50^\circ\text{C}$, where $\eta_{p3}=\eta_{i3}\cdot\eta_s$

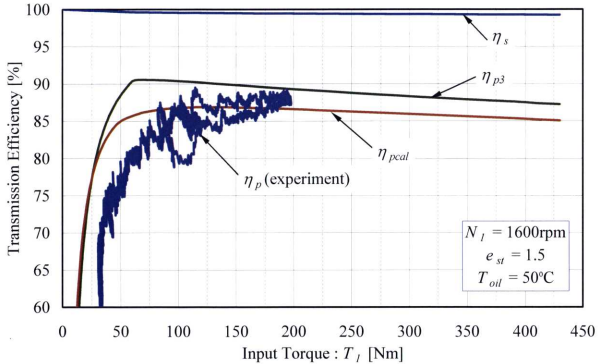


Fig. 6-17 Comparison of calculated and experimented efficiencies at $e_{st}=1.5$ ($e_s=2.0$), $N_I=1500$ rpm and $T_{oil}=50^\circ\text{C}$

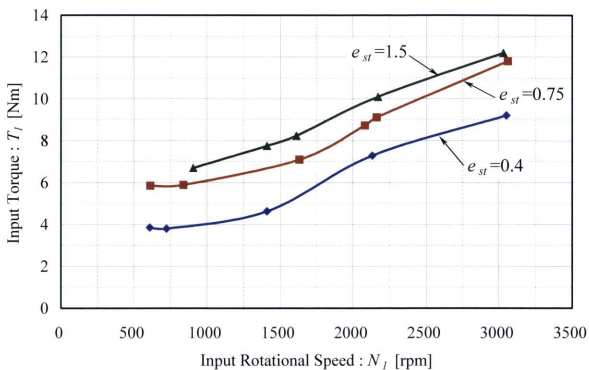


Fig. 6-18 Measurement of input torque at no load including final gear set for each speed ratio at $T_{oil} = 50^\circ\text{C}$

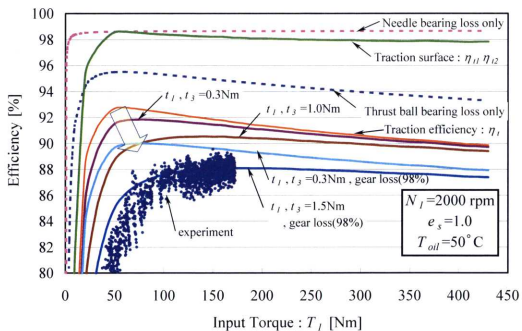


Fig. 6-19 Influence of seal losses and gear efficiency on total transmission efficiency

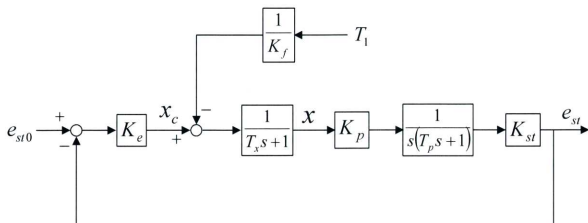


Fig. 6-20 Block diagram of speed ratio control system influenced by torque

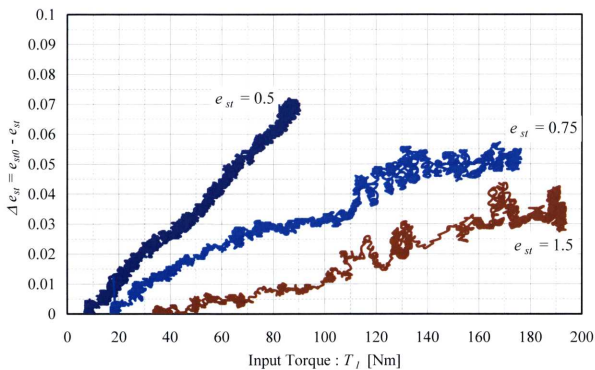


Fig. 6-21 Measurement of speed-ratio changes against torque at three speed ratios

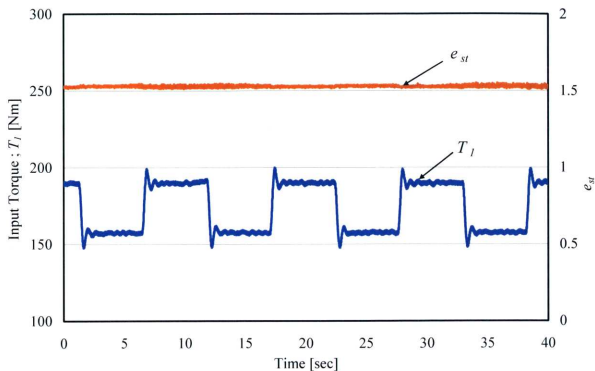


Fig. 6-22 Experiment of influence of step torque on the speed ratio at $e_{st} = 1.5$, $T_l = 150\text{Nm}$ and $N_l = 1500\text{rpm}$ where the step amplitude is 30Nm

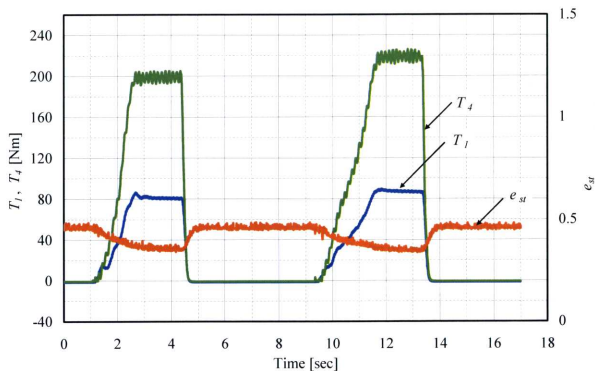


Fig. 6-23 Experiment of influence of torque change on the speed ratio at $e_{st} = 0.5$ and $N_l = 1500\text{rpm}$ where the input torque is -3Nm to 80Nm

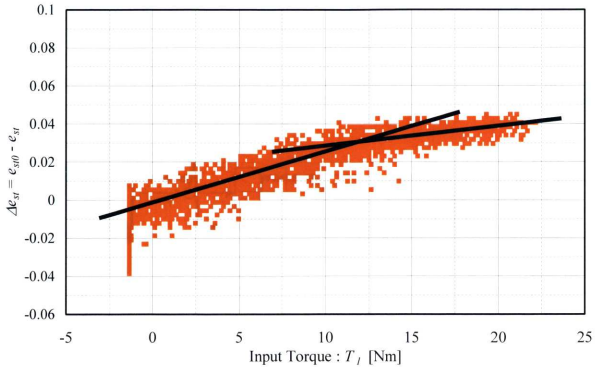


Fig. 6-24 Measurement of the speed ratio change when the torque changes from minus to plus at $e_s = 0.5$

Table 6-1 Comparison of previous and current CVT

Name/Symbol		4PR-CVT	6PR-CVT
Cavity Diameter	D	132 [mm]	120 [mm]
Disc Diameter	r_0	40 [mm]	36.5 [mm]
Cavity Aspect	k_0	0.625	0.644
Speed Ratio (CVT)	e_s	0.439~2.280	0.427~2.342
Ratio Range		5.19	5.49
Max Input Torque	$T_{I\max}$	340 [Nm]	430 [Nm]
Max Input Rotational Speed	$N_{I\max}$	7000 [rpm]	6000 [rpm]

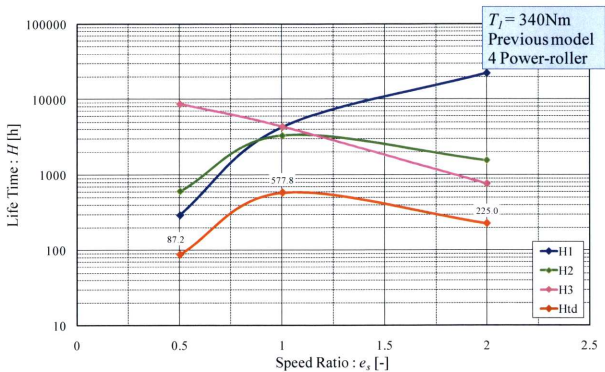


Fig. 6-25 Calculated life time of 4 power-roller CVT using the Palmgren's formulae

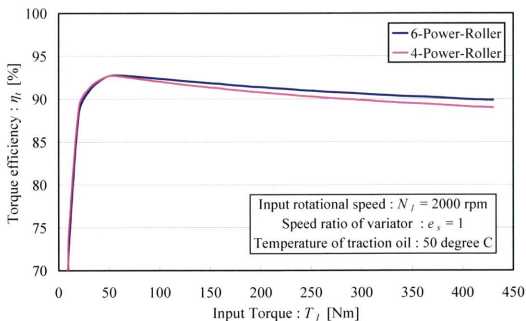


Fig. 6-26 Comparison of Calculated torque efficiency of 6 and 4 power-roller CVT

第7章 6 パワーローラ CVT の 非同期不安定問題

7.1. はじめに

既存のハーフトロイダル型 CVT の 4 つのパワーローラには、4 つのトラニオンの軸を八の字状にワイヤがかけられており、その張力により同期安定性は確保されていた。しかし、6 パワーローラ CVT では、形状上の問題でかき歯車をそれぞれの軸交点に設置することで、最悪の事態を避ける方法をとることにした。前章で示したように、現段階では完全な同期安定性が見られたが、実機試験では車両のジャンピングなど過酷な状況が考えられる。突発的な外力が、サーボがかかっているパワーローラにかかった時、サーボピストンとの間に動きの非同期状態が起き、均等な接線力が確保できず、正常な運転は不可能になる。非同期不安定試験は実際のベンチで行なうと、一度で CVT を破損してしまう危険性がある。そこで、ボンドグラフ解析により現象の再現と現象把握、対策検討を行なった結果を本章で示す。

7.2. 非同期不安定問題の発生原理

前述のように、6 つのパワーローラのうち 1 つだけのオフセット量をサーボ制御している。他の 5 つのパワーローラはサーボ弁により制御された圧力が同様にかかるだけである。No.1 のパワーローラにのみサーボ制御しているとする。例えば、図 7-1 のように、減速側に変速しているとき ($P_2 > P_1$)、No.1 パワーローラは右上向きにオフセットする。そのとき、図 7-2 のように、突然大きな外力が左上向きに No.2 にかかる時、No.2 パワーローラは左上向きにオフセットする。正常な運転状況では、図 7-1 のように、パワーローラは円周方向の同じ向きにオフセットしなければならないのだが、図 7-2 では、No.1 と No.2 パワーローラは逆向きにオフセットし、傾転も逆向きに行なわれ、トラクション力に差が生じる。また、外力を受けた No.2 の油圧ピストンには左上向きに力がかかり、 P_2 の油路内を作動油が逆流することにより、他のピストンにも影響を与え、パワーローラ間の同期が完全に崩れる。

7.3. 傾転角制御時のボンドグラフ解析

油の循環による CVT の非同期不安定問題を考察するにあたって、ここでは、傾転角制御システムでの同期安定問題として考察する。変速に関わるパワーローラは、1 つのみがサーボが掛かっている。他は、接線力が等しくなるようにパワーローラを支持する油圧ピストンの圧力が等しくなるように配管結合がなされている。この構造は、変速の指令信号が一定の状態でも、ステップ状のトルク変動が働く時、非サーボ側ピストンが動き、これにより油循環が生じ、非同期状態（負荷が大きくかかったものは減速側へ傾転し、油の循環により影響をうけるパワーローラは増速側へ傾転しようとする状態）になる可能性がある。これまで、1 キャビティ当たり 2 つのパワーローラの場合については報告⁽¹⁾しているが、1 キャビティ当たり 3 つの場合には、油の循環がサーボの掛かっているピストン間で生じる可能性もある。図 7-3 は 1 キャビティ当たり 3 つのパワーローラのボンドグラフモデル図で、その主な要素は、電子油圧サーボ弁、油圧配管、ダンパ用管路内の流体抵抗絞、パワーローラのオフセット方向の運動要素、同傾転運動要素、および、セーフティワイヤ

(実機ではかき歯車で代用) からなる。

前節にて入力トルク 150Nm 付近でのステップ状のトルク試験を行なったが、ここでは高トルク域でのパワーローラの挙動をシミュレーションにより調べた。

接線力を均等配分している状態から、インパルス状外力 (トルク変化期間 0.02 秒) が 3 つのパワーローラに働くものとする。なお、合力である全接線力は不変として、次の 2 つの場合を考察した。ここで、サーボ側ピストンの添え字は 1, 非サーボ側は 2, 3 としている。

- (1) 非サーボ側の 2 個にそれぞれ+-の接線力外力 (F_{i2} , F_{i3}) が働き、サーボ側には働かない場合 (サーボ側の剛性が高く、油の循環は非サーボ側ピストン間のみで生じる場合)。
- (2) 非サーボ側 2 個とも等しい偏差を受け、サーボ側に油が循環する場合 (非サーボ側 2 個分の外力が、サーボ側 ($F_{i1} = F_{i2} + F_{i3}$) に反転して働く場合)。

まず、入力回転数 1500rpm, 入力トルク 320Nm として、上記の(1)のような接線方向外力をかけたときの結果が図 7-4 である。多少収束に時間はかかっているが、約 0.2 秒後には安定した状態に戻っている。

図 7-5 は入力回転数を 3000rpm とし、入力トルク 380Nm としたときの結果である。振動しやすくなることが見られる。

続いて、前述の(2)の条件で不安定となりやすい $N_f = 3000\text{rpm}$ での管路内に油の循環を防止する絞りを入れた効果を示す安定化を調べた。図 7-6 は非サーボ側の油圧配管に径 1.0mm, 長さ 40mm の絞りを入れた計算結果であるが、収束しない。

図 7-7 は絞りをさらに補足した効果を調べたものである。絞り径を小さくすると振動は抑制できるが、低温流動性やコンタミネーションの問題があるので、絞り直径を 0.6mm, 長さを 80mm のチョークを挿入した計算例である。オフセット量に多少の変動は見られるが、3 つのパワーローラは不安定になることはない。サーボ側ピストンの剛性を多少弱くすれば、非サーボ側のピストンに同等の外力の偏差がかかり、サーボ側ピストンと力を相殺することから絞りの効果を用いて振動を抑制することが出来る見通しが得られた。

7.4. 対応策の検討

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小型高容量化のために開発した 6 パワーローラ CVT において、トルクが付加された際のパワーローラの挙動を解析と実験により調べた。トルク変動に対する変速比の偏差を静的に調べた結果は、線形解析により得られる式から説明した。また、入力トルクを負から正にする試験では、変速比制御系に振動などは見られなかったが、負の領域で若干、変速比の変化の割合が大きい事が分かった。このような特徴を今後明確にし、IVT にも対応できる制御系を確立させたい。

続けて行なったボンドグラフによる解析から、最大入力トルク付近でのインパルス状負荷に対しては、配管に適当な絞りを挿入することによって振動を抑制することが可能であることが分かった。

参考文献

- (1) 田中裕久：ハーフトロイダル形無段変速機の非同期不安定問題の解析，自技会論文集，Vol.35，No.1， p.141-145 (2004)

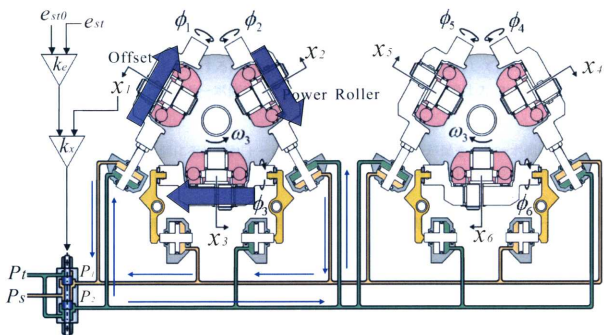


Fig. 7-1 Normal operating condition

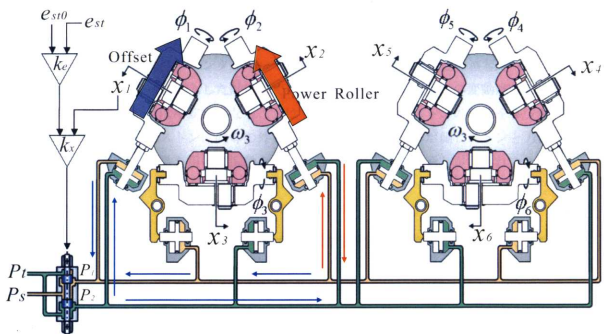


Fig. 7-2 Asynchronous operating condition (Sudden external force on No.2 power roller)

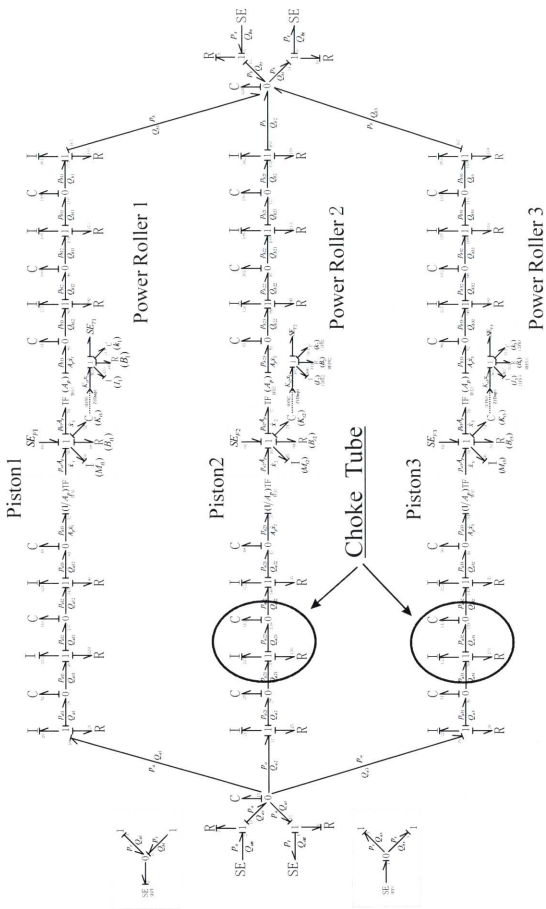


Fig. 7-3 Bond graphs of tilting-angle control of 3 power rollers in one cavity

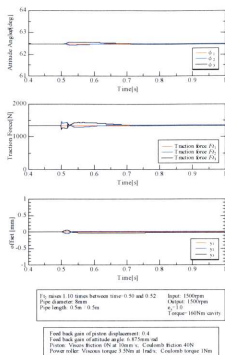


Fig. 7-4 Asynchronous stability simulation of 6Power-roller CVT at $N_i=1500$ rpm, $T_i=320$ Nm and torque deviation of 10%

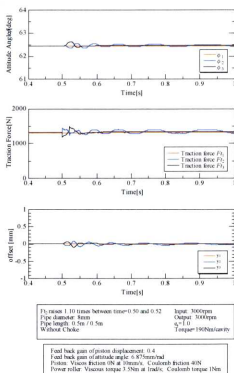


Fig. 7-5 Asynchronous stability simulation of 6Power-roller CVT at $N_i=3000$ rpm, $T_i=380$ Nm and torque deviation of 10%

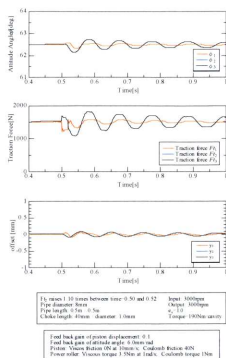


Fig. 7-6 Inadequate damping by using choke of $d=1.0\text{mm}$ with 40mm in length in the piston 2 and 3 (BGSP; $N_j=3000\text{rpm}$, $T_j=190\text{Nm/cavity}$)

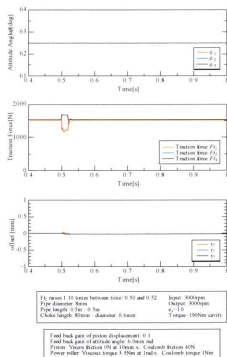


Fig. 7-7 Adequate damping by using choke of 0.6mm in diameter with 80mm in length

第8章 6 パワーローラ CVT の 圧力比例弁制御

8.1. はじめに

前述のように、トロイダル CVT の変速制御には、従来、オフセット量と傾転角によるフィードバック制御回路を組み、4 ポート形サーボ弁を用いていた。ベンチ試験では、オフセット量と傾転角はポテンシオメータにより計測することは容易であるが、実機搭載となると激しく振動し、温度変化が大きい変速機においては、その信頼性が確保できない可能性がある。市販化されているトロイダル CVT においては、パワーローラの傾転角を直動運動に変換するプリセカムを用いて、機械・油圧サーボ機構を構成している。しかし、これにより部品点数は増加し、システムの複雑化は避けられない。また、スペースやコストの面でも、ポテンシオメータを使わずに、CVT の入力回転数と出力回転数のみの測定により変速比を制御するセンサレス制御が望まれている。4 ポート形サーボ弁を用いたセンサレス変速比制御は、始動時の入力回転数ゼロ近傍の安定性を無視せざるを得なかった。これは、この弁が流量制御であるためであり、パワーローラのオフセット動作に必要とされる流量が少ないため、突発的な変化に対応できないという問題があった。そこで、二つの 3 ポート形圧力比例弁により、制御圧力 P_1 、 P_2 をそれぞれに制御することで、トラニオンを支持する油圧ピストンを直接的に圧力制御し、始動時にも安定性を保証できる制御系を構築した。この圧力制御弁は工業界で広く使われており、4 ポート形サーボ弁に比べて安価であるというメリットもある。本章では、3 ポート形圧力制御弁によるセンサレス制御について述べる。

8.2. 従来の変速比制御系の問題点

従来、本研究室では、図 8-1 のようにオフセット量 x と傾転角 ϕ を測定し、4 ポート形サーボ弁により CVT の変速比制御を行なってきた。ここで用いた 4 ポート形サーボ弁の断面図と仕様を、図 8-2 と表 8-1 に示すが、非常に高精度で、応答性にも長けた弁である。これまでの実験で、剛性が高く、安定した応答性が実現できたのは、このサーボ弁のためと言っても過言ではない。性能は申し分ない弁であるが、伝達トルク容量の増加による制御圧力上昇に伴い、コスト高となり、これが普及の妨げとなりかねない状況にある。そこで、より安価な制御システムの開発が求められてきた。

また、センサレス変速比制御を行なう際、4 ポート形サーボ弁は流量制御であるため、始動時は安全な制御系は困難であった。3 ポート形圧力制御弁を用いることでトラクション力を直接的に制御するトルク制御を行なえるため、CVT は常に安定した制御が可能となる。トルク制御は、今後開発が進むであろう CVT の応用、IVT や Power-Split 形 CVT のような、クラッチの切り替えにより動力の反転が起こる状態にも対応可能であり、とても重要な技術課題である。

8.3. 3 ポート形圧力比例弁を用いた変速比制御

従来のシステムでは図 8-3 に示すように、4 ポート形サーボ弁を使用していたため弁への指令電圧は 1 つでよかったが、今回のシステムでは図 8-4 に示すように 3 ポート形圧力制御弁を 2 つ使用しているため、弁に与える指令信号を 2 つ作る必要がある。しかし、制

御圧力としては、センター圧を境に、互いに位相の反転した信号を生成すればよいので、従来のコントローラにさらに最終出力信号の位相を反転させるものを付加すればよいことになる。具体的にはオペアンプを用いたアナログ電気回路で目標値とフィードバック信号から演算を行なっている。図 8-5 に、そのコントローラの回路図を示す。図中のオペアンプ番号 7, 8 の部分が、今回付加した部分である。図中の抵抗やコンデンサの数や容量は応答性を見ながら調整を行なっているので、現在のドライバがこの通りになっているわけではない。

実際の制御の流れであるが、まず回転計により CVT の入力回転数 N_i と出力回転数 N_o を計測し、割り算機能を持つ回転速度比計 (Divider) に入力し、ここで CVT の変速比 ($e_{gr} = N_o / N_i$) を得る。次に、この変速比信号をコントローラにフィードバックし、目標変速比との差から目標オフセット量 x_0 を算出する。そして実際のオフセット量をセンサからフィードバックし、これらの差から弁への指令信号を算出し、アンプを介してソレノイドを励磁し圧力を調整する。これによって、パワーローラがオフセットし傾転する。このような流れで、所望の変速比が得られることになる。

8.4. 3 ポート形圧力制御弁の圧力制御特性

6 パワーローラ CVT の制御に要求される条件として、主に次の点が挙げられる。

- ① 3 ポート形圧力制御弁を 2 つ組み合わせて用いるため、制御圧力の線形性が高く、個体差が少ないこと。
- ② トルク容量 430Nm に耐え得るトラニオン支持力 (接線力) が発生できること。
- ③ 応答速度が CVT 変速サーボ系に影響を及ぼさないこと。

本研究ではコスト面やトルク制御の容易性などから表 8-2 に示す仕様の 3 ポートの直動型電磁比例減圧弁を 2 つ組み合わせて用いることにした。その構造図を図 8-6 に示す。高速駆動用ドライバの仕様は表 8-3 に示す。

8.4.1. スプール弁に働く力

図 8-7 はスプール弁に働く定常流体力の説明図である。弁開度が小さい領域では、絞り部の流速が大きくなるために局所的な圧力低下が発生する。これによって、弁は閉じる方向に力を受けることになる。この力のことを定常流体力と呼ぶ。この大きさを圧力分布から求めることは困難なので、流体の流入出に関わる運動量変化に着目して求めることができる。流体の密度を ρ 、流速を u 、流量を Q 、流量係数を C_d 、開口面積を A とすると、その大きさは

$$F_j = \rho Qu = \rho C_d A \sqrt{2(p_1 - p_2) / \rho}^2 = 2C_d(p_1 - p_2) \quad (8.1)$$

となる。軸方向と半径方向に対しては

$$F_1 = -F_j \cos \theta \quad (\text{軸方向}) \quad (8.2)$$

$$F_2 = -F_j \sin \theta \quad (\text{半径方向}) \quad (8.3)$$

となる。半径方向の力は、流体の流れを軸対称流れとすることにより容易に小さくできるが、軸方向の力は何らかの対策を施さないと、圧力差に比例して弁を閉じる方向に作用してしまう。すなわち、弁を閉じようとする定常流体力は

$$F_1 = -2C_d A (p_1 - p_2) \cos \theta \quad (8.4)$$

圧力差が大きい場合や弁開度の大きな場合は F_1 が大きくなるので、小型のアクチュエータでは作動できなくなる。こういった場合、パイロット弁と呼ばれるより小型の弁を電磁アクチュエータで駆動し、ここで発生させた油圧力で主弁を操作するのが一般的である。

このような定常流体力の他に、弁体内の流体の流量変動に伴う非定常流体力が作用する。流体が加減速すると、弁はこの反力として弁室内の流体質量 ($\rho L A_v$) と加速度 (\dot{Q}/A_v) との積で表される慣性反力を受ける。すなわち

$$F_3 = -\rho L \dot{Q} \quad (8.5)$$

したがって、以上のような流体力を受けるスプール弁の運動方程式は

$$(m + \rho V_0) \ddot{x}_v = F_1 + F_3 = -\rho Q u \cos \theta - \rho L \dot{Q} \quad (8.6)$$

ここで、 m は弁の質量、 ρV_0 は弁内の流体質量を表す。

8.4.2. 線形化されたサーボ機構の安定限界

図 8-8 で表されるブロック線図のオフセット運動部分をまとめて表したものを図 8-9 に示す。ここで k_α は、オフセット誤差比例ゲイン k_x 、アンプにおける電氣的比例ゲイン k_i 、流量ゲイン k_q の積で表される。すなわち

$$k_\alpha = k_x \cdot k_i \cdot k_q \quad (8.7)$$

ブロック線図より、バリエータ部の変速比サーボ機構の線形化された特性方程式は、

$$\frac{m}{\alpha} T_{CVT} s^4 + \left(\frac{m}{\alpha} + \frac{b}{\alpha} T_{CVT} \right) s^3 + \left(\frac{b}{\alpha} + T_{CVT} \right) s^2 + s + k_e \cdot K_{CVT} \cdot k_\phi \cdot k_g = 0 \quad (8.8)$$

ここで、 $\alpha = A_p \cdot k_\alpha$ 、 $K_{CVT} = K_s / B$ 、 $T_{CVT} = I / B$ である。

Hurwitz の安定条件より、安定性を確保するためには、

$$k_e < \frac{1}{K_{CVT} k_\phi k_g} \cdot b \cdot \left\{ \frac{1}{m + b \cdot T_{CVT}} + \frac{\alpha T_{CVT}}{(m + b \cdot T_{CVT})^2} \right\} \quad (8.9)$$

を満たす必要がある。ここでパワーローラ傾転の慣性モーメント I はほかのパラメータに比べ小さいので無視すると、 $T_{CVT} \approx 0$ みなせるので式(8-9)より安定限界はおよそ

$$k_e < \frac{b}{m \cdot K_{CVT} \cdot k_\phi \cdot k_g} \quad (8.10)$$

となる。式(8-10)右辺の分母は、物理量もしくは操作することのできないパラメータなので、変速制御の安定性においては、パワーローラのオフセット運動における減衰項 b が重要なパラメータになってくると言える。

8.4.3. 圧力制御弁を用いた制御系の性能試験

8.4.2 項で述べたように、制御系の安定限界には位置制御系のダンピング項 b が重要になってくる。制御系を調整する際は、CVT を停止したままで位置制御系のゲイン k_x をオーバースhootしない程度で、できるだけ大きくして固定する。次に CVT を回して、変速比制御系のゲイン k_e を振動が出ない程度にできるだけ大きくする。しかしこれらを大きくしていくと、必ずどこかで限界が来る。そこで重要になってくるのが、位置制御系のダンピング項 b である。試験装置には機械的なダンパはないので、コントローラ上で電氣的に微分を加える方法しかない。そこで、位置フィードバックに微分項を加えて、できるだけゲインを上げられるようにした。電氣的にダンピングをかける方法の有効性を示すために、位置フィードバックのダンピング項以外の全てのゲインを同じ条件にして、電氣的な微分の大きさを変えて比較した。

図 8-10 に微分項の付加したことを示す回路図を示した。図中に示すコンデンサ C_{11} を付加することによってオペアンプを用いた電氣的微分回路を付加することができる。すなわち

$$e_{out} = -R_{12}C_{11} \left(\frac{d}{dt} e_{in} \right) \quad (8.11)$$

である。ここで e_{in} , e_{out} はそれぞれ、オペアンプ回路の入力電圧、出力電圧である。微分の大きさはコンデンサの容量に比例して大きくなるので、容量を倍数的に増やし、最終的にこのコンデンサ容量 C_{11} は $3\mu\text{F}$ まで増やして、他のゲインを調整した。

8.4.4. 圧力制御特性

CVT は停止状態での図 8-4 に示す制御系の圧力特性を調べた。圧力制御弁への信号電圧が 0V であるときに、 P_1 , P_2 が等しくなるセンター圧力を 2MPa に設定した。信号電圧 0V を境に P_1 と P_2 は逆位相となり、プラス側は差圧 $\Delta P = P_1 - P_2$ が正、マイナス側では差圧が負で比例的に制御されている。図 8-11 に圧力制御弁への信号電圧に対する実際の圧力 P_1 , P_2 の変化の静特性を示す。二つの圧力制御弁による差圧により、CVT の接線力は決定され、それを制御することで、CVT の変速制御が可能になる。

8.5. 3ポート形圧力制御弁を用いた CVT 変速制御

8.5.1. ゲイン調整

アナログ電子回路のゲインの影響を把握するために、目標変速比を約 0.45~1.05 にステップ状に変化させたときの時定数（変速幅に対して 63.2%に到達するまでの時間）の計測を行なった。ゲインを3段階で調整したが、低いほうから図 8-12 から図 8-14 に結果を示す。ゲインを上げるにつれて、 P_1 と P_2 は立ち上がりが鋭くなっているのがわかる。時定数はゲイン小、中、大それぞれ、(増速, 減速) = (0.53 秒, 0.29 秒), (0.33 秒, 0.25 秒), (0.3 秒, 0.22 秒)であった。ゲインの調整としては、小さい方から徐々に大きくしていき、オーバーシュートが発生しない限界に調整するのが、もっとも応答性の良い状態である。ゲインを高めすぎてオーバーシュートしている例を図 8-15 に示す。

8.5.2. 変速比ステップ応答

目標変速比の急激な変化に対する実際の変速比の制御性を調べるために、前述のようにゲイン調整した制御回路を用いて、ステップ応答試験を行なった。無負荷状態での結果を図 8-16 から図 8-19 に示す。目標変速比のステップ幅の増加とともに差圧は大きくなっているが、いずれの場合もオーバーシュートなく、約 0.8 秒で滑らかに変速を行なえていることが見られる。

8.5.3. トルクステップ応答

急激な負荷変動が起こったときの変速比が受ける影響を調べるため、目標変速比を固定した状態でステップ状に与え、その様子を測定した。ちなみに、従来よりも大きな負荷をかけられるように、駆動用の油圧ポンプを 58cc/rev のものから 78cc/rev のものに取り替えた。これにより入力回転数は $N_i=1600\text{rpm}$ から $N_i=1200\text{rpm}$ に低下している。結果を図 8-20 から図 8-25 に示す。

負荷がかかっても、大きくても変速比低下が 0.1 以内であることが分かり、かなり剛性が上がった。また、従来のサーボ弁を用いていたときと比べても同程度の特性を持っている。なお、トルク変動時にトルクが振動しているのは、駆動用の作動油の配管によるものだが、トルクが振動しているものの変速比には振動がみられなく、安定した制御が行なわれていたと考えられる。

8.5.4. 静的トルク変動に対する特性

静的なトルク変動に対する圧力変化や変速比の変化を調べるため、ゆっくりと負荷を変化させていき、圧力、変速比、入出力トルクを測定した。図 8-26 に入力トルクに対する圧力、変速比の変化の様子を示す。

トルク変化に対する変速比の落ち込みは少なく、安定しているといえる。また、圧力もトルクに比例して変化していることが読み取れる。したがって、正常に圧力制御がなされていると言える。

8.5.5. 試験装置の伝達効率

従来の試験装置に比べてトルク容量を大きくすることができるようになったので、試験装置の伝達効率を調べた。入力回転数を 1200rpm で一定とし、変速比 $e_{st}=1.6$ において効率を調べた。目標変速比 e_{st0} と実際の変速比 e_{st} 、入出力回転数 N_1 , N_4 、及び入出力トルク T_1 , T_4 をデジタルオシロスコープで計測し、速度伝達効率 η_s 、トルク伝達効率 η_t 、及び動力伝達効率 η_p を求めた。ただしここで言う目標変速比とは、入出力ディスクの回転半径と出力ギアのピッチ円半径から求まる理想的な変速比のことである。速度伝達効率は理想的な伝達、すなわちクリープのない状態での出力回転速度に対する実際の出力回転数の比で表されるので、

$$\eta_s = \frac{\omega_4}{\omega_{4id}} = \frac{N_4}{e_{st0} \cdot N_1} \quad (8.12)$$

また、トルク伝達効率 η_t は理想的出力トルク T_{4id} に対する実出力トルク T_4 の比で表されるので、

$$\eta_t = \frac{T_4}{T_{4id}} = e_{st0} \frac{T_4}{T_1} \quad (8.13)$$

また、動力伝達効率 η_p は入出力の動力比で表されるので、

$$\eta_p = \frac{T_4 \omega_4}{T_1 \omega_1} = e_{st} \frac{T_4}{T_1} \quad (8.14)$$

結果を図 8-27 示す。

速度効率は 100%に近い値が得られている。トルク伝達効率、動力伝達効率共に、変速域にかかわらず広い入力トルク域で高い効率（85%以上）が得られているといえる。

8.6. 6 パワーローラ CVT のトルク制御

従来の研究では圧力センサを用いて圧力をフィードバックし、それを元に差圧を計算していた。しかし今回は、目標差圧を固定することにより圧力を一定に保ち、出力トルクを一定に保とうとするものである。

出力トルクは、出力ディスクを介してパワーローラへ接線力として伝わり、ピストンがそれを支持する。ピストンは差圧により力を受ける。差圧を P_L 、ピストンの受圧面積を A_p 、接線力を F_t とすると

$$F_t = \frac{T_1}{2r_1} + \frac{T_3}{2r_3} = P_L A_p \quad (8.15)$$

となる。ここで、

$$\frac{T_1}{2r_1} \cong \frac{T_3}{2r_3} \quad (8.16)$$

と近似すると、

$$P_L = \frac{T_1}{r_1 A_p} \quad (8.17)$$

となる。これがトルクと差圧との対応であり、圧力を制御することがトルクを制御することと一致する。式(8-17)からもわかるように、 $1/r_1 A_p$ をコントローラ上での比例ゲインとみなすことができるので、基本的には変速比制御で使用したコントローラをそのまま使用することができる。違いはそのゲインの大きさのみである。

また、圧力制御弁では、スプール弁の受圧面積差から、弁内部で圧力と目標圧力から励磁されたソレノイドにより発生する力とが釣り合う構造になっている。図 8-28 に示す断面図からすなわち

$$F_c = P_1(A_2 - A_1) \quad (8.18)$$

したがって、目標の差圧と実際の差圧差は弁内部で演算され、目標トルクが変わったときには、このバランスが崩れてパワーローラがオフセットして変速比が変わり、動力的につりあった点で圧力も釣り合い変速が終了する。これによってオープンループでの制御が可能ではないかと思われる。

図 8-29 は圧力特性の静特性を測定したものだが、式(8-17)をもとにすれば幾何学的関係より差圧に対するトルクを求めることができる。この関係を元にトルク制御のゲインを設定できるものと考えられる。

目標の差圧と実際の差圧から、パワーローラはオフセットするので、

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} = (P_{L0} - P_L) A_p \quad (8.19)$$

パワーローラ傾転の運動は

$$I \frac{d^2 \phi}{dt^2} + B \frac{d\phi}{dt} = K_s \cdot x \quad (8.20)$$

以上よりブロック線図を描くと図 8-30 のようになる。

8.7. センサレス変速比制御

センサレス変速比制御はオフセット量や傾転角を計測することなく、CVTの入力回転数 N_i と出力回転数 N_o から変速比を算出し、そこから傾転角を推定して変速比を制御しようという方法である。その基本的な原理は、図 8-31 に示すように傾転角 ϕ は変速比 e_{st} にほぼ比例することにより、電氣的に得られる変速比 e_{st} 信号を傾転角に対応させようとするものである。この方法ならば、従来の制御方法で用いていた制御回路の入力信号 ϕ を変速比 e_{st} に

置き換えるだけでよいので、従来の制御回路に大きな変更を加えることなく変速比制御が可能である。

8.8. デジタルセンサレス制御系の構築

これまで、CVTの変速制御にはアナログの電子回路を用いてきた。前述したように抵抗値やコンデンサ容量の最適化には、CVTの挙動を見ながら、着脱を繰り返さなければならないという手間があった。そこで、CVTの変速に必要な物理量をアナログ入力し、圧力制御弁のドライバへの指令信号をアナログで出力できる変速制御のデジタル化を行なった。日本ナショナルインスツルメンツ社のLabVIEWを用いることにした。サンプリングレートは利用するチャンネルの総計で1.25M サンプル/秒という非常に高速なデータ収録ができ、アナログ入力32ch（差動）、アナログ出力2chを備えている。パソコンの画面上で収録状況の描画や各パラメータの調整が行なえるので、制御器の調整やデータ収録の簡略化、調整値の高精度化が可能となる。

入出力回転数のみを計測して、CVTの変速制御を行なうデジタルセンサレス制御プログラムの一例とデータ収録およびゲイン調整などを行なうフロントページを図8-32と図8-33に示す。デジタルセンサレス制御を行なうときに問題となるのは、始動時に入力回転数がゼロであるために指令信号が非常に大きな値を示すことである。デジタル化のメリットとして、制御可能な入力回転数の下限を設定し、それ以下の時には変速比が適当に設定した値としてプログラムは認識し、それ以上になったときには通常の制御が可能になるシステムを構築することも可能である。本研究室では油圧スタンドで試験を行なっており、入力回転数はゼロから1200rpmまで一気に上昇する。また、その際油圧機器特有のオーバーシュートが見られる。そのような場合においても、デジタル制御系は出力信号の上限下限や微分項の付加が容易に行なうことができる。

8.9. デジタルセンサレス制御系による実験結果

図8-32で示したデジタルセンサレス制御プログラムを用いて行なった実験の結果を以下に示す。ここで取得しているデータは、入力回転数と変速比のみで、それぞれ速度計と速度比計からアナログ値が入力されている。変速比計は入出力回転数を割り算して実変速比をアナログ出力しているものである。センサとしては、入出力回転数を計測する速度ピックアップ二つのみで、直接それらを入力して、プログラム内部で変速比を計算してもよいのだが、速度計と速度比計はそれぞれ10ms、1msごとに出力可能であるので、より高速な速度比計からのデータを主に変速制御に使い、入力回転数は始動時の安全装置の役割として用いることにした。

8.9.1. ステップ応答

過渡的な挙動を調べるために、デジタルセンサレス制御プログラムを用いて、ステップ状の目標変速比入力を行なった。ゲインを調整しながら実験を行なったが、図8-34にはゲインが高すぎて、変速比が目標変速比よりも大きくオーバーシュートしている様子が見ら

れる。ゲインを徐々に低くし、オーバーシュートが無くなったときの実験結果を図 8-35 に示す。指令信号を受けて二つの圧力制御弁が実際に出力した圧力 P_1 , P_2 を図 8-36 に示す。この図から、 P_1 , P_2 は若干のずれがあるように見られる。ずれ時間を調べるために、指令信号電圧に対する P_1 , P_2 をプロットしたものを図 8-37 に示す。 P_1 , P_2 はそれぞれ 0.52 秒と 0.1 秒の時間差を持たせてあり、この時間差は P_1 と P_2 が図 8-29 に示すような近似線が描けるように調整した。差圧 ΔP は図 8-38 のようになっており、0.34 秒遅らせて信号電圧に対してプロットするとほぼ一直線上に載ることがわかった。二つの弁に固有の遅れがあったとしても、差圧として遅れ時間を実験的に把握することにより性能比較することも制御することも可能であるといえる。

8.9.2. 始動試験

図 8-39 から図 8-41 にデジタルセンサレス制御による始動試験の結果を示す。図 8-39 は傾転角 $\phi=50^\circ$ の状態で止まっていたパワーローラが始動とともに緩やかに傾転し、目標傾転角に達している。ゲインを上げて始動試験を行なった結果を図 8-40 に示す。若干の振動が見られるものの 6 秒で安定した状態に落ち着いているのがわかる。図 8-41 では停止時の傾転角を $\phi=30^\circ$ として、目標傾転角を 57° とした時の変速挙動を示している。振動もなく 2.5 秒で目標傾転角に達している様子が見られる。

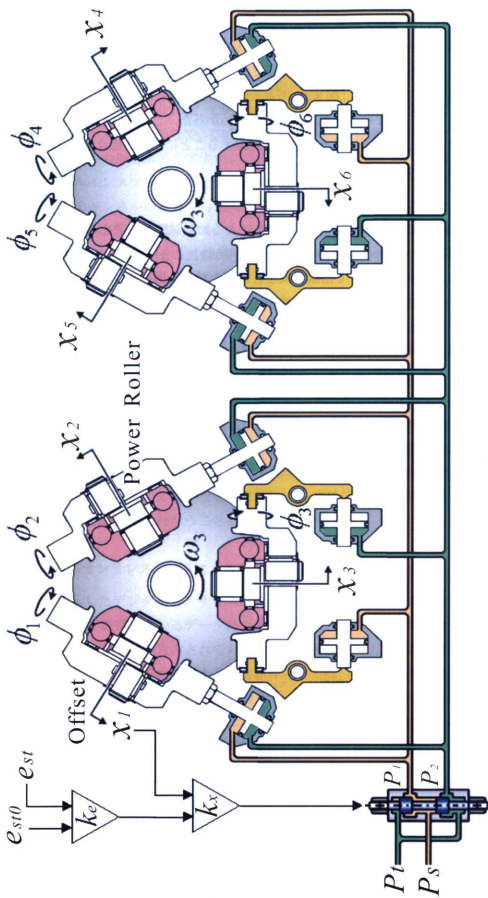


Fig. 8-1 System diagram of 6 power-roller CVT using a 4-port servo-valve

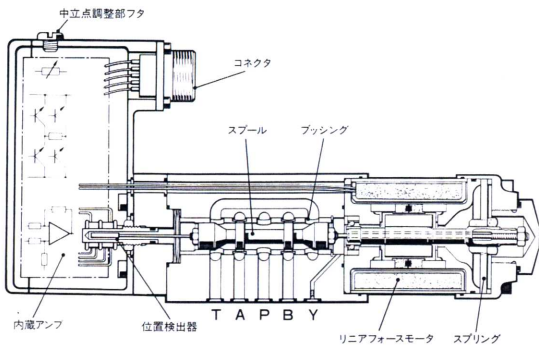


Fig. 8-2 Structure of the servo valve

Table 8-1 Specifications of the servo valve

Model	Linear motor direct drive servo valve
Rated flow rate	2 / 5 / 10 / 20 / 40 L/min
Rated pressure	28MPa
Control pressure range	0~28MPa
Rated spool displacement	±0.5mm
Frequency response	80Hz (90° phase delay point at ±25% input)
Transient response	15msec (@ 0~100% input)
Hysteresis	Within 0.5%
Supply voltage	DC24V
Rated input voltage	±10V

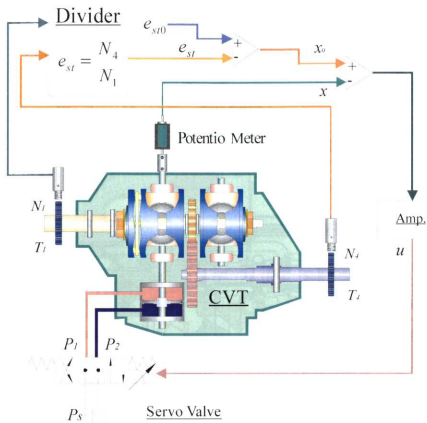


Fig. 8-3 System diagram of the speed ratio control using a servo valve

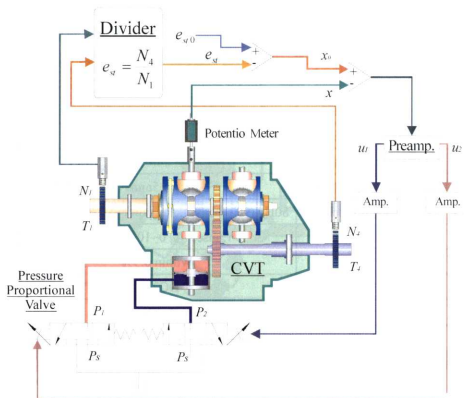


Fig. 8-4 System diagram of the speed ratio control using two pressure control valves

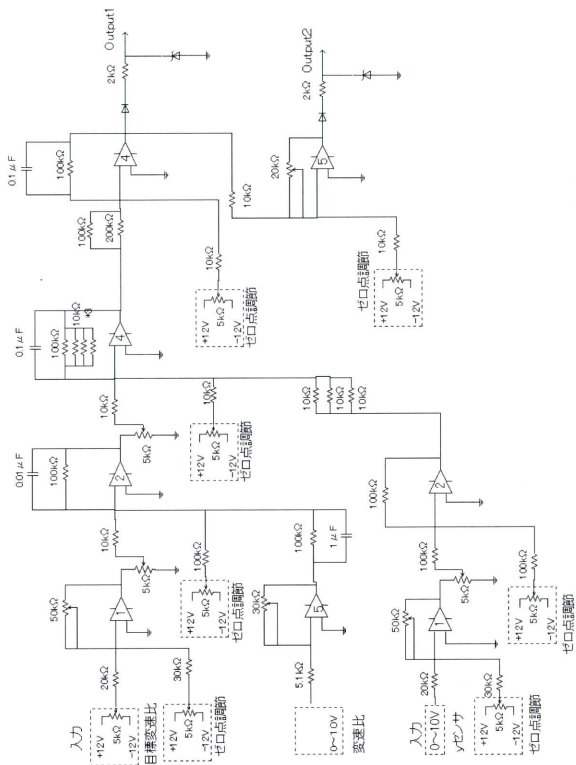


Fig. 8-5 Circuit diagram of a speed ratio control

Table 8-2 Specifications of the pressure control valve

Model	Electromagnetic proportional and directional pressure control valve	
Rated voltage	DC12V	
Rated current	1.0A	
Coil spec.	Resistance	$5.9\ \Omega \pm 5\% @20^{\circ}\text{C}$
	Turn number	600T
	Inductance	120mH
Maximum supply pressure	7MPa	
Pressure control range	0~4MPa	
Rated flow rate	10L/min	

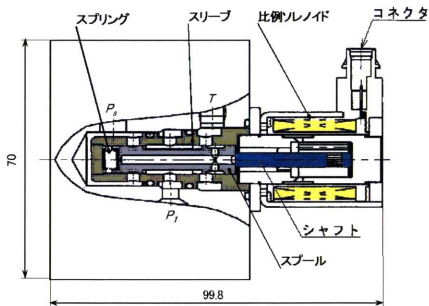


Fig. 8-6 Structure of the pressure control valve

Table 8-3 High-speed responded current amplifier

Rated voltage	DC $\pm 12\text{V}$ ($\pm 5\%$)
Current control range	0.1~1.0A
Dither amplitude	About 0~0.4A _{p-p}
Dither frequency	About 50~250Hz
Input command voltage range	-10 ~ +10 V
Response	Over 20Hz

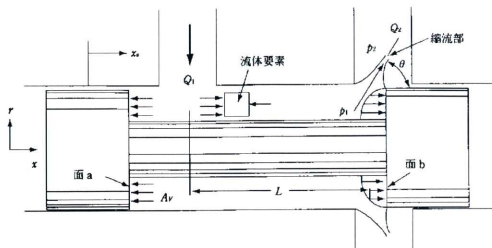


Fig. 8-7 Flow force on a spool valve

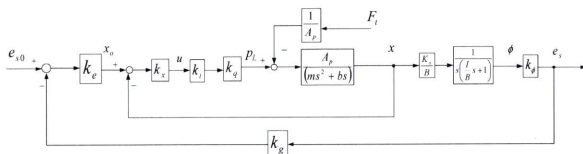


Fig. 8-8 Block diagram of a speed ratio control

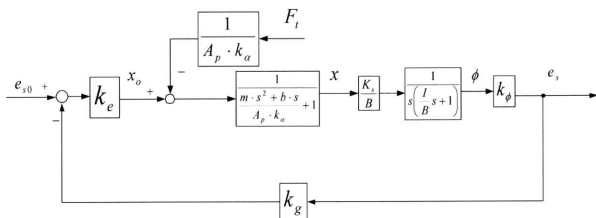


Fig. 8-9 Block diagram of a speed ratio control

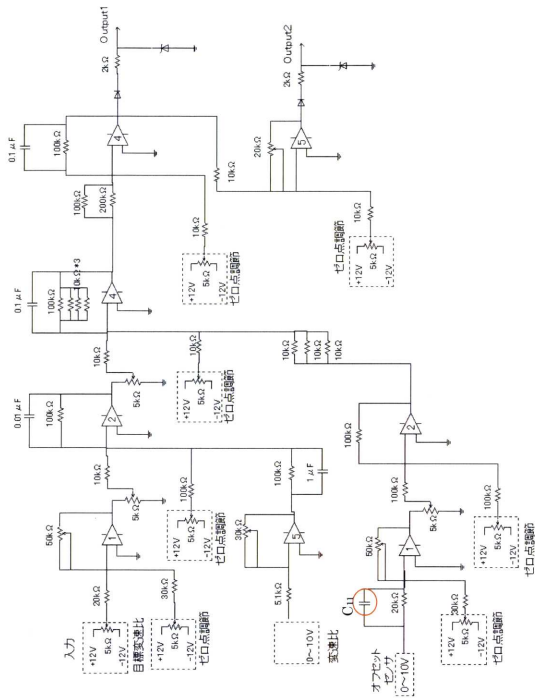


Fig. 8-10 Addition of the differential element to the position feedback

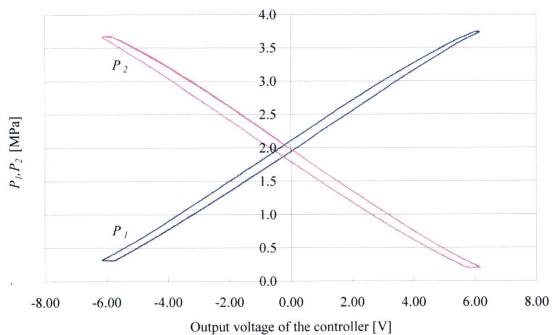


Fig. 8-11 Pressure Characteristics of the valves

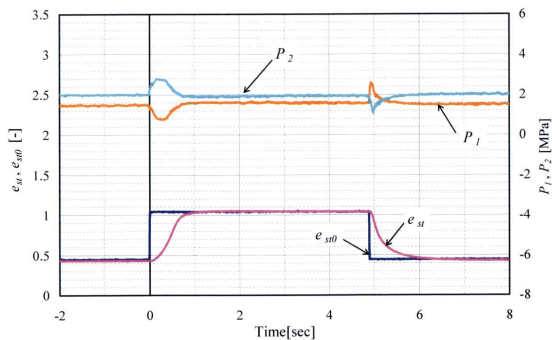


Fig. 8-12 Influence of control gain (minimum)

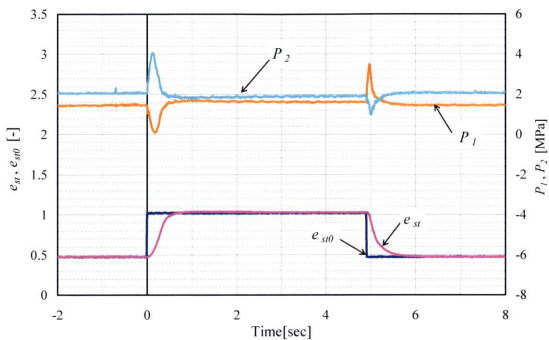


Fig. 8-13 Influence of control gain (medium)

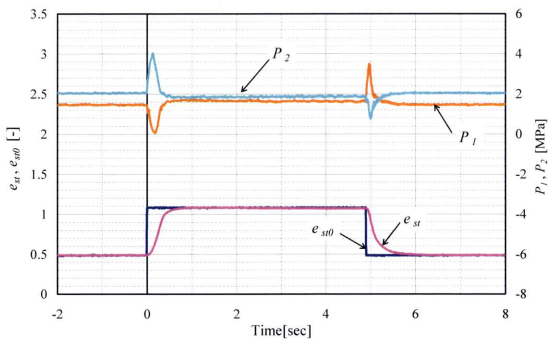


Fig. 8-14 Influence of control gain (maximum)

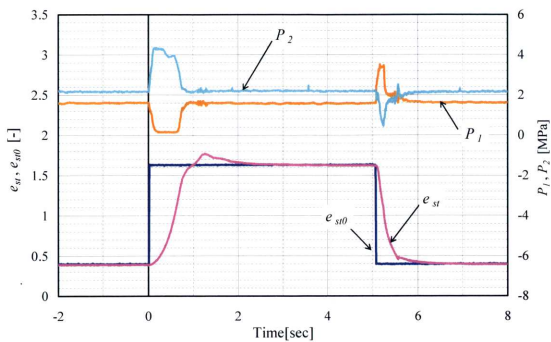


Fig. 8-15 Step response ($e_{st} = 1.6-0.4$)

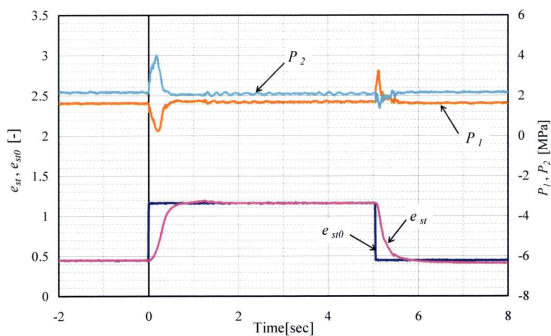


Fig. 8-16 Step response ($e_{st} = 1.2-0.4$)

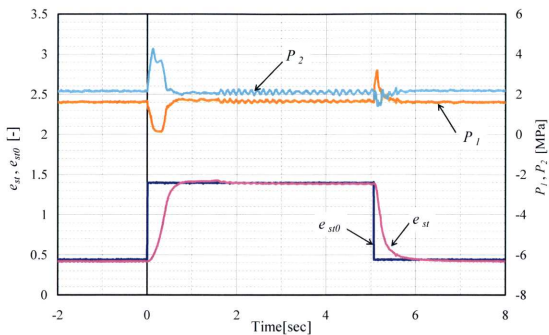


Fig. 8-17 Step response ($e_v = 1.4-0.4$)

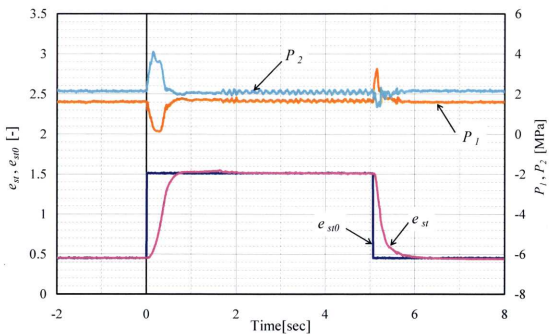


Fig. 8-18 Step response ($e_v = 1.5-0.4$)

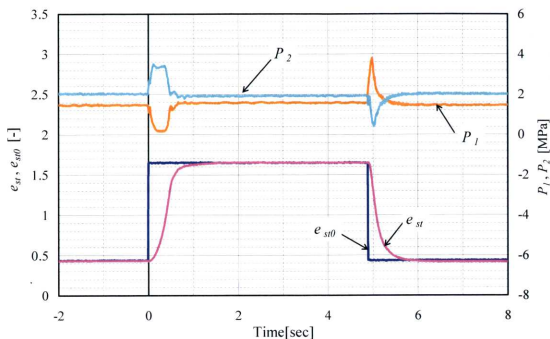


Fig. 8-19 Step response ($e_{st} = 1.6-0.4$)

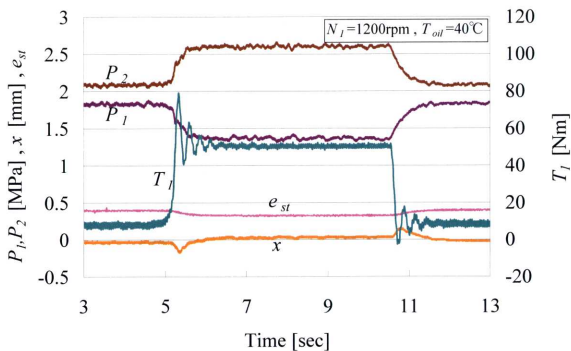


Fig. 8-20 Stability of a speed ratio at $e_{st}=0.4$ when the load torque was changed ($T_l=10\sim 50\text{Nm}$)

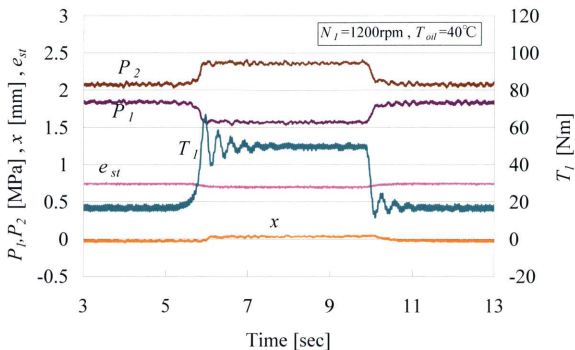


Fig. 8-21 Stability of a speed ratio at $e_{st}=0.75$ when the load torque was changed ($T_l=20\sim 50\text{Nm}$)

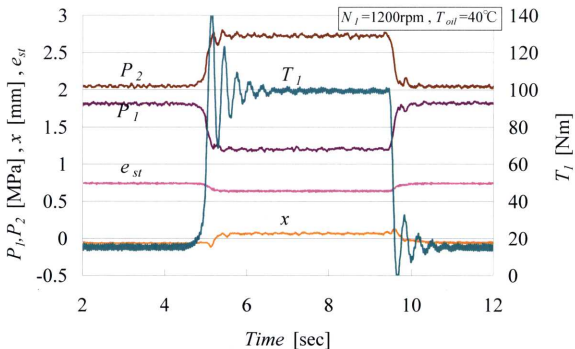


Fig. 8-22 Stability of a speed ratio at $e_{st}=0.75$ when the load torque was changed ($T_l=20\sim 100\text{Nm}$)

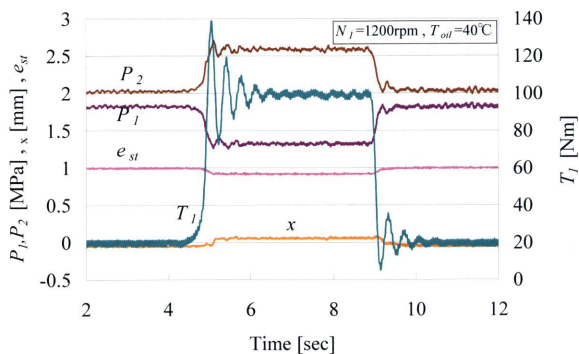


Fig. 8-23 Stability of a speed ratio at $e_{st}=1.0$ when the load torque was changed ($T_l=20\sim 100\text{Nm}$)

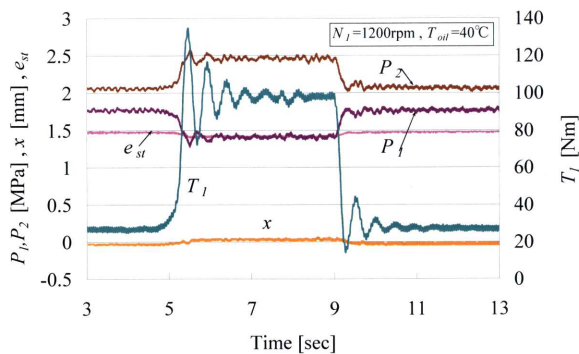


Fig. 8-24 Stability of a speed ratio at $e_{st}=1.5$ when the load torque was changed ($T_l=30\sim 100\text{Nm}$)

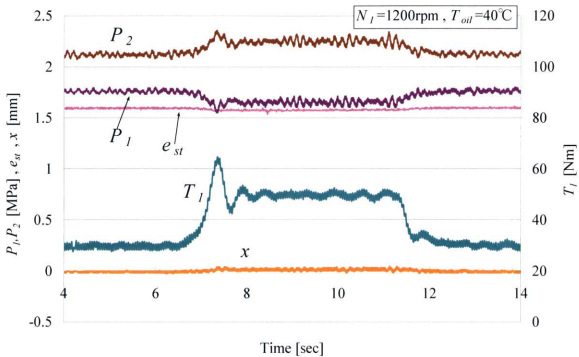


Fig. 8-25 Stability of a speed ratio at $e_{st}=1.6$ when the load torque was changed ($T_l=30\text{--}50\text{Nm}$)

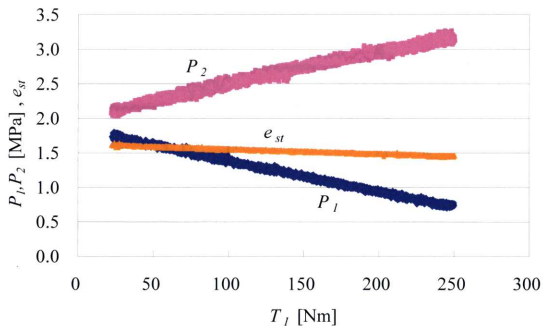


Fig. 8-26 Characteristics of speed ratio and pressures to the input torque

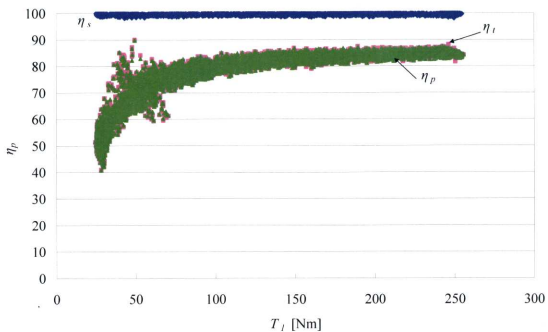


Fig. 8-27 Measurement of CVT efficiencies at $e_{st}=1.6$ and $N_f=1200\text{rpm}$

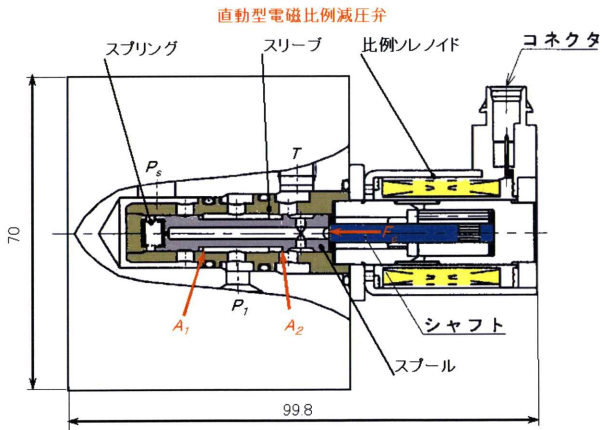


Fig. 8-28 Force balance of the pressure control valve

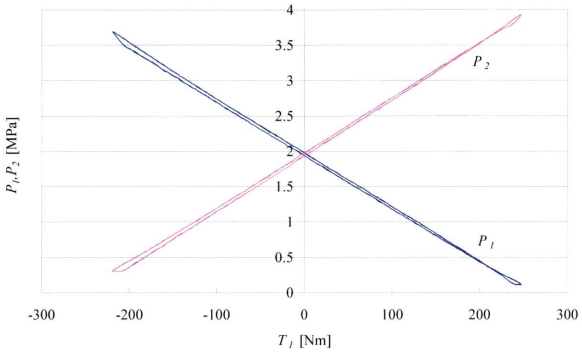


Fig. 8-29 Characteristics of Pressures - Input torque

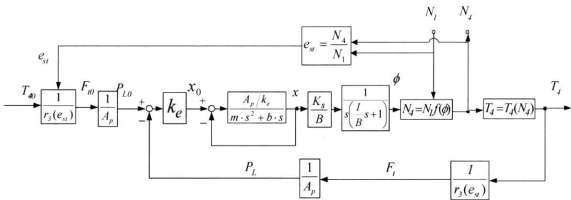


Fig. 8-30 Block diagram of output torque control system

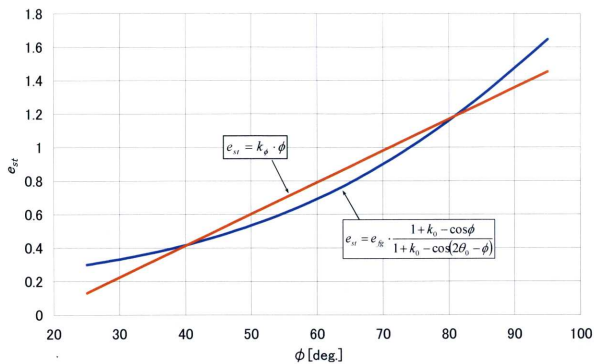


Fig. 8-31 Relation between a tilting angle and a speed ratio

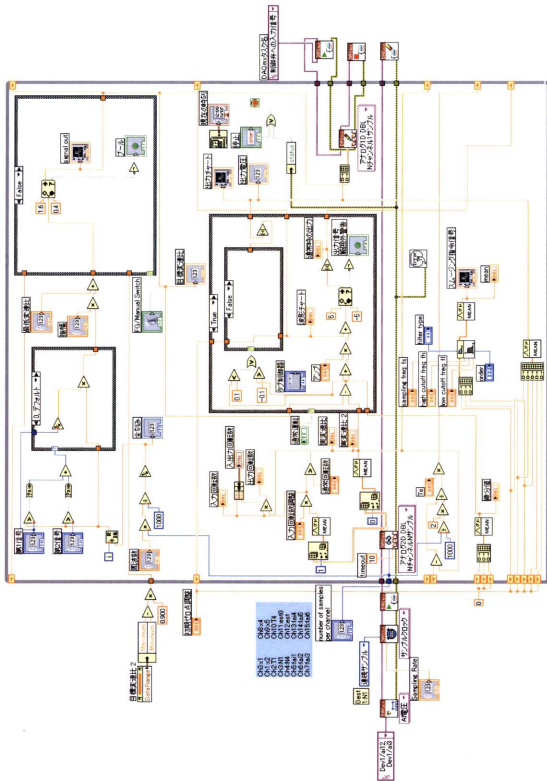


Fig. 8-52 Digital sensorless torque control diagram on LabVIEW

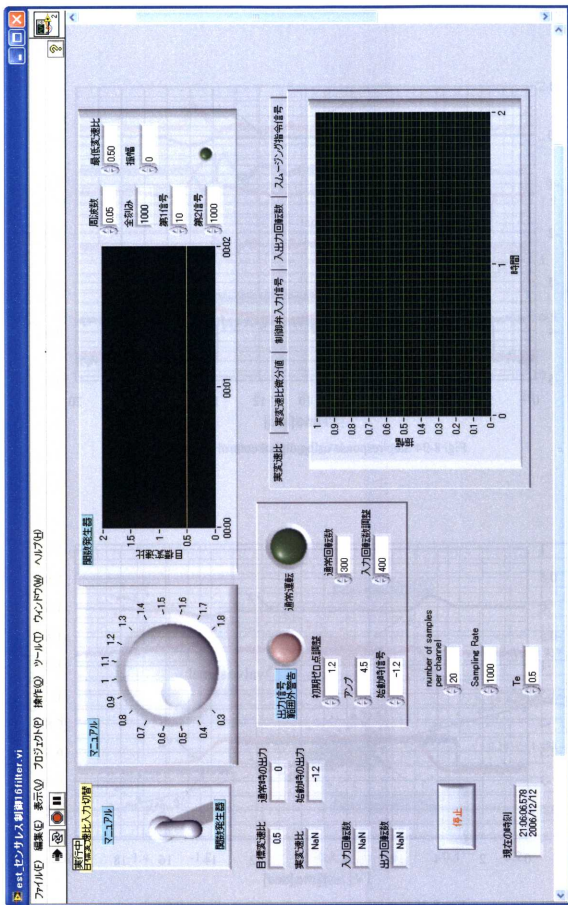


Fig. 8-33 Digital sensorless torque control diagram on LabVIEW

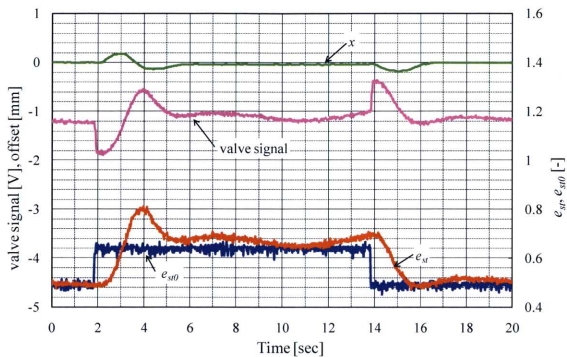


Fig. 8-34 Step response using digital control ($e_{st} = 0.5-0.6$)

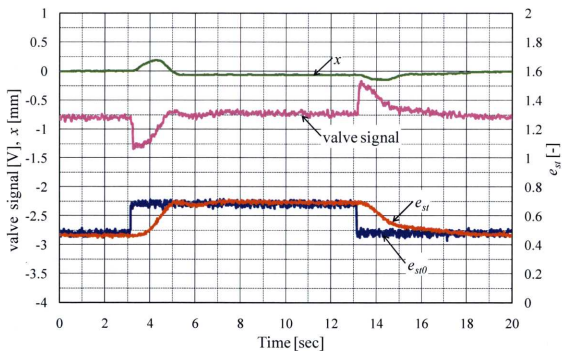


Fig. 8-35 Step response using digital control ($e_{st} = 0.5-0.7$)

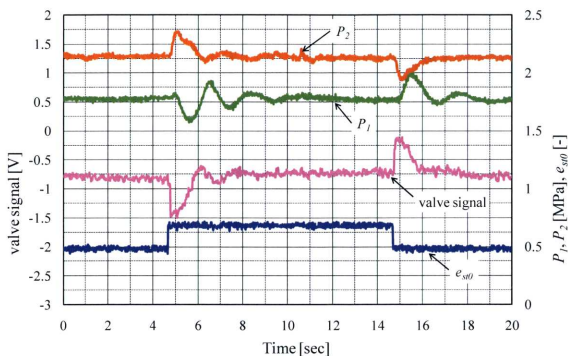


Fig. 8-36 Step response using digital control ($e_{st} = 0.5-0.7$)

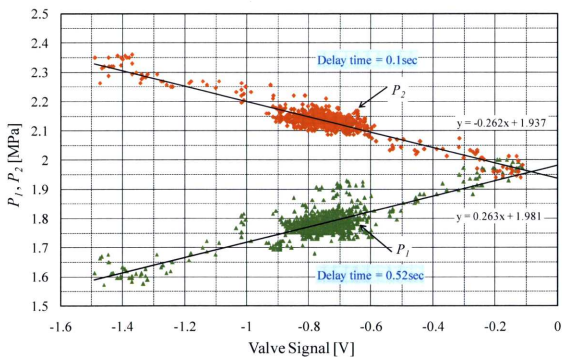


Fig. 8-37 Pressure characteristics

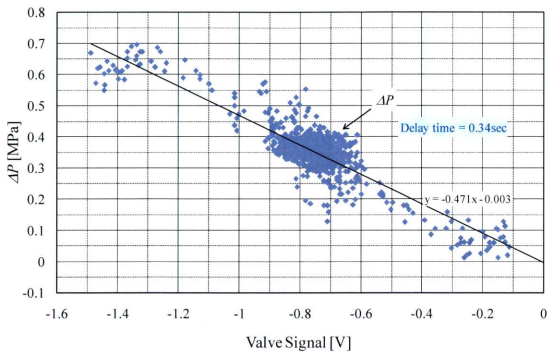


Fig. 8-38 Pressure characteristics

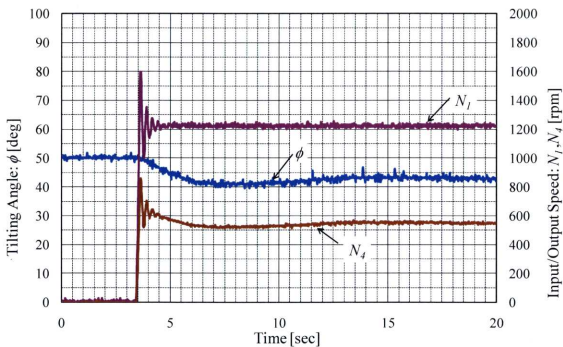


Fig. 8-39 Launch test

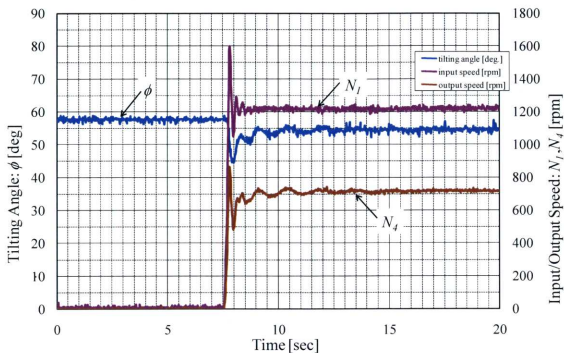


Fig. 8-40 Launch test

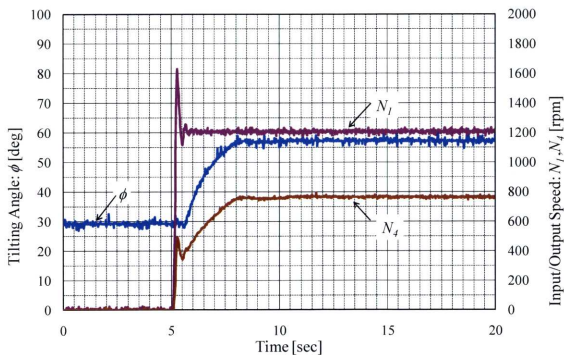


Fig. 8-41 Launch test

第9章 結論

9.1. 結論

9.1.1. 電子油圧動弁アクチュエータ

CNG エンジンを対象として、動弁の開閉タイミングとリフト量を自在に制御できるカムレスエンジン用のセンサレス電子油圧式動弁アクチュエータの開発を行なった。ボンドグラフィシミュレーションにより最適設計し、それに基づいて作製したプロトタイプの試験結果において、供給圧力 14MPa において 12mm の動弁変位を、最短開時間 19ms、最高運転可能エンジン回転数は 2100rpm、0.2m/s 以下の着座速度で制御できることが確認できた。時間軸に対するバルブリフトは台形状になり、通常の機械式動弁の三角形形状よりも吸気効率が上がリ、エンジン効率の向上が期待できる。

電子油圧動弁アクチュエータの特徴である傾斜型 FB スロットを採用することにより、以下のことが実現できることを確認した。

- センサレス制御
- 着座速度制御
- リフト量可変制御

本アクチュエータは、エンジン回転とは全く独立した駆動が行なえるため、エンジンの要求する時々刻々と変わる最適バルブイベント（リフト量、開閉タイミング）を実現できる構造となった。

また、電子油圧動弁アクチュエータの高速化のために、3ポート形高速電磁弁を用いて制御を行なった結果、供給圧力 14MPa において 12mm の動弁変位を、2ポート形弁制御に比べ、最短動弁開閉時間を 24ms から 19ms に短縮し、想定エンジン回転数を 1670rpm から 2100rpm に運転可能範囲を拡大することが出来た。

9.1.2. 6 パワーローラ CVT

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小型化とトルク容量の向上を図るため、1つのキャビティ内に3つのパワーローラを配置する設計トルク容量 430Nm のダブルキャビティ形の CVT を開発し、6つのパワーローラにおける傾転動作の同期と、効率について調べた。同期試験では、変速比制御に対して、6つのパワーローラの傾転角は1つの応答線図に載っていることが確かめられ、効率試験では、入力トルク 50Nm~200Nm にわたって、約 88%となることがわかった。これらの実験に対して、計算速度伝達効率は、トラクション部のスピンの最大となるバリエータ部変速比 $e_s=1$ において、98%となること、及び計算トルク伝達効率もこの時 98%となることを示した。実験トルク伝達効率に対して、計算によるトラクション部のスピン損失、スラスト玉軸受、シール損失等の影響が明らかになった。

また、トルクが負荷された際のパワーローラの挙動を解析と実験により調べた。トルク変動に対する変速比の偏差を静的に調べた結果は、線形解析により得られる式から説明し

た。入力トルクを負から正にする試験では、変速比制御系に振動などは見られなかったが、負の領域で若干、変速比の変化の割合が大きい事が分かった。続けて行なったボンドグラフによる解析から、最大入力トルク付近でのインパルス状負荷に対しては、配管に適当な絞りを挿入することによって振動を抑制することが可能であることが分かった。

ハーフトロイダル CVT の変速比制御に関して、従来から用いられてきた 4 ポート形流量制御タイプの電子油圧サーボ機構に代わる、3 ポート形圧力比例弁で変速比制御する方法を示した。本方法では、変速を携わる、パワーローラのオフセットの位置制御系に、オフセット速度を帰還補償することにより等価的に減衰項を付加し、安定性を向上できることを示した。これにより、変速比制御系のループゲインを高めることができ、負荷変動に強い、変速制御システムが構築できた。

9.2. 今後の展望

9.2.1. 電子油圧動弁アクチュエータ

本研究では、シリンダヘッドにアクチュエータを取り付けて、単筒試験を行なった。今後、エンジン試験・多気筒試験を行ない、吸気管内、および気筒内圧力の変動の影響などを調べて行きたい。その上で、マルチパルス制御をするための最適なパルス幅をマッピングし、いかなる状態にあっても、対応できるような頑強なシステム作りを検討しなければならない。

また、今回はパイロット弁を ON-OFF 的に制御する方法を採用したため、供給圧力によってリフト量可変制御を行なった。ピストンに位置センサを装着して、積極的にフィードバック制御を行ない、供給圧力は一定とし、パイロット弁を PWM 制御することによりバルブリフト量を常時可変に制御可能になる。効率や制御の利便性、装置全体としての信頼性なども含めて、どちらが有利か検討する必要がある。

最後に、本アクチュエータの性能試験を並行して行なっている企業において作製された実験装置を写真 9-1 と写真 9-2 に示す。可動部質量を更に軽量化させるために、①継ぎ手の材質をチタンに変更②死容積を大幅に削減③ピストンの中空化、などの改良を行なっている。6 気筒分のアクチュエータが並び、油圧システムも整備されている。これにより、動弁開閉が他の気筒に与える影響なども明らかになるだろう。

9.2.2. 6 パワーローラ CVT

本研究で、6 つのパワーローラ間の同期安定性が確認され、更なる伝達トルク増大に向けて弾みがついた。今後はトラックや建設機械といった大型車両への搭載も検討されている。また、3 ポート形圧力制御弁による変速制御系を構築できたことにより、トルク制御（トルクシヨンの直接的な制御）が可能になり、現在新型 CVT として研究されている Power-split 形 CVT や IVT⁽¹⁾ (Infinitely Variable Transmission ; 減速比無限大変速機、図 9-1) のようにバリエータと遊星歯車、クラッチで構成される変速機のバリエータ通過トルクがクラッチの

切り替えて急激に変化するものに対しても、信頼性高く変速が行なえるシステムの構築に大変有用である。

9.2.3. 自動車における電子油圧制御の有用性

近年、自動車の各要素において、電子制御化（バイ・ワイア）が進んでいる。機械式、電子式、油圧式を比較したとき、エネルギー密度の比較をすると油圧式は長けているが、油圧配管と電気配線の比較からも明らかなように、油圧式は装置の煩雑さを増してしまう。しかし、適材適所で油圧が有効である分野は残されている。本論文では二つの電子油圧装置について述べたが、電子油圧動弁アクチュエータに関して言えば、油圧を用いた圧力バランスの利用により、センサレスで動弁のリフト量を調整が可能になった。また、6パワーローラ CVT では、6 つのうち 1 つのパワーローラのみをサーボ制御する、または、全くパワーローラの状態を見ずとも変速制御を行なうことができた。油圧配管により、均等な圧力を送り出すことで、同じピストン径ならば発生力も同じという原理があるため可能となった。このように、電子油圧制御は大きな可能性を持っている。今後も引き続き、油圧の有用性を見出し、ユニークな装置の開発を行なっていきたい。

参考文献

- (1) Development of the Next-Generation Half-Toroidal CVT with Geared Neutral and Power-Split Systems for 450 N-m Engines, T. Shinojima *et.al.*, CVT2004, 2004-34-2878, 2004

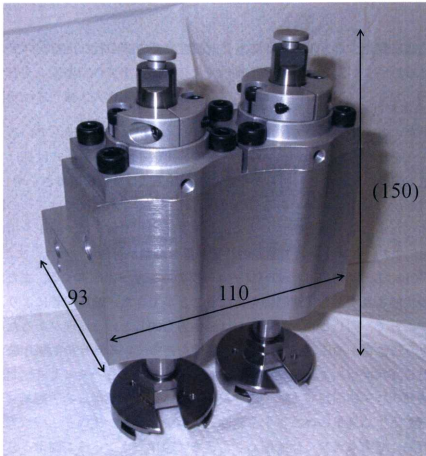


Photo 9-1 Redesigned electro-hydraulic valve actuator

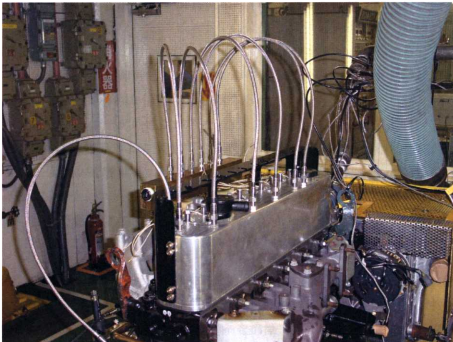


Photo 9-2 Electro-hydraulic Valve Actuators on the Cylinder Head_1
(Nissan Diesel Motor Co. Ltd.)

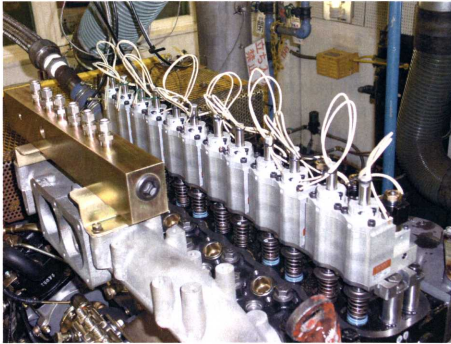


Photo 9-3 Electro-hydraulic Valve Actuators on the Cylinder Head_2
(Nissan Diesel Motor Co. Ltd.)

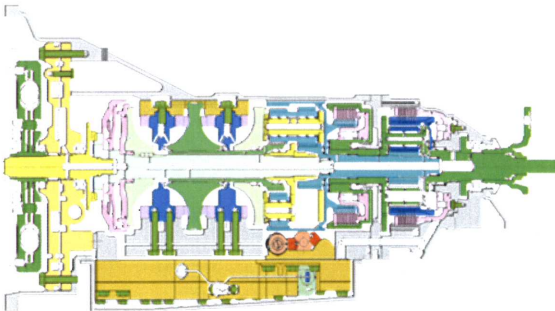


Fig. 9-1 Cross-sectional view of Infinitely Variable Transmission

— 謝辞 —

本研究にあたって多大な御指導・御助言を頂いた横浜国立大学大学院教授 田中 裕久博士，同助教授 佐藤 恭一博士に心より深く感謝申し上げます。

また，横浜国立大学田中裕久研究室助手 山本 一雄氏，同研究室元助手 川村 敏雄氏，同研究室助手 森井 隆夫氏にはダンパ装置や加工技術などに関して有益なご助言いただき，CVT 実験装置の組み上げを手伝っていただき，心より御礼申し上げます。

横浜国立大学田中 裕久研究室・佐藤 恭一研究室の皆さんには御協力頂き，深く御礼を申し上げます。

最後に，電子油圧動弁アクチュエータのエンジン試験など共同研究を下さった日産ディーゼル工業(株)の土屋 孝幸氏，動弁アクチュエータ製作において，多大な御協力を頂いたボッシュ・レックスロス(株)の浦井 隆宏氏，6 パワーローラ CVT の製作や研究に関するアドバイスを下さった日本精工(株)の今西尚氏に深く感謝の意を表します。

本研究の一部は日本学術振興会の特別研究員 (DC2) として，科学研究費を得て実施していることを付記します。

最後に，日頃から研究に対して助言をし，大学での研究生活を全面的に了承し，熱心に協力してくれた，夫 豊田俊郎に心から感謝します。

Appendix

APPENDIX-1 ボンドグラフの概要

・ ボンドグラフの概要

プログラムは大きく 2 つに分けられ、おもに記号処理によりシステム状態方程式を導出する前処理プログラムとシミュレーション実行プログラムとから構成される。ユーザーが行わなければならないのは、最初の入力データ DATA.BGS の作成であり、シミュレーション実行まで計算機が自動的に実行してくれる。PRE が前処理プログラムであり、対象とするシステムの状態方程式などを導出し、シミュレーションプログラムの作成、実行を行う。

ボンドグラフは素子の接続関係を表現していて実際の物理システムの原型に近い表現であり変数間の因果関係をグラフ上に表現している。ボンドグラフで扱われる物理量は電圧と電流（電気系）、力と速度（直線運動系）、トルクと各速度（回転運動系）、圧力と流量（流体系）である。基本変数として、前者をエフォート(effort)後者をフロー(flow)と呼び、これらの積はパワーを表している。また、モーメンタム（effort の時間積分）やディスプレイメント（flow の時間積分）も変数として用いている。

・ ボンドグラフによる表現

エネルギー伝達の観点から物理系を構成する要素は、

- (1)エネルギー供給要素
- (2)エネルギー貯蔵要素
- (3)エネルギー消費要素
- (4)エネルギー伝達要素

の 4 つに分類される。油空圧システムではこれらの要素が複雑に結合されて構成される。ボンドグラフは、これらに対応する素子をボンド(エネルギーの流れを表す線分)で結合して、システムの構造を表現する。ボンドには片矢印がついていて、これがエネルギーの正の流れ方向を表す。また、エネルギーの出入口はポートと呼ばれる。1つのボンドにはエフォートとフローの 2 つの変数が割り当てられ、その積はボンドを伝わるパワーを表す。パワーの時間積分値がエネルギーで、そのボンドを流れたエネルギーの量を表す。これら変数および素子の実際の物理系での対応および、特性関数の表現を表 A-1、表 A-2、表 A-3 に示す。

ボンドにはストロークと呼ばれる短い線分が一方の端に付けられていて、これにより変数の因果関係（入力出力関係）が表現されている。たとえば、あるボンドに図 A-1 のようなストロークがついていれば、左側のストロークのない方からエフォートが出力されて、それが右側へ入力として伝わり、その結果フローが右側の出力として逆に伝えられ、左側の入力となる。

APPENDIX-2 シミュレーションに用いた BGSP ソース

```

BOND SYMBOL EXPR OUT DEFIN PARM INIT
SFQS 1
SEAF 17
IIMV 6
CIAC 15
CICG 13
CIKS 8
REAP 14
REFS 11
REBV 7
RERF 16
TFAS 4 5
TFAC 9 10
ZJ -1 3 4 15 16
ZJ -10 -12 13 14
OJ -5 -17 6 7 8 9
OJ -3 11 12
/
OP: Ap
RV: XXAP
    OP=XXAP
EOD
BC: X DP8 主弁変位
BC: Ps EF1 供給圧力
OP: Qs
FB: XQS1 FL3
FB: XQS2 FL4
    OP=XQS1+XQS2
EOD
BC: Pc EF13 コントロール室圧力
BC: Qc FL11 コントロール室流量
BC: Qp FL14 パイロット弁制御流量
BC: Va DP15 アクキュムレータ体積
BC: Vx FL7 ピストン速度
/
SFQS 供給圧力:1
PA: PPS 14. 0D+06 供給圧力 (14MPa)
PA: PQS 10. 0D-00 最大供給流量 (10L/min)
    F=PQS/6. 0D+04
EOD
SEAF 外力:17
PA: PAF1 1. 78D-03 バルブ上側受圧面積 (吸気 1. 78, 排気 1. 17)
PA: PAF2 1. 85D-03 バルブ下側受圧面積 (吸気 1. 85, 排気 1. 24)
PA: PPF1 0. 0D+06 吸気管内圧力
PA: PPF2 0. 0D+06 気筒内圧力
    E=PAF1*PPF1-PAF2*PPF2
EOD
IIMV 弁慣性:6
PA: PMV 274. 0D-03 ニードル弁質量 (430g, NEW 274g)
    L=Z/PMV
EOD
CICG コントロール室圧力:13
PA: PBE 1. 4D+09 作動油の体積弾性係数
PA: PPS コントロール室初期圧力 (供給圧力)
PA: PSU 20. 0D-03 ニードル弁変位最大上限
PA: PAC 27. 5D-06 AREA AC
PA: PVCO 3. 01D-06 弁ストローク最大時の隙間体積
FB: XV DP8 弁変位置

```

```

AA=PBE/(PAC*(PSU-XV)+PVC0)*Z+PPS
IF (AA.LE.0.0) THEN
  C=0.0
ELSE
  C=AA
ENDIF
EOD
CIKS
PA: PKX 7.65D+03   ストップバー:8
PA: PKXO 19.3D-03   ばね定数(7.65N/mm)
PA: PSTS 1.0D+09   ばねの初期歪み(19.3mm)
PA: PSL 0.0D-00   弾性係数(1.0D+09N/m)
PA: PSU
PA: PSU
AA=PKX*(Z+PKXO)
IF (Z.LE.PSL) THEN
  C=PSTS*(Z-PSL)+AA
ELSEIF (Z.GT.PSU) THEN
  C=PSTS*(Z-PSU)+AA
ELSE
  C=AA
ENDIF
EOD
CIAC
PA: PPA0 9.0D+06   アクキュレータ:15
PA: PVA0 65.0D-00   ■アクキュレータ初期チャージ圧力(9MPa)
PA: PPS   作動油流入後圧力(供給圧力)
PA: PN 1.4D+00   ポリトロープ指数(1.4)
AA=PPS*((PPS*Z*(-1.0D+00))/(PPA0*PVA0)+1)**(PN*(-1.0D+00))
IF (AA.LE.0.0) THEN
  C=0.0
ELSE
  C=AA
ENDIF
EOD
REFS
PA: PWC 0.3D-03   コントロール室への流量:11
PA: PXL 0.5D-03   ●フィードバックスロット幅
PA: PAFS 0.25D-00   ●アンダーラップ量
PA: PCDC 0.7D-00   ●フィードバックスロット傾斜
PA: PROU 869.0D-00   流量係数(コントロール室)
FB: XV DP8   弁変位置
IF (XV.LE.0.0) THEN
  AA=0.0
ELSE
  AA=XV
ENDIF
R=PCDC*PWC*PAFS*(AA+PXL)*DSQRT(2.0*DABS(Z)/PROU)*DSIGN(1.0,Z)
EOD
RERF
PA: PPS   ○最大供給圧力(14MPa)
PA: PRR 4.1D+06   リリーフ弁の抵抗係数
FB: XPS EF1   供給圧力
IF (XPS.LT.PPS) THEN
  R=0.0D+00
ELSE
  R=(XPS-PPS)/PRR
ENDIF
EOD
REAP
パイロット流量:14

```

PA: PAP 1.86D-06 ●パイロット弁開口面積
 PA: PNV 1.0D+00 ●パイロットバルブの数
 PA: PTS 00.0D-03 パイロット弁オープンタイム
 PA: PTP 30.0D-03 ○パイロット弁オープンパルス幅
 PA: PCDP 0.7D-00 流量係数(パイロット弁)
 PA: PROU 作動油の密度
 FB: XV DP8 弁変位置
 RV: XXAP

```

ATE=PTS+PTP
IF ((T. GE. PTS). AND. (T. LE. ATE)) THEN
  XXAP=PAP*PNV
  R=62.27D-09*DSQRT(DABS(Z))*DSIGN(1.0,Z)*PNV
ELSE
  XXAP=0.0D-00
  R=0.0D-00
ENDIF
  
```

```

EOD
REBV 粘性抵抗:7
PA: PZETA 1.0D+00 弁体摺動部の減衰比[-]
PA: PSL ニードル弁変位最大下限
PA: PMV ニードル弁質量
PA: PSTS 弾性係数(1.0D+09N/m)
PA: PKX ○ばね定数
FB: XV DP8 弁変位置
IF (XV. LE. PSL) THEN
  R=2.0*DSQRT(PMV*PSTS)*Z
ELSE
  R=PZETA*2.0*DSQRT(PMV*PKX)*Z
ENDIF
  
```

```

EOD
TFAS
PA: PAS 22.90D-06 AREA AS
TF=1.0D+00/PAS
  
```

```

EOD
TFAC
PA: PAC AREA AC
TF=PAC
  
```

```

EOD
/
-0.5D-03 53.5D-03 1.0D-06 500
DP13 00.0D-00 PC INI
DP8 00.0D-03 x
DP15 00.00D-06
/
  
```

Table A- 1 Basis Variable Table of Bond Graphs

	電気系	直線運動系	回転運動系	流体系
エフォート	電圧	力	トルク	圧力
フロー	電流	速度	角速度	流量
モーメント*	磁束	運動量	角運動量	圧力モーメント
ディスプレイスメント**	電荷	変位	角変位	体積

*エフォートの時間積分 **フローの時間積分

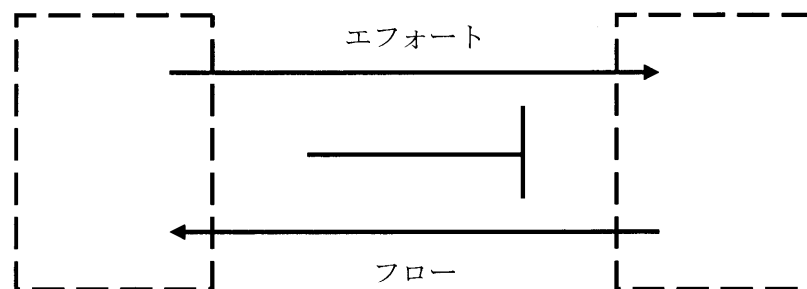
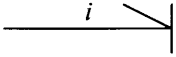
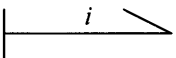
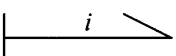
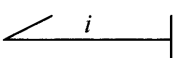
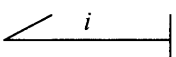
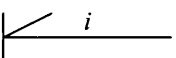



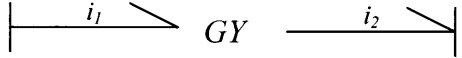
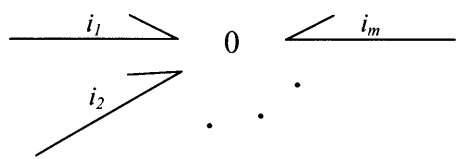
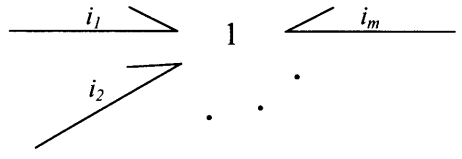


Fig. A- 1 Connection of Bond Graphs Variable

Table A- 2 Basis Device Table of Bond Graphs(Physical meaning)

素子	電気系	流体系	機械系
ボンド	電線	管路	シャフト, ロッド
S E-素子	電圧源	圧力制御付ポンプ	ディーゼルエンジン
S F-素子	電流源	ポンプ	伝動軸
I-素子	コイル インダクタンス	質量 流体の慣性	フライホイール 質量
C-素子	コンデンサ	アキュムレータ 圧縮性 液槽	ばね 弾性変形 ねじれ
R-素子	電気抵抗	固定絞り 流体抵抗 漏れ	摩擦 (トルク損失) すべり(減速) ダンパ
T F-素子	変圧器	ポンプ シリンダ	径違い歯車
G Y-素子	一定励起による 電気機械		
0-接点	並列回路	並列回路	遊星歯車装置 復元てこによる結合
1-接点	直列回路	直列回路	固定継ぎ手 てこによる結合

Table A-3 Basis Device Table of Bond Graphs (Symbol)

素子	記号 (i: ボンド番号)	特性関数
SE-素子	SE 	$e_i = E(t)$
SF-素子	SF 	$f_i = F(t)$
R-素子	R 	$e_i = R(f_i)$
	R 	$f_i = R^{-1}(e_i)$
C-素子	C 	$e_i = C\left(\int f_i dt\right)$
I-素子	I 	$f_i = L\left(\int e_i dt\right)$
TF-素子		$e_{i2} = \frac{1}{n}e_{i1} \quad f_{i1} = \frac{1}{n}f_{i2}$
		$e_{i1} = ne_{i2} \quad f_{i2} = nf_{i1}$
GY-素子		$f_{i2} = \frac{1}{m}e_{i1} \quad f_{i1} = \frac{1}{m}e_{i2}$
		$e_{i1} = mf_{i2} \quad e_{i2} = mf_{i1}$
0-接点		$e_{ij} = e_{ik} \sum_{j=1}^m f_{ij} = 0$
1-接点		$f_{ij} = f_{ik} \sum_{j=1}^m e_{ij} = 0$