

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	空気圧シリンダの摩擦特性のモデリング
Title(English)	Modeling of friction characteristics of a pneumatic cylinder
著者(和文)	小寄貴弘
Author(English)	
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:乙第3628号, 授与年月日:2002年9月30日, 学位の種別:論文博士, 審査員:
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:乙第3628号, Conferred date:2002/9/30, Degree Type:Thesis doctor, Examiner:
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

平成十四年度 学位論文

空気圧シリンダの摩擦特性の
モデリング

Modeling of Friction Characteristics of
a Pneumatic Cylinder

小 寄 貴 弘

東京工業大学

2002年 9月30日

目 次

第1章	緒 論	.1
1.1	研究の背景	1
1.2	研究の目的	4
1.3	論文の構成	5
第2章	空気圧シリンダの低速駆動時に見られる摩擦による振動	11
2.1	緒 言	11
2.2	実験装置の構成	12
2.3	速度応答の解析	12
2.3.1	基礎式	13
2.3.2	メータアウト回路	14
2.3.3	メータイン回路	17
2.3.4	考察	18
2.4	実 験	20
2.4.1	カオス性の判定	21
2.4.2	実験方法	22
2.4.3	実験結果	23
2.4.4	考察	27
2.5	結 言	31
第3章	空気圧シリンダ駆動系におけるスティックスリップの発生条件	32
3.1	緒 言	32
3.2	空気圧駆動系の基礎式	33
3.2.1	メータアウト回路における運動	34
3.2.2	メータイン回路における運動	35
3.3	安定判別	36
3.3.1	メータアウト回路の安定領域	36
3.3.2	メータイン回路の安定領域	37
3.3.3	考察	39
3.4	位相面軌跡	39
3.5	スティックスリップの発生条件	44
3.5.1	メータアウト回路のスティックスリップ	45

3.5.2	メータイン回路のスティックスリップ	46
3.5.3	考察	47
3.6	結 言	51
第4章	空気圧シリンダ駆動系のシミュレーションのための摩擦モデル	52
4.1	緒 言	52
4.2	摩擦力のモデリング	53
4.2.1	記号と添字	53
4.2.2	基礎式	53
4.2.3	摩擦力の測定	54
4.2.4	摩擦モデル	54
4.3	シミュレーション	56
4.3.1	シミュレーション結果と考察	56
4.3.2	シリンダ室内温度と圧力の影響	58
4.4	結 言	58
第5章	空気圧用ピストンシールにおける油膜圧力の測定	62
5.1	緒 言	62
5.2	実験装置と実験方法	63
5.2.1	実験装置の構成	63
5.2.2	実験方法	64
5.3	実験結果と考察	64
5.3.1	弾性流体潤滑理論	64
5.3.2	油膜圧力分布	68
5.3.3	油膜厚さ	69
5.3.4	摩擦力と油膜圧力	72
5.4	結 言	73
第6章	空気圧シリンダの摺動面における温度変化が摩擦力に及ぼす影響	75
6.1	緒 言	75
6.2	測定装置	76
6.3	実験結果と考察	78
6.3.1	摺動面温度	78
6.3.2	摺動面温度の速度依存性	78
6.4	摩擦力に対する温度の影響	84
6.4.1	連続駆動の場合	85
6.5	結 言	87
第7章	ゲインスケジューリング制御による空気圧サーボ系の摩擦補償法	90
7.1	緒 言	90
7.2	実験装置	91

7.3	制御系設計	92
7.3.1	ゲインスケジュールド H_∞ 制御	92
7.3.2	空気圧シリンダのモデリング	93
7.3.3	摩擦補償	95
7.3.4	制御器の導出	96
7.4	実験結果と考察	98
7.4.1	摩擦補償制御の実験結果	98
7.4.2	負荷・摩擦補償制御の実験結果	100
7.5	結 言	103
第8章	ラビリンスシール空気圧シリンダにおける摩擦力の推定	104
8.1	緒 言	104
8.2	摩擦力の測定	105
8.2.1	測定装置の構成	105
8.2.2	動摩擦力	107
8.2.3	静止摩擦力	109
8.3	摩擦力の数値計算	110
8.3.1	計算方法	110
8.3.2	偏心量の決定	111
8.3.3	結果と考察	112
8.4	結 言	117
第9章	結 論	118
9.1	研究の結果	118
9.2	今後の課題	122
	参考文献	123
	謝 辞	132

第1章 緒 論

1.1 研究の背景

空気圧シリンダは、自動化・省力化、低コスト化、省スペース化及び簡便な保守、環境の保全などの諸要求に対する適合性から各種の産業機械におけるアクチュエータとして用いられ、近年その応用分野は拡大する傾向にある。しかし、より高い性能、信頼性、耐久性に対する要求も同時に高まりつつある。こうした中で、作動流体として空気を扱うことから、シール部における密封と摩擦・摩耗の低減を高い水準で両立させることはその性能を直接左右するため、困難ではあるが極めて重要性の高い問題として提起されている。

現在は、摺動面の加工技術やシール技術の発展の結果、無給油化が達成された弾性体シール形空気圧シリンダが主流であり、組み立て時にグリースを封入して初期潤滑しておくことにより常時潤滑剤の補給を必要とせず駆動に耐えられるよう製造されている¹⁾。また、空気圧シリンダ用シールとして最も頻繁に使用されているのは合成ゴムを材料とした自己密封型シールであり、無給油化に伴い種々の形態のものが存在する^{2),3)}。

油圧用との基本的な相違は、作用圧、流体の圧縮性、粘性、潤滑性など対象媒体の特質に由来する。油圧の作用圧は用途によるが通常7~28 MPaと高圧であるのに対し、空気圧は実状では取り扱いの都合上0.5~0.8 MPaである。したがって、油圧シリンダは高い作用圧により出力が大きいため、摺動部の摩擦力は特殊な使用条件下を除いて問題視されない傾向にある。また、油圧作動油が潤滑剤としての性質を兼備し、シール部における漏れ量は油膜形成の度合で決まる。このため、油圧シリンダ用シールの場合、剛性を高めて油膜除去作用を持たせることによる漏れ低減、高圧に対する強度、はみ出し防止が重要な問題となっている。

一方、空気圧シリンダ用シールの場合、作用圧が低いため、接触面圧が高くなならないよう剛性を低めに設定してある。出力に比べて相対的に摩擦力は大きく、その影響は無視できない。空気の粘性は極めて低いことから自身の潤滑性を当てにすることができない。また、空気に含まれる水分がドレンとして現れる、などの理由により多少の漏れを生じて油膜を完全に除去しないよう潤滑保持が重視される^{4),5),6)}。これらの事情から、特に空気圧シリンダでは密封を保持しつつ適正な潤滑を確保することによって摩擦力を極力小さくするよう配慮する必要があり、それが効率、性能を向上させるための一つのキーポイントであると考えられる。

しかしながら、空気圧シリンダの摩擦特性の正確な把握が現状でも十分に行われているとは言い難い状況にある。その把握を非常に困難なものとしている主因は、摩擦力が作動条件に依存し、以下のような要素の影響により大きく変動することである⁷⁾。

- (1) シリンダチューブの材質
- (2) チューブ寸法（内径精度、ピストン側のシール装着部の加工精度）
- (3) チューブ内面の仕上げ粗さ、表面状態
- (4) シールの材質
- (5) シールの形状
- (6) シールの硬度
- (7) シールに作用する圧力
- (8) 動作速度
- (9) 停止時間
- (10) 潤滑剤の種類
- (11) 潤滑剤の粘度
- (12) 潤滑剤の量と分布状態
- (13) シール接触面の潤滑状態

これらの要素は相互依存している場合があるので、個々の影響のみを分離して定量的に評価することが困難である。また、測定が技術的に困難な要素も存在する。こ

のため、実用上は最低作動圧力や内径別の静的な摩擦力を用いて規格化を行い、実際上の問題をクリアすることによって使用している⁸⁾。しかし、摩擦力は稼動中に非線形な挙動を呈して著しく変化することから高速・高精度動作を阻害し、低速動作時にはスティックスリップを生起させ、使用範囲を限定させている⁹⁾。例えば高精度な中間位置決め制御などを実現するためには、詳細な摩擦特性の把握が不可欠である。

Bownsら⁷⁾は上記(1)~(7)、(9)及び慣性質量を種々組み合わせた給油仕様の空気圧シリンダを同一の回路で動作させ、ストローク時間を測定することにより摩擦力に及ぼす影響を評価している。Belforteら¹⁰⁾は無給油仕様の空気圧シリンダを対象として(2)、(7)、(8)を変えて静摩擦力及び動摩擦力を測定し、それらの影響を考慮に入れたモデル化法を提示している。その後、Belforteら¹¹⁾はそれらに加えて(1)、(3)~(5)、潤滑剤の有無について摩擦力に対する影響の度合も調べている。

また、Backéら¹²⁾は、(1)、(4)や(10)などの影響は一定という仮定の下で空気圧回路シミュレーションのための摩擦力と(7)及び(8)の関係を実験的に求めている。以上の文献では、実験結果に基づく摩擦モデルの導出による一般化も同時に行われている。したがって、上記(1)~(9)の要素の影響はある程度明らかにされてきている。

最近では、Raparelliら¹³⁾が空気圧用スクイズタイプシールに対して測定により速度の関数として得られた摩擦係数と有限要素モデルで数値的に求められた接触圧分布から摩擦力を算出し、実験値との比較により評価している。また、Bertettoら¹⁴⁾、Bignardiら¹⁵⁾は、同様の手法でリップタイプロッドシールの有限要素モデルを用いて計算された接触圧と光弾性法による測定結果からシールの構造的挙動の比較を示しており、そのような方向からの展開も期待されている。

一方、摩擦による振動である空気圧シリンダのスティックスリップに関しては、現象の理論解析あるいは発生条件の解明を目的に岡部ら^{16),17)}を初めとして渡嘉敷ら^{18),19)}、空気圧サーボ系におけるスティックスリップ抑制を目指した速度制御について則次ら²⁰⁾、吉満ら²¹⁾、齋藤ら²²⁾、位置決め制御について、Hamitiら²³⁾、楊ら²⁴⁾に

よって研究が行われ、成果が公表されている。しかし、油圧（例えば、25)~31))と比較して、重要度の高さに反して圧倒的に研究報告が少ないのが現状である。

1.2 研究の目的

本研究では、前節で述べた背景から、特に(10)~(13)に関連して潤滑の観点から空気圧シリンダの摩擦に関する検討が十分に行われておらず、そのような立場からも摩擦が有する諸特性、及び摩擦に起因する現象について把握し、改善に努めていくことが肝要と考え、それを主目的として掲げる。一般に、相對運動する物体の接触二面間を潤滑した場合の摩擦特性は Fig. 1.1 のような Stribeck 曲線として知られる³²⁾。図中の η は潤滑剤の粘度、 V は速度、 N は荷重による接触圧であり、潤滑油膜の厚さに応じて境界潤滑、混合潤滑、流体潤滑の三態に大別される。こうした膜厚変化に伴う潤滑状態の変遷が空気圧シリンダにおいても動作過程や動作条件に依存して断続的に現れることを考慮に入れ、本論文の第2章から第6章では、摩擦力に見られる動的な挙動を稼動条件と関係付けて詳細に説明し、潤滑理論が有効な場合にはそれを援用して検討する。第6章までの結果の検証を含めた応用例の一つとして、第7章で空気圧サーボ系の精密制御を行う際に度々遭遇する摩擦に起因する問題を軽減するための方策の提案を行う。さらに、第8章ではメタルシールにより低摩擦化された比較的新しい形式の空気圧シリンダに対する摩擦特性の推定へ数値的手法を採用した場合について検討を行っている。

本研究を行ううえでの留意点は以下のようなものである。研究の前提と言える事項であるので、最初に示しておく。

- (a) リップタイプシールは方向性を持つため、通常ピストン上の2箇所に対向する形で装着する必要がある。それに対して、両圧用のスクイズタイプシールは両行程の圧力を同様に密封できるので、ピストンをコンパクトにすることができ、省スペース化、低コスト化が期待できる。このため、スクイズタイプを中心に扱う。ただし、リップタイプに比べると放置時間に対して摩擦力が変化し易く、大きさでは最大1.4倍程度となるなどの欠点がある³³⁾。

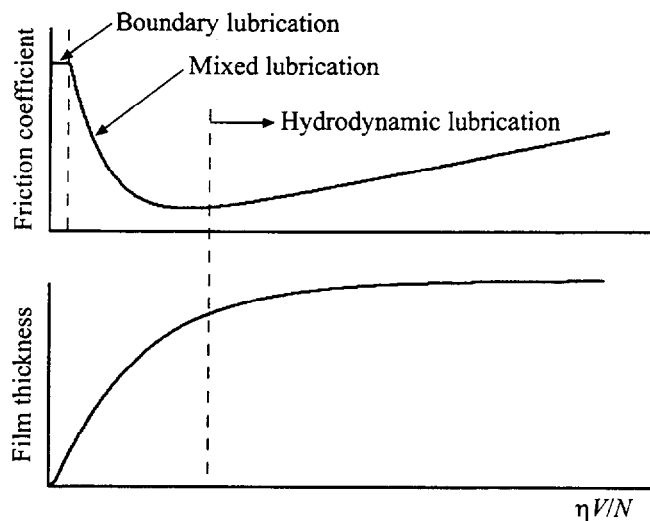


Fig. 1.1 Stribeck diagram (friction coefficient and oil film thickness)

- (b) 油圧用シールに関する研究は歴史的背景により古くから多数報告され、技術的にかなりの進展が見受けられる³⁴⁾。しかし、潤滑の諸問題は一つの現象に対して数多くの因子が複合して影響してくる関係上、ケースバイケースで傾向が異なっている。油圧の場合と比較して、前述のように少なからず相違のある空気圧用に対して油圧での結果がそのまま成立する保証はない。このような事から、空気圧シリンダの実際の使用環境にできる限り即した状態で摩擦特性の把握を試みる事が重要となる。特に断らない限りは、供試シリンダは無給油仕様（グリース潤滑）、(a)と関連して複動型とする。

1.3 論文の構成

本論文の構成は Fig. 1.2 に示すとおりであり、以下に次章以降の各章の概要を述べる。

空気圧シリンダを通常の回路構成で低速駆動した場合、稼動条件によってはスティックスリップに代表される振動的な挙動が現れ、制御が困難な状態に陥ることがあるという事実は広く知られている。この振動現象は時に不規則な側面を持ち、シール

部の摩擦力と密接なつながりがあることが類推されるが、その詳細については明らかとはなっていない。第2章では、空気圧シリンダ駆動系において観測される各種の振動現象を理論解析と実験の両面から検討し、誘因の特定を行う。理論的アプローチでは、いくつかの仮定の下で、空気圧シリンダ駆動系のモデルを用いて摩擦力を考慮した動特性の解析とシミュレーションを行い、振動の誘起要因について考察する。一方、実験的アプローチでは、基本的な構成による駆動装置を用いて測定される速度応答の振動と摩擦力の挙動を関連付けることにより検討を進める。特に振動現象を定性的観点から捉え、絞りの開度をパラメータとした領域の中で分類して示すことで、ある領域ではカオスの性質を伴う振動が発生することを示す。

第3章では、第2章に引き続いて空気圧シリンダ駆動系に生じる振動現象に関してさらに検討を推し進め、特にスティックスリップが発生する条件の導出を試みる。導出過程では、非線形振動系に対する安定性の判別法をメータイン、メータアウト両回路に適用し、安定・不安定領域の特定と安定性、すなわち振動発生を左右する要素について調べる。また、負の傾斜を含む摩擦特性を仮定してシミュレーションにより位相面上の解曲線を求め、具体的な挙動を確認する。スティックスリップの発生条件は、安定限界付近の解曲線に着目し、圧力に関する条件式として導く。その有効性を実験結果と関係付けて明らかにする。

空気圧シリンダの使用上、低速駆動するとスティックスリップのような振動現象が生じるため安定した動作が得られず、おのずと使用範囲が限定されることが一つの問題として指摘されている。第2章、第3章で明らかとなるように、そのような振動現象の発生には摺動面における潤滑状態の変遷に伴った摩擦力の変動が根底にある。空気圧シリンダ駆動系のシミュレーションを既存の摩擦モデルを用いて実行した場合、複雑に変動する摩擦力のモデル化が不十分なため、特に低速域で実際と懸け離れたものとなり、振動の発生域を予測できない。そこで第4章では、第2章、第3章で得られた知見を踏まえて低速域を中心とした摩擦特性の一般化を試み

る。具体的には、ここでは潤滑理論の利用が見込めないので、三種の潤滑状態ごとに測定結果に基づいた近似モデルを作成し、新たな摩擦モデルとして提案する。提案モデルの有用性については、実験結果に対するシミュレーション結果の近似精度、及び低速域でのスティックスリップ実現性の両観点から既存の数種のモデルと比較することにより評価する。

流体潤滑が実現されて比較的安定した動作が得られる高速域の摩擦特性に対して、第4章で詳述するように、従来、Fig. 1.1上の動作点付近で線形化した理想的な粘性減衰、あるいは測定結果を近似した実験式による取り扱いがなされている。空気圧シリンダの実用上はそのような扱いで大過ないため、この領域で成立する弾性流体潤滑理論により導かれる摩擦力の理論式の適用性、及び実験式の理由付け、つまり何故そうした挙動を呈するのかが明確にされていない。動作速度が上昇して十分な厚さの潤滑油膜が形成されると、摺動面が完全に引き離された状態となるため、発生する摩擦力は理論的には表面粗さなどよりも速度はもちろん油膜の圧力や潤滑剤の粘度に支配されるようになると考えられる。今後性能向上を図っていくためには、空気圧シリンダの摩擦力に関してそれらの影響を確認しておく必要がある。第5章では、摩擦発生の根本的な要因である潤滑油膜を取り上げ、ピストンシールにおいて動的に形成される油膜の圧力を計測し、圧力分布から油膜厚さの推定、潤滑理論との整合性とともによりその結果に基づく摩擦特性の検討を行う。

一般に、流体潤滑下では摺動に伴う潤滑油膜のせん断により発熱が生じて温度が上昇し、油膜の性質に変化をもたらす。空気圧シリンダの摺動面は微視的に見れば第5章で対象とする油膜によって支持されることから、油温の変化が少なからず摩擦力の変動にかかわると考えられる。しかし、実際的な使用環境においてその影響の把握は行われていない。そこで第6章では、第5章の議論をさらに追究するため、空気圧シリンダの動作に伴ってシール摺動面において発生する温度変化の測定を試みる。温度は潤滑油の粘度に関係し、粘度は油膜形成能力や粘性抵抗に影響を及ぼ

す。したがって、まず、速度と負荷に対する摺動面温度の依存性を調べ、潤滑理論に当てはめてその物理プロセスについて議論し、測定結果を検証する。次に、摺動面温度を近似的に潤滑油温度とみなし、温度による粘度の変化を考慮に入れ、流体潤滑における摩擦力の理論式をもとに測定結果に見られる摩擦力の変化を説明する。

最近では、空気圧サーボ系に対する期待の高まりとともに、半導体製造プロセスなどへの用途拡大から精密位置決め的重要性は増加する傾向にある。しかし、空気圧サーボ系において、第2章、第3章で述べるような振動現象が度々発生し、精密動作の妨げとなる。第7章では、空気圧サーボ系の動摩擦補償を目的としたゲインスケジュールド H_∞ 制御を提案する。系に内在する摩擦力はその非線形性により稼動中に変動を伴うため、プラントの動特性の変化は不可避である。その上、目標値付近で負の速度特性を有し、スティックスリップを生じやすい。このため、提案手法では動摩擦係数を時変パラメータとして定めてLPVシステムを構成する。直接測定の困難な動摩擦係数は第4章で導出した摩擦モデルによりオンラインで推定し、プラントの変化に制御器の動特性を追従させることでスティックスリップの発生による制御性能の劣化を防ぐ。さらに、負荷質量の変化も含めた同時補償についても言及する。本手法の有効性を確認するため、固定ゲインの H_∞ 制御と比較実験を行う。

様々な弊害をもたらす摩擦力の低減化の要求からラビリンス構造のメタルシールを有する空気圧シリンダが既に開発されている。ラビリンスシール空気圧シリンダは、現在最も広く用いられている弾性体シール空気圧シリンダに比べて高速・高精度動作が実現可能である。しかも、ラビリンスシールは低摩擦化に伴う系の減衰性の低下やシール部すきまからの空気漏れをもたらすものの、耐熱性、耐摩耗性に優れる。第8章では、第一に、ラビリンスシール空気圧シリンダの摺動部に作用する動摩擦力と静摩擦力の特徴、及びスティックスリップ発生の観点から見た低速度域における性能を調べるための測定を行う。そして、弾性体シール空気圧シリンダとの比較に基づいてそれらの基本特性を把握し、実験的な検討を試みる。さらに、ラ

ビリンスシールに潤滑理論を適用して，第5章で取り上げたシール表面上に形成される潤滑油膜の圧力を数値計算により求め，得られた圧力分布から油膜によって生じる摩擦力を見積もる．数値計算結果は測定結果を参照することで評価され，提案する数値計算手法により摩擦特性が近似的に求められることを示す．

第9章では，本研究によって明らかとなったことを総括する．また，研究を通して得られた新たな課題と今後の展望について述べる．

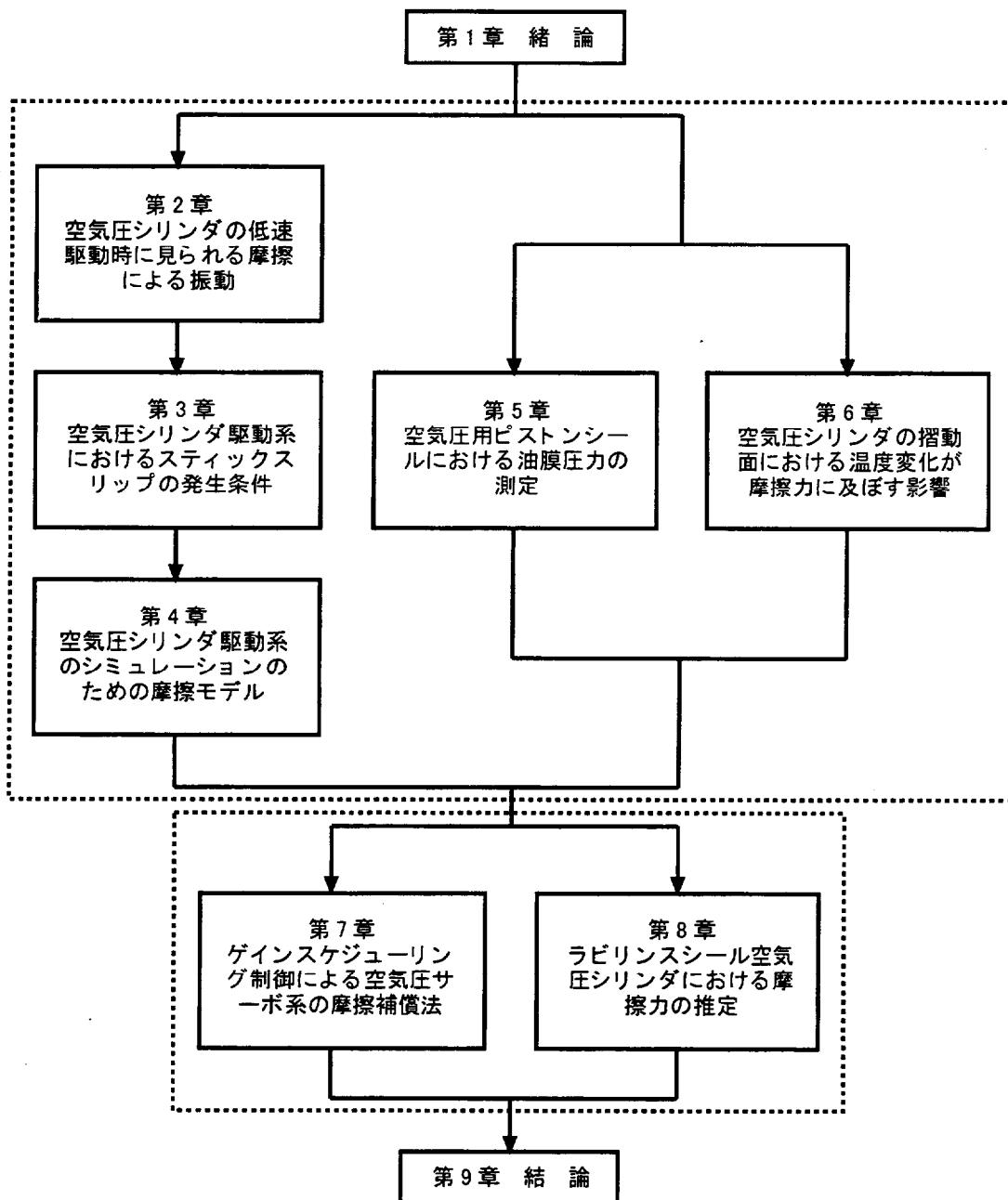


Fig. 1.2 Contents of this paper

第2章 空気圧シリンダの低速駆動時に見られる摩擦による振動

2.1 緒言

空気圧シリンダを低速で動かした場合、空気圧による駆動力と摺動部における摩擦力とのトレードオフが問題となり、相対的にスティックスリップに代表される摩擦による振動が発生しやすくなることが広く知られている^{16)~19)}。そのような振動の発生は精密な制御を困難なものとし、安定した低速動作の限界を大きく左右する。摩擦による振動は実際問題として動作環境等によって影響を受け、多様な変化を示すことから広い範囲に亘って数多くの研究が成されているもの^{28)~31),35)~37)}、一般的に結論付けることは難しい。

本章では、低速駆動時の速度応答に現れる振動を詳しく検討し、摩擦特性と関連付けて解明することを試みる。最初に、摩擦力を考慮した空気圧シリンダのモデルを用いて基本的な構成のメータイン回路及びメータアウト回路の速度応答について解析し、シミュレーションを行う。竹中ら³⁸⁾はメータイン回路とメータアウト回路の動特性を理論解析し、実験との比較からそれらが2次系で近似できることを示している。また、川上ら³⁹⁾は高速駆動の際の挙動を解明するため、同様の解析を行っている。ここでは取り分け低速域での挙動に着目し、川上ら³⁹⁾の解析方法に基礎を置き、従来積極的に考慮されていない動特性に対する摩擦力の影響を調べ、系の振動的な挙動とのかかわりについて考察する。

次いで、実際の摩擦特性を測定により取得し、理論解析の結果と照らし合わせて振動の様相について検討する。特に測定の中でしばしばスティックスリップとは異なるスティック過程のない不規則振動が生じることに着目し、供給側と排出側の絞りの有効断面積をパラメータとして選定して系統的な実験を行うことで振動現象を形

態別にいくつかの領域に分ける。この中で、スティックスリップ領域と非スティックスリップ領域との境界付近にカオスの挙動を示す領域が存在することをいくつかのカオスインデックスを用いて確認し、実験結果からこの発生領域の特定を行う。また、カオスの振動領域に関して供給圧、負荷質量及びシリンダ容量との関係を調べる。最後に、これらの動的挙動が摺動面上の潤滑状態の遷移により引き起こされる摩擦力の変動と深く関係していることを明らかにする。

2.2 実験装置の構成

本章で使用する空気圧シリンダにより負荷を搬送するための実験装置の構成を Fig. 2.1 に示す。空気圧シリンダはシリンダチューブ内径 40 mm、ストローク 300 mm の片ロッド複動形である。負荷はピストンロッドに連結されたテーブルに積載され、テーブルはボールベアリングを利用した低摩擦の直動ガイド（摩擦係数 0.001～0.002）に支持される。供給側シリンダ室に流入する空気の流量は電気-空気圧比例制御弁（応答時間 30 ms 以下、最大有効断面積 12 mm²）を用いて調節する。一方、排出側には速度調整弁を取り付け、空気は弁を介して大気中に流出する。両シリンダ室内の圧力は半導体型圧力変換器（豊田工機、PMS5-5M、定格圧力 0.5 MPa）により検出し、テーブルの速度はコイルの起電力を利用した直線型速度変換器（TRANS-TEK, 124-001）により直接測定する。この速度変換器は、テーブルに固定されたマグネットコアがコイル内を移動する際に誘導発生する電圧から速度を算出するものであり、その構造上、変換器自身の摩擦は空気圧シリンダの摩擦に比較すると無視できるほど小さい。測定値の記録装置としてはパーソナルコンピュータを使用し、増幅器、12 ビット A/D 変換器を通して各変換器からの出力を取り込む。圧力変換器の分解能は 0.24 kPa、速度変換器の分解能は 0.07 mm/s である。比例弁の開度は、12 ビット D/A 変換器を介してコンピュータから制御信号を出力することによって設定する。

2.3 速度応答の解析

はじめに、空気圧シリンダのモデルを用いた解析により速度応答に対する摩擦力の影響について調べる。

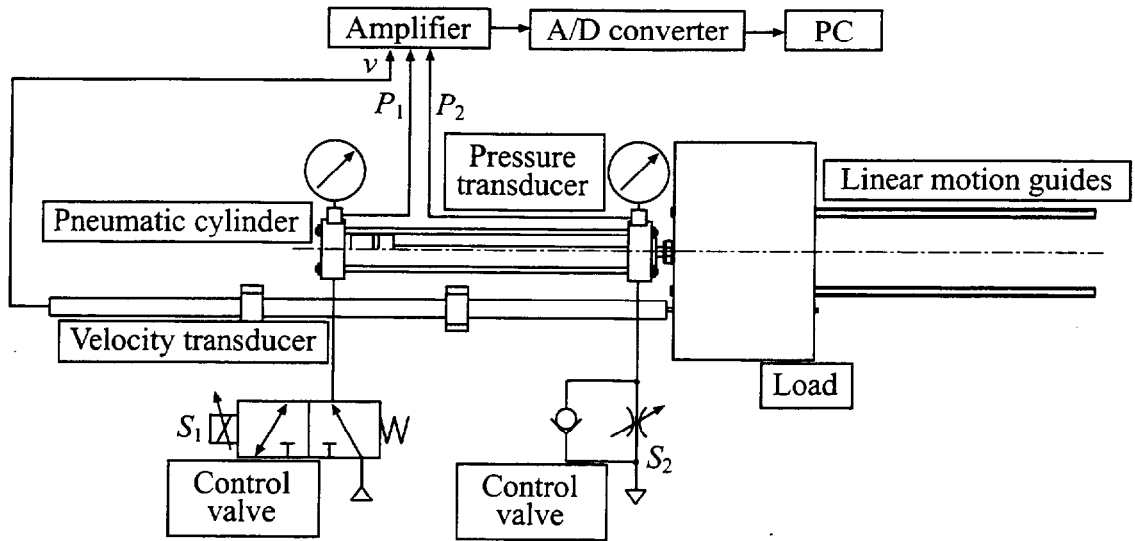


Fig. 2.1 Experimental apparatus

2.3.1 基礎式

Fig. 2.1 の空気圧シリンダ駆動系の基礎式は可動部の運動方程式、各シリンダ室内の圧力変化の式から成り、次のように記述される²²⁾。

$$m \frac{dv}{dt} = A_1(P_1 - P_a) - A_2(P_2 - P_a) - F_r \quad (2.1)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\kappa RT_1}{V_1} \cdot W_1 - \frac{\kappa P_1 A_1}{V_1} \cdot v \quad (2.2)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{\kappa RT_2}{V_2} \cdot W_2 + \frac{\kappa P_2 A_2}{V_2} \cdot v \quad (2.3)$$

ここで、 $v(= dx/dt)$ はピストンの速度 [m/s]、 x はピストンの変位 [m]、 m は可動部等価質量 [kg]、 A はピストンの受圧部の断面積 [m²]、 P はシリンダ室内の空気の圧力 [Pa]、 F_r は摩擦力 [N]、 T はシリンダ室内の空気の温度 [K]、 R は気体定数 [J/(kg · K)]、 κ は比熱比、 V はシリンダ室の容積 [m³] で、 $V_1 = V_{10} + A_1 x$ 、 $V_2 = V_{20} - A_2 x$ である。また、絞りの有効断面積 S [m²] と、絞りを通過する質量流量 W [kg/s] の関係は

$$W = S P_u \sqrt{\frac{2}{RT}} \cdot \varphi \left(\frac{P_d}{P_u} \right) \quad (2.4)$$

で与えられる。ただし,

$$\varphi(z) = \begin{cases} \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa-1}\right) \left(z^{\frac{2}{\kappa}} - z^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right)} & (0.528 \leq z < 1) \\ \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa+1}\right) \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{2}{\kappa-1}} = \varphi_m} & (0 < z < 0.528) \end{cases}$$

である。添字は、供給側を1, 排出側を2, 大気圧空気を a , 供給圧空気を s , 基準状態を0, 上流側を u , 下流側を d と表記している。

摩擦力 F_r については、一般に広く用いられている次のような式で表されると仮定する¹⁷⁾。

(1) $v \neq 0$ のとき

$$F_r = F_c \text{sgn}(v) + bv \quad (2.5)$$

(2) $v = 0$ のとき

$$\left. \begin{array}{l} \text{(a) } F_a < -F_s \text{ のとき } F_r = -F_s \\ \text{(b) } F_a > F_s \text{ のとき } F_r = F_s \\ \text{(c) } |F_a| < F_s \text{ のとき } F_r = F_a \end{array} \right\} \quad (2.6)$$

ただし, $F_a = A_1(P_1 - P_a) - A_2(P_2 - P_a)$

ここで, F_s は静止摩擦力 [N], F_c はクーロン摩擦力 [N], b は粘性摩擦係数 [Ns/m] である。

以上のように定義されたモデルを使って空気圧シリンダのメータイン回路及びメータアウト回路それぞれの速度応答を解析する (以後, メータイン回路をMI回路, メータアウト回路をMO回路と略す)。文献39)では高速駆動を前提としているため摩擦力を単なる減衰力とみなしてそれを無視した解析を行っているが, 本章では摩擦力を考慮に入れ, その影響により速度応答がどのように変化するかを調べる。基本的な解析手順は文献39)と同様であるから, 以下に要点のみを述べる。

2.3.2 メータアウト回路

MO回路の場合, 供給側シリンダ室内の圧力は一定 (=供給圧力) であり, 排出側絞りは閉塞状態であると仮定する。このときの状態方程式, 連続の式, エネルギー

式は以下のように表される.

$$P_2 V_2 = M_2 R T_2 \quad (2.7)$$

$$\frac{dM_2}{dt} = -W_2 \quad (2.8)$$

$$\frac{dU_2}{dt} = -h_2 W_2 - P_2 \frac{dV_2}{dt} \quad (2.9)$$

ただし, M は空気の質量 [kg], $U (= c_v M T)$ は内部エネルギー [J], $h (= c_p T)$ は比エンタルピ [J/kg], c_p , c_v はそれぞれ定圧比熱 [J/(kg·K)], 定容比熱 [J/(kg·K)] である. また, 式 (2.4) に基づき

$$W_2 = S_2 P_2 \sqrt{\frac{2}{RT_2}} \cdot \varphi_m = P_2 C_{d2} \quad (2.10)$$

と置く.

式 (2.1) と式 (2.7) ~ (2.10) を用いると

$$\begin{aligned} m \frac{d^2 v}{dt^2} + \frac{\kappa m R T_2 C_{d2}}{V_2} \cdot \frac{dv}{dt} + \frac{\kappa A_2^2 P_2}{V_2} \cdot v + \frac{dF_r}{dt} + \frac{\kappa R T_2 C_{d2}}{V_2} \cdot F_r \\ = \frac{\kappa A_2 R T_2 C_{d2}}{V_2} \left\{ \frac{A_1}{A_2} (P_1 - P_a) + P_a \right\} \end{aligned} \quad (2.11)$$

が得られる. 式 (2.11) を平衡状態からの微小変化を考えて線形化すると次式となる.

$$\begin{aligned} m \frac{d^2(\Delta v)}{dt^2} + \left(\frac{\kappa m R T_{20} C_{d2}}{V_{20}} - \frac{\kappa m A_2 v_0}{V_{20}} \right) \cdot \frac{d(\Delta v)}{dt} + \frac{\kappa A_2^2 P_{20}}{V_{20}} \cdot \Delta v \\ + \frac{d(\Delta F_r)}{dt} - \left(\frac{\kappa R T_{20} C_{d2}}{V_{20}} - \frac{\kappa A_2 v_0}{V_{20}} \right) \cdot \Delta F_r = 0 \end{aligned} \quad (2.12)$$

空気の体積弾性係数が κP で与えられるので, 排出側の等価ばね定数を k_e とすれば,

$$k_{e2} = \frac{\kappa A_2^2 P_{20}}{V_{20}}$$

と表すことができる⁴⁰⁾. また,

$$\alpha = \frac{\kappa (R T_{20} C_{d2} - A_2 v_0)}{V_{20}}$$

と置き、式 (2.5) の摩擦力を式 (2.12) へ代入すると、

$$m \frac{d^2(\Delta v)}{dt^2} + (m\alpha + b) \cdot \frac{d(\Delta v)}{dt} + (k_{e2} - \alpha b) \cdot \Delta v = 0 \quad (2.13)$$

となる。さらに、

$$a_1 = m\alpha + b, \quad a_2 = k_{e2} - \alpha b$$

と置き換えると、

$$\frac{d^2(\Delta v)}{dt^2} + \frac{a_1}{m} \cdot \frac{d(\Delta v)}{dt} + \frac{a_2}{m} \cdot \Delta v = 0 \quad (2.14)$$

を得る。系は 2 次遅れ系であり、系の固有周波数を ω_n 、減衰係数を ζ とすれば特性方程式の根は $-\zeta\omega_n \pm \omega_n\sqrt{\zeta^2 - 1}$ で表され、

$$\omega_n = \sqrt{\frac{a_2}{m}} \quad (2.15)$$

$$\zeta = \frac{a_1}{2\sqrt{ma_2}} \quad (2.16)$$

である。 $\omega_n \geq 0$ より系の安定性は ζ の符号に依存するが、式 (2.16) の分母は正であるから、結局は系の安定性が a_1 の符号で決まることになる。平衡状態におけるピストン速度 v_0 は、式 (2.11) を用いると

$$v_0 = \frac{RT_{20}C_{d2}}{A_2P_{20}} \left[\left\{ \frac{A_1}{A_2}(P_1 - P_a) + P_a \right\} - \frac{F_{r0}}{A_2} \right] \quad (2.17)$$

と導かれるから、この式により

$$a_1 = \frac{\kappa m RT_{20} C_{d2}}{V_{20} P_{20}} \left(P_{20} - P_1 + \frac{F_{r0}}{A_1} \right) + b \quad (2.18)$$

が得られる (ただし、 $A_1 \approx A_2$ と仮定)。したがって、

$$\gamma = \frac{A_2 P_{20} V_{20}}{\kappa m RT_{20} C_{d2}}$$

と置けば、

(i) $a_1 > 0$ のとき、式 (2.18) から

$$A_1(P_1 - P_{20}) < F_{r0} + \gamma b \quad (2.19)$$

が導出される。この場合系は安定であり、速度応答は減衰振動となる。

(ii) $a_1 \leq 0$ のとき,

$$A_1(P_1 - P_{20}) \geq F_{r0} + \gamma b \quad (2.20)$$

であり, 速度応答は発散して自励振動となる.

2.3.3 メータイン回路

MI回路の場合, 排出側シリンダ室内は大気圧に等しく, 供給側絞りでは閉塞していると仮定する. 状態方程式, 連続の式, エネルギー式は次のように表される.

$$P_1 V_1 = M_1 R T_1 \quad (2.21)$$

$$\frac{dM_1}{dt} = W_1 \quad (2.22)$$

$$\frac{dU_1}{dt} = h_s W_1 - P_1 \frac{dV_1}{dt} \quad (2.23)$$

これらの式と

$$W_1 = S_1 P_s \sqrt{\frac{2}{RT_s}} \cdot \varphi_m = P_s C_{d1} \quad (2.24)$$

を使い, MO回路の場合と同様に線形化して速度応答に関する式を求めると, 次式が得られる.

$$\frac{d^2(\Delta v)}{dt^2} + \frac{b_1}{m} \cdot \frac{d(\Delta v)}{dt} + \frac{b_2}{m} \cdot \Delta v = 0 \quad (2.25)$$

ただし,

$$b_1 = \beta m + b, \quad b_2 = k_{e1} + \beta b$$

$$\beta = \frac{\kappa A_1 v_0}{V_{10}}, \quad k_{e1} = \frac{\kappa A_1^2 P_{10}}{V_{10}},$$

である. 平衡速度は

$$v_0 = \frac{RT_s C_{d1}}{A_1 P_{10}} \cdot P_s \quad (2.26)$$

となるから，系の減衰係数の符号は

$$b_1 = \frac{\kappa m R T_s C_{d1}}{V_{10} P_{10}} \cdot P_s + b \quad (2.27)$$

に依存することが導かれる．MO 回路と同様に式 (2.27) から

$$\delta = \frac{A_1 P_{10} V_{10}}{\kappa m R T_s C_{d1}}$$

とすれば，

(i) $b_1 > 0$ のとき減衰振動となり，

$$A_1 P_s > -\delta b \quad (2.28)$$

(ii) $b_1 \leq 0$ のとき自励振動となり，

$$A_1 P_s \leq -\delta b \quad (2.29)$$

2.3.4 考察

ここまでの解析結果をもとに，系の運動と振動の要因について検討する．Fig. 2.2 は S_1 を 3.5 mm^2 に固定して S_2 を 0.5 mm^2 ， 1.5 mm^2 に変化させた場合の MO 回路の速度応答，Fig. 2.3 は S_2 を 3.5 mm^2 として S_1 を 0.5 mm^2 ， 1.5 mm^2 に変化させたときの MI 回路の速度応答である．実線は実験値，鎖線は 2.3.1 節の基礎式を数値的に解くことによって求めた計算値を示している．結果を比較すると，Fig. 2.2 の MO 回路の場合は速度は大きく変動しているが，Fig. 2.3 の MI 回路の場合は変動が小さく減衰性が高いという傾向が見られる．解析結果から摩擦力の影響について調べると，振動の形態に関しては，空気圧による駆動力と摩擦の存在によって生じる抵抗力とのバランスにより決定されることがわかる．系の振動特性については，次章で詳しく検討する．

以上の解析では摩擦力を式 (2.5)，(2.6) で仮定してきたが，Fig. 2.1 の装置を用いて測定された速度と圧力から式 (2.1) の運動方程式を用いて振動時の摩擦力を算出し

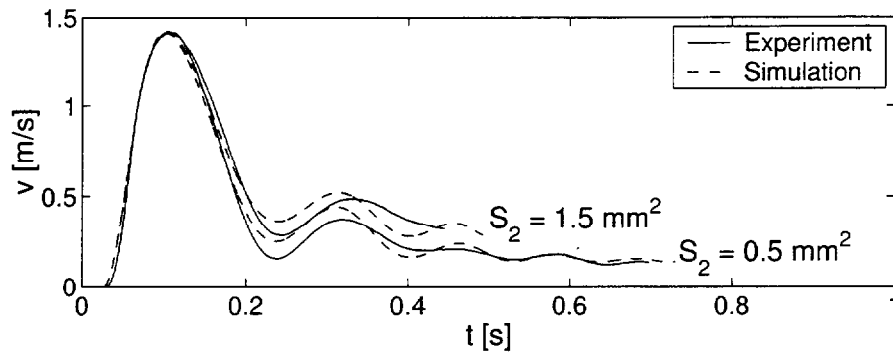


Fig. 2.2 Velocity responses for varying S_2 in a meter-out circuit

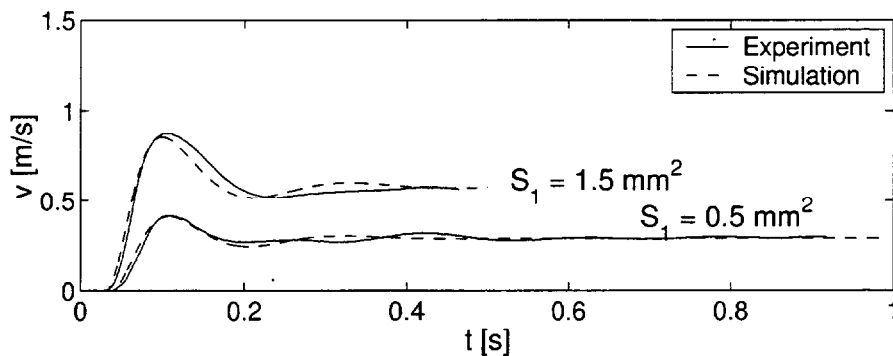
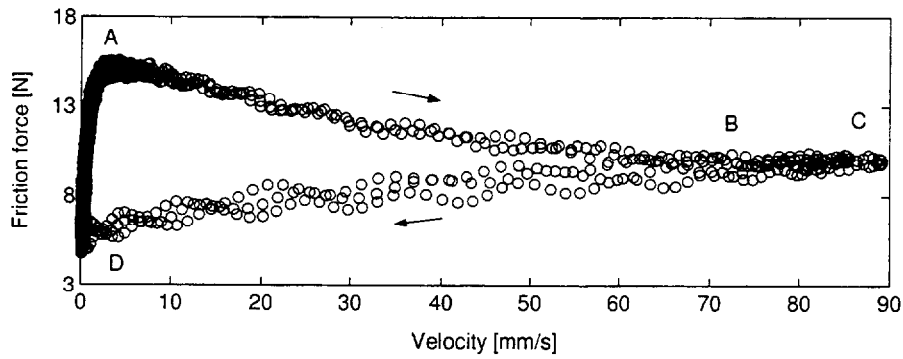


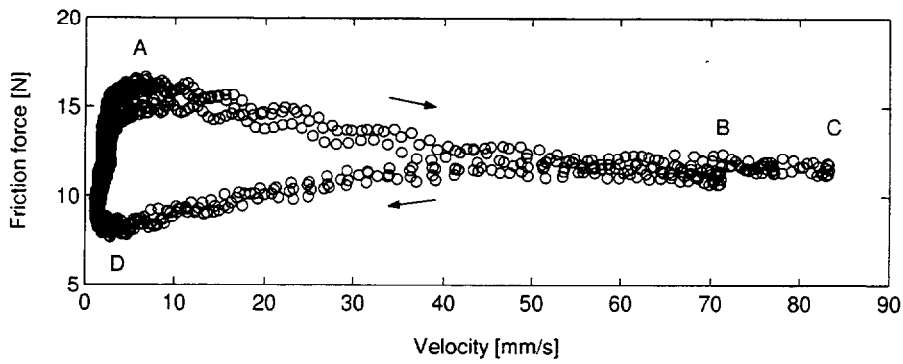
Fig. 2.3 Velocity responses for varying S_1 in a meter-in circuit

7), 摩擦力-速度特性図を作成してみると, 実際には摩擦力は速度に依存して例えば Fig. 2.4 に示されるような変動をする. Fig. 2.4(a) はスティックスリップの場合, Fig. 2.4(b) は不規則振動の場合の一部を抽出したものである. なお, Van de Velde ら⁴¹⁾によれば, 一般にスティックスリップのような動的挙動を検討する際には, ダンパ等により振動を抑制して定常状態で測定を行って得た Stribeck 曲線では実際よりも過大なこう配となるので, 摩擦力の瞬間値を用いる必要がある. このため, 次章以降でも運動方程式から瞬間的な摩擦力を算出する.

Fig. 2.4 から, 線形と仮定して特性図上で求める傾き b は振動的な応答となる速度範囲では動作点の取り方で大きく変化することがわかる. MO 回路の場合, b が負になると $\gamma > 0$ より式 (2.20) が成立して自励振動となる. その上, b が正の場合でも過渡状態では P_1 の増加に伴って一時的に式 (2.20) を満たし, 自励振動となり得る. MI 回路の場合, 式 (2.27) より通常 $b_1 > 0$ であるから Fig. 2.3 のように速度応答は



(a) Friction force during stick-slip



(b) Friction force during random oscillation

Fig. 2.4 Measured friction characteristics for velocity

減衰する。しかし、実際は速度が低下するにつれて b が負の値になり、 $\delta > 0$ より式 (2.29) が成立して自励振動が発生する可能性がある。また、両回路ともに b の大きさの変動で系の減衰能力も変化する。したがって、こうした変動が主な誘起要因となって振動と振動形態の変化を引き起こすと推定されるので、次節以降実験によりさらに検討を進める。

2.4 実験

前節の解析結果を実際と照らし合わせるため、Fig. 2.1 の装置を用いて低速で駆動した場合の速度応答の様相を実験的に詳しく調べる。駆動条件によっては速度応答がスティックスリップとは異なる不規則振動を起こし、その中でカオスの振動と

なる場合がある。そこで、カオスの振動に関しては、発生要因を特定するため発生頻度を基準とし、スティックスリップを含めて供給側と排出側絞りの有効断面積をパラメータとした領域分類を試みる。この際に、カオス性の判定には次節に示すようなカオスインデックスを使用する。

2.4.1 カオス性の判定

カオスの厳密な定義は現状では確立されておらず、様々な定義が提案されている。ここでは、具体的判定手段との対応が明確な Ott の定義⁴²⁾を採用する。カオス的な現象を定量的に表せる以下の3つの尺度を計算した結果、それらすべてがカオスの特徴を示した場合にカオスの振動であると判断する。

(1) パワースペクトル

時系列信号の周期性を判断するためスペクトル解析を行う。周期、準周期振動の場合にはパワースペクトルは単一、あるいはいくつかの鋭いピークから構成される。時系列信号に明確な周期性が存在すれば、カオスの振動ではないと言える。

(2) 自己相関関数

離散時系列 $x(t_k)$ ($k = 0, 1, \dots, N$) に対する自己相関関数は以下の式で与えられる⁴²⁾。

$$r(l) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} x(t_k)x(t_{k+l}) \quad (2.30)$$

自己相関は、波形の先頭からの変動と l ステップ後からの変動がどの程度の相関を有しているかを評価するものであり、0 に収束することがカオスの特徴である。 N はデータ点数である。

(3) 最大リアプノフ指数

カオスの特徴の一つである軌道不安定性を定量的に評価するために最大リアプノフ指数を用いる。最大リアプノフ指数は、近接した2点から出発した2つの軌道がどの程度離れて行くかを測る尺度である。カオスの振動の場合は最大リアプノフ指数が正に収束する。ここでは、Wolf ら⁴³⁾によって開発されたアル

Table 2.1 Specifications of cylinder A

Piston stroke	300 mm
Cylinder diameter	40 mm
Combined mass of piston and load	1.5 kg
Static friction force	18.2 N
Coulomb friction force	7.6 N
Viscous friction coefficient	37.3 Ns/m

ゴリズムを用いる。時系列 $x(t_k)$ から再構成された n 次元相空間内の軌道

$$\mathbf{x}_k = (x(t_k), x(t_k + \tau), \dots, x(t_k + (n-1)\tau)) \quad (2.31)$$

に対して最大リアプノフ指数は次式により得られる。

$$\lambda = \frac{1}{t_N - t_0} \sum_{k=1}^N \log_e \frac{d'(t_k)}{d(t_{k-1})} \quad (2.32)$$

ここで、 τ は遅れ時間、 n は埋め込み次元、 d は 2 つの軌道間の距離、 d' はある一定時間発展した後の軌道間の距離である。

2.4.2 実験方法

供給側比例弁の有効断面積 S_1 を 2.45 mm^2 から 3.70 mm^2 までの範囲で 0.05 mm^2 刻みで、排出側速度調整弁の有効断面積 S_2 を 0.05 mm^2 から 4.40 mm^2 まで 0.15 mm^2 刻みでそれぞれ設定し、1 つの測定ポイントにつき 5 回駆動して、サンプリング周波数 1 kHz で速度応答を記録した。摩擦力の変動を防ぎ、測定状態を極力一定に保つため、測定前にシリンダを 10 回高速駆動させた。供試シリンダのパラメータを Table 2.1 に示す。便宜上、この空気圧シリンダをシリンダ A と呼ぶ。摩擦力は式 (2.5), (2.6) で表されると仮定し、実験的に求めた。

カオスの振動を定義付けるポイントは以下のとおりである⁴²⁾。①非周期的である。②自己相関関数は遅れ時間の増大とともに 0 に収束する。③リアプノフ指数の最大値は正の値を持つ。なお、ここではスティックスリップの場合にはカオスの振動とは区別する。

2.4.3 実験結果

カオスの振動の発生領域

供給圧 $P_s = 0.25$ MPa, 可動部質量 $m = 1.5$ kg のときの結果を Fig. 2.5 に示す. 縦軸を S_2 [mm²], 横軸を S_1 [mm²] ととり, カオスの振動の発生率をグレースケールの濃淡で示した. 白色がカオスの振動発生率 0 % で黒色が発生率 100 % であり, 色が濃くなるほど発生率が高い. 図中の斜線は, Fig. 2.6 のように停止・滑りが交互に繰り返されるスティックスリップの発生する領域に対応している. スティックスリップは, その現象の現れる対象の種類や発生要因などによって必ずしも定義は一定しないが, ここでは速度がゼロになって静止する状態 (スティック) を伴うすべり運動 (スリップ) をスティックスリップとする. この結果から, スティックスリップと非スティックスリップ領域の境界付近で有効断面積が比較的小さい範囲においてのみカオスの振動が発生していることがわかる.

Fig. 2.7 は供給圧力 P_s の変化に対するカオスの振動発生領域の変化を調べた結果である. このとき, $P_s = 0.30$ MPa, $m = 1.5$ kg である. 図から, 供給圧を 0.05 MPa 増加させたことによりカオスの振動発生領域が著しく減少していることがわかる. Fig. 2.5 と比較すると, 斜線で示されたスティックスリップ領域が約 20 % 減少し, かつ, カオスの振動発生率が 100 % の測定ポイントも半分以下に減少している. 逆に, 供給圧を低下させた場合には, スティックスリップ領域が増してカオスの振動発生域が減少するという結果が得られた.

また, 負荷質量の増加に対する影響を調べた結果を Fig. 2.8 に示す ($P_s = 0.25$ MPa, $m = 3.0$ kg). この場合, 負荷を乗せて可動部質量が 2 倍になったことでスティックスリップが発生しやすくなり, カオスの振動領域が減少しているため, 相対的にスティックスリップ領域が増加したことになる. このとき, カオスの振動発生率が 100 % の測定ポイントはわずかであった. なお, 質量を 3 倍にした場合にはカオスの振動は全く観測されなかった.

次に, 比較のため, チューブ径, ストロークともに小さいシリンダに対してカオスの振動発生の有無, 及び発生領域について同じ手順で調べた. 供試シリンダ (シ

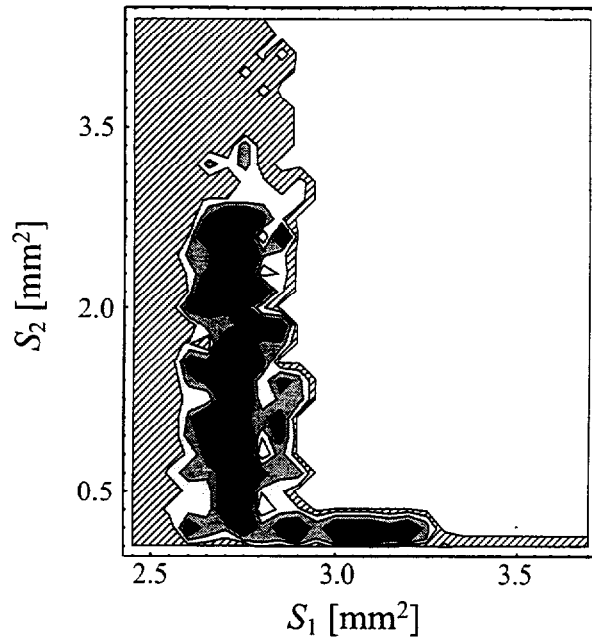


Fig. 2.5 Regions of chaotic oscillation and stick-slip (oblique line) for S_1 and S_2 , $P_s = 0.25$ MPa, $m = 1.5$ kg, cylinder A

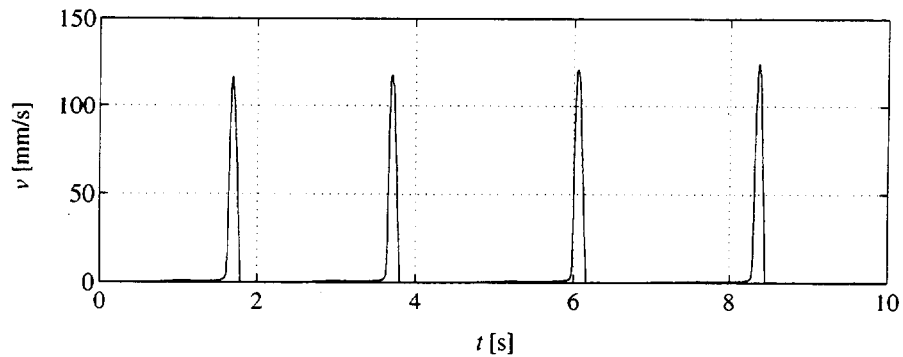


Fig. 2.6 Typical stick-slip motion

リンダ B とする) のパラメータを Table 2.2 に示す. 実験装置の構成は速度検出用の変換器を除いて Fig. 2.1 と同じとした. このときの供給圧は 0.30 MPa, 可動部質量は 1.0 kg である. S_1 は 2.3 mm^2 から 3.2 mm^2 まで 0.1 mm^2 刻みで, S_2 は 0.1 mm^2 から 3.2 mm^2 まで 0.1 mm^2 刻みでそれぞれ設定し, 各測定ポイントにつき 5 回ずつ駆動した. シリンダ A と比べて容量が小さいため, 応答のサンプル数がそれほど多く取れず, 結果の信頼性の点ではシリンダ A の場合に劣ることは避けられな

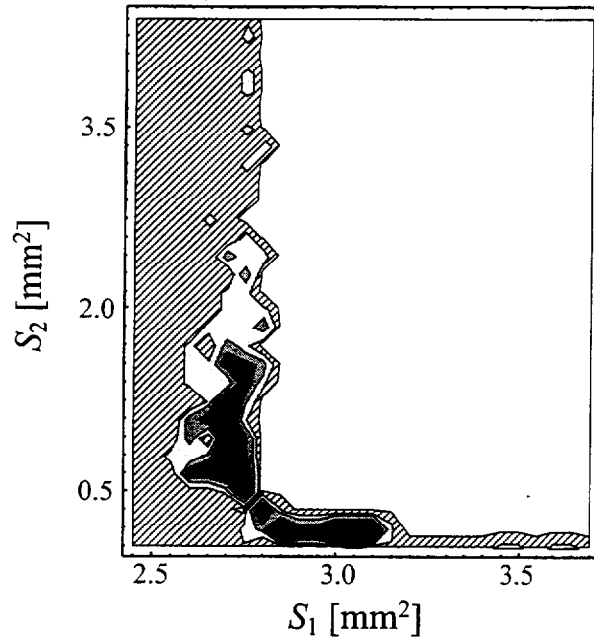


Fig. 2.7 Regions of chaotic oscillation and stick-slip (oblique line) for S_1 and S_2 , $P_s = 0.30$ MPa, $m = 1.5$ kg, cylinder A

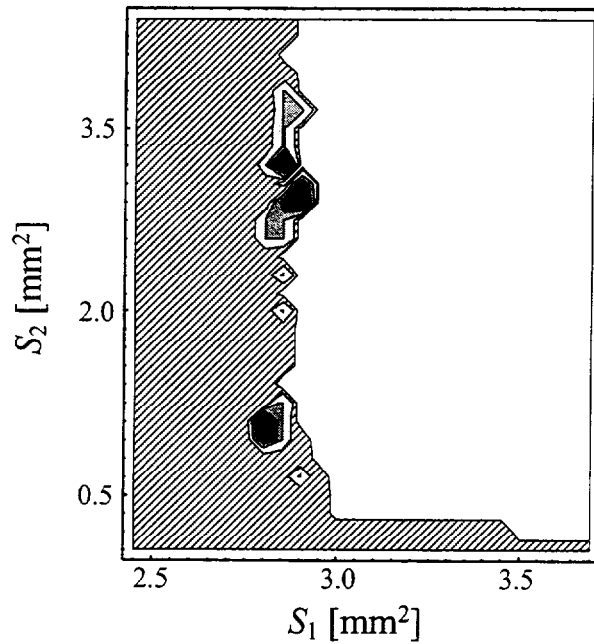


Fig. 2.8 Regions of chaotic oscillation and stick-slip (oblique line) for S_1 and S_2 , $P_s = 0.25$ MPa, $m = 3.0$ kg, cylinder A

Table 2.2 Specifications of cylinder B

Piston stroke	125 mm
Cylinder diameter	12 mm
Combined mass of piston and load	1.0 kg
Static friction force	10.8 N
Coulomb friction force	9.1 N
Viscous friction coefficient	25.8 Ns/m

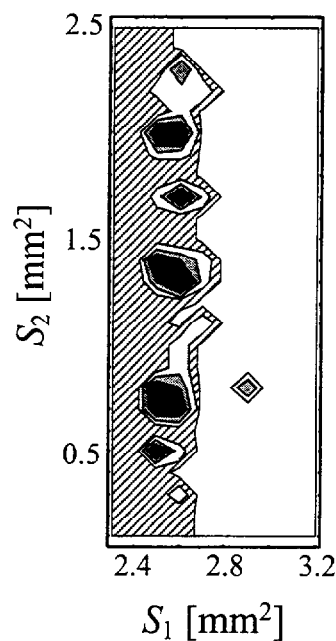


Fig. 2.9 Regions of chaotic oscillation and stick-slip (oblique line) for S_1 and S_2 , $P_s = 0.30$ MPa, $m = 1.0$ kg, cylinder B

いが，判断できる範囲内で特定した結果を Fig. 2.9 に示す．図より，発生状況についてシリンダ A の場合と同様の定性的傾向が示された．また，供給圧力，負荷質量の変化に対する影響についても，結果は略すが，同様の傾向が見られた．

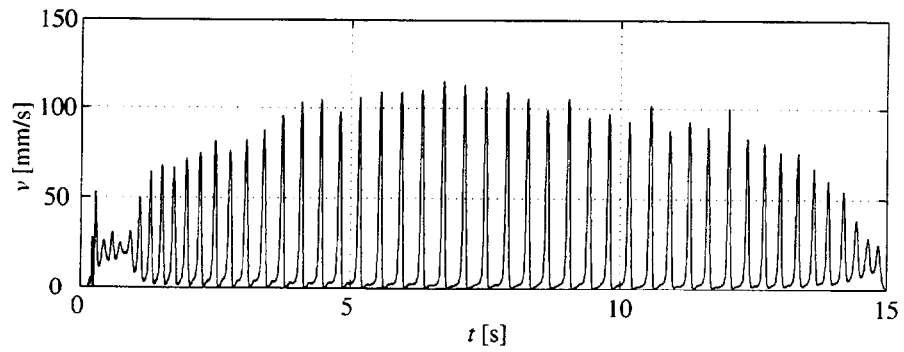
速度応答におけるカオスの挙動

Fig. 2.10 に速度応答の判定例を示す．Fig. 2.1(a) は Fig. 2.5 上の測定ポイント (S_1 , S_2) = (2.70, 0.35) [mm^2] における速度の時系列であり，Fig. 2.10(b) はそのパワース

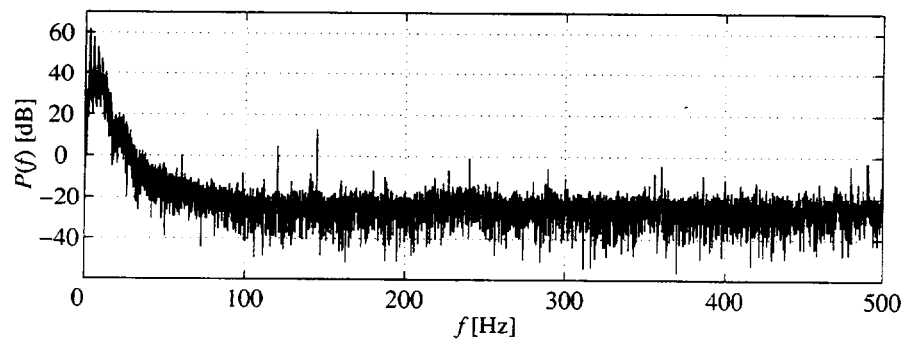
ベクトル, Fig. 2.10(c) は式 (2.30) を使った自己相関関数の計算結果, Fig. 2.10(d) は式 (2.31) により埋め込み次元 $n = 3$, 遅れ時間 $\tau = 0.02$ s で再構成したデータに対して式 (2.32) で求められた最大リアプノフ指数の推移を示している. 遅れ時間 τ はほぼ任意に決められるが, 小さすぎると再構成した軌道が直線状となり, 大きすぎるとデータ間の相関が減少してその構造が判然としなくなるので, Fig. 2.10(e) のような軌道を見ながら特徴がある程度捉えられる値とした. Fig. 2.10(a) の応答は, スティックスリップとは異なり, スリップ過程からスティック過程へ移る直前に再度スリップ過程に移行し, 速度成分がゼロとはならない中間的な振動を示している. この速度応答の動作遅れを除いた部分に対してカオス性の判定を試みた結果, パワースペクトルの分布には大きな卓越ピークは見られず広く平坦な分布を示し, 自己相関関数は全体的に値は小さく, しかも l の増大とともに 0 に収束している. また, 最大リアプノフ指数は正の値 ($= 3.41$) に収束しており, 2.4.2 節の諸条件をすべて満たし, カオスの性質を有すると判断できる. さらに, Fig. 2.10(a) の応答の 3 次元空間上に再構成された軌道を描くと, Fig. 2.10(e) に示されるように捻れたような特徴的な軌跡が得られる. この軌道を詳しく見るためにポアンカレ断面⁴²⁾を作成した結果, Fig. 2.10(f) のようになった. 図において, 180 deg から 140 deg で折り畳まれ, 140 deg から 0 deg で引き延ばされている様子が分かる. これらの図からも振動のカオスの性質が裏付けられる.

2.4.4 考察

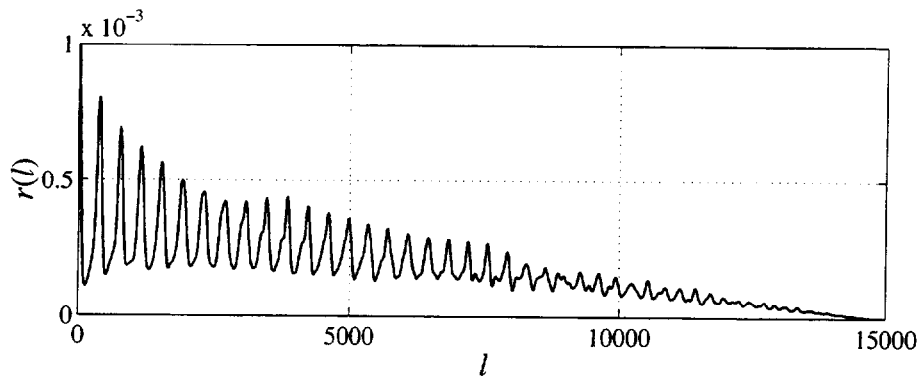
これまでに得られた結果から速度応答が不規則な挙動を示す要因について考察する. Fig. 2.11 は, S_1 と S_2 の全設定可能範囲とカオスの振動発生領域 (Fig. 2.5 の場合) を表したものである. この図が示すように, カオスの振動の発生は S_1 , S_2 が小さく低速で動作する範囲でスティックスリップ領域と非スティックスリップ領域の境界に限られている. そのような領域では, Fig. 2.10(a) のような速度の時間変化を表す各時系列に対して摩擦力-速度特性図を作成することで摩擦力の変化を関係付けるという作業を行った結果, 例えば Fig. 2.4(b) の $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow B \rightarrow D \rightarrow A$ という



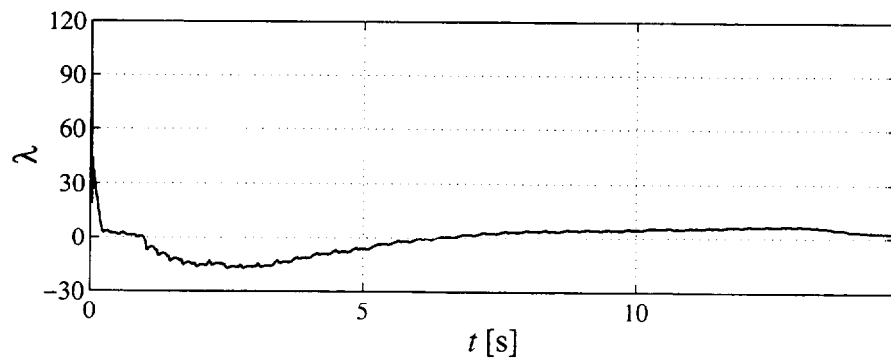
(a) Time series of velocity



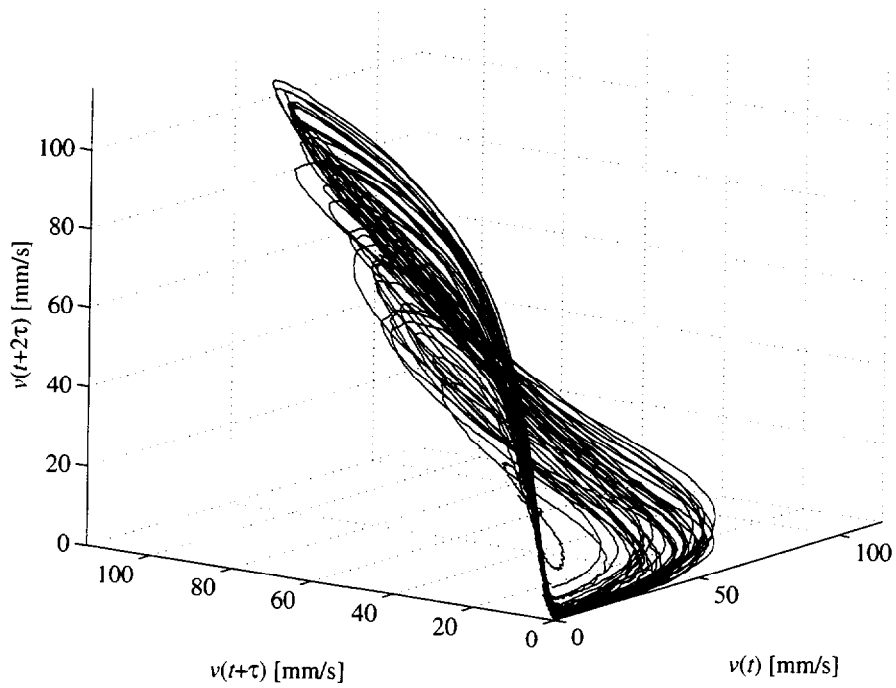
(b) Power spectrum of $v(t)$



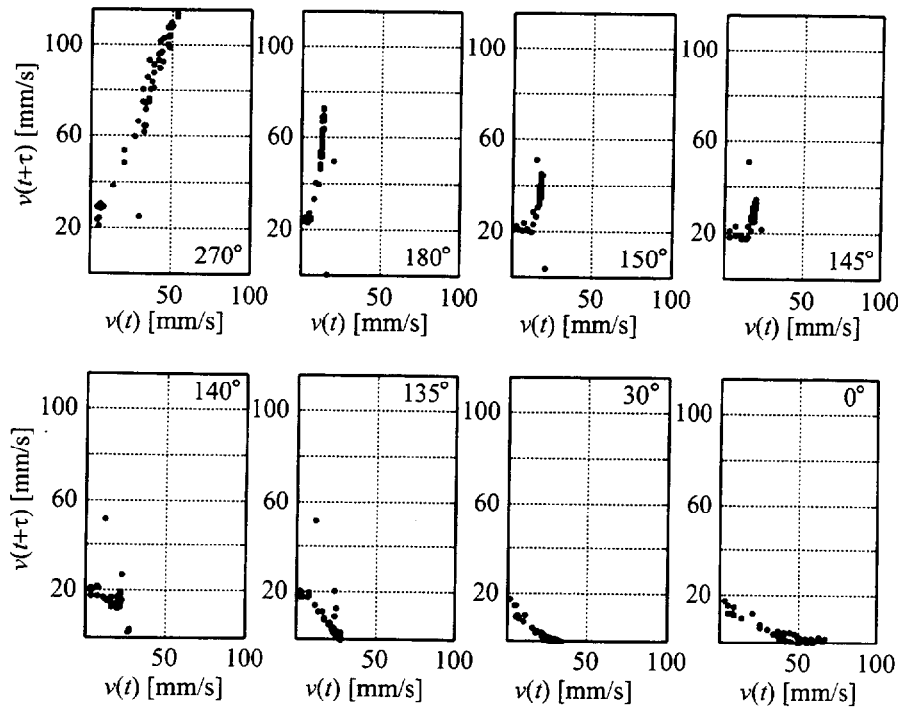
(c) Auto-correlation function



(d) Maximum Lyapunov exponent



(e) Phase space trajectory



(f) Poincaré section

Fig. 2.10 Various indices of chaotic oscillation in experiments

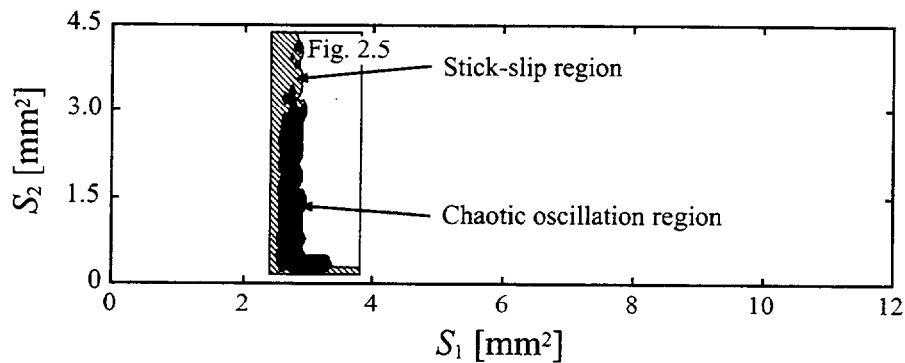


Fig. 2.11 The total adjustable range of control valves and the relation to Fig. 2.5

サイクルで速度の値と速度の変化方向（増加か減少か）に依存して摩擦力が増減していることが判明した。空気圧シリンダにおける摩擦力－速度特性の測定結果にこのようなヒステリシスループが現れることは文献(18), (44), (45)にも示されている。一般的にも知られており，加速時よりも減速時の摩擦力が小さくなる理由は，例えば，表面上の微細な凹凸の頂点によって形成されるくさびにおけるマイクロ動的流体膜圧効果⁴⁶⁾や弾性体であるシールの内部摩擦による損失で説明されている。したがって，速度が増加する場合にはA点の境界潤滑からAB間の混合潤滑，BC間の流体潤滑状態へと移行し，速度が減少する場合にはC点からD点付近まで流体潤滑を保ち，加速時とは逆の過程を経てA点の境界潤滑状態へと移行すると考えられる。しかも，Fig. 2.4からわかるようにその遷移点は一定していない。このため，解析における線形化した場合の粘性摩擦係数 b （厳密には粘性とは限らないが，便宜上粘性摩擦とする）の符号，大きさが実際には共に著しく変化し，それに伴って振動の様相が自励振動から減衰振動，あるいはその逆に遷移することから不規則振動が生起し，カオスの振動に移行する場合があることが実験により示されたことになる。

また，Fig. 2.7の結果ではFig. 2.5に比べてカオスの振動発生域は狭くなっているものの， S_2 が極めて小さい範囲ではほぼ同様にカオスの振動を生じている。これは，MI回路では式(2.27)から供給圧の増加が系の減衰性を向上させて振動を抑えるが，MO回路では供給圧を高くしたために過渡状態における P_1 の変動が大きくな

り，式(2.20)が成立することがあるためと考えられる．一方，Fig. 2.8の結果においては，負荷を加えたことに従い静止摩擦力が増してスティックスリップに陥りやすくなったこと，式(2.16)と式(2.27)から両回路共に系の減衰係数が増加したことにより全体的にカオスの振動が発生しにくくなったと考えられる．

2.5 結 言

本章では，空気圧シリンダを低速で動作させた際にしばしば生じ，安定動作を阻害する振動現象を対象とし，解析と実験からその発振が摺動部における摩擦力の変動と密接なつながりがあることを明らかにした．本章において得られた結果を以下にまとめる．

- (1) 空気圧シリンダ駆動系の基本構成であるメータイン回路とメータアウト回路それぞれについてモデルを用いた速度応答の解析を行い，各回路の応答が振動的になる条件を検討した．そして，駆動力と摩擦力のバランス関係が特に振動の様相に対して問題となることを明らかにした．
- (2) 理論解析による結果と測定された摩擦特性から，摩擦力は摺動面上の潤滑状態の変遷に依存して実際には低速域でヒステリシスを有する非線形性と不確定性を示し，非線形性により振動が励起され，不確定性と複合して作用することにより速度応答が不規則振動，ひいてはカオスの振動になり得ることを明らかにした．カオスの振動が発生する領域については，実験をもとに空気圧シリンダ駆動系の供給側と排出側の絞りの有効断面積と関連付けて特定した．また，負荷や供給圧の変化に対する影響についても明らかにした．

第3章 空気圧シリンダ駆動系におけるスティックスリップの発生条件

3.1 緒言

滑り面がその一部を成す機構では、低速度で動作する場合に高い頻度で摩擦による振動，とりわけスティックスリップが発生し，さまざまな弊害をもたらすことは広く知られている．この非線形現象は，系の基本特性にかかわる剛性，減衰性，慣性に加えて滑り面における摩擦のトライボロジ的性質が相互に作用した結果生じることから，取り扱いはかなり複雑なものとなる．

前章で述べたように空気圧駆動系においてもそのような振動の発生は避けられず，制御誤差の増大や使用可能範囲を狭める要因となっているためいくつかの研究報告があるものの，油圧駆動系^{28)~31)}に対比すると少ない．岡部ら¹⁷⁾はメータイン，メータアウト回路に対してスティックスリップ発生時の周期，スリップ時のピストン変位量の駆動条件による変化傾向を調べている．渡嘉敷ら¹⁹⁾はメータアウト回路のスティックスリップを詳細に検討し，その発生条件を解析的に求め，実験との比較の結果よい一致を得ている．

2章では，空気圧シリンダ駆動系の線形化モデルをもとに系の安定性を解析し，かつ，実験的に振動の様相，摩擦力の挙動の把握及び発振領域の特定を行うことにより発振の要因を調べた．本章ではさらに研究を進め，系の安定性，系の動作の位相面軌跡，スティックスリップの発生条件について検討を試みた．上述の文献との違いは，動摩擦力における負の速度特性を考慮した点，メータアウト回路に加えてメータイン回路における発生条件を調べた点にある．

記号

P	: 圧力	Pa
W	: 質量流量	kg/s
S	: 絞りの有効断面積	m ²
R	: 気体定数	J/(kg·K)
T	: 温度	K
κ	: 比熱比	
t	: 時間	s
V	: シリンダ室の容積	m ³
A	: ピストンの受圧面積	m ²
v	: 速度	m/s
m	: 可動部分の質量	kg
f	: 摩擦力	N
F_s	: 最大静止摩擦力	N
F_c	: クーロン摩擦力	N
b	: 粘性摩擦係数	Ns/m
ζ	: 減衰比	
ω_n	: 固有振動数	rad/s

添字

1	: 供給側
2	: 排出側
s	: 供給源
a	: 大気
0	: 平衡状態
u	: 上流側
d	: 下流側

3.2 空気圧駆動系の基礎式

解析は、Fig. 3.1 で示される簡略化した空気圧駆動系に対して行う。駆動系のアクチュエータである空気圧シリンダに空気圧源から空気が供給されると、それに追従して負荷を積載したテーブルが送られる。このときの速度は供給側または排出側の速度制御弁によって調節される。はじめに、メータアウト回路およびメータイン回路（以下、それぞれMO回路、MI回路と略記する）における運動を支配する基礎式を導く。ここでは、摩擦力は不確定、つまり任意の形状とする。ただし、速度のみに依存し、微分可能とする。

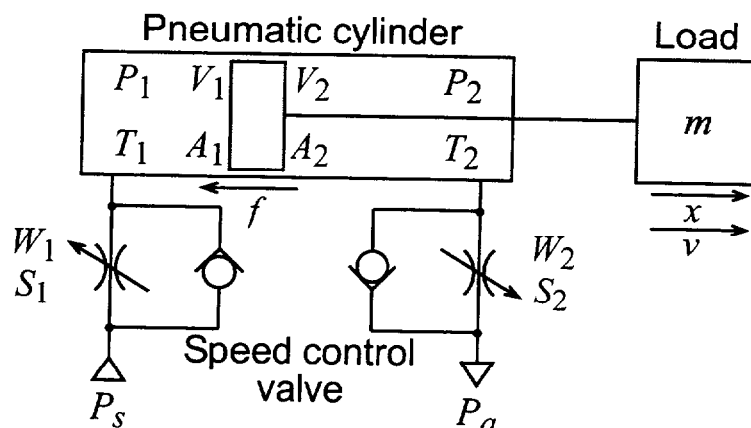


Fig. 3.1 A pneumatic actuation system

3.2.1 メータアウト回路における運動

MO回路の解析を行うにあたって、以下の仮定を置く。

- 供給側絞りの開度は十分大きく、供給側シリンダ室の圧力は供給圧と等しい。
すなわち、

$$P_1 = P_s$$

- 排出側絞りは閉塞しているので、

$$W_2 = S_2 P_2 \sqrt{\frac{2}{RT_2}} \cdot \varphi_m \quad (3.1)$$

$$\varphi_m = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1} \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{2}{\kappa-1}}}$$

排出側シリンダ室内の圧力変化は、断熱変化を仮定すると、空気の状態式とエネルギー式より

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{\kappa RT_2}{V_2} W_2 + \frac{\kappa A_2 v}{V_2} P_2 \quad (3.2)$$

で与えられる。式(3.1)を代入すると

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{\kappa \varphi_m S_2 \sqrt{2RT_2}}{V_2} P_2 + \frac{\kappa A_2 v}{V_2} P_2 \quad (3.3)$$

となる。簡単のため、シリンダ中央付近における運動を仮定する。すなわち、

$$V_1 = V_2 = V_0 \quad (3.4)$$

より式(3.3)は

$$\frac{dP_2}{dt} = -\frac{\kappa\varphi_m S_2 \sqrt{2RT_2}}{V_0} P_2 + \frac{\kappa A_2 v}{V_0} P_2 \quad (3.5)$$

となる。

一方、可動部分の運動方程式は次式により与えられる。

$$m \frac{dv}{dt} = A_1(P_1 - P_a) - A_2(P_2 - P_a) - f(v) \quad (3.6)$$

仮定より、

$$\frac{dv}{dt} = \{A_1(P_s - P_a) - A_2(P_2 - P_a) - f(v)\} / m \quad (3.7)$$

位相面として $v - P_2$ 面を選択し、式(3.5)、(3.7)より t を消去することにより、MO回路の位相面における解曲線を定める次式が得られる。

$$\frac{dP_2}{dv} = \frac{\kappa m}{V_0} \frac{-\frac{\varphi_m S_2 \sqrt{2RT_2}}{A_2} P_2 + v P_2}{-P_2 - \frac{f(v)}{A_2} + \frac{A_1}{A_2}(P_s - P_a) + P_a} \quad (3.8)$$

3.2.2 メータイン回路における運動

MI回路の場合の仮定は以下のとおりである。

- 排出側シリンダ室の圧力は大気圧と等しい。

$$P_2 = P_a$$

- 供給側絞りには閉塞しているので、

$$W_1 = S_1 P_s \sqrt{\frac{2}{RT_s}} \cdot \varphi_m \quad (3.9)$$

供給側シリンダ室内の圧力変化は

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\kappa RT_s}{V_1} W_1 - \frac{\kappa A_1 v}{V_1} P_1 \quad (3.10)$$

で表される。式(3.4), (3.9)を用いると

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\kappa \varphi_m S_1 P_s \sqrt{2RT_s}}{V_0} - \frac{\kappa A_1 v}{V_0} P_1 \quad (3.11)$$

が得られる。運動方程式(3.6)は

$$\frac{dv}{dt} = \{A_1(P_1 - P_a) - f(v)\} / m \quad (3.12)$$

となるから、MI回路の $v - P_1$ 面における解曲線は

$$\frac{dP_1}{dv} = \frac{\kappa m}{V_0} \frac{-vP_1 + \frac{\varphi_m S_1 P_s \sqrt{2RT_s}}{A_1}}{P_1 - \frac{f(v)}{A_1} - P_a} \quad (3.13)$$

で表される。

3.3 安定判別

次に、3.2節で導出した基礎式をもとに系の振動の様相を調べるため、運動の安定判別を試みる。位相面上の解曲線を定める式(3.8)および(3.13)は非線形であるから、非線形系の安定性判別法⁴⁷⁾に従って平衡点の性質を調べる。

3.3.1 メータアウト回路の安定領域

式(3.8)において(分子) = $X_2(v, P_2)$, (分母) = $Y_2(v, P_2)$ とおく。平衡点を (v_{20}, P_{20}) とすると、 $X_2(v_{20}, P_{20}) = 0$, $Y_2(v_{20}, P_{20}) = 0$ を同時に満たすことから、

$$\begin{cases} v_{20} = \frac{\varphi_m S_2 \sqrt{2RT_2}}{A_2} \\ P_{20} = \frac{A_1}{A_2} (P_s - P_a) + P_a - \frac{f(v_{20})}{A_2} \end{cases} \quad (3.14)$$

が導かれる。ただし、 $P_a/0.528 \leq P_2$ とした。

ここで、 $v - v_{20}$, $P_2 - P_{20}$ により平衡点を原点に移動させた後、それらをあらためて v , P_2 と置き、式(3.8)の線形化を行うと次式が得られる。

$$\frac{dP_2}{dv} = \frac{a_2 v + b_2 P_2}{c_2 v + d_2 P_2} \quad (3.15)$$

ここで,

$$\begin{cases} a_2 = \frac{\kappa m}{V_0} P_{20} \\ b_2 = 0 \\ c_2 = -\frac{f'(v_{20})}{A_2} \\ d_2 = -1 \end{cases}$$

である。上式の線形近似系によりもとの非線形系 (3.8) の平衡点の安定性を知ることができる。式 (3.15) の安定性は特性方程式 $\lambda^2 - (b_2 + c_2)\lambda - (a_2 d_2 - b_2 c_2) = 0$ の根の性質に基づいて分類でき、その結果は以下のようにまとめられる。

(a) $\frac{f'(v_{20})}{A_2} \geq 2\sqrt{\frac{\kappa m}{V_0} P_{20}}$ のとき安定結節点

(b) $0 < \frac{f'(v_{20})}{A_2} < 2\sqrt{\frac{\kappa m}{V_0} P_{20}}$ のとき安定渦状点

(c) $-2\sqrt{\frac{\kappa m}{V_0} P_{20}} < \frac{f'(v_{20})}{A_2} < 0$ のとき不安定渦状点

(d) $\frac{f'(v_{20})}{A_2} \leq -2\sqrt{\frac{\kappa m}{V_0} P_{20}}$ のとき不安定結節点

ただし、 $a_2 d_2 - b_2 c_2$ は常に負の値となるから鞍形点は存在しない。この結果をもとに縦軸に $f'(v_{20})/A_2$ 、横軸に P_{20} をとり、MO 回路の安定・不安定領域を図示したものが Fig. 3.2 である。空気圧シリンダの内径 40 mm、ストローク 300 mm とし、 $P_s = 0.5$ MPa, $m = 5.0$ kg に設定した。

3.3.2 メータイン回路の安定領域

前節と同様に、式 (3.13) において (分子) = $X_1(v, P_1)$, (分母) = $Y_1(v, P_1)$ とおき、平衡点を (v_{10}, P_{10}) とすれば,

$$\begin{cases} v_{10} = \frac{\varphi_m S_1 P_s \sqrt{2RT_s}}{A_1 P_{10}} \\ P_{10} = \frac{f(v_{10})}{A_1} + P_a \end{cases} \quad (3.16)$$

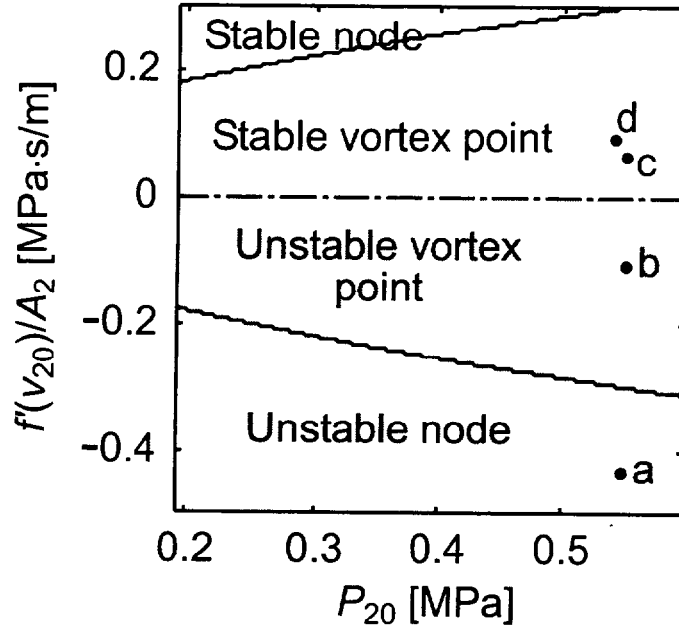


Fig. 3.2 Stable regions of a meter-out circuit

が得られる。ただし、 $P_a \leq P_1 \leq 0.528P_s$ とした。平衡点を原点に移動後、式(3.13)の線形化を行うと次式が得られる。

$$\frac{dP_1}{dv} = \frac{a_1v + b_1P_1}{c_1v + d_1P_1} \quad (3.17)$$

ただし、

$$\begin{cases} a_1 = -\frac{\kappa m}{V_0}P_{10} \\ b_1 = -\frac{\kappa m}{V_0}v_{10} \\ c_1 = -\frac{f'(v_{10})}{A_1} \\ d_1 = 1 \end{cases}$$

である。式(3.17)の平衡点の安定性を調べると以下のようなになる。

$$(a) \frac{f'(v_{10})}{A_1} \geq 2\sqrt{\frac{\kappa m}{V_0}P_{10}} + \frac{\kappa m}{V_0}v_{10} \text{ のとき安定結節点}$$

$$(b) -\frac{\kappa m}{V_0}v_{10} < \frac{f'(v_{10})}{A_1} < 2\sqrt{\frac{\kappa m}{V_0}P_{10}} + \frac{\kappa m}{V_0}v_{10} \text{ のとき安定渦状点}$$

$$(c) -2\sqrt{\frac{\kappa m}{V_0}P_{10}} + \frac{\kappa m}{V_0}v_{10} < \frac{f'(v_{10})}{A_1} < -\frac{\kappa m}{V_0}v_{10} \text{ のとき不安定渦状点}$$

$$(d) \quad -\frac{P_{10}}{v_{10}} < \frac{f'(v_{10})}{A_1} \leq -2\sqrt{\frac{\kappa m}{V_0} P_{10}} + \frac{\kappa m}{V_0} v_{10} \text{ のとき不安定結節点}$$

$$(e) \quad \frac{f'(v_{10})}{A_1} < -\frac{P_{10}}{v_{10}} \text{ のとき鞍形点}$$

MI回路の安定・不安定領域は Fig. 3.3 のようになる。

3.3.3 考察

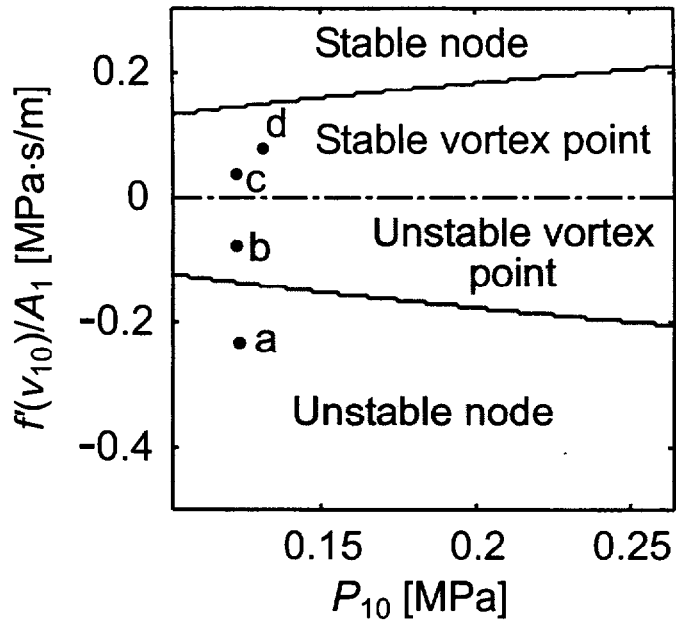
Fig. 3.2, 3.3 から、系の安定性は $f' = af/dv$ 、つまり摩擦力-速度特性曲線のこう配に依存することがわかる。すなわち、系の運動が不安定で振動的となるのはこう配が負符号をもつ場合である。また、MO回路では有効断面積が変化しても安定領域は影響を受けない。それに対して、MI回路では、絞り弁の有効断面積が極めて小さい場合には両回路の安定領域にほとんど差がみられないが、 P_{10} を一定として横軸に S_1/P_{10} をとった Fig. 3.3(b) からわかるように、有効断面積が大きくなるほど安定領域が拡大する傾向がみられる。この点でMO回路との相違が際立つ。

3.4 位相面軌跡

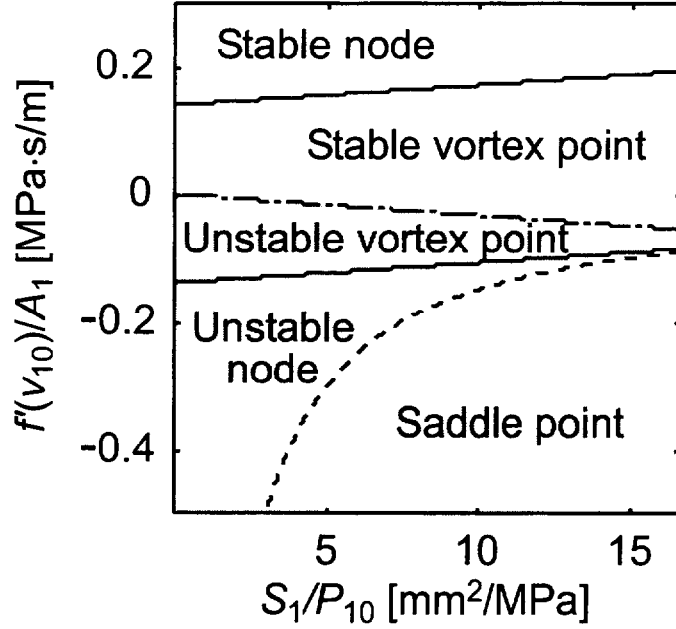
前節で求めた安定・不安定領域において系が具体的にどのような運動を呈するかを位相面軌跡を描くことにより調べる。前節までは摩擦力が速度の任意関数であるとして特定しなかったが、位相面軌跡を求めるためには具体的に必要となる。そこで、摩擦力-速度特性曲線のこう配 f' の符号と値を連続的に変化させることができる指数関数を用いた次式のモデルにより摩擦力を定義する⁴⁸⁾。

$$f(v) = F_s - \sigma \{1 - e^{-v/\xi}\} + bv \quad (3.18)$$

式(3.18)中の各パラメータは、Fig. 3.4に示した測定によって得られた摩擦力-速度特性から求めた。測定装置は Fig. 3.1のような構成とし、制御弁以外は Fig. 2.1と同様であり、圧力変換器と速度変換器による検出量から運動方程式により摩擦力を求めた。駆動系のパラメータは前節に示したとおりである。なお、摩擦力-速度特性は加速時と減速時では異なる傾向を呈し、ヒステリシスが存在することが既に示さ



(a) $S_1 = 0.05 \text{ mm}^2$



(b) Dependence on S_1 ($P_{10} = 0.12 \text{ MPa}$)

Fig. 3.3 Stable regions of a meter-in circuit

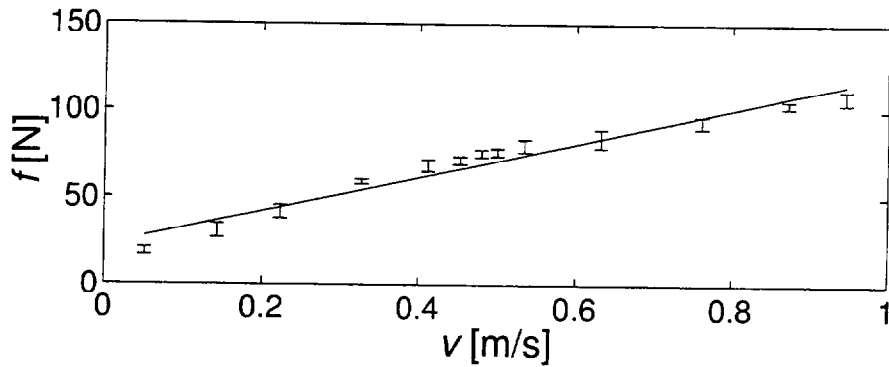


Fig. 3.4 Friction characteristics for velocity

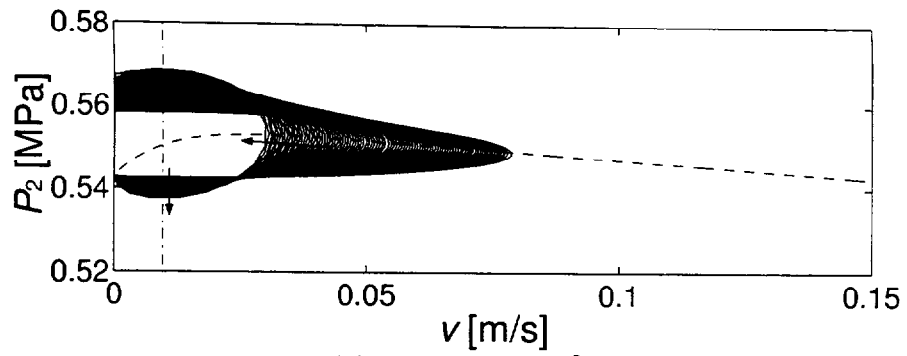
れているが⁴⁴⁾、次節で述べるようにスティックスリップの発生には特に減速時が問題となるため、ここでは簡単のため無視する。結果として、 $b = 97.7 \text{ Ns/m}$ 、 $\sigma = 14.3 \text{ N}$ 、 $F_s = 36.6 \text{ N}$ が得られた。 ξ については、 30 mm/s より低い速度ではスティックスリップが発生することを考慮し、その付近で極小となるように $\xi = 0.01 \text{ m/s}$ とした。

位相面軌跡の計算は、両回路ともに式(3.2)、(3.10)の圧力変化の式と式(3.6)の運動方程式をRunge-Kutta法で数値的に解くことにより行った。したがって、3.2節における仮定は用いていない。絞りを通過する流量は閉塞の場合は式(3.1)または(3.9)、そうでない場合は φ_m を次式で置き換える。

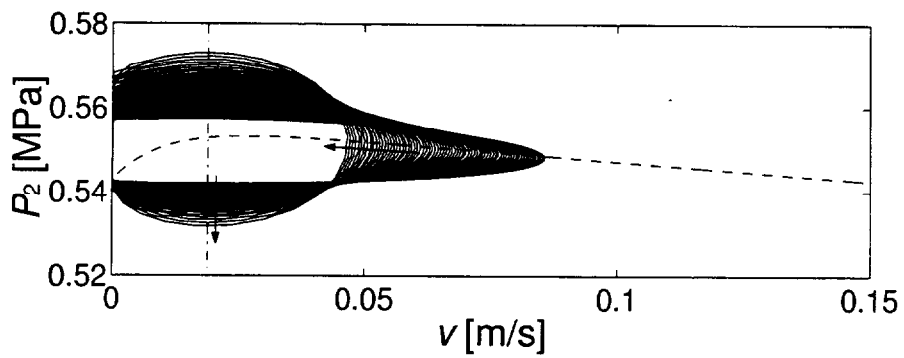
$$\varphi(P_u, P_d) = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left\{ \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right\}} \quad (3.19)$$

Fig. 3.5はMO回路の位相面軌跡の計算例である。 S_1 を 10 mm^2 に固定し、 S_2 を $0.05, 0.1, 0.2, 0.8 \text{ mm}^2$ に変化させた。初期圧力は $P_1 = P_s$ 、 $P_2 = \{A_1(P_s - P_a) - F_s\}/A_2 + P_a$ とした。Fig. 3.2の安定・不安定領域上に4つの計算ポイントを示している。Fig. 3.5(a), (b)が不安定領域、(c), (d)が安定領域に属している。鎖線は v を変化させたときの P_{20} の値、一点鎖線は P_2 を変化させたときの v_{20} の値を示しており、それらの交点が平衡点を示している。

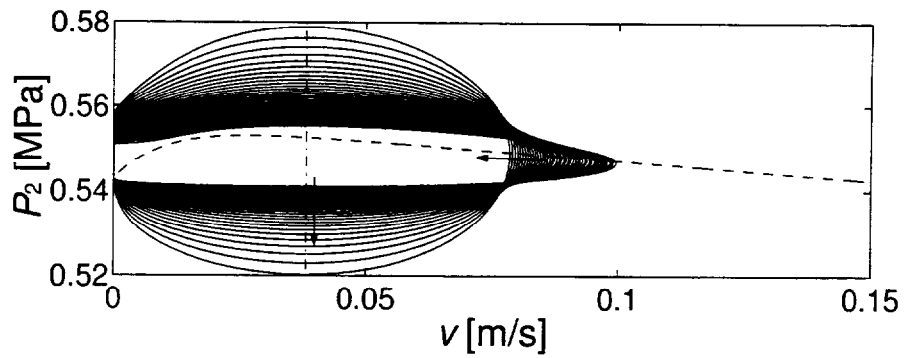
また、MI回路の位相面軌跡の計算例をFig. 3.6に示す。この場合は S_2 を 10 mm^2 に固定し、 S_1 を $0.02, 0.03, 0.05, 0.25 \text{ mm}^2$ の4種類に変化させた。初期圧力は



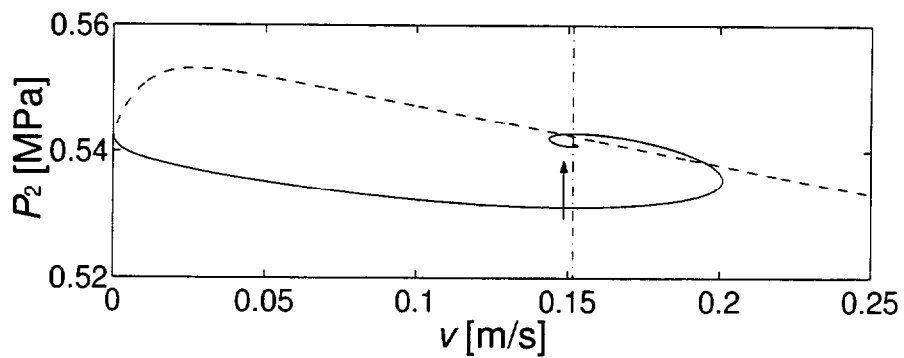
(a) $S_2 = 0.05 \text{ mm}^2$



(b) $S_2 = 0.1 \text{ mm}^2$

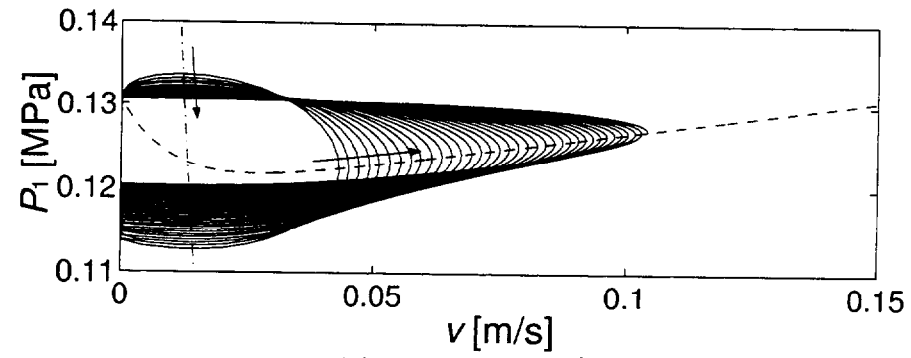


(c) $S_2 = 0.2 \text{ mm}^2$

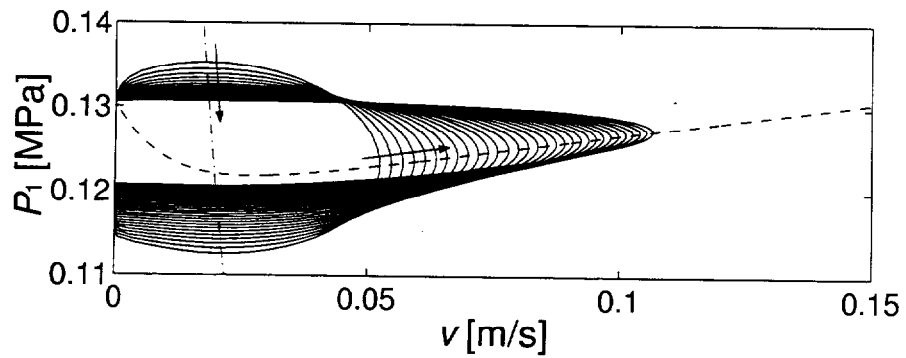


(d) $S_2 = 0.8 \text{ mm}^2$

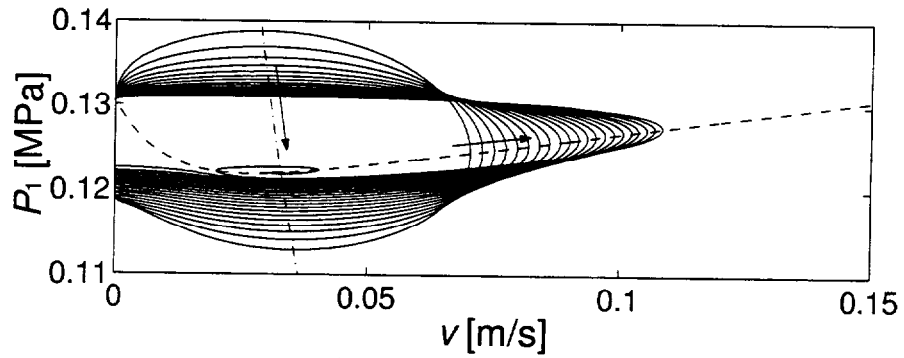
Fig. 3.5 Phase-plane trajectories of a meter-out circuit



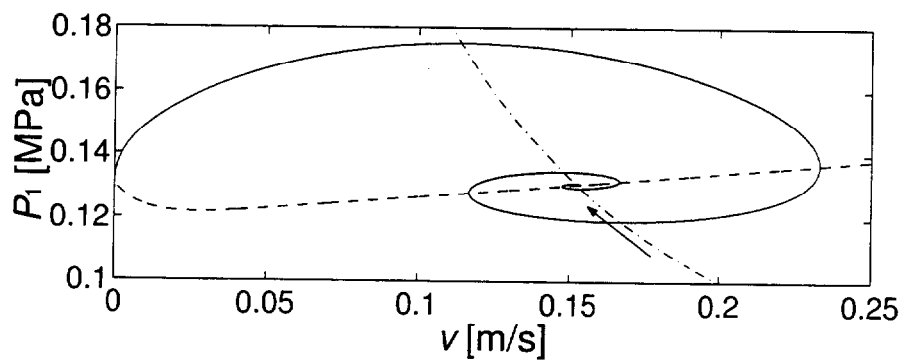
(a) $S_1 = 0.02 \text{ mm}^2$



(b) $S_1 = 0.03 \text{ mm}^2$



(c) $S_1 = 0.05 \text{ mm}^2$



(d) $S_1 = 0.25 \text{ mm}^2$

Fig. 3.6 Phase-plane trajectories of a meter-in circuit

$P_1 = F_s/A_1 + P_a$, $P_2 = P_a$ である。Fig. 3.3 に計算ポイントを示している。ただし、前述のように MI 回路では S_1 により安定・不安定領域が変化するが、 S_1 の変化が小さいときは大きな差異がないので、便宜上、Fig. 3.3(a) 上に示した。Fig. 3.6(a), (b) が不安定領域、(c), (d) が安定領域に属する。鎖線は v を変化させたときの P_{10} の値、一点鎖線は P_1 を変化させたときの v_{10} の値を示しており、それらの交点が平衡点である。なお、 v_{10} と P_{10} は式 (3.16) の非線形方程式を数値的に解いて求めた。

Fig. 3.5, 3.6 から、両回路ともに不安定領域ではスティックスリップを生じていることがわかる。MO 回路では排出側シリンダ室の容積が減少するとともに系の等価ばね定数が大きくなるため、スティックスリップ時の速度の変化量が小さくなっていく。それに対して、MI 回路では動作に伴って系の等価ばね定数が小さくなるため、逆の傾向を示している。また、安定領域では軌跡は平衡点に向かうが、Fig. 3.5(c), Fig. 3.6(c) の安定限界付近においてはスティックスリップが発生している。このことから、摩擦力により生じる減衰効果とその発生に大きく関与していると考えられるので、次節でこの点から検討を進め、スティックスリップの発生条件を調べる。

3.5 スティックスリップの発生条件

Fig. 3.2, 3.3 の安定領域においても、安定限界付近ではスティックスリップの発生が確認される。そこで、特に安定限界付近の位相面軌跡に着目してスティックスリップが生起する条件について検討する。ここでは、安定限界近傍のみを対象とするので、そこでの摩擦力を

$$f(v) = F_c + bv \quad (3.20)$$

と線形式で近似する。

3.5.1 メータアウト回路のスティックスリップ

MO 回路のスティックスリップ発生条件を線形化したモデルにより導出する。式 (3.5), (3.7) を平衡点 (v_{20}, P_{20}) のまわりで線形化すると次式が得られる。

$$\begin{cases} \frac{d(\Delta P_2)}{dt} = \frac{\kappa A_2 P_{20}}{V_0} \Delta v \\ \frac{d(\Delta v)}{dt} = -\frac{A_2}{m} \Delta P_2 - \frac{b}{m} \Delta v \end{cases} \quad (3.21)$$

上式を用いれば、速度応答は以下の 2 次系で表すことができる。

$$\frac{d^2(\Delta v)}{dt^2} + \frac{b}{m} \frac{d(\Delta v)}{dt} + \frac{\kappa A_2^2 P_{20}}{m V_0} \Delta v = 0 \quad (3.22)$$

位相面軌跡において、減速しながら平衡速度に達した後、さらに減速して軌跡が P_2 軸と交わる場合にスティックスリップとなる。そこで、減速時に平衡速度に到達した時刻を t_0 とし、そこからの応答を式 (3.22) によって考える。初期値は $\Delta v(t_0) = 0$, $d(\Delta v)/dt|_{t=t_0} = -A_2 \Delta P_2(t_0)/m$ より、式 (3.22) を解けば、

$$\Delta v(t) = -\frac{A_2 \Delta P_2(t_0)}{m \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n} e^{-\zeta \omega_n (t-t_0)} \sin \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n (t - t_0) \quad (3.23)$$

ただし、 $t \geq t_0$ で

$$\omega_n = A_2 \sqrt{\frac{\kappa P_{20}}{m V_0}}$$

$$\zeta = \frac{b}{2m\omega_n}$$

である。 $\Delta v(t)$ が $t \geq t_0$ で極小値となる場合に P_2 軸と交わらなければスティックスリップは生じないから、そのときの時刻を t_m とおけば、 $d(\Delta v)/dt|_{t=t_0} < 0$ であるから、 $d(\Delta v)/dt|_{t=t_m} = 0$ より、 $t \geq t_0$ で最初の極小値をとる時刻は

$$t_m = -\frac{\alpha}{\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n} \quad (3.24)$$

となる。ここで、 $\alpha = \tan^{-1}(-\sqrt{1 - \zeta^2}/\zeta)$ である。そのときの Δv の値は

$$\Delta v(t_m) = \frac{A_2 \Delta P_2(t_0)}{m \sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n} e^{\frac{\zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} \alpha} \sin \alpha \quad (3.25)$$

となる。スティックスリップは $\Delta v(t_m) > -v_{20}$ のとき発生しないから、結局、式(3.25)から

$$\Delta P_2(t_0) \geq -\frac{mv_{20}\omega_n}{A_2 \sin \alpha} e^{-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\alpha} \sqrt{1-\zeta^2} \quad (3.26)$$

が発生する条件として導かれる。

3.5.2 メータイン回路のスティックスリップ

MI回路の式(3.11), (3.12)を平衡点まわりで線形化すると

$$\begin{cases} \frac{d(\Delta P_1)}{dt} = -\frac{\kappa A_1 v_{10}}{V_0} \Delta P_1 - \frac{\kappa A_1 P_{10}}{V_0} \Delta v \\ \frac{d(\Delta v)}{dt} = \frac{A_1}{m} \Delta P_1 - \frac{b}{m} \Delta v \end{cases} \quad (3.27)$$

が得られるから、速度応答は

$$\frac{d^2(\Delta v)}{dt^2} + \left(\frac{b}{m} + \frac{\kappa A_1 v_{10}}{V_0} \right) \frac{d(\Delta v)}{dt} + \frac{\kappa A_1}{m V_0} (A_1 P_{10} + b v_{10}) \Delta v = 0 \quad (3.28)$$

となる。MO回路と同様に、初期値 $\Delta v(t_0) = 0$, $d(\Delta v)/dt|_{t=t_0} = A_1 \Delta P_1(t_0)/m$ として式(3.28)を解くと

$$\Delta v(t) = \frac{A_1 \Delta P_1(t_0)}{m \sqrt{1-\zeta^2} \omega_n} e^{-\zeta \omega_n (t-t_0)} \sin \sqrt{1-\zeta^2} \omega_n (t-t_0) \quad (3.29)$$

が得られる。ここで、

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\kappa A_1}{m V_0} (A_1 P_{10} + b v_{10})}$$

$$\zeta = \left(\frac{b}{m} + \frac{\kappa A_1 v_{10}}{V_0} \right) / 2 \omega_n$$

である。式(3.29)が $t \geq t_0$ で最初に極小値となる時刻 t_m はMO回路と同様式(3.24)と求まる。スティックスリップは $\Delta v(t_m) > -v_{10}$ のとき発生しないので、発生条件は次式となる。

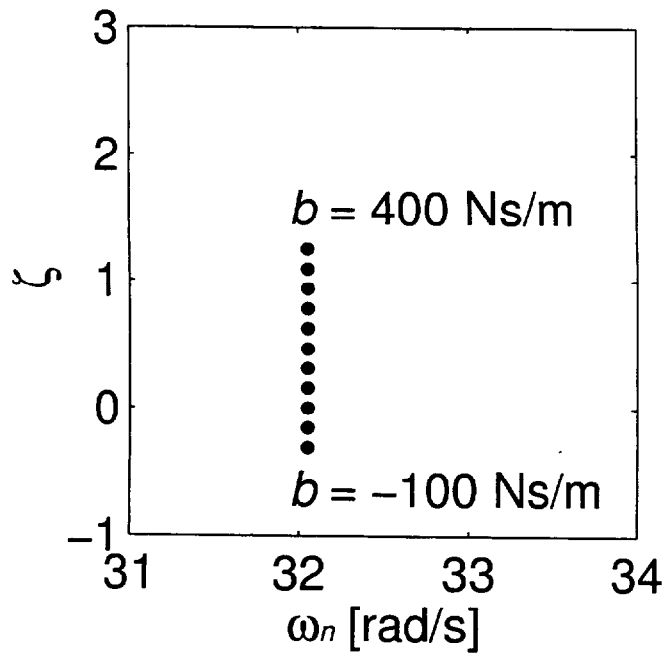
$$\Delta P_1(t_0) \leq \frac{m v_{10} \omega_n}{A_1 \sin \alpha} e^{-\frac{\zeta}{\sqrt{1-\zeta^2}}\alpha} \sqrt{1-\zeta^2} \quad (3.30)$$

3.5.3 考察

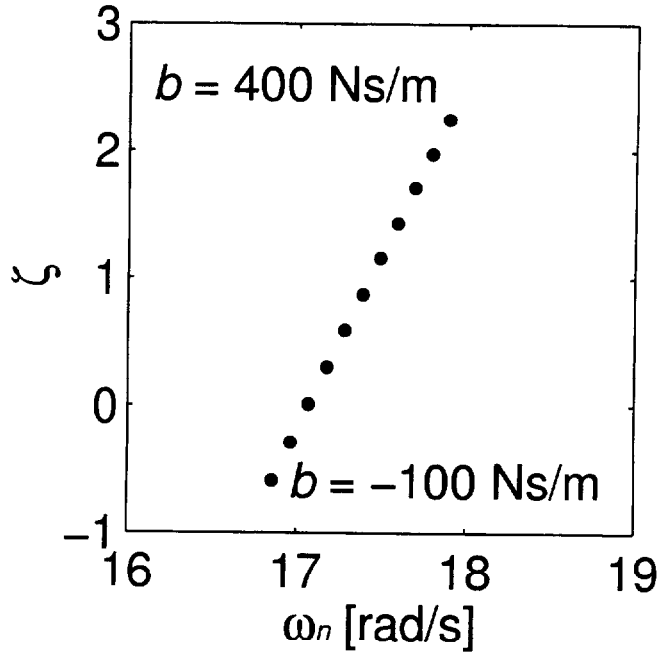
Fig. 3.7は、系の安定性を支配する $b(=f')$ が系の振動特性にかかわる ζ , ω_n に与える影響を把握しておくため、解析結果をもとに b の値に対応する ζ と ω_n の値を示したものである。絞りを固定し、 b を -100 から 400 Ns/mまで 50 Ns/m間隔で増加させた。Fig. 3.7(a)と(b)を比較すると、 ω_n はMO回路では一定でMI回路でも微増にとどまるが、 ζ はともに増加し、MI回路のほうがその割合が大きいという特徴が見られる。

前節で摩擦力パラメータの測定に用いた実験装置により応答を記録し、実際に式(3.26)および式(3.30)のスティックスリップの発生条件の適用を試みた。Fig. 3.8にMO回路に対する具体的な適用例($S_2 = 0.02$ mm²)、Fig. 3.9にMI回路に対する例($S_1 = 0.02$ mm²)を示す。Fig. 3.8(a)とFig. 3.9(a)は測定された速度応答である。MO回路では初期圧力をかけることにより前節のシミュレーションの初期条件に近づけた。Fig. 3.8(b)は縦軸に $\Delta P(t_0)$ 、横軸に ζ をとり、 ζ を変化させた場合の式(3.26)右辺の値とFig. 3.8(a)の測定結果における $\Delta P(t_0)$ を示したものである。測定結果中でスティックした場合を×印、スティックしなかった場合を○印で表している。Fig. 3.9(b)はMI回路の同結果である。ただし、発生限界の計算に必要な摩擦力式(3.20)のパラメータはFig. 3.4の測定結果に基づいており、MO回路、MI回路ともに同じ値に固定した。

Fig. 3.8, 3.9から、MO回路では排出側、MI回路では供給側の圧力変動によりストローク途中からスティックスリップを生じる場合でもその発生を判定できていることがわかる。また、Fig. 3.8(b), 3.9(b)からわかるように、一般に、減速しながら平衡速度に達した瞬間に平衡圧力からの変動が大きく、また系の減衰性が小さいほどスティックスリップが生起しやすい。言い換えれば、減衰を定める ζ はFig. 3.7に示したように b に左右されるので、その瞬間の駆動力の平衡値からの変動量と摩擦力-速度特性曲線のごう配により決定される。

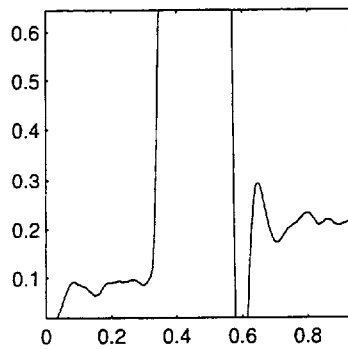
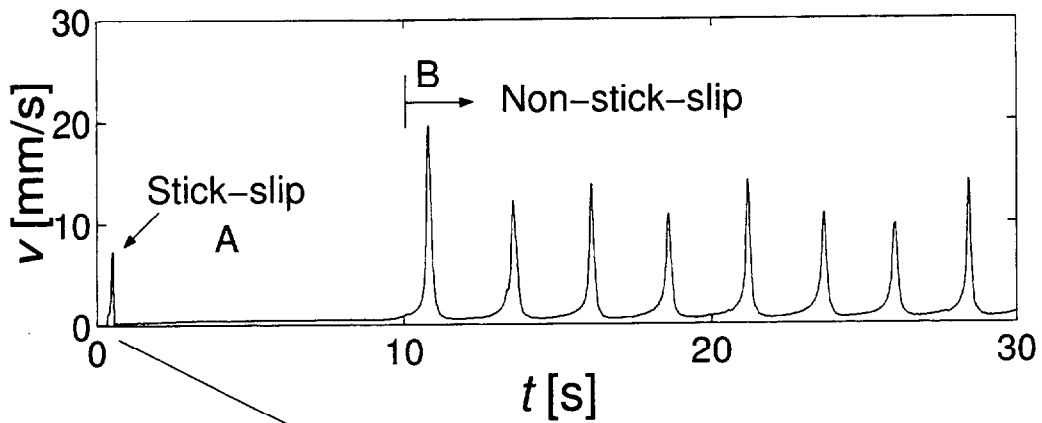


(a) A meter-out case ($S_2 = 0.05$ mm²)

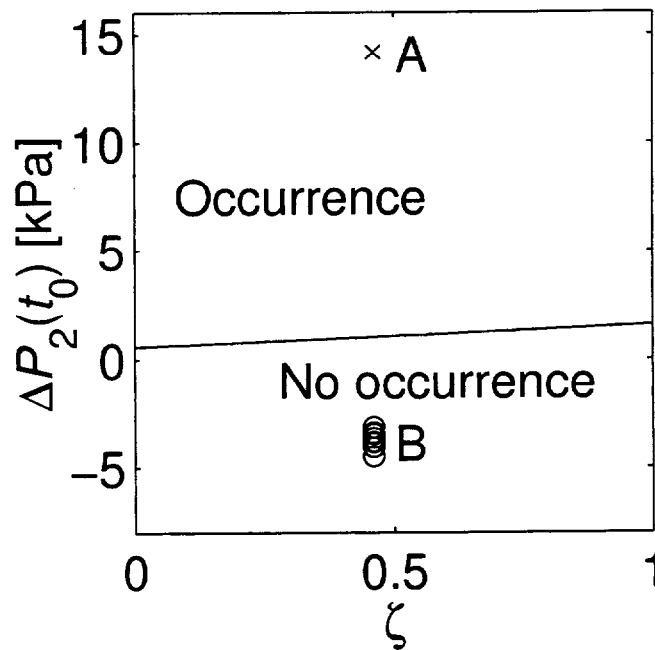


(b) A meter-in case ($S_1 = 0.05$ mm²)

Fig. 3.7 Variations of ζ and ω_n with b

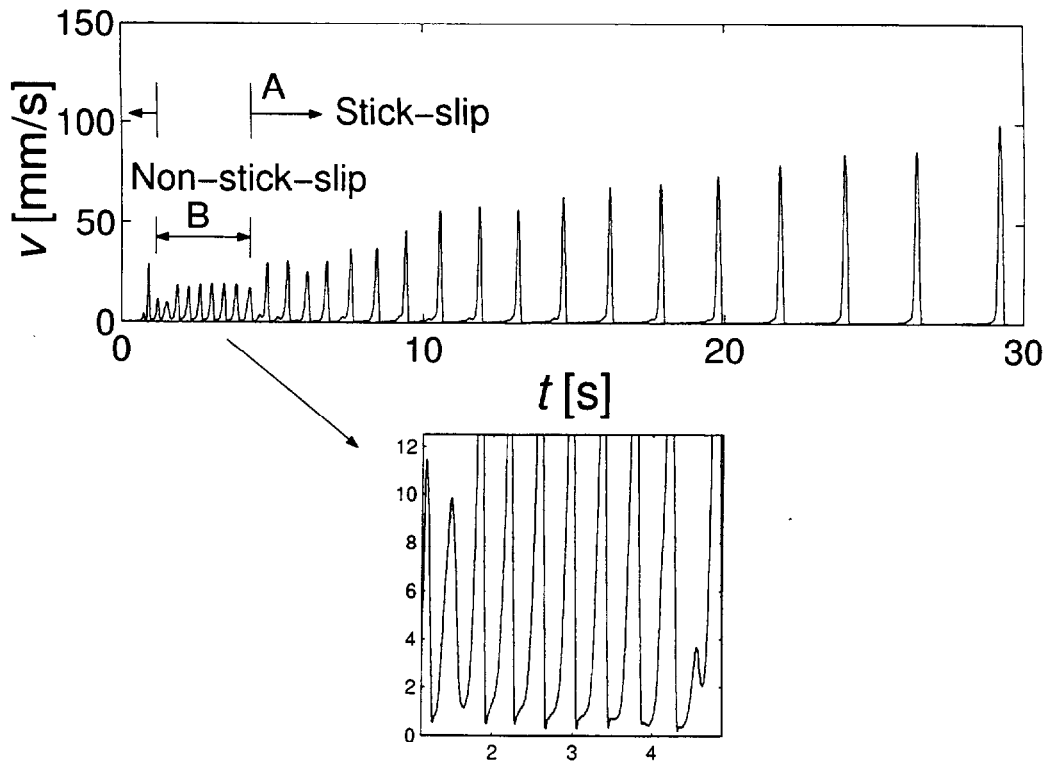


(a) Measured velocity response

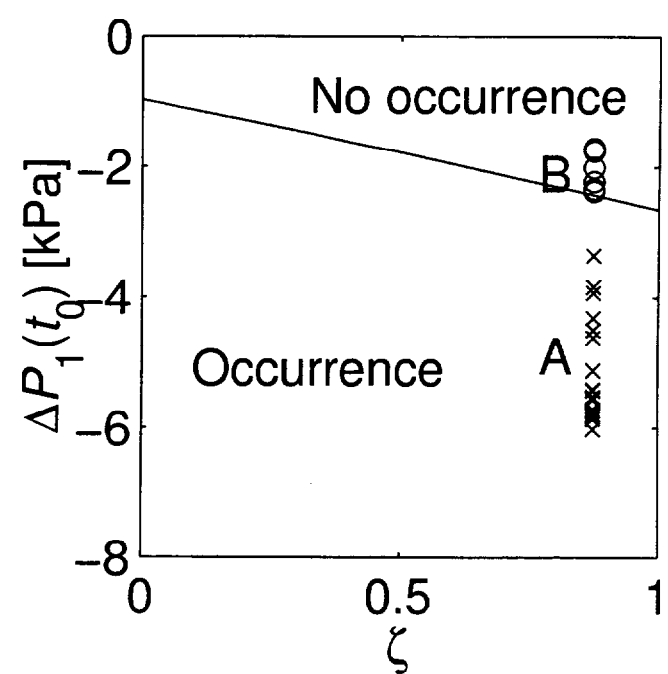


(b) Application of the stick-slip condition to (a)

Fig. 3.8 An experimental example with a meter-out circuit in $S_2 = 0.02 \text{ mm}^2$



(a) Measured velocity response



(b) Application of the stick-slip condition to (a)

Fig. 3.9 An experimental example with a meter-in circuit in $S_1 = 0.02 \text{ mm}^2$

3.6 結 言

本章では、摩擦によって引き起こされる空気圧駆動系の振動について検討を行った。主な結果は下記のように要約される。

- (1) 回路構成により分けて系の安定性を解析し、位相面の軌跡をシミュレーションすることで系の運動を調べた。系の発振には摩擦力-速度特性曲線のこう配が影響する。
- (2) スティックスリップが起こる場合の位相面軌跡を検討し、回路構成ごとにその発生に関する具体的な条件を導いた。スティックスリップの発生は主としてシリンダ室内圧力の変動の度合と系の減衰性により決まる。
- (3) 実験結果に対してスティックスリップ発生条件を適用した結果、ストローク途中で応答が推移する場合でも有効である。このことから、発生条件を考慮に入れてシリンダ室内圧力の適切な制御を施すことでスティックスリップの回避が実現できるのではないかと考えられる。

第4章 空気圧シリンダ駆動系のシミュレーションのための摩擦モデル

4.1 緒言

2章における空気圧シリンダ駆動系のモデル解析では、摺動部の摩擦力を理想的な粘性減衰として一本の直線で近似した摩擦モデルを採用した。しかし、低速域で実際の摩擦力が示す動的な挙動はヒステリシスを有し、顕著な非線形性を示すことが測定により確認され、そうした変動と駆動力との釣合が振動発生の主因となることが2章と3章において示された。

空気圧シリンダに対する摩擦モデルとしては、これまで、Bownsら^{7),49)}、Belforteら^{10),11)}、Backéら¹²⁾、Schroederら⁵⁰⁾により実験的な関係から導かれたものが存在するが、いずれもスティックスリップの生じる低速域を重視していないか、若しくは除外しているため、これらはヒステリシスの無いStribeck曲線のみを表現したモデルである。しかも、中には定常状態で測定された結果に基づくものもあり、動的問題に対して用いた場合には信頼性に疑問がある。2章で示したように動的には摩擦特性はヒステリシスを持ち、それを含めたモデルは、現在、渡嘉敷ら¹⁸⁾により提案されたものに限られている。少し視野を広げれば、Canudas de Witら⁵¹⁾により一般的な形で提案され、Lischinskyら⁵²⁾により油圧マニピュレータの制御に応用されたヒステリシスとマイクロスリップを共に備える摩擦モデルが存在する。しかし、文献中でも述べられているように、測定不可能な摩擦の内部状態を表す変数を用いているため、パラメータの推定が極めて困難である。

本章では、2章、3章での考察を踏まえ、空気圧シリンダ駆動系のシミュレーションのため極力実際の摩擦特性に近い新しい摩擦モデルを提案する。提案モデルの有用性は、シミュレーションで得られた速度応答の計算値と実験値の近似誤差、及び

低速域における振動的挙動の実現性，すなわち代表的なスティックスリップを取り上げ，その発生の予測可能性の両観点から，既存のいくつかのモデルとの比較により確認される．

4.2 摩擦力のモデリング

4.2.1 記号と添字

v ：速度 [m/s]， m ：可動部質量 [kg]， A ：受圧面積 [m²]， P ：圧力 [Pa]， F_r ：摩擦
力 [N]， T ：温度 [K]， R ：気体定数 [J/(kg·K)]， V ：シリンダ容積 [m³]， W ：空気質
量 [kg]， S ：絞りの有効断面積 [m²]， G ：質量流量 [kg/s]， c_v ：定容比熱 [J/(kg·K)]，
 h ：熱伝達率 [W/(m²·K)]， A_h ：伝熱面積 [m²]， F_s ：最大静止摩擦係数 [N]， F_c ：クー
ロン摩擦係数 [N]， b ：粘性摩擦係数 [Ns/m]

供給側：1，排出側：2，大気圧： a

4.2.2 基礎式

Fig. 4.1 に示された空気圧シリンダ駆動系の基礎式は次のように記述される．

$$m \frac{dv}{dt} = A_1(P_1 - P_a) - A_2(P_2 - P_a) - F_r \quad (4.1)$$

$$V_1 \frac{dP_1}{dt} = RT_1 G_1 - P_1 A_1 v + W_1 R \frac{dT_1}{dt} \quad (4.2)$$

$$V_2 \frac{dP_2}{dt} = -RT_2 G_2 + P_2 A_2 v + W_2 R \frac{dT_2}{dt} \quad (4.3)$$

特に低速動作に着目しているため，以下の式で表されるシリンダ室内の温度変化も考慮に入れる⁵³⁾．

$$c_v W_1 \frac{dT_1}{dt} = (h_1 A_{h1} + c_v G_1)(T_a - T_1) + RT_a G_1 - P_1 A_1 v \quad (4.4)$$

$$c_v W_2 \frac{dT_2}{dt} = h_2 A_{h2}(T_a - T_2) - RT_2 G_2 + P_2 A_2 v \quad (4.5)$$

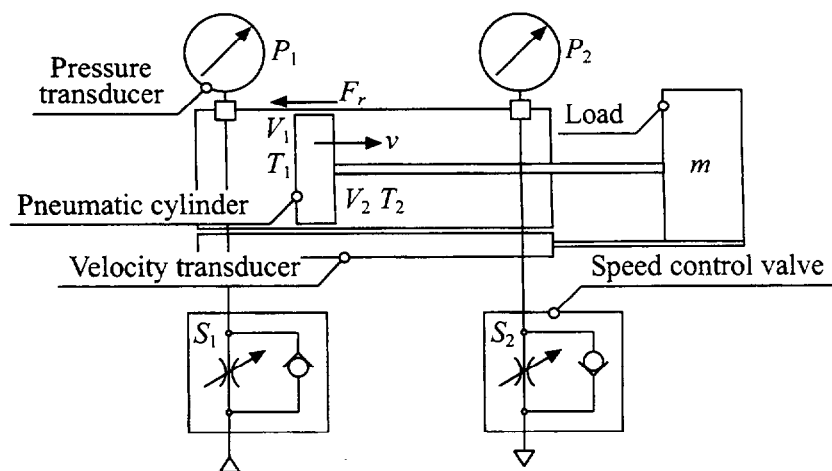


Fig. 4.1 Measurement setup

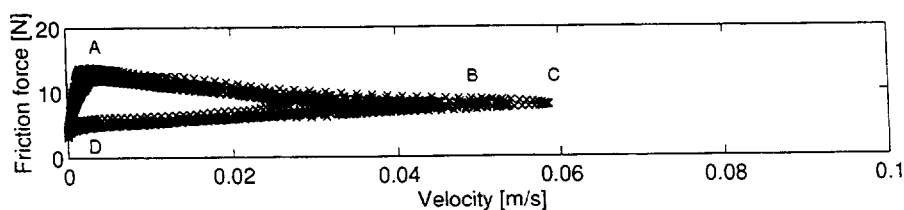
4.2.3 摩擦力の測定

速度に対する摩擦力の動的変動を把握し、摩擦モデルのパラメータを決定するため、供給側と排出側絞りの有効断面積を変えて空気圧シリンダを駆動することにより数十種類の応答を計測した。測定装置は Fig. 4.1 のような構成とし、空気圧シリンダ、支持具、各変換器は Fig. 2.1 と同様であるが、空気圧シリンダの供給側・排出側ともに速度調整弁を取り付ける。両シリンダ室内の圧力は半導体型圧力変換器により検出され、ピストンの移動速度はコイルの起電力を利用した直線型速度変換器により測定される。各変換器の出力は A/D 変換器を通してパーソナルコンピュータに取り込まれ、記録される。

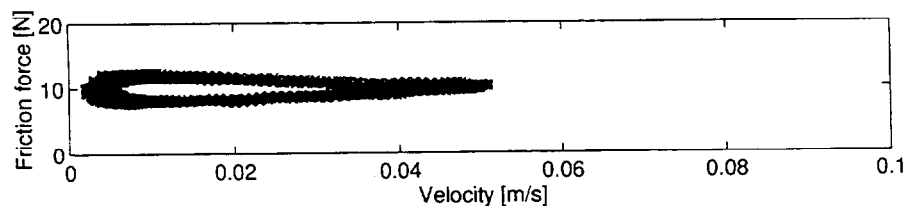
摩擦力-速度特性を Fig. 4.2 に例示する。摩擦力は測定された速度と圧力を利用して式 (4.1) の運動方程式から算出した。なお、この摩擦力はピストンシール部とロッドシール部における摩擦力の両方を含んでいる。

4.2.4 摩擦モデル

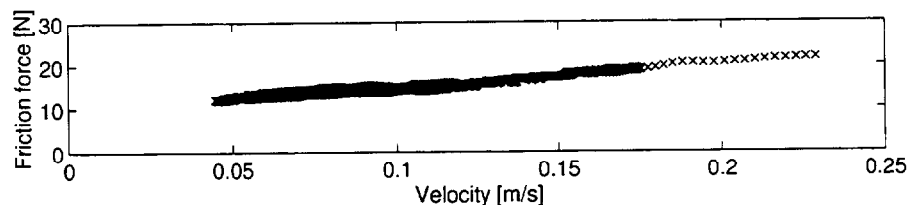
Fig. 4.2 に示されるように、小さい有効断面積で速度が極めて遅い場合には、Fig. 4.2(a) の $A \rightarrow B \rightarrow C \rightarrow D \rightarrow A$ の順にヒステリシスを描きながら摩擦力が変動し、振



(a) $S_1 = 0.05 \text{ mm}^2, S_2 = 0.1 \text{ mm}^2$ (stick-slip)



(b) $S_1 = 0.2 \text{ mm}^2, S_2 = 0.1 \text{ mm}^2$



(c) $S_1 = 0.5 \text{ mm}^2, S_2 = 0.2 \text{ mm}^2$

Fig. 4.2 Friction force-velocity relation

動的な挙動となることは2章で示したとおりである。さらに、有効断面積を徐々に大きくして速度を高めていくと、Fig. 4.2(a) → (b) → (c) のような変化を呈し、線形特性に漸近していく。こうした変化はシール部の潤滑状態が異なるためと考えられ、潤滑理論により統一的に取り扱うことは困難である。ここでは、Fig. 4.2(a)～(c) のような特性の遷移を考慮してヒステリシスループを積極的に取り入れ、潤滑状態ごとにモデリングを行い、以下のような近似モデルを導いた。

(a) 境界潤滑モデル：境界潤滑状態における摩擦力を

$$F_r(v) = -\frac{(F_a - F_c)}{v_a^2} \cdot (v - v_a)^2 + F_a \quad (4.6)$$

で表現する。ただし、 $0 \leq v \leq v_a$ の範囲で定義され、混合潤滑モデルとの交点を (v_a, F_a) とする。このモデルはスティック状態からスリップ状態への移行

の際の挙動を表す。

- (b) 混合潤滑モデル：加速時における混合潤滑の摩擦力として以下のモデルを用いる¹⁸⁾。

$$F_r(v) = \frac{(F_s - F_c - bv_b)}{v_b^2} \cdot (v - v_b)^2 + F_c + bv_b \quad (4.7)$$

ただし、 $v_a < v \leq v_b$ である。 v_b は流体潤滑モデルとの切り換え点における速度である。

- (c) 流体潤滑モデル：流体潤滑状態から減速に伴って混合潤滑状態に遷移する場合、摩擦力は Fig. 4.2(a) または (b) のような挙動を示すことから、Southward⁴⁸⁾ の摩擦モデルを利用する。すなわち、

$$F_r(v) = F_s - F_c \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{v}{v_0}\right) \right\} + bv \quad (4.8)$$

である。ただし、 $v_c \leq v$ で用いられ、 v_c は式 (4.6) と式 (4.8) の交点である。 v_0 は F_r が極小となる速度を決める定数である。

これら3つのモデルを速度 v に応じて切り換えて用いる。式 (4.6)～(4.8) の各パラメータの値はすべて摩擦力-速度特性図を作成することで求めることができる。しかし、このような特性は複数の要素が絡み合っているため、特性図上で潤滑状態の遷移点は一定とはならず、値のばらつきはかなり大きいので、平均的な値を使用する。

4.3 シミュレーション

4.3.1 シミュレーション結果と考察

提案モデルによるシミュレーション結果と測定結果との誤差、及びスティックスリップの発生状況の一部を Table 4.1 に示す。比較のため既存の3種類のモデルに対する結果も示した。モデル A は最もよく用いられる理想的な粘性減衰を表すモデル

であり、2章の式(2.5), (2.6)と同様である。モデルBはStribeck曲線のみをモデル化したものであり、式(4.7)を用いる。一方、モデルCは文献18)のモデルであり、速度の増加時にはモデルB、減少時はモデルAとしたものである。ただし、静止摩擦力は一定とした。モデルDが提案モデルである。切り換え速度は $v_a = 5$ mm/s, $v_b = 50$ mm/s, $v_c = 2$ mm/sに固定した。実験値との誤差は速度応答の計算値と実験値の2乗積分誤差(表中では e_r)により表した。また、表のSSはスティックスリップ発生の有無を示しており、観測された場合はY、観測されなかった場合はNと表記している。

Table 4.1の結果をそれぞれ比較すると、提案モデル(モデルD)のみスティックスリップの発生状況が実験と一致していることがわかる。実験値との誤差の点では、スティックスリップが全く生じないために平均誤差が最も小さいモデルAに次いで提案モデルの誤差が小さくなっており、モデルCよりも約16%小さい。加えて、絞りの開度が大きくなって速度が増しても、式(4.8)からも明らかなように、提案モデルはモデルAと同等の性能を示している。すなわち、スティックスリップの予測可能性と近似精度の両面から見れば、提案モデルが最も有用であると言える。ただし、計算量は最も複雑な提案モデルが最も大きく、モデルAに比べれば通常1.5倍程度計算時間がかかる。また、提案モデルとモデルCの比較から、低速での振動現象の主因が摩擦力の非線形な性質にあることが同時に確認された。なお、3.4節のシミュレーションで用いた摩擦モデルは、とりわけ摩擦力-速度特性曲線のこう配の変化による挙動に着目していたのでStribeck曲線のみを表すモデルであり、モデルBとほぼ同等と見なすことができる。したがって、ヒステリシスを導入した提案モデルのほうが低速でのシミュレーション性能については良好と言える。

Fig. 4.3は速度応答の一例を示している。提案モデルでは摩擦力は速度の減少に伴ってFig. 4.2(c)のような線形特性からFig. 4.2(a)に類似した特性へと移行し、Fig. 4.3(e)の応答となる。しかしながら、提案モデルにおいてもスリップの間隔に関しては実験と懸け離れたものとなっている。これは境界潤滑のモデル化が不十分なことを示しており、境界潤滑状態では摩擦力が速度以外の要素にも大きく依存し

ているためである。そのような要素としては、表面粗さや吸着膜の性質⁵⁴⁾、静止摩擦力の時間依存性¹⁷⁾、シールの弾性変形が挙げられる。

4.3.2 シリンダ室内温度と圧力の影響

ピストンが急速に動作する場合はシリンダ室内の空気は断熱変化すると仮定できるが、ここでは低速域に主眼を置いているため、式(4.4)、(4.5)で表されるシリンダ室内の温度変化の式を導入した。その効果を調べるために、断熱変化の仮定の下で前節と同様のシミュレーションを行った。具体的な計算結果については省略するが、温度変化の導入はスティックスリップが発生するような低速域では誤差の低減をもたらすが、動作速度の増加とともに断熱変化の場合とほとんど差がなくなる。しかしながら、平均では5%程度の精度向上が確認された。

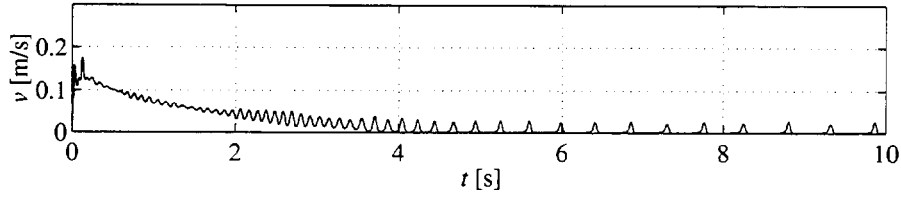
また、供給側シリンダ室と排出側シリンダ室の圧力差が大きくなると、それによるピストンシールの変形と押し付け力の増加が無視できなくなり、摩擦力に影響を与える。そのため、文献10)、11)、50)では圧力差に関する項を付加した摩擦モデルを提案している。ただし、それらの文献はスティックスリップの発生しない速度領域が前提で議論しているため、実際、文献50)の最も近似精度の高いモデルを用いて計算を行ったところ、Table 4.1に示された領域においてはモデルAとほとんど同じ精度であった。さらに、文献10)では高圧時のロッドシールの変形を考慮して排出側シリンダ室の圧力に関する項も導入しているが、計算の結果、低速域ではほとんど影響がない。したがって、スティックスリップが生じるような低速域では圧力の影響は小さいようである。

4.4 結 言

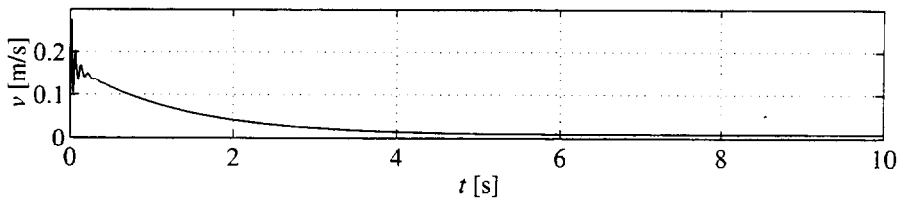
本章では、空気圧シリンダ駆動系のシミュレーションのための新しい摩擦モデルを提案し、他の摩擦モデルとの比較により有用性を示した。本章の結果をまとめると以下のようなになる。

Table 4.1 Comparison of experimental and calculated results

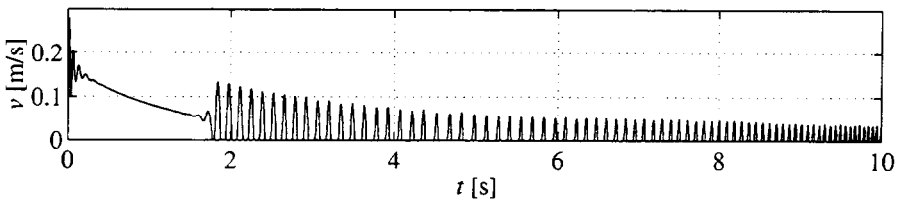
Experiment			Model A		Model B		Model C		Model D	
S_1 [mm ²]	S_2 [mm ²]	SS	e_r	SS	e_r	SS	e_r	SS	e_r	SS
0.10	0.05	Y	3.40	N	14.7	Y	3.42	N	3.61	Y
0.20	0.05	Y	2.29	N	11.9	Y	2.32	N	2.57	Y
0.30	0.05	Y	1.82	N	8.66	Y	1.85	N	2.26	Y
0.40	0.05	Y	1.37	N	6.43	Y	1.39	N	1.87	Y
0.50	0.05	Y	1.17	N	5.65	Y	1.19	N	1.70	Y
0.60	0.05	Y	1.06	N	5.16	Y	1.08	N	1.64	Y
0.05	0.10	Y	3.11	N	14.6	Y	13.1	Y	11.0	Y
0.20	0.10	N	1.28	N	11.3	Y	1.31	N	1.28	N
0.30	0.10	N	1.08	N	8.62	Y	1.11	N	1.08	N
0.40	0.10	N	0.72	N	5.88	Y	0.75	N	0.74	N
0.50	0.10	N	0.54	N	5.07	Y	0.55	N	0.54	N
0.60	0.10	N	0.52	N	4.59	Y	0.54	N	0.52	N
0.05	0.20	Y	3.95	N	16.9	Y	15.9	Y	11.5	Y
0.05	0.30	Y	4.45	N	17.2	Y	17.0	Y	12.8	Y
0.05	0.40	Y	4.71	N	17.3	Y	17.8	Y	12.9	Y
0.05	0.50	Y	4.74	N	19.0	Y	14.6	Y	12.5	Y
0.10	0.20	N	5.63	N	20.4	Y	5.65	N	5.66	N
0.10	0.30	N	5.08	N	21.3	Y	5.10	N	5.11	N
0.10	0.40	N	3.99	N	18.3	Y	4.01	N	4.01	N
0.10	0.50	N	4.22	N	22.3	Y	4.24	N	4.25	N
0.20	0.50	N	0.61	N	0.67	N	0.63	N	0.60	N
0.30	0.50	N	0.61	N	0.63	N	0.63	N	0.60	N
0.50	0.20	N	0.41	N	3.29	Y	0.43	N	0.42	N
0.50	0.30	N	0.41	N	0.43	N	0.43	N	0.41	N
Average			2.60		12.1		5.23		4.51	



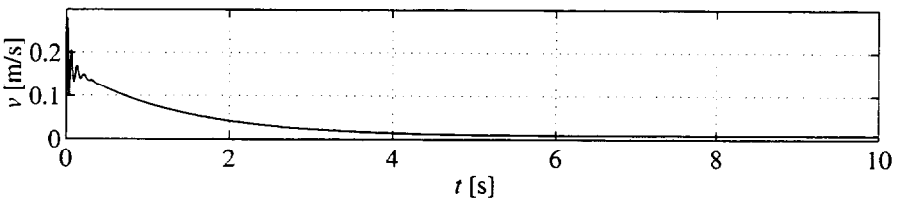
(a) Experiment



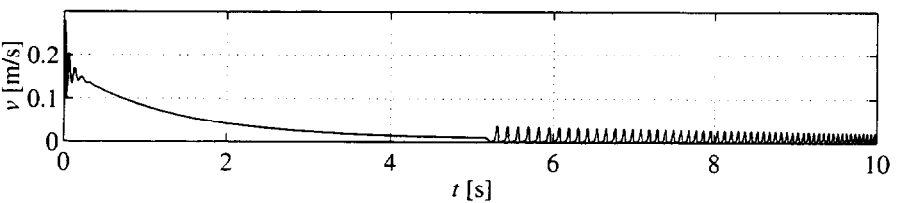
(b) Model A



(c) Model B



(d) Model C



(e) Model D

Fig. 4.3 Velocity responses to $S_1 = 0.4 \text{ mm}^2$ and $S_2 = 0.05 \text{ mm}^2$

- (1) 提案モデルでは，2章での議論に従い，摩擦力-速度特性図上に現れるヒステリシスループを取り入れることで従来よりも実際の挙動に近いシミュレーションを目指した．既存の数種類のモデルとの比較により，同定パラメータ数が増すものの，低速域におけるスティックスリップ発生の予測可能性と実験値との誤差の観点から評価すれば，最も有用であることが示された．また，シリンダ室内の温度と圧力の影響についても調べた．

- (2) 逆に視点を変えると，低速域で非線形な提案モデルが現実の振動に最も近いことから，スティックスリップのような振動現象が摩擦力の非線形性により誘発されることが再確認されたと言える．ただし，2章におけるカオス的振動のような不規則振動を数値的に実現することはできなかった．これは，モデリングされていない摩擦力のもう一つの特徴である不確定性と非線形性が共に作用する場合に生じると考えることができる．

第5章 空気圧用ピストンシールにおける油膜 圧力の測定

5.1 緒言

前章までは、潤滑状態の不確かな変遷により引き起こされる摩擦力の複雑な変動が生じる領域を対象としてきた。より詳細な見方をすれば、それはシールの摺動部における潤滑油膜の形成・除去に直接的な原因があると考えることができる。

空気圧シリンダの摩擦特性は、通常、前章でも述べたように粘性減衰を表す線形式、あるいは測定結果を近似した実験式により取り扱われている。特に厚い油膜が形成されて流体潤滑が実現されると予想される高速域では、Belforteら¹¹⁾の実験が示すように、摩擦力はシリンダチューブ材質、シール材質、表面粗さ等の影響はほとんど受けない。このため、摩擦力挙動がそれほど複雑にはならず、低速域に比べると安定した動作が得られることから、実用上は巨視的な扱いで十分とされ、実験式の詳しい検討は行われていない。弾性流体潤滑理論⁵⁵⁾によれば、往復動用弾性体シールに対して導かれる理論式から、摩擦力は速度、油膜圧力、潤滑剤の粘度に大きく支配されることが推測され、Belforteら¹¹⁾の結果もそれを裏付ける一因である。しかし、理論の確立以降、摺動面における潤滑油膜と摩擦発生機構の関係について油圧シリンダに対する研究^{25),26),55)}は数多く成されてきているものの、空気圧シリンダに関しては研究として報告されるに至らず、明確にされていない。それは、また、空気圧シリンダをサーボ系など位置決めに応用した研究が最近では活発になっているものの、実状では油圧シリンダに比べて単純な往復動作させる用途が圧倒的に多いことにも一つの原因があると思われる。

そこで本章では、空気圧シリンダの摩擦特性を油膜挙動と関係付けて説明するため、高速駆動時のピストンシールにおいて動的に発生する油膜圧力の測定を行い、

得られた油膜圧力分布から油膜厚さを試算するとともに、油膜圧力と摩擦力の関係について潤滑理論をもとに検討を加える。測定は比較のため断面形状に相違のある2種類のシールを対象とし、シール形状による差異についても検討する。

5.2 実験装置と実験方法

5.2.1 実験装置の構成

測定装置の構成を Fig. 5.1 に示す。供試シリンダ、制御弁以外は Fig. 2.1 と同様である。ピストンシールにおける動的な油膜圧力は、Fig. 5.2 に示されるようにシリンダ中央上部壁面に直径 0.2 mm の小孔を設け、そこに取り付けられた半導体型圧力変換器によりシールがその小孔を通過するときの圧力を測定することで得られる。壁面から圧力変換器までの空間には $100 \text{ mm}^2/\text{s}$ のシリコンオイルを封入し、気泡の存在による変換器の動特性の低下を極力抑えるよう配慮した⁵⁶⁾。圧力測定部をこのようにした場合、畑中ら⁵⁷⁾によれば、周波数特性は流体イナータンス、流体キャパシタンス、流体抵抗から成る等価回路で近似的に表すことができる。流体キャパシタンス C は受圧室容積 V 、受圧室内の圧力 p とすると $C = dV/dp$ で与えられる。シリコンオイルに加わる圧力により圧縮される体積変化は $\Delta V(p) = kpV_0$ (k :体積弾性係数 = $0.09\%/ \text{MPa}$, p :圧力, V_0 :体積)⁵⁸⁾により得られることから、油膜圧力の測定値が最大で 0.05 MPa 程度であるので、 $p = 0.05 \text{ MPa}$, $V_0 = 10 \text{ mm}^3$ を代入すると $4.5 \times 10^{-3}\%$ の体積変化が見積もられる。本章の測定においては、受圧室容積が小さく、圧力は高くないことから $C \approx 0$ とみなせ、周波数特性の低下はわずかであると考えられる。なお、本章の測定趣旨から位相の遅れは問題にしていない。

摩擦力の計算のため、動作速度はコイル式直線型速度変換器により測定し、シリンダ室内の空気の圧力は半導体型圧力変換器を用いて測定する。各変換器の出力電圧は増幅器、A/D 変換器経由でパーソナルコンピュータに取り込まれ、ピストンの動作に伴いサンプリング周波数 20 kHz で記録される。空気圧シリンダ ($\phi 40\text{--}300 \text{ mm}$) には潤滑剤としてグリースを用いる無給油仕様のもを使用し、飛び出しが小さく、動作中の速度変動が比較的小さいメータイン方式で回路を構成し、供給側速度調整

弁の有効断面積を変化させることにより速度を変える。排出側は固定絞りとし、有効断面積は 13.4 mm^2 である。本実験装置は模擬装置を用いている文献 26) や文献 55) とは異なり、実際の駆動状態と全く同じ状況下で油膜圧力を測定できるという特長がある。

5.2.2 実験方法

供給圧を 0.5 MPa に設定し、供給側絞りの有効断面積を変えることによってピストン速度 0.2 m/s から 1.25 m/s まで計 6 種類の速度で油膜圧力の測定を行った。ピストンを含む可動部の等価質量は負荷を積載して 5 kg に調節した。また、シール形状に対する依存性を調べるため、Fig. 5.3 に示される断面形状を有する 2 種類のピストンシールを用いた。Fig. 5.3(a) はスクイズタイプシール、Fig. 5.3(b) は密封性能を重視したリップタイプシールである。材質はともにニトリルゴムである。リップタイプにははみ出し防止用バックアップ O リングが溝に埋め込まれており、ピストンの移動方向の逆がシールの溝側となるように装着して測定を行った。潤滑剤はリチウム石けん基グリース（混和ちょう度 275，基油粘度 $103 \text{ mm}^2/\text{s}$ ($40 \text{ }^\circ\text{C}$)) である。測定時の室温は約 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ に維持した。

5.3 実験結果と考察

5.3.1 弾性流体潤滑理論

柔軟材料で構成されるシールの摺動面の潤滑問題は、弾性変形が大きいいため油膜形成による変形は無視できるとし、一般の滑り軸受とは逆の発想による流体潤滑の逆問題で説明されている⁵⁵⁾。

流体潤滑理論の基礎式である Reynolds の式は、

- (1) 流体はニュートン流体で非圧縮性とする。
- (2) 流体の慣性力は粘性力に比べて小さく、無視できる。

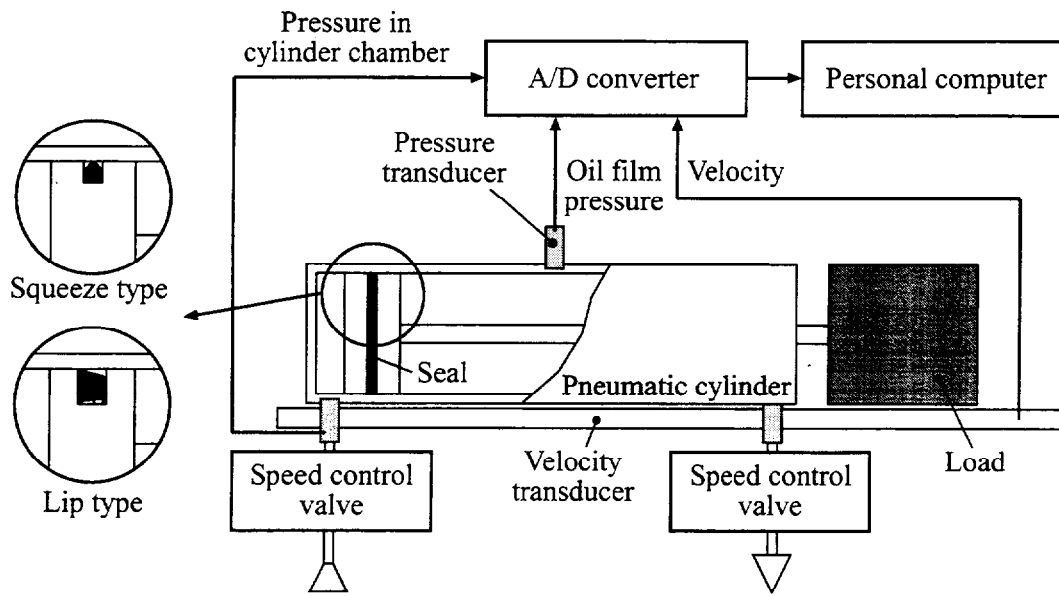


Fig. 5.1 Arrangement of test rig

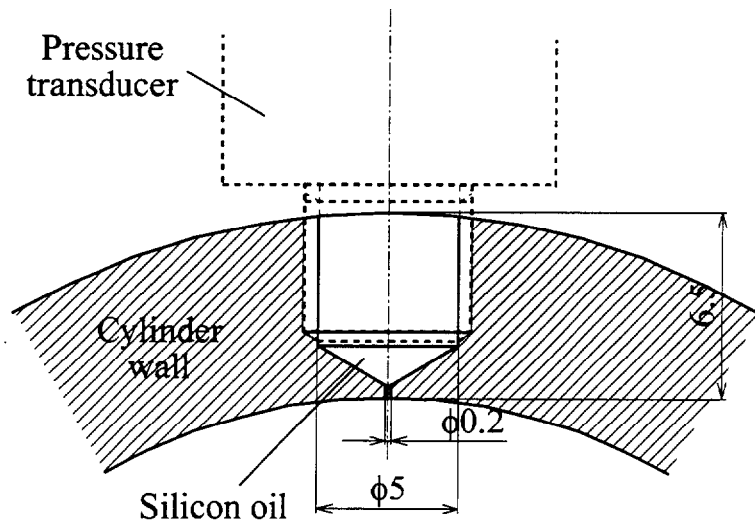


Fig. 5.2 Details of measuring part

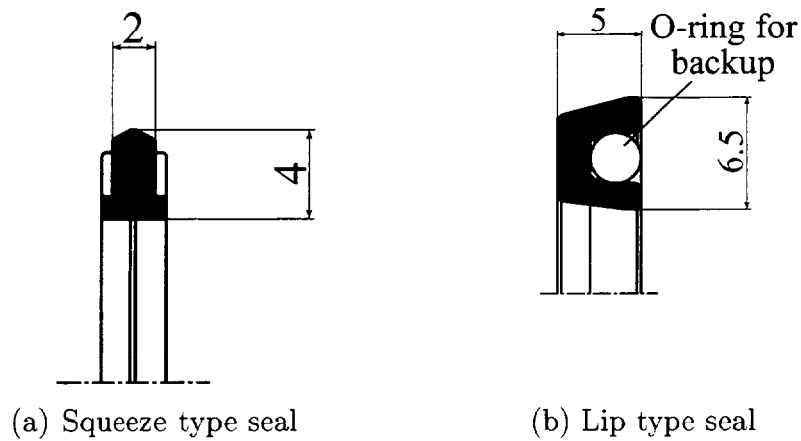


Fig. 5.3 Seal profiles

- (3) 流れは層流で粘度は一定とする.
- (4) すきまは摺動面の大きさに比較して小さく, 油膜の厚さ方向に圧力は変化しない.
- (5) 摺動面と流体の間に滑りは起こらない.

との仮定のもとに運動方向を x 軸にとれば次式によって示される.

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \right) = \frac{v}{2} \frac{dh}{dx} \quad (5.1)$$

ここで, η は潤滑剤の粘度 [Pa·s], v は速度 [m/s], p は油膜圧力 [Pa], h は油膜厚さ [m] である. 式 (5.1) を積分すると

$$h^3 \left(\frac{dp}{dx} \right) = 6\eta v (h - h_0) \quad (5.2)$$

ただし, h_0 は積分定数で $dp/dx = 0$ における油膜厚さである. 圧力こう配に比例するパラメータ J および無次元の油膜厚さ H を次のように定めて, 式 (5.2) を書き直すと次式となる.

$$JH^3 - 6H + 6 = 0 \quad (5.3)$$

ただし,

$$J = \frac{h_0^2}{\eta v} \frac{dp}{dx}$$

$$H = \frac{h}{h_0}$$

J から H を求めるのが逆問題による方法であり、式 (5.3) の 3 次の代数方程式を解くと図式解は Fig. 5.4 のように表される。

$$\frac{dJ}{dH} = \frac{h_0^2}{\eta v} \frac{d^2 p}{dx^2} = 0$$

より、 J が極大値をとる点では $d^2 p/dx^2 = 0$ であるから、 $J - H$ 曲線の極大値は圧力分布曲線の上昇、下降の変曲点に対応する。したがって、圧力分布の最大値を与える座標における油膜厚さ h_0 は

$$h_0 = \sqrt{\frac{8\eta v}{9|dp/dx|_{max}}} \quad (5.4)$$

で求められる。

摩擦力 F_r [N] は、滑り面に作用するせん断応力を τ とすると

$$F_r = \pi D \int_0^B \tau dx \quad (5.5)$$

で求められる。ただし、 B は接触幅 [m]、 D は軸直径 [m] である。せん断応力 τ は

$$\tau = \eta \frac{v}{h} + \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \quad (5.6)$$

で与えられる。したがって、摩擦力 F_r は式 (5.2) の dp/dx の値を式 (5.6) に代入し、次のように変形される。

$$F_r = \pi D \int_0^B \left(\eta \frac{v}{h} + \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \right) dx = \frac{\pi D \eta v}{h_0} \int_0^B \left\{ 4 \left(\frac{h_0}{h} \right) - 3 \left(\frac{h_0}{h} \right)^2 \right\} dx \quad (5.7)$$

ここで、シールの接触幅に関して、無次元座標 $\xi = x/B$ を導入し、

$$R = \int_0^1 \left\{ 4 \left(\frac{h_0}{h} \right) - 3 \left(\frac{h_0}{h} \right)^2 \right\} d\xi \quad (5.8)$$

とおき、式 (5.4) で求められている h_0 の値を代入すると、摩擦力は

$$F_r = \frac{3\pi DB}{2\sqrt{2}} \sqrt{\eta v |dp/dx|_{max}} \cdot R \quad (5.9)$$

と表される。

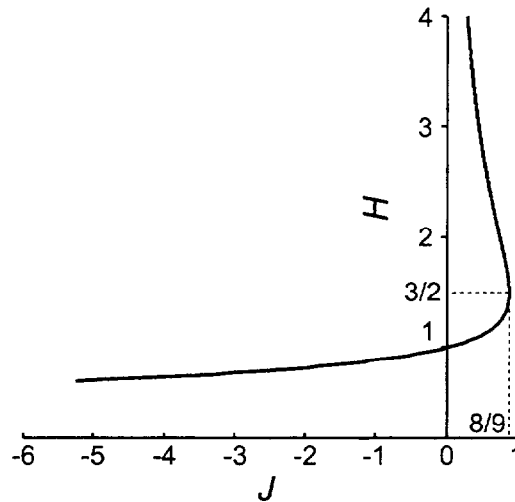


Fig. 5.4 Solution curve

5.3.2 油膜圧力分布

Fig. 5.5 は、一行程間に Fig. 5.2 の油膜圧力測定部において得られた測定値の時間変化を示す一例である（リップタイプシール，平衡速度 0.4 m/s）。Fig. 5.6 は、Fig. 5.5 に示したような測定結果からピストンシールの通過前後に見られる圧力変化（Fig. 5.5 の○で囲まれた部分）を抽出したものである。目安として平衡速度を図中に示している。油膜圧力分布は、Fig. 5.6 の時間変化にピストンの移動速度を掛け合わせるによって求める。ただし、測定部付近にピストンの運動方向座標 x を定め、 x の増加方向を運動方向とする。

Fig. 5.7 にピストンシールにおける油膜圧力分布のロッド押し行程中の測定結果を示す。Fig. 5.7(a) はスクイーズタイプ，Fig. 5.7(b) はリップタイプの結果である。図中に速度の値を示す。Fig. 5.7 から、速度の増加につれて油膜圧力が上昇していることがわかる。これは、動的状況下では主としてシールの変形により引き起こされるくさび膜作用⁵⁹⁾が油膜圧力の上昇に寄与し、速度の増加に伴って摺動面への潤滑剤の流入流量が増し、その効果が大きくなるためと考えられる。リップタイプのほうが圧力が高めとなっているのは、シール形状からスクイーズタイプに比べて摺動面へのせん断流れの流入流量と流出流量の差が大きく、くさび膜作用が大きいことによると判断できる。

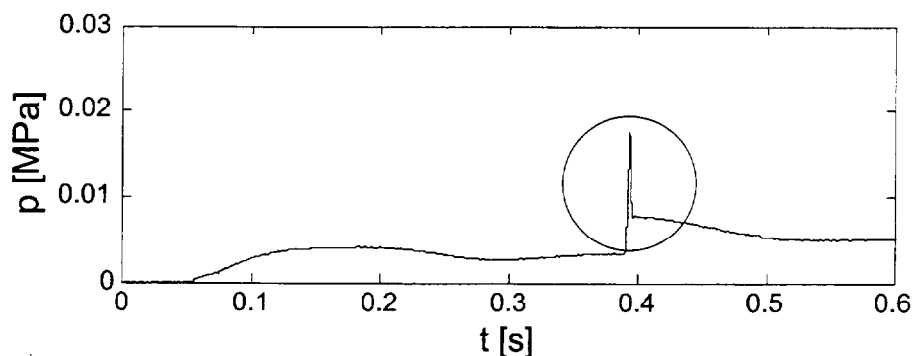
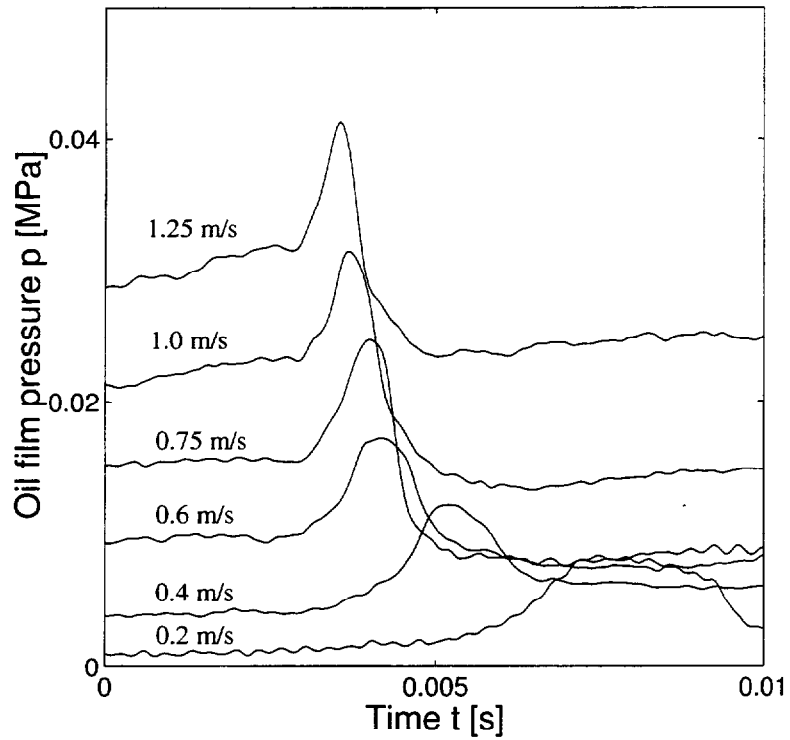


Fig. 5.5 A typical pressure profile in a stroke

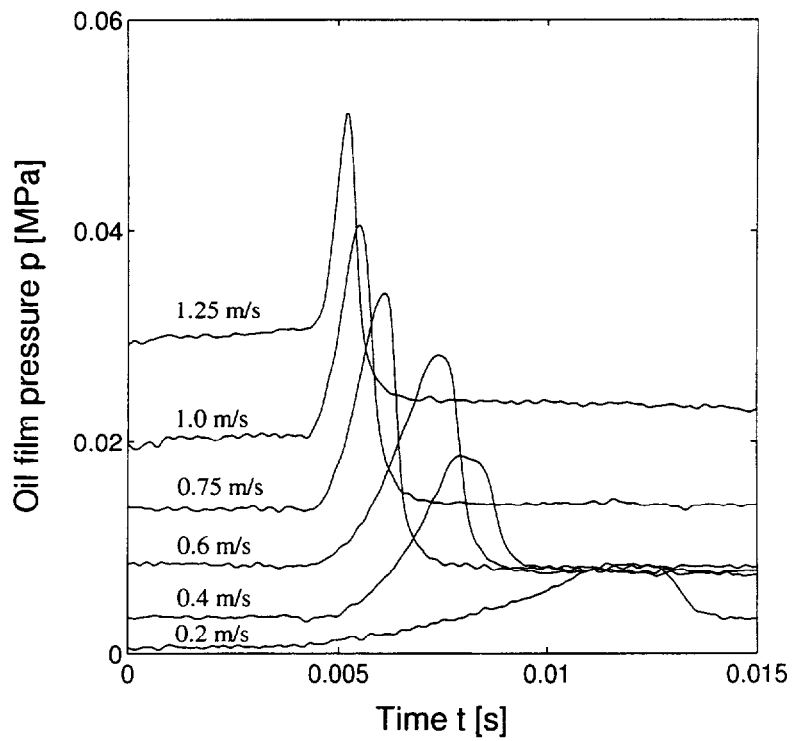
シリンダ壁面へのシールの接触状態を調べるため、別に透明性に優れたメタクリル樹脂によりシリンダチューブを試作した。Fig. 5.3の2種類のシールに対して接触幅を静止状態で測定したところ、シール自体の幅は異なるものの、実際の接触幅はともに1 mm程度であった。すなわち、リップタイプはテーパの溝側の一部分のみ接触していることが判明した。このことから、Fig. 5.7(b)に見られる緩やかな圧力上昇はテーパ部分のくさび膜作用によるものと考えられる。また、両タイプとも高速になるほどシールの弾性変形が大きくなり、接触幅は1/10 mmのオーダーではあるが大きくなっていることがわかる。それに伴ってシールの押し付け力も大きくなり、絞り膜作用が圧力発生を助長する。特にリップタイプは最大圧力の発生位置が移動方向にわずかずつ推移していることから、供給側シリンダ室内の圧力上昇の影響を受けており、絞り膜作用が働くと考えられる。

5.3.3 油膜厚さ

次に、式(5.4)を利用し、測定部付近ではピストンは定速で移動すると見なして測定された油膜圧力分布から油膜厚さの見積もりを試みた。Fig. 5.7から圧力こう配 dp/dx を計算し、その最大値(上昇変曲点における値) $|dp/dx|_{max}$ を求めた。粘度については、使用したグリースは成分の約90%が潤滑油であり、高せん断速度下では液状化してほぼ基油と同質と見なせるので、基油の粘度で代表させた⁶⁰⁾。測定された速度を用いて見積もられた油膜厚さと速度の関係をFig. 5.8に示す。油膜厚さ



(a) Squeeze type seal



(b) Lip type seal

Fig. 5.6 Pressure rises when a seal crosses a sensing hole

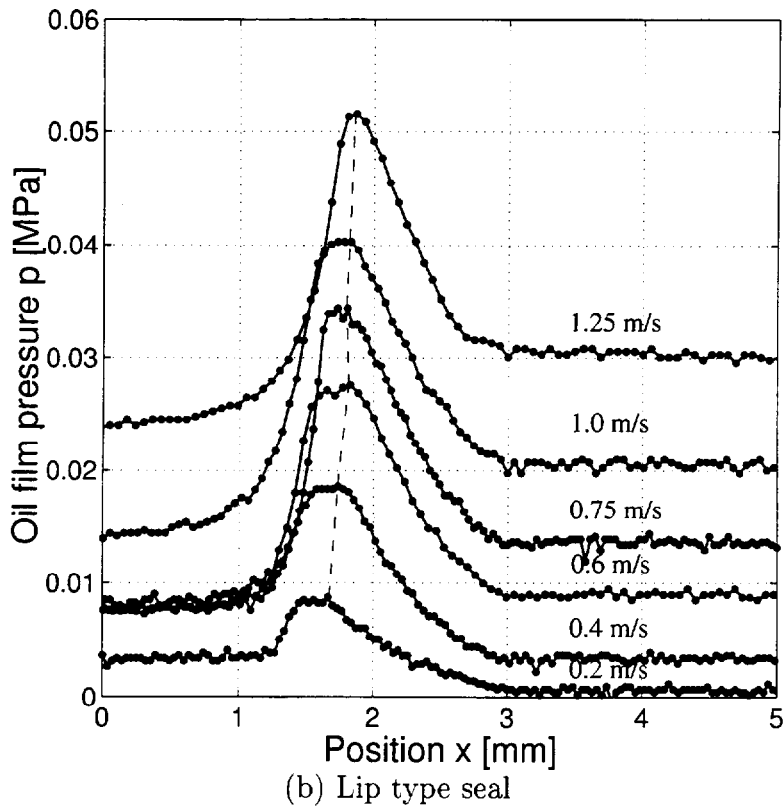
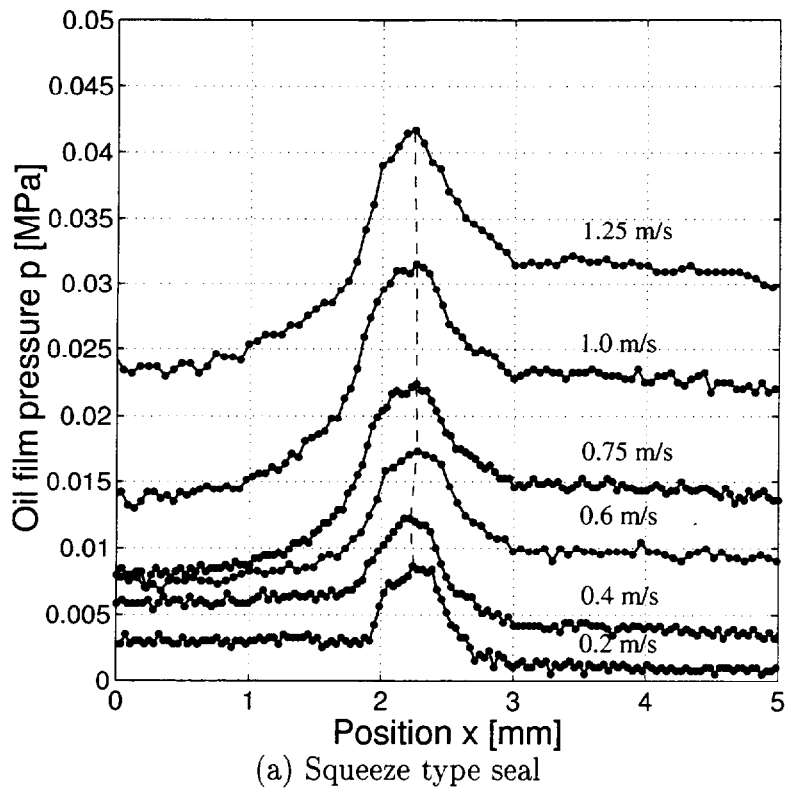


Fig. 5.7 Pressure distribution of oil films for two types of seals

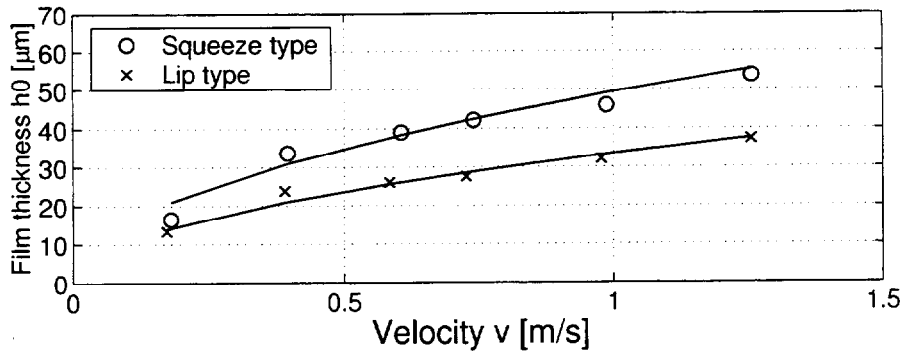


Fig. 5.8 Variation of oil film thickness with velocity

は速度増加とともに大きくなっており、スクイズタイプよりもリップタイプのほうが平均では40%程度薄くなる傾向にある。これは前述のとおり、シールの形状とシリンダ室圧力の影響と考えられる。また、リップタイプのほうが膜厚が小さいことから、密封性が高くシリンダ推力の発生効率が良いといえる。

5.3.4 摩擦力と油膜圧力

空気圧用リップタイプシールにおける潤滑の有無による摩擦特性の相違については文献11)に実験結果に基づいて議論されている。無潤滑状態では摩擦力は速度に依存せずほぼ一定であり、グリース潤滑された場合には低速域で摩擦力が著しく低減化されるが、速度が0.2 m/sを超えたあたりから無潤滑状態における摩擦力よりも大きくなることが示されている。また、速度と動作圧力が支配的であり、それらに比例して摩擦力が大きくなることが述べられている。

流体潤滑における摩擦力が式(5.9)で与えられることから、縦軸に摩擦力 F_r 、横軸に $v^{1/2}|dp/dx|_{max}^{1/2}$ をとり、測定結果をプロットしてみると、Fig. 5.9のようになった。ただし、詳細に見ればFig. 5.7のようにシール形状により圧力分布が異なるので、油膜形状に関する R の値に変化があると考えられるが、簡単のため同一と仮定した。摩擦力については、直接測定することが困難であるため、可動部の運動方程式により算出した。ただし、この摩擦力の値は可動部に働くすべての摩擦力の合算である。なお、静止摩擦力については、測定の結果、リップタイプのほうが20%ほ

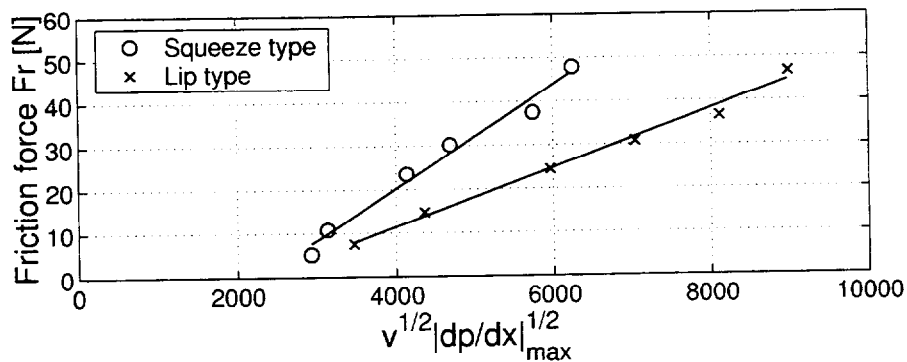


Fig. 5.9 Influence of velocity and pressure gradient on friction force

ど小さい。Fig. 5.9より、総じて $F_r \propto v^{1/2} |dp/dx|_{max}^{1/2}$ であるから測定結果の定性的妥当性が確認できる。また逆に、流体潤滑状態では摩擦力の発生は主として速度と油膜圧力に負うことがわかる。ただし、Fig. 5.9で若干値の変動が生じ、式(5.9)によれば一定と仮定した粘性あるいは油膜形状に関する影響と考えられるが、粘性に関しては次章で取り上げて詳しく検討する。

Fig. 5.10に摩擦力和最大油膜圧力 ($dp/dx = 0$ のときの圧力) の関係を示す。スクイズタイプ、リップタイプともに油膜圧力が高いほど摩擦力が大きく、式(5.9)を考慮に入れると、潤滑油膜に生じる抵抗力は粘性による力だけでなく圧力こう配による力の影響も受けると言える。したがって、ここまでの結果から、潤滑の見地からより詳細に見ると、動作圧力は油膜圧力に作用し、その上式(5.4)から油膜厚さにも作用していることになるので、式(5.9)により摩擦力に動作圧力の影響があるという文献11)の結果を説明できる。

5.4 結 言

本章では、空気圧シリンダのピストンシールにおける油膜圧力を測定し、その圧力分布から油膜厚さの推定、摩擦力との関係についての検討を行った。本章で得られた結果は以下のようにまとめることができる。

- (1) 空気圧シリンダのピストンシールの移動に従ってシールの摺動面に動的に形成

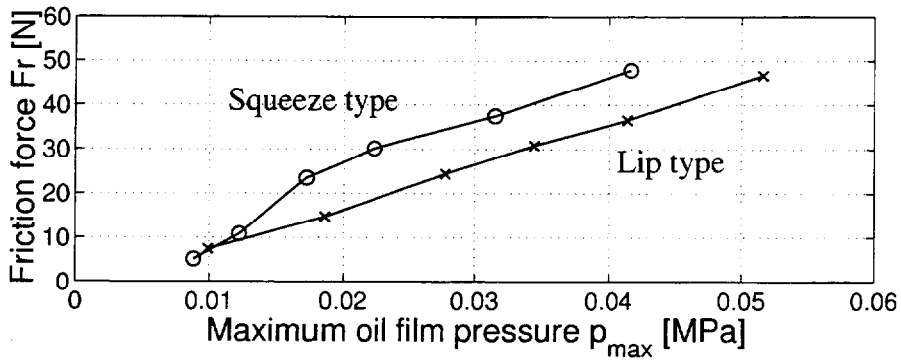


Fig. 5.10 Friction force versus maximum contact pressure

される油膜の圧力分布を計測するための装置を試作し，断面形状の異なる2種類のシールに対して移動速度を変えて測定を行った。測定結果から，油膜圧力分布は速度，シールの形状及びシリンダ室内の圧力に依存することが確認された。また，圧力こう配を用いた油膜厚さの試算から，リップタイプシールはスクイズタイプシールに比べて膜厚が小さいため密封性能が高いことが確かめられた。

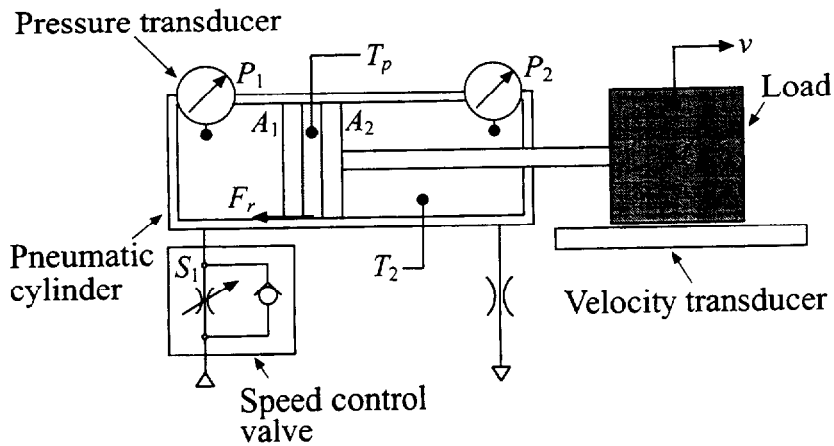
- (2) 弾性流体潤滑理論を適用することで摩擦力に対する速度と油膜圧力の影響が確かめられ，理論式により空気圧シリンダの摩擦現象が定性的に説明できることを明らかにした。

第6章 空気圧シリンダの摺動面における温度変化が摩擦力に及ぼす影響

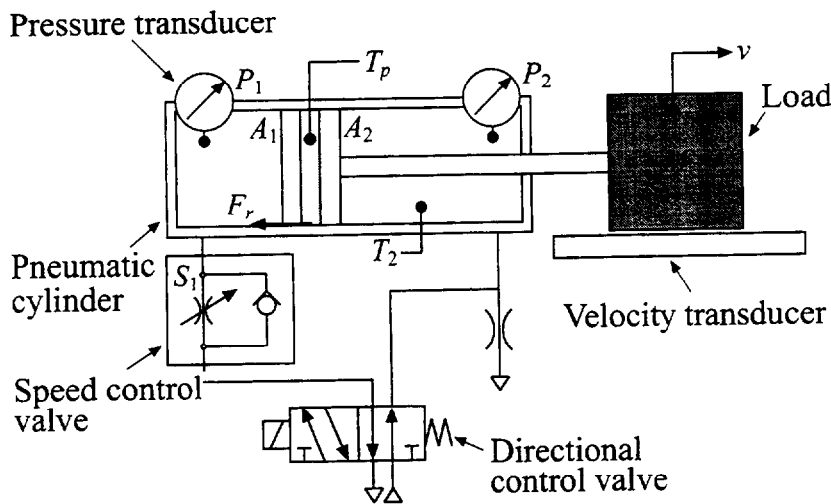
6.1 緒言

空気圧シリンダの摩擦力発生に対し、流体潤滑下では理論的には速度以外に油膜圧力と潤滑剤の粘度の影響が考えられ、前章ではその中で油膜圧力に焦点を当てて測定と結果の検討を行った。本章では、前章の検討をさらに推し進め、潤滑剤の粘度に最も関係の深い温度に目を向け、運動に付随して摺動面に生じる温度変化の測定と粘度、ひいては摩擦力への寄与の割合についての考察を行う。

一般的な空気圧シリンダの使用温度範囲は $-20\text{ }^{\circ}\text{C}\sim 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ 程度であるため、温度による摩擦力の変化はその範囲よりも極めて低い温度での急激な変化に比べると小さいものの、影響があることは指摘されている⁸⁾。しかし、摺動に伴う油膜のせん断時の特に動的な温度変化について具体的には調べられておらず、摩擦力に対する影響も明らかにされていない。温度は潤滑剤の粘度を支配し、粘度は油膜形成能力や粘性抵抗に影響を及ぼすことから、温度は油膜の厚さ、圧力とともに潤滑状態にかかわる要素の一つである。したがって、まず摺動面における温度の速度と負荷に対する依存性を測定により調べ、エネルギー式を参照してその物理プロセスについて定性的に考察し、測定結果を検証する。次に、摺動面温度を近似的に潤滑油温度とみなし、温度による粘度の変化を考慮に入れ、流体潤滑下における摩擦力の理論式をもとに測定結果に見られる摩擦力の変動の理由を説明する。同時に、高速になるほど摩擦力の変動が速度に大きく支配されるようになることを示す。



(a) Configuration for experiment I



(b) Configuration for experiment II

Fig. 6.1 Schematic diagram of test rig

6.2 測定装置

摺動面における温度変化を模擬装置によらず実用する場合と同様の環境設定で直接測定する。実験装置の構成を Fig. 6.1, 6.2 に示す。供試シリンダ、制御弁の配置以外は Fig. 2.1 と同様である。Fig. 6.1(a) はピストンを引き行程のみ動作させるための基本的な装置構成である。Fig. 6.1(b) は方向制御弁を用いて往復駆動できるようにしたものであり、インターバルタイマにより駆動間隔が調節可能である。便宜上、Fig. 6.1(a) の構成による実験を実験 I, Fig. 6.1(b) の場合を実験 II とする。

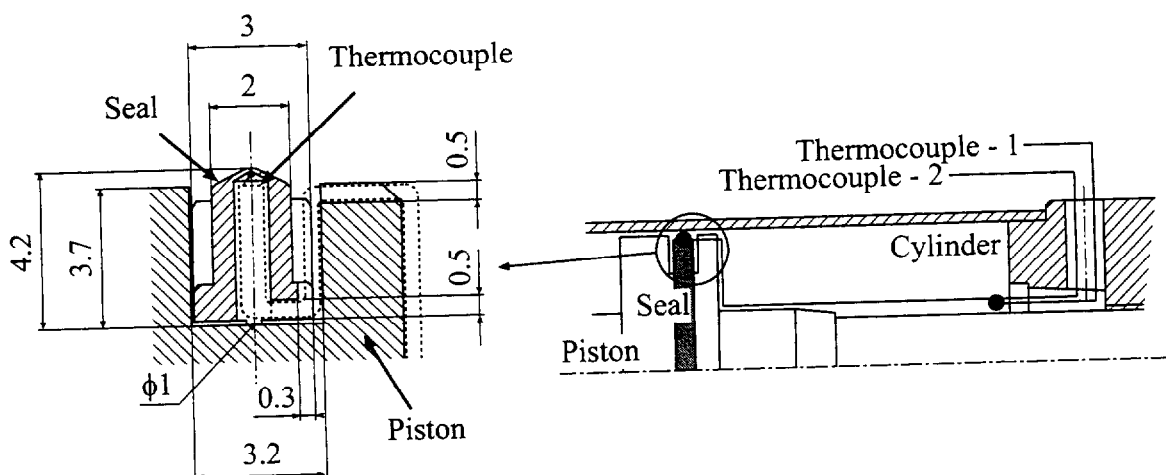


Fig. 6.2 Thermocouples for measuring sliding surface temperature and temperature in a rod-side cylinder chamber

供試シリンダは内径 40 mm, ストローク 300 mm の複動形, ピストンシールはスクイズタイプで材質はニトリルゴムである. ヘッド側には速度調整弁を介して空気が供給される. ロッド側は大気に開放されており, 絞りの有効断面積は 13.4 mm^2 に固定されている. 温度測定のための熱電対には線径 0.08 mm のクロメルとアルメルを接合したものを使用し, Fig. 6.2 に示されるように, ピストンシールに小孔を設け, その中に接点を挿入して固定し, 並びにロッド側シリンダ室内にも取り付けを行った. また, 摩擦力の算出に用いるピストンの動作速度と両シリンダ室内の圧力を計測するための変換器を取り付けた. すべての変換器の出力は A/D 変換器を通してパーソナルコンピュータに読み込まれ, 記録される. サンプル周波数は実験 I では 1 kHz, 実験 II では 100 Hz である. 実験 I, II ともに熱電対の配線の都合上, 引き行程ではストローク端まで駆動できず, さらに, 実験 II の押し行程では任意の速度制御ができず限定されるという制約は避けられなかった. なお, ロッドシールについては, 形状が複雑でロッドとの接触面が非常に小さいために熱電対の取り付けが難しく, 測定ができなかった. また, 潤滑剤にはグリースを用いているが, 本章においても前章と同様に動的な状況を対象としているので基油と同質として扱う.

6.3 実験結果と考察

Fig. 6.1(a)の構成による実験装置を用いて空気圧シリンダの摺動面における温度等諸量の測定を行った。このとき、供給圧 P_s 、供給側絞り有効断面積 S_1 、可動部質量 m に対して種々の条件を設定した。すなわち、 P_s は 0.2 MPa から 0.5 MPa まで 0.05 MPa 間隔、 S_1 は 0.25 mm^2 から 4.0 mm^2 まで 0.25 mm^2 間隔、 m は 1.5 kg と 4.5 kg に変化させた。なお、この速度領域ではスティックスリップは発生しない。また、静止摩擦力をできる限り一定に保つため一定時間間隔で測定を行った。実験時における周囲温度は約 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ に維持した。

6.3.1 摺動面温度

Fig. 6.3 に測定された時間変化の一例を示す ($P_s = 0.5 \text{ MPa}$, $S_1 = 3.0 \text{ mm}^2$, $m = 1.5 \text{ kg}$)。図中の v はピストンの動作速度 [m/s]、 ΔT_p はピストンシール側の摺動面の温度変化 [K] である。この図のような高速下ではピストンの移動に伴って摺動面温度が次第に上昇し、静止時の初期温度から 20 K 以上にまで達する。この摺動面の温度上昇は、厚い油膜が形成されてシールとシリンダ壁間が潤滑剤により満たされていると考えられるので、潤滑剤の粘性による流体摩擦が引き起こすと推測される。また、一旦上昇した温度はピストン停止後もとの温度に戻るまで緩やかに変化し、数秒要する。

6.3.2 摺動面温度の速度依存性

測定結果

はじめに、摺動面温度の速度依存性について検討する。Fig. 6.4, 6.5 は測定された結果をもとに温度の変化量とピストンの動作速度の関係をプロットしたものである。Fig. 6.4(a) は、 $m = 1.5 \text{ kg}$ のときの動作時における一行程当たりの摺動面温度変化の平均値 ΔT_{pa} 、最大値 ΔT_{pm} と速度の平均値 v_a の関係である。Fig. 6.5(a) は m を 3 倍にした場合の同関係を示している。Fig. 6.4(a), Fig. 6.5(a) とともに平均速度

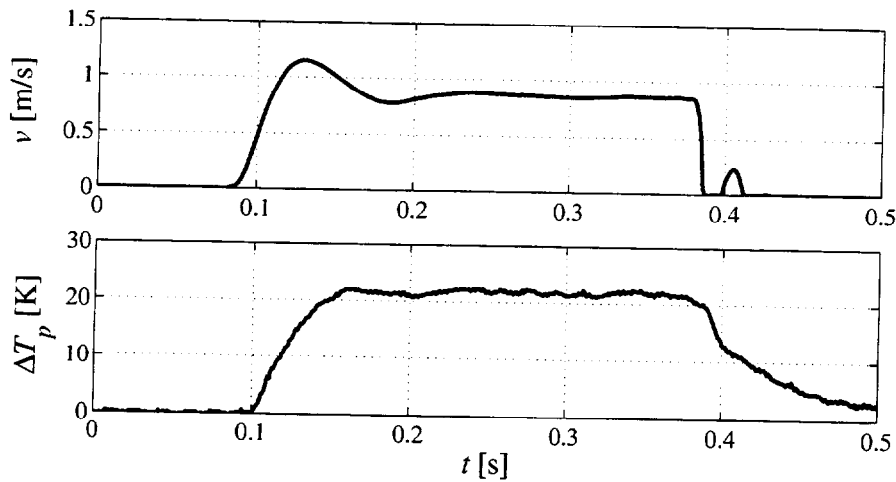


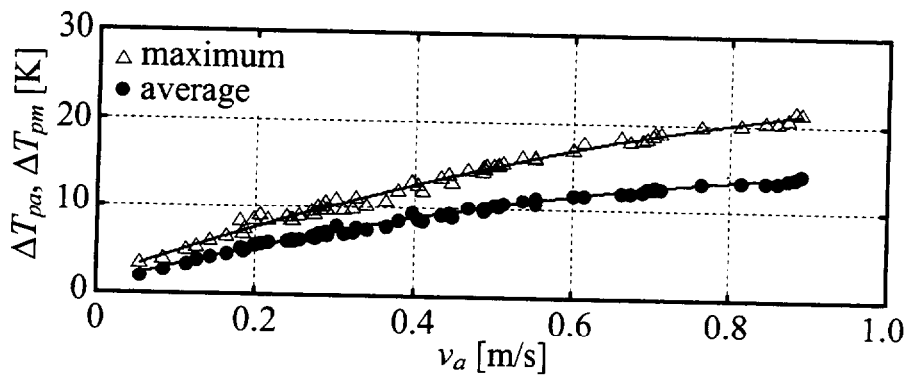
Fig. 6.3 Measured velocity and temperature changes at a sliding surface

が0.7 m/sあたりから速度に対する温度上昇が非常に緩やかになっていることが読み取れる。また、Fig. 6.4(a)とFig. 6.5(a)を比較すると、低速下ではほぼ同様であるが、速度の増加につれてFig. 6.4(a)の上昇量の方が大きくなり、その差が顕著となる。参考のため、ロッド側シリンダ室の平均温度変化 ΔT_{2a} ・最大温度変化 ΔT_{2m} と平均動作速度 v_a の関係をFig. 6.4(b), Fig. 6.5(b)に示す。Fig. 6.4(b)及びFig. 6.5(b)では速度に対して2次関数的に温度が上昇し、摺動面温度とは異なる傾向を示している。加えて、ヘッド側シリンダ室の温度は、始動直後の急激な圧力低下によりロッド側よりも温度が低くなることを考慮すれば、摺動面の温度上昇は両シリンダ室内の温度変化の影響をほとんど受けず、主に粘性に起因するものであると判断できる。

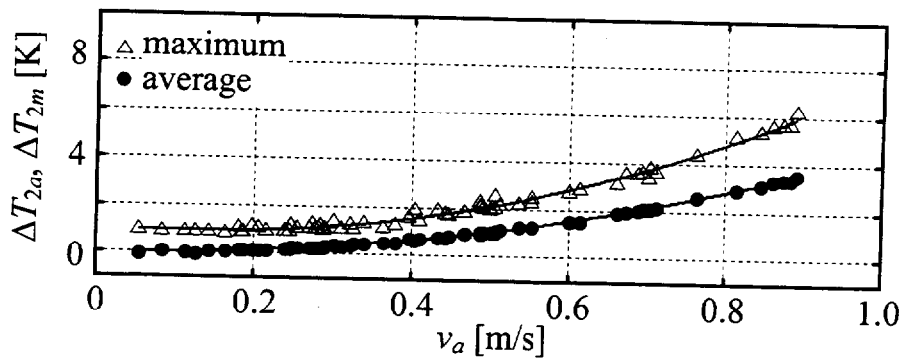
熱流体潤滑理論の適用

Fig. 6.4, 6.5の測定結果を検討するにあたって、流体潤滑における油膜の粘性による発熱がもたらす温度変化の影響を考慮するため、エネルギー方程式を適用する。以下に文献59), 61)より熱流体潤滑理論の要点のみ抜粋する。

流体中に固定された微小直方体内のエネルギー保存則を表現するエネルギー方程式は、

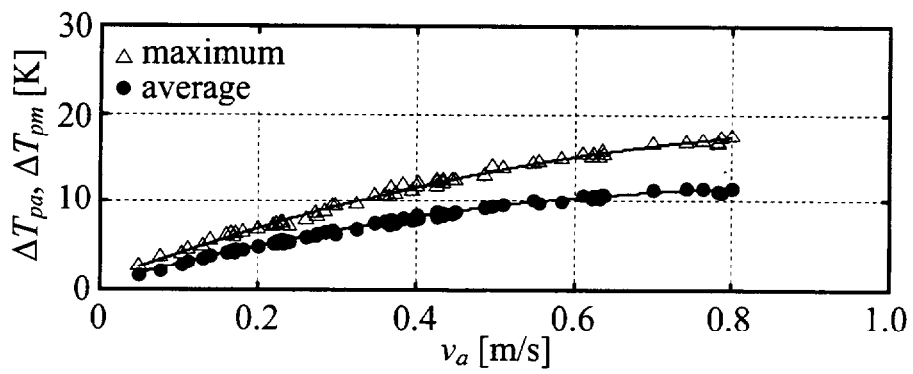


(a) Temperature changes at a sliding surface vs. velocity

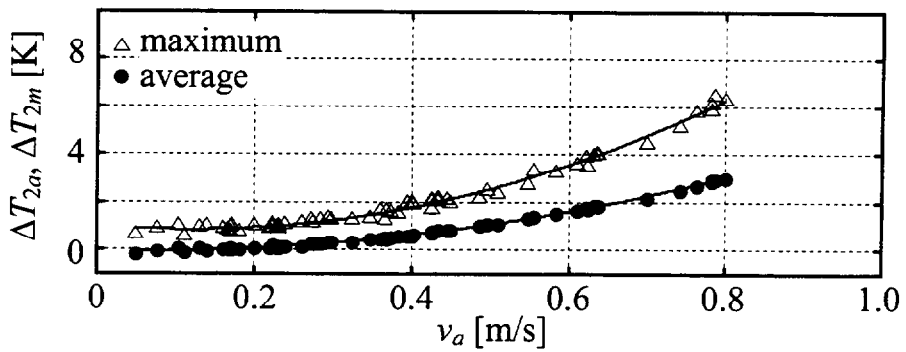


(b) Temperature changes in a rod-side cylinder chamber vs. velocity

Fig. 6.4 Dependence of temperature changes on velocity ($m = 1.5$ kg)



(a) Temperature changes at a sliding surface vs. velocity



(b) Temperature changes in a rod-side cylinder chamber vs. velocity

Fig. 6.5 Dependence of temperature changes on velocity ($m = 4.5$ kg)

x, y, z 方向の速度成分をそれぞれ u, v, w とすれば一般に次のように表される。

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho E)}{\partial t} &= \frac{\partial Q}{\partial t} + \left(\frac{\partial W_x}{\partial x} + \frac{\partial W_y}{\partial y} + \frac{\partial W_z}{\partial z} \right) \\ &- \left\{ \frac{\partial(E\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(E\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(E\rho w)}{\partial z} \right\} \\ &+ \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right\} \end{aligned} \quad (6.1)$$

ここで、 ρ は密度、 K は熱伝導率、 E は単位質量の流体が持つ全エネルギーであり、運動エネルギー、内部エネルギー、位置エネルギーの和で与えられる。 Q は外部から加えられる熱量、 W は内部応力による仕事、 W に対する添字はその方向を表す。

連続の式、運動方程式、Newton の粘性法則に基づく応力とひずみ速度の関係式を式 (6.1) に代入し、さらに、熱力学の第 1 法則から式 (6.1) は

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \frac{\partial Q}{\partial t} + \Phi + \left\{ \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right\} \quad (6.2)$$

となる。ただし、 c は比熱、 Φ は散逸関数であり、非圧縮の場合、

$$\begin{aligned} \Phi &\cong 2\eta \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right. \\ &\left. + \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right\} \right] \end{aligned} \quad (6.3)$$

で与えられる。微小項については無視した。式 (6.2) の左辺は潤滑油の持つ内部エネルギーの変化量、右辺第 2 項は摺動に伴って誘起される粘性抵抗による散逸エネルギー、すなわち発熱量、第 3 項は熱伝導によって摺動面に伝えられる熱量を表す。

考察

流体潤滑下における摺動面の温度変化は式 (6.2) を微小すきまの流れに当てはめることで評価できる。油膜厚さに比較して摺動面は十分大きいと仮定し、膜厚方向を z 方向、 L を代表寸法 [m]、 h を油膜厚さ [m]、 V を壁面速度 [m/s]、 $\bar{\eta}$ を平均粘度

[Pa·s], $\bar{\rho}$ を平均密度 [kg/m³], \bar{T} を膜厚方向の平均温度 [K] とし, 比熱及び熱伝導率を一定とすれば, 式 (6.2) の各項は次のように表される⁵⁹⁾.

$$[\text{内部エネルギー変化量}] = \left[\rho c \frac{DT}{Dt} \right] \propto \frac{\bar{\rho} c \bar{T} V}{L} \quad (6.4)$$

$$[\text{発熱量}] = \left[\eta \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 \right] \propto \bar{\eta} \left(\frac{V}{h} \right)^2 \quad (6.5)$$

$$[\text{熱伝導量}] = \left[\frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] \propto \frac{K \bar{T}}{h^2} \quad (6.6)$$

したがって,

$$\frac{[\text{内部エネルギー変化量}]}{[\text{熱伝導量}]} \propto \frac{\bar{\rho} c h^2}{K L} V \quad (6.7)$$

また, 外部から加えられる熱量がないとき, 式 (6.2) から

$$[\text{熱伝導量}] = -[\text{発熱量}] + [\text{内部エネルギー変化量}] \quad (6.8)$$

という関係が導かれる. Fig. 6.4(a) と Fig. 6.5(a) の測定結果は摺動面への伝導熱量であり, $[\text{発熱量}] \propto (\text{速度})^2$, $[\text{内部エネルギー変化量}] \propto (\text{速度})$ を考慮し, V と v_a は同等とみなせるので, 2次多項式 $\Delta T_p = -\alpha v_a^2 + \beta v_a + \gamma$ ($\alpha, \beta, \gamma \geq 0$) の形で近似曲線を描くと, 図からわかるように, 非常に良い一致が見られる. したがって, 定性的に結果の妥当性が確認される. また, 速度が大きくなるにつれて発生する熱量はその2乗に比例して増加するが, 同時に式 (6.7) の持つ値が大きくなって熱伝導により摺動面に伝わりにくくなる. それに加えて, 前章の Fig. 5.8 より速度の増加に従って膜厚変化が小さくなるため, Fig. 6.4(a), Fig. 6.5(a) の高速域において温度上昇が抑制されるようになることが説明できる. それは逆に, そのような速度範囲では十分な油膜が形成され, 理想的な流体潤滑が実現されていると言える. 一方, 前章より, 負荷の増加はシリンダ室内の圧力を高め, 油膜圧力を高めるので同じ速度でも式 (5.4) から膜厚の減少をもたらすと考えられる. それは式 (6.5) から発熱量を増大させるが, 式 (6.4) の内部エネルギー変化量は膜厚の影響を受けず, 式 (6.8) で表される熱伝導量が小さくなる. しかも, 速度に対する増加量は発熱量のほうが大きいので, 高速かつ高負荷となるほど Fig. 6.4(a) と Fig. 6.5(a) の間の差異が顕著となる.

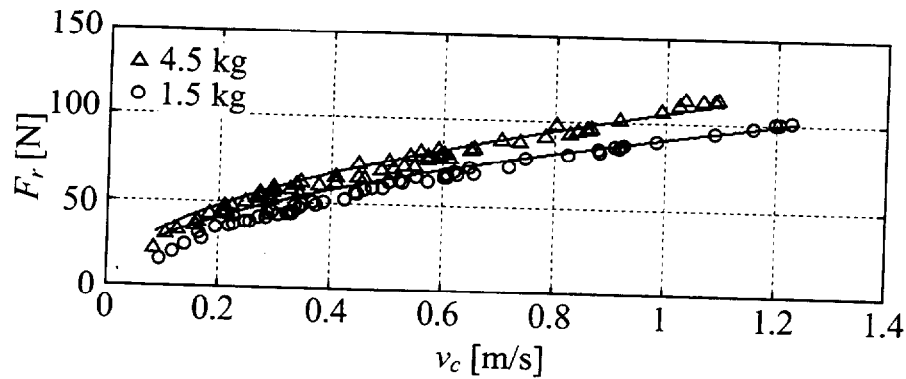


Fig. 6.6 Friction force as a function of velocity

6.4 摩擦力に対する温度の影響

摩擦力の発生に寄与する潤滑油の粘性は温度変化の影響を大きく受けることは周知である。本節では、測定により高い温度上昇が確認されたことから、温度変化と摩擦力の変動との相関について検討を行う。ただし、ここでは摺動面温度の測定値により潤滑油温度を代表させる。

Fig. 6.6 に定常速度における摩擦力 F_r [N] と速度 v_c [m/s] の関係を示す。ただし、摩擦力 F_r は可動部の運動方程式から測定された速度と圧力を用いて算出した。さらに、一行程の間に生じる摩擦力と温度の変化を Fig. 6.7 に例示する。ただし、Fig. 6.4(a), 6.5(a) の比較的溫度上昇が大きい領域からそれぞれ 5 種類の測定結果を抜き出した。いずれの測定結果においても負荷に関係なく溫度上昇が 4 K 程度までは摩擦力が増加し、それ以上では溫度上昇に伴って徐々に減少するという傾向が認められた。そこで、前章同様、弾性流体潤滑理論により測定結果の検討を進める。摩擦力の理論式は以下のとおりである⁵⁵⁾。

$$F_r = \frac{3\pi DB}{2\sqrt{2}} \sqrt{\eta v |dp/dx|_{max}} \cdot R \quad (6.9)$$

$$R = \int_0^1 \left[4 \frac{h_0}{h} - 3 \left(\frac{h_0}{h} \right)^2 \right] \frac{dx}{B}$$

ここで、 p は油膜圧力 [Pa]、 B は接触幅 [m]、 D は軸直径 [m]、 h_0 は圧力勾配が最大となる座標における油膜厚さである。式 (6.9) 中で潤滑油の温度変化の影響を最も大

大きく受けると考えられるのは粘度 η である。潤滑油の粘度と温度の関係については

$$\eta = \alpha \exp\left(\frac{\beta}{T}\right) \quad (6.10)$$

のような関係がある (Andrade の式) ^{62),63)}。 α , β は潤滑油によって決まる定数である。 Fig. 5.8 のように速度が大きくなるほど油膜厚さ (及び圧力勾配) の変動が小さくなるのが前章で示されたので、式 (6.9) より近似的に

$$F_r \propto v^{1/2} \eta^{1/2} \quad (6.11)$$

とみなすことができる。さらに、式 (6.10) を利用すれば、

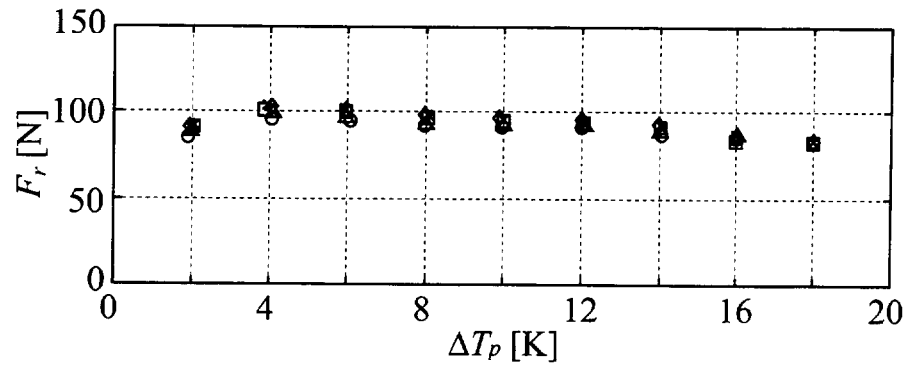
$$F_r \propto v^{1/2} \exp\left(\frac{d}{T}\right) \quad (6.12)$$

という関係が導かれる ($d = \beta/2$)。この関係が測定結果に適合することを確認するため、縦軸に摩擦力 F_r 、横軸に $v_c^{1/2} \exp(d/T_p)$ をとれば、測定結果と近似直線はそれぞれ Fig. 6.8 のようになる。図より、式 (6.12) の関係が成り立ち、式 (6.10) の温度上昇により粘度が低下するという性質が測定結果と合致し、Fig. 6.7 の摩擦力の低下の原因となっていることが示される。

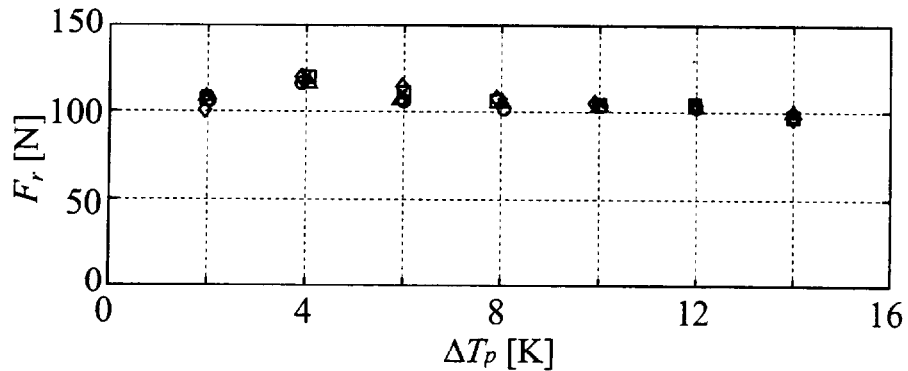
以上のように、定性的に理論式によく従うことを考慮すると、速度 v が大きくなるほど温度が上昇し、式 (6.10) から温度変化に伴う η の変化は著しく減少して行くので、式 (6.9) から摩擦力に対しては v の値が支配的となる。そのため、Fig. 6.6 のように高速になるほど $v^{1/2}$ の近似曲線に沿うようになり、それ以外では粘度低下に起因して摩擦力が若干低めとなる結果が得られる。文献 10), 50) では、空気圧シリンダの摩擦力に関する実験式中の速度項は、理想的な粘性減衰が bv (b は粘性摩擦係数) であるのに対して、 n を実数として bv^n としたほうが一致の度合いが良いことが述べられている。また、文献 12) では n を $1/2$ としている。しかし、それらの文献にはその理由について言及されていないが、本章により明らかとなった。

6.4.1 連続駆動の場合

空気圧シリンダは、通常、連続的に往復駆動させて使用される用途が多い。そこで、そのような場合を想定した Fig. 6.1(b) の装置を用いて、摺動面における温度変



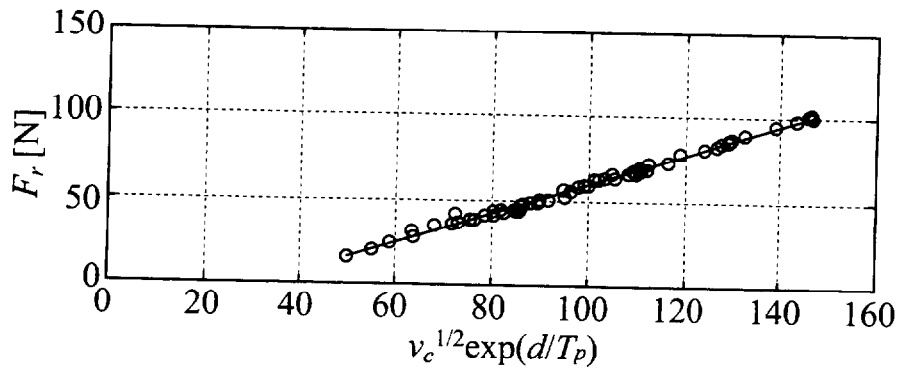
(a) $m = 1.5$ kg



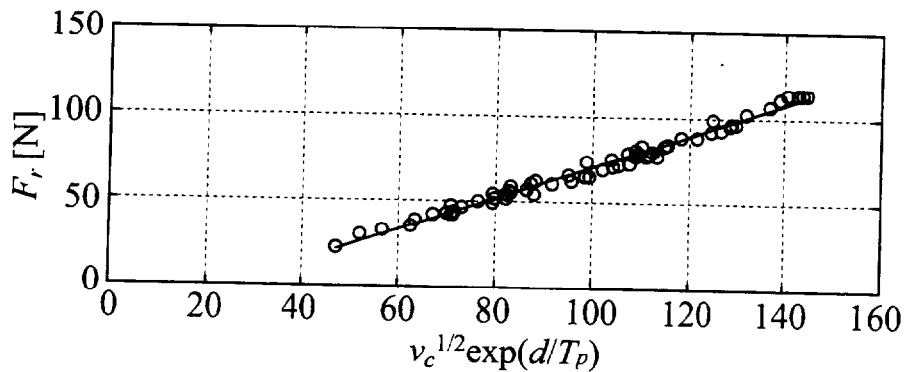
(b) $m = 4.5$ kg

Fig. 6.7 Relationship between friction force and temperature changes at a sliding surface

化を測定し、摩擦力変動の程度を調べた。このとき、Fig. 6.4(a)を参考に、完全な流体潤滑が実現されていて温度上昇の大きい駆動条件として $P_s = 0.4$ MPa, $S_1 = 4.0$ mm², $m = 1.5$ kg を選択した。ピストンを一定時間間隔（3秒）で50回往復駆動させたときの摺動面温度の平均変化量の推移を Fig. 6.9(a) に示す。値は同条件で5回測定した平均である。また、押し行程と引き行程では傾向は同様であったので、引き行程の結果のみを示す。図より、駆動回数に対する温度変化は緩やかな増加傾向を示し、40回あたりから変動が小さくなってほぼ一定値を保つようになることがわかる。Fig. 6.9(b) は、式 (6.10) を利用して Fig. 6.9(a) の結果に基づく潤滑剤の粘度変化を見積もったものである。式中の定数には一般的な潤滑油の値を用いた⁶³⁾。Fig. 6.9(c) においては、Fig. 6.9(b) の粘度低下に対応して駆動回数とともに摩擦力



(a) $m = 1.5 \text{ kg}$



(b) $m = 4.5 \text{ kg}$

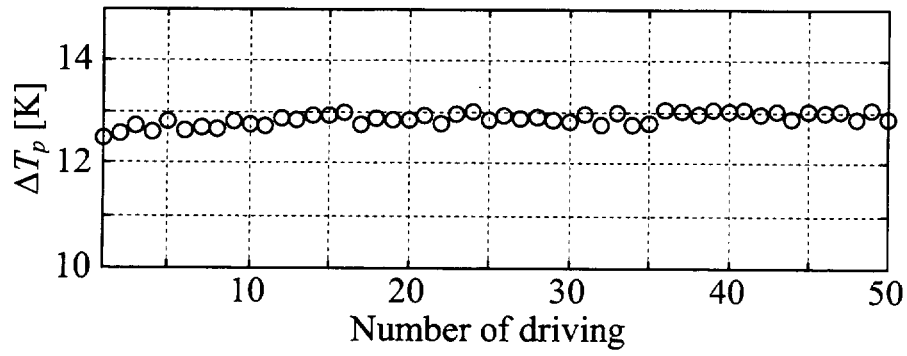
Fig. 6.8 Effect of viscosity drops caused by temperature rise on friction force

が徐々に低下し、一定値に落ち着く。このように、駆動条件が一定でも連続駆動時には熱が蓄えられて温度が上昇し、摩擦力にわずかながら変動が生じる。したがって、この結果から空気圧シリンダの動作を巨視的に見ても前節における議論を裏付けることができる。

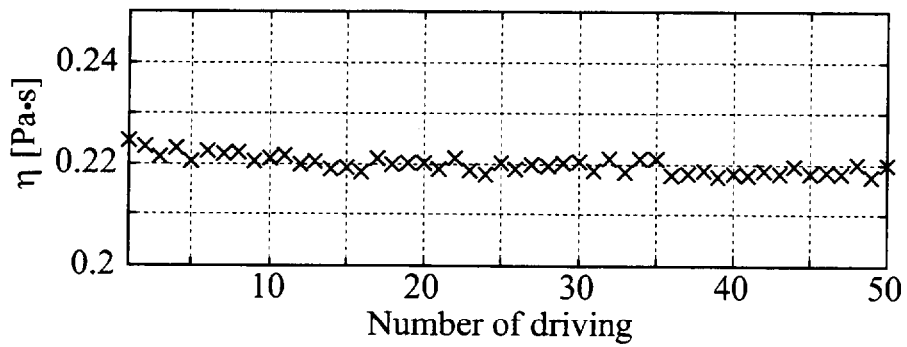
6.5 結 言

本章では、空気圧シリンダの摺動面における潤滑特性を支配する要素の一つである温度の測定を行い、摩擦力変化との関係を明らかにすることができた。本章で得られた主な結果は以下のとおりである。

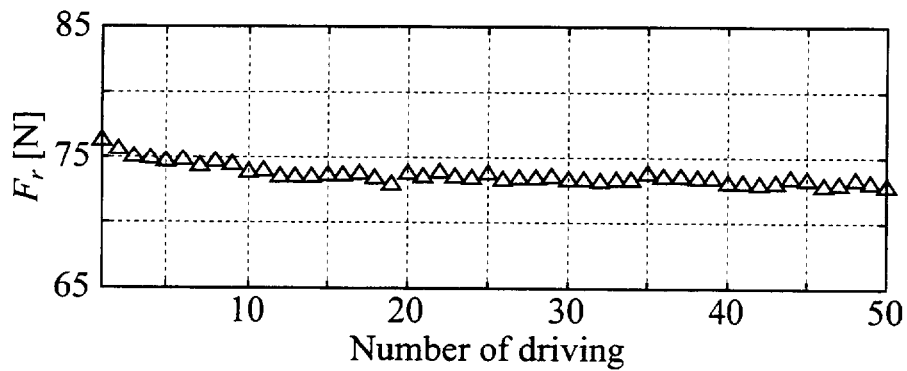
- (1) 空気圧シリンダのピストンシールの摺動面において測定される温度上昇は、シー



(a) Sliding surface temperature



(b) Viscosity



(c) Friction force

Fig. 6.9 Transitions of sliding surface temperature, viscosity, and friction force during continuous driving

ルの移動速度とともに大きくなり、速度の増加に伴って次第に抑制されるという物理的に形成されるプロセスがエネルギー保存則に基づいて確認された。そのような速度領域では十分に油膜が発達し、理想的な流体潤滑が実現されていると考えられる。

- (2) 摺動面温度を潤滑油温度とみなし、前章に引き続いて流体潤滑における摩擦力の理論式を適用した結果、定性的によく一致し、温度上昇が潤滑油膜の粘度を低下させ、摩擦力の低下につながることを示された。連続駆動時においても同様の現象が確認された。
- (3) 極めて速度が大きい領域では、速度が増すほど温度変化に対する粘度変化の割合が著しく低下していくので、摩擦力の変動は速度に大きく依存する。

第7章 ゲインスケジューリング制御による空気圧サーボ系の摩擦補償法

7.1 緒言

前章までの議論により、空気圧シリンダを高速で動作させた場合には弾性流体潤滑理論の適用が可能であり、それにより摩擦現象が定性的に把握できることが明らかとなった。しかし、低速で動作させた場合には摩擦力が非線形な変動を示してしばしば振動が発生する。この場合は、潤滑状態の推移を伴うので理論が有効ではないため、実験的検討をもとに一般化を行った。そこで、本章からはそれらの結果の検証を兼ねた応用を試みるものとする。

空気圧シリンダは低コストでシステムを構成できることから、工場の生産ライン等において幅広い用途に用いられてきたが、その利用方法は単純な往復動作がほとんどである。さらに利用範囲を広げるためには柔軟性の高い中間的な位置決め能力が必要とされ、近年、空気圧サーボ系に関する研究が活発化してきている。空気圧サーボ系は、例えば、電動サーボ系に比べて小型・軽量であるため高速動作が得られやすい。また、主な駆動源が空気であり、唯一電力を消費する制御弁から発生する熱やノイズは非常に小さい。加えて、汚染防止、防爆などの特長を有する。しかし、空気の圧縮性による圧力応答の遅延や低い剛性、非線形摩擦力による停止精度の悪化、すなわち目標位置付近におけるスティックスリップの発生が制御を行う際の障害となっている。このため、最近では自己調整能力やロバスト性を備えた制御に注目が集まり、適応制御⁶⁴⁾やニューラルネットワークを組み込んだ制御⁶⁵⁾、あるいはスライディングモード制御⁶⁶⁾、 H_∞ 制御^{67),68)}、 μ シンセシス⁶⁹⁾など既に様々な手法が応用されるに至っている。一方、低速性能の改善には摩擦補償が有効とされ、摩擦モデルベースの手法の中でも取り分け2章で示したような摩擦力がヒステリシ

スを持つ場合でも対処できるものとして、空気圧系が対象ではないが、Lischinskyら⁵²⁾、Aminら⁷⁰⁾、Tafazoliら⁷¹⁾による摩擦オブザーバを用いた制御法が提案されている。この方法は摩擦力のばらつきも補償可能であるが、摩擦力の急変に対するオブザーバの推定遅れが若干問題となる。

本章では、線形行列不等式 (LMI) に基づくゲインスケジュールド H_∞ 制御を用いた空気圧サーボ系の摩擦補償法を提案する。LMI に基づくゲインスケジュールド H_∞ 制御^{72),73)} は時変パラメータに依存した線形システム (LPV) に対して閉ループ系の安定性を実現できることから、磁気軸受などに適用した報告例が存在する^{74)~76)}。提案手法では、2章で著しい変動が確認された動摩擦力の主パラメータである速度に対する係数を時変パラメータとして LPV システムを構成する。しかし、動摩擦係数を直接測定することが困難なため、4章で作成した摩擦モデルを利用してオンラインで推定し、制御器を調節することでプラント動特性の変化に追従させ、性能劣化とスティックスリップを防ぐ。加えて、空気圧サーボ系は搬送する負荷の質量が変化する用途が多いので、負荷質量も変動パラメータとすることにより効果的な制御を目指す。提案する制御系の性能は、固定ゲインの H_∞ 制御と比較実験を行うことにより評価する。

7.2 実験装置

Fig. 7.1 に実験装置の構成を示す。空気圧シリンダはシリンダチューブ内径 40 mm、ストローク 300 mm の複動・片ロッド形であり、ロッド先端には負荷積載のためのテーブルを取り付ける。テーブルはボールベアリングを用いた低摩擦の直動ガイド (摩擦係数 0.001~0.002) に支持される。テーブルの位置検出には光学式パルススケールを使用し、カウンタによりデジタル信号に変換され、1 μm の分解能で計測可能である。テーブルの移動速度はコイルの起電力を利用した直線型速度変換器、シリンダ室圧力は半導体型圧力変換器によりそれぞれ電圧信号に変換される。制御装置としてパーソナルコンピュータを使用するため、外部からの信号はデジタル入出力と A/D 変換のためのインターフェイスボードを経由して取り込まれる。制御

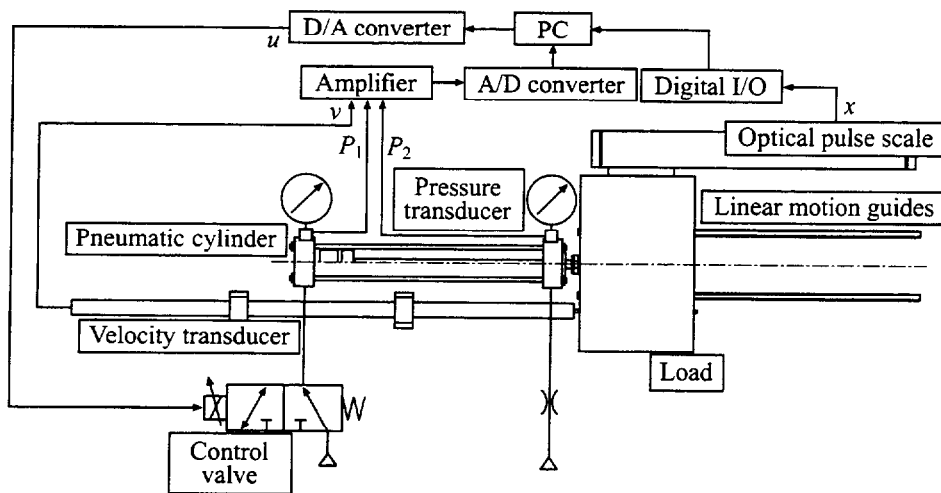


Fig. 7.1 Pneumatic positioning device

に必要なこれらすべての状態量をもとにソフトウェアにより操作量である3ポート比例制御弁（流量形，最大有効断面積 12 mm^2 ）の駆動電圧を計算し，D/A変換器を介して出力される．ロッド側シリンダ室には一定圧力が常に供給されており，有効断面積は固定である．ヘッド側のシリンダ室への空気流量を比例制御弁で調節することでテーブルの動作が制御される．

7.3 制御系設計

7.3.1 ゲインスケジュールド H_∞ 制御

変動パラメータを有する線形システムを対象としたLMIに基づくゲインスケジュールド H_∞ 制御は H_∞ 制御理論の枠組で系統的に制御器を導き，パラメータ変動のもとで大域的安定性を実現できる．本章では，このアプローチに沿って空気圧サーボ系の設計を行う．ここでは設計のアウトラインのみ示す．詳細については文献72)，73)に述べられている．

ゲインスケジュールド H_∞ 制御は，次式で表されるようなLPVシステムに適用できる．

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A(\theta)x(t) + B_1(\theta)w(t) + B_2u(t) \\ z(t) = C_1(\theta)x(t) + D_{11}(\theta)w(t) + D_{12}u(t) \\ y(t) = C_2x(t) + D_{21}w(t) + D_{22}u(t) \end{cases} \quad (7.1)$$

ここで、 x はプラントの状態、 z は制御量、 y は観測出力、 u は制御入力、 w は外乱である。 θ はパラメータの時変ベクトル

$$\theta(t) = [\theta_1(t), \dots, \theta_n(t)] \quad (7.2)$$

であり、 $A(\theta)$ 、 $B_1(\theta)$ 、 $C_1(\theta)$ 、 $D_{11}(\theta)$ は $\theta(t)$ のアフィン関数である。時変パラメータベクトル $\theta(t)$ の情報は稼動中にオンラインで利用でき、ある範囲

$$\theta_{min} \leq \theta_i(t) \leq \theta_{max} \quad (7.3)$$

で変動する。このように、変動幅の最大値と最小値のみ与えられる。ゲインスケジュールド H_∞ 制御器は以下の条件を満たすように設計される。

- 閉ループ系は、起こり得るすべてのパラメータ軌道 $\theta(t)$ に対して安定
- w から z までの H_∞ ノルムがある値 $\gamma(> 0)$ 未満

n を時変パラメータの数とすると、パラメータベクトル $\theta(t)$ が端点 $\{\Pi_i\}_{i=1}^N$ ($N = 2^n$) をもつ R^n のボックスに含まれる場合、時刻 t におけるパラメータ値 $\theta(t)$ の凸分解を

$$\theta(t) = \sum_{i=1}^N \lambda_i \Pi_i \left(\lambda_i \geq 0, \sum_{i=1}^N \lambda_i = 1 \right) \quad (7.4)$$

として与えると、動作点 $\theta(t)$ における制御器は、

$$K(\theta) = \begin{bmatrix} A_K(\theta) & B_K(\theta) \\ C_K(\theta) & D_K(\theta) \end{bmatrix} = \sum_{i=1}^N \lambda_i \begin{bmatrix} A_K(\Pi_i) & B_K(\Pi_i) \\ C_K(\Pi_i) & D_K(\Pi_i) \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

のようにパラメータボックスの端点での $A_K(\Pi_i)$ 、 $B_K(\Pi_i)$ 、 $C_K(\Pi_i)$ 、 $D_K(\Pi_i)$ の値から導出される。制御器の動特性を時変パラメータ $\theta(t)$ に依存して実時間で変化させ、プラントの動特性の変動に追従させることにより、パラメータ変動に対して安定性と高い制御性能を維持できる。

7.3.2 空気圧シリンダのモデリング

制御器の設計前に、Fig. 7.1 に示された空気圧シリンダ駆動系を記述するモデルから状態方程式を導出する。テーブルとピストンから成る可動部の運動方程式、シ

シリンダ室内の圧力変化式を平衡状態からの微小変化を考慮して線形化すると、以下のようになる。

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = A_1 P_d - F_r'(v(t)) \quad (7.6)$$

$$C_0 \frac{dP_d}{dt} = -k_p P_d + 2k_s S - 2K_0 C_0 v \quad (7.7)$$

ここで、

$$C_0 = \frac{V_0}{\kappa R T_0}, \quad K_0 = \frac{\kappa P_0 A_1}{V_0}$$

$$k_p = - \left(\frac{\partial G_1}{\partial P_1} \right)_0, \quad k_s = - \left(\frac{\partial G_1}{\partial S} \right)_0$$

であり、 x はテーブルの変位、 v は速度、 m は可動部の等価質量、 A_1 はピストンの受圧面積、 P_d は圧力差 ($= P_1 - P_2$)、 G は空気の質量流量、 S は制御弁の有効断面積、 V はシリンダ室の容積、 T は空気の温度、 R は気体定数、 κ は比熱比である。摩擦力 $F_r'(v(t))$ は、速度 v の関数であり、ここでは

$$F_r'(v(t)) = \frac{\partial F_r(v(t))}{\partial v} v \quad (7.8)$$

とする。添字については、平衡状態を 0、ヘッド側を 1、ロッド側を 2 と表記する。ただし、平衡状態はシリンダ中央でピストンが静止している状態とする。

状態変数をそれぞれ

$$x_p = [x_1, x_2, x_3]^T = [x, v, P_d]^T \quad (7.9)$$

として定め、動摩擦係数を $\zeta(v(t)) = \partial F_r(v(t)) / \partial v$ と定義する。この動摩擦係数 $\zeta(v(t))$ が時変パラメータである。制御弁の動特性を $S = k_v u$ で近似すれば、状態方程式、出力方程式は

$$\dot{x}_p(t) = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\frac{\zeta(v)}{m} & \frac{A_1}{m} \\ 0 & -2K_0 & -\frac{k_p}{C_0} \end{bmatrix} x_p(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{2k_s k_v}{C_0} \end{bmatrix} u(t)$$

$$= A_p(\zeta) x_p(t) + B_p u(t) \quad (7.10)$$

$$y(t) = [1 \ 0 \ 0] x_p(t) = C_p x_p(t) \quad (7.11)$$

で表される。ただし、入力 u は制御弁の操作電圧である。その結果、 $A_p(\zeta)$ が $\zeta(v(t))$ の線形関数となる。

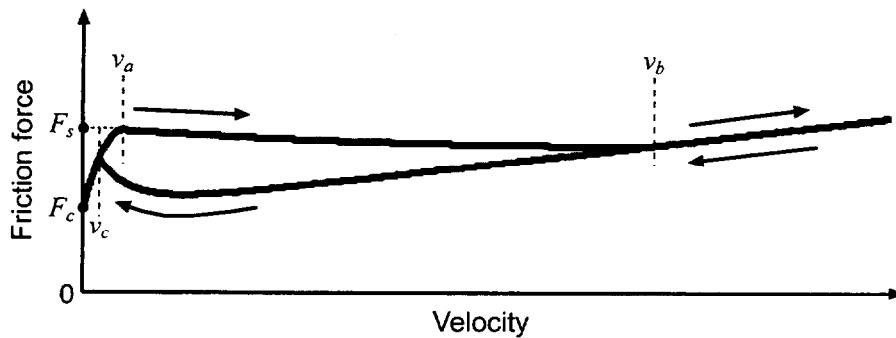


Fig. 7.2 Calculated trajectory on the $F_r(v)$ - v plane

7.3.3 摩擦補償

2章で明らかとなったように、摺動部において発生する摩擦力は低速域で非線形な性質を示す。これは速度に依存して潤滑状態が推移することが主因であり、そのため動摩擦係数が動的に変化し、スティックスリップなどの振動が生じる。したがって、空気圧サーボ系において速度が極めて遅くなる立ち上がり、及び目標値付近においてその影響が大きくなると予想されるので、動摩擦係数 $\zeta(v)$ を変動パラメータとして4.3.1節で述べたゲインスケジュールド H_∞ 制御を適用し、非線形摩擦力の影響を低減化することを試みる。しかしながら、動摩擦係数を直接測定することは非常に困難なので、速度をもとに摩擦モデルを用いてオンラインで推定する。

4章において、従来用いられてきた摩擦モデルよりもシミュレーションにおいて実際の動的挙動を表現可能な摩擦モデルを提案した。この摩擦モデルは式(4.6)~式(4.8)で表され、式(4.6)は境界潤滑、式(4.7)は混合潤滑、式(4.8)は流体潤滑にそれぞれ対応している。縦軸に摩擦力 $F_r(v)$ 、横軸に速度 v をとれば、Fig. 7.2のようになる。このモデルのパラメータを含む実験装置のパラメータをTable 7.1に示す。表中の F_s は最大静止摩擦力、 F_c はクーロン摩擦力、 b は流体潤滑時の粘性摩擦係数である。また、 (v_a, F_a) は境界潤滑モデルから混合潤滑モデルへの切替点、 (v_b, F_b) は混合潤滑モデルから流体潤滑モデルへの切替点、 v_c は式(4.8)から式(4.6)への切替速度、 v_0 は $F_r(v)$ が極小となる時の速度を決める定数である。摩擦力に関するパラメータの値は測定で得た摩擦力-速度特性図から求めた。

Table 7.1 Values of system parameters

m	5.0 kg	k_v	$5.0 \times 10^{-6} \text{ mm}^2/\text{V}$
P_{s1}	0.40 MPa	P_{s2}	0.24 MPa ($= P_0$)
T_0	298 K	F_s	27.4 N
F_c	15.3 N	b	126 Ns/m
v_a	5.0 mm/s	v_b	50.0 mm/s
v_c	2.0 mm/s	v_0	4.0 mm/s

あらかじめ同定した摩擦モデルから，速度 v のときの動摩擦係数

$$\zeta(v) = \partial F_r(v) / \partial v$$

を実時間で計算することで時刻 t でのパラメータの情報を近似的に得ることができ，ゲインスケジュールド H_∞ 制御器の動特性を調節して摩擦補償を行う。

7.3.4 制御器の導出

式 (7.10), (7.11) から LPV システムを Fig. 7.3 のように構成する．重み関数 $W_1(s)$ には積分特性を付加する．式 (7.10) のプラントモデルでは空気圧管路，及び制御弁の動特性が無視されているため，ここではむだ時間要素として近似する⁷⁷⁾．予備実験の結果，動作開始までのむだ時間は 0.1 s 以内であったので，重み関数 $W_2(s)$ は乗法的誤差 $\Delta_m(s) = \exp(-0.1s) - 1$ を覆うように設定する．例えば，

$$W_1(s) = \frac{2.5s + 58}{s(s + 0.75)} \quad (7.12)$$

$$W_2(s) = \frac{2.5s + 1.5}{s + 10} \quad (7.13)$$

とする．乗法的誤差と重み関数を Fig. 7.4 に示す．時変パラメータは

$$\zeta(v(t)) \in [-173, 345] \quad (7.14)$$

であり，4.3.1 節の指針に従って MATLAB の LMI コントロールツールボックス⁷⁸⁾ を利用してゲインスケジュールド H_∞ 制御器を導出すると，2つの端点に対応した

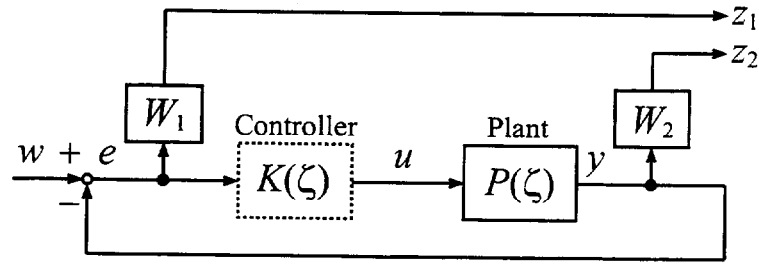


Fig. 7.3 Block diagram of generalized plant

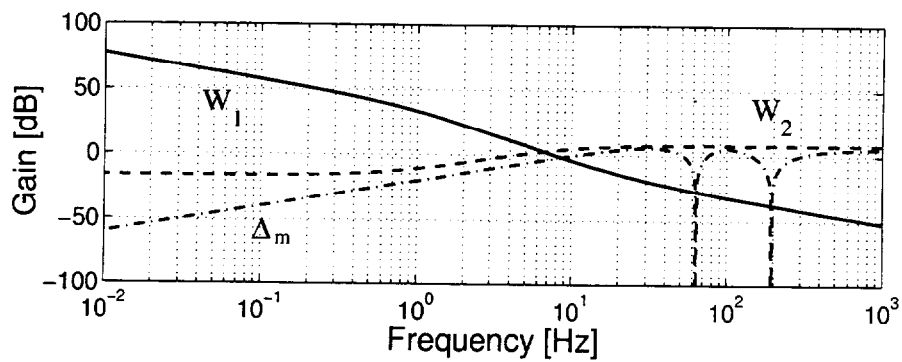


Fig. 7.4 Gain of weighting function and multiplicative uncertainty

LTI 端点制御器

$$K_i = \begin{bmatrix} A_{K_i} & B_{K_i} \\ C_{K_i} & D_{K_i} \end{bmatrix} \quad (i = 1, 2) \quad (7.15)$$

が得られるので、変動パラメータ $\zeta(v(t))$ に応じて次のような凸補間で計算を行う。

$$K(\zeta) = \frac{\zeta_{max} - \zeta(v(t))}{\zeta_{max} - \zeta_{min}} \begin{bmatrix} A_{K1} & B_{K1} \\ C_{K1} & D_{K1} \end{bmatrix} + \frac{\zeta(v(t)) - \zeta_{min}}{\zeta_{max} - \zeta_{min}} \begin{bmatrix} A_{K2} & B_{K2} \\ C_{K2} & D_{K2} \end{bmatrix} \quad (7.16)$$

実験の際には、双一次変換によりサンプリングタイム 5 ms で離散化されたものを用いる。設計された空気圧サーボ系は Fig. 7.5 のような構造となる。

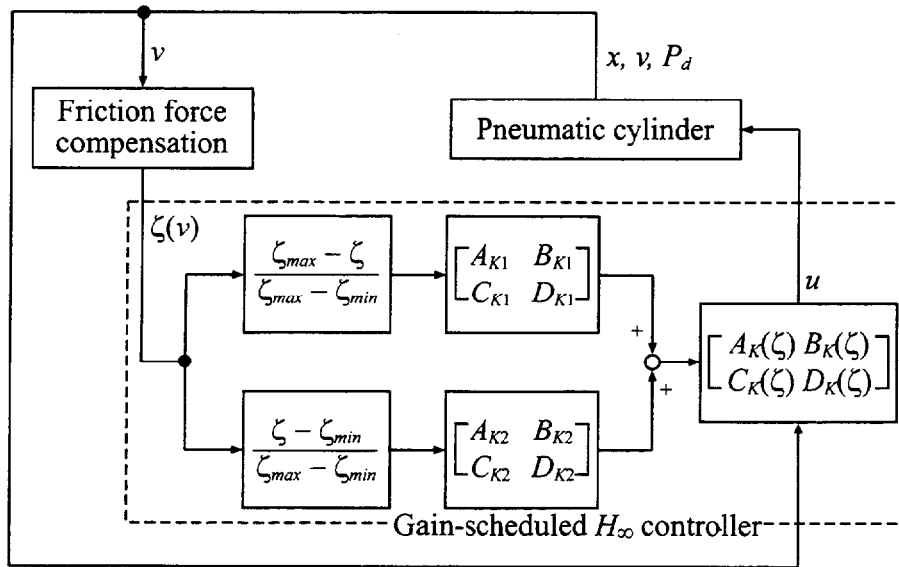


Fig. 7.5 Gain-scheduled H_∞ control system

7.4 実験結果と考察

7.4.1 摩擦補償制御の実験結果

Fig. 7.6 に空気圧サーボ系のゲインスケジュールド H_∞ 制御による実験結果を示す (実線). 目標値は 100 mm に設定した. 性能比較のため, 固定ゲインの H_∞ 制御による実験結果も同時に示す (点線). この H_∞ 制御器の設計の際には, 最も広く用いられている摩擦モデルである 2 章の式 (2.5) を使用した. つまり, 式 (7.10) の $\zeta(v(t))$ を b に固定する. このモデルは理想的な流体潤滑を想定しており, 負の速度特性を有しない. 重み関数については, ゲインスケジュールド H_∞ 制御と同様の指針で追従性能を考慮に入れて以下のように決定した.

$$W_1(s) = \frac{2.7s + 2}{s(s + 7.5)} \quad (7.17)$$

$$W_2(s) = \frac{2.5s + 1.2}{s + 10} \quad (7.18)$$

H_∞ 制御器は MATLAB の LMI コントロールツールボックス⁷⁸⁾ を使って求めた. また, Table 7.2 は目標値との 2 乗積分誤差と 2% 整定時間を導入して定量的な結果の比較を示したものである.

Fig. 7.6において、ゲインスケジュールド H_∞ 制御と固定ゲインの H_∞ 制御では制御性能にそれほど大きな差異は表れていないが、詳細に見れば、4.3.3節で述べた摩擦力が非線形性を示す動作開始直後と停止直前に変化が見られる。始動時に注目してみると、点線で示された H_∞ 制御の結果ではシールの変形及びシールとピストンのクリアランスの影響でシールの滑りが始まる前に一度わずかに高速移動し、その後滑りの開始とともに緩やかに移動していく。実線で示されたゲインスケジュールド H_∞ 制御の結果は、シールの滑り出し前のピストンの移動後も H_∞ 制御よりも速めの応答となっている。一方、停止直前の応答に着目してみると、 H_∞ 制御の場合は若干スティックスリップが生じているが、それに対してゲインスケジュールド H_∞ 制御の場合はスティックスリップが発生することなく目標値に収束している。

Fig. 7.7, Fig. 7.8 は、負荷をそれぞれ 5 kg, 10 kg 積載した場合の実験結果である。この場合、ゲインスケジュールド H_∞ 制御と固定ゲインの H_∞ 制御の結果の差が顕著に表れており、 H_∞ 制御の結果では、目標値近傍でスティックスリップが発生して停止・移動が繰り返され、整定時間が増大してしまっているが、ゲインスケジュールド H_∞ 制御の結果では、若干スティックスリップが生じているものの、 H_∞ 制御ほど性能劣化していないことがわかる。これは、摩擦力の非線形性がスティックスリップ発生の主因であることから、ゲインスケジュールド H_∞ 制御によりそれが補償できていると言える。実際、例えば Fig. 7.6 のゲインスケジュールド H_∞ 制御の結果に対応する摩擦力-速度特性は Fig. 7.9 のようになる。摩擦力は測定された速度、シリンダ室圧力から運動方程式を使って算出した。計算によるためばらつきはあるものの、Fig. 7.2 の摩擦モデルは Fig. 7.9 のヒステリシスのある特性をよく表しており、それに基づく摩擦補償の効果がわかる。

また、実用的な視点から考察すると、 H_∞ 制御器の設計では従来よく用いられてきた式 (2.5) の摩擦モデルを使用した方が、Fig. 7.9 の実際の挙動とは大きくかけ離れている。したがって、式 (4.6)~(4.8) の摩擦モデルを利用したゲインスケジュールド H_∞ 制御では、望ましい応答が得られるまでに制御器のチューニングに要する時間と労力が H_∞ 制御に比べて大幅に削減できるという利点がある。

Table 7.2 Comparison of control performance

m	Control method	Integrated square error	2%-settling time
5 kg	Gain-scheduled H_∞	0.0096	4.43
"	H_∞	0.0102	4.75
10 kg	Gain-scheduled H_∞	0.0096	5.12
"	H_∞	0.0113	7.55
15 kg	Gain-scheduled H_∞	0.0095	4.77
"	H_∞	0.0108	6.91

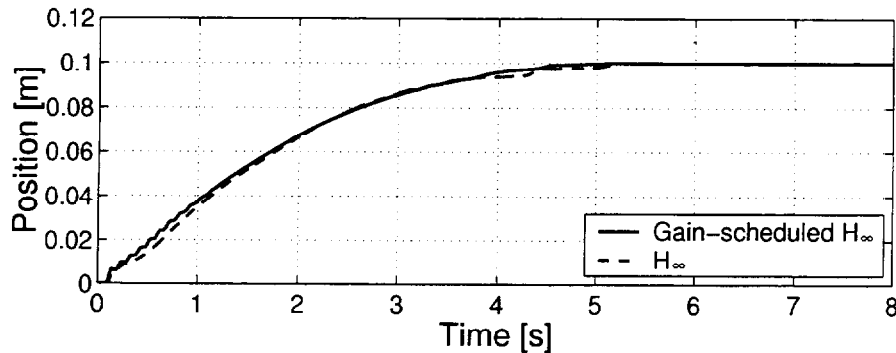


Fig. 7.6 Experimental results for $m = 5$ kg

ただし、ゲインスケジュールド H_∞ 制御の結果では、摩擦力によるプラントの自励振動的な動特性を補償するように制御器が設計されており、始動時にロッド側シリンダ室とヘッド側シリンダ室の圧力差が大きいため制御入力 u が振動し、制御弁の応答性と空気の圧縮性により若干振動的応答となっている。

7.4.2 負荷・摩擦補償制御の実験結果

Fig. 7.8 のように、ゲインスケジュールド H_∞ 制御でも負荷変動が大きくなると目標値近くでスティックスリップが生じるようになる。そこで、負荷を含めた可動部の質量 m も変動パラメータとしてスケジューリングし、過渡応答の改善を試みる。この場合、 $m(t)$ の変動範囲は $5 \text{ kg} \leq m(t) \leq 15 \text{ kg}$ とするが、実際には動作中には

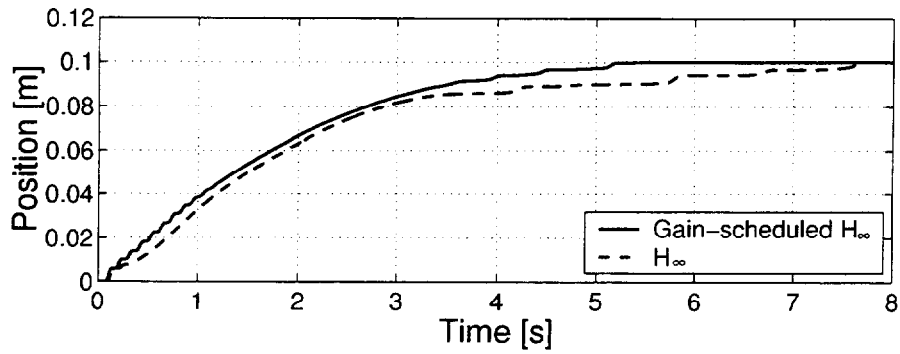


Fig. 7.7 Experimental results for an additional load ($\Delta m = 5$ kg)

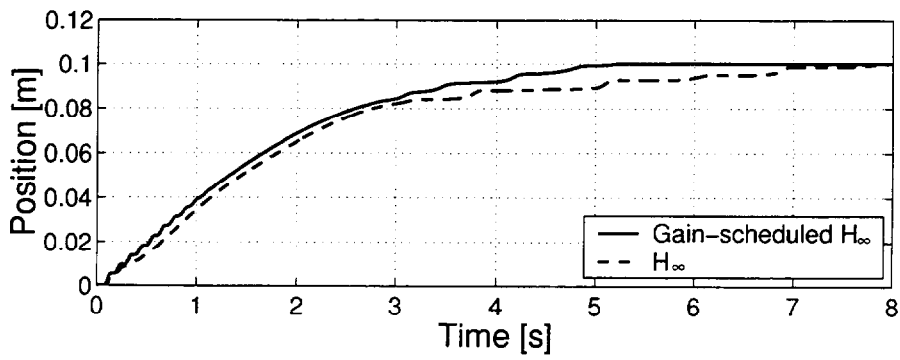


Fig. 7.8 Experimental results for an additional load ($\Delta m = 10$ kg)

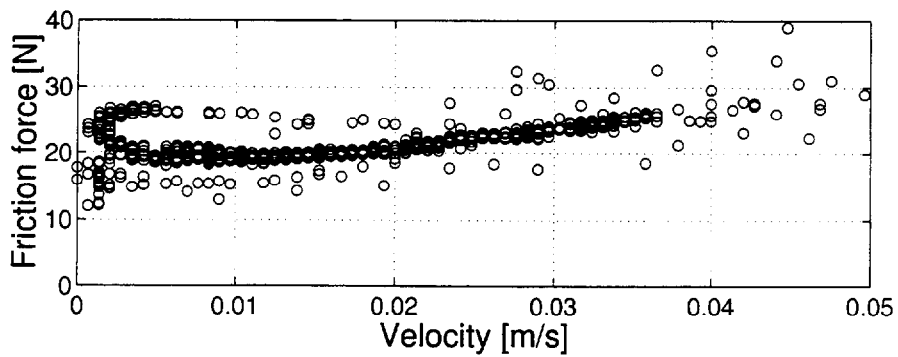


Fig. 7.9 Typical trajectory on the $F_r(v)$ - v plane in experimental results

変動しない。式 (7.10) から、2つの時変パラメータを

$$\theta_1(t) = \zeta(v(t))/m(t) \in [-34.6, 69.0] \quad (7.19)$$

$$\theta_2(t) = A_1/m(t) \in [8.4 \times 10^{-5}, 2.5 \times 10^{-4}] \quad (7.20)$$

と定義する。 $\zeta(v(t))$ を摩擦モデルから得れば、 $\theta_1(t)$ 、 $\theta_2(t)$ の情報が稼働中に利用できる。状態方程式は

$$\dot{x}_p(t) = A_p(\theta_1, \theta_2)x_p(t) + B_p u(t) \quad (7.21)$$

となり、LPV システムを再構成し、重み関数を式 (7.12)、(7.13) と同じに設定してゲインスケジュールド H_∞ 制御器を導出すると

$$K(\theta_1, \theta_2) = \sum_{i=1}^4 \alpha_i(t) \begin{bmatrix} A_{Ki} & B_{Ki} \\ C_{Ki} & D_{Ki} \end{bmatrix} \quad (7.22)$$

ここで、

$$\alpha_1 = pq, \quad \alpha_2 = (1-p)q,$$

$$\alpha_3 = p(1-q), \quad \alpha_4 = (1-p)(1-q),$$

$$p = \frac{\theta_{1max} - \theta_1(t)}{\theta_{1max} - \theta_{1min}}, \quad q = \frac{\theta_2(t) - \theta_{2min}}{\theta_{2max} - \theta_{2min}}$$

であり、4つの端点LTI制御器の凸結合となる⁷³⁾。 $m(t)$ は現実的に既知である場合が多いので、ここでは実験前に手入力で与える。

積載負荷 10 kg の場合の結果を Fig. 7.10 に示す。図中の鎖線は Fig. 7.8 のゲインスケジュールド H_∞ 制御による結果である。 Fig. 7.8 の結果と比較すると、特に目標値付近の応答が改善され、スティックスリップが抑制されていることがわかる。結果として、非線形摩擦力と負荷変動による性能劣化の抑制が実現されている。

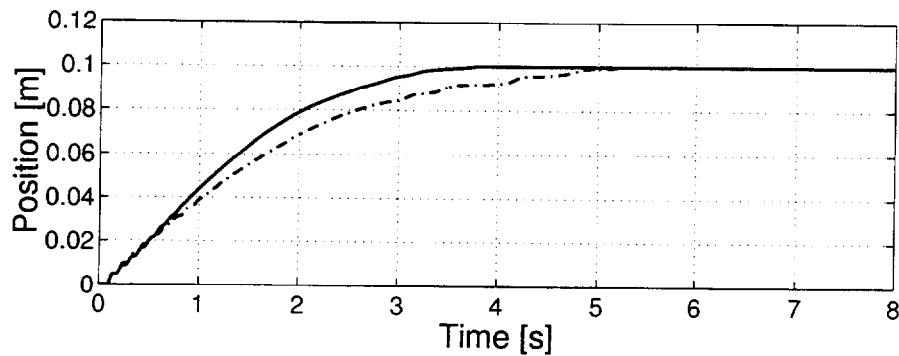


Fig. 7.10 Experimental response with friction and load compensation for an additional load ($\Delta m = 10$ kg)

7.5 結 言

本章では，空気圧サーボ系に内在する非線形摩擦力の影響を補償するため摩擦モデルを用いたゲインスケジュールド H_∞ 制御を提案し，その有効性を検証した．得られた結果は以下のように要約される．

- (1) LMI に基づくゲインスケジュールド H_∞ 制御と 4 章で示した空気圧シリンダの摩擦モデルを組み合わせることで，摩擦力のヒステリシスを有する動的変動を補償可能な制御系を構成した．実験により固定ゲインの H_∞ 制御と比較を行った結果，摩擦特性が非線形性を呈す低速時の応答が改善され，特に目標値近傍においてスティックスリップ発生の低減化が実現された．
- (2) 負荷を増した場合でも提案手法では低速時の性能劣化の程度が比較的小さく，負荷変動の影響も考慮に入れて設計を行えば，それを補償可能であることを示した．

第8章 ラビリンスシール空気圧シリンダにおける摩擦力の推定

8.1 緒言

ピストンシールにラビリンス構造を有するメタルシールを採用した空気圧シリンダ（以下、ラビリンスシール空気圧シリンダと略記する）は、現在最も広範に用いられ、前章まで研究の対象としてきた弾性体シールの空気圧シリンダに比較すると、極めて低摩擦であり、製造コスト、シール部すきまからのシリンダ室間の空気漏出や低摩擦化に起因する減衰性低下の問題を有するものの、弾性体シールでは実現不可能な高速動作や安定した低速動作が期待できる。

ラビリンスシールは既に回転機械の軸シールとして数多く用いられており、関係する報告も種々存在する⁷⁹⁾。ラビリンスシール空気圧シリンダに関しては、低摩擦、耐摩耗、耐熱といった優れた特徴を有するにもかかわらず、その詳しい特性については未解明な点が多い。既に公表されている研究は少なく^{80)~83)}、より広く使われるためには十分とは言い難い。前述の空気漏出、つまり密封性能に関しては、作動流体が空気であることから余り問題とならず、十分に特長を生かした用途拡大が考えられる。

本章は前章に引き続いてこれまでの結果の応用として位置付け、空気圧シリンダの低摩擦化、及び数値計算手法の利用への可能性を探索する。特にラビリンスシール空気圧シリンダの最大の利点である低摩擦性に着眼し、本章の前半においては、ラビリンスシール空気圧シリンダの摩擦力に関する基本特性を実験的に把握し、弾性体シール空気圧シリンダとの比較を行う。後半では、将来的なシール設計の効率化に資するために、シール部に流体潤滑レイノルズ方程式を適用して、数値的に解くことによりラビリンスシールにおける摩擦特性を試算し、実験値との比較に基づ

いて結果を検討する。

8.2 摩擦力の測定

8.2.1 測定装置の構成

ラビリンスシール空気圧シリンダに生じる摩擦力の性質を実験的に調べるため、Fig. 8.1のような構成の測定装置を用いた。負荷はロッドに連結されたテーブルに積載され、テーブルはボールベアリングを利用した低摩擦の直動ガイドに支持される。テーブルの移動速度の取得はコイルの起電力を利用した直線型速度変換器により、両シリンダ室内の圧力の取得は半導体型圧力変換器により行われ、それぞれ電圧信号に変換される。それらの信号は、A/D変換器を備えたインターフェイスボード経由でパーソナルコンピュータに取り込まれ、記録される。排出側シリンダ室は大気に開放されており、有効断面積は固定である。供給側のシリンダ室への空気流量を速度調整弁で調節することでテーブルの移動速度が制御される。ピストンと負

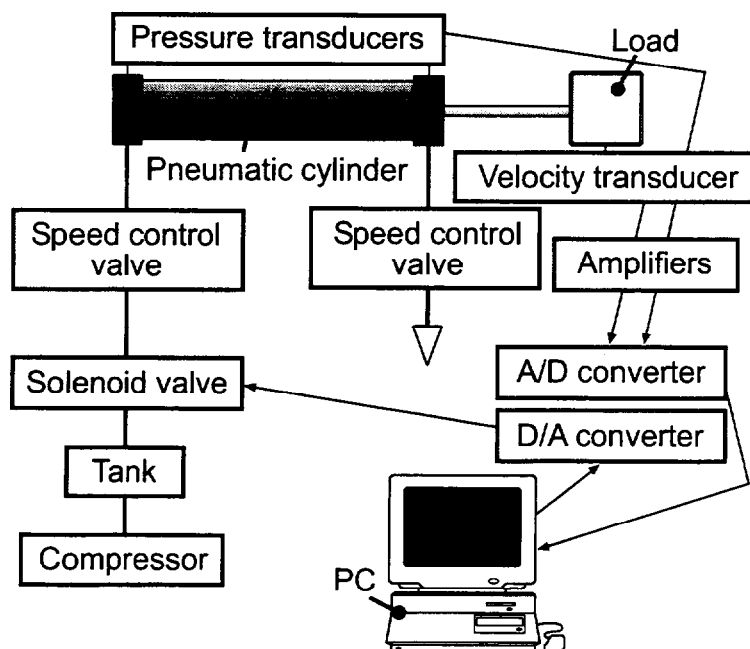


Fig. 8.1 Experimental apparatus for measuring velocity and air pressure inside a cylinder

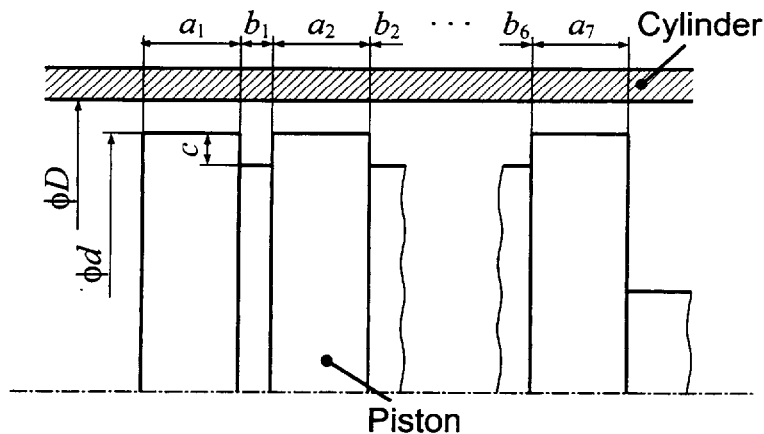


Fig. 8.2 Details of labyrinth seal

Table 8.1 Dimensions of labyrinth seal in millimeter

a_1	8.45	a_2	7.50
a_3	7.50	a_4	6.70
a_5	6.30	a_6	7.40
a_7	7.85	b_1	2.55
b_2	2.55	b_3	2.55
b_4	4.45	b_5	2.55
b_6	2.55	c	1.90
d	39.95	D	40.05

荷を含めた可動部の質量は 5 kg に調節し、供給圧はすべての測定において 0.5 MPa とした。測定時の室温は約 20 °C に維持した。

Fig. 8.2 に供試ラビリンスシール空気圧シリンダ（複動片ロッド、 $\phi 40-300$ ）のピストンシール部の詳細を示す。Table 8.1 は Fig. 8.2 に示された各部の寸法（実測値）である。比較のために用いた弾性体シール空気圧シリンダは、呼び径とストロークが同一のものであるが、ピストンシールとして幅 2 mm で NBR 製の弾性体シールが装着されている。摺動部潤滑剤はともにグリースである。

8.2.2 動摩擦力

Fig. 8.1 の測定装置を使用し、供給側の速度調整弁の有効断面積を変えることで動作速度を変化させ、静止摩擦力の変動による影響を低減するため一定時間間隔でピストンを駆動したときの速度及びシリンダ室圧力を測定した。そして、記録された速度と圧力から可動部の運動方程式を用いて摩擦力を求めた。したがって、この摩擦力はピストンシールに発生する摩擦力以外のすべての摩擦力も含んでいることになる。Fig. 8.3 に 5 回測定を行って得られた定常速度に到達した状態における摩擦力の値を示す。値のばらつきをエラーバーにより明示している。図より、ラビリンスシール空気圧シリンダの動摩擦力の値は、同様にして求めた弾性体シール空気圧シリンダ値の半分程度であることがわかる。加えて、ラビリンスシール空気圧シリンダの方が測定値のばらつきが明らかに小さい。また、弾性体シール空気圧シリンダでは 5 章より摩擦特性は速度の $1/2$ 乗に沿って変化するのに対し、ラビリンスシール空気圧シリンダでは線形近似が妥当であり、変形の大きな弾性体シールを用いている場合とそうでない場合の差が顕著に現れている。

Fig. 8.4 は、特に低速時の挙動に着目し、どの程度の速度までスティックスリップを生じることなく安定した動作が得られるかを比較したものである。測定の際、一旦スティックスリップが発生するとシリンダ内壁の潤滑剤の分布が不均一になり、スティックスリップが発生しやすくなってしまうため、各測定前に 10 回高速で動作させ、極力状態が一定になるよう努めた。図から、弾性体シール空気圧シリンダの場合、動作速度が 30 mm/s を下回るとスティックスリップが発生し始め、速度制御が不可能な領域に入る。それに対して、ラビリンスシール空気圧シリンダの場合は速度が 5 mm/s あたりまで安定した動作を得ることができ、それよりも小さくなると空気漏れにより駆動力が不足して動作しなくなり、スティックスリップの生じる速度領域が存在しないことが明らかとなった。

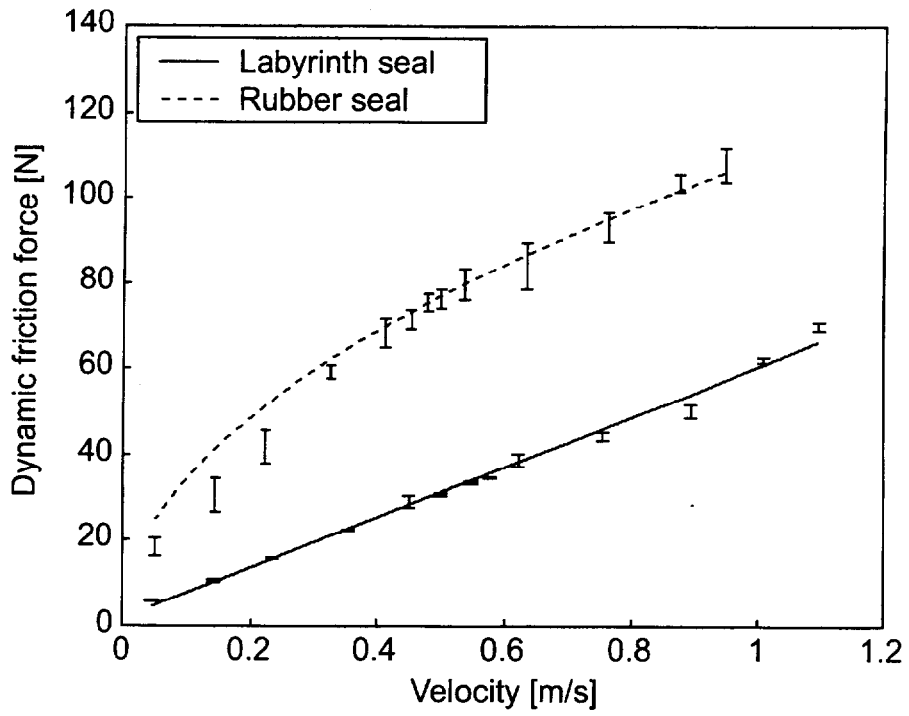


Fig. 8.3 Relationship between dynamic friction force and velocity

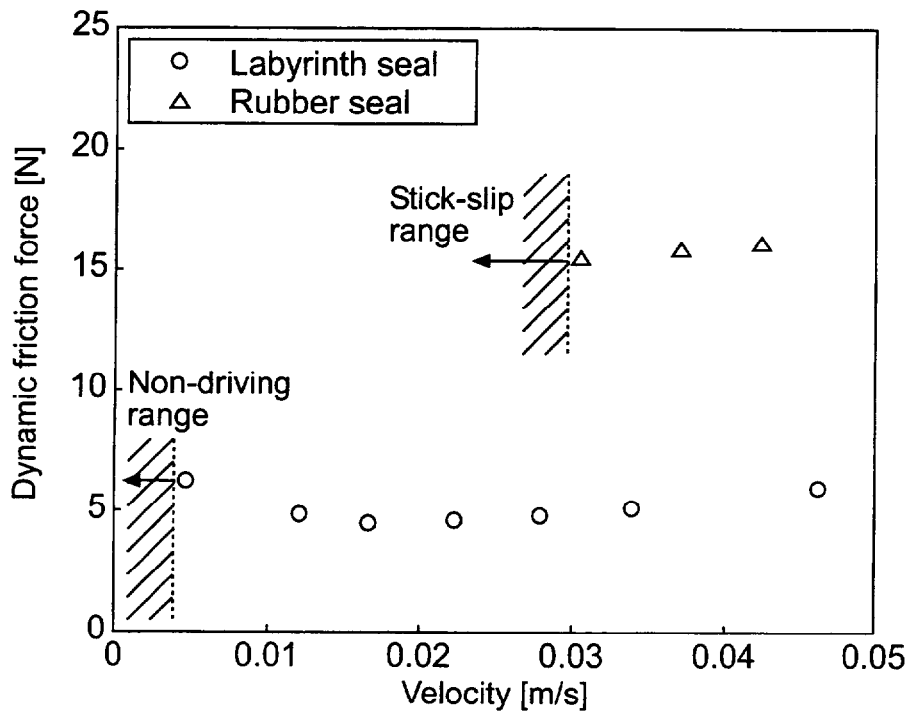


Fig. 8.4 Stick-slip range

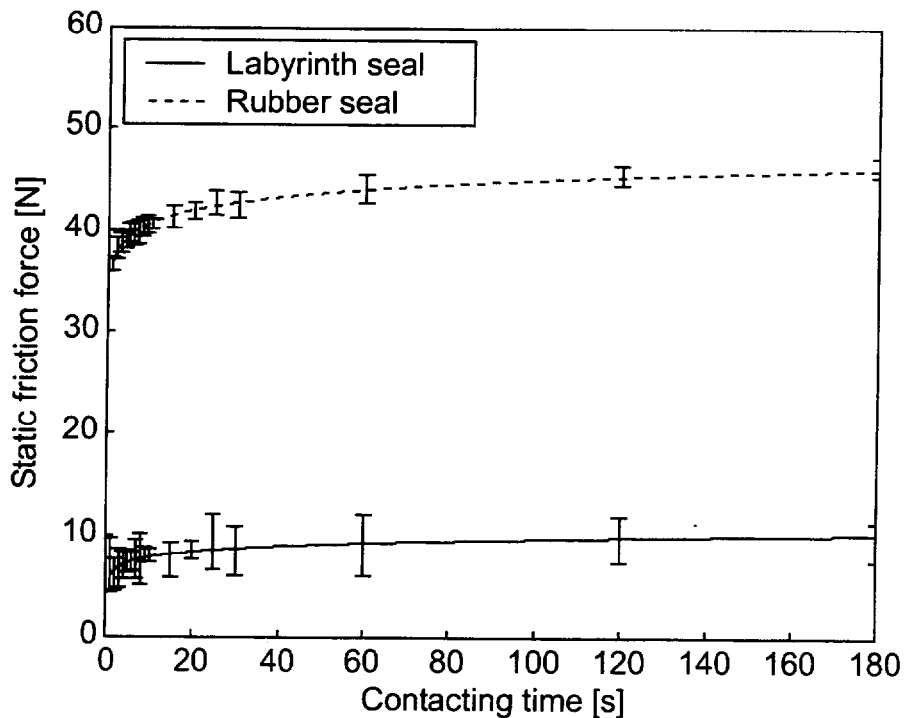


Fig. 8.5 Effect of contacting time on static friction force

8.2.3 静止摩擦力

文献17)において，弾性体シール空気圧シリンダに生じる静止摩擦力が停止時間に依存することが実験結果をもとに述べられている．そこで，静止摩擦力に関して比較を行うため，Fig. 8.1の装置にインターバルタイマを組み込んだものを使用し，ピストンを停止させて一定時間経過した後，ピストンを再び動作させ，その起動時の摩擦力を静止摩擦力として前節と同様に運動方程式から求めた．ラビリンスシールの場合はピストンの変位が生じる瞬間の摩擦力の値，弾性体シールの場合は，シールの滑り出し前の変形を考慮し，ピストンが0.1 mm変位したときの値を機械的に読み取った．Fig. 8.5より，静止摩擦力はいずれも停止時間に対する対数曲線により近似できるが，値はラビリンスシール空気圧シリンダのほうが小さく，1/4以下であることがわかる．これにより，始動時の動作遅れが小さく，高速動作が得られやすいと予想される．ただし，ばらつきの幅はラビリンスシールのほうがやや大きい．これは動摩擦力とは全く逆の傾向であることから，条件が一定の下では弾性体

シールよりも摺動面積に対する直接接触の割合が変化し易いためと考えられる。また、シールが弾性体の場合はシールの変形に伴う押付け力により接触面圧が高く、剛体の場合に比べて摺動面に潤滑剤が導入され難いため、潤滑膜が形成され難いと考えられる。

8.3 摩擦力の数値計算

前節ではラビリンスシール空気圧シリンダの摩擦力が示す特徴を実験により確認し、弾性体シール空気圧シリンダとの差異を明らかにした。本節では摺動部の潤滑機構から動摩擦力を数値計算によって求めることを試み、実験値と照らし合わせる。

8.3.1 計算方法

ラビリンスシール部に生じる動摩擦力の計算は、ピストン始動後の定常状態では完全な流体潤滑が実現されていると仮定し、二次元のレイノルズ方程式を解くことにより求めた潤滑膜の圧力分布を使って行う。ここでは、Fig. 8.2のようにすきま形状が不連続であることから、流量連続条件に基づくダイバージェンス・フォーミュレーション法を採用して流量式を差分化し⁸⁴⁾、緩和法により計算を行って圧力分布を求める。すなわち、Fig. 8.6のように座標系を定め、無次元体積流量を Q とし、 $X = x/L$, $Y = y/L$, $P = p/p_a$, $H = h/h_0$, $\Lambda = 6\eta UL/h_0^2 p_a$ という無次元化を行うと、間隔 ΔX , ΔY の格子上の $P_{i,j}$ を中心にもつ微小領域に出入りする各流量は、

$$Q_{i-1/2,j} = \left[-H_{i-1/2,j}^3 \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{\Delta X} + \Lambda H_{i-1/2,j} \right] \Delta Y \quad (8.1)$$

$$Q_{i+1/2,j} = \left[-H_{i+1/2,j}^3 \frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta X} + \Lambda H_{i+1/2,j} \right] \Delta Y \quad (8.2)$$

$$Q_{i,j-1/2} = \left[-H_{i,j-1/2}^3 \frac{P_{i,j} - P_{i,j-1}}{\Delta Y} \right] \Delta X \quad (8.3)$$

$$Q_{i,j+1/2} = \left[-H_{i,j+1/2}^3 \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{\Delta Y} \right] \Delta X \quad (8.4)$$

となり、連続条件

$$Q_{i-1/2,j} - Q_{i+1/2,j} + Q_{i,j-1/2} - Q_{i,j+1/2} = 0 \quad (8.5)$$

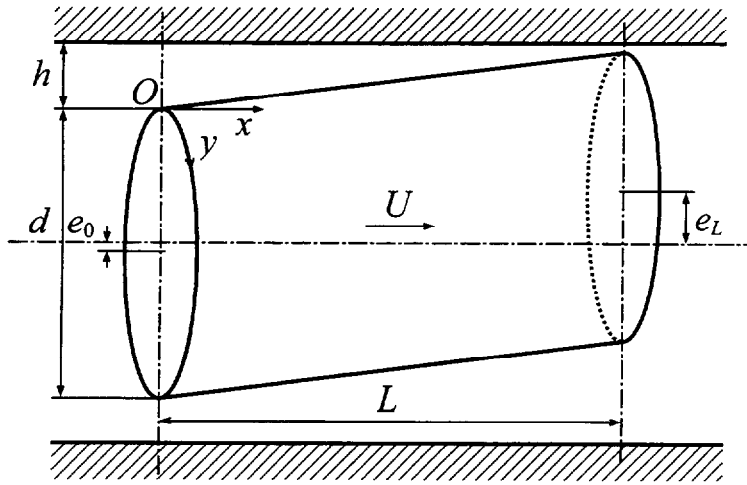


Fig. 8.6 Coordinate system

を圧力 $P_{i,j}$ について解く。ここで、 L はピストンの長さ、 p は潤滑膜圧力、 p_a は基準圧力（大気圧）、 h はすきま、 η は粘性係数、 U は速度、 h_0 は基準すきまでピストンとシリンダが同心になっているときの半径方向のすきまである。すきま形状は

$$h(x, y) = h_a + \left(\frac{e_L - e_0}{L} x + e_0 \right) \cos \left(\frac{y}{R} \right) \quad (8.6)$$

により求める。ピストン半径 $R = d/2$ 、 $x = 0$ の偏心率を e_0 、 $x = L$ の偏心率を e_L とし、ラビリンスシールのキャビティ内では $h_a = h_0 + c$ 、それ以外では $h_a = h_0$ である。ただし、この計算ではすきま H はステップ状に変化するとして前後の値を使用し、また、ピストンの回転と水平方向の変位は微小と考慮して無視している。

得られた圧力分布から、シリンダ壁面における x 方向の摩擦力は、

$$F_r = \int_0^B \int_0^L \left(-\eta \frac{U}{h} + \frac{h}{2} \frac{dp}{dx} \right) dx dy \quad (8.7)$$

を離散化した式により計算できる⁵⁹⁾。 B はピストン周長さである。

8.3.2 偏心率の決定

摩擦力の数値計算を行って Fig. 8.3 の実験結果と比較を行うためには、稼動中のピストンの偏心率（式 (8.6) の e_0 、 e_L ）に関する情報が不可欠である。本来、シリンダ内部においてシール部に動的に生じるすきまを測定すべきであるが、すきまが微

小で被測定部が軸方向に高速移動することなどから、検出器の取付けには技術的に極めて困難さを伴う。その代わりに本章では、間接的ではあるが、比較的測定が容易で摩擦力に影響を与えずに非接触で測定可能なピストンロッドの変位量を測定し、それに基づいてピストン部の偏心量を計算により求める。

Fig. 8.7のように、ピストンロッド上の2カ所において動作中の変位量を測定するため、Fig. 8.1の装置に分解能5 μm のレーザー光走査式変位計を設置した。静止状態を基準とし、その状態ではピストンの後端がシリンダ内壁に接触してわずかに傾いている。7.2.2節と同様に、有効断面積を変えることで動作速度を変化させて測定を行った。定常速度に落ち着いた後の変位計の値を読み取った結果をFig. 8.8に示す。縦軸は静止状態からの変位量、横軸はそのときの速度である。ロッドが上方に移動した場合に測定値は正となる。図に示された鉛直方向のロッド変位の測定値 Δz_a , Δz_b から、幾何学的な相似関係により次式を用いてピストン部のすきまを求める。

$$h|_{x=0,y=B/2} = \Delta z_b - \frac{L_2}{L_1}(\Delta z_b - \Delta z_a) \quad (8.8)$$

$$h|_{x=L,y=B/2} = \Delta z_b - \frac{L_2 - L}{L_1}(\Delta z_b - \Delta z_a) + h_L \quad (8.9)$$

したがって、偏心量は

$$e_0 = h_0 - h|_{x=0,y=B/2} \quad (8.10)$$

$$e_L = h_0 - h|_{x=L,y=B/2} \quad (8.11)$$

となる。ただし、 L_1 は2つの変位計間距離、 L_2 , h_L はそれぞれ測定値を取得した位置における変位計Bからピストン後端までの距離、静止状態で $x = L$ におけるすきまであり、ここでは、 $L_1 = 42 \text{ mm}$, $L_2 = 200 \text{ mm}$, $h_L = 0.01 \text{ mm}$ である。

8.3.3 結果と考察

Table 8.2は、正方格子としたときのシール部の格子分割数による摩擦力の計算値の変化を示したものである。 M_x は x 方向の分割数、 M_y は y 方向の分割数、 n は収

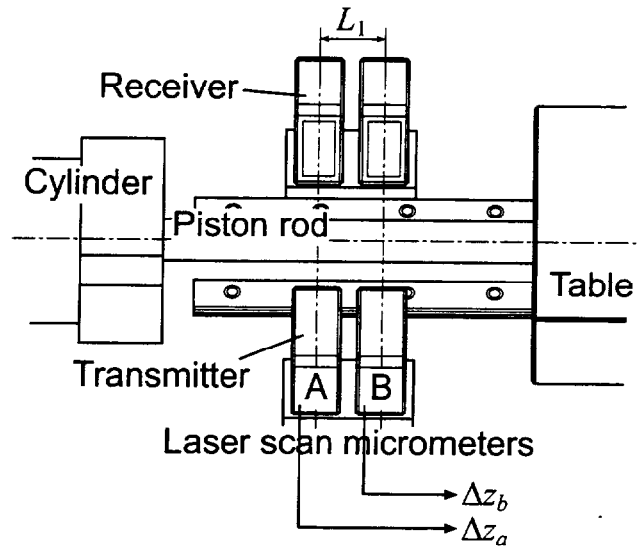


Fig. 8.7 Sensor arrangement for measuring rod displacement

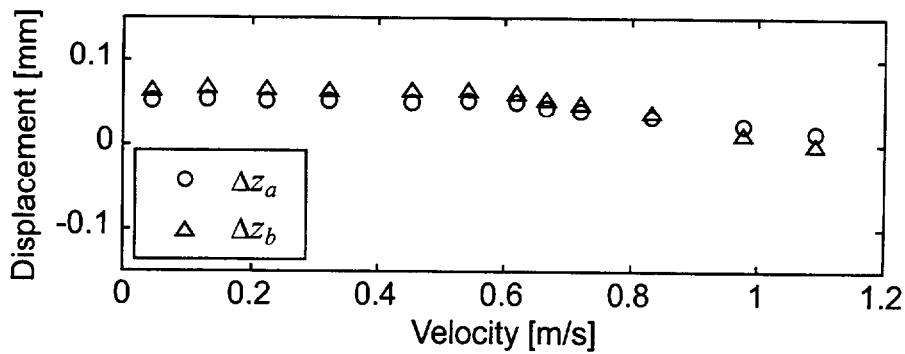


Fig. 8.8 Rod displacement versus velocity

束に要した繰返し回数である。収束の判定は圧力の修正量の最大値と最大圧力の比が 10^{-6} 以下を満たしたときとした。表より、分割数の増加につれて計算値は振動しながら一定値に落ち着く傾向にあるが、繰返し回数は 2 次関数的に急激に増加することを考慮すると、値が安定したとみなせる 1000×1800 が妥当と考えられる。このとき、格子間隔 $\Delta X = \Delta Y = 0.001$ である。ただし、表からわかるように、分割数を 600 程度まで小さく取っても計算結果にそれほど大きな影響は見られないので、計算量の増大を回避するため、ともに小さくすることも可能である。また、調べた結果必ずしも正方とする必要はない。

7.3.1 節の計算方法を用いてラビリンスシールに発生する摩擦力の数値計算を行っ

Table 8.2 Dependence of numerical results on grid size when $U = 0.6$ m/s

M_x	200	400	600	800	1000	1200	1400
M_y	360	720	1080	1440	1800	2160	2520
F_r [N]	30.48	30.94	31.07	30.96	31.01	31.04	31.01
n	87	310	651	1105	1573	2265	2952

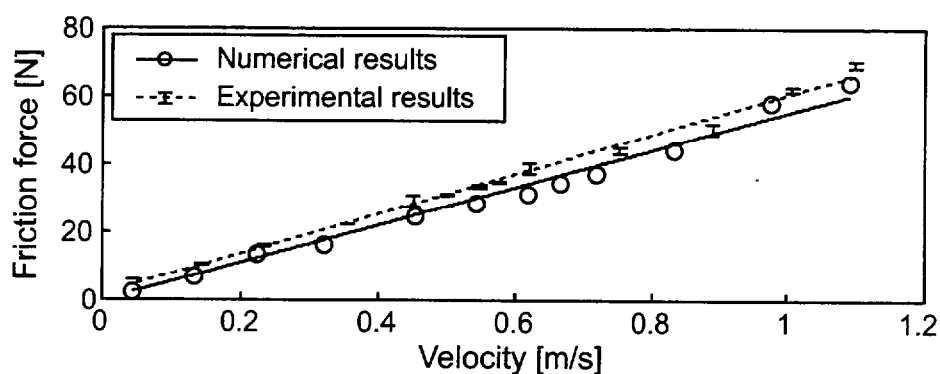


Fig. 8.9 Comparison between numerical and experimental results

た結果を Fig. 8.9 に示す。比較のため、Fig. 8.3 に示したラビリンスシール空気圧シリンダの摩擦力の実験値も再び示している。図中の実線が計算値の近似直線、点線が実験値の近似直線である。Fig. 8.10 は得られた圧力分布の一例である（見やすいようにデータを間引いて表示している）。数値計算において、速度、 x 方向の圧力の境界値、偏心量は、それぞれ前節の測定によって得られた定常速度、シリンダ室圧力、(8.10)、(8.11) 式による値と等しく設定した。 y 方向の境界条件として $y = 0$ の圧力と $y = B$ における圧力が等しいとした。分割数は 1000×1800 、緩和因子は予備的な試行により最も収束性の良い 1.87 を選択した。粘度については、潤滑剤として用いているグリースはせん断を受けると軟化し、流動特性は基油とほぼ同等とみなせるので、室温と同じ 20°C のときの基油粘度 $\eta = 0.318$ Pa·s で代表させた。各部寸法は Fig. 8.2 及び Table 8.1 に示した通りである。なお、一般に負圧の部分は実際には大気圧となることから、その部分は大気圧として摩擦力を求めたが、条件の有無による摩擦力の値の変化は $1/10$ N のオーダーであり、摩擦力評価の観点からは影響は大きくない。

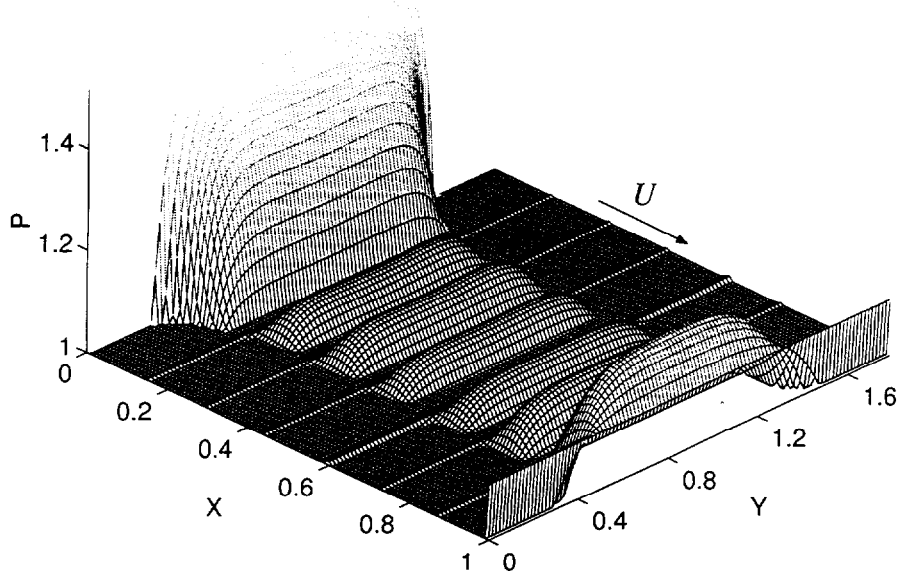


Fig. 8.10 Pressure distribution around labyrinth seal when $U = 0.8 \text{ m/s}$

Fig. 8.9において、計算値のほうが若干小さいが、粘性摩擦係数である近似直線の傾きは実験値が58.7であるのに対して計算値は55.3であることから、総じて計算により得られた値は実験値に近い値となっており、良好な結果が導かれていると言える。計算値にはばらつきが目立つが、これは偏心量を(8.10)、(8.11)式を利用して求めていることから、測定値の誤差が増幅されてしまうことが主因であると考えられる。さらに、実験値には含まれるが、数値計算において考慮されていない因子として以下のようなものが挙げられる。

- (1) ロッドシール：供試ラビリンスシール空気圧シリンダのロッドシールとして幅2.5 mmでスクイズタイプの弾性体シールが用いられている。計算値にはそこに発生する摩擦力が含まれていない。
- (2) 非接触領域：ラビリンスシールは構造上シリンダ室間の空気漏れは避けられない。そこで、排出側に面積式流量計を取り付けて大気に開放し、供給圧力を変化させたときのピストンを固定した静的状態におけるすきまからの漏れ流量を

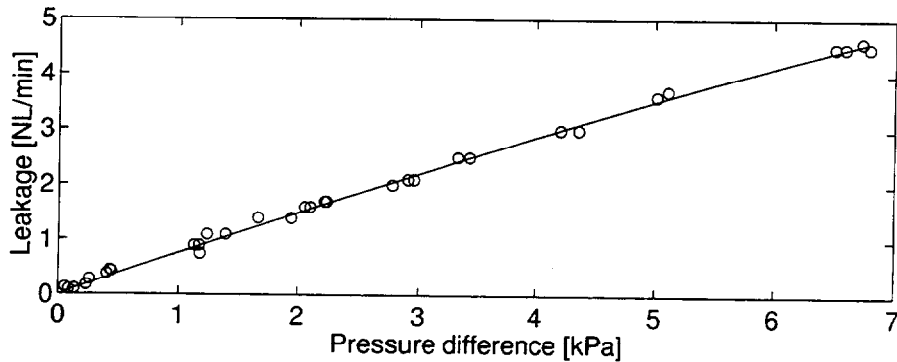


Fig. 8.11 Flow rate of air leakage versus pressure difference in static state

測定した結果を Fig. 8.11 に示す。横軸は供給側と排出側のシリンダ室圧力の差とした。この結果からわかるように、漏れが生じることから、通常シリンダ動作時間は数秒程度であることを考慮しても、部分的に非接触な領域が存在することは明らかである。しかし、数値計算時には、すきまはすべて潤滑剤で満たされていると仮定している。参考のため、潤滑剤の代わりに空気を仮定し、等温変化として7.3.1節と同様の方法により全く同じ条件で気体潤滑の流量連続式⁸⁴⁾を解き、摩擦力を求めた結果、速度が最大の場合でも摩擦力は0.14 Nであった。実際には非接触部分が存在するが、それによる摩擦力全体への寄与は相対的に非常に小さい。

- (3) 温度による粘度変化：摺動に伴う流体摩擦による発熱により粘度が低下し、速度により程度は異なるが、摩擦力が若干小さくなると考えられる。
- (4) 測定装置：負荷を積載するためのテーブルの支持に用いているガイドレールはボールベアリングを内蔵しており、製造元の提示している摩擦係数は0.001～0.002である。数値計算で得られた摩擦力と圧力分布を受圧面全域にわたって積分することで計算した負荷容量の比によりラビリンスシールの摩擦係数を求めたところ、平均では0.036であった。したがって、3%～6%の影響が見積もられる。また、装置の直線性の影響も考えられる。

これらの要素のうち、(1)、(4)はFig. 8.9の摩擦力の計算値を増加させ、(2)、(3)は減少させるように作用すると考えられる。

8.4 結 言

本章では，一般的な弾性体シールに代えてラビリンス構造のメタルシールを採用した空気圧シリンダに発生する摩擦力に関して実験的な調査と数値計算を試みた．その結果，下記のこと明らかとなった．

- (1) 弾性体シール空気圧シリンダとラビリンスシール空気圧シリンダの摩擦特性の相違を測定により明らかにした．ラビリンスシール空気圧シリンダは動摩擦力，静摩擦力ともに小さく，低速でもスティックスリップを生じない．
- (2) 理想的な流体潤滑を仮定し，ラビリンスシール空気圧シリンダに対してレイノルズ方程式を数値的に解くことにより潤滑膜圧力分布を計算し，そこから摩擦特性を求めた結果，実験値に近い値を得ることができた．

第9章 結 論

9.1 研究の結果

本研究は、主な使用形態が単純な往復駆動であることから、従来巨視的に捉えられ、議論される傾向にあった空気圧シリンダにおける摩擦現象に対して、今後の制御性能の向上や摩擦損失の低減に役立てるため、微視的な視点に立って摩擦現象を見直すことを主目的とし、理論的、実験的研究を行ったものである。特に摺動面の潤滑と摩擦特性の間にある関係について、作動流体の性質に依存して油圧シリンダに対しては多方面からのアプローチが既に行われているが、空気圧シリンダに対しては、性能に対する影響が大きいと指摘されているものの、実際の動作環境下で十分に検討し尽くされたとは言えない状況にある。そこで、第2章から第6章までは、そのような見地から通常の使用速度範囲全域に渡って空気圧シリンダの摩擦特性の把握を行い、第7章、第8章では得られた結果を考慮に入れて応用を試み、結果の検証を行った。

振動を伴うため一般に使用が困難とされてきた低速域では、動作に従って摺動面上で潤滑状態が変転し、その速度領域で摩擦力は摩擦力-速度特性図上でヒステリシスを有する非線形性と不確定性を示す。非線形性は振動を誘発し、不確定性と同時に生じることで不規則振動となる場合があることが解析と実験により明らかとなった。また、動特性に対する摩擦力の影響、発振する条件についても言及した。さらに、この結果から低速特性に主眼を置いた摩擦力の近似モデルを作成し、新たな摩擦モデルとして提案した。その妥当性については、既存のいくつかの摩擦モデルとの比較により評価し、明らかにした。一方、高速域ではシールの摺動面に形成される潤滑油膜が厚く、流体潤滑が実現されるため振動せず、安定した動作が得られる。理論的には速度以外に油膜圧力と潤滑剤の粘性により摩擦力が発生することから、

油膜圧力及び粘度変化を支配する摺動面における温度変化を測定し、それらの結果から摩擦現象の把握と弾性流体潤滑理論の適用性の検証を行い、空気圧シリンダの摩擦現象が理論的に説明できることを明らかにした。そして、以上の結果をもとに、空気圧サーボ系において生じる摩擦に起因した振動現象を防止するための一つの制御法を提案し、また、低摩擦化された空気圧シリンダに対して潤滑理論に基づく数値的手法を適用することで摩擦特性の算出を試み、結果の有効性を確認した。したがって、性質がつかみ難いため、これまで漠然とした取り扱いが大部分を占めていた空気圧シリンダの摩擦特性を明確化するという試みを少なからず達成することができたと考えている。

次に、第2章以降第8章まで各章ごとに得られた研究結果を述べる。

低速度で空気圧シリンダを動作させた際、しばしば制御性を極度に低下させる振動が発生するが、その振動は、スティックスリップとそれとは異なってスティック過程のない振動に分けることができる。特に後者の振動現象に関する検討はいまだ行われていないことから、第2章では、そのような振動現象に対して解析と実験により摺動部の摩擦力とのかかわりを中心に解明を行った。理論解析では、代表的なメータイン回路とメータアウト回路の速度応答について解析し、空気圧による駆動力と摩擦力の釣合関係が系の発振の原因になること及びその条件を明らかにした。そして、絞りの有効断面積に関して系統的な実験を行い、実際の摩擦特性と解析結果を照らし合わせることで、摩擦力が摺動面上に生じる潤滑状態の遷移に依存して著しく変動し、摩擦力-速度特性図上でヒステリシスループを持つ非線形性と不確定性を共に有するためには不規則振動、場合によってはカオスの振動になり得ることを明らかにした。また、負荷、供給圧及びシリンダ容量を変えた場合の影響についても示した。

第2章では、空気圧シリンダ駆動系に発生する振動現象に関して理論解析と実験

の両面からその原因を特定した。しかしながら、解析では線形化したモデルを用いていたことから、第3章では、非線形系として取り扱って解析し、第2章の結果を再確認し、さらに、スティックスリップが発生する条件の導出を行った。系の発振については、回路構成により分けて系の安定性を解析し、位相面上の解曲線をシミュレーションすることで系の運動を調べた結果、摩擦力-速度特性曲線のこう配が影響することが確認された。また、スティックスリップが生じる場合の解曲線を詳しく検討して回路構成ごとにその発生に関する具体的な条件を導出し、スティックスリップの発生が主としてシリンダ室内圧力、すなわち駆動力の変動の度合と系の減衰性により決まることを明らかにした。さらに、実験結果に対してスティックスリップ発生条件を適用した結果、ストローク途中で応答が推移する場合でも有効であることが示された。

上述のように、低速度では振動的な挙動を呈することから、通常の使用速度範囲から除外される傾向にあったため、過去に確立された空気圧シリンダが対象の摩擦モデルは線形近似やStribeck曲線の近似に基づくものがほとんどであり、動的な挙動を扱う用途には適当とは言えない。第4章では、第2章、第3章における検討結果から、発振の主因となる摩擦力のヒステリシスを有する非線形な性質を積極的に導入することで実際の挙動を実現することを目的とした新しい摩擦モデルを作成した。提案モデルは、シミュレーションを行うことにより既存の数種のモデルと比較すると、スティックスリップの実現性と実験値に対する近似の度合から評価すれば、実際の動的挙動を最も適確に表現でき、有用であることが示された。

流体潤滑が実現されると、接触面は潤滑油膜に媒介されて引き離された状態となるため、弾性流体潤滑理論によれば、摩擦力の発生は速度のみならず油膜圧力と潤滑油の粘性に依存する。しかしながら、この場合空気圧シリンダは振動せず安定した動作を達成できることから、従来は駆動条件を変えた実験により総体的に摩擦特性を求める方式が中心であり、詳細に至る把握までは成されていなかった。そこで

第5章では、ピストンシールの摺動面に動作に伴って動的に形成される油膜の圧力分布を形状の異なる2種類のシールを対象として測定した。動作速度を変化させて測定を行った結果から、油膜圧力分布は速度、シールの断面形状及びシリンダ室内の圧力に依存することが確認された。また、圧力こう配から油膜厚さを試算し、リップタイプはスクイズタイプに比べて厚さが小さいため密封性能が高いことが確かめられた。さらに、測定結果に潤滑理論を適用した定性的考察も同時に行った結果、摩擦力が速度と油膜圧力の影響を受けることが認められ、潤滑の視点から見ることによって特性が把握できることが検証された。

また、第6章では、第5章で調べた油膜圧力とともに摩擦力の発生を支配する要素である潤滑剤の粘性に深く関係する温度について検討を加えた。測定はピストンシールの摺動面における温度を対象として行い、測定結果にエネルギー保存則を適用することで、温度上昇はシールの移動速度とともに大きくなり、ある速度以上になると抑制されるという物理的な現象が確認された。また、摺動面温度を潤滑油温度とみなし、流体潤滑における摩擦力の理論式を照合した結果、温度上昇が油膜の粘度を指数関数的に低下させることから、摩擦力の低下につながることを示された。特に速度が極めて大きい領域では、高い温度上昇により粘度変化の影響が低下するため、摩擦力の変動は速度に大きく依存することが明らかになった。

第7章では、空気圧シリンダを用いて中間位置決めを目的としたサーボ系を構成した場合にその性能向上に大きな障害となる摩擦力の影響を補償するため、摩擦モデルに基づくゲインスケジュールド H_{∞} 制御を提案し、その性能を検証した。提案手法では、対象の正確な摩擦モデルが作成できれば、LMIに基づくゲインスケジュールド H_{∞} 制御と組み合わせることで摩擦力の任意の動的変動が補償可能となる。ここでは、特に摩擦力の非線形な変動に起因した目標値近傍におけるスティックスリップを低減するため、第4章で作成した摩擦モデルを導入した。実験により固定ゲインの H_{∞} 制御と比較を行った結果、スティックスリップ低減の観点から有効であるこ

とが示された。負荷が変動した場合でも、この制御法では性能劣化の程度が比較的小さく、負荷変動の影響も考慮に入れて設計を行えば、それを補償可能である。同時に、第2章、第3章及び第4章における結果の応用が有効であることが確認できたと言える。

さらに、第8章では、ラビリンス構造のメタルシールを採用することで低摩擦化が達成された空気圧シリンダの摩擦特性に注目し、流体潤滑理論に基づいた数値的手法により摩擦特性を計算し、その有効性を確かめた。ラビリンスシール空気圧シリンダは、弾性体シール空気圧シリンダに比べると摩擦力が低減化され、低速性能についても優れていることが比較実験により明らかとなった。また、そうした特徴を持つ摩擦特性は、レイノルズ方程式を数値的に解くことにより求められた油膜圧力分布から摩擦力の理論式を用いて近似的に得ることができることを示した。

9.2 今後の課題

本研究の全体を通じて見出された新たな問題点及び今後必要と考えられる研究を以下に列挙する。

- (1) 第2章、第3章において、空気圧シリンダ駆動系の摩擦特性を調べて振動の発生要因を特定し、その結果をもとに第4章で摩擦モデルの作成を行った。その結果、振動の発生に関しては実験と良い一致が得られたが、振動の周期、振幅の実現には至らなかった。それは境界潤滑のモデル化が不十分なことによると考えられ、境界潤滑状態では摩擦力が速度以外の要素にも大きく依存しているためである。そのような要素としては、表面粗さや吸着膜の性質、静止摩擦力の時間依存性、シールの弾性変形が挙げられる。

したがって、第2章から第4章までの検討では、摩擦力が持つ不確定性に対する解明が不十分である。今後、この点からの検討も必要である。

- (2) 第5章に関して、同様な視点から、往復動作させた場合やスティックスリップが

発生するような低速域における油膜挙動など、さらに潤滑・摩擦特性の解明を進めていくことが望まれる。また、第6章については、シール内部の半径方向の温度変化やシール寸法、すなわち接触面積に対する温度変化等を測定し、定量的に解析を行うことで一般性を高めることが課題である。

第5章と第6章を総合すると、潤滑状態の遷移を伴わず、流体潤滑が維持されることから安定した性能を発揮できる比較的高速の範囲では、弾性流体潤滑理論により空気圧シリンダの摩擦特性が把握可能であることが確認されたが、これらの検討では定性的な議論に終始しているため、今後は定量的な検討を行っていく必要がある。

- (3) 第8章の摩擦力の数値計算において、摩擦力に影響を与える因子を定量的に評価し、計算精度のさらなる向上を図ることにより本研究で提案したような数値計算を利用したシール設計法を確立することができると考えられる。また、本研究で用いた速度変換器の性能が最大1.5 m/sに限られていたため、それを超える速度領域の特性把握が不可能であった。より高速の場合の検証や空気漏れと摩擦力の大きさあるいはシール形状の関係を解明することなどは非常に興味深い。また、弾性体シールに対して同様の数値計算を行うことも課題として挙げられる。

参考文献

- 1) 伊藤三郎: 空気圧システムの無給油化, 油圧と空気圧, 15-2, 130/133 (1984)
- 2) 細川洸: パッキン・シールの最近の動向, 油圧と空気圧, 17-4, 250/255 (1986)
- 3) 飯沼重雄: 空気圧用パッキンの最近の動向, 油空圧技術, 39-6, 27/38 (2000)
- 4) 青田英雄: 空気圧シール技術の最近の動向, 油圧と空気圧, 12-2, 77/83 (1981)
- 5) 細川洸, 太田正貴: 油空圧シール技術入門 (第2回), 油圧と空気圧, 24-2, 233/240 (1993)
- 6) 飯沼重雄: フルイドパワーを構成するシール技術, フルイドパワーシステム, 31-4, 323/330 (2000)
- 7) Bowns, D. E. and Ballard, R. L.: The Effect of Seal Friction on the Dynamic Performance of Pneumatic Actuators, Proc. 3rd International Fluid Power Symposium, BHRA, G3, 29/48 (1973)
- 8) 門泰一: 空気圧シリンダの摩擦力, 油圧と空気圧, 15-2, 122/129 (1984)
- 9) 川上幸男: 空気圧シリンダの高速位置決め, 油圧と空気圧, 24-7, 769/774 (1993)
- 10) Belforte, G., D'Alfio, N., and Raparelli, T.: Experimental Analysis of Friction Forces in Pneumatic Cylinders, Journal of Fluid Control, 20-1, 42/60 (1989)
- 11) Belforte, G., Raparelli, T., and Velardocchia, M.: Study of the Behavior of Lip Seals in Pneumatic Actuators, Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineering, 49-10, 775/780 (1993)

- 12) Backé, W. and Eschmann, R.: SSP - A Simulation Program for Pneumatics, Proc. 6th Bath International Fluid Power Workshop, 64/78 (1993)
- 13) Raparelli, T., Manuello Bertetto, A., and Mazza, L.: Experimental and Numerical Study of Friction in an Elastomeric Seal for Pneumatic Cylinders, Tribology International, 30, 547/552 (1997)
- 14) Manuello Bertetto, A., Mazza, L., and Raparelli, T.: Photoelastic and Numerical Analysis of a Pneumatic Elastomeric Lip Seal, Proc. 5th International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization, 755/760 (1997)
- 15) Bignardi, C., Manuello Bertetto, A., and Mazza, L.: Photoelastic Measurements and Computation of the Stress Field and Contact Pressure in a Pneumatic Lip Seal, Tribology International, 32, 1/13 (1999)
- 16) 岡部佐規一, 空気圧シリンダのスティックスリップ挙動, 油圧と空気圧, 12-2, 97/104 (1981)
- 17) 岡部佐規一, 神谷好承, 三浦美智雄, 横山恭男: 空気圧シリンダにおけるスティックスリップ運動, 精密工学会誌, 54-1, 183/188 (1988)
- 18) 渡嘉敷ルイス, 藤田壽憲, 香川利春: 空気圧シリンダのメータアウト速度制御時のスティックスリップ現象 (第1報 摩擦特性とスティックスリップ現象), 日本油空圧学会論文集, 30-4, 110/117 (1999)
- 19) 渡嘉敷ルイス, 藤田壽憲, 香川利春, 池上毅: 空気圧シリンダのメータアウト速度制御時のスティックスリップ現象 (第2報 スティックスリップ発生条件), 日本油空圧学会論文集, 31-6, 170/175 (2000)
- 20) 則次俊郎, 花房秀郎, 空気圧シリンダのパルス幅変調方式速度制御—低速駆動時における一定速度送り—, 油圧と空気圧, 14-7, 505/512 (1983)

- 21) 吉満俊拓, 小山紀: 非線形適応感度を持つ空気圧シリンダモデル規範形適応制御, 平成6年秋季油空圧講演会論文集, 105/108 (1994)
- 22) 齋藤剛, 池田博康, 杉本旭, 池辺潤: 空気圧シリンダの低速度制御に関する研究 (非線形摩擦の影響と電気粘性流体による補償法), 油圧と空気圧, 26-6, 804/810 (1995)
- 23) Hamiti, K., Voda-Besançon, A., and Roux-Buisson, H.: Position Control of a Pneumatic Actuator under the Influence of Stiction, Control Engineering Practice, 4-8, 1079/1088 (1996)
- 24) 楊清海, 川上幸男, 河合素直: 摩擦力補償を用いた空気圧シリンダの位置決め制御, 油圧と空気圧, 28-2, 245/251 (1997)
- 25) Wernecke, P. W.: Analysis of the Reciprocating Sealing Process, Proc. 11th International Conference on Fluid Sealing, E1, 249/277 (1987)
- 26) Prokop, H. J. and Müller, H. K.: Film Thickness, Contact Pressure and Friction of PTFE Rod Seals, Proc. 12th International Conference on Fluid Sealing, C1, 147/163 (1989)
- 27) Naderi, A., Albertson, K., and Peng, S.: Finite Element Analysis of a Hydraulic Seal: BS U-Cup, Proc. 46th National Conference on Fluid Power, 99/105 (1994)
- 28) 松崎 淳: 直動形油圧駆動機構におけるスティックスリップの発生限界, 日本機械学会論文集, 29-206, 1615/1623 (1963)
- 29) 明石一, 中川孝之, 大住剛: 油圧駆動系に生ずる振動の解析, 日本機械学会論文集C編, 45-390, 195/203 (1979)
- 30) Kawahara, Y., Motohashi, H., and Ito, S.: Stick-slip phenomenon of hydraulic seals for reciprocating motion, Proc. 11th International Conference on Fluid Sealing, G2, 467/480 (1987)

- 31) 高野英資, 佐伯暢人, 熊倉亮, 竹内浩幸: 油圧駆動系におけるスティック・スリップの発生限界について (第2報, 最大静止摩擦力が孤立点となる場合), 日本機械学会論文集 C 編, 66-648, 2607/2615 (2000)
- 32) 岡本純三, 中山景次, 佐藤昌夫: トライボロジー入門, 3/5, 幸書房 (1990)
- 33) 細川洸, 太田正貴: 油空圧シール技術入門 (第9回), 油圧と空気圧, 25-3, 404/414 (1994)
- 34) 細川洸, 青田英雄: 油空圧シール技術入門 (第1回), 油圧と空気圧, 23-7, 806/813 (1992)
- 35) Sampson, J. B., Morgan, F., Reed, D. W., and Muskat, M.: Friction Behavior During the Slip Portion of the Stick-Slip Process, *Journal of Applied Physics*, 14-12, 689/700 (1943)
- 36) 加藤仁, 松林恒雄: 工作機械案内面のしゅう動特性について (第1報, スティックスリップ現象における静摩擦特性), 日本機械学会論文集, 35-273, 1138/1146 (1969)
- 37) Hess, D. P. and Soom, A.: Friction at a Lubricated Line Contact Operating at Oscillating Sliding Velocities, *Journal of Tribology*, 112, 147/152 (1990)
- 38) 竹中利夫, 浦田暎三, 滝沢正隆: 空気圧駆動シリンダの動特性, 日本機械学会論文集, 35-279, 2287/2292 (1969)
- 39) 川上幸男, 野口宏基, 河合素直: 空気圧シリンダの高速駆動に関する一考察, 油圧と空気圧, 21-3, 124/131 (1990)
- 40) 池辺洋, 中田毅, 横田真一, 横山和久: 負荷無反応形電気・油圧サーボ系, 計測自動制御学会論文集, 16-3, 391/397 (1980)
- 41) Van de Velde, F. and De Baets, P.: A new approach of stick-slip based on quasi-harmonic tangential oscillations, *Wear*, 216, 15/26 (1998)

- 42) 合原一幸, 五百旗頭正: カオス応用システム, 59, 朝倉書店 (1995)
- 43) Wolf, A., Swift, J. B., Swinny, H. L., and Vastano, A.: Determining Lyapunov Exponents from a Time Series, *Physica*, 16D, 285/317 (1985)
- 44) 荒木獻次, 棚橋綱男, 大野賢一: 空気圧シリンダの摩擦測定, 昭和 54 年春季油空圧講演会論文集, 59/62 (1979)
- 45) Helduser, S. and Muth, A.: Dynamic Friction Measurement Method Evaluated by Means of Cylinders and Valves, *Proc. Third JHPS International Symposium*, 271/276 (1996)
- 46) Van de Velde, F. and De Baets, P.: The Relation between Friction Force and Relative Speed during the Slip-Phase of a Stick-Slip Cycle, *Wear*, 219, 220/226 (1998)
- 47) 入江敏博: 機械振動学通論, 151, 朝倉書店, (1969)
- 48) Southward, S. C., Radcliffe, C. J., and MacCluer, C. R.: Robust Nonlinear Stick-Slip Friction Compensation, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 113, 639/645 (1991)
- 49) Bowns, D. E. and Ballard, R. L.: Digital Computation for the Analysis of Pneumatic Actuator Systems, *Proc. the Institution of Mechanical Engineers*, 186, 881/889 (1972)
- 50) Schroeder, L. E. and Singh, R.: Experimental Study of Friction in a Pneumatic Actuator at Constant Velocity, *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 115, 575/577 (1993)
- 51) Canudas de Wit, C., Olsson, H., Aström, K. J., and Lischinsky, P.: A New Model for Control of Systems with Friction, *IEEE Transactions on Automatic Control*, 40-3, 419/425 (1995)

- 52) Lischinsky, L., Canudas de Wit, C., and Morel, G.: Friction Compensation for an Industrial Hydraulic Robot, IEEE Control Systems Magazine, 19-1, 25/32 (1999)
- 53) 藤田壽憲, 渡嘉敷ルイス, 石井良和, 香川利春: メータアウト駆動時における空気圧シリンダの応答解析, 日本油空圧学会論文集, 29-4, 87/94 (1998)
- 54) 加藤仁: 境界潤滑 (吸着膜および表面性状と摩擦), 油圧と空気圧, 13-2, 87/93 (1982)
- 55) 平林弘, 大竹惟雄: 往復動用シールの密封理論と摩擦特性, 油圧と空気圧, 13-2, 106/114 (1982)
- 56) 金承哲, 畔津昭彦, 山内政司, 染谷常雄: ピストンリング油膜の動的挙動に関する研究 (第2報, 模擬装置による油膜圧力の測定), 日本機械学会論文集C編, 60-578, 3492/3498 (1994)
- 57) 畑中浩, 飯村彥郎: 圧力の測定, 油圧と空気圧, 13-5, 347/351 (1982)
- 58) 嶋田智, 市川範男, 熊沢鉄雄, 村山健: 油封型高圧用半導体圧力センサ, 計測自動制御学会論文集, 25-5, 524/530 (1989)
- 59) 山本雄二, 兼田楨宏: トライボロジー, 63/102, 理工学社 (1998)
- 60) 星野道男: グリースの流動特性, 潤滑, 25-7, 415/420 (1980)
- 61) 生井武文, 井上雅弘: 粘性流体の力学, 27, 理工学社 (1978)
- 62) 小西誠一, 上田亨: 潤滑油の基礎と応用, 341, コロナ社 (1992)
- 63) 日本機械学会編: 機械工学便覧 A5 流体工学, 7, (1986)
- 64) 田中幹也, 山田祐士, 清水顕: 外乱を伴う空気圧サーボ系の二重構造形適応制御, 日本機械学会論文集C編, 64-624, 3005/3010 (1998)

- 65) 田中幹也, 柴田論, 神代充, 清水顯: 空気圧サーボ系のニューラルネットワークを併用した適応極配置制御, 日本機械学会論文集 C 編, 66-643, 843/849 (2000)
- 66) Paul, A. K., Mishra, J. K., and Radke, M. G.: Reduced Order Sliding Mode Control for Pneumatic Actuator, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 2-3, 271/276 (1994)
- 67) 門脇和徳, 宮川透, 石田義久, 能登山俊一: H_∞ 制御理論を用いた空気圧シリンダの位置決め制御, 平成 7 年秋季油空圧講演会講演論文集, 113/116 (1995)
- 68) 朝倉俊行, 高野宣也, 国慶志: 空気圧マニピュレータのロバストサーボ設計, 日本機械学会論文集 C 編, 64-622, 2124/2131 (1998)
- 69) 門脇和徳, 猪鼻健一郎, 石田義久, 能登山俊一: μ シンセシスを用いた空気圧シリンダのロバスト制御, 日本油空圧学会論文集, 29-1, 1/8 (1998)
- 70) Amin, J., Friedland, B., and Harnoy, A.: Implementation of a Friction Estimation and Compensation Technique, IEEE Control Systems Magazine, 17-4, 71/76 (1997)
- 71) Tafazoli, S., W. de Silva, C., and Lawrence, P. D.: Tracking Control of an Electrohydraulic Manipulator in the Presence of Friction, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 6-3, 401/411 (1998)
- 72) Apkarian, P. and Gahinet, P.: A Convex Characterization of Gain-Scheduled H_∞ Controllers, IEEE Transactions on Automatic Control, 40-5, 853/864 (1995)
- 73) Apkarian, P., Gahinet, P., and Becker, G.: Self-scheduled H_∞ Control of Linear Parameter-varying Systems: a Design Example, Automatica, 31-9, 1251/1261 (1995)

- 74) Sivrioglu, S., 野波健蔵, 山内明, 前島靖: ジャイロ効果を有するオーバハンダロータ・磁気軸受系のゲインスケジュール H_∞ 制御, 日本機械学会論文集 C 編, 63-610, 1940/1947 (1997)
- 75) 高木清志, 西村秀和: タワークレーンの吊り荷ロープ長変動を考慮したゲインスケジュールド制御, 日本機械学会論文集 C 編, 64-626, 3805/3812 (1998)
- 76) 藤本英雄, 佐野明人, 田中昌幸: バイラテラル遠隔操作系における変動通信遅れのゲインスケジュールド補償, 日本機械学会論文集 C 編, 65-635, 2763/2770 (1999)
- 77) 小寄貴弘, 佐野学: 小容量ショートストローク空気圧シリンダのためのむだ時間を考慮した 2 自由度最適サーボ系の構成法, 日本機械学会論文集 C 編, 66-648, 2518/2523 (2000)
- 78) Gahinet, P., Nemirovski, A., Laub, A.J. and Chilali, M.: LMI Control Toolbox ユーザーズガイド, The MathWorks. Inc., (1996)
- 79) 石井英二, 加藤千幸, 菊池勝明, 三浦治雄: ラビリンスシールに対する数値流体解析の応用, ターボ機械, 26-12, 706/714 (1998)
- 80) 山中孝司, 香川利春, 清水優史: 空気圧シリンダの高速高精度制御, 平成 2 年秋季油空圧講演会論文集, 33/36 (1990)
- 81) 小山紀, 香川利春, 藤野謙司, 清水優史: ラビリンスシールシリンダを使った空気圧サーボ系の駆動について, 計測自動制御学会論文集, 28-6, 690/696 (1992)
- 82) 川嶋元士, 大上浩, Yang, W.-J.: 空気圧シリンダのサブミクロン精度での中間位置停止, 日本油空圧学会論文集, 29-4, 95/99 (1998)
- 83) 川嶋元士: 空気圧シリンダのミクロンオーダーの位置決め, 油圧と空気圧, 24-7, 755/761 (1993)
- 84) 金子礼三: 流体潤滑の数値計算における離散値化手法, 潤滑, 29-9, 633/638 (1984)

謝 辞

本研究の遂行，並びに本論文の執筆に当たり，御懇篤な御指導と御助言を賜りました東京工業大学精密工学研究所香川利春教授に心より御礼申し上げます。また，御多忙中にもかかわらず御校閲と有益な御教示を賜りました東京工業大学精密工学研究所横田眞一教授，吉田和弘助教授，松村茂樹助教授，川嶋健嗣助教授に深く感謝の意を表します。

さらに，本研究に着手する切っ掛けを与えて下さり，研究の間終始御温情をもって見守って下さった広島市立大学情報科学部佐野学教授に厚く感謝いたします。

最後に，多くの方々からの御指導，御鞭撻の御陰で本研究を成し得たものであり，本研究を通して得た経験を今後の糧として留意し，御協力頂いた皆様に改めて謝意を表します。

平成14年9月

小寄貴弘