

博 士 論 文

題 目

昇圧チョッパの原理を応用した油圧回路内でのエネルギー
回生に関する研究

高知工科大学大学院 工学研究科 基盤工学専攻

博士後期課程 社会人特別コース

学位区分：博士（工学）

学 籍 番 号：1 2 2 8 0 0 7

氏 名：前川 智史

学位論文審査委員：

主指導教員 岡 宏一 教授

副指導教員 井上 喜雄（高知工科大学名誉教授）

副指導教員 園部 元康 准教授

審 査 委 員 福本 昌弘 教授

審 査 委 員 芝田 京子 准教授

2021年9月

要 旨

作動油を媒体としてエンジンあるいは電動機からの入力動力を伝達し、機械エネルギーに変換して外部仕事をする油圧システムは、電動システムに比べて単位質量あたりの出力が大きいという利点を有している。しかし、油圧システムは、エンジンあるいは電動機からの入力動力を油圧エネルギーに変換しているため、エネルギーの変換ロスが発生するのに加えて、各油圧機器で大きな損失が発生するため、電動システムに比べて損失が大きいという欠点を有している。

近年、脱炭素社会の実現が益々叫ばれており、油圧ショベルにとっても省エネルギー化は重要であると考えられる。油圧ショベルではこれまで、操作性の向上と省エネルギー性の向上を両立するために、様々な改善が図られているが、依然として多くの損失が発生している。そこで、国内では2000年前後から、ハイブリッド式油圧ショベルの開発が進められている。省エネルギー性能に優れたハイブリッド式油圧ショベルであるが、従来の油圧ショベルに対して販売価格が高額になるという欠点があるため、比較的安価で、且つ省エネルギー性能が高い油圧ショベルの開発が求められている。一方、欧州を中心に2000年前後から、制御性能の高いサーボバルブの代わりに、低コストの切換バルブを用いて高精度な制御を実現する油圧システムのデジタル化に関する研究が進められている。油圧システムのデジタル化により、ハイブリッド式油圧ショベルに比べて比較的安価で、且つ省エネルギー性能が高いシステムの実現が期待できる。油圧システムのデジタル化の分野で、電気回路のスイッチングシステムの原理を模倣して油圧システムに応用した、スイッチング技術のコンセプトが提案されている。

そこで、本研究では、油圧ショベル等の建設機械において、シリンダに直結した機構部を運動している状態から減速させる場合に、機構部の質量に蓄えられた運動エネルギーを熱エネルギーとして消散させるのではなく、電気系の昇圧チョップの原理を応用した、油圧回路内でのエネルギー回生について検討した。

まず、シリンダが付加された複雑なシステムにおいても、現象のメカニズムの把握やパラメータの影響に対して直感的な見通しを得ることを目的として、モード解析を用いた流量応答解析法を検討した。シリンダが付加されたシステムでの現象を考える前に、エネルギー回生メカニズムの基本である電気系と等価

なモデルとして、管路と切換バルブのみで構成され、油を剛体と仮定した線形 1 自由度モデルを取り上げ、基本的な現象が、外力条件である入口側の圧力、高圧源の圧力、バルブの切換周波数、バルブのデューティ比以外に、等価質量、等価減衰によって支配されていることを示した。管路と切換バルブで構成された部分にシリンダおよび機構部の質量が付加されたモデルにおいて、流量応答を平均流量と振動流量に分離し、振動流量の計算には近似的な理論式を用いるモード解析を用いて、シリンダ付加による影響を大きく受ける低次モードと、管路系の油の弾性変形の影響を大きく受ける高次モードに分離する流量応答解析法を提案した。提案法による計算結果と有限要素法による詳細モデルを用いた固有値解析結果、時刻歴応答解析結果とを比較し、理論式導出のために適用した近似の妥当性、特に低次モードで管路内の油を剛体と仮定したこと、高次モードでシリンダおよび機構部からの影響を無視したことの妥当性を示した。

次に、シリンダや機構部の質量が付加された系（弾性シリンダ付加モデル）と電気系と等価な系（1 自由度管路モデル）において、振動流量を計算する際に使用する周波数応答関数の違いについて検討した。その結果、弾性シリンダ付加モデルの周波数応答関数のゲインは、3 次以降の高次の固有振動数との共振ピークが繰り返し現れており、1 自由度管路モデルの場合のように周波数が増加するとともにゲインが減少していくわけではないこと、バルブの切換周波数が 2 次の固有振動数よりも十分大きい場合は、弾性シリンダ付加モデルの低次モード成分と 1 自由度管路モデルの周波数応答関数が一致し、バルブの切換周波数が比較的低い領域における両者の違いは、系の等価質量と等価減衰の比に起因していることを示した。

バルブの切換周波数、等価質量、等価減衰、バルブのデューティ比の各パラメータが、低次モードと高次モードにどのように影響するかを検討した。バルブの切換周波数の影響については、低次モードは切換周波数が増加するにつれて振動流量の低次成分の平均値は減少すること、高次モードはバルブの切換周波数の基本成分および高調波成分が系の固有振動数と共振すれば、振動流量の高次成分の平均値は負の方向に大きな値を示し、振動回生効率の大幅な低下につながることを示した。質量の影響については、管路系の等価質量を増加させると、低次モードにおいて振動流量が減少する方向に働くとともに、高次モードにおいても、周波数応答関数の値が減少し振動流量の減少につながることから、いず

れの周波数領域においても振動流量の平均値は負の方向で減少しており、振動回生効率は増加することを示した。減衰の影響については、管路系の等価減衰、機構部の等価減衰を増加させると平均流量は減少するが、減衰比の増加は平均流量には影響しない。管路系の等価減衰、減衰比の増加は基本的には振動流量の平均値の負の方向における増加につながり、共振周波数近傍では異なる傾向を示すが、機構部の等価減衰の増加は振動流量の低次成分の平均値の負の方向における増加につながり、振動流量の高次成分の平均値には影響しないことを示した。バルブのデューティー比の影響については、デューティー比が 0.25 の場合は 0.5 の場合には存在しなかった 2 次の高調波が存在するので、その高調波と系の固有振動数が共振すれば、振動流量の高次成分の平均値の負の方向における増加につながることを示した。

次に、反共振を利用して流量応答を低減しエネルギー回生効率の向上が可能であるかを検討した。一般的によく使用されている断面変化のない管路系の場合について、油圧管路系を有限要素法でモデル化して流量応答およびエネルギー回生効率を計算した。その結果、加振力の 2 次の高調波成分が存在しないデューティー比が 0.5 の場合では、切換周波数を反共振周波数に設定すれば、応答を低減させる効果があるが、2 次の高調波成分が存在するデューティー比が 0.25 の場合では、基本周波数を反共振周波数に設定すれば、2 次の高調波が共振にかかってしまうことにより逆に応答が悪化することを示した。実際の制御では、デューティー比を変化させる必要があるため、このままでは反共振を利用することが難しい。そこで、断面変化のない管路形状にこだわらず形状を工夫することにより、バルブの切換周波数の基本周波数から 3 次までの高調波成分をすべて管路系の反共振周波数に設定することができれば、流量応答を低減することが可能ではないかと考え、その形状ならびにその場合の流量応答およびエネルギー回生効率を計算した。まず、パラメータの設定がわかりやすい管路形状として、管路の断面積が 3 段階で変化する 3 段モデルで検討を行った。その結果、2 つの断面積比という設計変数をうまく設定すれば、3 次までの高調波成分をすべて管路系の反共振周波数に設定することが可能であることを示した。次に、3 段モデルでの断面積の急激な変化は管路圧損の増大につながり、エネルギー回生効率の低下の要因になることから、管路の断面積が連続的に変化する形状について同様の検討を行った。その結果、3 段モデルの場合と同様に、3 次までの高調波

成分をすべて管路系の反共振周波数に設定することができ、断面変化のない管路系の場合と比べてエネルギー回生効率が向上することを示した。

次に、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成の影響を把握するためのモデル化手法として有限要素法の考え方をを用いて要素分割するとともに、バルブ開閉を開口断面積により変化する非線形減衰とするなどのモデル化を行い、時刻歴応答計算によりエネルギー回生効率や平均流量を算出する手法を提案した。試作した実験装置を用いて、高圧源へエネルギー回生ができていることを確認するとともに、実験値と計算値の比較検討により、提案した計算法が妥当であることを示した。次に、提案した手法を用いて、数値シミュレーションを実施し、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路構成の違いによってエネルギー回生効率や平均流量にどのように影響するかを検討した。その結果、バルブの切換時間が長くなればエネルギー回生効率は低下し、バルブ近傍に管路が挿入されれば、条件によるばらつきはあるものの平均的にはエネルギー回生効率、平均流量は低下するという結果が得られた。管路の挿入については、系での質量、減衰の増加に関連した効果だけでなく、系の固有振動数が低下するため、条件によっては油の弾性振動の影響を受ける周波数が低下し、エネルギー回生効率、平均流量の大幅な低下につながる場合やバルブの切換時間のエネルギー回生効率への影響度が大きくなる場合があることを示した。したがって、実際に設計する際には、有限要素法による詳細モデルを用いて事前に、エネルギー回生効率、平均流量などを検討しておくことが有用であると考えられる。

油圧ショベル等の建設機械において、電気系の昇圧チョッパ回路を油圧系に拡張して、油圧内部でのエネルギー回生を実現させる方法を考え、上述のような検討を行った結果、エネルギー回生メカニズムの把握、エネルギー回生効率を向上させるための手法、実機の設計時にエネルギー回生性能を評価する方法などが得られた。得られた技術を発展させることにより、将来的には油圧ショベルなどの建設機械の更なる省エネルギー化が進むことが期待される。

目次

第1章	諸論	7
1.1	研究の背景	7
1.2	従来の研究	12
1.2.1	油圧システムのデジタル化に関する研究	12
1.2.2	SIHSに関する研究	14
1.3	本研究の目的および検討項目	18
1.4	本論文の構成	21
第2章	SIHSの流量応答解析法の提案	23
2.1	緒言	23
2.2	バルブの絞り開度による制御とSIHSの圧力増幅回路による制御	24
2.3	電気系と等価な線形1自由度モデルでの流量応答解析法	26
2.4	シリンダが付加された弾性油圧モデルの流量応答解析法	30
2.5	有限要素法による流量応答解析法	35
2.6	電気系と等価な線形1自由度モデルでの流量応答解析法の妥当性の検証	37
2.7	シリンダが付加された弾性油圧モデルの流量応答解析法の妥当性の検証	39
2.8	エネルギー回生効率の定義	45
2.9	SIHSの圧力増幅回路と流量増幅回路の関係	46
2.10	結言	48
第3章	SIHSのエネルギー回生メカニズムの検討	49
3.1	緒言	49
3.2	周波数応答関数による検討	49
3.3	流量応答計算によるエネルギー回生効率への影響検討	52
3.3.1	バルブ切換周波数の影響	52
3.3.2	質量・減衰の影響	55
3.3.3	バルブのデューティ比の影響	59
3.4	結言	61
第4章	反共振を用いたエネルギー回生効率向上に関する検討	63
4.1	緒言	63

4.2	反共振の利用の検討	64
4.3	エネルギー回生効率を向上させる管路形状の検討	68
4.4	流量応答計算によるエネルギー回生効率への影響検討	72
4.5	結言	77
第5章	バルブの切換時間および管路構成の違いによる影響検討	78
5.1	緒言	78
5.2	バルブの切換時間や管路構成の影響を考慮した流量応答解析法	79
5.3	実験装置と解析モデル	84
5.4	流量応答解析法の妥当性の検証	88
5.5	バルブの切換時間および管路構成の違いによる影響	94
5.6	結言	99
第6章	結言	100
	本論文で用いている主な変数一覧	104
	参考文献	107
	研究業績	112
	謝辞	115

第1章 諸論

1.1 研究の背景

一般的に油圧システムは、エンジンあるいは電動機からの入力動力を油圧エネルギーに変換する油圧ポンプと、油の流れる方向、流量、圧力をコントロールする油圧バルブと、油圧エネルギーを運動エネルギーに変換し外部仕事をする油圧アクチュエータ（油圧シリンダ、あるいは油圧モータ）と、それぞれの油圧機器を接続し油圧エネルギーを伝達する油圧配管などから構成される（池生，2010）。油圧システムの例として油圧ショベルのブームセクションにおける油圧回路を図 1.1 に示すが、これらはバルブの絞り開度を制御することで、シリンダへの供給流量、あるいはシリンダからの排出流量を制御するシステムとなっている。本論文では油圧機器が広く用いられているが、以降では簡略化のため、油圧という文言を省略して表記することがある。

作動油を媒体として外部仕事をする油圧システムは、電動システムに比べて単位質量あたりの出力が大きいという利点を有している。例えば、中型（アクチュエータ質量 $10^0 \sim 10^1 \text{kg}$ ）～大型（アクチュエータ質量 $10^1 \sim 10^3 \text{kg}$ ）の領域で電動モータと油圧モータのパワー密度を比較すると、油圧モータの方が1桁から2桁近くパワー密度が高い（坂間，2018）。そのため、油圧システムは、建設機械、航空機、船舶、自動車などの大型機械の分野で幅広く利用されている（中野，1997），（Tanaka et al., 2013）。

しかし、油圧システムは、エンジンあるいは電動機からの入力動力を油圧エネルギーに変換しているため、エネルギーの変換ロスが発生する。それに加えて、ポンプ、バルブ、配管、アクチュエータなどの各油圧機器で大きな損失が発生するため、入力エネルギーに対する外部仕事（出力）の有効エネルギーは効率の良いシステムでも 40～60%程度と低く、電動システムに比べて損失が大きいという欠点を有している（久保，2012）。

近年、脱炭素社会の実現が益々叫ばれており、世界の平均気温の上昇を産業革命以前に比べて 1.5 度以下に抑えるというパリ協定の目標を実現するには、2050 年までに世界全体の温室効果ガス排出量を森林や海洋などの吸収分を差し引いて実質ゼロにする必要があるとされている。すでに欧州連合（EU）をはじめ世

界 122 の国と地域では「2050 年温室効果ガス排出量実質ゼロ」を目標に掲げており、日本政府からも「温室効果ガスの排出量を 2050 年までに実質ゼロにする」方針が発表されている（第二百三回国会における菅内閣総理大臣所信表明演説，2021）。経済産業省からは「2050 年カーボンニュートラルに伴うグリーン成長戦略」が報告されており、省エネルギー化の需要は今後も高まると考えられる（2050 年カーボンニュートラルに伴うグリーン成長戦略，2020）。

国内における温室効果ガス排出量の内、約 1%が建設機械の燃料消費によるものとされている。その中でも、とりわけ多種の作業に用いられ汎用性の高い油圧ショベルが 59%を占めると言われていることから、油圧ショベルにとっても省エネルギー化は重要であると考えられる（鹿児島他，2007）。そこで、本論文では油圧ショベルの省エネルギー化に関する研究に焦点をあてることとし、本分野の研究開発動向について以降で説明する。

油圧ショベルは誕生以来、操作性の向上と省エネルギー性の向上を両立するために、様々な改良がなされてきた（浜本，2000），（今西他，2012），（今西，山崎，2009），（南條他，2007），（南條他，2018），（岡部，1986），（菅野他，2002）。1962 年当時の油圧ショベルの油圧システムは、ブーム／アーム／バケット／旋回／走行といったアクチュエータを配管で平行に接続し、1つのポンプで駆動させるという単純なシステムであった。油圧ショベルでは姿勢やバケットが受ける掘削反力の大きさの変化によりアクチュエータの負荷変動が発生するため、このようなシステムでは同時操作性が極端に悪かったことが予想される。操作性の向上のため、かなり初期の段階で、頻繁に同時操作を行うアクチュエータを別々のポンプで駆動する、いわゆる 2 ポンプ 2 バルブシステムが採用されている。また、ポンプに近い側に設置されたアクチュエータを優先的に駆動させるタンデム回路も同時期に採用されており、操作性が大幅に向上したものと考えられる。

一方、省エネルギー性の向上のため、ギアポンプなどの固定容量型ポンプから、アキシャルピストンポンプなどの可変容量型ポンプに変更されている。固定容量型ポンプの場合は、エンジンや電動機の回転数が一定であれば、ポンプの吐出流量は常に一定であるため、あまり操作されていない微操作領域では、ポンプからの吐出流量がアクチュエータに供給されずタンクに戻ってくる余剰流量が増えることとなり、損失の大きいシステムであった。そこで、可変容量型ポンプと、

操作量に応じてポンプ容量を制御する、いわゆるポジティブコントロールシステムを組み合わせることで、微操作領域でのポンプの余剰流量の削減が図られている。近年では、可変容量型ポンプの容量制御と、バルブの絞り開度制御を組み合わせ、掘削反力によりアクチュエータの負荷変動が生じる場合でも、アクチュエータへの供給流量が一定になるように制御することが可能な、いわゆるロードセンシングシステムが開発され、操作性の向上と省エネルギー性の向上の両立が図られている。

このように、油圧ショベルではこれまで、操作性の向上と省エネルギー性の向上を両立するために、様々な改善が図られているが、フィールドにおける実作業では依然として多くの損失が発生しているのが現状である。油圧ショベルでは、土砂などを掘削しトラックに積み込むといった作業が繰り返し行われることが多いが、作業効率を向上させるために、アクチュエータを同時操作することが一般的である。その場合、ポンプからの吐出流量を各アクチュエータへ流量分配するための絞り開度制御が行われることになり、作業負荷が低い場合であってもエンジンからの入力動力があまり下がらない。また、バケットを元の位置に戻す戻し操作では、ブーム下げの速度制御を、アクチュエータの排出側に設けられたバルブの絞り開度制御で行う方式が取られていることが多く、アクチュエータが持つ位置エネルギーや運動エネルギーが熱エネルギーに変換されて外部に放出している。そのため、このような作業を平均すると、エンジンからの入力動力の20%程度しか有効活用できていない（鹿児島他，2007）。

そこで、国内では2000年前後から、ポンプからの吐出流量を各アクチュエータへ流量分配する場合やブーム下げの速度制御を行う場合に発生するバルブ絞り損失の低減に加えて、アクチュエータが持つ位置エネルギーや運動エネルギーの回生やエンジン負荷の平準化と高効率領域での運転などを目的に、ハイブリッド式油圧ショベルの開発が進められている（枝村，2012），（枝村他，2012），（井上，2008），（鹿児島他，2007），（南條，今西，2011），（筒井他，2018）。

例えば、鹿児島らが提案しているハイブリッド式油圧ショベルでは、モータで駆動される旋回については電動機とインバータで直接駆動するとともに、シリンダで駆動させるブーム／アーム／バケットについては、ポンプを電動機とインバータで駆動する方式が取られている。また、エンジンには発電機とコンバータが取り付けられており、電力を蓄電するためのキャパシタやバッテリーが取

り付けられている。ハイブリッドシステムに用いられる電気系のエネルギー回生では、昇圧チョッパを用いた回路によりブレーキ力を制御しながら電気エネルギーを効率的にバッテリーやコンデンサに回生する方法が広く用いられており、回路を構成するパラメータをうまく設定すればエネルギーを回生できることが知られている（森本，2009）。上記の内容を織り込んだハイブリッド式油圧ショベルの実証機が製作され、フィールドにおける実作業を模擬した一連の作業において、従来の油圧ショベルに対して60%以上の大幅な燃料消費の低減が可能であることが実証されている（鹿児島他，2007）。

このように省エネルギー性能に優れたハイブリッド式油圧ショベルであるが、従来の構成に対して電動機器を追加で搭載しているため、販売価格が従来型の油圧ショベルに比べて1.5倍と非常に高額になるという欠点がある（従来型の油圧ショベルに比べて燃料代は安く済むため、約10年の使用期間でコスト回収が可能であるという計算になる）（守屋，2012）。販売当初は、ハイブリッド式油圧ショベルの市場は中国が牽引すると想定されていたが、付加価値性の高い高価なハイブリッド式油圧ショベルの導入には消極的な個人ユーザーが多く、販売台数は想定程伸びていない（守屋，2012）。したがって、ハイブリッド式油圧ショベルに比べて比較的安価で、且つ省エネルギー性能が高い油圧ショベルの開発が求められている。

一方、欧州を中心に2000年前後から、制御性能の高いサーボバルブの代わりに、低コストで切換を実現することができる、いわゆるオン／オフバルブを使用して、高精度な制御を実現する油圧システムのデジタル化に関する研究が進められている。油圧システムのデジタル化により、ハイブリッド式油圧ショベルに比べて比較的安価で、且つ省エネルギー性能が高いシステムの実現が期待できる。本研究では、油圧システムのデジタル化に着目することとし、次節で本分野の従来研究について説明する。

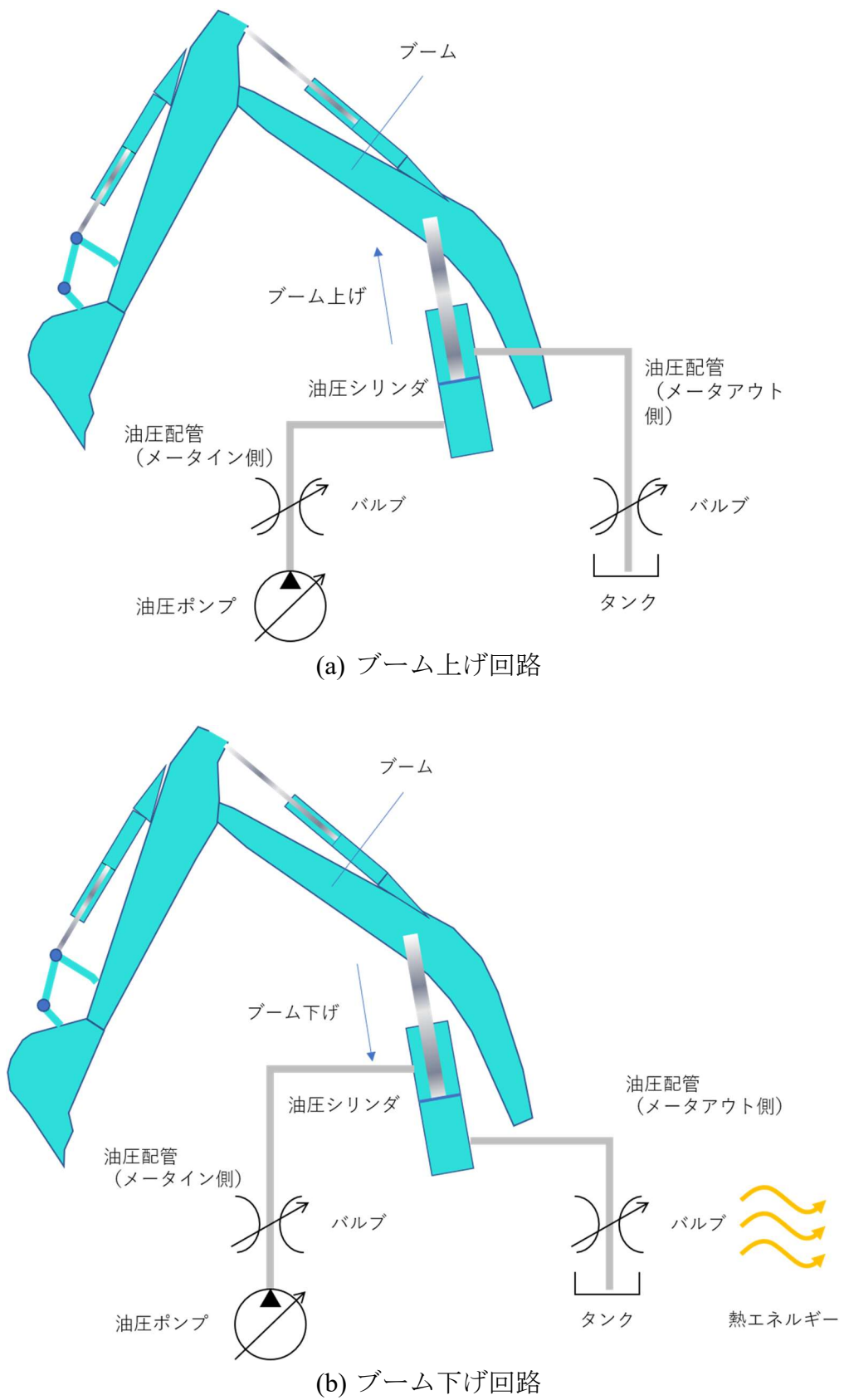


図 1.1 油圧ショベルのブームセクションの油圧回路

1.2 従来の研究

1.2.1 油圧システムのデジタル化に関する研究

大多数の油圧システムは、比例弁、サーボバルブ、可変容量型ポンプのような、アナログ的に制御する機器が用いられている。アナログシステムの利点は、単純で滑らかな制御が実現できることである。一方、アナログ機器は高価であり、コンタミ、温度、振動にセンシティブであるという欠点がある。

昨今、アナログシステムはいくつかの分野でデジタルシステムに変わってきており、油圧システムもデジタル技術の研究がなされている (Linjama et al., 2003), (Linjama and Vilenius, 2007), (Linjama, 2011), (Linjama et al., 2012), (Qiwei Zhang et al., 2020)。デジタルシステムの利点は、ロバスト性、再現性、耐障害性が高いことである。これは、デジタル機器がオンかオフしかなく、線形性やヒステリシス特性が要求されないためである。一方、デジタルシステムは、ノイズが発生する、サージ圧が立つ、ぎくしゃくした動きになりやすいという欠点がある。油圧システムのデジタル技術は図 1.2 に示すように、3つの主要なクラスに分類できる (Linjama and Vilenius, 2007), (Qiwei Zhang et al., 2020)。

1つ目の「On/Off Technology」は、システムの出力がモータ/ポンプの回転または停止など2つの個別の値しか持たない、従来から用いられている最も単純なオン/オフ技術である。最も単純なオン/オフ制御は、バルブを開き、目標位置に到達する直前でバルブを閉める、バンバン制御と言われる手法である。バンバン制御は単純なアルゴリズムであり、バルブへの指令を最小限にすることができる。しかし、バンバン制御のよく知られる欠点は、制御精度が低く、最高速度が遅いことに加え、停止中にサージ圧やキャビテーションが発生する傾向があることであり、これらに対する対策が検討されている。

2つ目の「Switching Technologies」は、電気回路のスイッチングシステムの原理を模倣するスイッチング技術であり、最も一般的なバリエーションは、パルス幅変調 (PWM) オン/オフバルブである (Scheidl and Manhartgruber, 2005)。スイッチング技術は非常に高速なスイッチングに依存しており、シンプルな油圧機器で構成できるという利点がある。また、スイッチングのデューティ比を変えることで、アナログのような出力を生成することが可能となる。パルス幅変調 (PWM) の中でもイナータンス配管と呼ばれる慣性要素を持つシステムは

Switched Inertance Hydraulic System と呼ばれている (Yuan et al., 2018). 本研究は油圧システムのデジタル化の中でもこの分野を対象としており, 従来研究について 1.2.2 項に記載する.

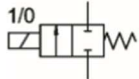
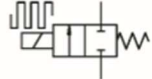
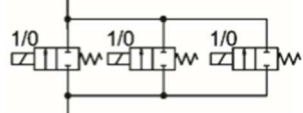
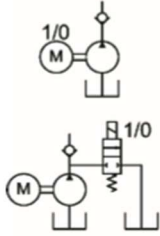
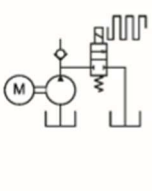
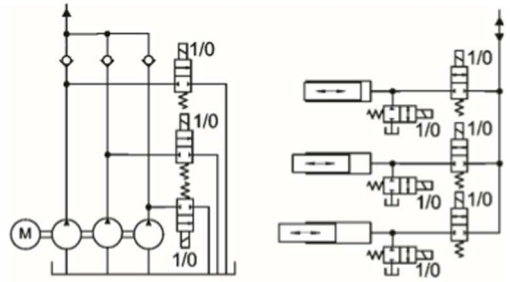
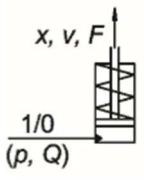
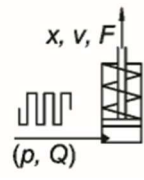
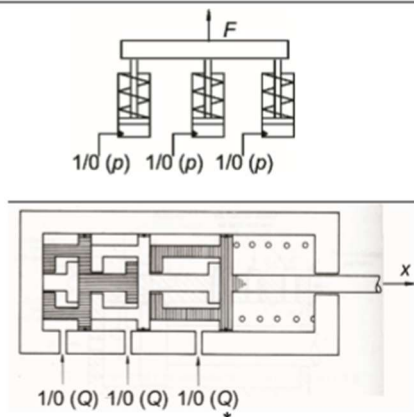
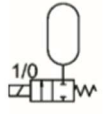
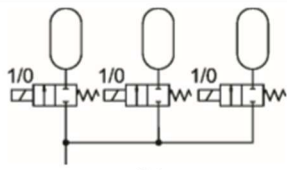
	On/Off Technology	Switching Technologies	Digital Hydraulics
Valves	 (a)	 (e)	 (h)
Pumps	 (b)	 (f)	 (i)
Cylinders	 (c)	 (g)	 (j)*
Capacitances	 (d)		 (k)

図 1.2 油圧のデジタル技術の分類 (Linjama and Vilenius, 2007)

3 つ目の「Digital Hydraulics」は、並列接続された複数の油圧機器で構成される。並列接続された油圧機器を段階的に切り換えることで、アナログに近い出力を生成することが可能となる。Switching Technologies との本質的な違いは、離散出力値を維持するためにスイッチングが必要ないことである。図 1.2 に示すような、並列に接続するオン/オフバルブの構成はこれまでに多数研究されており、アナログの分散型のバルブシステムと同様に著しくエネルギー消費を抑えることができる結論づけられている (Linjama et al., 2007)。このような Digital Hydraulics 技術を油圧ショベルに適用して、省エネルギー化を図る実証実験が現在も継続して行われており、大幅な燃料消費の削減効果が期待されている (Huova et al., 2017), (Kotenen et al., 2019), (Milos et al., 2013), (Murrenhoff et al., 2014), (Vukovic et al., 2016)。

1.2.2 SIHS に関する研究

モータなどの電気機器を動かす制御装置であるパワーエレクトロニクス DC-DC コンバータの中で、最も代表的な回路が降圧チョッパ回路、昇圧チョッパ回路である。

電気系の降圧チョッパ回路は、スイッチがオンのとき、電源のプラス→インダクタンス→抵抗→電源のマイナスの経路で電流が流れ、電流が流れる間にインダクタンスには電流の二乗に比例する磁気エネルギーが蓄積される。その状態からスイッチをオフにしても、電流がすぐにゼロにはならず、電流はインダクタンス→エネルギーは抵抗→ダイオードの経路で還流される。

電気系の昇圧チョッパ回路は、スイッチがオンのとき、電源のプラス→インダクタンス→スイッチ→電源のマイナスの経路で電流が流れ、電流が流れる間にインダクタンスには電流の二乗に比例する磁気エネルギーが蓄積される。その状態からスイッチをオフにすると、インダクタンスに蓄えられたエネルギーはダイオード→コンデンサの経路で還流される。このとき、インダクタンス電圧は入力電圧よりもインダクタンス分だけ高くなる。

このような電気回路のスイッチングシステムの原理を模倣した、スイッチング技術のコンセプトが提案されており、Switched Reactance Hydraulics や Switching

Inertance Hydraulics と呼ばれている (Brown, 1987) , (Scheidl et al., 2008a) , (井上他, 2016). 以下では本システムを Switching Inertance Hydraulics System (以下, SIHS とする.) に統一して扱うこととする.

SIHS の回路構成としては, いくつかのものが提案されている. Johnston は, 電気系の降圧チョップ回路とそれに対応する 3 ポート SIHS の流量増幅回路と, 電気系の降圧チョップ回路とそれに対応する 3 ポート SIHS の圧力増幅回路を提案しており, それぞれの回路図を図 1.3~図 1.4 に示す (Johnston, 2009). また, Scheidl らは同時期に, 降圧チョップ回路とそれに対応する 2 ポート SIHS の流量増幅回路 (文献では Buk-converter 回路と表記) と, 昇圧チョップ回路とそれに対応する 2 ポート SIHS の圧力増幅回路 (文献では Cuk-converter 回路と表記) を提案している (Kogler and Scheidl, 2008) , (Scheidl et al., 2008b). どちらの SIHS も, 高応答のスイッチングバルブ, イナータンス配管, アキュムレータなどで構成される. イナータンス配管は電気系のインダクタンスに相当し, その慣性力により流量を平滑化する効果を有している. イナータンス配管の代わりに, 機械的慣性要素 (モータ, フライホイールなど) で代替する構成も提案されている (Brown, 1987). アキュムレータは電気系のコンデンサに相当し, エネルギーを蓄積する効果を有している.

SIHS での応答を得るための解析手法についても様々な方法が提案されている. Manhartsgruber らは, 油圧式のスイッチング回路 (Buk-converter 回路の元となる回路) において, アクチュエータのダイナミクスを記述する常微分方程式, イナータンスチューブ内の波動伝搬モデル (TLM: transmission line method), 時変非線形バルブ流量に関する方程式を含んだ手法を提案している (Manhartsgruber et al., 2005) , (Krus et al., 1994). このモデルを解くためには常微分方程式の複雑なソルバーが必要になり, システム設計を支援するための一般的な特性や傾向を推定するためには, より簡単に扱えるモデリングが必要となる. この問題を解決するために, Kogler らは, シリンダやシリンダ負荷を含まない Buk-converter 回路において, 時間領域と周波数領域を交互に計算する手法を提案している (Kogler et al., 2013). この文献では, 切換バルブとチェックバルブでの流量計算に時間領域モデルを適用し, イナータンスチューブ内での波動伝搬に周波数領域モデルを適用することで, 計算負荷を減らしている. 一方, Pan らは, 3 ポート SIHS 回路において, 時間領域と周波数領域を混合して計算する手法を提案し

ている (Pan et al., 2014a). この文献では、線形特性は周波数領域でモデル化され、時間依存特性や非線形特性は時間領域でモデル化されている。また、入力圧力のフーリエ係数と流量のフーリエ係数の比率である入力インピーダンスと呼ばれる、周波数領域分散パラメータモデルが導入され、分散パラメータの波動伝搬効果が性能に影響を与えることなどを示している。それに加えて、管路系の出口端に加わるバルブの切換周波数を基本周波数とする外力と、油の弾性に起因する管路系の固有振動数とが共振することにより大きい流量変動が発生し、エネルギー回生効率の向上が困難になることなども示している。さらに Pan らは、3 ポート SIHS 回路において、バルブのスイッチング遷移、バルブの流量特性の非線形性、バルブのリークを考慮したモデルを提案している (Pan et al., 2014b)。

理論を検証するための実験や SIHS に用いるための高速の切換えが可能なバルブの開発などの実験的研究も行われている。Negri らは、市販の比例弁を用いて、3 ポート SIHS の圧力増幅回路の実験検証を行っている (Negri et al., 2014)。この文献では、市販の比例弁特性の制約から、低周波領域での実験しかできておらず、さらに管路とバルブの圧力損失がシステム性能に大きな影響を及ぼしていることから、期待される圧力増幅効果が得られていない。また、Pan らは、従来から用いられている比例弁やサーボバルブよりも高応答なロータリーバルブ (Scheidl et al., 1995) , (Winkler and Scheidl, 2006) , (Winkler and Scheidl, 2007) を開発し、それを用いて 3 ポート SIHS の流量増幅回路の実験検証を行っている (Pan et al., 2014b)。この文献では、2014 年に提案したモデル (Pan et al., 2014a) の妥当性を検証するとともに、従来の抵抗制御に比べて省エネルギー化が図れることなどを示している。さらに Johnston, Pan らは、3 ポート SIHS の流量増幅回路を拡張し、メータイン/メータアウト制御が組み合わされた 4 象限のシームレスな制御を実現する 4 ポート SIHS の流量増幅回路の実験を行い、理論との比較を行っている (Johnston et al., 2015) , (Pan et al., 2017)。

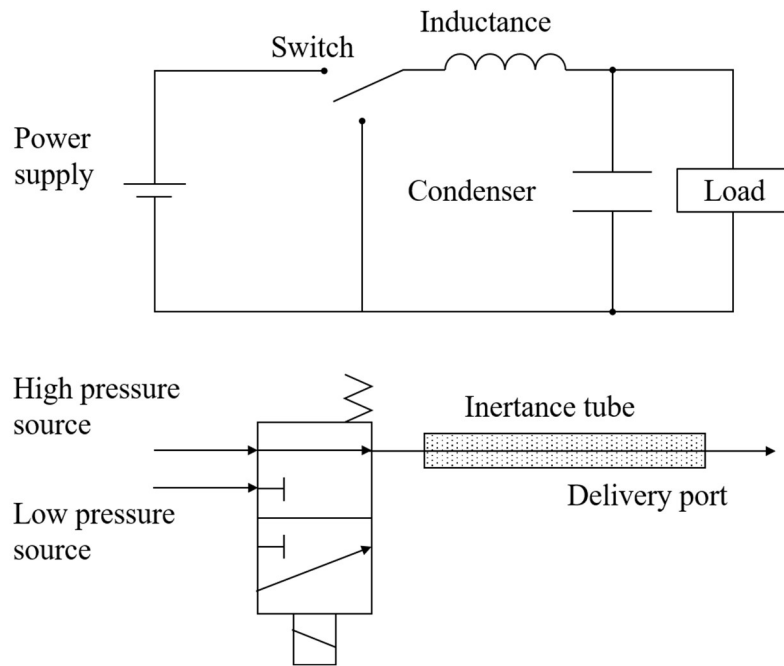


図 1.3 電気系の降圧チョッパ回路（上図）と対応する 3 ポート SIHS 流量増幅回路（下図）

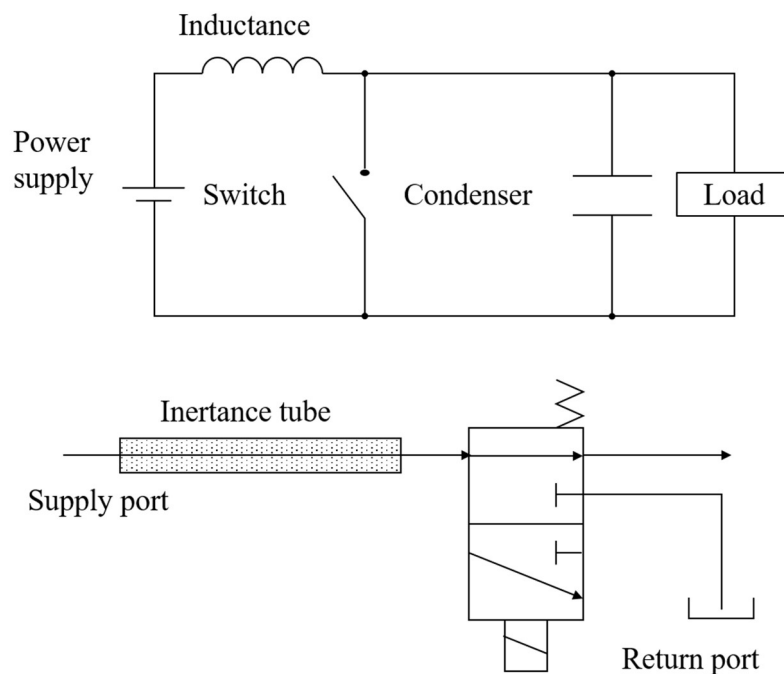


図 1.4 電気系の昇圧チョッパ回路（上図）と対応する 3 ポート SIHS 圧力増幅回路（下図）

1.3 本研究の目的および検討項目

本研究では、油圧ショベル等の建設機械において、シリンダに直結した機構部を運動している状態から減速させる場合に、機構部の質量に蓄えられた運動エネルギーを熱エネルギーとして消散させるのではなく、電気系の昇圧チョッパ回路を油圧系に拡張した SIHS の考え方をを用いて、油圧内部でのエネルギー回生を実現させることを目的とする。

そのためには、SIHS を用いた建設機械などの油圧システムでの流量応答を計算し、そのメカニズムを把握するとともにエネルギー回生効率を評価する必要があると考えられる。

これまで SIHS に関して多くの研究がなされているが、上述のような圧力増幅回路でのエネルギー回生を取り扱ったものは見当たらない。また、建設機械の油圧システムでは、機構部と油圧系はシリンダにより接続されているが、これまでシリンダや機構部がどのように系の応答に影響するかについての検討は行われていない。また、従来研究ではイナータンス配管は切換バルブを介して高圧源、低圧源と直結する理想的なシステムとして扱われている場合が多いが、実機ではそれらの間に配管が挿入される場合が一般的で、上述のような理想的な構成を実現することは難しいと考えられる。そのような構成になればエネルギー回生効率の低下が考えられるが、そのような検討は行われていない。また、SIHS 全体に係わる問題であるが、切換周波数が高くなれば油の弾性に起因する管路系の共振により省エネルギー化が困難になることに対して、そのような現象が発生することは報告されているが、有効な対応策については検討されていない。

これらの問題に対応することが、前述の目的達成につながると考え、本研究では以下のような検討を行う。

1) メカニズムの把握に適した、シリンダを含む系の流量応答解析法の提案およびエネルギー回生効率への影響の検討

シリンダを有する SIHS 回路での現象のメカニズムの把握やパラメータの影響に対して直感的な見通しを得ることを目的として、応答流量を平均流量と振動流量に分離し、振動流量はモード解析を用いた流量応答解析法を提案する。モード解析では、シリンダや機構部の質量の影響を大きく受けると考えられる剛

体モードおよび 2 次モードから成る低次モードと、管路系の油の弾性変形の影響を大きく受けると考えられる 3 次モード以降の高次モードに分け、分類したモードごとに現象を把握することで、独立した簡単な現象の足し合わせで理解することを考える。また、モード解析に用いるモーダルパラメータは固有値解析でも得られるが、ここではシリンダが付加されたシステム特有の性質を利用し、近似的に導出した陽な形の理論式を用いる。このような理論式を用いることで、より直感的にパラメータの影響を把握することが可能であることを示す。また、エネルギー回生効率の評価も平均流量による効果と振動流量による効果を示す 2 種類の指標を提案し、流量応答のメカニズムとエネルギー回生効率の関係について検討する。

2) 反共振を用いた SIHS のエネルギー回生効率向上手法の提案

Pan からも指摘しているように、管路系の出口端に加わるバルブの切換周波数を基本周波数とする外力と、油の弾性に起因する管路系の固有振動数とが共振することにより大きい流量変動が発生し、エネルギー回生効率の向上が困難になるという課題がある (Pan et al., 2014a)。管路系の固有振動数との共振が問題になるとすれば、逆に、反共振の周波数で加振した場合には、出口端の流量変動は抑制できるはずであるので、本研究では、反共振を利用することで、流量変動を抑制し、エネルギー回生効率を向上させることを考える。ただし、加振周波数には基本周波数であるバルブの切換周波数以外にも高調波成分が存在するとともに、管路系の固有振動数も多数あるので、すべての加振周波数に対して共振をさけて反共振周波数に設定することは難しい。特に、建設機械での典型的な油圧システムで通常用いられている断面変化のない管路系の場合であれば、管路系の最低次の反共振周波数は最低次の共振周波数のほぼ 1/2 となるため、バルブの切換周波数を管路系の反共振周波数に設定しても高調波成分も同時に反共振周波数に設定することは難しく、このままでは反共振の考え方を適用することは困難である。そこで、バルブの切換周波数を管路系の反共振周波数に設定した場合に、主な高調波の加振周波数が管路系の高次の反共振周波数となるようにイナータンス配管の管路形状を設計することで、流量変動を抑制し、エネルギー回生効率を向上させることを考える。すべての高調波を考慮することは現実的ではないので、ここでは、比較的成分が大きいと考えられる 3 次までのすべての高

調波を取り上げて検討する。

3) 切換弁近傍の管路構成およびバルブの切換時間の影響が検討可能な解析法の提案と実験による手法の妥当性の検証

実機に SIHS を適用する場合には、切換時間が無視できるほど十分高速なバルブの利用が困難である場合や、バルブと圧力源との間に管路を挿入せざるを得ない場合などがあると考えられる。それらの場合には、理想的な状態よりもエネルギー回生効率が低下する可能性がある。SIHS を用いた実機を設計する際には、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成が、どの程度エネルギー回生効率に影響するかを把握しておく必要があると考えられる。しかし、Pan らが提案している SIHS のモデリング手法は、バルブ切換の効果を外力による圧力変動がイナータンス配管の端部に加わると仮定して計算を行っており、バルブ近傍の管路の構成の影響を検討できていない (Pan et al., 2014a)。また、Pan らは、SIHS の流量増幅回路でのバルブの応答遅れによる漏れの影響の評価を試みているが、限られた条件での検討であり、上述のようなバルブ近傍に管路を挿入した系でのエネルギー回生効率の評価は困難であると考えられる (Pan et al., 2014b)。そこで本研究では、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成が、どの程度エネルギー回生効率や平均流量に影響するかを把握するための、有限要素法の考え方をを用いたモデル化手法および応答計算法について提案する。また、SIHS の圧力増幅回路の実験装置を試作し、より圧力が高い高圧源にエネルギー回生が可能であることを示すと同時に、実験により提案法の妥当性を検証する。さらに、提案法を用いて、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成が、どのようにエネルギー回生効率に影響するかを検討する。

1.4 本論文の構成

本論文の構成について以下に示す。

第2章では、電気系の昇圧チョップ回路と等価な線形1自由度モデルでの流量応答解析法を提案し、エネルギー回生に影響するパラメータを抽出する。シリンダが付加された複雑なシステムにおいても、現象のメカニズムの把握やパラメータの影響に対する直感的な見通しを得ることを目的として、モード解析を用いた流量応答解析法を提案する。有限要素法を用いた流量応答解析結果との比較により、提案した流量応答解析法の妥当性を示す。エネルギー回生効率を1周期に入口側に加わる外力が系に加えるエネルギーに対して高圧源に回生されるエネルギーの比率として定義し、平均回生効率と振動回生効率の和で表現する。メータアウト側に用いたSIHSの圧力増幅回路についての流量応答解析法の数式を変形することで、メータイン側に用いるSIHSの流量増幅回路にも適用可能であることを示す。

第3章では、まず、シリンダが付加された系（弾性シリンダ付加モデル）と電気系と等価な系（1自由度管路モデル）において、振動流量を計算する際に使用する周波数応答関数の違いについて検討する。次に、典型的な弾性シリンダ付加モデルに、第2章で提案した流量応答解析法を適用し、バルブの切換周波数、等価質量、等価減衰、バルブのデューティ比の各パラメータが、シリンダや機構部の質量の影響を大きく受けると考えられる剛体モードと2次モードから成る低次モードと、管路系の油の弾性変形の影響を大きく受けると考えられる3次モード以降の高次モードに、どのような影響を与えるのかを把握する。また、弾性シリンダ付加モデルでの現象と1自由度管路モデルでの現象の違いについて明らかにする。

第4章では、バルブの切換周波数を管路系の反共振周波数に設定した場合に、主な高調波の加振周波数が管路系の高次の反共振周波数となるようにイナータンス配管の管路形状を設計することで、流量変動を抑制し、エネルギー回生効率を向上させることを考える。まず、パラメータの設定が容易な管路の断面積が3段階で変化するモデルで、3次までのすべての高調波の振動数を同時に反共振周波数に設定することが可能かどうかを検討する。次に、管路の急激な断面積変化による管路圧損の増加に起因したエネルギー回生効率の低下を避けるため、

管路の断面積が連続的に変化するモデルを検討し、エネルギー回生効率の向上が期待できることを示す。

第 5 章では、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成が、どの程度エネルギー回生効率や平均流量に影響するかを把握するための、有限要素法の考え方をを用いたモデル化手法および応答計算法について提案する。また、SIHS の圧力増幅回路の実験装置を試作し、より圧力が高い高圧源にエネルギー回生が可能であることを示すとともに、実験により提案法の妥当性を検証する。さらに、提案法を用いて、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成が、どのようにエネルギー回生効率に影響するかを検討する。

最後に、第 6 章では、本研究の結論と総括を述べる。

第2章 SIHS の流量応答解析法の提案

2.1 緒言

現状の油圧システムにおいて、シリンダに直結した機構部を運動している状態から減速させる場合には、バルブの圧力損失によりブレーキ圧を発生させる方法が用いられていることが一般的であるが、その方法であれば機構部の質量に蓄えられた運動エネルギーはすべて消散してしまう。この課題に対して、近年油圧システムのデジタル技術の *Switching Technologies* の分野で、電気系の PWM 制御を油圧系に拡張して、省エネルギー化を図る研究が始まっている (Linjama et al., 2003), (Linjama and Vilenius, 2007), (Linjama, 2011), (Linjama et al., 2012), (Qiwei Zhang et al., 2020)。

Pan らは、直管とバルブのみで構成される簡単な 3 ポート SIHS 回路において、計算負荷を減らすために、時間領域と周波数領域を混合して計算するモデリング手法が提案されている (Pan et al., 2014a), (Pan et al., 2014b)。しかし、油圧シヨベルなどの建設機械に SIHS 回路を適用する場合には、まず Pan らが考慮できていないシリンダや機構部の質量が付加されることの影響を考慮する必要があると考えられる。

シリンダが付加された複雑なシステムでの動的な現象に対応するためには、複数の油圧機器の要素が組み合わされた系を考慮でき、且つ管路系の油の弾性変形の影響を表現する必要がある。それを実現する方法として、有限要素モデルなどを用いた機構・油圧連成系の時刻歴応答解析手法を用いることが考えられる (今西他, 2003), (井上, 石井, 1981)。しかし、シリンダが付加された複雑なシステムでは、現象を把握し直感的に見通しを得るには非常に多くの条件のパラメータサーベイが必要となるため、有限要素モデルを用いた詳細モデルに基づく検討はあまり適していないと考えられる。

そこで、本章ではまず、電気系の昇圧チョッパ回路と等価な線形 1 自由度モデルでの流量応答解析法を提案し、エネルギー回生に影響するパラメータを抽出する。次に、シリンダが付加された複雑なシステムにおいても、現象のメカニズムの把握やパラメータの影響に対して直感的な見通しを得ることを目的として、モード解析を用いた流量応答解析法を提案する。モード解析では、シリンダ

や機構部の質量の影響を大きく受けると考えられる剛体モードと 2 次モードから成る低次モードと、管路系の油の弾性変形の影響を大きく受けると考えられる 3 次モード以降の高次モードに分け、分類したモードごとに現象を把握することで、独立した簡単な現象の足し合わせで理解することを考える。また、モード解析に用いるモーダルパラメータは固有値解析でも得られるが、ここではシリンダが付加されたシステム特有の性質を利用し、近似的に導出した陽な形の理論式を用いる。

理論式の導出のために適用した近似の妥当性、特に低次モードで管路内の油を剛体と仮定したこと、高次モードでシリンダおよび機構部からの影響を無視したことの妥当性について、系の固有値計算結果の比較により検討する。また、有限要素法を用いた流量応答解析結果との比較により、提案した流量応答解析法の妥当性を示す。最後に、メータアウト側に用いた SIHS の圧力増幅回路についての流量応答解析法の数式を変形することで、メータイン側に用いる SIHS の流量増幅回路にも適用可能であることを示す。

2.2 バルブの絞り開度による制御と SIHS の圧力増幅回路による制御

バルブの絞り開度を制御し、バルブで発生する圧損を変化させて、シリンダに直結した機構部を運動している状態から減速させるために必要なブレーキ圧を発生させる制御システムを図 2.1 に示す。図 2.1 に示す制御システムでは、バルブの圧損を利用しているため、機構部の質量に蓄えられた運動エネルギーはすべて熱エネルギーとして消散してしまう。

一方、本研究で取り上げる SIHS 回路を図 2.2 に示す。図 2.2 に示す SIHS 回路はバルブにより高圧源と低圧源を高速に切り換えることで、電気系の昇圧チョップ回路と同様にその平均圧としてブレーキ圧を発生させるシステムであり、平均圧は高圧側あるいは低圧側への接続時間の比を制御することで調整可能である。また、入口圧が高圧源の圧力よりも低い条件であっても、低圧側接続時に発生する油の慣性力を利用して、高圧側接続時に油の歪エネルギーとして回生することを狙ったシステムであり、SIHS の圧力増幅回路と呼ばれている。

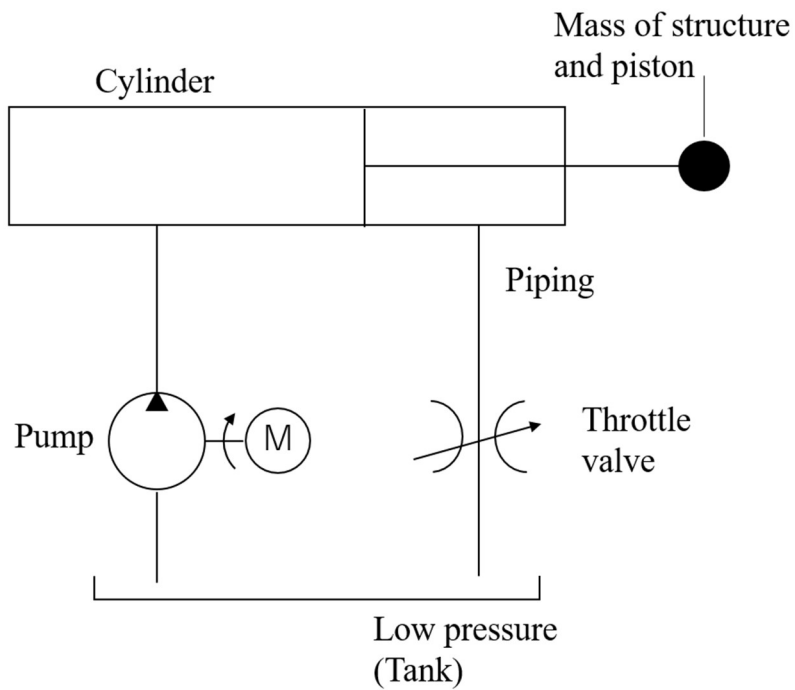


図 2.1 バルブの絞り開度によりブレーキ圧を制御するシステム

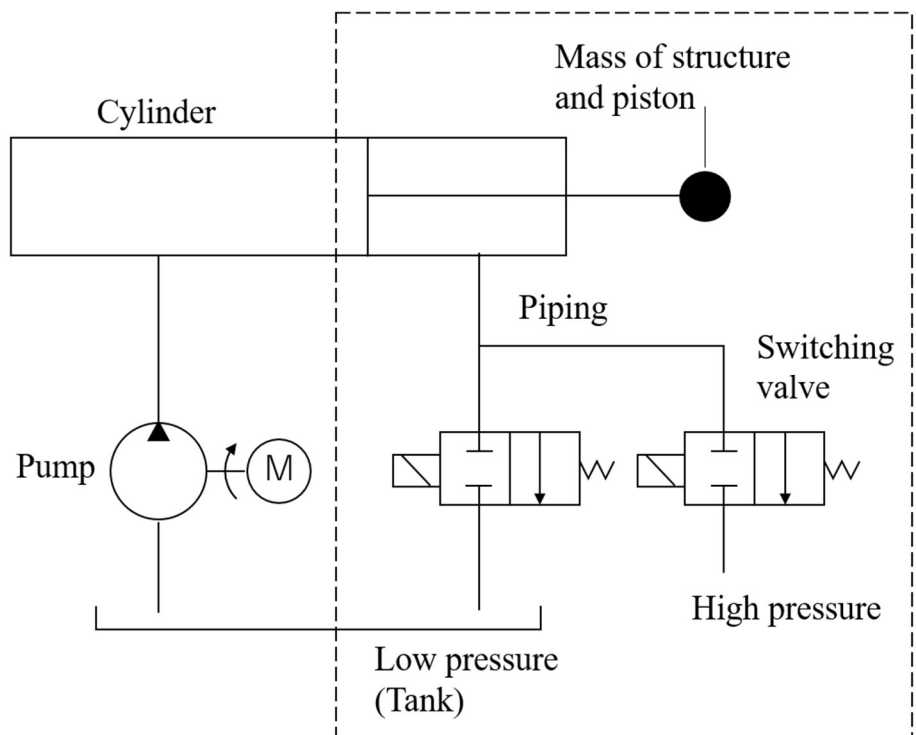


図 2.2 SIHS の圧力増幅回路によりブレーキ圧を制御するシステム

2.3 電気系と等価な線形1自由度モデルでの流量応答解析法

シリンダが付加されたシステムでの現象を考える前に、エネルギー回生メカニズムの基本である電気系と等価なモデルとして、図 2.3 に示すような、管路と切換バルブのみで構成され、油を剛体と仮定した線形1自由度モデル（以下、1自由度管路モデルとする）を取り上げ、基本的な現象が何によって支配されているかを示す。この1自由度管路モデルでの現象は、シリンダが付加されたシステムでの現象を把握する際にも有用な情報となる。

図 2.3 に示す1自由度管路モデルにおいて、管路系の等価質量を m_p 、管摩擦とバルブの減衰を合わせた線形な等価減衰を c とする。また、バルブの切換えは瞬時に行われると仮定し、管路の出口端に図 2.4 に示すような、高压源の圧力 P_H と低压源の圧力 P_L が周期的に切り換わる圧力 p が外力として加わると考える。ブレーキ圧でシリンダに直結した機構部を運動している状態から減速させる場合は、マクロ的には過渡現象である。管路の入口圧力に相当する外力には慣性力も含まれているが、バルブの切換えによる管路の出口圧変化の周期が非常に短いことを考えれば、準静的な現象であると見なせることから、バルブの切換えに対する応答は十分定常になっていると仮定する。そこで、管路の入口側は、慣性力も考慮した等価な一定の圧力 P_I が外力として加わると考える。図 2.4 で P_H が加わっている時間 T_H の1周期 T に対する割合をデューティ比と呼び、次式で表現する。

$$d = T_H/T \quad (2.1)$$

また、流量応答を q とすれば、低压源、高压源に接続されている期間での運動方程式はそれぞれ、次式で示すような線形の1階微分方程式で表される。機構部の運動方程式と対応させるために、 q の積分値 x を用いて2階の微分方程式で表現することも考えられるが、ここでは1階微分方程式で表現できる q を用いる。

$$m_p \dot{q} + cq = P_I - P_L \quad 0 \leq t < (1-d)T \quad (2.2)$$

$$m_p \dot{q} + cq = P_I - P_H \quad (1-d)T \leq t < T \quad (2.3)$$

ここで、管路の出口端に加わる圧力 p を

$$p = P_S + p_D \quad (2.4)$$

のように、平均圧 P_S （一定値）と振動圧 p_D （時間の関数）の和で表現し、 P_I と P_S に起因する静的な平均流量を Q_S 、 p_D に起因する振動流量を q_D とすれば、 q は Q_S と q_D の和で表され、 Q_S は c に逆比例する。

$$q = Q_S + q_D \quad (2.5)$$

$$Q_S = (P_I - P_S)/c \quad (2.6)$$

また、すべての圧力は大気圧を基準とすることにし、 $P_L = 0$ とすれば、 P_S は次式で示すように、 d に比例する。

$$P_S = (1 - d)P_L + dP_H = dP_H \quad (2.7)$$

p_D に起因する q_D を計算するための運動方程式は次式で表される。

$$m_P q_D + c q_D = P_S \quad 0 \leq t < (1 - d)T \quad (2.8)$$

$$m_P q_D + c q_D = P_S - P_H \quad (1 - d)T \leq t < T \quad (2.9)$$

式 (2.8), (2.9) はいずれも線形の1階微分方程式のステップ応答であり、以下のように理論解が得られる。ただし、 q_{D10} 、 q_{D20} はそれぞれ低圧接続時、高圧接続時の初期条件である。

$$\begin{aligned} q_D &= \frac{P_S}{c} + \left(q_{D10} - \frac{P_S}{c} \right) e^{-\frac{c}{m_P} t} \\ &= e^{-\frac{c}{m_P} t} q_{D10} + \frac{P_S}{c} (1 - e^{-\frac{c}{m_P} t}) \quad 0 \leq t < (1 - d)T \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} q_D &= \frac{P_S - P_H}{c} + \left(q_{D20} - \frac{P_S - P_H}{c} \right) e^{-\frac{c}{m_P} \{t - (1 - d)T\}} \\ &= e^{-\frac{c}{m_P} \{t - (1 - d)T\}} q_{D20} + \frac{P_S - P_H}{c} (1 - e^{-\frac{c}{m_P} \{t - (1 - d)T\}}) \\ & \quad (1 - d)T \leq t < T \end{aligned} \quad (2.11)$$

定常状態では一方の終端が他方の初期条件と一致することを考慮し、 $\tilde{q}_{D10} = (c/P_H)q_{D10}$ 、 $\tilde{q}_{D2} = (c/P_H)q_{D20}$ を導入すれば、次式のような \tilde{q}_{D10} 、 \tilde{q}_{D2} を未知数とする2元線形連立方程式が得られる。

$$\tilde{q}_{D20} - e^{-\frac{c}{m_P}(1-d)T} \tilde{q}_{D1} = d(1 - e^{-\frac{c}{m_P}(1-d)T}) \quad (2.12)$$

$$\tilde{q}_{D10} - e^{-\frac{c}{m_P}dT} \tilde{q}_{D2} = (d-1)(1 - e^{-\frac{c}{m_P}dT}) \quad (2.13)$$

これらの連立方程式に含まれている係数は、外力条件である d と周期に関する cT/m_P のみの関数である。ここで、バルブの切換周波数を f とすれば $f = 1/T$ であるので、 m_P 、 c 、 f 単独の影響を考えなくても、

$$\alpha = \frac{m_P}{cT} = \frac{m_P f}{c} \quad (2.14)$$

で定義される α で代表することができる。つまり、連立方程式の解は d と α の関数となり、 $\tilde{q}_D = (c/P_H)q_D$ とすれば、 q_D および \tilde{q}_D は、 d と α と時間 t の関数となる。また、 $\lambda_I = P_I/P_H$ とし、 q_D の Q_S に対する比率を h とすると、 h は式(2.6)、(2.7)を用いて次式で表され、 λ_I と d と α と時間 t の関数となる。

$$h = \frac{q_D}{Q_S} = \frac{\tilde{q}_D}{\lambda_I - d} \quad (2.15)$$

以上の結果より、時間軸を1周期 T で除し正規化して表示すれば、 Q_S は外力条件である P_I 、 P_H 、 d 、 c で、 h は外力条件である λ_I 、 d 、 α という少ないパラメータで支配されていることがわかる。シリンダが付加された複雑なシステムのメカニズムを検討する際には、これらのパラメータを、現象を支配する重要なパラメータとして活用する。

また、1自由度管路モデルにおいて、切換周波数が十分に高い場合であれば、 α が非常に大きくなり、次式が成立する。

$$e^{-d/\alpha} \cong 1 \quad (2.16)$$

$$e^{-(1-d)/\alpha} \cong 1 \quad (2.17)$$

この場合，式 (2.12)，(2.13) より， $\tilde{q}_{D10} = \tilde{q}_{D20}$ となり，振動流量の振幅が小さくなることから，現象を平均流量で評価することが可能となる．

さらに，逆流しない条件は $q_{D10} \geq 0$ (すなわち $\tilde{q}_{D10} \geq 0$) であるため， $\tilde{q}_{D1} = 0$ および式 (2.7)，(2.14) を式 (2.12)，(2.13) に代入すると，それぞれ次式となる．

$$\tilde{q}_{D20} = d\{1 - e^{-(1-d)/\alpha}\} \quad (2.18)$$

$$-e^{-d/\alpha}\tilde{q}_{D20} = (d-1)\{1 - e^{-d/\alpha}\} \quad (2.19)$$

m_p ， c ， f を条件として与えて α を設定し， \tilde{q}_{D20} ， α に関する連立方程式 (2.18)，(2.19) を解いて得られた α を α_{d0} とすると，

$$\alpha \geq \alpha_{d0} \left(= \frac{d-1}{\log(d-1)} \right) \quad (2.20)$$

が逆流しない条件となる．

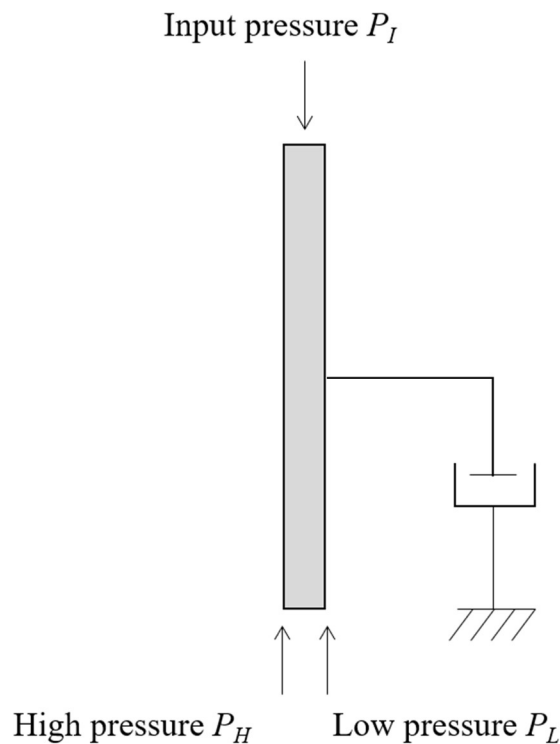


図 2.3 油を剛体と仮定した線形 1 自由度モデル (1 自由度管路モデル)

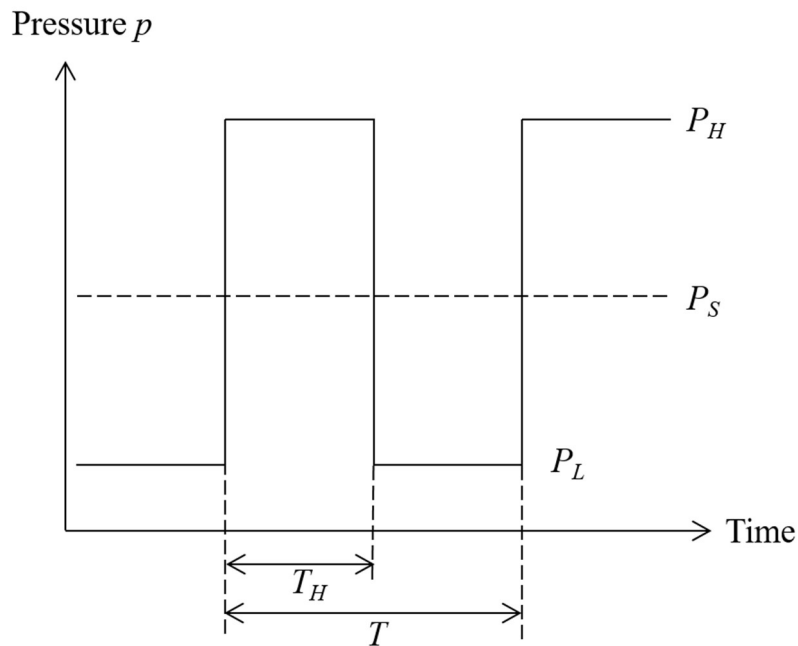


図 2.4 管路の出口端に加わる外力

2.4 シリンダが付加された弾性油圧モデルの流量応答解析法

建設機械に用いられるような典型的な油圧系には、図 2.1 に示したように弾性を有する油が内在するシリンダを介して負荷となる質量が存在し、管路部分は、管路の長さや波長の関係から周波数が高くなれば剛体とはみなせなくなる。このような系であれば 2.3 節のモデルでの解析は難しいと考え、図 2.2 のメータ側（ポンプ側に接続しているシリンダヘッド室側）は一定の圧力 P_L が与えられると仮定し、図の破線で囲まれたメータアウト側に SIHS の圧力増幅回路を適用して、ブレーキ圧を加える場合の流量応答およびエネルギー回生効率について検討する。

シリンダが付加された複雑なシステムにおいても、現象のメカニズムの把握やパラメータの影響に対する直感的な見通しを得ることを目的として、モード解析を用いた近似流量応答解析法を提案する。なお、管路の断面積は一定であると仮定する。

図 2.2 のモデルを単純化した図 2.5 のような解析モデル（以下、弾性シリンダ

付加モデルとする) を考える. 弾性シリンダ付加モデルの平均流量 Q_S は, 入口側に加わる圧力 P_I , 平均圧 P_S が一定であると仮定し, シリンダ内の油の弾性変形がないと仮定すると, 管路系の等価減衰 c_P , バルブの等価な線形減衰 (圧力損失は流量の 1 乗に比例する) c_V , ピストン及び付加された機構部の等価減衰 c_M を用いて次式で表される. ここで, c_S は c_P , c_V , c_M を含めた全減衰である.

$$Q_S = \frac{P_I - P_S}{c_P + c_V + c_M} = \frac{P_I - P_S}{c_S} \quad (2.21)$$

次に, モード解析を用いた, 弾性シリンダ付加モデルの振動流量 q_D の解析法について説明する. 複雑な系のモード解析では, 有限要素法による固有値解析により, 固有振動数, 固有振動モード, モード質量などのモーダルパラメータを求め, それを用いて応答を計算する方法がよく用いられる. そのような方法を用いても良いが, ここでは現象のメカニズムの把握やパラメータの影響に対する直感的な見通しを得ることを狙って, 系の特性を考慮した近似により得た理論式からモーダルパラメータを求めることを考える.

ピストン及びそれに付加された機構部としての質量を M , 減衰を C , シリンダの断面積を A_c とすれば, 機構部の速度は q/A_c で表現できるので, 圧力を外力とする油圧系に座標変換された等価質量 m_M と等価減衰 c_M はそれぞれ次式で表される.

$$m_M = M/A_c^2 \quad (2.22)$$

$$c_M = C/A_c^2 \quad (2.23)$$

シリンダ内の油については, 管路の断面積と比べて十分大きいとして質量の効果は無視し, 等価なばねでモデル化する. 流量応答の積分値 x のシリンダ内での収支に対応するばね定数 k として, シリンダの容積 V , 油の体積弾性率 β を用いて次式で表現する.

$$k = \beta/V \quad (2.24)$$

管路内の油については, 弾性の影響が無視できる低周波数領域では剛体として考え, 管路系の等価質量 m_P , 等価減衰 c_P を用いてモデル化する. 一方, 弾性の影響が無視できない高周波数領域では連続体と考え, 油の体積弾性率 β , 油の

密度 ρ ，管路の長さ L ，管路の断面積 A_p ，単位長さあたりの管摩擦 $\mu = c_p/L$ を用いてモデル化する．

1 次モードについては，剛体モードとなり油の弾性の影響は無視できるので，1 次のモード質量 m_1 ，1 次のモード減衰 c_1 は次式で表される．

$$m_1 = m_M + m_P \quad (2.25)$$

$$c_1 = c_P + c_V + c_M \quad (2.26)$$

2 次モードについては，2 次の固有振動数が油の弾性変形による管路系の固有振動数と比べてかなり低く，管路内の油は剛体と見なせると考えられる．そこで，機構部の質量と管路内の油の質量の間に式 (2.24) で得られる k が存在する両端自由の 2 質点系のモードを考える．逆相モードとなる 2 質点系の固有角振動数 ω_2 ，固有振動数 f_2 は m_M ， m_P ， k を用いて次式で表される．

$$\omega_2 = 2\pi f_2 = \sqrt{\frac{k(m_M + m_P)}{m_M m_P}} \quad (2.27)$$

振動モードをバルブにおける振動モード成分が 1 となるように調整すれば，2 次のモード質量 m_2 は次式で表される．

$$m_2 = m_P + m_M \left(\frac{m_P}{m_M}\right)^2 \quad (2.28)$$

モード減衰は，減衰を付加してもモードは変化しないと仮定し，モード質量の算出法と同様に計算する．流体抵抗以外の圧損には係わらない減衰として，ばね比例型減衰の比例定数 η や付加的なモード減衰比 ζ があれば，それらも考慮することになると，2 次のモード減衰 c_2 は次式で表される．

$$c_2 = c_P + c_V + c_M \left(\frac{m_P}{m_M}\right)^2 + \eta m_2 \omega_2^2 + 2\zeta_j m_2 \omega_2 \quad (2.29)$$

3 次以降のモードについては，管路内の油が弾性変形するモードである．3 次モードの固有振動数は 2 次モードと比べてかなり高くなるので，簡単のため，シリンダおよび機構部からの影響は無視できると考える．その場合，3 次以降のモードは両端自由の管路系の振動と見なせるので，3 次以降のモードの固有角振動数 ω_j ，固有振動数 f_j は次式で表される．

$$\omega_j = 2\pi f_j = \frac{\pi(j-2)}{L} \sqrt{\frac{\beta}{\rho}} \quad j \geq 3 \quad (2.30)$$

振動モードは三角関数で表現することができ、3次以降のモード質量 m_j は次式で示すように、どのモードにおいても $m_P/2$ となる。

$$m_j = \frac{\rho L}{\pi A_P} \int_0^\pi \cos^2(j\theta) d\theta = \frac{\rho L}{2A_P} = \frac{m_P}{2} \quad (2.31)$$

また、3次以降のモード剛性 k_j は ω_j を用いて次式で表される。

$$k_j = \omega_j^2 m_j = \omega_j^2 m_P/2 \quad (2.32)$$

モード減衰は2次のモード減衰と同様、減衰を付加してもモードは変化しないと仮定し、モード質量の算出法と同様に計算する。 c_P の高次モードに対する影響は、剛体モードと2次モードから成る低次モードに対する影響よりも小さくなるのに対して、 c_V の高次モードに対する影響は低次モードの場合と変わらない。流体抵抗以外の圧損には係わらない減衰として、ばね比例型減衰の比例定数 η や付加的なモード減衰比 ζ があれば、それらも考慮することになると、3次以降のモード減衰 c_j は次式で表される。

$$c_j = \frac{c_P}{2} + c_V + 2\zeta_j m_j \omega_j + \eta m_j \omega_j^2 = \frac{c_P}{2} + c_V + \zeta_j m_P \omega_j + \eta m_P \frac{\omega_j^2}{2} \quad (2.33)$$

以上のように、低次モードのモーダルパラメータはシリンダの付加の影響を大きく受けるのに対して、高次モードのモーダルパラメータはシリンダの付加の影響は少なく、管路内の油のみ（端部の減衰を含む）の振動特性で決まると言える。

加振力である圧力に対する加振点の振動流量の j 次モードの周波数応答関数を $g_j(i\omega)$ 、 n 次モードまで加えた周波数応答関数を $G_n(i\omega)$ とすれば、 $G_n(i\omega)$ は得られたモーダルパラメータを用いて、次式で表される。

$$G_n(i\omega) = \sum_{j=1}^n g_j(i\omega) = \sum_{j=1}^n \frac{i\omega}{(-\omega^2 + \omega_j^2)m_j + i\omega c_j} \quad (2.34)$$

バルブの切換角振動数を $\Omega = (2\pi f)$ とし、出口端に加わる振動圧 p_D をフーリエ級数展開して得られた l 次の高調波の加振力を $F_l \cos(\Omega t - \phi_l)$ とすると、 m 次の

高調波まで考慮した振動流量 q_D は次式で示すように、各モードの振動流量 q_{DMj} の和、あるいは各加振成分による振動流量 q_{DFl} の和で表される。

$$\begin{aligned}
 q_D &= \sum_{l=1}^m F_l \{ \text{Re}[G_n(i l \Omega)] \cos(l \Omega t - \phi_l) - \text{Im}[G_n(i l \Omega)] \sin(l \Omega t - \phi_l) \} \\
 &= \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^m F_l \{ \text{Re}[g_j(i l \Omega)] \cos(l \Omega t - \phi_l) - \text{Im}[g_j(i l \Omega)] \sin(l \Omega t - \phi_l) \} \\
 &= \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^m q_{Dlj} = \sum_{j=1}^n q_{DMj} = \sum_{l=1}^m q_{DFl}
 \end{aligned} \tag{2.35}$$

したがって、流量応答 q は次式で表される。

$$\begin{aligned}
 q &= Q_S + q_D \\
 &= Q_S + \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^m q_{Dlj} = Q_S + \sum_{j=1}^n q_{DMj} = Q_S + \sum_{l=1}^m q_{DFl}
 \end{aligned} \tag{2.36}$$

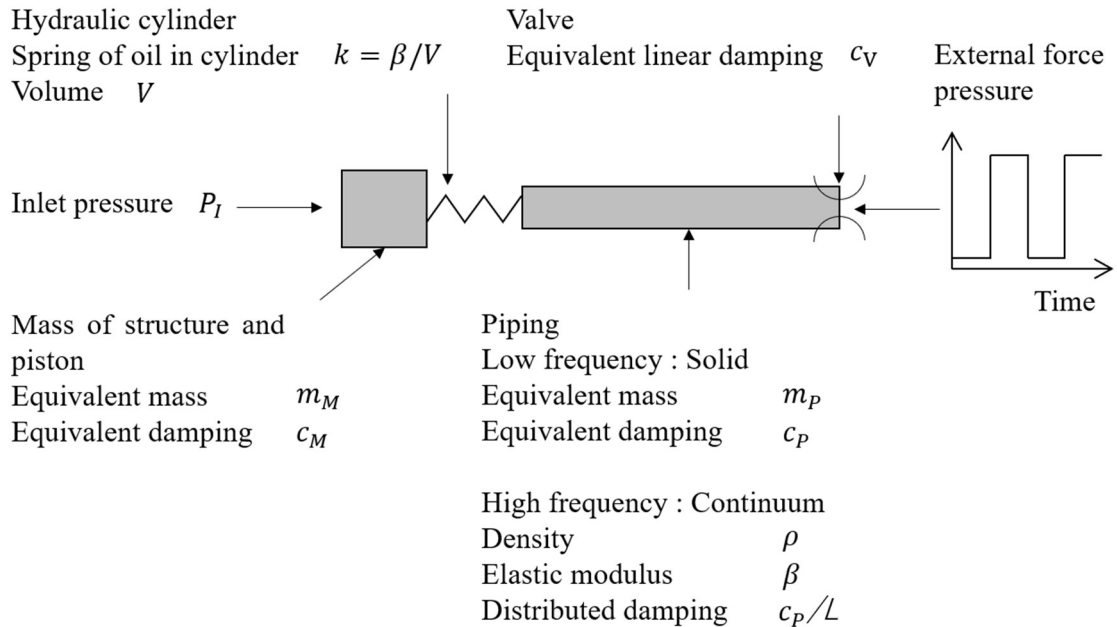


図 2.5 SIHS の圧力増幅回路を単純化したモデル (弾性シリンダ付加モデル)

2.5 有限要素法による流量応答解析法

2.4 節では、現象を直感的に把握することを目的として、モード解析を用いた流量応答解析法を提案したが、提案した手法の妥当性を検証するために、比較として有限要素法を用いた流量応答解析法を示す。

流量応答 $q(t)$ の計算については、有限要素法でモデル化して組み立てた運動方程式を解いて導出する。系全体の運動方程式は、流量応答 $q(t)$ の積分値である積算流量 $x(\dot{x} = q(t))$ を変数として表現する。

ピストン及び付加された機構部の等価質量 m_M 、ピストン及び付加された機構部の等価減衰 c_M 、シリンダ内での収支に対応するばね定数 k はそれぞれ式 (2.22) ~ 式 (2.24) を用いて導出する。また、バルブの減衰は線形減衰 c_V を用いる。管路については 1 次の形状関数を用いた有限要素法を用いる (今西他, 2003), (井上, 石井, 1981)。具体的には、図 2.2 の典型的な油圧システムの破線の部分を取り出し、図 2.6 に示すような SIHS の圧力増幅回路の有限要素モデルを考える。油圧管路部分は、例えば 90 個の油圧管路要素に分割し、節点に相当する油圧管路要素の境界での 91 自由度の積算流量、および機構部分の等価な積算流量を加えた 92 自由度の全体座標系の積算流量ベクトル \mathbf{x} を設定する。 \mathbf{x} に関する運動方程式を構築するために、以下に示すような系の構成要素である油圧管路、シリンダ、機構部、バルブについて、要素ごとの座標系でつり合いを示す要素座標系でのマトリックスや定数を算出し、それを要素座標系と全体座標系の関係を用いて全体座標系でのマトリックスに組み込み、積算流量ベクトル \mathbf{x} に関する運動方程式を構築する。図 2.7 に示すように要素座標系において i 番目の油圧管路要素の両端の積算流量を要素座標系のベクトル $\{X_{ei1}, X_{ei2}\}^T$ で表現する。そのベクトルに対応する要素の質量、剛性マトリックスを棒の縦振動などと同様の 1 次の変位関数を用いて導出すれば、

$$\mathbf{m}_i = \frac{\rho L_i}{A_i} \begin{bmatrix} 1/3 & 1/6 \\ 1/6 & 1/3 \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

$$\mathbf{k}_i = \frac{\beta}{A_i L_i} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

となり、減衰マトリックスは層流での管摩擦を考慮すれば次式で表現できる。

$$c_i = \frac{8\pi\mu L_i}{A_i^2} \begin{bmatrix} 1/3 & 1/6 \\ 1/6 & 1/3 \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

ここで、 A_i は油圧管路要素の断面積、 L_i は油圧管路要素の長さ、 ρ は管路内の油の密度、 β は体積弾性率、 μ は単位長さあたりの管摩擦である。

要素座標系と全体座標系の関係を用いて、油圧管路要素のマトリックス、バルブの線形減衰、機構部の等価質量および等価減衰、シリンダの等価ばね定数を、質量マトリックス \mathbf{M} 、減衰マトリックス \mathbf{C} 、剛性マトリックス \mathbf{K} に組み込めば、次式のような形で系全体の動的な積算流量に関する運動方程式が得られる。

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f} \quad (2.40)$$

ここで、 \mathbf{f} は節点に加わる外力の振動成分を表わすベクトルで、入口側に加わる圧力 P_I と管路出口端に加わる圧力 $p(t)$ である。式(2.40)の運動方程式をニューマーク β 法などの数値積分法を用いて解くことで、流量応答 $q(t)$ を計算することもできる。

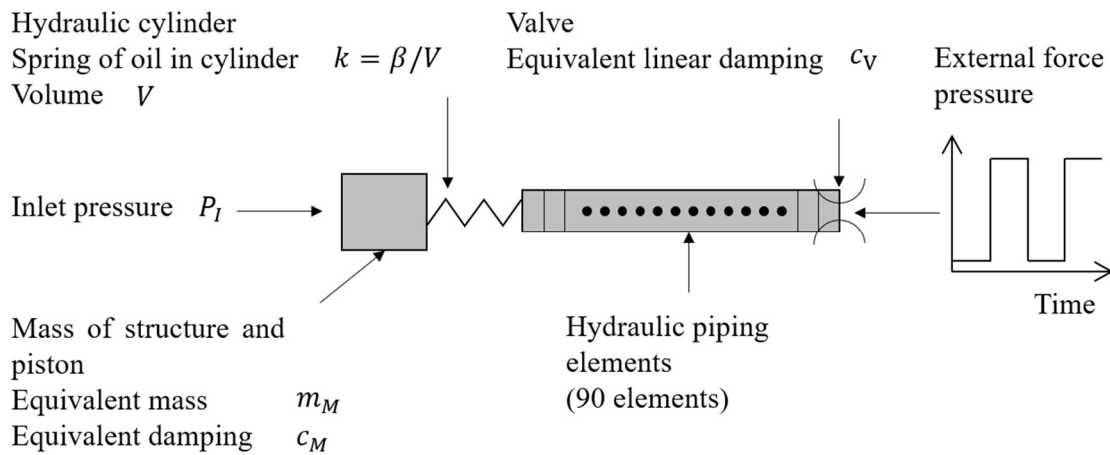


図 2.6 SIHS の圧力増幅回路の有限要素モデル (弾性シリンダ付加モデル)

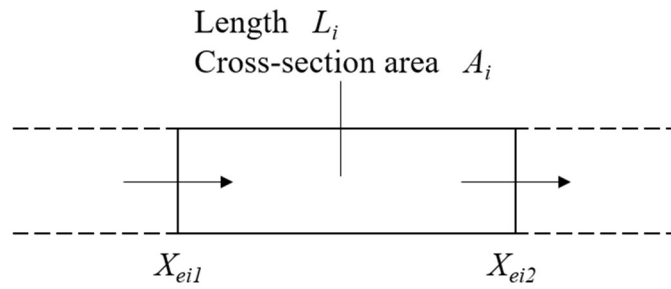


図 2.7 油圧管路要素の両端の積算流量を要素座標系のベクトル

2.6 電気系と等価な線形 1 自由度モデルでの流量応答解析法の妥当性の検証

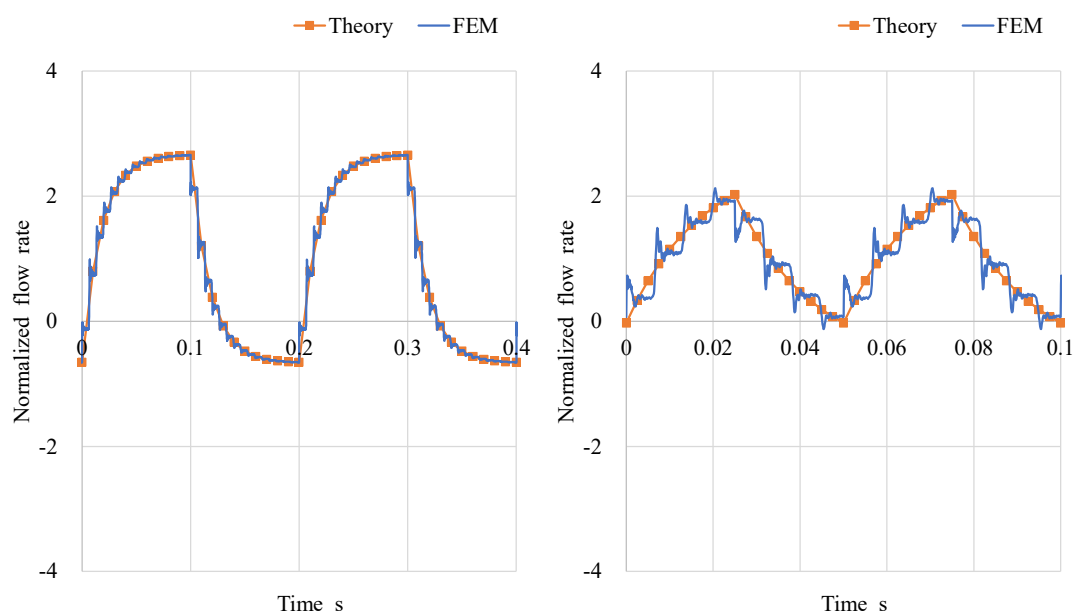
管路内の油が剛体とみなせる周波数領域であれば，2.3 節で提案した流量応答解析法が妥当であることを示す．2.3 節の電気系と等価な線形 1 自由度モデルでの流量応答解析結果とシリンダおよび機構部を除いた両端自由の管路のみのモデル（以下，弾性管路モデルとする）での有限要素法を用いた流量応答解析結果を比較し，提案法を用いて有限要素解析の結果が説明できることを示す．有限要素解析に用いる各パラメータの値を表 2.1 に示す．

2.3 節で提案した流量応答解析法より導出した流量応答解析結果と有限要素法を用いた流量応答解析結果の比較を図 2.8 に示す．解析結果では管路出口端の流量を出力しており，それぞれ平均流量で正規化して示している．また，図にはそれぞれ 2 周期分の波形を示しており，低压接続，高压接続の順番でバルブを切り換えている．

図 2.8 に示すように，バルブの切換周波数が 5 Hz，20 Hz の場合は，管路内の油は剛体に近い状態であると推測され，両者の結果はよく一致しているが，50 Hz の場合は両者で振幅あるいは位相に差異がある．したがって，管路内の油が剛体とみなせる周波数領域であれば，2.3 節で提案した流量応答解析法で有限要素法の解析結果を説明することができるが，管路内の油の弾性の影響が大きくなると，電気系と等価な線形 1 自由度モデルでの現象と異なり説明できないことがわかる．

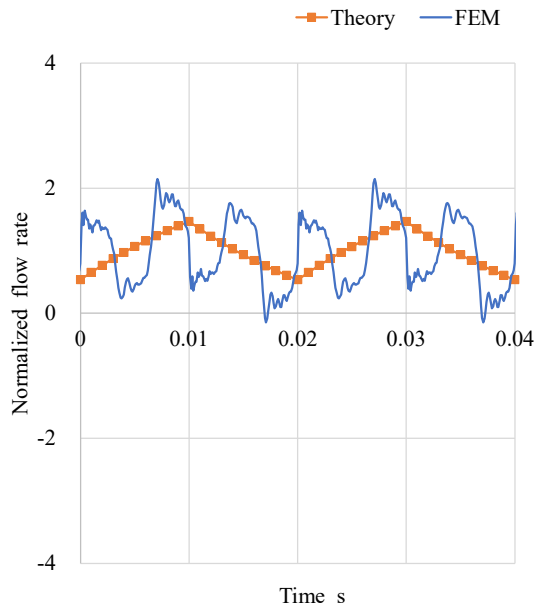
表 2.1 有限要素解析に用いる各パラメータの値

Item	Value
Input pressure P_I	4.00 [MPa]
High pressure source P_H	5.00 [MPa]
Low pressure source P_L	0.00 [MPa]
Valve duty ratio d	5.00×10^{-1} [—]
Length of piping L	3.50×10^2 [cm]
Cross-section area of piping A_P	1.00 [cm ²]
Equivalent damping of piping c_P	3.54×10^6 [kg/m ⁴ s]
Equivalent damping of valve c_V	1.41×10^7 [kg/m ⁴ s]
Bulk modulus of oil β	1.00×10^3 [MPa]
Density of oil ρ	8.80×10^2 [kg/m ³]



(a) バルブ切換周波数 5 Hz

(b) バルブ切換周波数 20 Hz



(c) バルブ切換周波数 50 Hz

図 2.8 2.3 節で提案した流量応答解析法より導出した流量応答解析結果と有限要素法を用いた流量応答解析結果の比較

2.7 シリンダが付加された弾性油圧モデルの流量応答解析法の妥当性の検証

2.4 節で示した流量応答解析法の妥当性を検証する前に、理論式導出のために適用した近似の妥当性、特に低次モードで管路内の油を剛体と仮定したこと、高次モードでシリンダおよび機構部からの影響を無視したことの妥当性について、系の固有値計算結果の比較により検証する。例として、有限要素解析に用いる各パラメータの値を表 2.2 に示す。管路内の油を有限要素法で定式化した要素（今西他，2003）で 90 個に分割して固有値解析を実施し、その固有値解析結果と近似した理論式での結果を比較する。この場合、 $m_M/m_P = 0.980$ 、式 (2.27) で表現される $f_2 = 12 \text{ Hz}$ 、式 (2.30) で表現される $f_3 = 153 \text{ Hz}$ ($j = 3$) となる。

図 2.5 の弾性シリンダ付加モデルからシリンダおよび機構部を除いた両端自由の管路のみのモデル（以下、弾性管路モデルとする）の固有振動数を表 2.3 に、

弾性シリンダ付加モデルの固有振動数を表 2.4 に、提案法の式 (2.27), 式 (2.30) を用いて計算した結果と合わせて示す。

表 2.3 では、提案法が理論解である一方、有限要素法では離散化誤差を含む近似解であり、高次で多少の誤差が出ているものの両者の結果はよく一致している。表 2.4 では、提案法、有限要素法ともに近似解であるが、表 2.3 と同様に両者の結果はよく一致している。また、表 2.3 の有限要素法の結果と表 2.4 の有限要素法の結果を比較すれば、3 次以降のモードではシリンダが付加しても固有振動数の上昇は非常に小さいことがわかる。したがって、2 次モードと 3 次モードの固有振動数が十分離れていれば、シリンダおよび機構部との連成を無視しても大きな問題はなく、メカニズムを明らかにするための近似解法としては、十分な精度であると考えられる。

表 2.2 有限要素解析に用いる各パラメータの値

Item	Value
Input pressure P_I	4.00 [MPa]
High pressure source P_H	5.00 [MPa]
Low pressure source P_L	0.00 [MPa]
Valve duty ratio d	5.00×10^{-1} [—]
Length of piping L	3.50×10^2 [cm]
Cross-section area of piping A_P	1.00 [cm ²]
Equivalent damping of piping c_P	3.54×10^6 [kg/m ⁴ s]
Equivalent damping of valve c_V	1.41×10^7 [kg/m ⁴ s]
Bulk modulus of oil β	1.00×10^3 [MPa]
Density of oil ρ	8.80×10^2 [kg/m ³]
Proportional constant of spring proportional damping η	1.00×10^{-6} [—]
Mass of structure and piston M	3.00×10^3 [kg]
Damping of structure and piston C	1.00×10^5 [kg/s]
Cross-section area of cylinder A_C	1.00×10^2 [cm ²]
Volume of cylinder V	1.15×10^4 [cm ³]

表 2.3 弾性管路モデルの固有振動数 (1 次～10 次まで)

固有振動数	Eq. (2.30)	FEM
f_1 [Hz]	0.00	0.00
f_2 [Hz]	1.53×10^2	1.53×10^2
f_3 [Hz]	3.06×10^2	3.06×10^2
f_4 [Hz]	4.58×10^2	4.59×10^2
f_5 [Hz]	6.11×10^2	6.13×10^2
f_6 [Hz]	7.64×10^2	7.68×10^2
f_7 [Hz]	9.17×10^2	9.24×10^2
f_8 [Hz]	1.07×10^3	1.08×10^3
f_9 [Hz]	1.22×10^3	1.24×10^3
f_{10} [Hz]	1.38×10^3	1.40×10^3

表 2.4 弾性シリンダ付加モデルの固有振動数 (1 次～10 次まで)

固有振動数	Eq. (2.27) , Eq. (2.30)	FEM
f_1 [Hz]	0.00	0.00
f_2 [Hz]	1.20×10^1	1.20×10^1
f_3 [Hz]	1.53×10^2	1.53×10^2
f_4 [Hz]	3.06×10^2	3.06×10^2
f_5 [Hz]	4.58×10^2	4.59×10^2
f_6 [Hz]	6.11×10^2	6.13×10^2
f_7 [Hz]	7.64×10^2	7.68×10^2
f_8 [Hz]	9.17×10^2	9.24×10^2
f_9 [Hz]	1.07×10^3	1.08×10^3
f_{10} [Hz]	1.22×10^3	1.24×10^3

次にばね定数 k を変化させ、2次モードと3次モードの固有振動数の差が小さくなった場合に、近似した理論式で求めた固有振動数と有限要素法で求めた固有振動数がどのように変化するかを表2.5に示す。

表2.5に示すように、ばね定数 k が増加するとともに、近似した理論式の精度が低下していることがわかる。言い換えれば、2次の固有振動数が3次の固有振動数に近づくとともに、シリンダと管路系の連成が強くなり、3次以降のモードに影響を及ぼしていることを意味している。連成が大きくなれば、近似した理論式だけでは完結しなくなるが、その場合は有限要素法による固有値解析などで計算したモーダルパラメータを用いて計算すればよく、ある程度の現象の把握は可能である。

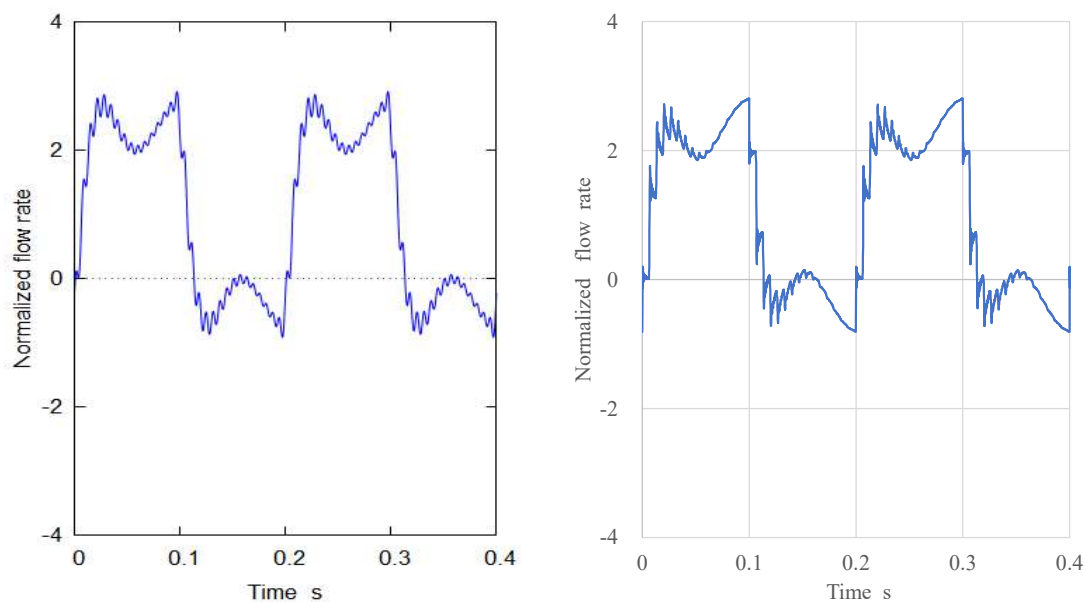
表 2.5 弾性シリンダ付加モデルにおいて、ばね定数 k を変化させた場合の固有振動数の変化 (2次~4次まで)

固有振動数	$k = k_0$		$k = 4 k_0$	
	Eq. (2.27) , Eq. (2.30) ,	FEM	Eq. (2.27) , Eq. (2.30) ,	FEM
f_2 [Hz]	1.20×10^1	1.20×10^1	2.40×10^1	2.36×10^1
f_3 [Hz]	1.54×10^2	1.53×10^2	1.53×10^2	1.55×10^2
f_4 [Hz]	3.06×10^2	3.06×10^2	3.06×10^2	3.07×10^2

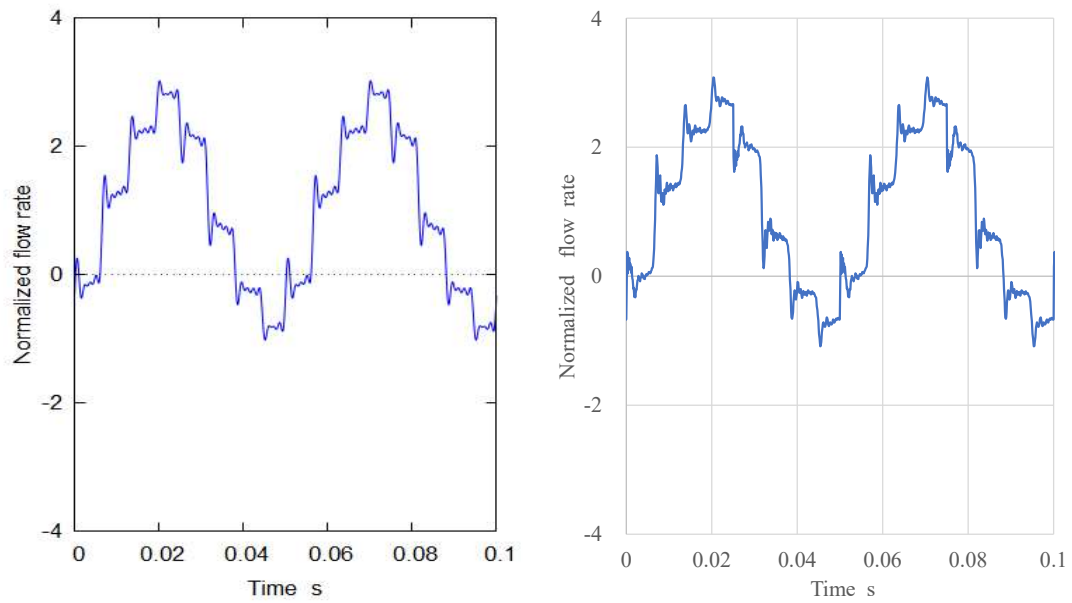
固有振動数	$k = 16k_0$		$k = 32 k_0$	
	Eq. (2.27) , Eq. (2.30) ,	FEM	Eq. (2.27) , Eq. (2.30) ,	FEM
f_2 [Hz]	4.80×10^1	4.45×10^1	7.20×10^1	6.09×10^1
f_3 [Hz]	1.53×10^2	1.60×10^2	1.53×10^2	1.69×10^2
f_4 [Hz]	3.06×10^2	3.10×10^2	3.06×10^2	3.14×10^2

次に、提案した流量応答解析法の妥当性について検討する．図 2.5 に示す弾性シリンダ付加モデルに、外力条件として表 2.2 に示した値を用いる．また、バルブ切換周波数 f は、5 Hz, 20 Hz , 50 Hz の 3 条件で検討した．

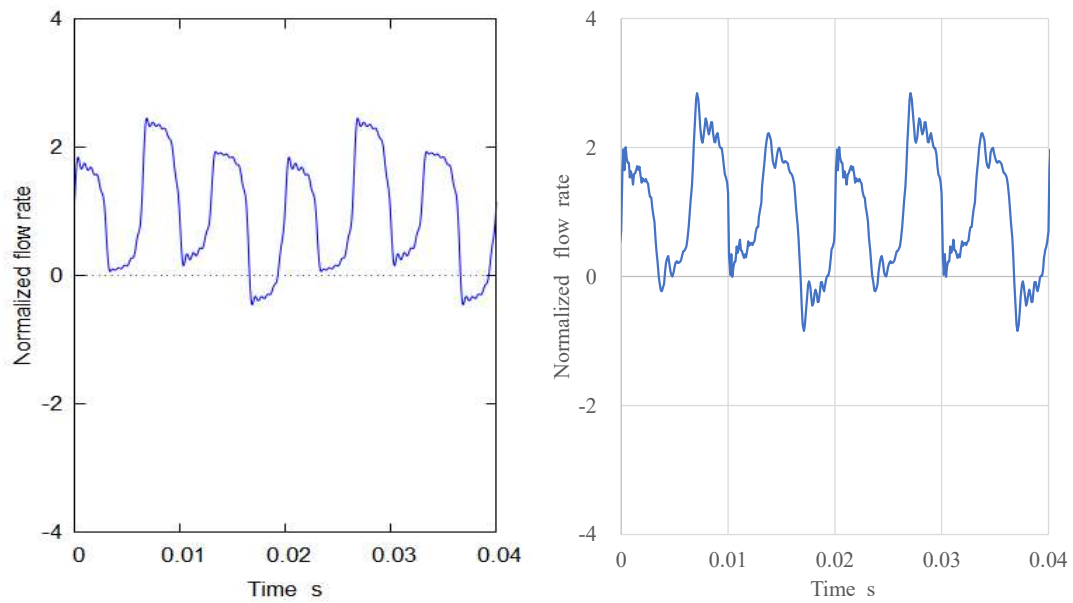
提案法を用いて、モードについては 20 次まで、フーリエ級数については 32 次までの高調波を用いて計算した流量応答の計算結果を図 2.9 の左側に、有限要素法を用いて計算した流量応答の計算結果を図 2.9 右側に示す．図 2.9 は共に 2 周期分の流量応答の波形を示しており、流量応答は平均流量 Q_S で正規化している．両者を比較すれば、提案法では次数を有限にしている一方で、有限要素法では高次で離散化誤差が発生するため、いずれも多少の誤差要因は抱えている．ただし、実際には切換えバルブの応答遅れがあれば外力波形がなまり高次成分は小さくなると推察される．したがって、精度よりも現象のメカニズムの把握やパラメータの影響に対する直感的な見通しを得ることを優先して使用するのであれば、提案法でこの程度の次数を考慮すれば十分であると考え、以下ではこの次数で計算する．



(a) バルブ切換周波数 5 Hz



(b) バルブ切換周波数 20 Hz



(c) バルブ切換周波数 50 Hz

図 2.9 シリンダが付加された弾性油圧モデルの流量応答解析法と有限要素解析法との比較

(左側：提案法を用いて計算した流量応答計算結果,
右側：有限要素法を用いて計算した流量応答の計算結果)

2.8 エネルギー回生効率の定義

図 2.10 に 2.5 節で提案した流量応答解析法により計算した計算結果の一例を示す. 図 2.10 (a) は振動流量 q_D (青線), 平均流量 Q_S (赤線), q_D の高圧接続期間での平均値 Q_{DH} (緑線)を示している. また, 図 2.10 (b) は流量応答 q (青線), 平均流量 Q_S (赤線), 高圧接続期間での流量応答の平均値 Q_H (緑線)を示している. 図 2.10 はともに 1 周期分の流量応答の波形を示しており, デューティー比 $d = 0.25$ で, 前半が低圧接続期間, 後半が高圧接続期間となっている. また, 図 2.10 に示している流量はすべて平均流量 Q_S で正規化しており, 変数には添え字 N を付加している.

エネルギー回生効率 ε は, 1 周期に入口側に加わる圧力 P_I が系に加えるエネルギー E_I に対して高圧源に回生されるエネルギー E_H の比率であると考え. 入口側の圧力 P_I と高圧源の圧力 P_H が 1 周期中一定であると仮定すると, ε は次式のよう表される.

$$\varepsilon = \frac{E_H}{E_I} = \frac{dP_H Q_H}{P_I Q_S} = \frac{dP_H(Q_S + Q_{DH})}{P_I Q_S} = \frac{dP_H Q_S}{P_I Q_S} + \frac{dP_H Q_{DH}}{P_I Q_S} \quad (2.41)$$

式 (2.41) 最右辺第 1 項は平均流量 Q_S によって定められる項なので, これを平均回生効率 ε_S と呼び, 最右辺第 2 項は振動流量の高圧接続期間での平均値 Q_{DH} によって定められる項なので, これを振動回生効率 ε_D と呼び, 現象のメカニズムを把握するための指標として導入する.

ε_S は, 次式で示すように, 外力条件に直接的に依存する因子であるデューティー比 d と $\lambda_I (= P_I/P_H)$ で表すことができ, P_I, P_H が一定である場合は d に比例する. 2.3 節で示したように, 1 自由度管路モデルにおいて, 切換周波数が十分に高い場合であれば, 現象を平均流量で評価することが可能となるので, ε_S は 1 自由度管路モデルにおけるエネルギー回生効率に相当する.

$$\varepsilon_S = \frac{dP_H Q_S}{P_I Q_S} = \frac{d}{\lambda_I} \quad (2.42)$$

一方 ε_D は, 次式で示すように, 外力条件に直接的に依存する因子である d, P_I, P_H と減衰 c_S と振動流量 Q_{DH} で表すことができ, P_I, P_H が一定である場合は d, c_S, Q_{DH} の影響を受ける.

$$\varepsilon_D = \frac{dP_H Q_{DH}}{P_I Q_S} = \frac{dP_H c_S}{P_I (P_I - P_S)} Q_{DH} = \frac{dP_H c_S}{P_I (P_I - dP_H)} Q_{DH} \quad (2.43)$$

物理的にも図 2.5 の弾性シリンダ付加モデルは、図 2.3 の 1 自由度管路モデルにばねと質量が付加された形となっており、モデルにおける振動系の付加がエネルギー回生効率に対しても平均に対する和という形で現れていると理解できる。

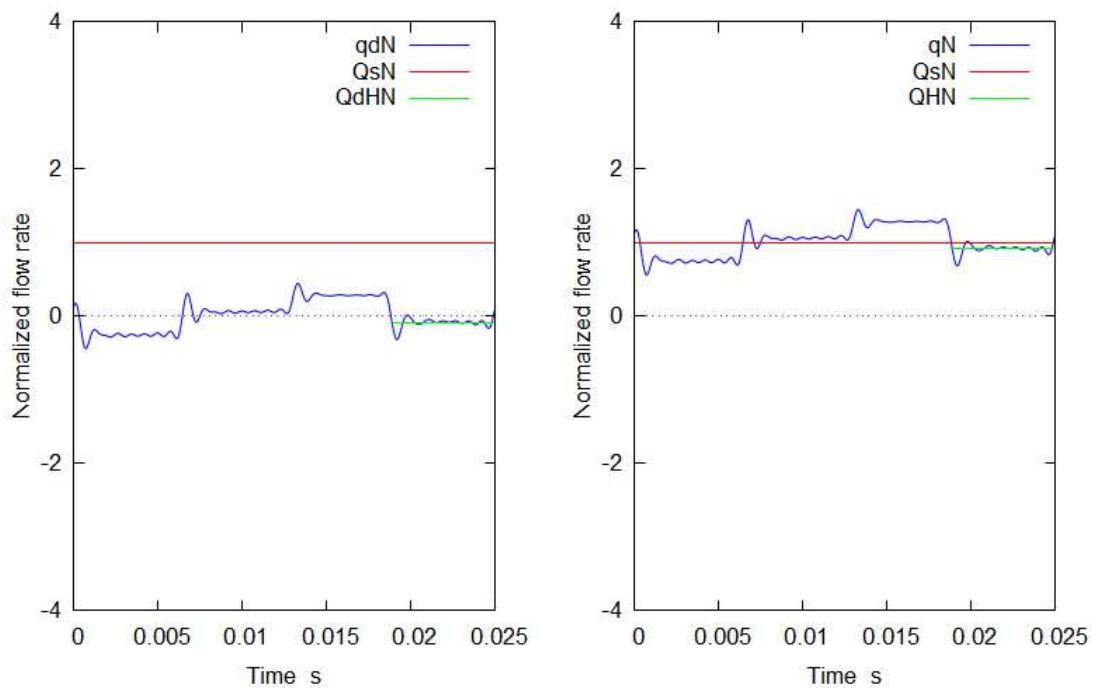


図 2.10 2.5 節で提案した流量応答解析法により計算した計算結果の一例
バルブ切換周波数 40 Hz, デューティ比 $d = 0.25$, 平均流量 Q_S で正規化

2.9 SIHS の圧力増幅回路と流量増幅回路の関係

SIHS の圧力増幅回路と流量増幅回路の両者は、一見異なる現象であるように見えるが、それらのシステムのメカニズムには共通点が多い。本節では、一方の現象から他方の現象を推定できることを示す。簡単のため、2.3 節で用いた電気系と等価な 1 自由度管路モデルを用いて検討するが、複雑な系でも考え方は同

じである．図 2.3 のモデルにおいて，高圧源および低圧源を入口側とし，入口圧 P_I を負荷側に加わる圧力と考えれば，流れる方向が逆になるだけで，モデルや運動方程式はそのままメータイン側での現象に利用できる．

メータアウト側とメータイン側の関係を検討するために，以下では平均流量，振動流量の計算に用いる変数として， P_H は両者共通，それ以外のメータイン側のパラメータに添え字 2 を付加し，メータアウト側はこれまでのパラメータを用いることとする．メータイン側の振動流量 q_{D2} は，メータアウト側の場合と同様の式で計算されるが，平均流量が負であることを考えると，振動圧 p_{D2} が $-p_D$ と，平均流量 Q_{S2} が $-Q_S$ と等しくなるようにパラメータを設定すれば，流量応答 q_2 が $-q_1$ と必然的に一致することを利用する．

具体的にはまず，

$$d_2 = 1 - d \quad (2.44)$$

とすれば，振動圧 p_{D2} の波形を $-p_D$ の波形と一致させることができる．その場合の P_{S2} は

$$P_{S2} = d_2 P_H = (1 - d) P_H \quad (2.45)$$

となる． Q_{S2} が $-Q_S$ と等しくなるためには，

$$\begin{aligned} P_{I2} - P_{S2} &= P_{I2} - (1 - d) P_H \\ &= -(P_I - P_S) = -P_I + d P_H \end{aligned} \quad (2.46)$$

が成立する必要がある．したがって，

$$P_{I2} = -P_I + d P_H + (1 - d) P_H = -P_I + P_H \quad (2.47)$$

となるように P_{I2} を設定すればよい．

したがって，式 (2.44) で得られる d_2 ，式 (2.47) で得られる P_{I2} の場合のメータイン側の流量増幅の検討を行えば，その結果から d ， P_I の場合のメータアウト側の応答が得られる．すなわち，理論でも実験でも，一方についての検討を行い，式 (2.44) と式 (2.47) の関係を満たすように外力条件の調整を行えば，一方の

結果から他方の結果を推定することが可能となる。

したがって、2.7節で示したシリンダが付加された弾性油圧モデルでのメータイン側の流量増幅回路の現象の考察も可能となる。

2.10 結言

本研究では、油圧ショベル等の建設機械において、シリンダに直結した機構部を運動している状態から減速させる場合に、機構部の質量に蓄えられた運動エネルギーを消散させるのではなく、電気系の昇圧チョッパ回路を油圧系に拡張して、油圧内部でのエネルギー回生を実現させることを考えた。本章では、シリンダが付加された複雑なシステムにおいても、現象のメカニズムの把握やパラメータの影響に対して直感的な見通しを得ることを目的として、モード解析を用いた流量応答解析法を検討した。

シリンダが付加されたシステムでの現象を考える前に、エネルギー回生メカニズムの基本である電気系と等価なモデルとして、管路と切換バルブのみで構成され、油を剛体と仮定した線形1自由度モデルを取り上げ、基本的な現象が、外力条件である入口側の圧力、高圧源の圧力、バルブの切換周波数、バルブのデューティ比以外に、等価質量、等価減衰によって支配されていることを示した。

管路と切換バルブで構成された部分にシリンダおよび機構部の質量が付加されたモデルにおいて、流量応答を平均流量と振動流量に分離し、振動流量の計算には近似的な理論式を用いるモード解析を用いて、シリンダ付加による影響を大きく受ける低次モードと、管路系の油の弾性変形の影響を大きく受ける高次モードに分離する流量応答解析法を提案した。

提案法による計算結果と有限要素法による詳細モデルを用いた固有値解析結果、時刻歴応答解析結果とを比較し、理論式導出のために適用した近似の妥当性、特に低次モードで管路内の油を剛体と仮定したこと、高次モードでシリンダおよび機構部からの影響を無視したことの妥当性を示した。また、メータアウト側に用いたSIHSの圧力増幅回路についての流量応答解析法の数式を変形することで、メータイン側に用いるSIHSの流量増幅回路にも適用可能であることを示した。

第3章 SIHS のエネルギー回生メカニズムの検討

3.1 緒言

第 2 章では、シリンダが付加された複雑なシステムにおいても、現象のメカニズムの把握やパラメータの影響に対して直感的な見通しを得ることを目的として、現象を支配しているパラメータを明らかにするとともに、近似的な理論式を用いるモード解析を用いて、シリンダ付加による影響を大きく受ける低次モードと、管路系の油の弾性変形の影響を大きく受ける高次モードに分離する流量応答解析法を提案した。

本章ではまず、シリンダや機構部の質量が付加された系（弾性シリンダ付加モデル）と電気系と等価な系（1 自由度管路モデル）において、振動流量を計算する際に使用する周波数応答関数の違いについて検討する。次に、建設機械に用いられるような典型的な油圧系を模擬した弾性シリンダ付加モデルに、第 2 章で提案した流量応答解析法を適用し、バルブの切換周波数、等価質量、等価減衰、バルブのデューティ比の各パラメータが、シリンダや機構部の質量の影響を大きく受けると考えられる剛体モードと 2 次モードから成る低次モードと、管路系の油の弾性変形の影響を大きく受けると考えられる 3 次モード以降の高次モードに、どのような影響を与えるのかを把握する。等価質量としては、管路系の等価質量 m_p 、ピストン及び付加された機構部の等価質量 m_M を、等価減衰としては、圧損に効かないモード減衰比 ζ （2 次以降共通）、圧損と高次振動に効く管路系の等価減衰 c_p 、圧損と低次振動に効くピストン及び付加された機構部の等価減衰 c_M を取り上げる。また、本章では、弾性シリンダ付加モデルと 1 自由度管路モデルでの現象の違いについても明らかにする。

3.2 周波数応答関数による検討

流量応答を計算する前に、振動流量を計算する際に使用する周波数応答関数について検討する。図 3.1 にシリンダ付加弾性モデルと 1 自由度管路モデルにおける周波数応答関数の比較を示す。

図 3.1 左は周波数応答関数のゲインの比較を示しており，弾性シリンダ付加モデルにおいて 20 次モードまで考慮した場合のゲイン Q_f （青線），弾性シリンダ付加モデルにおいて低次モードまで考慮した場合のゲイン Q_{f2} （赤線），1 自由度管路モデルの場合のゲイン Q_{fR} （緑線）である．

Q_f は，2 次の固有振動数との共振ピークを通過した後は応答が小さくなり， Q_{fR} を下回っている区間もある．また，3 次以降の高次の固有振動数との共振ピークが繰り返し現れており， Q_{fR} のように周波数が増加するとともにゲインが減少していくわけではない．

一方 Q_{f2} は，2 次の固有振動数との共振ピークを経過した後は周波数が増加するとともに， Q_{fR} に近づいていることがわかる．このことの理解を深めるために，理論からの近似的検討を行う．弾性シリンダ付加モデルにおいて低次モードまで考慮した場合の周波数応答関数 $G_2(i\omega)$ は，式 (2.34) より

$$G_2(i\omega) = \frac{i\omega}{-\omega^2 m_1 + i\omega c_1} + \frac{i\omega}{(-\omega^2 + \omega_2^2)m_2 + i\omega c_2} \quad (3.1)$$

となるが，バルブの切換周波数が 2 次の固有振動数よりも十分大きい場合には， $\omega_2^2 \ll \omega^2$ となるため，それに関連する項を無視する．また，減衰項を無視し，式 (2.25)，式 (2.28) を用いて変形すれば，周波数応答関数 $G_2(i\omega)$ は次式のように管路系の等価質量 m_p のみで決まることがわかる．これは，1 自由度管路モデルの場合の周波数応答関数と一致する．

$$G_2(i\omega) \cong \frac{1}{i\omega m_p} \quad (3.2)$$

弾性シリンダ付加モデルにおいて低次モードまで考慮した場合と 1 自由度管路モデルとの差をもう少し調べるために，式 (3.1) の右辺が $a + ib$ であると仮定し，2 つのモードを 1 組の等価質量 \tilde{m} ，等価減衰 \tilde{c} で表現することを考え，

$$\frac{1}{i\omega \tilde{m} + \tilde{c}} \cong a + ib \quad (3.3)$$

となる関係が成り立つとすれば，上式を変形して次式が得られる．

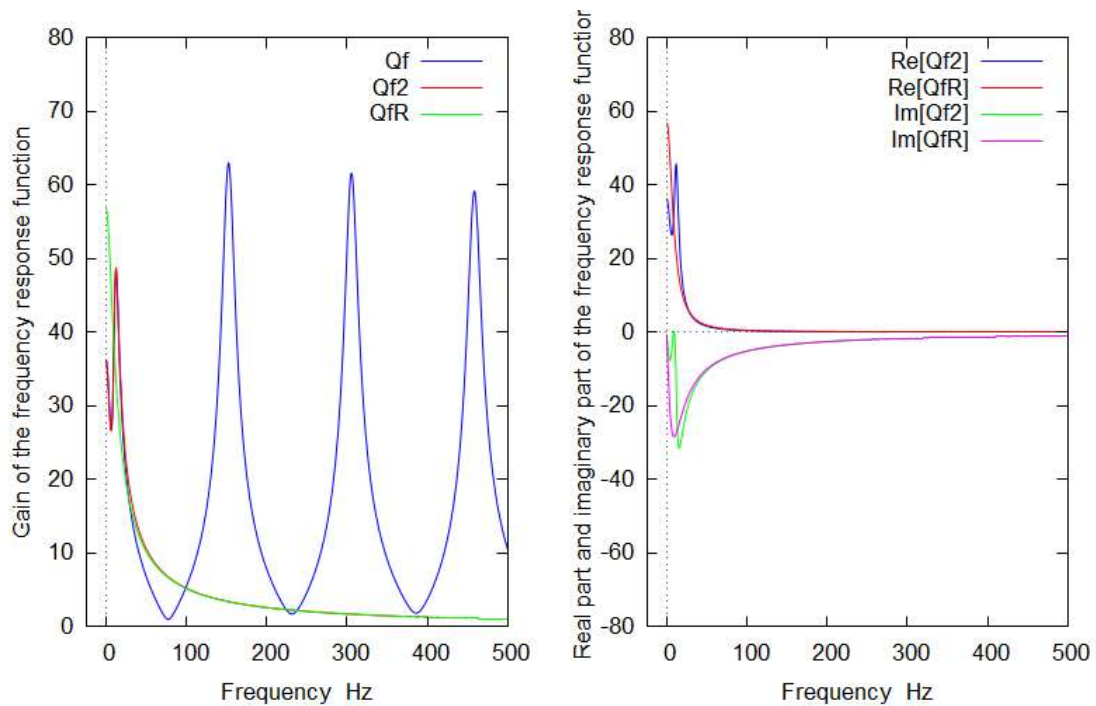
$$\tilde{m} = -b/\{\omega(a^2 + b^2)\} \quad (3.4)$$

$$\tilde{c} = a/(a^2 + b^2) \quad (3.5)$$

上式を用いれば、基本周波数に対してではあるが、与えられた周波数に対する \tilde{m} 、 \tilde{c} が計算できる。

図 3.1 右は周波数応答関数の実部と虚部の比較を示しており、弾性シリンダ付加モデルにおいて低次モードまで考慮した場合の周波数応答関数の実部 $Re[Q_{f2}]$ （青線）、虚部 $Im[Q_{f2}]$ （緑線）、1 自由度管路モデルの周波数応答関数の実部 $Re[Q_{fR}]$ （赤線）、虚部 $Im[Q_{fR}]$ （桃色線）である。

周波数応答関数の実部に関して両者の差は、弾性シリンダ付加モデルにおいて低次モードまで考慮した場合の減衰効果が 1 自由度管路モデルに比べて小さいこと、すなわち、式 (3.4)、式 (3.5) から求められる \tilde{m}/\tilde{c} が m_p/c_p よりも大きいことに起因している。



(a) 周波数応答関数のゲイン (b) 周波数応答関数の実部と虚部

図 3.1 シリンダ付加弾性モデルと 1 自由度管路モデルにおける周波数応答関数の比較

3.3 流量応答計算によるエネルギー回生効率への影響検討

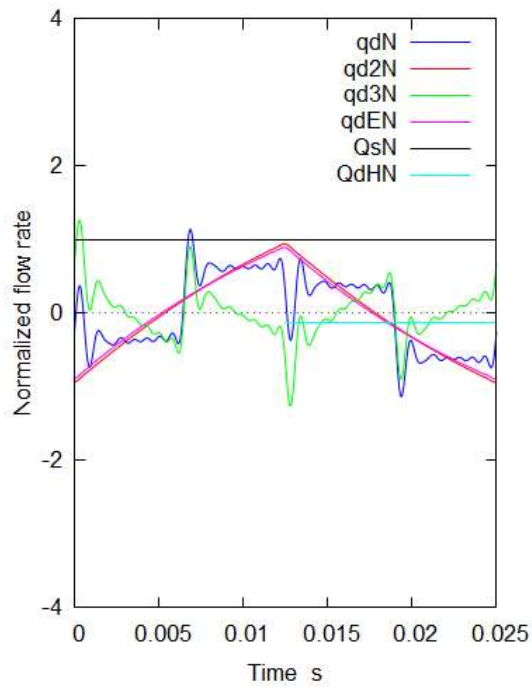
3.3.1 バルブ切換周波数の影響

流量応答の計算結果を用いて、エネルギー回生のメカニズムおよびパラメータの影響について検討する。図 2.5 の弾性シリンダ付加モデルにおいて、表 2.2 に示す各パラメータの値を用いたモデルを基準モデルとする。

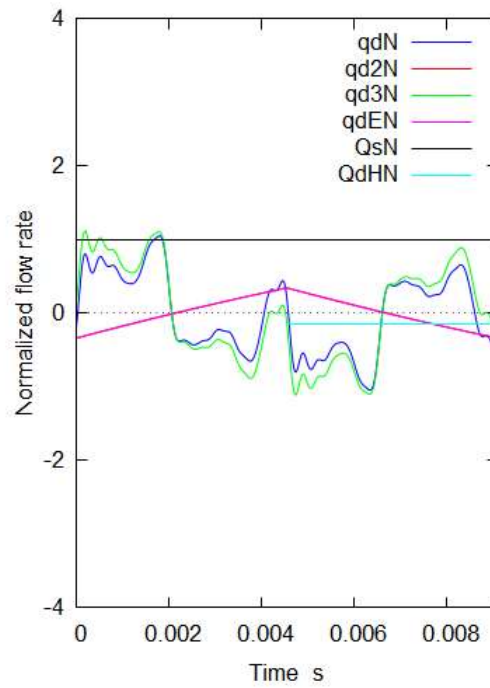
基準モデルにおいて、デューティ比 $d = 0.5$ とし、バルブの切換周波数を 40 Hz, 110 Hz, 153 Hz とした場合の流量応答計算結果を図 3.2 に示す。40 Hz はバルブの切換周波数およびその 2 次, 3 次の高調波が 3 次モードの固有振動数 f_3 との共振領域に達していない周波数, 110 Hz は 40 Hz よりも高いが f_3 よりも低く比較的安定した周波数, 153 Hz は f_3 と共振する周波数である。各図には振動流量 q_{DN} (青線), q_{DN} の低次モード成分 q_{D2N} (赤線), q_{DN} の高次モード成分 q_{D3N} (緑線), 平均流量 Q_{SN} (黒線), q_{DN} の高圧接続期間での平均値 Q_{DHN} (水色線) の他, 比較のため 1 自由度管路モデルの振動流量 q_{DEN} (桃色線) を示している。以下, 特に断りがなければ, 振動流量の高圧接続期間での平均値を振動流量の平均値と表記することとする。

基準モデルにおいて, バルブの切換周波数を 5 Hz~200 Hz まで 5 Hz 刻みで変更した場合の, 振動流量の平均値 Q_{DHN} , Q_{DHN} の低次モード成分 Q_{DH2} , Q_{DHN} の高次モード成分 Q_{DH3N} の変化を, 1 自由度管路モデルにおける振動流量の平均値 Q_{DHEN} の変化と合わせて図 3.3 (a) に示す。また, エネルギー回生効率 ε , 平均回生効率 ε_S , 振動回生効率 ε_D の変化を図 3.3 (b) に示す。以上の情報を参照しながら, バルブの切換周波数が変化した場合の影響について調べてみる。

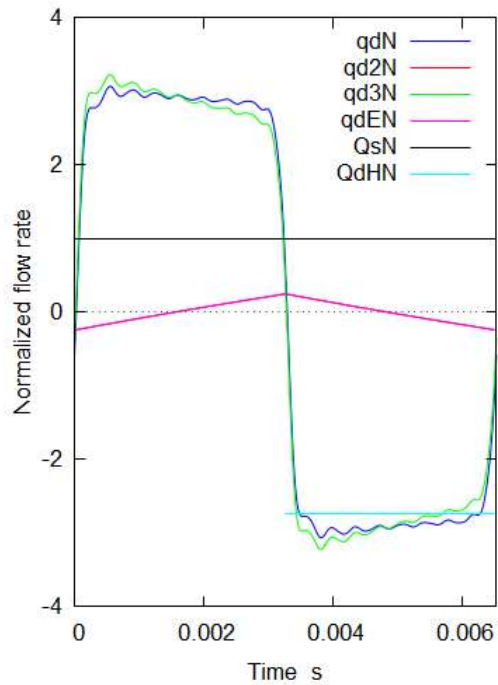
まず, 振動流量の低次モード成分 q_{D2N} と 1 自由度管路モデルの振動流量 q_{DEN} の応答波形を比較すると, バルブの切換周波数が 40 Hz と比較的低い領域においては波形に凹凸が見られるが, 110 Hz, 153 Hz と周波数が高くなると凹凸は減っており直線に近づく。また, Q_{DH2N} , Q_{DHEN} は, 40 Hz 以下の周波数領域では若干差異が見られるが, それ以上の周波数領域では差異が少なくなる。したがって, バルブの切換周波数が 2 次の固有振動数からある程度離れている状態であれば, Q_{DH2N} は等価な \tilde{m} , \tilde{c} を用いて求めた Q_{DHEN} に近づくと考えられ, 1 自由度管路モデルを用いて低次モードに係る振動回生効率を予測することも可能であると考えられる。



(a) バルブ切換周波数 40 Hz

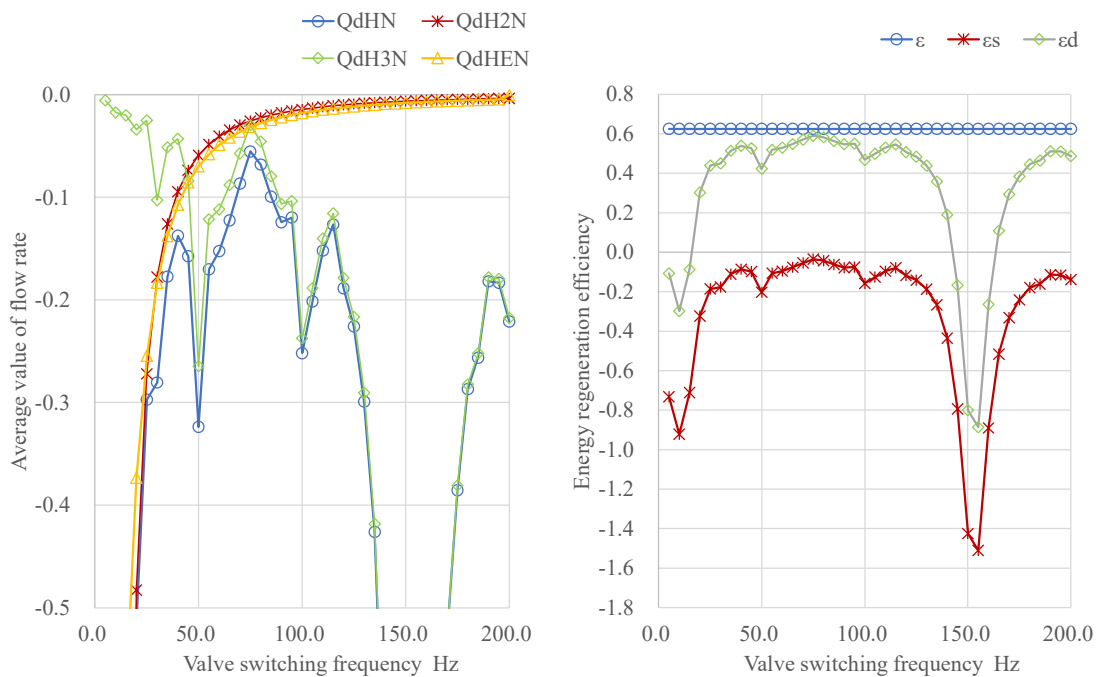


(b) バルブ切換周波数 110 Hz



(c) バルブ切換周波数 153 Hz

図 3.2 基準モデルにおける流量応答解析結果 ($d = 0.5$ の場合)



(a) 振動流量の平均値

(b) エネルギー回生効率

図 3.3 基準モデルにおける振動流量の平均値とエネルギー回生効率
($d = 0.5$ の場合)

次に、振動流量の高次モード成分 q_{DH3N} の応答波形を見ると、バルブ切換周波数が 40 Hz, 110 Hz, 153 Hz で異なる傾向を示している。また、 Q_{DH3N} は、バルブの切換周波数が低い領域では負の方向に比較的小さな値を示すが、バルブの切換周波数の 5 次の高調波と 3 次の固有振動数との共振 (30 Hz 近傍)、3 次の高調波と 3 次の固有振動数との共振 (50 Hz 近傍) あるいは 4 次の固有振動数との共振 (100 Hz 近傍) での小さな共振ピークを経たあと、切換周波数の基本成分が 3 次の固有振動数との共振 (153 Hz 付近) にかかれば、負の方向に非常に大きな値を示し、振動回生効率の大幅な低下につながっている。 Q_{DH2N} と Q_{DH3N} の和である Q_{DHN} は、バルブの切換周波数が低い領域では、バルブの切換周波数の高次の高調波と系の固有振動数との共振があってもその影響は小さく Q_{DH2N} が支配的であるが、バルブの切換周波数の 3 次の高調波と 3 次の固有振動数との共振 (50 Hz 近傍) あたりから Q_{DH3N} が支配的になる。したがって、弾性シリン

ダ付加モデルにおける Q_{DH2N} が支配的な領域では、1自由度管路モデルに近い挙動を示すが、 Q_{DH3N} が支配的な領域では、1自由度管路モデルとは異なる挙動を示すことがわかる。

3.3.2 質量・減衰の影響

次に質量、減衰のエネルギー回生効率への影響について検討する。管路部は、断面積を変更すれば、3次以上の固有振動数は一定で m_p 、 c_p が同時に変化し、 c_p は粘性係数や温度によっても変わり、また、 c_p 以外にバルブ開口の絞り圧損の影響もあるなど、いろいろな組み合わせが考えられる。ここでは、その前段階での検討として、固有振動数は固定して質量および減衰を単独で変化させた場合のエネルギー回生効率への影響を考える。図 2.5 のモデルにおいて、表 2.2 の解析条件を用いたものを基本モデル（そのパラメータには添え字 0 を付加する）として質量としては m_p を、減衰としては、圧損に効かないモード減衰比 ζ （2次以降共通）、圧損と高次振動に効く c_p 、圧損と低次振動に効く c_M を変化させた場合、またシリンダなしの系に相当する c_M 、 m_M を0にした場合を取り上げる。 m_p 、 c_p 、 c_M については基準モデルの2倍にそれぞれ単独で変更し、 ζ についても単独で2次以降のモード共通で $\zeta = 0.05$ を付加する。

現象がどのように変化するかは、条件によって異なるので、ここでは一例として、バルブ切換周波数が40 Hz、110 Hz、153 Hzの3条件において、質量あるいは減衰を変化させた場合の振動流量の平均値およびエネルギー回生効率への影響について表 3.1 に示す。ここでは、2.4 節に示したシリンダが付加された弾性油圧モデルの流量応答解析法（近似法）を用いて、まず、各条件で振動流量の平均値 Q_{DH} 、 Q_{DH} 、 Q_{DH} を計算し、それぞれ平均流量 Q_S で正規化して添え字 N をつけている。また、式 (2.41) ～式 (2.43) を用いて平均回生効率 ε_S 、振動回生効率 ε_D 、エネルギー回生効率 ε を計算している。また、参考までに各パラメータを変化させた場合の流量応答波形を図 3.4 に示す。凡例は図 3.2 と同様である。以下、表 3.1 を参照しながら、現象について説明する。

まず、管路系の等価質量 m_p を単独で変化させた場合について検討する。質量の増加は平均流量には影響しないので、 Q_S は変化しない。バルブの切換周波数

が 40 Hz, 110 Hz, 153 Hz のいずれの場合であっても, 管路系の等価質量の増加に伴って Q_{DH2} , Q_{DH3} はともに負の方向で減少しており, 振動回生効率も増加している. 低次モードにおいて, 図 2.3 で示した 1 自由度管路モデルにおいて, 式 (2.14) の α の値が大きくなるほど, すなわち, 管路系の等価質量が増加するほど, 振動流量が減少するのは予想された結果である. また, 高次モードにおいても, 式 (2.34) を参照すれば, モード質量の増加は周波数応答関数の分母を大きくする効果があることから, 振動流量の減少につながったと推察される.

次に, 減衰である ζ , c_P , c_M をそれぞれ単独で変化させた場合について検討する. 減衰 c_P , c_M を増加させると平均流量 Q_S は減少する. c_P はすべてのモード, c_M は低次モード, ζ は 2 次モード以降の振動流量に影響する.

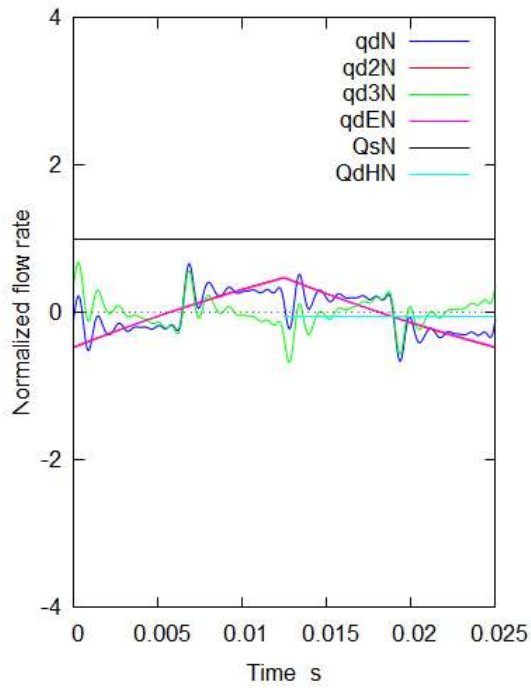
減衰 c_P の増加は基本的には Q_{DH2} , Q_{DH3} の負の方向における増加につながり, 式 (2.43) における Q_S の減少も加わってさらに振動回生効率 ε_D を減少させる方向に働く. ただし, 共振周波数近傍では減衰が共振時の応答倍率を低下させる効果として働き, バルブの切換周波数の基本成分と系の 3 次の固有振動数との共振 (153 Hz 付近) では Q_{DH} の負の方向における減少につながり, ε_D が少し改善する. 表 3.1 には記載していないが, バルブの切換周波数の高次成分と系の固有振動数が共振する, 他の周波数領域でも同様の傾向が見られる. したがって, 減衰 c_P の増加は基本的には Q_{DH} , Q_{DH3} の負の方向における増加につながり, 共振周波数近傍では異なる傾向を示す. 付加的なモード減衰比 ζ の増加も基本的には減衰 c_P の増加と同様の傾向を示すが, ζ の増加は平均流量には影響しないので, Q_S は変化しない.

減衰 c_M の増加は基本的には Q_{DH} の負の方向における増加につながり, 式 (2.43) における Q_S の減少も加わってさらに振動回生効率 ε_D を減少させる方向に働くが, Q_{DH} には影響しないため値は変化しない.

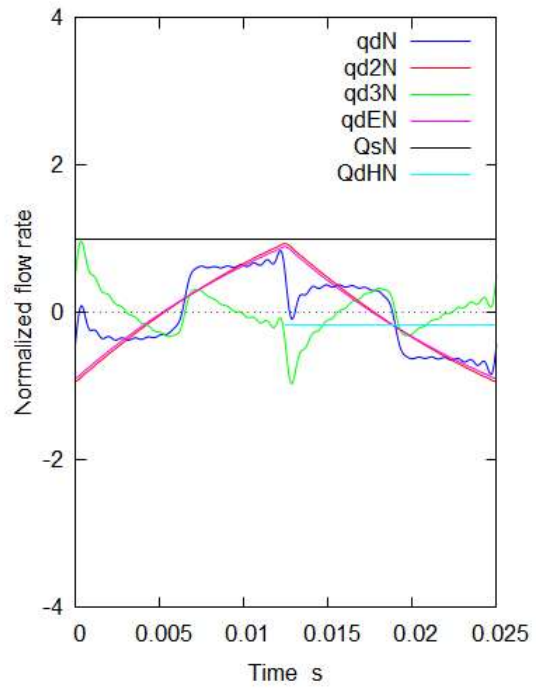
次に, シリンダなしの場合の影響について検討する. シリンダなしの場合は $m_M = 0$, $c_M = 0$ であり, 弾性管路モデルに相当する. 弾性管路モデルの Q_{DH2} は 1 自由度管路モデルの Q_{DHE} と等しく, バルブの切換周波数が 30 Hz 近傍より大きい周波数領域では, m_M/c_M が $m_P/(c_P + c_V)$ よりも大きいため, 基準モデルと比べて Q_{DH} の負の方向に増加する. この場合, 質量 m_M , 減衰 c_M の減少は Q_{DH3} には影響していない. ただし, 減衰 c_M の減少は式 (2.43) における Q_S の増加につながり, 振動回生効率 ε_D を増加させる方向に働く.

表 3.1 質量あるいは減衰を変化させた場合の振動流量の平均値およびエネルギー回生効率への影響（添え字 0 は基準モデル）

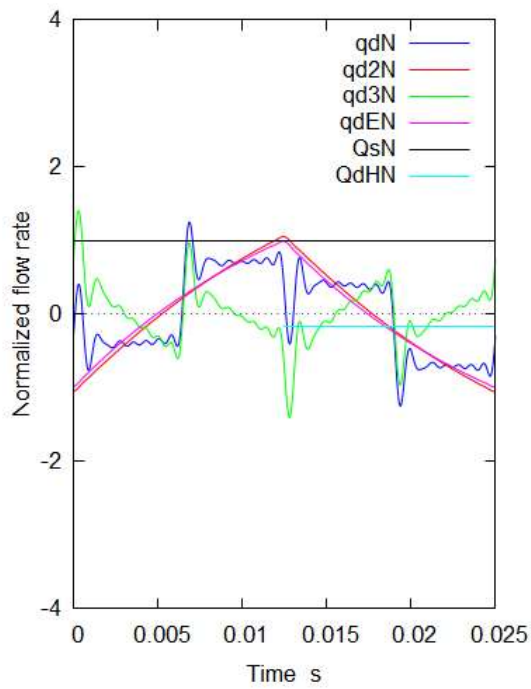
f	Case	Initial	m_P/m_{P0} = 2	$\zeta = 0.05$	c_P/c_{P0} = 2	c_M/c_{M0} = 2	No cylinder
40Hz	Q_S	5.44×10^2	5.44×10^2	5.44×10^2	4.82×10^2	3.99×10^2	8.53×10^2
	Q_{DH2}	-5.14×10^1	-1.72×10^1	-5.56×10^1	-5.74×10^1	-6.82×10^1	-5.82×10^1
	Q_{DH3}	-2.33×10^1	-8.50	-3.20×10^1	-2.46×10^1	-2.33×10^1	-2.33×10^1
	Q_{DH}	-7.47×10^1	-2.57×10^1	-8.76×10^1	-8.20×10^1	-9.15×10^1	-8.15×10^1
	Q_{DH2N}	-9.45×10^{-2}	-3.17×10^{-2}	-1.02×10^{-1}	-1.19×10^{-1}	-1.71×10^{-1}	-6.83×10^{-2}
	Q_{DH3N}	-4.29×10^{-2}	-1.56×10^{-2}	-5.89×10^{-2}	-5.11×10^{-2}	-5.85×10^{-2}	-2.74×10^{-2}
	Q_{DHN}	-1.37×10^{-1}	-4.74×10^{-2}	-1.61×10^{-1}	-1.70×10^{-1}	-2.29×10^{-1}	-9.56×10^{-2}
	ε_S	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}
	ε_D	-8.59×10^{-2}	-2.96×10^{-2}	-1.01×10^{-1}	-1.06×10^{-1}	-1.43×10^{-1}	-5.98×10^{-2}
	ε	5.39×10^{-1}	5.95×10^{-1}	5.24×10^{-1}	5.19×10^{-1}	4.82×10^{-1}	5.65×10^{-1}
110Hz	Q_S	5.44×10^2	5.44×10^2	5.44×10^2	4.82×10^2	3.99×10^2	8.53×10^2
	Q_{DH2}	-6.44	-2.18	-6.97	-7.25	-8.77	-8.04
	Q_{DH3}	-7.62×10^1	-2.65×10^1	-1.09×10^2	-8.07×10^1	-7.62×10^1	-7.62×10^1
	Q_{DH}	-8.27×10^1	-2.87×10^1	-1.16×10^2	-8.80×10^1	-8.50×10^1	-8.43×10^1
	Q_{DH2N}	-1.18×10^{-2}	-4.01×10^{-3}	-1.28×10^{-2}	-1.50×10^{-2}	-2.20×10^{-2}	-9.43×10^{-3}
	Q_{DH3N}	-1.40×10^{-1}	-4.88×10^{-2}	-2.00×10^{-1}	-1.67×10^{-1}	-1.91×10^{-1}	-8.94×10^{-2}
	Q_{DHN}	-1.52×10^{-1}	-5.28×10^{-2}	-2.13×10^{-1}	-1.83×10^{-1}	-2.13×10^{-1}	-9.88×10^{-2}
	ε_S	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}
	ε_D	-9.50×10^{-2}	-3.30×10^{-2}	-1.33×10^{-1}	-1.14×10^{-1}	-1.33×10^{-1}	-6.18×10^{-2}
	ε	5.30×10^{-1}	5.92×10^{-1}	4.92×10^{-1}	5.11×10^{-1}	4.92×10^{-1}	5.63×10^{-1}
153Hz	Q_S	5.44×10^2	5.44×10^2	5.44×10^2	4.82×10^2	3.99×10^2	8.53×10^2
	Q_{DH2}	-3.32	-1.12	-3.59	-3.74	-4.52	-4.17
	Q_{DH3}	-1.48×10^3	-1.44×10^3	-7.32×10^2	-1.34×10^3	-1.48×10^3	-1.48×10^3
	Q_{DH}	-1.49×10^3	-1.44×10^3	-7.36×10^2	-1.34×10^3	-1.49×10^3	-1.49×10^3
	Q_{DH2N}	-6.10×10^{-3}	-2.07×10^{-3}	-6.60×10^{-3}	-7.75×10^{-3}	-1.13×10^{-2}	-4.89×10^{-3}
	Q_{DH3N}	-2.73	-2.65	-1.35	-2.78	-3.72	-1.74
	Q_{DHN}	-2.74	-2.65	-1.35	-2.79	-3.73	-1.75
	ε_S	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}	6.25×10^{-1}
	ε_D	-1.71	-1.66	-8.46×10^{-1}	-1.74	-2.33	-1.09
	ε	-1.09	-1.03	-2.21×10^{-1}	-1.12	-1.71	-4.66



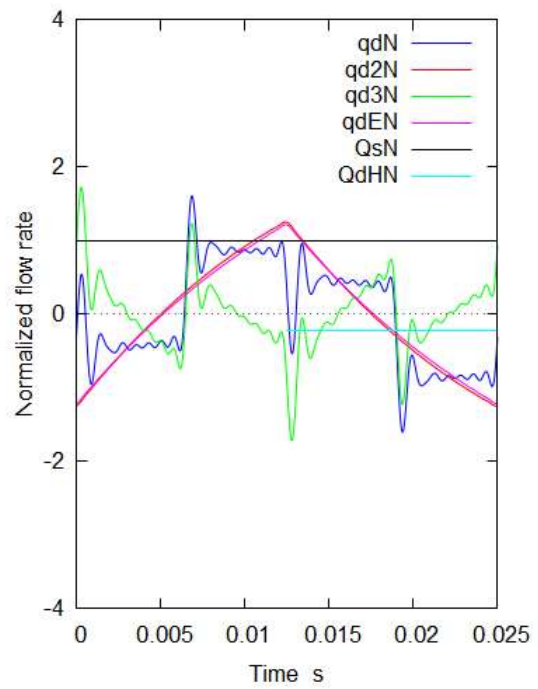
(a) $m_p/m_{p0} = 2$ の場合



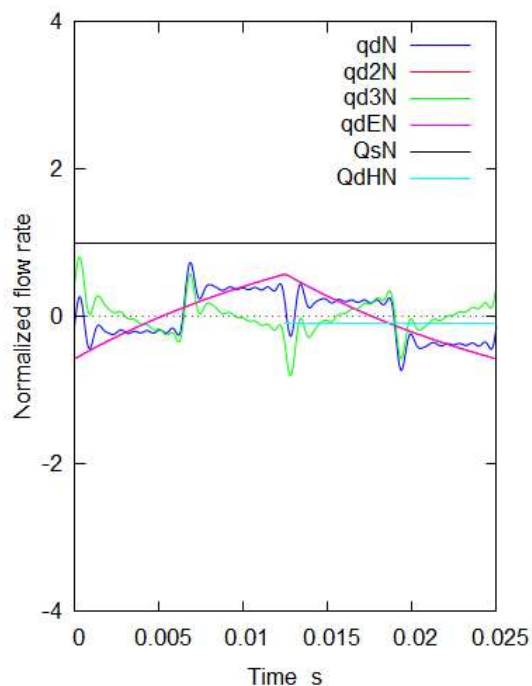
(b) $\zeta = 0.05$ の場合



(c) $c_p/c_{p0} = 2$ の場合



(d) $c_M/c_{M0} = 2$ の場合



(e) No cylinder の場合

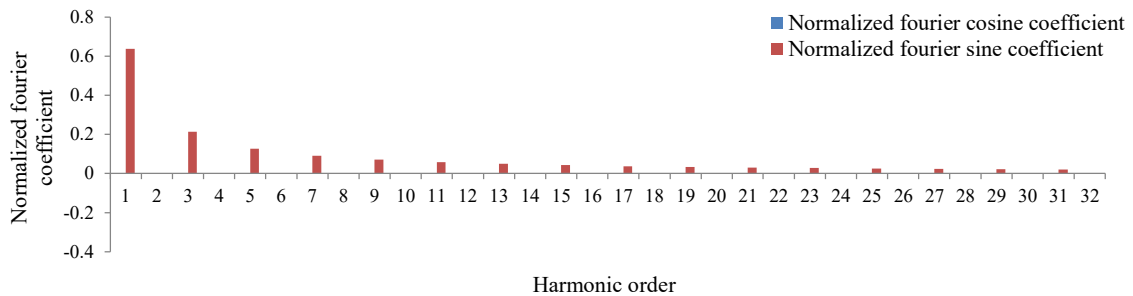
図 3.4 各パラメータを変化させた場合の流量応答解析結果 ($d = 0.5$ の場合)

以上のように、共振があまり問題とならない周波数領域では基本的には質量の増加は振動回生効率を向上させ、減衰の増加は振動回生効率を低下させる方向に働く。したがって、質量、減衰の振動回生効率への影響の傾向としては 1 自由度管路モデルの場合と同じ方向である。ただし、共振点付近では減衰の増加は応答倍率を低下させる効果として働くなど 1 自由度管路モデルの場合とは少し異なる挙動を示す。

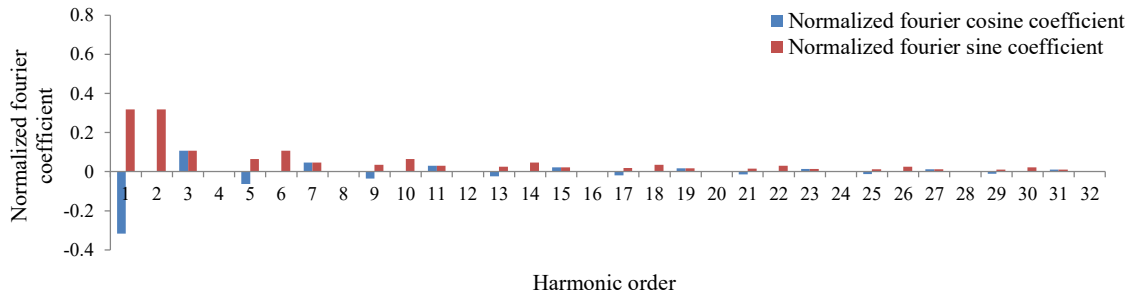
3.3.3 バルブのデューティー比の影響

次にバルブのデューティー比のエネルギー回生効率への影響について検討する。デューティー比 $d = 0.5$ と 0.25 の場合について、動的現象の外力である振動圧 p_D をフーリエ級数展開する場合に用いるフーリエ余弦係数およびフーリエ正弦係数を $P_H - P_L$ で無次元化した結果を図 3.5 に示す。切換周波数の高次成分の分布はデューティー比によって異なるが、3 次成分あたりまではかなりの成分が存

在し、平均的には高次ほど小さくなっている傾向がある。 $d = 0.5$ の場合は、1次成分（1次のフーリエ正弦係数）および3次の高調波成分（3次のフーリエ正弦係数）が他のデューティ比よりも大きく、2次の高調波成分が存在しないという特徴がある。 $d = 0.25$ の場合は、2次の高調波成分（2次のフーリエ正弦係数）が他のデューティ比よりも大きいという特徴がある。そこで、本項の検討では、3次成分までの影響が顕著に表れ、 $d = 0.5$ とは傾向が大きく異なる $d = 0.25$ の場合について検討することとする。



(a) $d = 0.5$ の場合

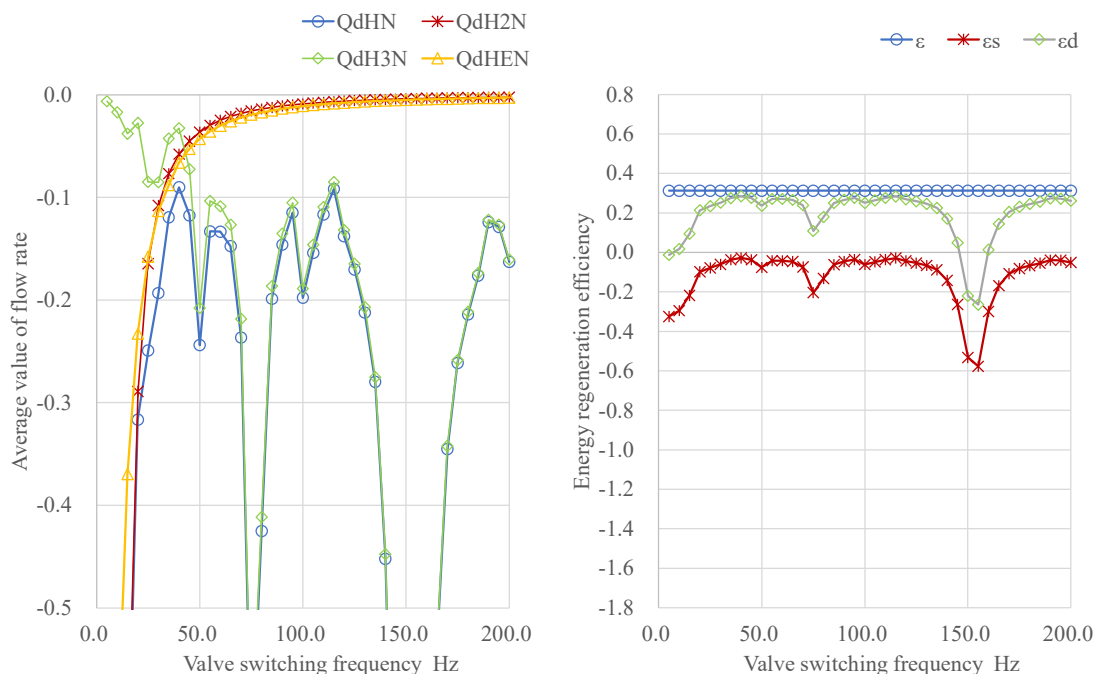


(b) $d = 0.25$ の場合

図 3.5 フーリエ余弦係数，フーリエ正弦係数を $P_H - P_L$ で無次元化した値の分布

なお、 $d = d_0$ と $d = 1 - d_0$ を比較すると、フーリエ正弦係数は同等で、フーリエ余弦係数は符号が逆の関係で分布は変わらず、デューティ比 d と振動回生効率の評価に用いる振動流量の平均値 Q_{DH} の積は同等となるため、 $d \leq 0.5$ の範囲で検討すればよい。基準モデルにおいて、バルブの切換周波数を 5 Hz ~ 200 Hz まで 5 Hz 刻みで変更した場合の、振動流量の平均値 Q_{DHN} 、 Q_{DH2N} 、 Q_{DH3N} の変化を、1 自由度管路モデルにおける振動流量の平均値 Q_{DHEN} の変化と合わせて図 3.6

(a) に示す．また，エネルギー回生効率 ε ，平均回生効率 ε_S ，振動回生効率 ε_D の変化を図 3.6 (b) に示す．図示した値はすべて平均流量 Q_S で正規化しており，変数には添え字 N を付加している． $d = 0.25$ の場合では，図 3.3 で示した $d = 0.5$ の場合の結果と同様に， Q_{DH3N} は基本周波数成分の共振による大きいピークや 3 次の高調波と 3 次あるいは 4 次の固有振動数との共振による小さいピークが存在する．それに加えて， $d = 0.25$ の場合は $d = 0.5$ の場合には存在しなかった 2 次の高調波が存在するので，その高調波と 3 次の固有振動数が共振し，77 Hz 近傍で負の方向にかなり大きなピークを示す．



(a) 振動流量の平均値

(b) エネルギー回生効率

図 3.6 基準モデルにおける振動流量の平均値とエネルギー回生効率
($d = 0.25$ の場合)

3.4 結言

本章では，まず，シリンダや機構部の質量が付加された系（弾性シリンダ付加モデル）と電気系と等価な系（1 自由度管路モデル）において，振動流量を計算する際に使用する周波数応答関数の違いについて検討した．その結果，弾性シリ

ンダ付加モデルの周波数応答関数のゲインは、3次以降の高次の固有振動数との共振ピークが繰り返し現れており、1自由度管路モデルの場合のように周波数が増加するとともにゲインが減少していくわけではないこと、バルブの切換周波数が2次の固有振動数よりも十分大きい場合は、弾性シリンダ付加モデルの低次モード成分と1自由度管路モデルの周波数応答関数が一致し、バルブの切換周波数が比較的低い領域における両者の違いは、系の等価質量と等価減衰の比に起因していることを示した。

次に、バルブの切換周波数、等価質量、等価減衰、バルブのデューティー比の各パラメータが、低次モードと高次モードにどのように影響するかを検討した。

バルブの切換周波数の影響については、低次モードは切換周波数が増加するにつれて振動流量の低次成分の平均値は減少すること、高次モードはバルブの切換周波数の基本成分および高調波成分が系の固有振動数と共振すれば、振動流量の高次成分の平均値は負の方向に大きな値を示し、振動回生効率の大幅な低下につながることを示した。

質量の影響については、管路系の等価質量を増加させると、低次モードにおいて振動流量が減少する方向に働くとともに、高次モードにおいても、周波数応答関数の値が減少し振動流量の減少につながることから、いずれの周波数領域においても振動流量の平均値は負の方向で減少しており、振動回生効率は増加することを示した。

減衰の影響については、管路系の等価減衰、機構部の等価減衰を増加させると平均流量は減少するが、減衰比の増加は平均流量には影響しない。管路系の等価減衰、減衰比の増加は基本的には振動流量の平均値の負の方向における増加につながり、共振周波数近傍では異なる傾向を示すが、機構部の等価減衰の増加は振動流量の低次成分の平均値の負の方向における増加につながり、振動流量の高次成分の平均値には影響しないことを示した。

バルブのデューティー比の影響については、デューティー比が0.25の場合は0.5の場合には存在しなかった2次の高調波が存在するので、その高調波と系の固有振動数が共振すれば、振動流量の高次成分の平均値の負の方向における増加につながることを示した。

第4章 反共振を用いたエネルギー回生効率向上に関する検討

4.1 緒言

3章では、管路系の出口端に加わるバルブの切換周波数を基本周波数とする外力と、油の弾性に起因する管路系の固有振動数とが共振することにより大きい流量変動が発生し、エネルギー回生効率の向上が困難になることを確認した。

これまでの研究からわかるように、管路系の固有振動数との共振が問題になるとすれば、逆に、反共振の周波数で加振した場合には、出口端の流量変動は抑制できるはずであるので、本章では、反共振を利用することで、流量変動を抑制し、エネルギー回生効率を向上させることを考える。ただし、加振周波数には基本周波数であるバルブの切換周波数以外にも高調波成分が存在するとともに、管路系の固有振動数も多数あるので、すべての加振周波数に対して共振をさけて反共振周波数に設定することは難しい。特に、建設機械での典型的な油圧システムで通常用いられている断面変化のない管路系の場合であれば、管路系の最低次の反共振周波数は最低次の共振周波数のほぼ $1/2$ となるため、バルブの切換周波数を管路系の反共振周波数に設定しても高調波成分も同時に反共振周波数に設定することは難しく、このままでは反共振の考え方を適用することは困難である。そこで、バルブの切換周波数を管路系の反共振周波数に設定した場合に、主な高調波の加振周波数が管路系の高次の反共振周波数となるように管路形状（断面積変化）を設定することで、流量変動を抑制し、エネルギー回生効率を向上させることを考える。すべての高調波を考慮することは現実的ではないので、ここでは、比較的成分が大きいと考えられる 3 次までのすべての高調波を取り上げて検討する。

まず、パラメータの設定が容易な管路の断面積が 3 段階で変化するモデルで、3 次までのすべての高調波の振動数を同時に反共振周波数に設定することが可能かどうかを検討する。次に、管路の急激な断面積変化による管路圧損の増加に起因したエネルギー回生効率の低下を避けるため、管路の断面積が連続的に変化するモデルを用いて検討する。有限要素モデルの固有値解析によりモーダルパラメータを算出し、2.4 節で提案した流量応答解析法により、これらのモデル

が断面変化のない管路系の場合に比べてエネルギー回生効率の向上が期待できることを示す。

4.2 反共振の利用の検討

3章のSIHSでは、電気系の昇圧チョップ回路によるエネルギー回生のように切換周波数を上げればエネルギー回生効率が増えるというわけではなく、管路の油の弾性振動の共振にかかれば逆にエネルギー回生効率が大きく低下することを示した。本章では、図2.5に示す弾性シリンダ付加モデルにおいて、管路系の断面積が一定のシステムを取り上げ、その現象を詳しく調べることにより、弾性振動の影響があってもエネルギー回生効率が低下しない方法の可能性を探る。流量応答解析法については、2.4節で提案したモード解析を用いた計算法を用いるが、管路系の断面積が一定でないシステムを扱うことを考慮し、モーダルパラメータについては近似的に導出するのではなく、2.5節で示した有限要素モデルの固有値解析により導出する。有限要素解析に用いる各パラメータの値は表2.2に示した条件を用いるが、より実際に近い条件とするために、バルブ減衰は線形減衰ではなく、次式で示すような流量の二乗に比例した非線形減衰を用いる。

バルブの開口断面積を A_V とすれば、流量応答 $q(t)$ とバルブ部での圧損 P_V の関係は次式で表現できる。ここで、 c_0 は流量係数である。

$$P_V = \frac{\rho}{2(c_0 A_V)^2} |q(t)|q(t) = c_V |q(t)|q(t) \quad (4.1)$$

式(4.1)で示したバルブの圧損は非線形であるので、有限要素モデルに組み込む場合は、振動流量に対するバルブの等価減衰定数として次式で示す平均流量 Q_S まわりで線形化したバルブの等価減衰 c_{VE} を用いる。

$$c_{VE} = 2c_V |Q_S| \quad (4.2)$$

有限要素モデルの固有値解析により得られたモーダルパラメータ（固有角振動数 ω_j 、モード質量 m_j 、モード減衰 c_j 、加振点のモード成分 u_j ）を表4.1に10次モードまで示す。1次は剛体モード、2次はシリンダによるばね定数 k で接続

された管路内の油と機構部が逆相で動くモード（12 Hz）で管路の油はほとんど弾性変形しない。3次以降は管路系の弾性振動のモードであり、機構部との連成が小さくなり管路内の油の両端自由での弾性変形モード（3次：153 Hz，4次：306 Hz，---）の固有振動数とほぼ等しくなっている。バルブの切換周波数を5 Hz～200 Hzまで5 Hz刻みで変更した場合の、振動流量の平均値 Q_{DHN} ， Q_{DH2N} ， Q_{DH3N} ，エネルギー回生効率 ε の変化を図4.1，図4.2に示す。図4.1はデューティ比 $d = 0.5$ の場合の結果を，図4.2は $d = 0.25$ の場合の結果を示している。

2種類のデューティ比での悪い方の結果で評価するならば，40 Hzあたりまでは Q_{DH3N} が小さく Q_{DH2N} が支配的であるが，それよりも高い周波数では， Q_{DH2N} は減少しても Q_{DH3N} を小さくすることができる周波数を探すことはなかなか難しい。しかし， $d = 0.5$ に限れば，反共振周波数となっている77 Hzを切換周波数とすると， Q_{DH3N} がかなり小さくなり，40 Hzよりも良好なエネルギー回生効率を得られる。したがって，反共振を利用すれば， Q_{DH3N} が小さくなりエネルギー回生効率の向上が期待できる。しかし，システムの制御のためにはデューティ比を幅広く変更させる必要があるので， $d = 0.25$ で悪くなるのであれば，このままでは反共振利用の考え方をすることは難しい。そこで，どうすれば反共振利用の可能性がでてくるかを探るために，現象をもう少し詳しく調べてみる。

図4.3に， $d = 0.5$ と 0.25 の場合について，式(2.35)の q_{DF1N} ， q_{DF2N} ， q_{DF3N} を計算し，それらを用いて計算した振動流量の平均値 Q_{DHN}^1 ， Q_{DHN}^2 ， Q_{DHN}^3 と，あわせて全加振力に対応する振動流量の平均値 Q_{DHN} の周波数による変化を示す。

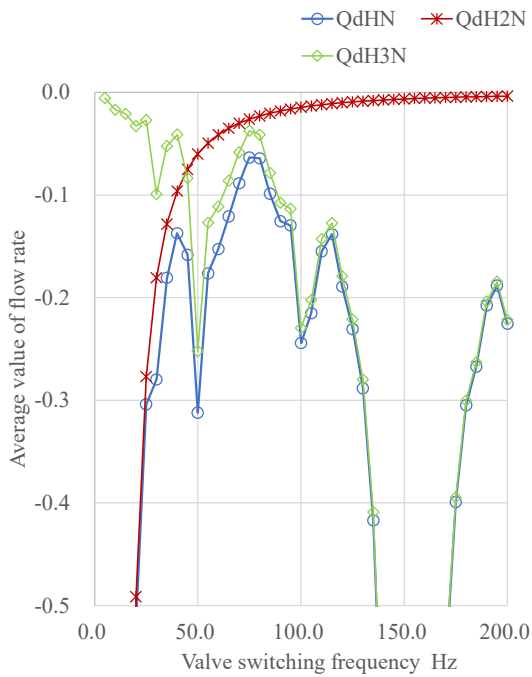
どちらのデューティ比でも切換周波数77 Hzでは反共振周波数と一致するので Q_{DHN}^1 は十分小さくなっている。2次成分が存在しない $d = 0.5$ では Q_{DHN}^2 も十分小さくなっているのに対して，2次成分が存在する $d = 0.25$ では共振により Q_{DHN}^2 がかなり大きくなっている。

$d = 0.25$ の場合， Q_{DHN}^2 の大きさの変化を見れば，切換周波数77 Hzではその2倍の加振周波数が3次の固有振動数である153 Hzに近づいて共振し，切換周波数153 Hzでは2倍の加振周波数が4次の固有振動数である306 Hzに近づいて共振している。共振に近づくと大きなピークを示すが，それらのピークの前には，必ず大きさが非常に小さくなる切換周波数の存在が認められ，それらは反共振周波数であると考えられる。どちらのデューティ比でも存在する Q_{DHN}^3 についても同様の現象が見られる。

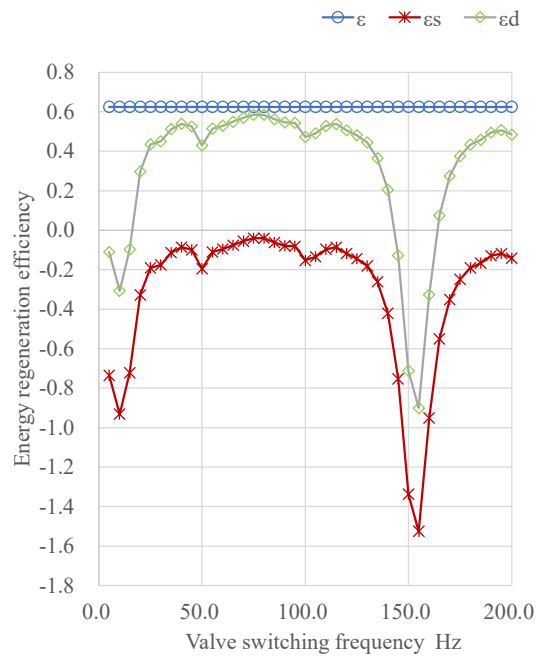
このように各加振成分に対して反共振周波数があったとしても、各高調波成分による反共振が同一の切換周波数で発生しているわけではないので、反共振となる切換周波数は反共振の考え方を適用することを難しくしていると考えられる。もし、なんらかの方法で、切換周波数の基本周波数成分だけでなく、ある程度の次数の高調波まで、同じ切換周波数で反共振に設定することができれば、その切換周波数では Q_{DHN} を小さくできる可能性があると考えられる。そのような状態は、前述のような断面積一定の管路系では実現することは難しいが、管路系の断面積一定にこだわらず形状に自由度を持たせれば、実現できる可能性があると考え、その形状について次節で検討する。

表 4.1 有限要素モデルの固有値解析により得られたモーダルパラメータ
(管路系の断面積が一定の場合)

Mode	ω_j [rad/s]	m_j [kg/m ⁴]	c_j [kg/m ⁴ s]	u_j [-]
1	0.00×10^1	6.06×10^7	2.76×10^9	1.00
2	7.54×10^1	5.94×10^7	2.72×10^9	-9.90×10^{-1}
3	9.63×10^2	1.53×10^7	1.64×10^9	1.00
4	1.92×10^3	1.53×10^7	1.81×10^9	-1.00
5	2.89×10^3	1.52×10^7	2.09×10^9	1.00
6	3.85×10^3	1.51×10^7	2.48×10^9	-1.00
7	4.83×10^3	1.50×10^7	2.98×10^9	1.00
8	5.80×10^3	1.49×10^7	3.58×10^9	-1.00
9	6.79×10^3	1.47×10^7	4.29×10^9	1.00
10	7.78×10^3	1.45×10^7	5.10×10^9	-1.00

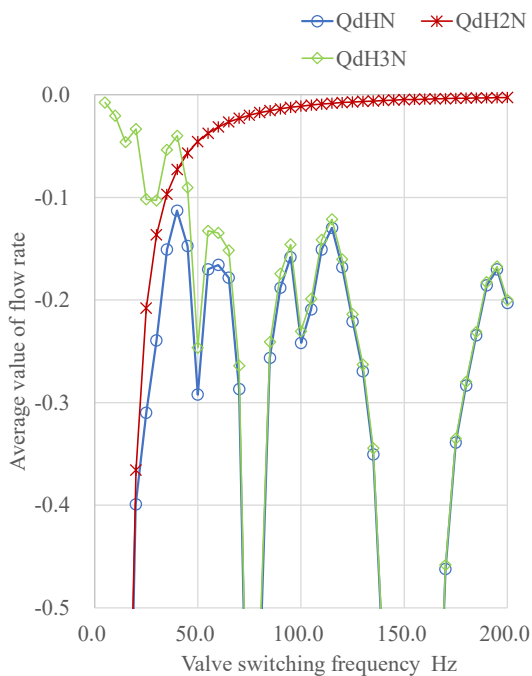


(a) 振動流量の平均値

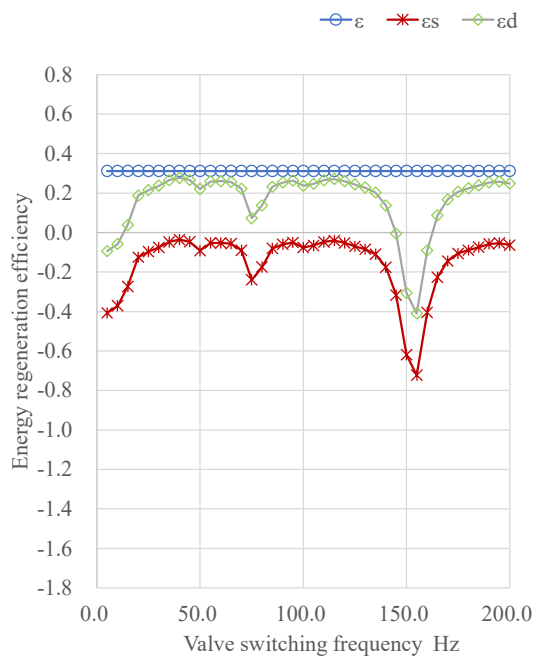


(b) エネルギー回生効率

図 4.1 バルブの切換周波数を変更した影響 ($d = 0.5$ の場合)



(a) 振動流量の平均値



(b) エネルギー回生効率

図 4.2 バルブの切換周波数を変更した影響 ($d = 0.25$ の場合)

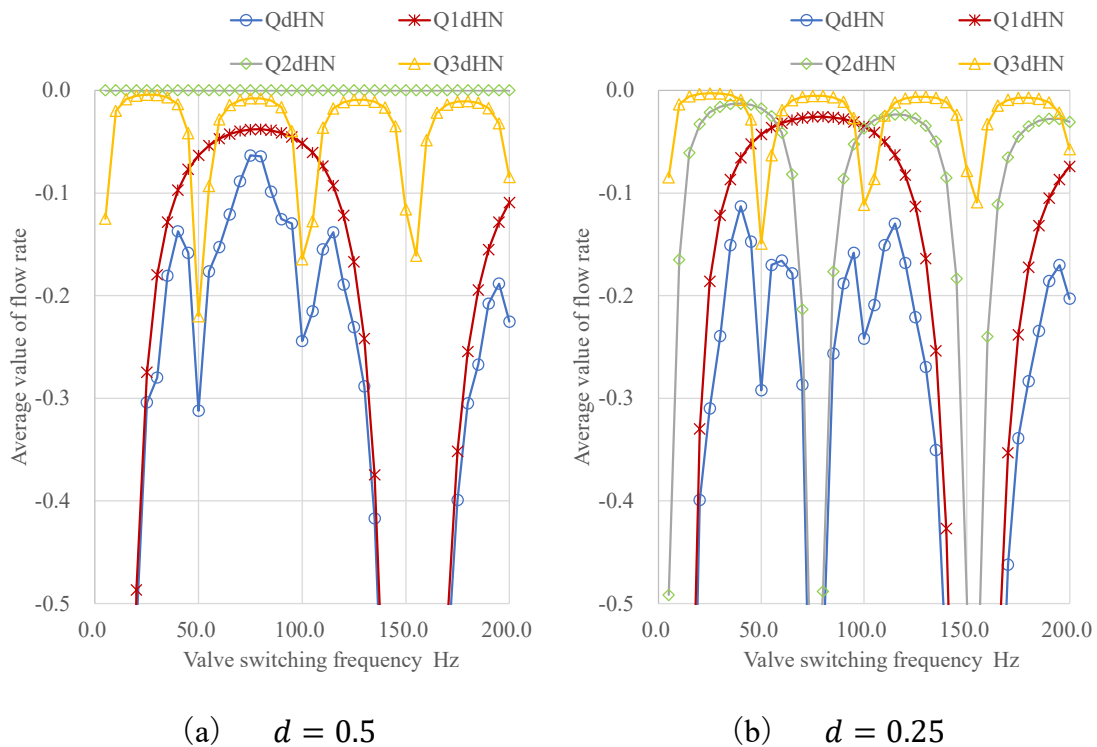


図 4.3 切換周波数，2 次の高調波，3 次の高調波による振動流量の平均値と全加振力に対応する振動流量の平均値

4.3 エネルギー回生効率を向上させる管路形状の検討

4.2 節で示したように，断面変化のない管路系の場合では，切換周波数を 1 次モードの反共振周波数に設定しても，2 次の高調波の共振のためうまく反共振を利用することができなかった．そこで，基本周波数が反共振になるように選んだ切換周波数で，高調波成分も反共振周波数になるように設定できれば，エネルギー回生効率を向上させられるのではないかと考え，本節では，それを実現するための管路形状について検討する．加振点である出口端を固定とした場合の固有振動数が反共振周波数となるので，そのような系での高次の固有振動数が 1 次の固有振動数の整数倍になればよいことになる．

2.7 節で示したように建設機械でよく用いられる機構部と管路の間に断面積が大きいシリンダが存在する場合の管路の油の弾性振動については機構部との連

成は無視できるとして管路系のみで考える．ここでは，比較的加振成分が大きいと考えられる 3 次までを考慮して検討する．すなわち，管路の一端固定の 2 次，3 次の固有振動数（反共振の振動数）が 1 次の固有振動数の整数倍になるように形状を設定することができれば，切換周波数を 1 次の反共振周波数に設定することにより，2 次，3 次の加振周波数は，必然的に 2 次，3 次の反共振周波数となる．

まず，上述のような形状の設定が可能かどうかを探るため，パラメータ設定が容易な図 4.4 のような出口端固定の 3 段の油圧管路モデルで，2 次，3 次の固有振動数が 1 次の整数倍になるような形状を得ることを考える（以下，3 段モデルとする）．3 段というだけでは設定の自由度が多いので，設計変数を絞るためにどの段も長さは等しいとし，長さ自身は適当な値に設定する．断面積については，1 段目の断面積を基準として，残りの 2 段の断面積との比を設定することを考え，設計変数を $a_2 = A_{p2}/A_{p1}$ ， $a_3 = A_{p3}/A_{p1}$ の 2 個とする． A_{p1} ， A_{p2} ， A_{p3} はそれぞれ，シリンダと接続している側から 1 段目，2 段目，3 段目の管路の断面積である．

固有角振動数の比として $\lambda_2 = \omega_2/\omega_1 = 2$ ， $\lambda_3 = \omega_3/\omega_1 = 3$ という 2 つの条件を満たすために必要な設計変数の数は 2 つであるとして，条件を満たす a_2 ， a_3 を求める．断面積比が決まれば，断面積を変更しても固有振動数は変化しないので，基準断面の断面積を与えれば残りの断面の断面積が決まる．管路の固有振動数は，管路長さに逆比例するので，とりあえず設定した長さによる固有振動数と所定の振動数の比によって長さを調整すればよい． a_2 ， a_3 を求める方法はいろいろ考えられるが，ここでは，断面変化のない管路形状を初期値として与えた有限要素モデルに固有値解析を適用し， a_2 ， a_3 の λ_2 ， λ_3 に対する感度を用いて繰り返し計算を行い，振動数比の収束条件を満足する a_2 ， a_3 を求める．

繰り返し計算により $a_2 = 0.375$ ， $a_3 = 0.179$ とすれば収束条件（誤差 1.00%以下）をクリアし， $\lambda_2 \cong 2$ ， $\lambda_3 \cong 3$ に設定できることがわかった．例として 1 次の反共振周波数を前述のモデルの反共振周波数である 77 Hz に設定するなら 1 段の長さは 175 cm となる．断面積の大きさ自身はいくらでもよい．また，設計変数 a_2 ， a_3 が決まれば，与えられたバルブの切換周波数に対して，相似形で管路の長さを調整してもよいと考えられるため，バルブの切換周波数を 40 Hz と固定とするならば，1 段の長さは 339 cm となる．

以上のように、3次の高調波までであれば、すべて反共振周波数に設定することが可能となる。また、この考え方を拡張して設計変数を増やせば、4次以上高調波まで反共振にするための計算も可能であると考えられる。

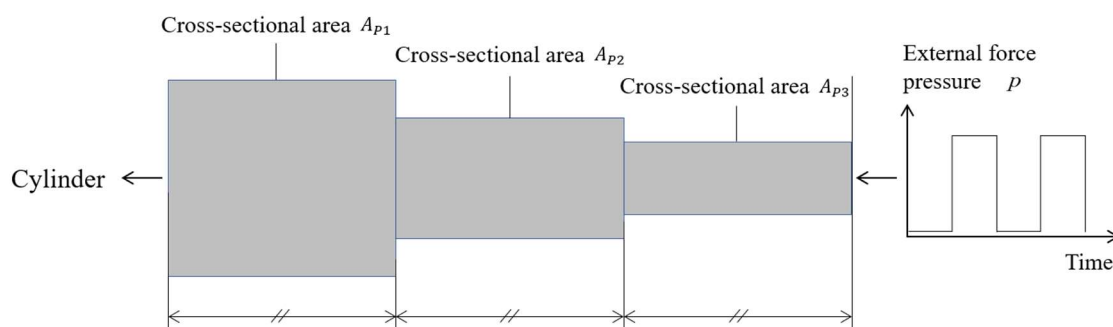


図 4.4 油圧管路の断面積が3段階に変化するモデル (3段モデル)

以上の検討により、3段モデルでシリンダと接続している側の管路の断面積が大きくなるような管路形状を設定すれば、切換周波数の基本周波数から3次までの高調波の振動数をすべて反共振周波数にすることが可能であることがわかった。しかし、このような形状を用いれば、管路の断面積の急激な変化は管路圧損の増大につながるため、外力条件が同一なら平均流量が減少しエネルギー回生効率の低下の要因となる。そこで、管路の断面積の急激な変化がない管路の断面積が連続的に変化する形状について検討する (以下、連続モデルとする)。

3段モデルでの結果と同様に連続モデルでもシリンダ側に近づくにつれて断面積を大きくしていけば、振動数比の条件をクリアできるのではないかと考える。図 4.5 に示すように管路の両端部から n 要素までは一定の断面積を有するとともに、それ以外の部分の断面積については $A_i = A_{i0}(= \alpha \times A_p) \times i^\beta$ で定義されるように連続的に変化するモデルを考えると、管路の断面積は

$$A_i = \begin{cases} A_{i0} \times n^\beta & (i \leq n) \\ A_{i0} \times i^\beta & (n < i < m - n) \\ A_{i0} \times (m - n)^\beta & (m - n \leq i) \end{cases} \quad (4.3)$$

となる．ここで， m は管路の有限要素モデルの分割数であり，断面変化のない管路系の場合と同様に 90 分割としている．また，図 4.5 に示すようにシリンダと管路の接続部を原点に取っている． α は振動数と無関係であり， β ， n を設計変数と考えれば，連続モデルではあるが 3 段モデルと同様に設計変数が 2 つになるので，3 段モデルと同じ手順で検討を行う．

3 段モデル同様， λ_2, λ_3 および β, n に対する感度を用いて繰り返し計算を行い，固有角振動数の比率 $\lambda_2 = \omega_2/\omega_1 = 2$ ， $\lambda_3 = \omega_3/\omega_1 = 3$ を満たす場合の設計変数を 3 段モデルと同様の収束条件で求めると， $\beta = -1.46, n = 14.0$ となる．連続モデルにおいて，1 次の反共振周波数を断面変化のない管路系の場合の反共振周波数である 77 Hz になるように管路長さを決めると，表 2.2 記載のモデルにおける管路の長さ L の 1.67 倍となり，断面変化のない管路系の場合の長さ比べて長くなる．このとき，管路系の 1 次～3 次の反共振周波数はそれぞれ 77 Hz, 155 Hz, 231 Hz となる．さらに，平均流量が断面変化のない管路系の場合と同様になるように管路の断面積を求めると $\alpha = 441$ となり，3 段モデルよりも両端の断面積比が大きくなったが，関数形の選び方によってはその比は変化すると考えられる．

このような管路形状を採用し，系全体に対して実施した固有値計算により得られたモーダルパラメータ（固有角振動数 ω_j ，モード質量 m_j ，モード減衰 c_j ，加振点のモード成分 u_j ）を表 4.2 に 10 次モードまで示す．

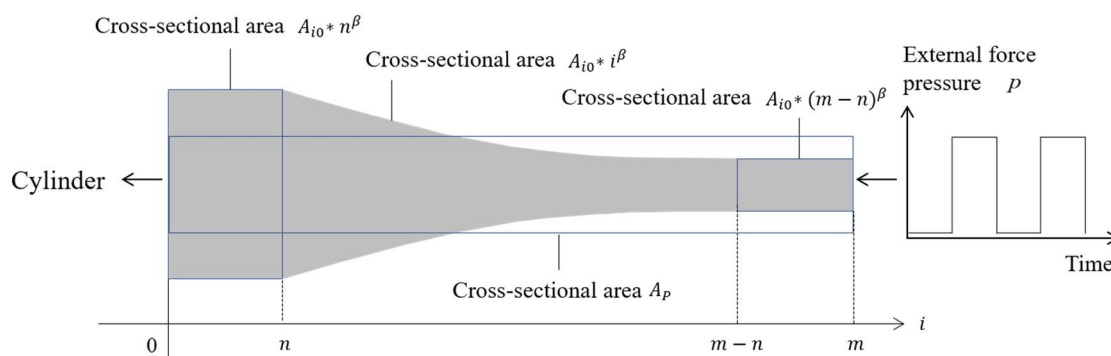


図 4.5 油圧管路の断面積が連続的に変化するモデル（連続モデル）

表 4.2 有限要素モデルの固有値解析により得られたモーダルパラメータ
(連続モデルの場合)

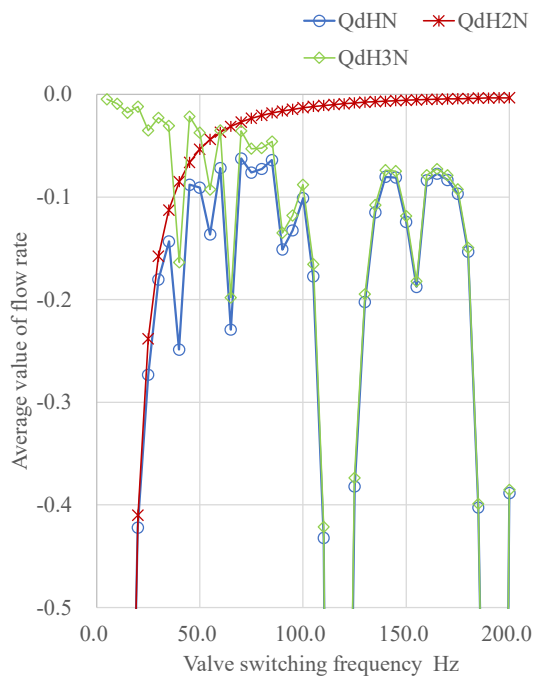
Mode	ω_j [rad/s]	m_j [kg/m ⁴]	c_j [kg/m ⁴ s]	u_j [-]
1	0.00×10^1	6.30×10^7	2.76×10^9	1.00
2	6.98×10^1	5.75×10^7	2.52×10^9	-9.29×10^{-1}
3	7.33×10^2	3.30×10^6	1.31×10^8	2.72×10^{-1}
4	1.21×10^3	1.74×10^6	7.78×10^7	-2.01×10^{-1}
5	1.73×10^3	2.28×10^6	1.39×10^8	2.60×10^{-1}
6	2.31×10^3	3.18×10^6	2.42×10^8	-3.27×10^{-1}
7	2.90×10^3	3.48×10^6	3.11×10^8	3.44×10^{-1}
8	3.50×10^3	3.12×10^6	3.21×10^8	-3.19×10^{-1}
9	4.09×10^3	2.58×10^6	3.05×10^8	2.83×10^{-1}
10	4.68×10^3	2.26×10^6	3.13×10^8	-2.64×10^{-1}

4.4 流量応答計算によるエネルギー回生効率への影響検討

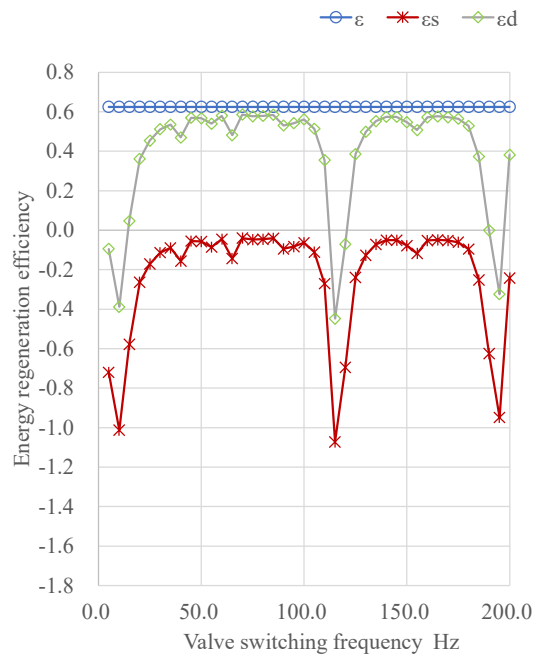
図 4.5 の連続モデルにおける流量応答計算では、外力条件は 4.2 節で示した断面変化がない場合と同等であると仮定すると、平均流量、平均回生効率は断面変化がない場合と同じになるので、改善の効果は振動回生効率で比較する。図 4.5 に示した連続モデルにおいて、バルブの切換周波数を 5 Hz～200 Hz まで 5 Hz 刻みで変更した場合の、振動流量の平均値 Q_{DHN} , Q_{DH2N} , Q_{DH3N} , エネルギー回生効率 ε の変化を図 4.6, 図 4.7 に示す。図 4.6 はデューティ比 $d = 0.5$ の場合の結果を、図 4.7 は $d = 0.25$ の場合の結果を示している。また、4.2 節でも実施したように、式 (2.35) の q_{DF1N} , q_{DF2N} , q_{DF3N} を計算し、それらを用いて計算した切換周波数、2 次の高調波、3 次の高調波による振動流量の平均値 Q_{DHN}^1 , Q_{DHN}^2 , Q_{DHN}^3 と、あわせて全加振力に対応する振動流量の平均値 Q_{DHN} の周波数による変化を図 4.8 に示す。図 4.8 では、どの次数も負の領域で変化しているが、77 Hz では反共振の効果により、その大きさが小さくなっていることがわかる。

次に、 $d = 0.5$ と 0.25 では、4 次の高調波成分が存在しないので、2 つのデューティ比に加えて、 $d = 0.4$ の場合についても検討する。 $d = 0.4$ の場合は、4 次の高調波成分 (4 次のフーリエ正弦係数) が他のデューティ比よりも大きく、影響が顕著に出ると考えられるため、比較として採用した。 $d = 0.4$ の場合について、動的現象の外力である振動圧 p_D をフーリエ級数展開する場合に用いるフーリエ余弦係数およびフーリエ正弦係数を $P_H - P_L$ で無次元化した結果を図 4.9

に示す. 表 4.3 に切換周波数を 77 Hz とした場合の Q_{DHN} , Q_{DH2N} , Q_{DH3N} とエネルギー回生効率を, 3 章の断面変化がない断面変化のない管路系の場合で比較的良好なエネルギー回生効率を得られた 40 Hz の場合の結果と比較して示す. Q_{DH2N} は, 2 次の共振点より十分高い切換周波数では, 等価質量, 切換周波数が大きく, 等価減衰が小さいほうがその大きさが低下するが, この例では切換周波数の上昇の効果が大きく, 断面変化のない管路系の場合と比べて大幅に改善している. Q_{DH3N} については, 6 次の高調波の周波数である 464 Hz が系の 7 次の固有振動数である 462 Hz に非常に近いことの影響を受けてその影響が少しでているが, $d = 0.4$ と 0.5 では断面変化のない管路系の場合と比べて改善している. Q_{DH2N} と Q_{DH3N} の和で求まる Q_{DHN} や振動回生効率 ϵ_D は, デューティ比 d による凸凹はあるが, Q_{DH2N} が減少する効果により 3 条件の平均値は大幅に改善している. これらの結果より, 仮に高次の高調波で共振があっても, あまり大きい影響はないと考えられ, 3 次の高調波までが反共振周波数になるように管路系形状を設定すれば, ある程度エネルギー回生効率を改善できることが分かった. なお, 上記の考え方に基づけば, 1 次成分及び 2~4 次の高調波成分の大きいデューティ比においても効果が確認できるため, これら 3 種類のデューティ比の場合の検討で実用上十分であると考えられる.

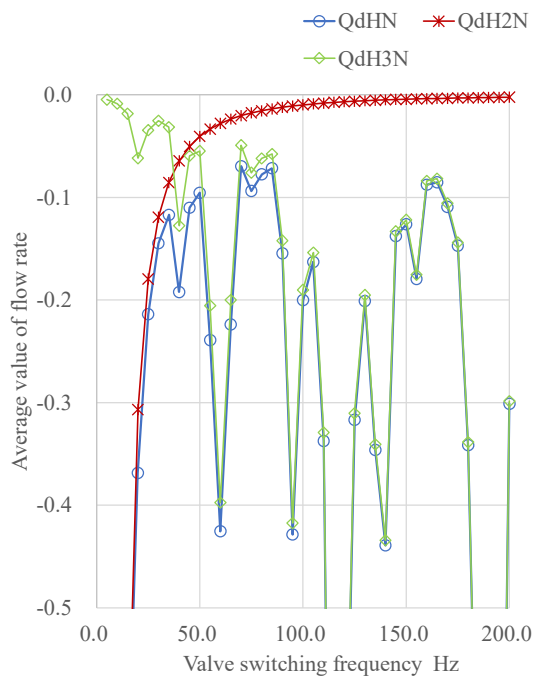


(a) 振動流量の平均値

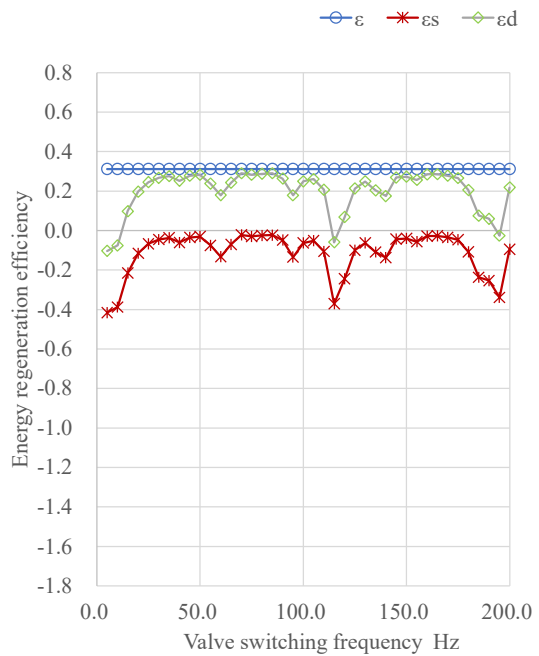


(b) エネルギー回生効率

図 4.6 バルブの切換周波数を変更した影響 ($d = 0.5$ の場合)

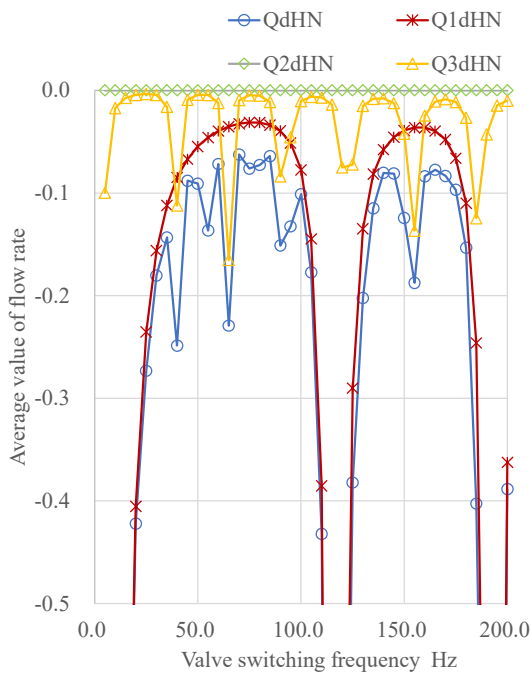


(a) 振動流量の平均値

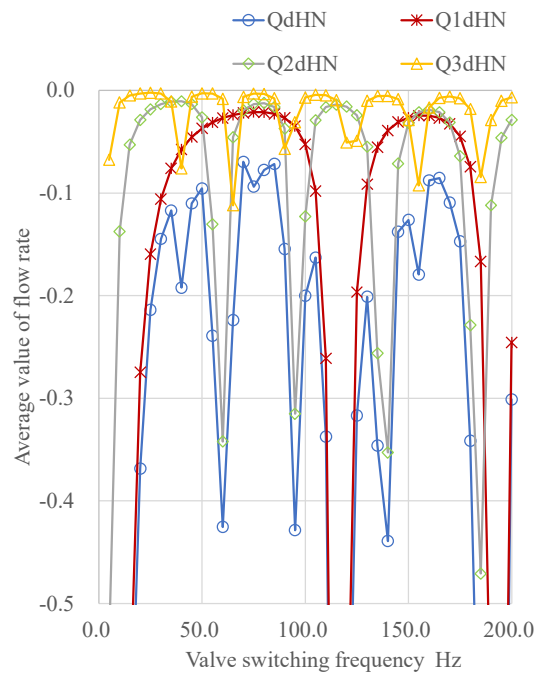


(b) エネルギー回生効率

図 4.7 バルブの切換周波数を変更した影響 ($d = 0.25$ の場合)



(a) $d = 0.5$



(b) $d = 0.25$

図 4.8 切替周波数, 2 次の高調波, 3 次の高調波による振動流量の平均値と全加振力に対応する振動流量の平均値

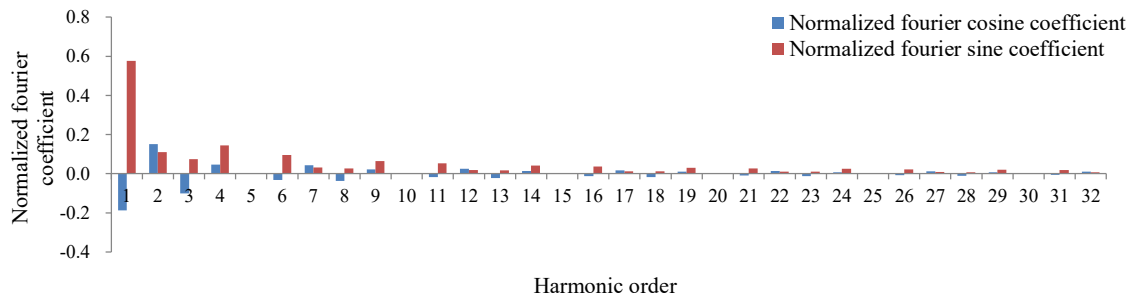


図 4.9 フーリエ余弦係数およびフーリエ正弦係数を $P_H - P_L$ で無次元化した値の分布 ($d = 0.4$ の場合)

表 4.3 連続モデルにおいて切換周波数を 77 Hz とした場合の振動流量の平均値
とエネルギー回生効率（断面変化がない 40 Hz の場合との比較）

	Continuous piping model 77 [Hz]		
	d=0.25	d=0.4	d=0.5
Q_{DHN}	-1.07×10^{-1}	-8.65×10^{-2}	-5.86×10^{-2}
Q_{DH2N}	-1.67×10^{-2}	-2.09×10^{-2}	-2.19×10^{-2}
Q_{DH3N}	-9.01×10^{-2}	-6.56×10^{-2}	-3.67×10^{-2}
ϵ_S	3.13×10^{-1}	5.00×10^{-1}	6.25×10^{-1}
ϵ_D	-3.34×10^{-2}	-4.32×10^{-2}	-3.66×10^{-2}
ϵ	2.79×10^{-1}	4.57×10^{-1}	5.88×10^{-1}

	Straight piping model 40 [Hz]		
	d=0.25	d=0.4	d=0.5
Q_{DHN}	-1.13×10^{-1}	-1.13×10^{-1}	-1.13×10^{-1}
Q_{DH2N}	-7.29×10^{-2}	-7.29×10^{-2}	-7.29×10^{-2}
Q_{DH3N}	-4.00×10^{-2}	-4.00×10^{-2}	-4.00×10^{-2}
ϵ_S	3.13×10^{-1}	3.13×10^{-1}	3.13×10^{-1}
ϵ_D	-3.53×10^{-2}	-3.53×10^{-2}	-3.53×10^{-2}
ϵ	2.77×10^{-1}	2.77×10^{-1}	2.77×10^{-1}

4.5 結言

建設機械で SIHS の圧力増幅回路を用いて油圧システム内でのエネルギーを回生する場合には、電気系の昇圧チョッパ回路とは異なり、管路系の油の弾性に起因する共振などによってエネルギー回生効率が低下するという問題がある。本章では、反共振を利用することで、流量変動を抑制し、エネルギー回生効率を向上させることを検討した。

まず、一般的によく使用されている断面変化のない管路系の場合について、油圧管路系を有限要素法でモデル化して流量応答およびエネルギー回生効率を計算した。その結果、加振力の 2 次の高調波成分が存在しないデューティー比が 0.5 の場合では、切換周波数を反共振周波数に設定すれば、応答を低減させる効果があるが、2 次の高調波成分が存在するデューティー比が 0.25 の場合では、基本周波数を反共振周波数に設定すれば、2 次の高調波が共振にかかってしまうことにより逆に応答が悪化することを示した。実際の制御では、デューティー比を変化させる必要があるので、このままでは反共振を利用することが難しい。

そこで、断面変化のない管路形状にこだわらず形状を工夫することにより、バルブの切換周波数の基本周波数から 3 次までの高調波成分をすべて管路系の反共振周波数に設定することができれば、流量応答を低減することが可能ではないかと考え、その形状ならびにその場合の流量応答およびエネルギー回生効率を計算した。

まず、パラメータの設定がわかりやすい管路形状として、管路の断面積が 3 段階で変化する 3 段モデルで検討を行った。その結果、2 つの断面積比という設計変数をうまく設定すれば、3 次までの高調波成分をすべて管路系の反共振周波数に設定することが可能であることを示した。次に、3 段モデルでの断面積の急激な変化は管路圧損の増大につながり、エネルギー回生効率低下の要因になることから、管路の断面積が連続的に変化する形状について同様の検討を行った。その結果、3 段モデルの場合と同様に、3 次までの高調波成分をすべて管路系の反共振周波数に設定することができ、断面変化のない管路系の場合と比べてエネルギー回生効率が向上することを示した。

第5章 バルブの切換時間および管路構成の違いによる影響検討

5.1 緒言

実機に SIHS を適用する場合には、バルブの切換時間が無視できるほど十分高速なバルブの利用が困難である場合や、バルブ周辺の構成においてバルブと圧力源との間に管路を挿入せざるを得ない場合などがあると考えられる。それらの場合には、理想的な状況よりもエネルギー回生効率が低下する可能性がある。SIHS を用いた実機を設計する際には、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成が、どの程度エネルギー回生効率に影響するかを把握しておく必要があると考えられる。しかし、SIHS に関するいずれの先行研究 (Pan et al., 2014a), (Pan et al., 2015), (Pan et al., 2017), (De Negri et al., 2014) でも、計算モデルが簡単で現象を理解しやすくするために、バルブ切換の効果を外力による圧力変動がイナータンス配管の端部に加わると仮定した計算を行っており、バルブ近傍の管路の構成の影響を検討できていない。また、Pan らは、SIHS の流量増幅回路でのバルブの応答遅れによる漏れの影響の評価を試みている (Pan et al., 2014b) が、限られた条件での検討であり、上述のようなバルブ近傍に管路を挿入した系でのエネルギー回生効率の評価は困難であると考えられる。

本章では、まず、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成が、どの程度エネルギー回生効率や平均流量に影響するかを把握するためのモデル化および応答計算法について提案する。次に、SIHS の圧力増幅回路の実験装置を試作し、高圧源へエネルギー回生ができていることを確認するとともに、実験値と計算値の比較検討により、提案した計算法が妥当であることを示す。

さらに、提案した手法を用いて、数値シミュレーションを実施し、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路構成の違いによってエネルギー回生効率や平均流量にどのように影響するかを検討する。

5.2 バルブの切換時間や管路構成の影響を考慮した流量応答解析法

SIHS を用いた実機を設計する際には、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成が、どの程度エネルギー回生効率や平均流量に影響するかを把握しておく必要があると考えられる。図 2.2 の破線で囲った系のように高圧源、低圧源がバルブに直結し、且つ瞬時にバルブが切り換わる理想的な切換条件の場合には、図 2.3 に示す外力としての圧力変動がイナータンス配管に加わるとするモデルで対応することが可能である。しかし、本章ではバルブの応答遅れやバルブ近傍の管路の影響を考慮することを目的とし、図 5.1 に示すバルブ近傍に複数の管路が存在する系において、バルブの切換時間を考慮できるモデル化を考える。具体的には、高圧源、低圧源に接続し切換時間を有する 2 つの切換バルブ 1,2 と、切換バルブ 1,2 と圧力源との間に管路 F, G, 切換バルブ 1,2 とイナータンス配管 C の間に管路 D, E が存在すると仮定する。管路を有限要素分割するとともに、バルブを非線形減衰で表現するなど他の構成要素についても有限要素法的な考え方で要素に分割し、各要素のつり合い式から全体座標系での運動方程式を構築する（今西他, 2003）,（井上, 石井, 1981）。以下では、5.3 節の実験装置での計算に用いる要素について説明する。

バルブは瞬時に切り換わると仮定するのではなく、図 5.2 に示す切り換える過程を考慮する。スプール変位から算出できるバルブ開口断面積 A_V を時間の関数とし、式 (4.1) で表現されるバルブ前後の差圧 P_V と流量 q の関係がスプールの位置により変化するとして、時間により変化する非線形減衰という形でバルブの開閉の効果を表現する（今西他, 2003）。バルブの動作が瞬時に切り換わる場合のようにデューティー比のみでは切換状況を表現することはできないので、図 5.2 に示す高圧接続側の切換バルブに開の信号が入ったタイミングと低圧接続側の切換バルブに開の信号が入ったタイミングの時間差 T_H と 1 周期の時間 T との比を基本デューティー比と定義する。それに、開閉時のそれぞれの立ち上がり時間 T_1, T_2 , 2 つのバルブの開閉のタイミングの関係を加えれば切換状況が概ね表現できる。ただし、計算ではバルブごとにスプール変位を計測し、開口断面積に換算する。

イナータンス配管 C, 管路 D~G は、油圧管路要素に分割する。油圧管路要素は、2.5 節で示したように節点である両端の積算流量を変数とし、1 次元の形状

関数を用いた有限要素法により，要素の質量，剛性マトリックスをそれぞれ，式 (2.37) ,式 (2.38) を用いて計算する（井上，石井，1981）．

管路でも分岐部については，図 5.3 のように 3 個の節点を有するものを考え，その要素剛性マトリックス，質量マトリックスは以下のように求める（今西他，1987）．

$$\mathbf{m}_T = \rho \begin{bmatrix} \lambda_1^2 l_1 / A_1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^2 l_2 / A_2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^2 l_3 / A_3 \end{bmatrix} \quad (5.1)$$

$$\mathbf{k}_T = \frac{\beta}{V} \begin{bmatrix} \lambda_1^2 & \lambda_1 \lambda_2 & \lambda_1 \lambda_3 \\ \lambda_1 \lambda_2 & \lambda_2^2 & \lambda_2 \lambda_3 \\ \lambda_1 \lambda_3 & \lambda_2 \lambda_3 & \lambda_3^2 \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

ここで， $A_1 \sim A_3, l_1 \sim l_3$ はそれぞれ図 5.3 に示す部分の管路の断面積，管路の長さであり， V は分岐管路の体積である．また，図 5.3 の場合では $\lambda_1 = 1, \lambda_2 = \lambda_3 = -1$ になる．

管路系の圧損は，管摩擦によるものとベンド部，急拡大・縮小などによるものとの和であるとする．管摩擦による圧損 P_{P1} は層流であると仮定し，次式のような線形抵抗で表現する．

$$P_{P1} = \frac{8\pi\mu L}{A_i^2} q(t) \quad (5.3)$$

ベンド部などの圧損 P_{P2} は，その状態により大きさは異なるが，次式のような流量の 2 乗に比例する圧損で表現する．

$$P_{P2} = \frac{\rho\zeta}{2A_i^2} q(t)^2 \quad (5.4)$$

ここで， A_i は油圧管路要素の管路の断面積， L は管路の長さ， μ は油の粘性係数， ζ は損失係数であり，ベンドの場合は管径，曲率半径，曲がり角度で決まる係数である．

低圧源は大気圧とし，高圧源も一定圧と見なせる場合には，図 5.1 のように管路端の節点に一定圧で加わる外力としてモデル化する．小型のアクムレータ

の場合のように圧力が変動する場合には後述のような非線形ばねが管路端に接続しているとする。以上のようなモデルを用いれば、図 2.4 に示す変動する圧力を外力として与えるのではなく、バルブの切換時間、バルブ近傍の管路の影響を考慮したモデル化が可能となる。なお、図 5.2 のバルブの切換速度が十分速く、管路 D~G の長さが十分短ければ、バルブ周辺は前述の理想的な場合に相当する。

バルブの近傍については、以上のモデル化が可能である。しかし、5.3 節の実験では、それ以外に流量を供給するポンプ、リリーフ弁、アキュムレータが用いられており、これらのモデル化も必要である。本章の実験で用いたポンプは強制流量としてモデル化し、リリーフ弁については、近似的に図 5.4 に示す非線形減衰で表現する（今西，2003）。アキュムレータは、アキュムレータ内のガス容積 V_a とガス圧力 P_a の関係を

$$P_a V_a^\kappa = \text{const} = N \quad (5.5)$$

として、流入した積算流量の分ガス容積が変化し、それにより圧力が変化する非線形ばねとして次式のようにモデル化する。

$$P_a = N / (V_0 - x_a)^\kappa \quad (5.6)$$

ここで、 V_0 はアキュムレータ内の初期のガス容積、 x_a はアキュムレータに流入する積算流量、 κ は比熱比である。定数 N は初期のガス圧およびガス容積から計算する。系全体の構成が与えられれば、系全体を有限要素に分割し、有限要素法でよく用いられている手順により全体座標系での運動方程式を組み立てる。すなわち、個々の要素のつり合い式を要素の質量マトリックス、減衰マトリックス、剛性マトリックスで表現し、積算流量の適合条件、力のつり合い条件、要素局所座標系と全体座標系との関係を用いて系全体の運動方程式を導出する。本節では、次節の実験装置に用いる要素について示したが、有限要素法の考え方をしているので、シリンダなどの要素が加わった場合でも、その要素のつり合い式を定義し要素として加えることにより、系全体の運動方程式は容易に得られる。建設機械でよく用いられる要素については、今西らの文献（今西他，2003）で示されている。運動方程式は、変数を各節点の積算流量、外力ベクトルを外部から節

点に加わる圧力から求め、前述の手順で導出した系全体の $\mathbf{M}, \mathbf{C}, \mathbf{K}$ マトリックス (\mathbf{C}, \mathbf{K} は非線形で、 \mathbf{C} はバルブ開閉でも変化する) および各節点の積算流量で構成される積算流量ベクトルを用いて式 (2.40) のように表現できる. 式 (2.40) を Newmark- β 法 ($\beta=1/4$) および Newton 法を用いた数値積分により応答を計算する.

エネルギー回生効率については、2.8 節で平均回生効率と振動回生効率の足し合わせで表現したが、実験装置では高圧源として模擬しているアキュムレータの圧力が流入流量により変化することから、外力条件が一定の状況をつくれず、平均回生効率、振動回生効率ともに変化してしまう. そこで、本章では、エネルギー回生効率を平均回生効率、振動回生効率の足し合わせで表現するのではなく、式 (5.7) ~ 式 (5.9) に示すように簡易的に算出することとする. 得られた高圧源の節点の流量を $q_H(t)$ とすると、1 周期当たりに高圧源に回生されるエネルギー E_H を次式で計算する.

$$E_H = \int_t^{t+T} (P_H(t)q_H(t)) dt \quad (5.7)$$

同様に、得られた入口側の節点の流量を $q_I(t)$ とすると、1 周期当たりに入口側に入力されるエネルギー E_I を次式で計算する.

$$E_I = \int_t^{t+T} (P_I(t)q_I(t)) dt \quad (5.8)$$

エネルギー回生効率 ε は、入力エネルギーに対する回生エネルギーの比として、次式で表現される.

$$\varepsilon = E_H/E_I \quad (5.9)$$

入口側の 1 周期での積算流量 $x_I(t)$ の変化を 1 周期の時間 T で除すれば、次式のようになら平均流量 Q_S が得られる.

$$Q_S = (x_I(t) - x_I(t - T))/T \quad (5.10)$$

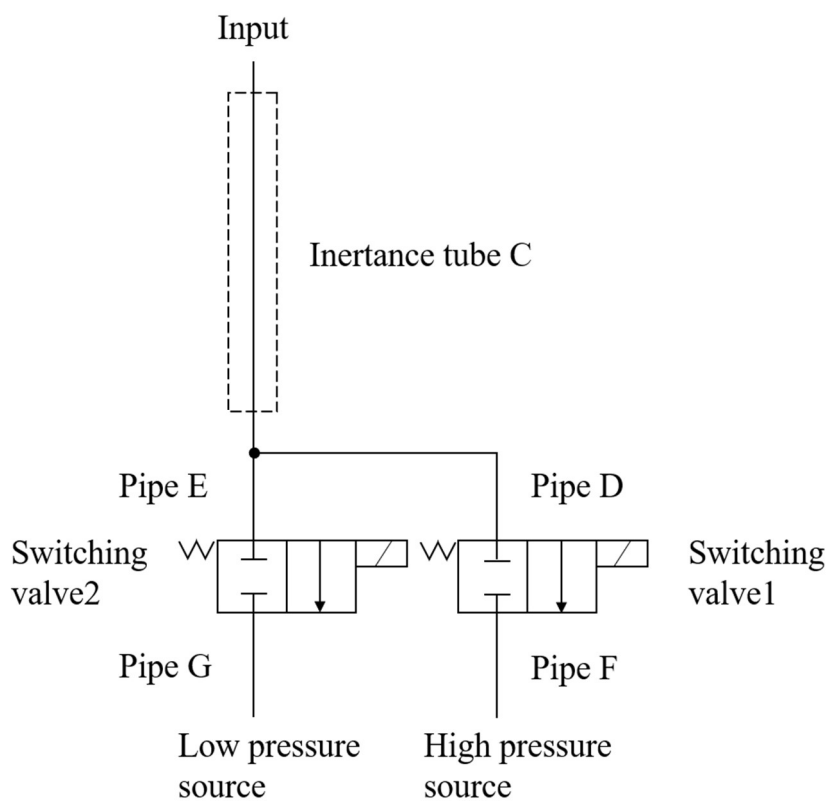


図 5.1 バルブ近傍に複数の管路が存在する SIHS モデル

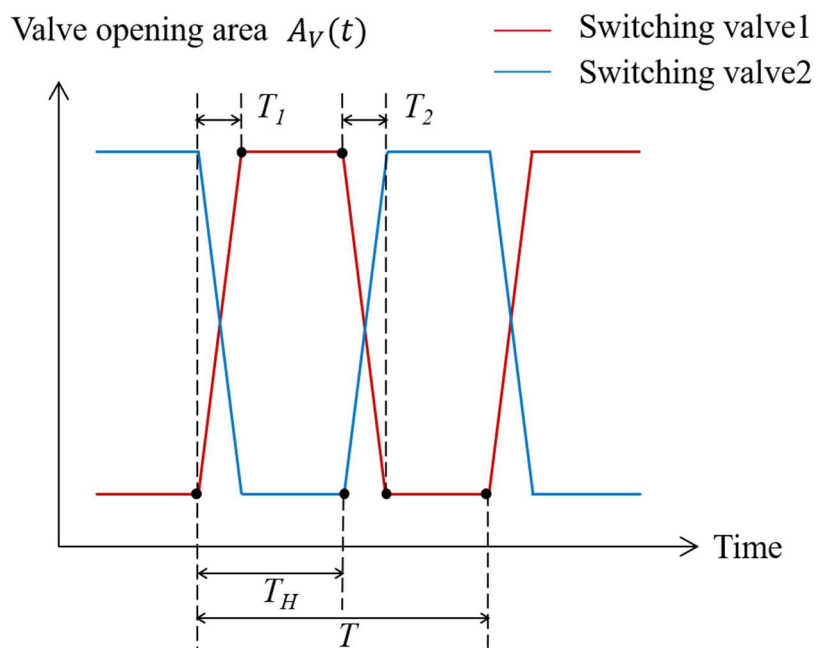


図 5.2 バルブの切り換わる過程

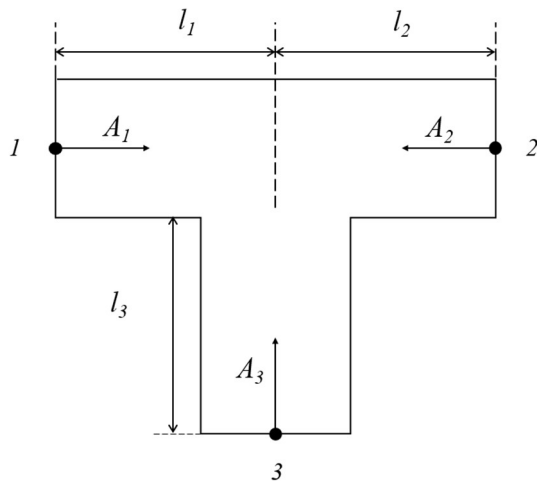


図 5.3 管路の分岐部

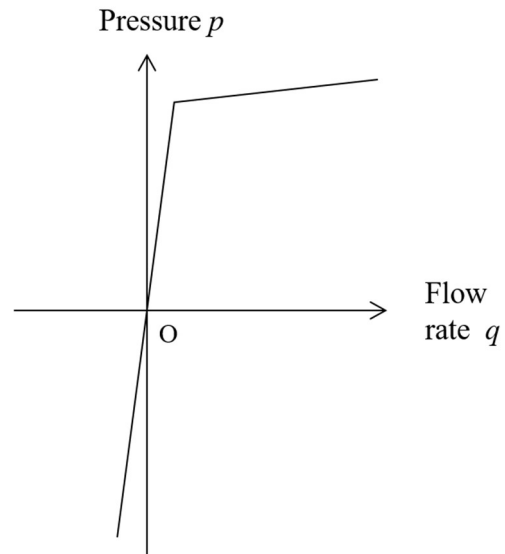


図 5.4 リリーフ弁の非線形

5.3 実験装置と解析モデル

次の2つの検証を行うため、汎用のテストスタンドを用いて SIHS の圧力増幅回路の実験装置を製作した。一つは 5.2 節で示したバルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成の影響を考慮した解析手法の妥当性の検証で、もう一つは、SIHS の圧力増幅回路で高圧源にエネルギーが回生されることの確認である。

図 5.5 に SIHS の圧力増幅回路の実験装置の構成を、図 5.6 に全体像を示す。ポンプからの供給流量を一定 (60 L/min) とし、ポンプからの供給管路に分岐して取り付けられているリリーフバルブ (設定圧 6 MPa) と供給側のアキュムレータ (NOK 製のスチール型アキュムレータ MC210-5000, ガス容量 4900 cc, 初期設定圧 4 MPa) により、入口圧が平均すると約 6 MPa になるようにリリーフ圧を設定した。ポンプからアキュムレータまでは、管路 H が挿入されている。バルブとイナータンス配管 C の間に管路 D, E, バルブと圧力源の間に管路 F, G が挿入されている。管路 C~H のインチサイズ, 断面積, 長さ, および分割数を表 5.1 に示す。

管路の減衰については、層流の管摩擦による線形減衰とベンド部などの圧損による 2 乗に比例する減衰の和と仮定し、その大きさは定常流で計測した各部

の圧損に合うようにモデル化した。

切換バルブにはスプール動作が計測可能で汎用のバルブの中では高応答性能を有するサーボバルブ(油研工業製の2段形高速リニアサーボ弁 LSVHG-04-750)を用いており、最大開口断面積は 39.2 mm^2 に設定し、バルブ切換時の開口断面積の変化は、計測したスプールのストロークから算出した。図 5.7 に、例として、バルブの切換周波数 30 Hz の場合のバルブ開口面積の変化を 2 周期分示す。バルブが全閉から全開に、全開から全閉にかかる時間は、それぞれ約 3 msec, 4 msec で、切換周波数が増え変化してもほとんど変化しないことを確認している。また、図 5.7 のように一方のバルブが閉じ始めるタイミングでもう一方のバルブが開き始めるように設定した。

低圧接続側の切換バルブは大気圧のタンクに連通するが、高圧接続側の切換バルブは一定圧の高圧源ではなく、小型のアキュムレータ (NOK 製のスチール型アキュムレータ MC210-1000, ガス容量 980 cc, 初期設定圧 6 MPa) に連通するように構成し、アキュムレータの圧力変化により流入したエネルギー量を把握できるようにした。また、今回の実験では、図 5.5 のように、ポンプ圧 P_1 、イナータンス配管の入口圧 P_2 、低圧接続側の切換バルブの前圧 P_3 、低圧接続側の切換バルブの後圧 P_4 、高圧接続側の切換バルブの前圧 P_5 、低圧接続側の切換バルブの後圧 P_6 、高圧側アキュムレータ入口直近圧 P_7 の他、切換バルブのストロークに相当する電圧出力を計測した。

表 5.1 実験装置における管路 C~H のインチサイズ、断面積、長さ、および分割数

Pipe	Inch size	Cross-section area [mm ²]	Length [mm]	Number of elements
C	1/2	127	3000	10
D	1/2	127	1200	4
E	1/2	127	1200	4
F	3/4	190	1500	5
G	3/4	190	6000	10
H	1	254	2400	8

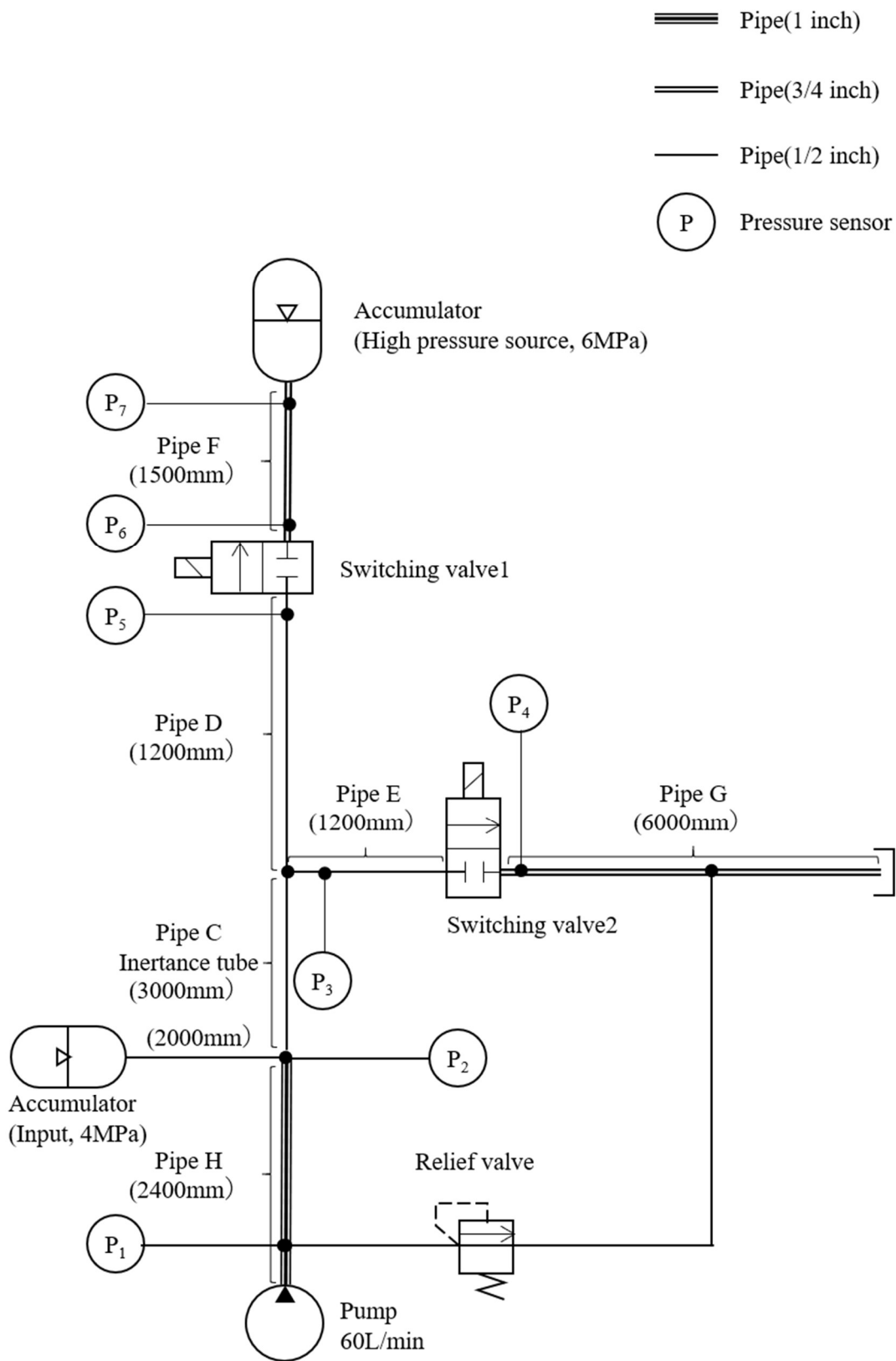
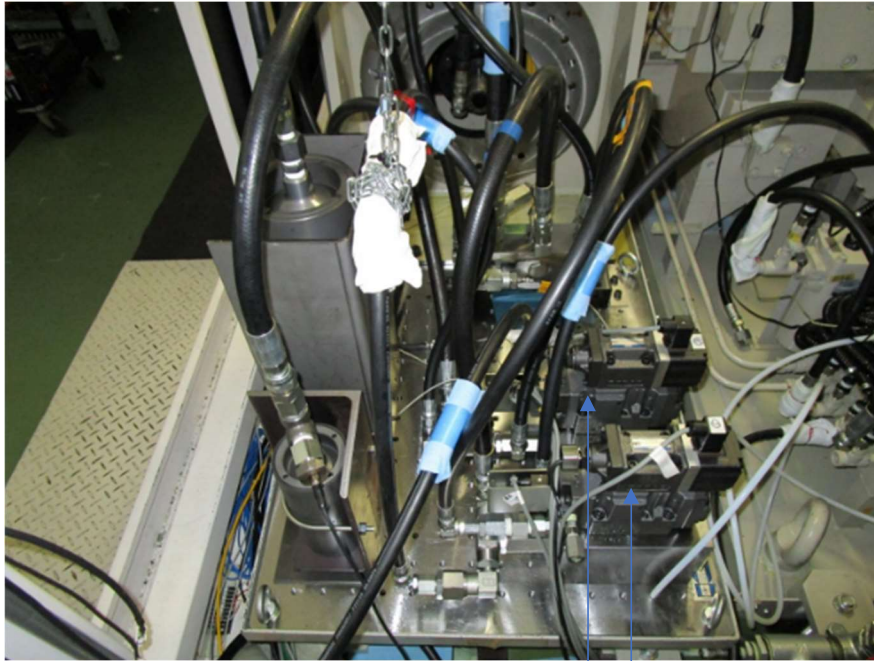


図 5.5 実験装置の構成



切換バルブ



供給側のアキュムレータ 高圧側のアキュムレータ

図 5.6 実験装置の全体像

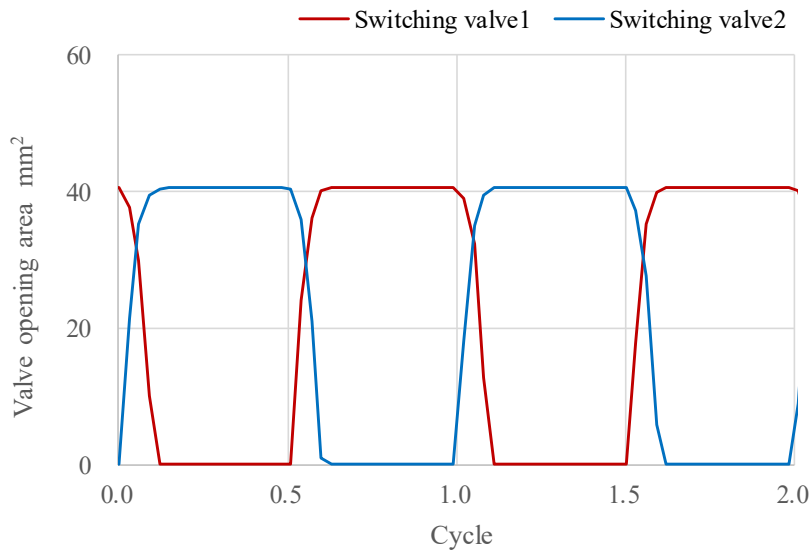


図 5.7 バルブの開口断面積の時刻歴変化（2 周期分）

5.4 流量応答解析法の妥当性の検証

表 5.2 に、SIHS の圧力増幅回路の実験装置において、ポンプ流量 60L/min で Switching valve1 を全閉，Switching valve2 を全開とした場合の各部の圧力の比較を示す．実験モデルでの圧損特性を数値シミュレーションモデルに入力しているため，両者の圧力差は最大 0.1 MPa 程度とよく一致している．

表 5.2 SIHS 実験装置における各部圧力の比較

各部圧力	Experiment	Calculation
	[MPa]	[MPa]
ポンプ圧 (P_1)	1.87	1.76
イナータンス配管の入口圧 (P_2)	1.87	1.83
低圧接続側の切換バルブの前圧 (P_3)	1.22	1.15
低圧接続側の切換バルブの後圧 (P_4)	1.22	1.22
高圧接続側の切換バルブの前圧 (P_5)	1.40×10^{-1}	1.80×10^{-1}

図 5.8 に、SIHS 実験装置において、3 章記載の条件で、基本ディーディー比が 0.5、バルブ切換周波数が 5 Hz, 10 Hz, 20 Hz, 30 Hz の場合の、バルブの起動から 1 秒経過するまでのイナータンス配管の入口圧 P_2 (青色)、高圧接続側の切換バルブの前圧 P_5 (緑色)、高圧側アキュムレータ入口直近圧 P_7 (赤色) の計算値 (実線)、および実測値 (破線) を示す。計算の時間ステップは 0.1 msec (ただし、出力のサンプリング時間は 1 msec)、実測値のサンプリング時間は 1 msec としている。また、計算では、管路内の油 (VG46) の密度 $\rho=8.80\times 10^2 \text{ kg/m}^3$ 、油の体積弾性率 $\beta=1.60\times 10^3 \text{ MPa}$ 、バルブの流量係数 $c_v=0.650$ 、比熱比 $\kappa=1.60$ を用いた。また、図 5.8 はいずれも、高圧側バルブ (Switching valve1) を全開、低圧側バルブ (Switching valve2) を全閉にした状態を初期条件として与えている。図 5.9 に、図 5.8 において中間域の 2 周期分を取り出した波形を、バルブの開口断面積変化とあわせて示す。5 Hz では 0.40s~0.80s, 10 Hz では 0.40s~0.60s, 20 Hz では 0.50s~0.60s, 30 Hz では 0.50s~0.57s の区間を取り出して表示している。

製作した実験装置は、汎用のテストスタンドであり、周辺管路がかなり長く、エネルギー回生という観点からは有利な構成ではないが、イナータンス配管の入口圧 P_2 よりも高い高圧側アキュムレータ入口直近圧 P_7 の圧力が時間の経過とともに上昇していることから、SIHS の圧力増幅回路でエネルギーが回生できていることが確認できた。

次に実験モデルと計算モデルを比較することで、計算モデルの精度について検討する。計算モデルの精度には、管路系の密度、弾性率、圧損、バルブの開口断面積変化、計算手法などが関係する。有限要素モデルを用いた計算手法については、これまでいろいろな問題で検証しており問題はないと考えられる。管路の圧損については、表 5.2 のように不明な部分は静的な圧損を計測してパラメータを決めている。また、バルブの圧損については流量係数を仮定しているが、バルブ開口断面積はスプール変位から算出された実測値を用いている。そのため、管路の圧損およびバルブの圧損については、精度は比較的良好と考えられる。また、等価質量に関連する油の密度は、油温により異なるが、基本的には材料により決まるため、誤差は小さいと考えられる。一方、等価ばね定数に関連する油の弾性率は、空気の含有率、圧力などに影響を受けるので、高い精度での推定は難しく、多少のばらつきがあると考えられる (坂間他, 2016)。

実験モデルにおいて、高圧側バルブ (Switching valve1) を全閉とした状態で系

の固有振動数を計算すると、1次は47 Hz、2次は63 Hz、3次は107 Hzとなる。基本デューティ比が0.5の場合は、切換周波数の基本周波数成分、3次の高調波成分の影響が比較的大きくなり、偶数次の高調波成分の影響および5次以降の高調波成分の影響は小さくなる。切換周波数が5 Hz、10 Hzの場合は、切換周波数の3次までの高調波成分が1次の固有振動数よりも低いため、高周波の影響を受けにくくなっている。そのため、図5.8、図5.9のように、計算結果と実験結果の圧力応答波形を比較すると、振幅の大きさで多少の差異はあるが、比較的良好に一致していると考えられる。

切換周波数が20 Hzの場合は、切換周波数の2次の高調波成分が1次の固有振動数に、3次の高調波成分が2次の固有振動数に、5次の高調波成分が3次の固有振動数に近く、高調波成分による共振の影響を受けやすくなっている。そのため、圧力応答波形には、切換周波数の基本周波数成分ほどではないものの、3次の高調波成分が比較的多く含まれており、2次、5次の高調波成分も認められる。共振領域では、振動数が少しずれると応答がかなり変化するため、計算結果と実験結果の圧力応答波形を比較すれば、圧力変動が平坦化されている高圧側アキュムレータ入口直近圧 P_7 以外の圧力応答波形では、高周波成分で差異が出ていると考えられる。切換周波数が30 Hzの場合も、20 Hzの場合と同様に高調波成分による共振の影響を受けるが、切換周波数の基本周波数成分および3次の高調波成分が固有振動数とある程度離れており、共振の影響が少なくなっている。油の弾性に起因する振動応答は加振周波数と固有振動数の関係に支配されるので、共振時の応答は、パラメータのばらつきに影響を受けることになり、その応答値にもばらつきが出てくるが、その周波数近傍で共振が問題になることは把握できる。設計時の計算で、パラメータにばらつきがあると考えられる場合には、そのことを考慮した上で計算を行えばよい。

表5.3に、それぞれのバルブ切換周波数における、高圧側に回生されるエネルギー E_H の計算値と実験値の比較と、参考としてエネルギー回生効率 ε の計算値を示す。高圧側に回生されるエネルギー E_H 、エネルギー回生効率 ε は式(5.7)～式(5.9)で計算できるが、実験では時間の経過とともに高圧側の圧力が変化するため、1周期での評価ではなく、バルブの切換開始から1秒間の区間で評価することとする。実験では高圧側へのエネルギー回生しやすい条件をつくることを優先して流量を計測していないため、回生エネルギーの計算における流量の計

算は、計測している高圧側アキュムレータ入口直近圧 P_7 から逆算する．具体的には、式 (5.6) を変形して得られる

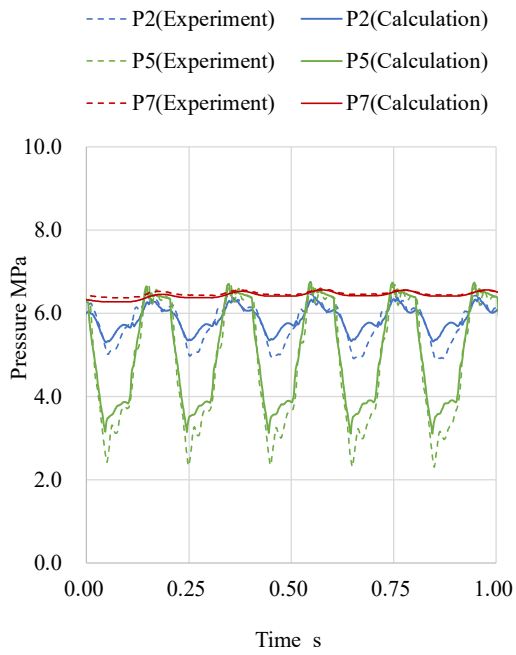
$$x_a = V_0 - (P_a/N)^{-\kappa} \quad (5.11)$$

のアキュムレータ内のガス圧力 P_a に、高圧側アキュムレータ入口直近圧 P_7 を代入して、計算の時間ステップごとにアキュムレータに流入する積算流量 $x_a(t)$ を求め、次式を用いて回生エネルギーの計算における流量を算出する．

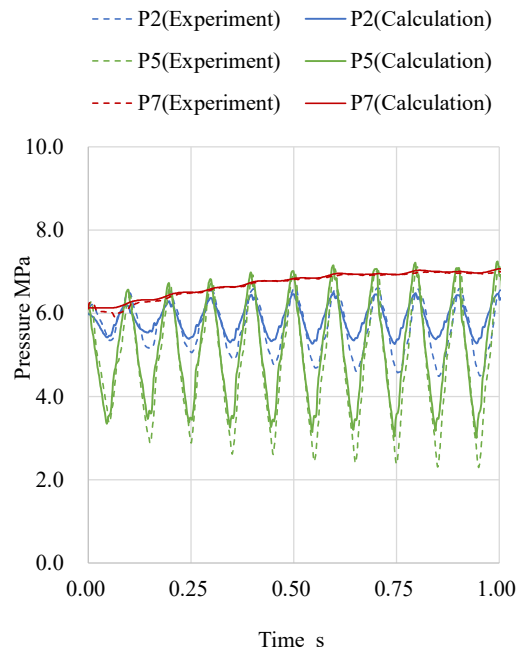
$$q_H(t) = (x_a(t) - x_a(t - \Delta t))/\Delta t \quad (5.12)$$

ここで、 Δt は計算ステップである．

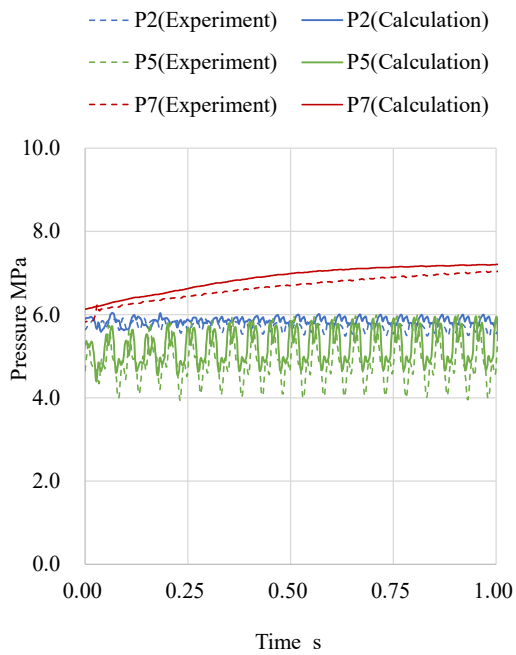
表 5.3 の回生エネルギー E_H は、単位時間あたりの回生エネルギーの積分値であり、実験値と計算値で最大 25%程度差異が生じている．回生エネルギーは単位時間あたりの回生エネルギーの積分値であることから、時間の経過とともに差異が大きくなっていると考えられる．ただし、実験値と計算値で切換周波数が高くなるにつれて回生エネルギーも高くなるという傾向は一致している．また、上述のように、切換周波数が 5 Hz, 10 Hz の結果から、バルブ周辺に管路が挿入され、等価な質量や減衰の影響が複雑になっている影響は表現できており、20 Hz, 30 Hz の結果から、高調波成分による共振の影響を受けこともある程度表現できていると考えられる．そのため、5.5 節に記載するように、バルブ周辺に管路が挿入され、等価な質量や減衰の影響が複雑になっている場合においても、それらがエネルギー回生効率にどの程度影響するかは計算でも評価できると考えられる．



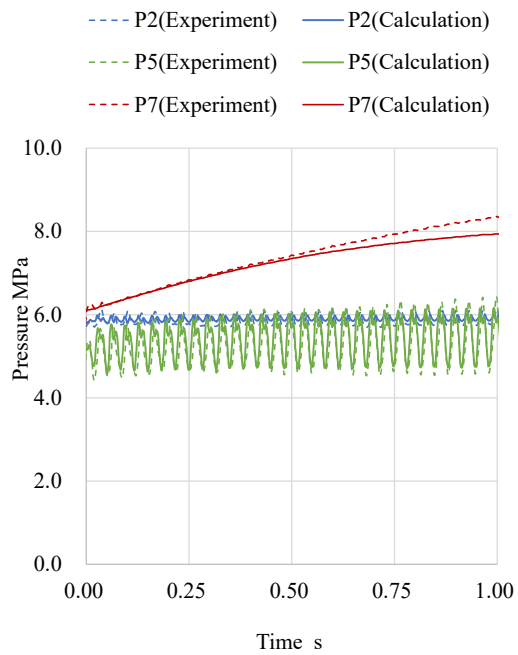
(a) バルブ切替周波数 5 Hz



(b) バルブ切替周波数 10 Hz

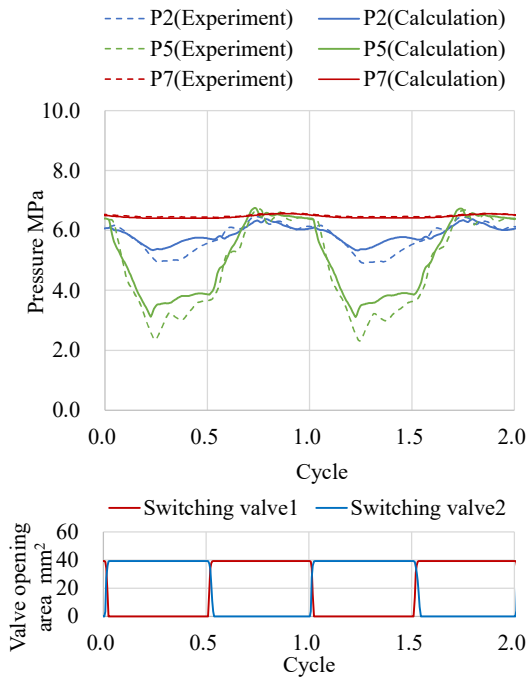


(c) バルブ切替周波数 20 Hz

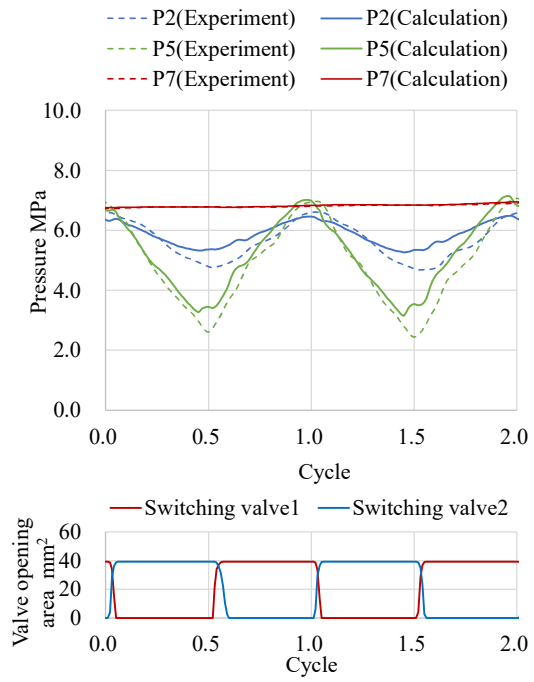


(d) バルブ切替周波数 30 Hz

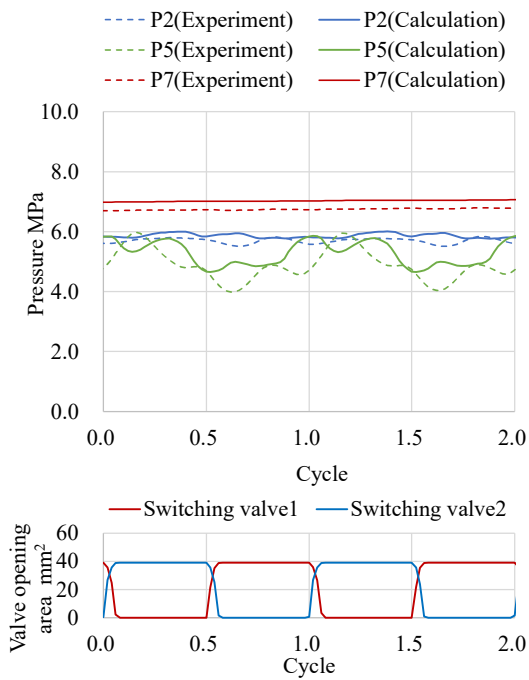
図 5.8 バルブの起動から 1 秒経過するまでの各部圧力の比較



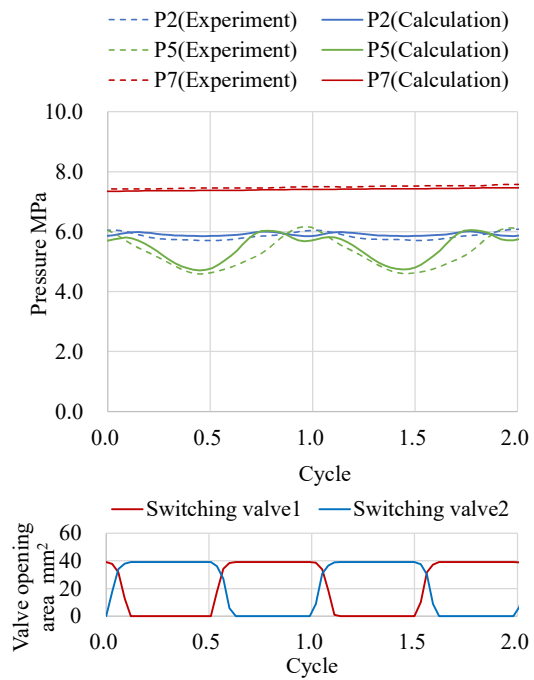
(a) バルブ切換周波数 5 Hz



(b) バルブ切換周波数 10 Hz



(c) バルブ切換周波数 20 Hz



(d) バルブ切換周波数 30 Hz

図 5.9 図 5.8 において中間域の 2 周期分を取り出した波形

表 5.3 高圧側に回生されるエネルギー E_H の計算値と実験値の比較と，エネルギー回生効率 ε の計算値

Valve switching frequency [Hz]	Regeneration energy E_H [kW]		Regeneration efficiency Calculation ε
	Experiment	Calculation	
5	1.52×10^{-1}	1.26×10^{-1}	2.61×10^{-2}
10	4.29×10^{-1}	4.19×10^{-1}	9.30×10^{-2}
20	4.35×10^{-1}	5.47×10^{-1}	1.22×10^{-1}
30	1.08	9.30×10^{-1}	2.57×10^{-1}

5.5 バルブの切替時間および管路構成の違いによる影響

5.4 節までの実験との比較により，5.2 節で提案した解析手法の精度が良好であることが確認できた．本節では，数値シミュレーションでバルブの切替時間やバルブ近傍の管路構成の違いによってエネルギー回生効率，平均流量がどのように変化するかを検討する．

バルブの切替時間やバルブ近傍の管路構成の違いによる影響のみを検討するためには，それ以外の条件はより単純化した方が現象を理解し易いと考え，入口圧は 6 MPa（一定圧），高圧源圧は 8 MPa（一定圧）とする．また，計算の時間ステップ（出力のサンプリング時間），エネルギー回生効率の評価区間，油の密度，体積弾性率，バルブの流量係数，比熱比などは 5.4 節の条件と同等の条件を用いる．管路の長さ，径についても基本は 5.4 節と同等のものを用いるが，管路 D, E, F, G の長さのみ，表 5.4 に示すように変化させて計算する．管路の長さは実験で使用したものと同一の場合と十分短く理想的な条件に近い場合の 2 種類の組み合わせとし，各場合について，バルブの切替時間が十分短い場合には枝番 1（実線），実験と同等の場合には枝番 2（破線）をつけて，2 種類の計算を行った．Case3 の管路圧損は実験と同等とし，管路の長さが 50mm と十分短い部分については，管路圧損は小さいとして無視した．

表 5.4 バルブ近傍の管路構成の違いの影響検討に関する計算条件

Condition	Pipe length [mm]			
	D	E	F	G
Case1	50	50	50	50
Case2	1200	1200	50	50
Case3	1200	1200	1500	6000

図 5.10 に Case1~Case3 でバルブ切換周波数を 10 Hz~50 Hz まで変えた場合の、エネルギー回生効率 ϵ 、Case1-1 の 10Hz の場合の平均流量で正規化した平均流量 \bar{Q}_S の比較を、Case ごとに色を変えて示す。数値シミュレーションで使用する油の特性などは 5.4 節記載の値と同等とする。また、エネルギー回生効率 ϵ は式 (5.7) ~式 (5.9) を用いて算出し、平均流量 \bar{Q}_S は式 (5.10) の Q_S を用いて算出した。

図 5.11 に Case1-1, Case1-2 でバルブ切換周波数を 30 Hz とした場合の、高圧接続側の切換バルブ (Switching valve1) の通過流量および低圧接続側の切換バルブ (Switching valve2) の通過流量の計算結果をバルブの開口断面積変化とあわせて示す。以下、図 5.10~図 5.11 を参照しながら、現象を説明する。Case1, Case2 の結果と Case3 の結果では傾向がかなり異なるので、分けて説明する。なお、図 5.10 に示す 40 Hz, 50 Hz の結果については、計算結果では特徴のある現象が出ているため、実験で精度が検証されている領域外へ拡張して計算している。

最初に、Case1, Case2 の現象について検討する。バルブの切換時間の影響については、枝番 1 は瞬時の切換で枝番 2 は実験と同様の切換時間の場合を示しているが、どの条件でも切換時間が長くなれば、エネルギー回生効率が低下していることがわかる。例として図 5.11 に Case1-1 および Case1-2 の 30 Hz の場合の 2 サイクル分の流量の時刻歴波形を示しているが、Case1-2 では、高圧源と低圧源の両者につながっている期間で高圧源から低圧源に油が流出していることが認められ、そのことが両者の差に表れていると考えられる。平均流量については、切換時間による差はあまり生じていないが、減衰の非線形性の影響で、切換周波数の違いによる差は見られる。

バルブ近傍に挿入した管路の影響については、逆転している場合があるもの

の、平均的には周辺管路が増えるほどエネルギー回生効率が低下し、平均流量も減少していることがわかる。平均流量の減少については、周辺管路の挿入による管路圧損の増加に起因するものであると推察されるが、エネルギー回生効率の低下については、以下に示すようにイナータンス配管のみの場合よりも複雑な現象によるものと考えられる。

イナータンス配管に図 2.4 に示す外力が加わる理想的な系で油の弾性の影響が無視できる周波数範囲であれば、低圧接続時に発生する油の運動エネルギーを利用して、高圧接続時に高圧源にエネルギーが回生され、その場合のエネルギー回生効率は、系全体の等価な質量が大きいほど、等価な減衰が小さいほど大きくなる。ところが、周辺管路の挿入による系全体の等価な質量の増加は、油の弾性の影響が小さい場合でもイナータンス配管のみの場合のように単純にエネルギー回生効率の向上に寄与するわけではない。低圧接続時には、イナータンス配管だけでなく管路 E,G の油も加速され、運動エネルギーが発生するが、高圧接続時に高圧源へのエネルギー回生に効果があるのはイナータンス配管の油の運動エネルギーのみであると考えられ、管路 E,G の油の運動エネルギーは無駄になってしまう。周辺管路の挿入による系全体の等価な減衰の増加も、前述の油の流動に対応して働くことになるが基本的にはエネルギーを消費させエネルギー回生効率を低下させると考えられる。図 5.10 のエネルギー回生効率を見れば、多少の凸凹はあるが、平均的には Case2 は Case1 よりも低く、前述の質量、減衰の効果が合わさって低下したと考えられる。

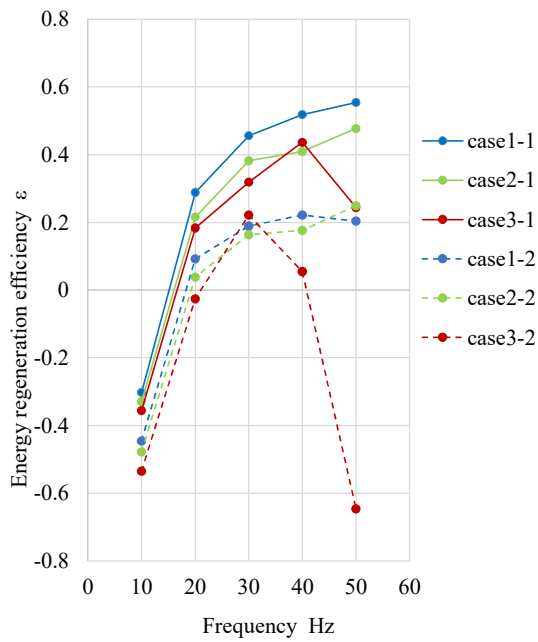
次に、Case3 の現象について検討する。バルブの切換時間の影響については、Case1, Case2 の場合と同様に、どの切換周波数でも切換時間が長くなれば、エネルギー回生効率が低下していることがわかる。また、切換周波数が 40 Hz 以上では、バルブの切換時間の影響の程度が他の条件と比べて大きくなっている。バルブ近傍に挿入した管路の影響についても、Case1, Case2 の場合と同様に、逆転している場合があるものの、平均的には周辺管路が増えるほどエネルギー回生効率が低下し、平均流量も減少していることがわかる。

バルブの切換周波数の影響については、Case1, Case2 の場合とは異なる傾向を示している。Case1, Case2, さらに Case3 でも切換周波数が 30 Hz までは、どの条件でも周波数が高くなれば、エネルギー回生効率、平均流量ともに増加しているが、Case3 の切換周波数が 40 Hz 以上では様子が異なる。エネルギー回生効

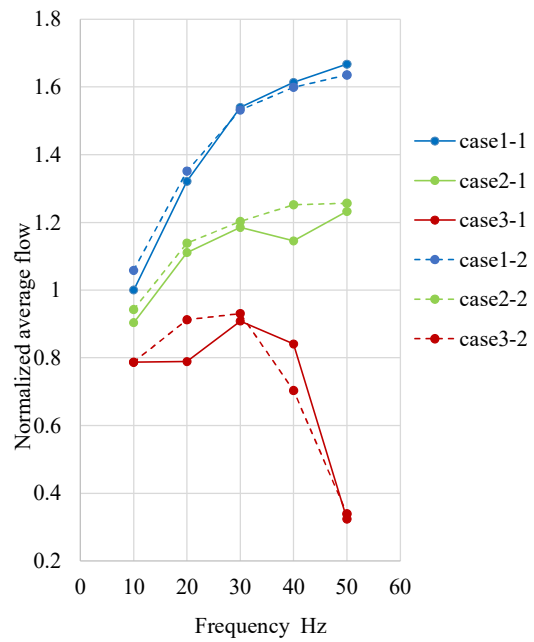
率については、切換周波数が 40 Hz の場合は 30 Hz の場合と比べて、Case3 の枝番 1 では上昇しているのに対して、Case3 の枝番 2 では低下している。切換周波数が 50 Hz の場合は 40 Hz の場合と比べて、Case3 の枝番 1、枝番 2 ともに低下しているが、バルブの切換時間の影響で枝番 1 に比べて枝番 2 が大きく低下している。平均流量についても、Case3 の枝番 1、枝番 2 ともに、平均的には切換周波数が大きくなるにつれて低下している。

このような結果になる原因としては、周辺管路の挿入により系の固有振動数が低下し、油の弾性の影響を受けやすくなる周波数が低下したことが考えられる。イナータンス配管に図 2.4 に示す外力が加わる理想的な系で油の弾性の影響が無視できる周波数範囲であれば、エネルギー回生効率は、切換周波数が高いほど大きくなる。高圧接続側の切換バルブでの節点を固定した状態で系の固有振動数を計算したところ、Case1 では 125 Hz、Case2 では 102 Hz であり、今回検討した切換周波数に比べてかなり高いため、油の弾性の影響が比較的小さく、切換周波数の上昇とともにエネルギー回生効率が向上したと考えられる。一方、Case3 では固有振動数が 55 Hz と大きく低下しており、切換周波数が 50 Hz では油の弾性の影響が大きくなり、エネルギー回生効率も大きく低下したものと考えられる。

以上のように、本節の計算例では、バルブの切換時間が長くなることやバルブ近傍に管路を挿入することは、多少の凸凹はあるが平均的にはエネルギー回生効率、平均流量を低下させるという結果が得られた。また、バルブ近傍に挿入した管路の影響が大きくなり系の固有振動数が低下すれば、エネルギー回生効率、平均流量が大きく低下し、バルブの切換時間のエネルギー回生効率への影響度が大きくなる場合があることがわかった。したがって、実際に設計する際には、5.2 節で示したような方法を用いて事前に、エネルギー回生効率、平均流量などを検討しておくことが有用であると考えられる。

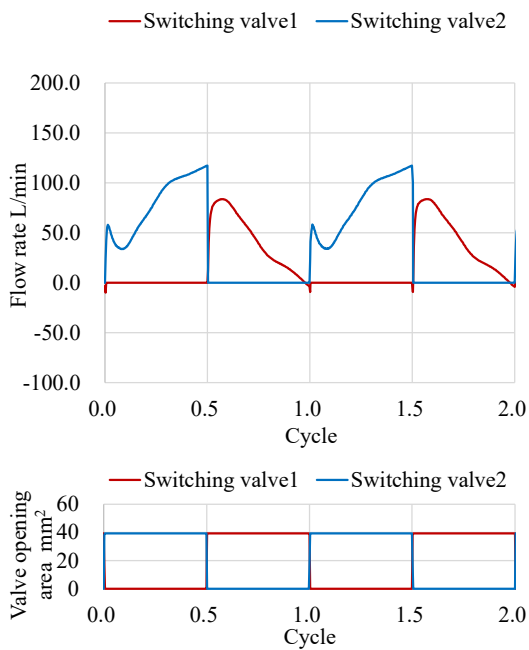


(a) エネルギー回生効率

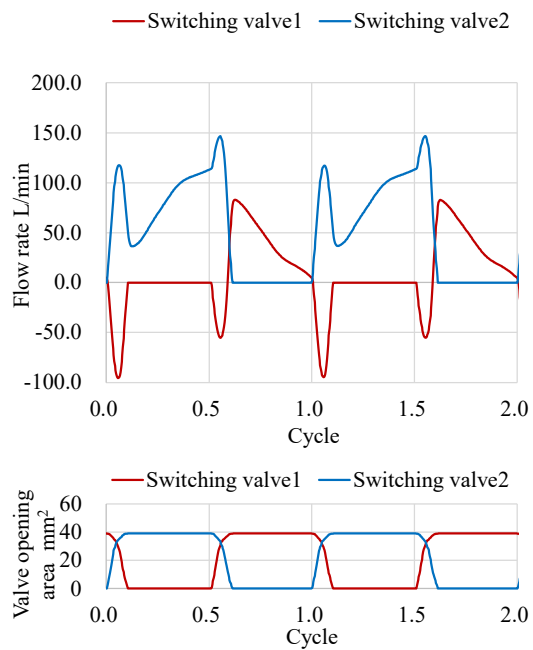


(b) 平均流量

図 5.10 管路構成の違いによるエネルギー回生効率, 平均流量への影響



(a) バルブの切換時間なし



(b) バルブの切換時間あり

図 5.11 バルブの切換時間の違いによる流量応答影響 (30 Hz の場合)

5.6 結言

建設機械などの大型の油圧機械に SIHS の圧力増幅回路を適用する場合には、バルブの切換時間が無視できない場合や、バルブ近傍に管路を挿入せざるを得ない場合などがあると考えられ、その場合には理想的な状況よりもエネルギー回生効率が低下する可能性がある。

そこで本章では、まず、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成の影響を把握するためのモデル化手法として有限要素法の考え方をを用いて要素分割するとともに、バルブ開閉を開口断面積により変化する非線形減衰とするなどのモデル化を行い、時刻歴応答計算によりエネルギー回生効率や平均流量を算出する手法を提案した。

試作した実験装置を用いて、高圧源へエネルギー回生ができていることを確認するとともに、実験値と計算値の比較検討により、提案した計算法が妥当であることを示した。

次に、提案した手法を用いて、数値シミュレーションを実施し、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路構成の違いによってエネルギー回生効率や平均流量にどのように影響するかを検討した。その結果、バルブの切換時間が長くなればエネルギー回生効率は低下し、バルブ近傍に管路が挿入されれば、条件によるばらつきはあるものの平均的にはエネルギー回生効率、平均流量は低下するという結果が得られた。管路の挿入については、系での質量、減衰の増加に関連した効果だけでなく、系の固有振動数が低下するため、条件によっては油の弾性振動の影響を受ける周波数が低下し、エネルギー回生効率、平均流量の大幅な低下につながる場合やバルブの切換時間のエネルギー回生効率への影響度が大きくなる場合があることを示した。

したがって、実際に設計する際には、有限要素法による詳細モデルを用いて事前に、エネルギー回生効率、平均流量などを検討しておくことが有用であると考えられる。

第6章 結言

本研究では、油圧ショベル等の建設機械において、シリンダに直結した機構部を運動している状態から減速させる場合に、機構部の質量に蓄えられた運動エネルギーを熱エネルギーとして消散させるのではなく、電気系の昇圧チョッパ回路を油圧系に拡張して、油圧内部でのエネルギー回生を実現させる手法を検討した。

第2章では、シリンダが付加された複雑なシステムにおいても、現象のメカニズムの把握やパラメータの影響に対して直感的な見通しを得ることを目的として、モード解析を用いた流量応答解析法を検討した。シリンダが付加されたシステムでの現象を考える前に、エネルギー回生メカニズムの基本である電気系と等価なモデルとして、管路と切換バルブのみで構成され、油を剛体と仮定した線形1自由度モデルを取り上げ、基本的な現象が、外力条件である入口側の圧力、高圧源の圧力、バルブの切換周波数、バルブのデューティ比以外に、等価質量、等価減衰によって支配されていることを示した。管路と切換バルブで構成された部分にシリンダおよび機構部の質量が付加されたモデルにおいて、流量応答を平均流量と振動流量に分離し、振動流量の計算には近似的な理論式を用いるモード解析を用いて、シリンダ付加による影響を大きく受ける低次モードと、管路系の油の弾性変形の影響を大きく受ける高次モードに分離する流量応答解析法を提案した。提案法による計算結果と有限要素法による詳細モデルを用いた固有値解析結果、時刻歴応答解析結果とを比較し、理論式導出のために適用した近似の妥当性、特に低次モードで管路内の油を剛体と仮定したこと、高次モードでシリンダおよび機構部からの影響を無視したことの妥当性を示した。

第3章では、シリンダや機構部の質量が付加された系（弾性シリンダ付加モデル）と電気系と等価な系（1自由度管路モデル）において、振動流量を計算する際に使用する周波数応答関数の違いについて検討した。その結果、弾性シリンダ付加モデルの周波数応答関数のゲインは、3次以降の高次の固有振動数との共振ピークが繰り返し現れており、1自由度管路モデルの場合のように周波数が増加するとともにゲインが減少していくわけではないこと、バルブの切換周波数が2次の固有振動数よりも十分大きい場合は、弾性シリンダ付加モデルの低次

モード成分と 1 自由度管路モデルの周波数応答関数が一致し、バルブの切換周波数が比較的低い領域における両者の違いは、系の等価質量と等価減衰の比に起因していることを示した。次に、バルブの切換周波数、等価質量、等価減衰、バルブのデューティー比の各パラメータが、低次モードと高次モードにどのように影響するかを検討した。バルブの切換周波数の影響については、低次モードは切換周波数が増加するにつれて振動流量の低次成分の平均値は減少すること、高次モードはバルブの切換周波数の基本成分および高調波成分が系の固有振動数と共振すれば、振動流量の高次成分の平均値は負の方向に大きな値を示し、振動回生効率の大幅な低下につながることを示した。質量の影響については、管路系の等価質量を増加させると、低次モードにおいて振動流量が減少する方向に働くとともに、高次モードにおいても、周波数応答関数の値が減少し振動流量の減少につながることから、いずれの周波数領域においても振動流量の平均値は負の方向で減少しており、振動回生効率は増加することを示した。減衰の影響については、管路系の等価減衰、機構部の等価減衰を増加させると平均流量は減少するが、減衰比の増加は平均流量には影響しない。管路系の等価減衰、減衰比の増加は基本的には振動流量の平均値の負の方向における増加につながり、共振周波数近傍では異なる傾向を示すが、機構部の等価減衰の増加は振動流量の低次成分の平均値の負の方向における増加につながり、振動流量の高次成分の平均値には影響しないことを示した。バルブのデューティー比の影響については、デューティー比が 0.25 の場合は 0.5 の場合には存在しなかった 2 次の高調波が存在するので、その高調波と系の固有振動数が共振すれば、振動流量の高次成分の平均値の負の方向における増加につながることを示した。

第 4 章では、反共振を利用して流量応答を低減しエネルギー回生効率の向上が可能であるかを検討した。まず、一般的によく使用されている断面変化のない管路系の場合について、油圧管路系を有限要素法でモデル化して流量応答およびエネルギー回生効率を計算した。その結果、加振力の 2 次の高調波成分が存在しないデューティー比が 0.5 の場合では、切換周波数を反共振周波数に設定すれば、応答を低減させる効果があるが、2 次の高調波成分が存在するデューティー比が 0.25 の場合では、基本周波数を反共振周波数に設定すれば、2 次の高調波が共振にかかってしまうことにより逆に応答が悪化することを示した。実際の制御では、デューティー比を変化させる必要があるため、このままでは反共振

を利用することが難しい。そこで、断面変化のない管路形状にこだわらず形状を工夫することにより、バルブの切換周波数の基本周波数から 3 次までの高調波成分をすべて管路系の反共振周波数に設定することができれば、流量応答を低減することが可能ではないかと考え、その形状ならびにその場合の流量応答およびエネルギー回生効率を計算した。まず、パラメータの設定がわかりやすい管路形状として、管路の断面積が 3 段階で変化する 3 段モデルで検討を行った。その結果、2 つの断面積比という設計変数をうまく設定すれば、3 次までの高調波成分をすべて管路系の反共振周波数に設定することが可能であることを示した。次に、3 段モデルでの断面積の急激な変化は管路圧損の増大につながり、エネルギー回生効率低下の要因になることから、管路の断面積が連続的に変化する形状について同様の検討を行った。その結果、3 段モデルの場合と同様に、3 次までの高調波成分をすべて管路系の反共振周波数に設定することができ、断面変化のない管路系の場合と比べてエネルギー回生効率が向上することを示した。

第 5 章では、まず、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路の構成の影響を把握するためのモデル化手法として有限要素法の考え方をを用いて要素分割するとともに、バルブ開閉を開口断面積により変化する非線形減衰とするなどのモデル化を行い、時刻歴応答計算によりエネルギー回生効率や平均流量を算出する手法を提案した。試作した実験装置を用いて、高圧源へエネルギー回生ができていることを確認するとともに、実験値と計算値の比較検討により、提案した計算手法が妥当であることを示した。次に、提案した手法を用いて、数値シミュレーションを実施し、バルブの切換時間やバルブ近傍の管路構成の違いによってエネルギー回生効率や平均流量にどのように影響するかを検討した。その結果、バルブの切換時間が長くなればエネルギー回生効率は低下し、バルブ近傍に管路が挿入されれば、条件によるばらつきはあるものの平均的にはエネルギー回生効率、平均流量は低下するという結果が得られた。管路の挿入については、系での質量、減衰の増加に関連した効果だけでなく、系の固有振動数が低下するため、条件によっては油の弾性振動の影響を受ける周波数が低下し、エネルギー回生効率、平均流量の大幅な低下につながる場合やバルブの切換時間のエネルギー回生効率への影響度が大きくなる場合があることを示した。したがって、実際に設計する際には、有限要素法による詳細モデルを用いて事前に、エネルギー回生

効率，平均流量などを検討しておくことが有用であると考えられる。

油圧ショベル等の建設機械において，電気系の昇圧チョッパ回路を油圧系に拡張して，油圧内部でのエネルギー回生を実現させる方法を考え，上述のような検討を行った結果，エネルギー回生メカニズムの把握，エネルギー回生効率を向上させるための手法，実機的设计時にエネルギー回生性能を評価する方法などが得られた。得られた技術を発展させることにより，将来的には油圧ショベルなどの建設機械の更なる省エネルギー化が進むことが期待される。

本論文で用いている主な変数一覧

P_I	管路の入口側に加わる圧力
P_H	高圧源の圧力
P_L	低圧源の圧力
p	管路の出口側に加わる圧力
P_S	管路の出口側に加わる平均圧
p_D	配管の出口側に加わる振動圧
Q_S	平均流量
q_D	振動流量
q_{2D}	振動流量の低次モード成分
q_{3D}	振動流量の高次モード成分
q_{DE}	1自由度管路モデルの振動流量
q	流量応答（平均流量と振動流量の和）
x	流量応答の積分値
Q_{DH}	振動流量の高圧接続期間での平均値
Q_{DH2}	振動流量の高圧接続期間での平均値の低次モード成分
Q_{DH3}	振動流量の高圧接続期間での平均値の高次モード成分
Q_{DHE}	1自由度管路モデルの振動流量の高圧接続期間での平均値
Q_H	高圧接続期間での流量応答の平均値
d	バルブのデューティー比
f	周波数
ω	角振動数
T	バルブの切換周期
T_H	バルブの高圧側接続時間
Ω	バルブの切換角振動数
A_V	バルブの開口断面積
P_V	バルブ部の圧損
c_0	バルブの流量係数
m_P	管路系の等価質量
m_M	ピストン及び付加された機構部の等価質量
c_P	管路系の等価減衰
c_V	バルブの等価な線形減衰（圧力損失は流量の1乗に比例）
c_{VE}	平均流量まわりで線形化したバルブの等価減衰
c_M	ピストン及び付加された機構部の等価減衰

c	管摩擦とバルブの減衰を合わせた線形な等価減衰
c_s	ピストン及び付加された機構部の等価減衰と管摩擦とバルブの減衰を合わせた線形な等価減衰
M	ピストン及びそれに付加された機構部としての質量
C	ピストン及びそれに付加された機構部としての減衰
A_C	シリンダの断面積
V	シリンダの容積
k	シリンダ内での収支に対応するばね定数
β	油の体積弾性率
ρ	油の密度
L	管路の長さ
A_p	管路の断面積
L_i	有限要素モデルにおける i 番目の油圧管路要素の長さ
A_i	有限要素モデルにおける i 番目の油圧管路要素の断面積
μ	単位長さあたりの管摩擦
A_{p1}	3 段モデルにおける 1 段目の管路の断面積
A_{p2}	3 段モデルにおける 2 段目の管路の断面積
A_{p3}	3 段モデルにおける 3 段目の管路の断面積
m_1	1 次のモード質量
c_1	1 次のモード減衰
ω_2	2 次の固有角振動数
f_2	2 次の固有振動数
m_2	2 次のモード質量
c_2	2 次のモード減衰
ω_j	j 次の固有角振動数 ($j \geq 3$)
f_j	j 次の固有振動数 ($j \geq 3$)
m_j	j 次のモード質量 ($j \geq 3$)
k_j	j 次のモード剛性 ($j \geq 3$)
c_j	j 次のモード減衰 ($j \geq 3$)
u_j	j 次の加振点でのモード成分 ($j \geq 3$)
η	ばね比例型減衰の比例定数
ζ	付加的なモード減衰比
$g_j(i\omega)$	j 次モードの周波数応答関数 ($j \geq 3$)
$G_n(i\omega)$	n 次モードまで加えた周波数応答関数
q_{DMj}	各モードの振動流量
q_{DFI}	各加振成分による振動流量

m_i	油圧管路要素の質量マトリックス
k_i	油圧管路要素の剛性マトリックス
c_i	油圧管路要素の減衰マトリックス
M	系全体の質量マトリックス
C	系全体の剛性マトリックス
K	系全体の減衰マトリックス
f	節点に加わる外力のベクトル
x	全体座標系の積算流量ベクトル
ε	エネルギー回生効率
ε_S	平均回生効率
ε_D	振動回生効率
E_I	入口側に加わる圧力 P_I が系に加えるエネルギー
E_H	高圧源に回生されるエネルギー
Q_f	弾性シリンダ付加モデルにおいて 20 次モードまで考慮した場合の周波数応答関数のゲイン
Q_{f2}	弾性シリンダ付加モデルにおいて 2 次モードまで考慮した場合の周波数応答関数のゲイン
Q_{fR}	1 自由度管路モデルの周波数応答関数のゲイン

参考文献

- Brown, F. T., Switched reactance hydraulics: A new way to control fluid power, In National Conference on Fluid Power (1987) , pp. 25-34.
- 第二百三回国会における菅内閣総理大臣所信表明演説（最終閲覧日 2021 年 2 月 20 日）,
https://www.kantei.go.jp/jp/99_suga/statement/2020/1026shoshinhyomei.html
- 枝村学, 建設機械に広がる電動・ハイブリッド技術, 電気学会誌, Vol.132, No.6 (2012) , pp.359–362.
- 枝村学, 石田誠司, 井村進也, 泉枝穂, 電動・ハイブリッド化による建設機械の省エネルギー化, 日立論評, No.5 (2012) , pp.34–37.
- 浜本智, ショベル用油圧回路の変遷とロードセンシングシステム, 不二越技報, Vol.56, No.2 (2000) , pp.2–16.
- Huova, M., Aalto, A., Linjama, M., Huhtala, K., Lantela, T., and Pietola, M., Digital hydraulic multi-pressure actuator-the concept, simulation study and first experimental results , International Journal of Fluid Power, Vol.18, No.3 (2017) , pp.141–152.
- 池生慎一, 知りたい油圧講座①「油圧とは?」, NACHI Technical report, Vol.20, D1 (2010) .
- 今西悦二郎, 南條孝夫, 廣岡栄子, 井上喜雄, 油圧駆動による柔軟リンクシステムの動的シミュレーション, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.69, No.685 (2003), pp.2336–2343.
- 今西悦二郎, 南條孝夫, 筒井昭, 油圧ショベルの低燃費を支えるシミュレーション技術, 神戸製鋼技報, Vol.62, No.1 (2012) , pp.32–36.
- 今西悦二郎, 山崎洋一郎, 油圧ショベルの省エネ技術, 日本機械学会誌, Vol.112, No.1083 (2009) , pp.50–52.
- 今西悦二郎, 頭井洋, 吉松英昭, 庭田孝一郎, リンク機構のシミュレーションに関する研究（第 2 報, 油圧パワーラインとの連成解析と油圧ショベルの旋回持上げシミュレーションへの応用）, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.53, No.492 (1987) , pp.1711–1719.

- 井上宏昭, PC200-8 ハイブリッド油圧ショベルの紹介, コマツ技報, Vol.54, No.161 (2008) , pp.26–31.
- 井上喜雄, 金井啓太, 芝田京子, 立花邦彦, PWM 制御を用いた油圧システムのエネルギー回生, 日本機械学会中国四国支部総会・講演会, Vol.54 (2016) , Paper No.512.
- Johnston, N., A switched inertance device for efficient control of pressure and flow, In ASME 2009 Dynamic Systems and Control Conference, American Society of Mechanical Engineers (2009) , pp. 589-596.
- Johnston, N., Pan, M., Plummer, A., Hillis, A., and Yang, H., Theoretical studies of a switched inertance hydraulic system in a four-port valve configuration, In The Seventh Workshop on Digital Fluid Power, University of Bath (2015) .
- 鹿児島昌之, 小宮山昌之, 南條孝夫, 筒井昭, ハイブリッドショベルの開発, 神戸製鋼技報, Vol.57, No.1 (2007) , pp.66–69.
- 経済産業省, 2050年カーボンニュートラルに伴うグリーン成長戦略 (2020).
- Ketonen, M., and Linjama, M., Digital hydraulic imv system in an excavator-first results, Proceedings of the 16th Scandinavian International Conference on Fluid Power (2019) .
- Kogler, H., and Scheidl, R., Two basic concepts of hydraulic switching converters, In the first workshop on digital fluid power (2008) , pp. 7-30.
- Kogler, H., Scheidl, R., and Ehrentraut, M., A simulation model of a hydraulic buck converter based on a mixed time frequency domain iteration, In ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power and Motion Control, American Society of Mechanical Engineers (2013) .
- Krus, P., Weddfelt, K., and Palmberg, J., Fast pipeline models for simulation of hydraulic system, J Dyn Syst Meas Control, Vol.116 (1994) , pp.132–136.
- 久保光生, 知りたい油圧講座③「油圧システムと省エネ」, NACHI Technical report,, Vol.24, D1 (2012) .
- Linjama, M., Digital fluid power – state of the art, Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Vol.3, No.12 (2011) , pp.331–354.

- Linjama, M., Huova, M., Boström, P., Laamanen, A., Siivonen, L., Morel, L., Waldén, M. and Vilenius, M., Design and implementation of energy saving digital hydraulic control system, Proceeding of 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power (2007) , pp.341–359.
- Linjama, M., Laamamen, A. and Vilenius, M., Is it time for digital hydraulics?, Proceedings of the 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power (2003) .
- Linjama, M., Scheidl, R. and Schmidt, S., Discussion: Is the future of fluid power digital?, Proc.Inst.Mech.Eng.Part1, Vol.226, No.6 (2012) , pp.724–727.
- Linjama, M. and Vilenius, M., Digital hydraulics – towards perfect valve Technology, Proceedings of the 10th Scandinavian International Conference on Fluid Power (2007) , pp.181–196.
- Manhartsgruber, B., Mikota, G., and Scheidl, R., Modelling of a switching control hydraulic system, Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems, Vol.11, No.3 (2005) , pp.329–344.
- Milos, V., Sgro, S., and Hubertus, M., Steam: a mobile hydraulic system with engine integration, Proceedings of the Fluid Power Systems (2013) , Paper No. FPMC2013-4408.
- 森本雅之, 電気自動車 これからの「クルマ」を支えるしくみと技術, 森北出版, (2009) , pp.93–100.
- 守屋哲郎, 油圧シヨベルにおけるハイブリッド化の動向, TechnoCreate MonthlyJournal, Vol.5 (2012) , pp.1–4.
- Murrenhoff, H., Sgro, S., and Vukovic, M., An overview of energy saving architectures for mobile applications, Proceedings of the 9th International Fluid Power Conference,9,IFK (2014) , pp.238–249.
- 中野和夫, 今野善裕, 電動機とモータの特性対比に関する調査研究, 油圧と空気圧, Vol.28 No.4 (1997) , pp.466–472.
- 南條孝夫, 今西悦二郎, 電気油圧駆動による柔軟マルチボディシステムの動的シミュレーション, 日本機械学会論文集C編, Vol.77, No.782 (2011), pp.3694–3704.

- 南條孝夫, 今西悦二郎, 大谷和弘, 油圧ショベルの動力解析と省エネ技術, 神戸製鋼技報, Vol.57, No.1 (2007) , pp.48–51.
- 南條孝夫, 上田浩司, 五頭直樹, 菅野直紀, 前川智史, 10 型重機ショベルの省エネ技術, 神戸製鋼技報, Vol.68, No.1 (2018) , pp.65–68.
- 岡部信也, 油圧ショベルにおける油圧システムとその制御技術の動向, 日本機械学会誌, Vol.89, No.817 (1986) , pp.71–75.
- Pan, M., Johnston, N., Plummer, A., Kudzma, S. and Hillis, A., Theoretical and experimental studies of a switched inertance hydraulic system, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part1, Journal of Systems and Control Engineering, Vol.228, No.1 (2014a) , pp.12–25.
- Pan, M., Johnston, N., Plummer, A., Kudzma, S., and Hillis, A., Theoretical and experimental studies of a switched inertance hydraulic system including switching transition dynamics, non-linearity and leakage, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part 1: Journal of Systems and Control Engineering, 228, No.10 (2014b) , pp. 802-815.
- Pan, M., Johnston, N., Robertson, J., Plummer, A., Hillis, A. and Yang, H., Experimental investigation of a switched inertance hydraulic system with a high-speed rotary valve, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.137, No.12 (2015) , Paper No. 121003.
- Pan, M., Plummer, A. and El Agha, A., Theoretical and experimental studies of a switched inertance hydraulic system in a four-port high-speed switching valve configuration, Energies, Vol.10, No.6 (2017) , Paper No. 780.
- Qiwei Zhang, Xiangdong Kong, Bin Yu, Kaixian Ba, Zhengguo Jin and Yan Kang, Review and development trend of digital hydraulic Technology, Journal of applied sciences, Vol.10, No.2 (2020) , 579.
- 坂間清子, 油圧技術の動向と展望, KYB 技報, Vol.56, No.4 (2018) , pp.2–5.
- 坂間清子, 五嶋裕之, 田中豊, 油中気泡が油圧アクチュエータの特性におよぼす影響, 日本機械学会山梨講演論文集 (2016) , Paper No.556.
- Scheidl, R. and Manhartsgruber, B., State of the art in hydraulic switching control – components, systems, applications. Proceedings of the 9th Scandinavian International Conference on Fluid Power (2005) .

- Scheidl, R., Manhartgruber, B., Kogler, H., Winkler, B., and Mairhofer, M., The hydraulic buck converter-concept and experimental results, In Proceedings of the Sixth International Conference on Fluid Power (2008b) .
- Scheidl, R., Manhartgruber, B. and Winkler, B., Hydraulic Switching control – Principles and state of the art, In: Proceedings of the First Workshop on Digital Fluid Power. Tampere, Finland. Tampere: Tampere University of Technology (2008a) , pp. 231–49.
- 菅野直紀, 今西悦二郎, 米澤智志, 油圧駆動システムのエネルギー効率と操作性の多目的最適化に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.666 (2002) , pp.524–530.
- Tanaka, Y., Sakama, S., Nakano, K. and Kosodo, H., Comparative study on dynamic characteristics of hydraulic, pneumatic, and electric motors, Proceedings of the ASME/BATH 2013 Symposium on Fluid Power and Motion Control (2013) , Paper No. FPMC2013-4459.
- 筒井昭, 藤澤亮, 関山和英, 山崎洋一郎, 佐伯誠司, 小岩井一茂, ハイブリッドシヨベル用電動機の損失解析, 神戸製鋼技報, Vol.68, No.1 (2018) , pp.15–19.
- Vukovic, M., Leifield, R., and Murrenhoff, H., Hydraulic hybrid architecture for excavators, Proceedings of the 10th International Fluid Power Conference,10,IFK (2016) , pp.44–49.
- Yuan, C., Pan, M. and Plummer, A., A review of switched inertance hydraulic converter Technology, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control: Transactions of the ASME, Vol.142, No.5 (2018) , 050801.

研究業績

本論文における研究業績

1. 学会誌上で発表あるいは採択された学術論文等

- (1) 前川智史, 井上喜雄, 園部元康, 菅野直紀, モード解析による PWM 制御油圧系のエネルギー回生メカニズム検討, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.875 (2019) , DOI:10.1299/transjsme.18-00355.
- (2) 前川智史, 井上喜雄, 園部元康, 菅野直紀, 反共振を利用した PWM 制御油圧系のエネルギー回生メカニズム検討, 日本機械学会論文集, Vol.87, No.893 (2021) , DOI:10.1299/transjsme.20-00069.
- (3) 前川智史, 井上喜雄, 岡宏一, 園部元康, バルブ切換時間および管路構成の違いによる PWM 制御油圧系のエネルギー回生効率への影響検討, 日本機械学会論文集, Vol.87, No.899 (2021) , DOI:10.1299/transjsme.21-00032.

2. 国際学会の発表等

- (1) Maekawa, S., Theoretical study on the energy regeneration mechanism of a switched inertance hydraulic system with cylinder and load, Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP2019) .
- (2) Masuda, A., Shinagawa, T., Maekawa, S., Kinugawa, Y., Iba, D., and Sone, A., Monitoring and evaluation of cracked beams based on nonlinear wave modulation, Proceedings of 14th International Symposium, Smart Structures and Materials & Nondestructive Evaluation and Health Monitoring, Vol.6350, No.50 (2007) , pp.1–10.

3. 国内学会の発表等

- (1) 前川智史, 井上喜雄, 菅野直紀, 金井啓太, 昇圧チョップの原理を応用した油圧回路内でのエネルギー回生に関する研究, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2016, Paper No. 435.

- (2) 前川智史, 井上喜雄, 園部元康, 菅野直紀, PWM 制御を用いた油圧システムのエネルギー回生 (反共振現象の利用), 日本機械学会「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集 (2017), Paper No. B09.
- (3) 前川智史, 井上喜雄, 園部元康, 菅野直紀, PWM 制御油圧系のエネルギー回生メカニズム検討 (バルブ特性の影響検討), 日本機械学会 Dynamics and Design Conference 2019, Paper No. 550.
- (4) 前川智史, 菅野直紀, ウインチ巻き下げ時のカウンタバランス弁の安定性に関する研究, 日本機械学会機械力学・計測制御講演論文集, Vol.37 (2011), Paper No. 210.
- (5) 井上喜雄, 立花邦彦, 前川智史, 園部元康, モード解析による PWM 油圧制御システムの近似応答解析, 日本機械学会「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集 (2017), Paper No. B10.
- (6) 井上喜雄, 立花邦彦, 前川智史, 園部元康, 芝田京子, PWM 制御を用いた油圧システムのエネルギー回生 (回生効率の改善), 日本機械学会中国四国支部総会・講演会, 講演論文集, Vol.56 (2018), Paper No. 1104.

4. 学会以外の招待講演, 一般講演等

- (1) 南條孝夫, 上田浩司, 五頭直樹, 菅野直紀, 前川智史, 10 型重機ショベルの省エネ技術, 神戸製鋼技報, Vol.68, No.1 (2018), pp.65-68.

5. 著書, 知財等

- (1) 特許 6673878, 建設機械の制御装置
- (2) 特許 6717451, エネルギー回収装置, およびエネルギー回収方法
- (3) 特許 6643217, エネルギー回収装置, およびこれを備えた作業機械
- (4) 特許 6646547, エネルギー回収装置, およびこれを備えた作業機械
- (5) 特許 6654528, エネルギー回収装置, およびこれを備えた作業機械
- (6) 特許 6688724, 液圧回転機
- (7) 特許 6539556, 作業機械の油圧駆動装置
- (8) 特許 6506146, 作業機械の油圧駆動装置
- (9) 特許 6554346, 電子制御式バルブユニットの較正装置
- (10) 特許 6112664, 作業用機械の油圧走行装置

- (11) 特許 6051491, エンジン始動装置
- (12) 特許 6006666, 油圧ショベル
- (13) 特許 5851822, 作業機械の油圧駆動装置
- (14) 特許 5707287, 作業機械の油圧駆動装置
- (15) 特許 5692857, 油圧作業機械の制御装置
- (16) 特許 5669264, 作業用油圧制御装置
- (17) 特許 5400750, 作業機械のエンジン制御装置
- (18) 特許 5511009, 可変容量型油圧モータの制御装置
- (19) 特許 5528860, 作業用車両
- (20) 特許 5604884, 作業車両

謝辞

本研究をまとめるにあたり、終始懇切丁寧にご指導いただきました高知工科大学 井上喜雄名誉教授に心より感謝申し上げます。先生には度々研究開発のアイデアやアドバイスをいただくなど大変お世話になりました。日頃からの先生の温かいご指導と激励のおかげで研究活動を進めることができました。また、高知工科大学システム工学群 岡宏一教授、高知工科大学システム工学群 園部元康准教授には本研究をまとめるに際して有益なご助言とご指導を賜りました。ここに深く感謝の意を表します。

本研究の多くは、神戸製鋼所技術開発本部機械研究所 振動音響研究室に所属していた期間に行った内容であり、入社以来ご指導賜りました、神戸製鋼所技術開発本部機械研究所 出浦哲史所長、本家浩一研究首席、技術開発本部機械研究所 振動音響研究室 山口善三室長はじめ室員の皆様、技術開発本部デジタルイノベーション技術センター メカトロニクス研究室 菅野直紀主任研究員、技術開発本部企画管理部 次橋一樹主任部員、神戸製鋼所高砂製作所開発センター 上田宏樹センター長、弘前大学理工学研究科機械科学コース 今西悦二郎教授の皆様に厚くお礼申し上げます。

また、実験装置の設計や実験データの取得などにご協力いただいた神戸製鋼所技術開発本部開発業務部試作実験室 機械・電子係 藤尾良平班長、山田弘徳氏、古川諒氏をはじめ室員の皆様、神戸製鋼所技術開発本部機械研究所 構造強度研究室 嬉野夏四郎氏、コベルコシステム西神事業所 坂野正実氏に感謝の意を表します。そして、いつも支えてくれている両親に深く感謝いたします。