

高効率油圧システムの特性解析

Characteristic analysis of high-efficiency hydraulic system

弘 中 剛 史 ・ 津久井 謙
HIRONAKA Tsuyoshi ・ TSUKUI Ken

要 旨

環境・省エネの観点から乗用車の燃費規制は年々厳しさを増している。このような潮流から、自動車業界では車両全体の効率化を急速に進めており、そのため、トランスミッション（以下、T/M）に対しても高効率化が求められている。

これまでカヤバでは、T/Mの油圧源として用いられているポンプの高効率化¹⁾に取り組んできているが、ポンプ単体でのさらなる高効率化の実現は限界に近いレベルとなってきているのが現状である。そのため、従来からのアプローチよりもさらに省エネ効果が見込めるポンプやバルブを組合わせた油圧システムに着目した技術構築が必要となる。

本報では、この油圧システムの有効性や実現性を確認するための手段として、システム全体のモデル化を行い、性能予測が可能なシミュレーション技術の構築を行った。また、構築したシミュレーションを活用し、性能に影響を与える設計パラメータの明確化や各機器の協調制御による油圧システム性能向上の目途付けを行った。それらの取組みと検討結果について解説する。

Abstract

Exhaust gas regulations for passenger cars have recently become stricter year by year as many countries promote carbon-neutral activities from the viewpoint of the environment and energy saving.

In response, manufacturers have sought the development of transmissions with higher fuel efficiency as one solution as they accelerate their efforts to improve the overall efficiency of their vehicles.

KYB has recently improved the efficiency of the pump used as the power source for the transmission, reaching a level approaching its maximum.

In this study, as a means of confirming the effectiveness and feasibility of this hydraulic system, we modeled the entire system and built simulation technology that enables performance prediction. In addition, by utilizing our simulator we clarified the design parameters that affect the performance and set the prospects for improving the performance of the hydraulic system by coordinating the control of each component.

1 緒言

近年、環境・省エネの観点から世界各国でカーボンニュートラルを目指す活動が進められ、乗用車の燃費規制は年々厳しさを増している。このような潮流から、自動車業界では車両全体の効率化を急速に進めており、そのため、T/Mに対しても高効率化が求められている。

T/Mでは油圧源としてポンプを使用しており、ポンプ部の動力低減（ポンプが吐出する余剰流量の削減）が燃費向上に寄与する。そのため、カヤバでは従来からポンプの高効率化に取り組んできたが、ポンプ単体でのさらなる高効率化の実現は限界に近いレベルとなってきている。そこで、本研究ではポンプ部のさらなる高効率化を実現するために複数のポンプや切換えバルブなどを組合わせた油圧システムに

着目し、実現性の確認を行ってきた。

この油圧システムの有効性や実現性を確認するための手段として、性能予測が可能な1Dシミュレーション^{注1)}技術の構築を行ったため、本報ではその取組みと検討結果について解説する。

注1) 製品や部品の現象を数式で表現し、複数の物理現象を跨って計算をするシミュレーション。

2 カヤバ油圧システムの概要

図1に示すように今回検討した油圧システム（以下、カヤバ油圧システム）は、エンジン駆動の油圧ポンプ（以下、メカポンプ）と別置きの電動モータ駆動の油圧ポンプ（以下、電動ポンプ）に加え、ソレノイドと切換えバルブからなる切換え機構を組合せた構成とした。また、メカポンプはメインとサブの2つのポートを配置しており、切換え機構により2段可変化を可能とする特徴を有している。

次にカヤバ油圧システムの作動原理について説明する。通常、メカポンプは、エンジン回転数に比例して吐出流量が変化する。そのため、車両の動作モードによってはポンプが必要以上の流量を吐出するため、ポンプ動力が増大し、燃費の悪化に繋がる。そこで、これを解消するために本油圧システムでは、T/Mの必要流量が少ない動作モードの場合、メカポンプ（サブ）の吐出流量（以下、サブ吐出）を切換えバルブを介してタンクへ流し、メカポンプ（メイン）の吐出流量（以下、メイン吐出）のみをT/M側に送ることでメカポンプの動力を低減させる。また、T/Mの必要流量が多い動作モードの場合は、ソレノイドを起動させることで切換えバルブを作動させ、サブ吐出をメイン吐出へ合流させることでT/Mの正常動作を確保する。さらに車両の動作モードによってはキックダウンなどのように急激に大流量が必要な場合がある。その場合は、メカポンプに

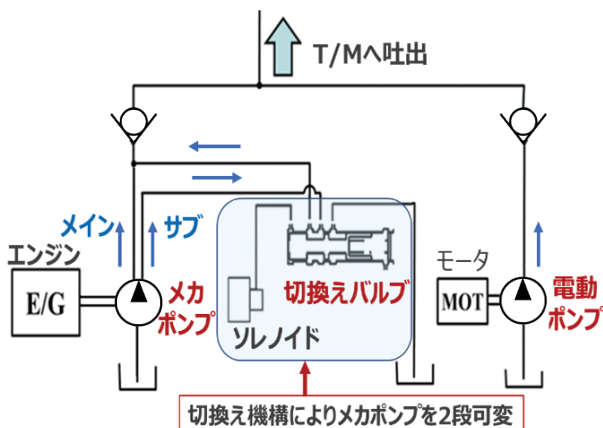


図1 カヤバ油圧システム

加えて電動ポンプを作動させることで不足流量を補う。このように本油圧システムでは細やかな制御により必要流量のみをT/Mに送ることができるため、メカポンプ1台のみの構成（以下、1メカポンプシステム）と比較して大幅なポンプ動力低減、すなわち車両の燃費向上が期待できる。

3 フィージビリティスタディ

本章では、簡易1Dシミュレーションモデルによる『システム性能評価』を実施することで本油圧システムの有効性についての事前検討を行ったので、その取り組みについて述べる。なお、1Dシミュレーションモデルには市販ソフトSimcenter™ Amesim™ software（独SIEMENS社）を用いた。

3.1 シミュレーションモデル概要

シミュレーションモデルの基本構成は、図2に示すように大きく以下の3つとなる。

- ①流量制御部（油圧システム）：エンジン回転数を入力とし、ソレノイドやモータの電子制御によりポンプ流量を制御
- ②圧力制御部：複数の電圧/電磁バルブにより油圧システムからの吐出圧（以下、制御圧）を制御
- ③変速制御部：制御圧に応じてT/Mの変速比を制御

シミュレーションによる動力低減効果の検討は、自動車の燃費評価モードにて計測した走行データ（エンジン回転数と制御圧）を入力条件としたとき

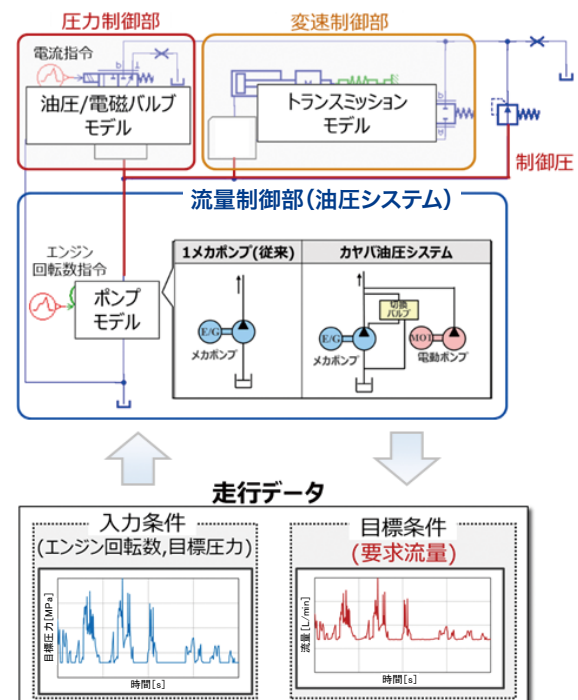


図2 シミュレーションモデル概要

のポンプ吐出流量を計算することで行った。今回は、カヤバ油圧システムと従来の1メカポンプシステムの2種をモデル化し、同じ動作パターンで計算した際のポンプ動力を比較することでカヤバ油圧システムの有効性を確認した。

3.2 カヤバ油圧システムの有効性確認

図3に1メカポンプシステムモデルとカヤバ油圧システムモデルのシミュレーション比較結果（流量、ポンプ動力）を示す。図3(a)より、両モデル共にT/Mに必要な要求流量を確保できているが、広範囲で1メカポンプシステムよりもカヤバ油圧システムの方が流量を少なく抑えられていることが確認できる。これは1メカポンプシステムの余剰流量が多い箇所では、切換えバルブによりサブポンプがタンクに直結することで、メカポンプの吐出量が低減されるためである。したがって、ポンプ動力に関して、図3(b)に示すとおり全域において1メカポンプシステムよりもカヤバ油圧システムの方が低減でき、動力低減率は48.3%と本システムの有効性を確認することができた。

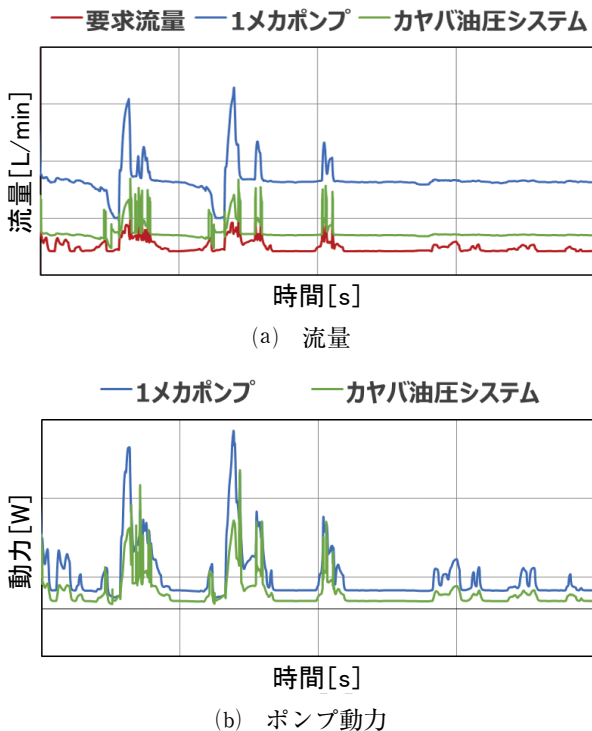


図3 シミュレーション比較結果

4 カヤバ油圧システムの課題および対策

カヤバ油圧システムの課題としては、図4に示すような切換えバルブを切換えた時に発生するサージ圧が想定される。バルブ切換え時にはサブ吐出がメ

イン側へ流れ、メイン吐出と合流することで、回路内において急激な圧力変動（サージ圧）が発生する。このサージ圧は、車両においてキックバックのようなショックとして現れるため、極力低減することが望まれる。本章では、サージ圧を発生させる切換えバルブを有した油圧回路を対象として、シミュレーションおよび実機の比較評価、シミュレーションを活用したパラメータスタディ^{注2)}およびバルブ形状の最適化^{注3)}を実施したのでその内容について述べる。

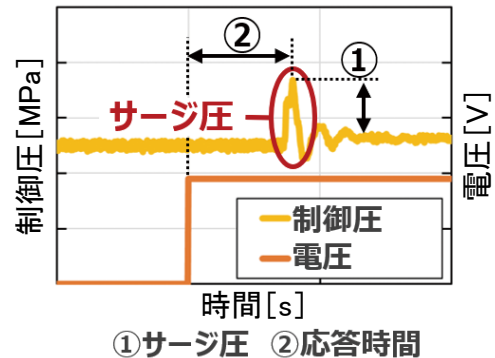


図4 バルブ切換えによるサージ圧の発生

注2) 解析モデルや解析条件をパラメータとして設定し、パラメータ値を変更しながら繰り返し解析を実行すること。

注3) システムの設計目標（目的関数）を最小化もしくは最大化するパラメータ探索手法。

4.1 サージ圧の比較検証

写真1、図5にバルブ切換え試験機とその油圧回路図を示す。本試験の油圧回路は、メカポンプのサブ吐出の先に並列で逆止弁と電流によりON/OFF作動する切換えバルブを配している。サブ吐出は切換えバルブが開いている状態（以下、切換えOFF）ではタンクへ流れ、切換えバルブが閉じている状態（以下、切換えON）では、逆止弁を通りメイン吐出と合流する。本試験では、一定の吐出圧およびポンプ回転数で動作させている状態下でバルブを切換



写真1 バルブ切換え試験機

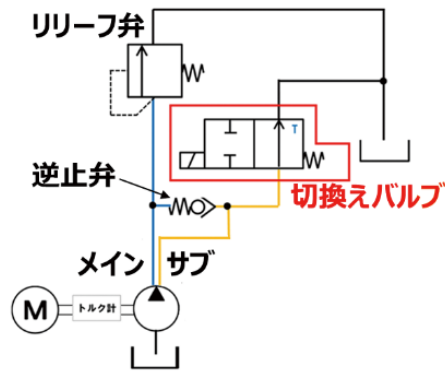


図5 バルブ切換え油圧回路図

えた際のサージ圧の計測を実施した。また、実機試験機と同じ構成のシミュレーションモデルを作成し、試験結果との比較評価を実施した。サージ圧の比較評価に関しては、サージ圧の大きさおよび切換え応答時間（電流指令からサージ圧が発生するまでの時間）を評価項目とした。

図6にシミュレーションと実機試験の切換時圧力の比較結果を示す。図6より、切換えON⇒切換えOFFにおける応答時間は8.8%の誤差が確認されるものの、他の評価項目はいずれも誤差±3%以内で精度よく一致しており、全ての評価項目で±10%以内の精度で実機を再現できていることが確認できた。

以上のように今回構築したシミュレーションモデルの妥当性は高く、バルブ切換え時のサージ圧予測が可能になったといえる。

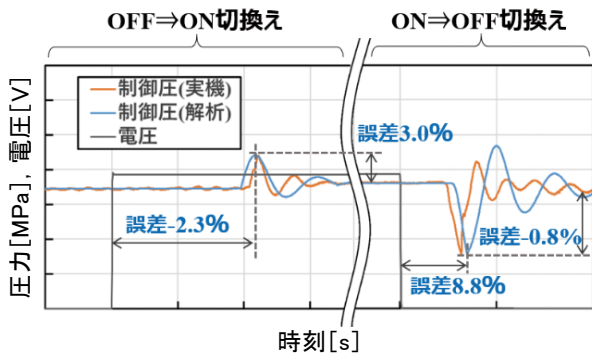


図6 切換えバルブモデルの実機比較

4.2 パラメータスタディの実施

サージ圧およびシステム応答時間に影響を与える設計パラメータを把握するため、4.1節にて作成したシミュレーションモデルを活用したパラメータスタディを実施した。

設計パラメータの値は、設計中央値の半分または倍の値に振り分ける、もしくは切換機能に不具合が生じない範囲で変更し、数十パターンのシミュレ-

ションを実行した。表1にサージ圧およびシステム応答時間に影響を与える設計パラメータの感度傾向の一例を示す。表1中の(+) / (-) は各性能の向上/低下を表している。

表1 各評価項目に対するパラメータ感度（一例）

| 対象モデル | 変更パラメータ | 評価項目 | | | |
|--------|----------|-----------------|--------------|-----------------|--------------|
| | | サージ圧性能 (OFF⇒ON) | 応答性 (OFF⇒ON) | サージ圧性能 (ON⇒OFF) | 応答性 (ON⇒OFF) |
| 配管 | 径増加 | (+) 感度：大 | (-) 感度：中 | (+) 感度：大 | (-) 感度：小 |
| | 長さ増加 | (+) 感度：中 | (-) 感度：中 | (+) 感度：中 | (-) 感度：小 |
| | 剛性増加 | (-) 感度：大 | (+) 感度：中 | (-) 感度：大 | (+) 感度：小 |
| 切換えバルブ | 開口特性 | 感度：大 | 感度：小 | 感度：中 | 感度：小 |
| | スプール摩擦増加 | (+) 感度：中 | (-) 感度：中 | (+) 感度：小 | (-) 感度：小 |
| | スプール径増加 | (+) 感度：大 | (-) 感度：大 | (+) 感度：中 | (-) 感度：中 |
| 逆止弁 | ばね力増加 | (-) 感度：大 | (+) 感度：大 | (+) 感度：小 | (-) 感度：小 |
| | スプール径減少 | 影響なし | 影響なし | (+) 感度：大 | 影響なし |
| | ラップ長減少 | 影響なし | 影響なし | (+) 感度：中 | 影響なし |

表1に示した結果からの全体的な感度傾向の確認により、サージ圧に関しては配管および逆止弁、応答時間は切換えバルブと配管の影響が強いという知見が得られた。

配管モデルに関しては、剛性の低下、径の増加、長さの増加により、サージ圧性能が向上している。これは、配管のアクムレータ効果が増加してサージ圧の吸収効果が上がったためであると考えられる。また、逆止弁モデルに関しては、スプール径やラップ長を減少させるとサージ圧性能が向上するが、一方で逆止弁が閉じているときに逆流しやすくなり、システムとしてのロバスト性^{注4)}が低下することが考えられるため、設計の際は注意が必要である。ここで切換えバルブに関しては、次節にて取り上げるため、詳細説明は割愛する。

また、今回のパラメータスタディの結果からは、サージ圧性能と応答性との関係性は基本的にトレードオフの関係があることも確認できた。

注4) システムや構造物が持つ様々な外乱により影響されにくい性質。

4.3 バルブ形状の最適化検討

4.2節のパラメータスタディの結果より、切換えバルブの開口特性やスプリングの仕様（ばね定数やセット荷重など）がサージ圧性能や応答性に大きく影響することが確認できている（表1参照）。これらを踏まえ、バルブ切換えの性能向上を目的として切換えバルブ形状の最適化を実施したので、その内容について述べる。なお、最適化を実施する前にシミュレーション上でバルブ構成を検討し、より高性能な切換えが期待できるバルブ構成へ修正している。

表2に最適化における説明変数、目的関数および

制約条件を示す。4.2節の結果から、サージ圧性能と応答性にはトレードオフの関係があるため、重み付けしたサージ圧と応答時間の和を最適化するように目的関数を設定し、サージ圧性能および応答性能を兼ね備えるように設定した。また、制約条件に関してはストローク量やばね定数などの設計上誤差が発生するパラメータにばらつきを与えて、バルブ切換え時にサブ吐出先が切換えられているかを判定している。これにより最適化実行により得られる切換えバルブに対してロバスト性を持たせている。

表2 バルブ形状の最適化に用いたパラメータ

| 説明変数 | 目的関数 | 制約条件 |
|---|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> ・アンダーラップ ・ストローク量 ・スプール径 ・オリフィス ・ばね定数 ・セット荷重 ・開口部ノッチ | <ul style="list-style-type: none"> ・サージ圧および応答時間で表した評価関数 | <ul style="list-style-type: none"> ・設計値のばらつきによるバルブ切換えの動作判定 |

図7に最適化前後のサージ圧/応答時間（切換えOFF⇒切換えON）の比較結果を示す。図7より、4.1節で作成したバルブ切換えモデルと比較して最適化モデルではサージ圧の大きさが大幅に低減、応答時間についても短縮できていることが確認でき、サージ圧と応答時間の同時改善が可能な最適設計パラメータ探索に今回の解析方法が有効であることがわかった。

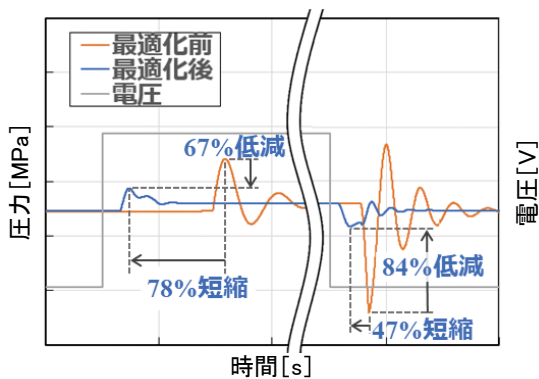


図7 最適化モデルのサージ圧特性評価

4.4 最適切換えバルブの実機性能評価

シミュレーションにより検討した最適切換えバルブの効果を確認するため、実機による確認実験を行った。改良前の4.1節に示した切換えバルブと最適切換えバルブのサージ圧および応答時間を図8に示す。図8より、改良前の切換えバルブに対して最

適切切換えバルブのサージ圧は約80%低減、応答時間は約40%低減していることが確認できる。

以上より、シミュレーションと同様に実機においても最適切換えバルブが両特性を大幅に同時改善することが可能であることを示すことができ、シミュレーションの妥当性と最適化プログラムの有効性を確認することができた。

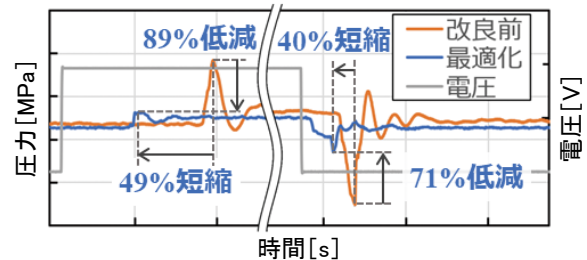


図8 サージ圧実験結果比較

5 電動ポンプモデルの構築

カヤバ油圧システムモデルでは、メカポンプ、切換えバルブの他に電動ポンプのモデルを使用している。3章のフィジビリティスタディで用いていた電動ポンプモデルの仕様は、回転数指令通りに遅れなく動作し、効率や応答性などが考慮されていないモデルであった。今回必要なカヤバ油圧システムのモデル要件は、システム動作の実現性および効率の確認であるため、その構成要素である電動ポンプに関しても、効率および応答時間の再現が必要となる。

本章では、カヤバ油圧システムの搭載機器である電動ポンプに関して、実機データを基にしたモデル化を実施したため、その取り組み内容について述べる。なお、効率および応答時間の目標モデル精度を±10%以内と設定した。

5.1 初期の電動ポンプモデルにおける評価

図9に電動ポンプの実機構成を示す。モータはPMSM^{注5)}、ポンプはベーンポンプを用い、モータの電流制御方法として最大トルク制御^{注6)}および弱め磁束制御^{注7)}を採用している。電動モータ部のモデル化に用いたシミュレーションソフトには、油圧機器のモデル化で用いたSimcenter Amesimではなく、制御モデルの構築において使用されていることの多いMATLAB[®]とSimulink^{®注8)}を用いた。また、作成したモータモデルとポンプモデルを連成させることで電動ポンプの解析を実施した。電動ポンプ動作に関しては、モータの実回転数をフィードバックし指令回転数との差を小さくするように回転数制御を行っている。

注5) Permanent Magnet Synchronous Motor (永久磁石同期電動機) の略。モータ回転とコイルへ流す交流電流の周期を同期させることで駆動する。

注6) 同じ実効電流量のうち、出力トルクを最大とする制御。

注7) 永久磁石の磁束を打ち消す方向に電流を流すことで、トルクを低下させる代わりに高回転動作を可能とする制御。

注8) MATLAB®, Simulink®はMathWorks社の登録商標。

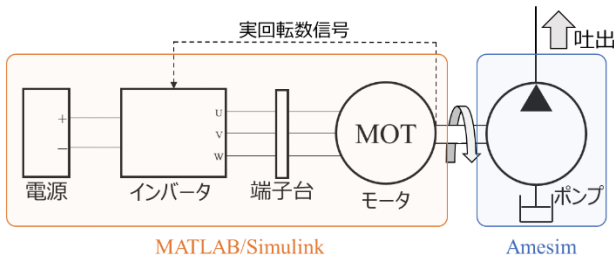


図9 電動ポンプの構成

図10にPMSMの電気回路をd軸（主磁束方向）、q軸（直交方向）へ座標変換した際の等価的な電気回路図を示す。図10のように座標変換を行うことで、モータトルクを発生させる電流成分 I_q と回転子に磁束を発生させる電流成分 I_d に分けて各電流成分を独立に制御している。今回の電動モータのモデル化は、図10の電気回路図をベースに実施した。なお、モデルの各設定パラメータに関しては、比較対象である実機の測定値や仕様や諸元に基づいた算出値を用いている。

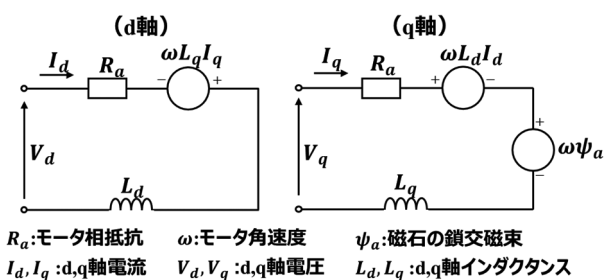


図10 モータの等価電気回路

表3に電動ポンプの効率に関してモデルと実機試験を比較した結果を示す。表3のすべての試験条件において、シミュレーションの方が実機よりも効率が低い結果となっていることが確認できる。これは作成したモータモデルでは電損と機械損は考慮されているが、磁気ヒステリシスや渦電流による鉄損が考慮されていないことが原因だと考えられる。また、モータのインダクタンスに関しても電流依存性、温度依存性を考慮しておらず、効率の誤差要因とし

て考えられた。また効率誤差の大きさに関して、全体的に誤差10%以上、高吐出圧・低回転条件に至っては誤差+100%を超えており実機から大きくかけ離れていることが確認された。

表3 初期の電動ポンプモデルの効率評価

| | 試験条件（回転数・吐出圧） | | |
|-----------------|---------------|-----------|-----------|
| | 低回転 高圧 | 中回転 中圧 | 高回転 低圧 |
| 効率に関する モデル誤差 | +113% | +12% | +14% |

図11に電動ポンプの応答性に関してモデルと実機試験を比較した結果を示す。今回は回転数指令信号のステップ時刻を開始時刻とし、吐出流量が定常流量の90%に到達するまでにかかる時間を電動ポンプにおける応答性の評価指標とした。

図11より、実機での応答時間に対して解析では約2倍（誤差約+100%）ほどの時間がかかっており、大きくかけ離れているため、モデル改善が必須であると考えられた。

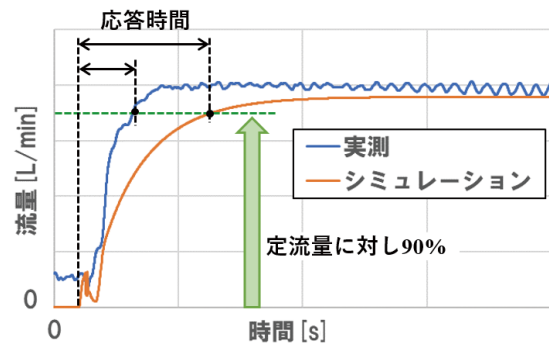


図11 初期の電動ポンプモデルの応答性評価

5.2 モータモデルの改良

5.1節の結果を踏まえて、鉄損を考慮したモータモデルの検討および各モータパラメータの見直しを実施した。図12に鉄損を考慮したd、q軸の等価電気回路を示す²⁾。図12の等価電気回路では、等価鉄損抵抗 R_{cp} を用いることでロータの回転により生じる鉄損を表現している。また、 L_{dq} 、 L_{qd} によりd、q軸の相互インダクタンスを考慮している。この等価電気回路をベースにモータモデルを作成した。図12に描かれている等価鉄損抵抗 R_{cp} については I_d 、 I_q 及びモータ回転数 N に対し可変なパラメータであるため、実機試験で得られた鉄損を基に近似式を作成し、モデルへ適用した。また、各インダクタンスに関しては、 I_d 、 I_q に依存するパラメータとしてテーブル

データで設定した上で温度補正を実施し加えている。モータ温度に関しては、実機データを基に推定した値を設定した。

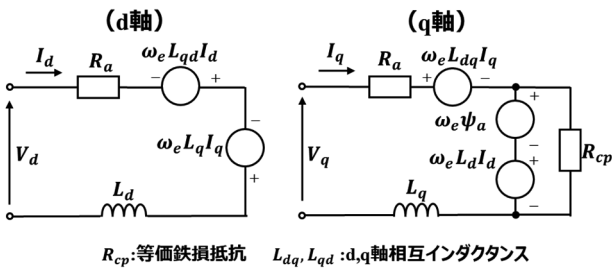


図12 鉄損を考慮したモータの等価電気回路

図13に、実機モータ、5.1節のモータモデル（以下、初期モータモデル）、本節のモータモデル（以下、改良モータモデル）のT-N特性を示す。図13は横軸をモータ回転数、縦軸をモータトルクとし、3相電流の実効値 I_e の値ごとに分けてグラフ化している。

図13より、グラフにはトルク一定となる区間と回転数上昇につれてトルクが減少する区間が存在していることが分かる。本章では、各区間の名称を電流制御方法で分け、トルク一定区間を最大トルク制御域、グラフが傾きを有する区間を弱め磁束制御域と呼称することとする。図13より、同様の電流値における実機/初期モータモデルの解析結果を比較すると、グラフの傾き、即ちトルクの変化傾向は再現されているが、トルクが全域において実験値よりも解析値の方が約+5~+10%ほど大きくなっている。一方で改良モータモデルのモータ特性は、最大トルク制御域では電流値によらず、誤差±3%以内と高い精度が得られ、弱め磁束制御域においても±約10%以内に抑えられていることが確認できる。以上より、鉄損の追加等の改良により、実機モータの特性を初期モータモデルより高精度に再現可能なモータモデルを構築した。

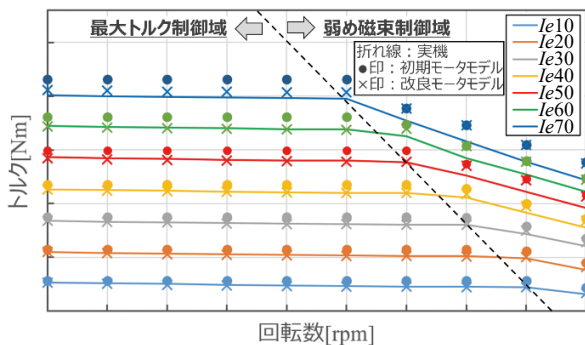


図13 モータモデルのT-N特性評価

5.3 ポンプモデルの改良

図14に電動ポンプのモータ回転数および吐出流量に関する実機データの一例を示す。図14より、実モータ回転数と吐出流量を比較すると、モータが駆動してから油が吐出されるまでに遅れが生じていることが確認できる。このことから、ポンプ部の挙動を次のように仮定した。

- ① 電動ポンプ始動時、ある回転条件まではポンプのベーンが引っ込んでおり流量及び吐出圧は0
- ② ある回転条件を満たすとポンプのベーンが飛び出し、流量とそれに伴う吐出圧が発生
- ③ 回転状態からポンプ（モータ）を停止させるとベーンが引っ込み、ポンプ内圧が抜ける

上記①~③の動作を再現可能なポンプモデルを検討し、遅れを考慮したポンプのモデル化を図った。ベーンが飛び出すタイミングがポンプの角速度および角加速度に依存するものと仮定し、実機データをベースにベーン飛出しの判別式を算出し、ポンプモデルの始動応答時間を算出する数理モデルを組み込んだ。ポンプモデルの応答の再現に関しては、ベーンやカムリング等の構成要素を作り込むことでも可能であるが、今回は以下の理由から検討を見送った。

- ① 計算負荷が大きく、特に燃費の解析時間が膨大
- ② ベーンの摩擦係数等の未知パラメータに関するパラメータ同定が必要
- ③ 電動ポンプ全体の遅れに対するポンプ部の寄与度が低い

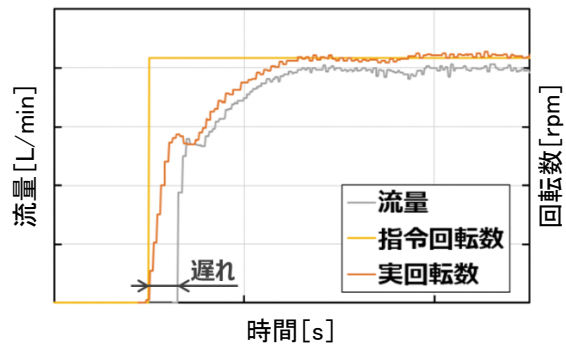


図14 ポンプ動作時の実測データ

図15に作成したポンプ部のモデルを示す。ベーンの引込みと飛出しの状況を判別するモデルを組込むことで、モータ始動時からベーン飛出し状態の油圧回路に切替えるまでに生じる遅れを模擬するポンプモデルを構築し、電動ポンプモデルに組み込んだ。

5.4 改良した電動ポンプモデルの評価

5.2節で作成した改良モータモデルおよび5.3節で

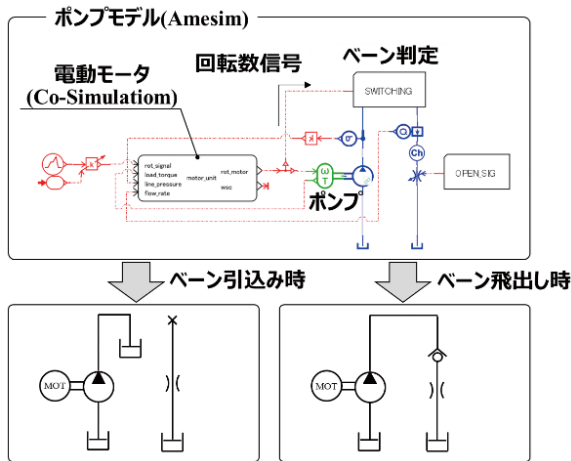


図15 ベーン挙動を考慮したポンプモデル

作成したポンプモデルを組み合わせた電動ポンプモデルに関して、効率および応答時間を評価した。

表4に電動ポンプ動作時の各効率を比較した結果を示す。なお、表4における実機の効率に関して、Ass'y全体（電動ポンプ）の効率は実際の動力から計算した実測値であるが、他の各箇所に関しては理論式から算出した推定値となっている。

Ass'y全体の効率に関して、いずれの条件においても誤差±10%以内に収まっている。特に、中圧中回転動作および低圧高回転動作においては、各箇所でも比較しても全て誤差±3%以内に収まっており、非常に高いモデル精度が確認できる。一方、高圧低回転動作においては、Ass'y全体では誤差-5.5%であるものの、機器によっては誤差が10%付近のものも存在している。これは誤差が大きく、電動ポンプ構成の下流に位置している（モータ）—（ポンプ）間の回転運動に関するモデル精度が低いことが原因であると考えられる。

以上のように、未だモデルの改善点はあるものの、Ass'y全体の効率誤差は±5%程度と高精度に再現されていることが確認できた。

表4 改良した電動ポンプモデルの効率評価

| | 動作条件 | 動作条件 | | |
|---------|-----------------|-----------|-----------|-----------|
| | | 高圧 低回転 | 中圧 中回転 | 低圧 高回転 |
| モデル効率誤差 | (電源)—(インバータ) 間 | -3.0% | -1.2% | -0.1% |
| | インバータ内部 | -9.4% | -2.5% | 0.5% |
| | (インバータ)—(モータ) 間 | 0.2% | 1.0% | 1.2% |
| | モータ内部 | -4.1% | -1.7% | -2.1% |
| | (モータ)—(ポンプ) 間 | 12.8% | 2.0% | 2.6% |
| | ポンプ内部 | -0.8% | -0.2% | 0.0% |
| | Ass'y全体（電動ポンプ） | -5.5% | -2.7% | 2.0% |

続いて電動ポンプモデルの応答時間に関して評価を実施した。応答時間の評価に関しては、吐出圧と

ポンプ回転数以外にモータ回転数のP制御ゲイン^{注9)}設定の影響もあるため、試験条件に追加している。試験では回転数制御におけるP制御ゲインの設定を低・中・高の3段階で変更した。

図16にP制御ゲインが高い設定での低圧高回転動作における電動ポンプの応答時間を実機とシミュレーションとで比較した結果を示す。図16より流量の立ち上がるタイミングや定常状態に至るまでの過程など、応答時間だけでなく流量波形がおおよそ一致していることが確認できた。

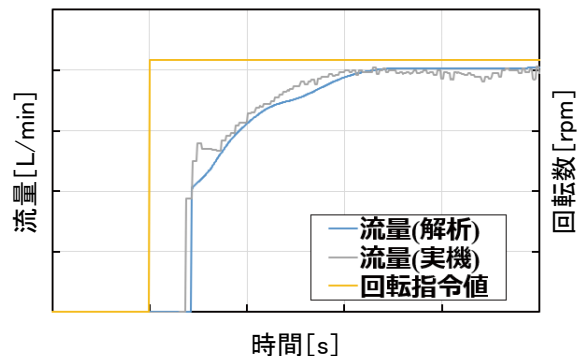


図16 電動ポンプの時刻歴吐出流量

注9) 制御対象の目標値と現在値の差に比例して操作量を調整する制御ゲイン。

表5に各試験条件での実機と解析の応答時間を比較した結果を示す。表5より、P制御ゲインが高い条件では誤差±10%以内に収まっていることが確認できた。その一方で、P制御ゲインが小さい条件では約10%~30%の誤差が生じている。これはP制御ゲインが小さいほど過渡状態におけるモータトルクと負荷トルクの差が小さくなり、モデルにおけるモータトルク誤差が回転運動に与える影響が相対的に強くなることが原因であると考えられる。

表5 改良した電動ポンプモデルの応答性評価

| 動作条件 | P制御ゲイン | 応答時間誤差 |
|--------|--------|--------|
| 低圧・高回転 | 低 | 12.8% |
| | 中 | -12.0% |
| | 高 | 2.0% |
| 高圧・低回転 | 低 | 21.6% |
| 中圧・中回転 | 低 | 7.1% |
| | 中 | 4.3% |
| | 高 | -7.9% |

以上より、回転数のP制御ゲインを高く設定する

ことで、効率および応答時間を目標精度で再現可能な電動ポンプモデルの構築を達成した。なお、6章におけるカヤバ油圧システムの性能評価では制御ゲインは高い設定としている。

6 油圧システム性能評価

これまで構築した各機器のモデル（以下、詳細モデル）を油圧システム全体として組み合わせ、システムの有効性が得られるか否かを把握するためシミュレーションによる性能評価を実施した。

6.1 油圧システム性能評価

本節では、詳細モデルにて3章と同様の『システム性能評価』を行った結果を述べる。シミュレーション結果を図17に示す。図17(a)にはポンプの吐出流量を示す、要求流量を満たしていることが確認できる。また、詳細モデルは全体的に1メカポンプシステムモデルよりも吐出流量は少なく、余剰な流量を削減できていることが確認できる。

ポンプ動力に関しては、図17(b)に示すとおり全域において1メカポンプシステムモデルより詳細モデルの方が低減できており、動力低減率は48.3%と本システムの有効性を確認することができた。

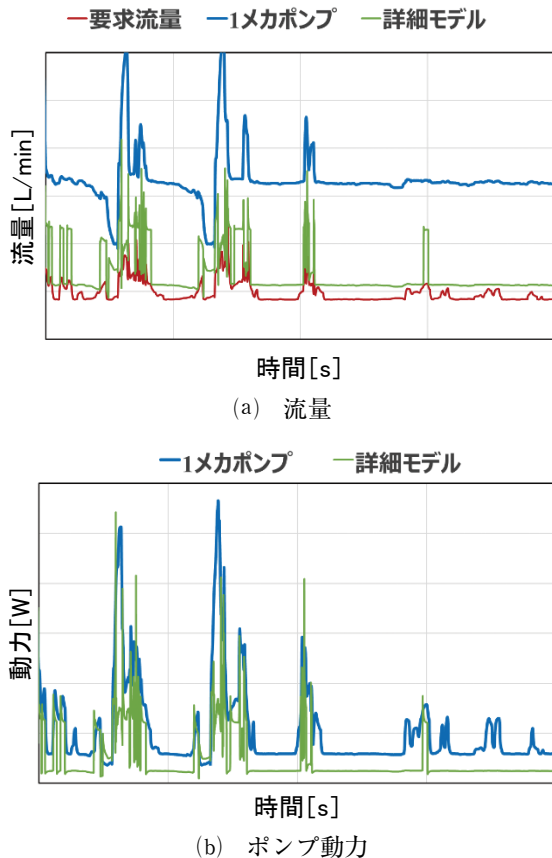


図17 シミュレーション結果

6.2 油圧システム安定性評価

本節では、キックダウン（以下、KD）のような瞬間的に高い流量と制御圧が必要な動作パターンに関してシミュレーションを実施し、追従性能を確認した。

図18に流量および制御圧の解析結果を示す。図18(a)より動作全域でおおよそ要求流量を満たしていることが分かる。また、図18(b)より圧力指令に対して制御圧が追従していることが確認できる。ただし、バルブ切換えOFF時に高いサージ圧が確認できる。

前述のようにサージ圧は車両全体からみるとショックとして現れるため、乗り心地悪化に繋がる。この課題に対しては、切換えバルブと電動ポンプの協調制御を行うことで解決できる可能性がある。そこで、本節では簡易的に試みたサージ圧低減策について述べる。

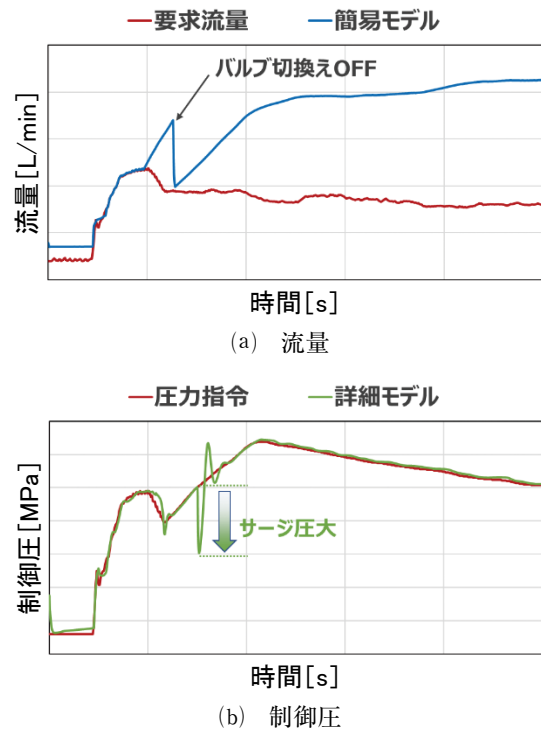


図18 KD時の追従性能

図19に協調制御ロジックの概略を示す。カヤバ油圧システムの既存制御は、メイン吐出のみで流量が不足する場合はサブ吐出を合流させ、さらに不足する場合は電動ポンプを駆動させ流量を補う形を取っていた。これは要求流量を満たすことのみを目的とした制御ロジックである。この場合、図19上部に示すように切換えバルブによるサブ吐出のON/OFF時にサージ圧が発生しやすくなる。そこで、図19下部に示すように協調制御ロジックにサージ圧低減制御を加えることにした。この制御は、バルブ切換え時のサブ吐出の増加/減少に合わせて、電動ポンプ

の吐出を減少/増加させることで、油圧システム全体として流量の急激な変化を抑制することを狙っている。

図20にサージ圧低減制御を追加したモデルを用いたKD評価における制御圧の解析結果を示す。本制御を追加することにより、バルブ切換え時に生じていたサージ圧を約50%低減できることが確認できた。

さらなる協調制御の検討を行うことで本節にて検証した安定性向上の他に、切換え頻度の削減、ロバストな動作設計、動力低減効果の向上などが可能になると考えられる。

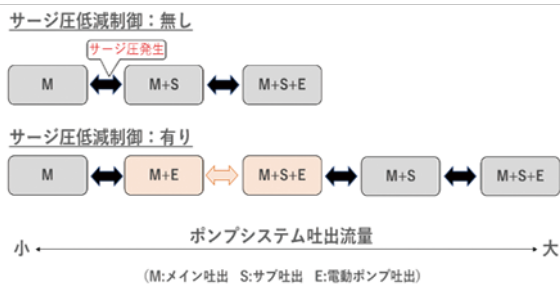


図19 協調制御ロジック

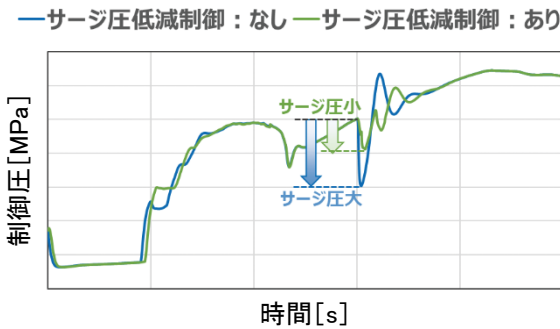


図20 協調制御によるサージ圧低減効果

7 結言

高効率な油圧システムの実現性を確認するための手段として、性能予測が可能なシミュレーション技術を構築し、以下の知見が得られた。

- (1)メカポンプ、電動ポンプ、切換えバルブを組合せたカヤバ油圧システムのモデル化を行い、システム性能を高精度に予測可能とし、本油圧システムの有効性を確認できた。
- (2)構築したモデルを活用してパラメータスタディを実施することで、安定性に影響を与えるパラメータを把握し、サージ圧や応答性が制御可能な設計指標を明確化できた。
- (3)動作モードに合わせて各機器の協調制御を行うことで油圧システム性能向上について目途付けできた。

得られた結果から、実機の試作回数を減らして開発スピードの向上、母機側を考慮した油圧システム設計が可能となる。

今後は、客先要求に合わせた動作モードに対して最適な機器仕様/協調制御を検討することでシステムパフォーマンス（性能/品質）を最大限に引き出すことを目指していく。また自動車業界において需要が拡大しているeAxle（モータ+減速機+インバータの一体構造）向けの潤滑・冷却システムの予測技術などへ活用していく。

参考文献

- 1) 鈴木、長島：CFD解析によるベーンポンプの性能改善、KYB技報第61号、(2020年10月)
- 2) 加納善明・小坂卓・北条善久・大森洋一：高精度トルク制御のためのIPMSMの新たなd-q軸等価回路モデルの検討、2022年3月1日モータドライブ/家電・民生合同研究会、pp. 115-124、(2022年3月)

著者



弘中 剛史

2009年入社。技術本部基盤技術研究所要素技術研究室。油圧システムおよびソレノイドバルブの研究・開発に従事。



津久井 謙

2018年入社。技術本部基盤技術研究所要素技術研究室。自動車向けトランスミッションのシステム解析業務に従事。