

流体解析を用いた油圧系異音メカニズム解明

島田 勝*

抄 録

実験によるトライ&エラーで解決することが多かった油圧系異音に対して流体解析を適用し、バルブの調圧挙動を再現した上で流れ場を詳細に分析した。それにより回路内で油中のエアが膨張・圧縮して異音を発生させるという、実験では解明が難しいメカニズムであることを突き止めた。本報ではその詳細と対策について紹介する。

1. はじめに

トランスミッションの開発においてNVHは重要な課題であるが、中でも油圧系の異音は、油圧システムの複雑さや構成部品の多さから、発生部位の特定やメカニズムの解明が難しいことが多い。そのため、条件振りによる発生条件の特定や、部品の組み換えによる異音に寄与する部品の特定など、実験による試行錯誤を重ねるのが常となっている。

一方、ここ数年油圧システムの設計では流体解析の活用が欠かせなくなっており、解析結果が定量的な判断にも用いられるようになってきている。

そこで本報では、トランスミッションの油圧系異音に対して流体解析を適用し、①音源の特定 ②メカニズムの推定 ③メカニズムの検証を行い解決した事例を紹介する。今回の異音はエンジンが動いている状態でNレンジからDレンジにシフト操作をした直後に発生したものである。

2. 実験による課題の絞り込み

2.1 音源の絞り込み

Fig. 1にオートマチックトランスミッション(以下AT)の油圧システムの概略を示す。ATではオイルパンに溜まった油をオイルポンプで各部位に圧送する。その際、油圧および流量を適正に配分するのがコントロールバルブであり、その最上流に位置するのがプレッシャーレギュレータ弁である。今回異音が発生したシステムでは、このプレッシャーレギュレータ弁のすぐ下流側に潤滑調圧弁があり、潤滑回路の油圧を制御する構造となっている。

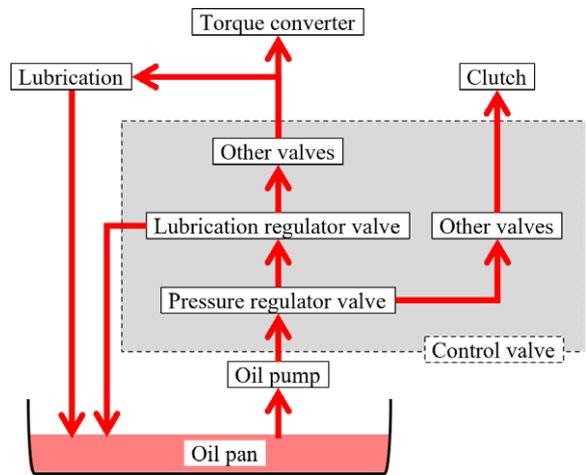
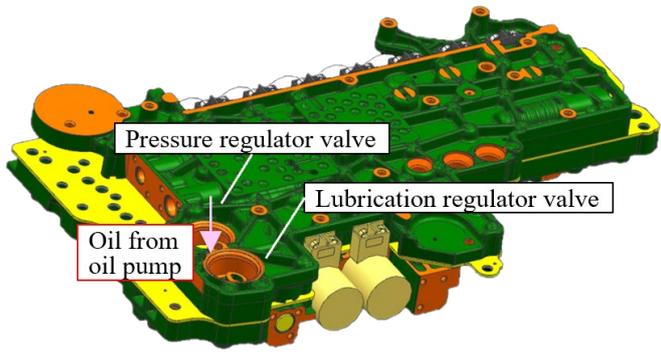


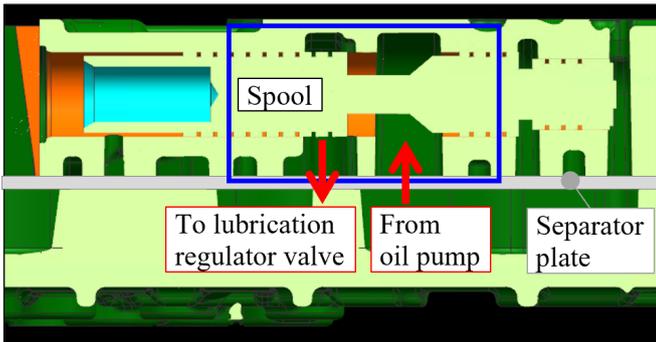
Fig. 1 Schematic diagram of hydraulic system

まず、実験により異音発生部位の絞り込みを行った。異音が発生しているタイミングを考えると、シフト操作時に作動しているのはプレッシャーレギュレータ弁と潤滑調圧弁のみであることから、音源はそのどちらかであると絞り込めた。しかし、Fig. 2(a)に示すように両バルブは配置位置が近く、実験による音の観測だけではどちらのバルブが音源になっているのかを特定することはできなかった。

* ジャトコエンジニアリング (株) 部品システム開発部



(a) Location of pressure regulator valve and lubrication regulator valve in control valve

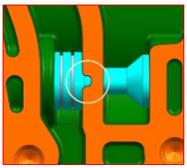
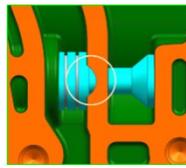
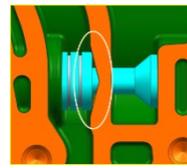


(b) Cross section of pressure regulator valve

Fig. 2 Control valve and pressure regulator valve

そこでTable 1に示すようにプレッシャーレギュレータ弁のノッチ形状を変更して音の観測を行った。ここに示した形状はFig. 2(b)の青枠内を下から見たものである。結果、音の大きさは元形状に対して円筒ノッチ・三角ノッチ共に低減することが確認できた。しかし、この形状変更が潤滑調圧弁の挙動に影響を及ぼしている可能性は否定できず、ここでもやはりどちらのバルブが音源になっているのかを特定するには至らなかった。

Table 1 Noise reduction by notch shape

Original shape	Cylindrical notch	Triangular notch
		
Noise occurred	Noise reduced	Noise reduced

2.2 要因の絞り込み

経験上、油圧系異音の要因としては、以下の三つが考えられる。

要因1. 油圧振動に伴う部品の振動

要因2. 渦放出時の圧力変動による部品の振動

要因3. エアの膨張・圧縮による圧力変動

まず、要因1を確認するため、元形状で音が発生している時のライン圧を実験にて測定した(Fig. 3)。その結果、異音が発生している時間およびその前後を見ても油圧は振動しておらず、要因1は今回の異音の要因から除外できることが分かった。ただ、残る要因2と3については実験による検討ができず、これ以上の絞り込みは不可能となった。

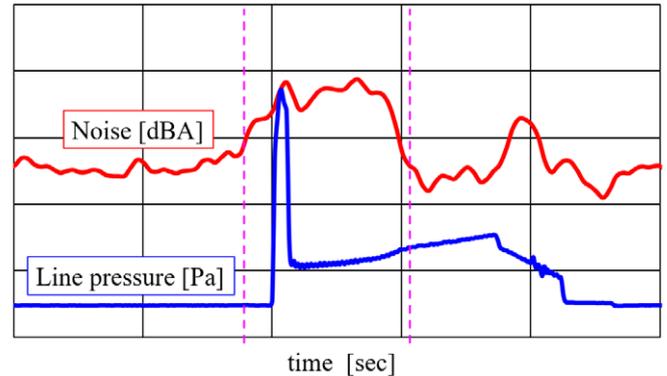


Fig. 3 Noise and line pressure over time

3. 流体解析を用いたメカニズム推定

3.1 音源の特定

実験では音源や要因の絞り込みに限界があったため、流体解析を適用した。まず、着目すべき部位を絞り込むため、音源となるバルブの特定を行った。

Table 1に示したように、ノッチ形状を変えることで音の大きさに変化が現れた。これはプレッシャーレギュレータ弁と潤滑調圧弁のどちらか、もしくは両方の調圧状態が変化したことを意味している。そこで、三つのノッチ形状について調圧状態を確認する解析を行った。

解析は汎用熱流体解析ソルバSTAR-CCM+を用い、プレッシャーレギュレータ弁と潤滑調圧弁に関係するすべての油圧回路を対象に行った。各スプールの運動方程式は4次のルンゲ・クッタ法で解き、スライディングメッシュとモーフィング(メッシュの移動と伸縮)を組み合わせるスプールの運動を再現した。

Fig. 4にプレッシャーレギュレータ弁および潤滑調圧弁の出力圧とスプール位置の時間変化を示す。潤滑調圧弁ではノッチの違いによる変化が全く見られないのに対し、プレッシャーレギュレータ弁では両者に大きな変化が見られた。このことから、音源は潤滑調圧弁ではなく、プレッシャーレギュレータ弁の方であると特定できた。

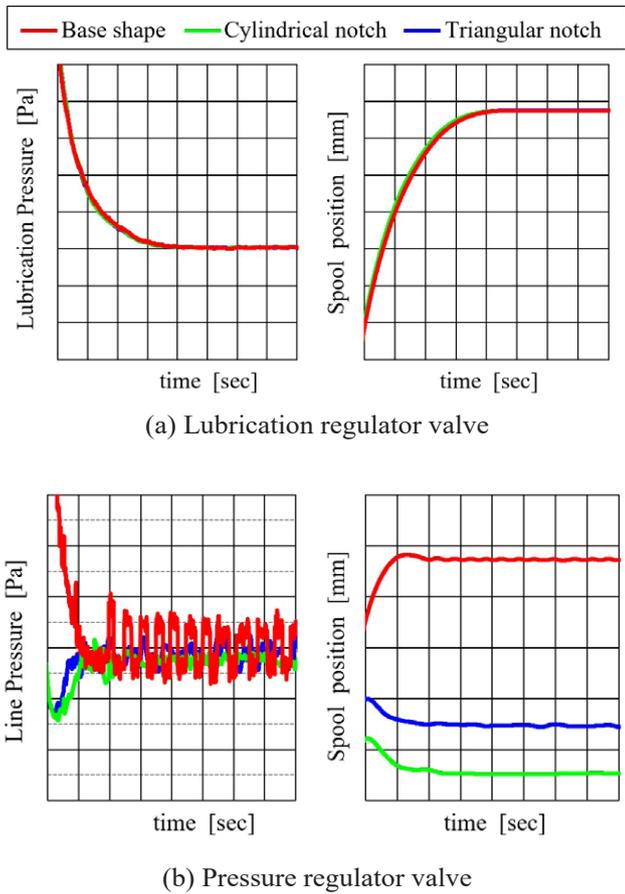


Fig. 4 Pressure and spool position over time

3.2 メカニズムの推定

3.2.1 要因分析：渦放出

回路内にオリフィス等の絞りがある場合、その下流側で周期的な渦が発生することがあり、その渦放出による圧力変動で部品が振動すると音になる(要因2)。Fig. 5にその代表例を示す。これはオリフィスを通る流れを解析したもので、色は圧力の分布を示している。油は上から下へ流れているが、オリフィスの下流側に正負の圧力が並んでおり、ここで周期的な渦が放出されているのが分かる。この圧力変動によってセパレータプレートが振動すると、音になる。

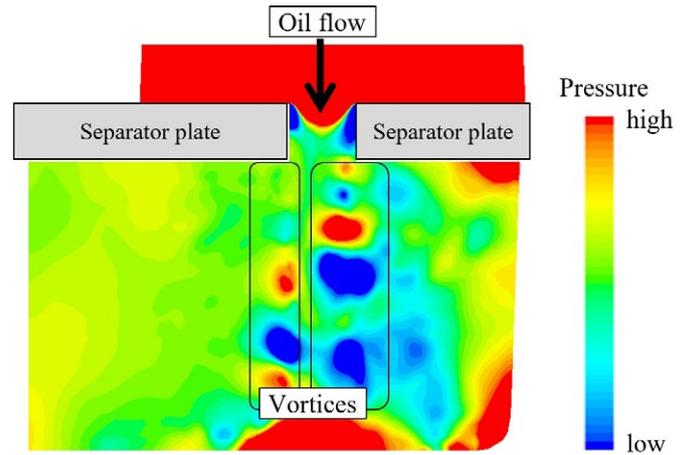


Fig. 5 Pressure distribution in orifice flow

プレッシャーレギュレータ弁でこれと同様の現象が起きているかを確認したのがFig. 6である。これは調圧時の圧力分布を見たものであるが、振動の可能性があるセパレータプレート側(実線枠内)を見てみると、周期的な渦放出は見られない。このことから、今回の異音が渦放出によるものではないことが分かった。

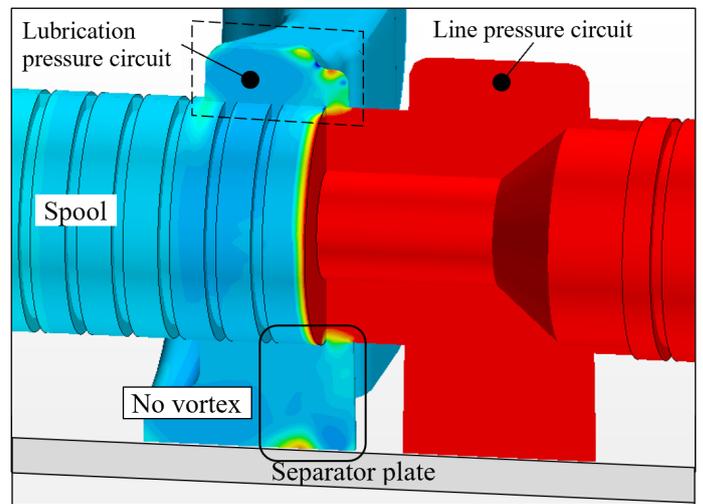


Fig.6 Pressure distribution around pressure regulator valve

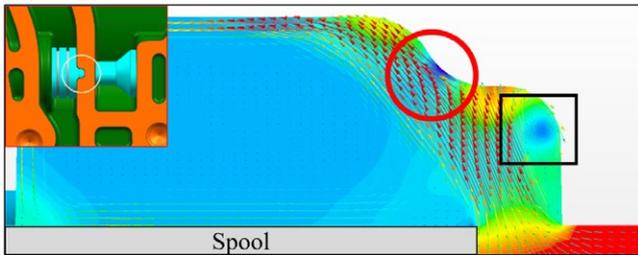
3.2.2 要因分析：エアの膨張・圧縮

要因としてもう一つ考えられるのは、エアの膨張と圧縮による圧力変動である。トランスミッション内を循環する油には、大気圧状態の体積分率で数パーセント程度の細かな気泡が混じっているが、これまで経験してきた異音は油

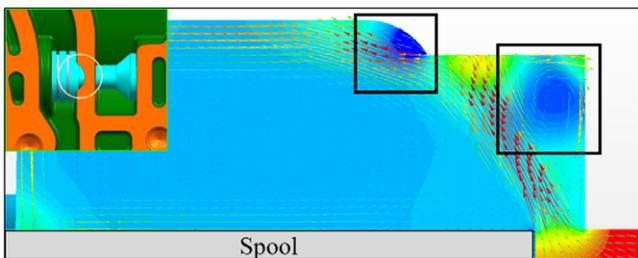
圧回路からオイルパンつまり大気圧へのドレンでそのエアが膨張して音が発生する、というものであった。しかし今回音源となっているプレッシャーレギュレータ弁では、そこに繋がるすべての回路に油圧がかかっている。従って、今回の着目点は、そのような加圧状態でも本当に音が出る程のエアの膨張・圧縮はあるのか、ということになる。

そこで、異音の大きさに差があった元形状・円筒ノッチ・三角ノッチについて、セパレータプレートとは反対側(Fig. 6 破線枠内)の圧力分布を確認した(Fig. 7)。

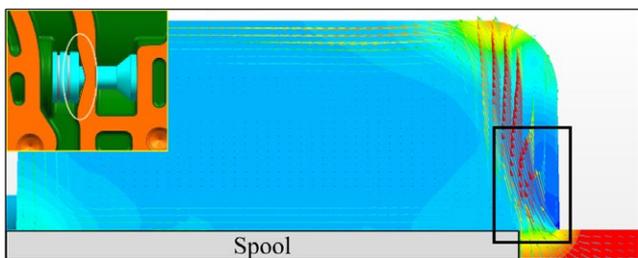
すると、今回実験で確認したすべての形状において、エアが膨張する要因となる強い低圧領域が形成されていることが分かった。そして同時にそれらには二種類あることも見えてきた。一つ目は黒色の四角形で囲んだもので、流れのはく離により渦が形成され、その中心で圧力が低下する、



(a) Original shape



(b) Cylindrical notch



(c) Triangular notch

Fig.7 Pressure distribution and velocity vector at lubrication pressure port of pressure regulator valve

というものである。このような場合、渦の変動が異音の大きさに大きく影響するが、今回の形状でははく離する位置がノッチ開口部や段差エッジ部と決まっており、渦が形成される位置が大きく変わることはない。したがって、低圧によってエアが膨張したとしてもその変動は比較的小さく、音も小さいものと考えられる。

それに対し、赤丸で囲んだ部分は段差によって流路が狭められ、流れが高速になって低圧化したものである。このようなメカニズムは水中翼におけるキャビテーション⁽¹⁾と同様であり、噴流に乗って流れてきた気泡は低圧部で急激に膨張し、低圧部を過ぎると急激に圧縮される。そしてこの気泡の急激な圧縮がキャビテーションと同様の大きな圧力変動を生み出し音が発生させている、と考えられる。このメカニズムの低圧部は元形状にのみ存在し、異音が低減した二つの形状では見られない。よって、今回の異音の主たる要因は、この縮流による流れの局所的な高速化・低圧化に伴うエアの急激な膨張・圧縮にあったと推定される。

4. メカニズムの検証

異音のメカニズムが推定できたため、実験および流体解析にて検証を行った。異音は油中のエアが圧力低下により膨張することから始まっているため、その周辺圧力である潤滑圧を上げれば低圧領域の圧力低下が抑えられ、その分異音が低減するはずである。

Fig. 8に元形状において潤滑圧を上げた際の解析結果を示す。Fig. 7(a)と比較すると、潤滑圧を上げたことで赤丸で示した段差部圧力の低下が抑えられているのが分かる。

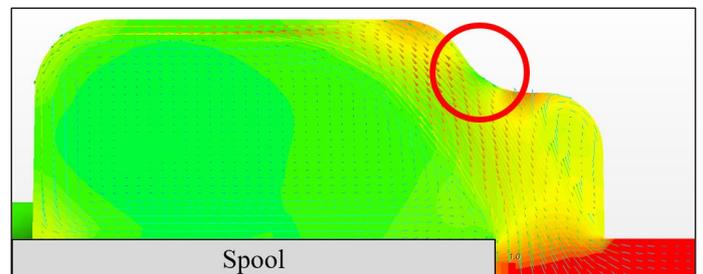


Fig.8 Pressure distribution and velocity vector at lubrication pressure port of pressure regulator valve
- lubrication pressure is higher than original

さらに、潤滑圧と段差部圧力との関係を計算した結果を Fig. 9に示す。これにより両者はほぼ線形な関係にあることが確認できた。

それに対し、実験では同様に潤滑圧を上げた際の異音の大きさを測定した(Fig. 10)。結果、潤滑圧を上げることで音が小さくなることが確認できた。これにより「段差部圧力が大きくなると異音が低減する」という明確な相関関係があることがわかり、推定メカニズムが正しいことが裏付けられた。また同時に、N-Dシフト時に潤滑圧を上げるという対策で異音課題を解消することができた。

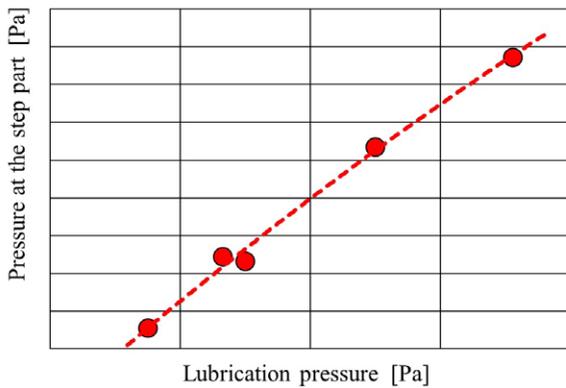


Fig. 9 Relationship between lubrication pressure and step part pressure

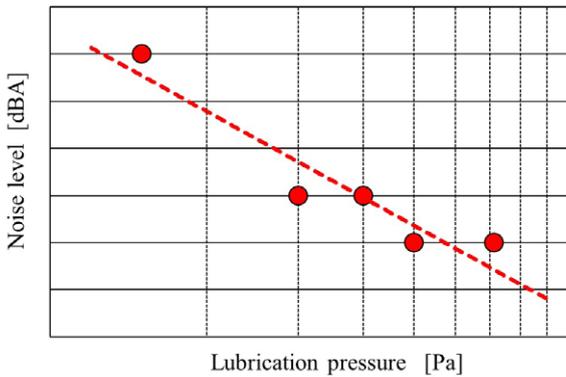


Fig. 10 Relationship between lubrication pressure and noise level

5. まとめ

これまで実験による試行錯誤で多くの時間とコストをかけてきていた油圧系の異音に対し流体解析を適用することで、以下の成果が得られた。

- ① 定量評価が可能な調圧解析により、容易に音源を特定することができた
- ② 実験では決して見ることができない現象を可視化したことで、これまで経験したことの無いメカニズムを解析結果の分析だけで推定することができた
- ③ 油圧回路内の局所的な圧力低下が異音の要因であることが分かったため、潤滑圧を上げるという比較的に簡単な方法で検証・対策をすることができた

これらの成果は実験によるアプローチだけでは成し得なかったものであり、流体解析の有用性を証明するものであった。

6. 参考文献

- (1) 鈴木和夫・川村隆文・佐々木紀幸：第6章キャビテーション，船体抵抗と推進 船舶海洋工学シリーズ2，成山堂書店，(2012)，pp.211-240
- (2) 島田 勝：流体解析を用いた油圧系異音メカニズム解明，2024年春季大会学術講演会予稿集（春），pp.1-4，20245156，（公社）自動車技術会より許諾を得て転載

■ 著者 ■



島田 勝