遮断器用油圧操作装置の動作時間安定に関する研究 (高速油圧操作装置を2台用いた同期/順次駆動方式の検討)

山下 透^{*1}, 平野 良樹^{*2}, 中嶋 敦哉^{*3}, 杉山 勉^{*4}, 吉積 敏昭^{*5}

A study on stabilization of operation time for hydraulic operating circuit breaker (Investigation of synchronous / sequential operation system of two high speed hydraulic operating devices)

Tohru YAMASHITA^{*1}, Yoshiki HIRANO^{*2}, Nobuya NAKAJIMA^{*3}, Tsutomu SUGIYAMA^{*4}
and Toshiaki YOSHIZUMI^{*5}

^{*1,*2} Transmission & Distribution Systems Center, Mitsubishi Electric Corp.

8-1-1 Tsukaguchi-Honmachi, Amagasaki-shi, Hyogo 661-8661, Japan

^{*3} Power Distribution Systems Center, Mitsubishi Electric Corp.

8 Houraicho, Marugame-shi, Kagawa 763-8516, Japan

^{*4} Tada Electric Corp.

8-1-1 Tsukaguchi-Honmachi, Amagasaki-shi, Hyogo 661-0001, Japan (Located at Mitsubishi Electric Corporation's Itami Works.)

^{*5} Mitsubishi Electric Corp.

8-1-1 Tsukaguchi-Honmachi, Amagasaki-shi, Hyogo 661-8661, Japan

Received 1 October 2015

Abstract

Two driving systems in which a circuit breaker is driven synchronously and sequentially by two devices which are connected with relatively long hydraulic pipes were investigated. Numerical analysis method of pipe flow, which is modeled by lumped parameter system, was compared with theoretical solutions modeled by using distributed parameter system. It was confirmed that proper results could be obtained by the numerical method. Hydraulic transmission and operating time of two driving system were investigated by using the numerical method and measurement. Dimensions of the connecting pipe and other hydraulic constants influence the motion time of two devices. Particularly, the different length of connecting pipe at asymmetrical arrangement has much influence. The synchronous driving system suppresses the time difference of two operating devices by symmetrical arrangement and appropriate dimensions of connection pipe. The sequential driving system which uses dashpot pressure gives us stable delay time under the change of conditions and makes it possible to adjust the range of delay time by using hydraulic volume and restrictor.

Key words : Circuit breaker, Hydraulic operating device, Hydraulic operation stabilizing system, Synchronous drive, Sequential drive, Delay control, One-dimensional flow, Numerical analysis, Lumped parameter system

1. 緒 言

電力系統内で用いられる電力用遮断器は、機械的駆動機構を用いて電気接点を開閉し、事故時には瞬時に故障電流を高速で遮断する機器であり、通常、可動部質量：15～150 kg を駆動力：数 k～100 kN、速度：5～15 m/s で駆動している（奥野，1993）。機械的駆動機構として油圧操作装置を用いる場合について、筆者らは、遮断器用油圧操作装置の動作時間を安定させるための油圧回路の開発や解析方法等の検討・評価を実施してきた。動作時間に

No.15-00539 [DOI:10.1299/transjsme.15-00539], J-STAGE Advance Publication date : 31 May, 2016

^{*1} 正員，三菱電機（株）系統変電システム製作所（〒661-8661 兵庫県尼崎市塚口本町 8-1-1）

^{*2} 三菱電機（株）系統変電システム製作所

^{*3} 三菱電機（株）受配電システム製作所（〒763-8516 香川県丸亀市蓬萊町 8）

^{*4} 多田電機（株）（〒661-0001 兵庫県尼崎市塚口本町 8-1-1 三菱電機（株）伊丹製作所内）

^{*5} 三菱電機（株）

E-mail of corresponding author: Hirano.Yoshiki@ryosai.co.jp

影響を与えるものとして、弁などの動作に伴って発生する油中の気泡や空洞などがあり、その影響を排除するために、油圧回路内の高低圧の切替えを開路・閉路動作の瞬時のみに限定し、各動作完了後は全ての回路内の油圧を常に高圧に保つようにした油圧回路（常時高圧安定回路方式）を開発した。この油圧回路を用いた油圧操作装置を設計・試作し、動作中の油圧操作装置内の弁動作および圧力の測定により安定した動作が行われることを確認した（山下他，2015a）。また、油圧回路内の油柱分離や弁の衝突などの現象をモデル化して油圧回路解析を行い、実測結果との比較からモデル化および設計の妥当性を確認した（山下他，2015b）。さらに、油圧回路解析を用いて、常時高圧安定回路方式により動作が不安定に移行する場合のメカニズムや、安定的に動作する範囲の検討を行ってきた（山下他，2016）。以上のように、常時高圧安定回路方式の動作について検討してきたが、ここでは、常時高圧安定回路方式を用いた高速で動作する複数の油圧操作装置を、時間安定的に動作させる場合について検討する。

高電圧大容量の電力系統に適用される電力用遮断器の場合、1相において複数の電気接点を複数の操作装置で駆動することがある。例えば、2個の電気接点を1つにまとめて駆動される部位を消弧室ユニットとし、1相に複数のユニットを直列に接続した、いわゆる多点切の構成において、特に2点切を超える構成の場合には、複数の操作装置によって複数の消弧室ユニットを駆動することになる。この場合、各接点における電気的な遮断負荷のばらつきを抑えるために、操作装置の駆動を同期させることが遮断性能の確保のために必要となる。

また別の例として、遮断時に発生する電気的な遮断サージを抑制する目的で抵抗遮断方式が適用される場合は、主接点に抵抗接点が並列に接続され、主接点駆動用と抵抗接点駆動用の2台の操作装置を設けることになる。この場合の動作としては主接点開放後に抵抗接点を順次開放することになり、主接点開放から抵抗接点開放までの時間差（=遅延時間）を安定的に確保することが必要である。

複数のピストン駆動部を同期駆動あるいは順次駆動する油圧回路は従来から用いられており、文献（竹中，浦田，1967）にその例がみられる。同期駆動の場合は、複数のポンプやモータ等によって各シリンダに所定の流量を供給するといった構成であり、順次駆動の場合については、プレスや工作物の搬送などに用いられて、シーケンス弁やリミットスイッチなどを用いた電氣的制御の例がみられる。以上のような場合は、簡素な回路で比較的低速な動作に用いられるものと思われる。

遮断器用油圧操作装置の油圧回路は、主として電磁弁や油圧信号を増幅する複数の弁および電気接点を駆動するピストンで構成されており、アキュムレータに蓄圧された高圧油によって高速に動作する。動作指令としては1回のON-OFF電気信号が与えられ、さらにその電気信号の電力には制限があることから、電磁弁と複数の弁により油圧を増幅して用いている。2台の操作装置の駆動においても、動作指令の電気信号の条件は通常と変えることなく、1個の電磁弁によって2台の操作装置への油圧信号の伝達を行う油圧回路を構成することになる。このような構成においては、油圧操作装置間の距離が離れて油圧を伝達する配管が長くなり、高速動作を行う遮断器の動作時間に影響することが考えられる。配管内の流れの影響や油圧回路構成を含めた遮断器全体としての動作特性を把握して、安定した動作時間の確保が必要となる。

油圧操作装置の動作特性を把握する上で油圧回路解析がツールとして用いられており、遮断器用の油圧操作装置が比較的小形・コンパクトに構成されていることを前提として、筆者らは各油圧管路を集中定数系とした油圧回路解析を行っている（山下他，2015b）。管路が長くなると分布定数系としての取扱いが必要になってくると考えられるが、複雑な油圧回路を分布定数系として取扱うことは、モデル化や計算の煩雑さなど実用的でない面がある。遮断器用油圧操作装置の他の解析手法として、長さの長い管路と短い管路が混在し、長い管路に対しては分布定数系として特性曲線法を用い、短い管路に対しては集中定数系として取扱う計算が行われているが（高木他，2001）、このような取扱いにおいて計算の煩雑さは増すことになると考えられる。

本研究の目的は、2台の常時高圧安定回路方式による油圧操作装置が油圧管路で接続されて同期動作あるいは順次動作する場合について、各駆動方式の油圧回路を提案し、時間安定的に動作させるための検討を行うことにある。そのために、まず油圧操作装置間の長い接続管路を、管路の両端の絞りや容積を考慮した管路単体でモデル化を行い、油圧回路解析により圧力伝達特性や動作時間への影響を検討する。また、理論解との比較を行い油圧回路解析の妥当性を検証する。これらを基に、油圧回路解析と実測により、各駆動方式における管路の諸定数が動作特性に及ぼす影響の評価を行う。同期駆動方式については、接続管路などによる2台の操作装置の時間ず

れ（同期ずれ）や動作時間への影響を検討する．順次駆動方式については，2 台の操作装置が順次動作する時間間隔を安定的に確保することやそれらを調整する場合の検討を行う．

記号の説明

A : 油圧操作装置 A	k : ばね定数	T : 電磁弁全開時間
a : 単一管路または排油管路の流路面積 $= \pi d^2/4$	L : 単一管路または排油管路の長さ	t : 時間
a_o : 絞り R_o の流路面積	L_a : 基準管路長さ	T_D : 遅延時間
B ; 油圧操作装置 B	L_c : 制御管路長さ	T_{P1}, T_{P2} : P_1, P_2 の一定圧までの低下時間
c : 油中の音速	L.P.S. : 集中定数系の理論解	$T_1 \sim T_3$: $P_{S1} \sim P_{S3}$ の弁動作圧までの低下時間
C_c : 絞りの収縮係数	M : 主接点用油圧操作装置	T_4 : 接点開放までの時間
c_m : 粘性減衰係数	m : 可動部質量	V : 油室容積または排油増幅弁背部の容積
d : 単一管路または排油・制御管路の管路径	m_c : 流路面積比 $= a_o/a$	V_a : 基準油室容積 $= (\pi d_a^2/4)L_a$
d_a : 基準直径	P : 圧力	x : 変位またはピストン変位
d_h : 水力直径	$Pd_1 \sim Pd_3$: 順次駆動方式の油圧回路内の圧力	z : 遅延弁変位
d_k : 絞り R_k の径	Pe_0 : アキュムレータの初期油圧	z_L : 遅延弁全開位置
D_m : 電磁弁の穴径	$Ps_1 \sim Ps_4$: 同期駆動方式の油圧回路内の圧力	β : 油の圧縮率
d_m : 電磁弁のロッド径	P_0 : 定格圧力	ζ : 接続部要素の圧力損失係数
D.P.S. : 分布定数系の理論解	P_1, P_2 : 単一管路の両端の圧力	λ : 管路摩擦の圧力損失係数
d_o : 電磁弁の最大流路面積相当径または低圧側絞り R_o の径	q : 流量	ν : 油の動粘性係数
DV : 排油弁	q_1, q_2 : 単一管路の両端の流量	ρ : 油の密度
DV-a : 排油増幅弁	R ; 抵抗接点用油圧操作装置	ΔP : 回路要素の圧力損失
f_f : 摩擦力	R_k : 高圧側絞り	Δx : 圧力損失部の流路長さ
f_p : 油圧力	R_o : 低圧側絞り	①～③② : 管路番号
f_v : 弁間の作用力	SV : 給油弁	
H.A. : 油圧回路解析	SV-a : 給油増幅弁	

2. 同期駆動方式と順次駆動方式

2・1 遮断器用油圧操作装置の油圧回路

遮断器用油圧操作装置は高速動作が要求されるため、アキュムレータに蓄圧された高圧油によって駆動される．また、ここで用いる油圧操作装置の特徴として、常時高圧安定回路方式が挙げられる．常時高圧安定回路方式とは、排油弁の背部（弁座の反対側で圧力を変化させて弁の動きを制御する側の油室、以下、弁背部という）と高圧部との間に設けた油圧回路（以下、戻り回路という）により排油弁の動作を制御し、ピストン動作完了後は油圧回路内を高圧にするものである（山下他，2015a）．なお、二組の弁により油圧を増幅してピストンを駆動する方式を2段弁方式といい、その場合、戻り回路は排油増幅弁の背部に接続される（山下他，2015b）．

2・2 同期駆動方式

図1に示すような4点遮断器の場合、4つの接点を2つのユニットに分割し各ユニットを油圧操作装置A、Bで駆動する．ここでは、それぞれの油圧操作装置は同一の操作装置であって、同期制御部によって油圧操作装置A、Bを同時に動作させる．同期制御部は主に電磁弁部で構成されており、電磁弁部は操作装置A、Bの排油弁背部と長い管路（以下、排油管路という）で接続されている．この場合、排油管路の一端に電磁弁による絞りが、他端には戻り回路の絞りによって高圧油が供給される油室が設けられた構成となっている．なお、各管路内の流れの動特性が同一でない場合は各油圧操作装置で油圧の伝達時間が異なり、動作が同期しなくなるなどの問題が考えられる．

2・3 順次駆動方式

図2は、抵抗遮断方式の遮断器の構成を示しており、主接点用と抵抗接点用の2台の油圧操作装置 M, R を設けている。本方式は、一つの電気指令に対して主接点用の油圧操作装置 M が動作し、それによって遅延制御部を動作させ、その後抵抗接点用の油圧操作装置 R が順次するものである。油圧操作装置 M, R と遅延制御部は長い管路により接続されており、特に油圧操作装置 R と遅延制御部の接続管路は、同期駆動方式の排油管路と同様に両端が絞りと油室により構成されている。本方式においても、長い管路を用いることになり、油圧伝達時間の安定性や動作時間の調整性などの課題が考えられる。

Fig.1 Schematic of quadruple break circuit breaker operated by two hydraulic operating devices

Fig.2 Schematic of circuit breaker with resistor contact operated by two hydraulic operating devices

3. 管路内の圧力伝達特性

3・1 基礎式

管路内の流れの解析として、油の圧縮性を考慮に入れ、音響近似を適用した一次元流れの基礎方程式を以下に示す。管路は鋼管であり、管路の弾性を無限大とした。本論文では前報（山下他，2015b）と同じ油圧回路解析を用いる（以下、油圧解析という）。解法としては、管径一定部分の管路を一要素とし、要素内の圧力は一樣とする集中定数的な取扱いによるものである。流量は管路接続部で定義し、接続管路間の圧力差で決まるとした。

$$\text{連続の式: } \frac{\partial P}{\partial t} = -\frac{1}{\beta a} \frac{\partial q}{\partial x} \quad (1)$$

$$\text{運動方程式: } \frac{\partial q}{\partial t} = -\frac{a}{\rho} \left(\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\Delta P}{\Delta x} \right) \quad (2)$$

ここで、式(2)右辺の圧力偏微分の項は、管路内の軸方向の連続的な圧力分布による圧力勾配を表しており、圧力の差分で表記している項は、管路形状や要素などにより局所的に発生する圧力損失による圧力勾配の減少分を表している。 ΔP は以下の式で定義して与える（山下他，2015b）。

$$\Delta P = \left(\zeta + \lambda \frac{L}{d} \right) \frac{\rho q^2}{2a^2} \quad (3)$$

ここで、絞りの圧力損失係数については、 $\zeta = \{1/(C_c m_c) - 1\}^2$ とした（機械設計便覧，1958）。収縮係数 C_c は文献記載の値より近似式を求め、 $C_c = 0.487 m_c^3 - 0.216 m_c^2 + 0.109 m_c + 0.617$ とした。

3・2 モデル化

排油管路部を単一の管路でモデル化したものを図3に示す。管路の左端に高圧油を供給する径 d_k の絞り R_k と容積 V の油室を設け、右端は電磁弁の動作によって大気圧に開放する可変の絞りと考ええる。電磁弁の流路として、図4に電磁弁部の概略断面図を拡大して示す。ボールとそれを押し下げる弁棒により構成されており、最小流路断面部は弁棒（直径 d_m ）と弁棒を通す穴（直径 D_m ）とで囲まれる同心円状の部分である。全開時の断面積に相当する円管としての径は $d_o = \sqrt{D_m^2 - d_m^2}$ となる。なお、今回の場合の水力直径 d_h との比は、 $d_o/d_h = 2$ である。

Fig.3 Model of pipe flow with hydraulic volume, restrictor and electro-magnet valve

Fig.4 Schematic of electro-magnet valve

Table 1 Hydraulic property	
ρ [kg/m ³]	900
β [m ² /N]	9.2×10^{-10}
ν [m ² /s]	2×10^{-5} (20°C)
c [m/s]	1100

3・3 圧力伝達特性

圧力伝達特性を油圧解析および理論解により求める。理論解は上記モデルの管路内の流れを分布定数的および集中定数的に求めるものであり、計算方法を付録Aに示す。なお、計算に用いた作動油の諸定数を表1に示す。

本論文において管路諸元を基準値との比で表す。基準値として添字_aで示し、管路長さについては基準値： $L_a = 1$ mとした。管路径については、流速が q/a で表され、基礎式(1)、(2)では流速は管断面積 a に依らないことや、境界条件も a に対する絞りの断面積の比により流速が決まることから、電磁弁の流路断面積に相当する円管としての径 d_o を基準値 d_a とした。同様に、油室容積についても基準値： $V_a [= (\pi d_a^2/4)L_a]$ (管路容積)とした。

電磁弁の流路面積は、電磁弁の動作時間を考慮して、 $t = 0$ の閉止状態から全開となるまでの時間を $T = 1$ msとした。数値解析にはRunge-Kutta-Gill法を用い、解析の時間ステップを一定として時間積分を行った。

$L = L_a$, $V = 2.7V_a$ と固定し、管路径 d を基準値 d_a に対して変化させた場合の管路両端の圧力の時間変動を求めた。図5は絞り R_k の径を $d_k/d_a = 0$ とした場合であり、図6は $d_k/d_a = 0.67$ の場合である。この中で、(a)は油圧解析解、(b)は分布定数系として求めた理論解、(c)は集中定数系として求めた理論解である。

図5(a)は油圧解析結果であり、圧力 P_1 , P_2 は電磁弁の開放に合せて低下し、全体的に滑らかな低下曲線となっている。圧力の低下速度は d/d_a が2まで小さくなるにつれて速くなっているが、 $d/d_a = 1.5$ では低下速度がさらに速まることはなく、特に油室側の圧力 P_1 の低下速度は $d/d_a = 2.0$ の場合とほぼ同じである。管路径が小さくなると、管路内の油量が減りそれを排出するのに要する時間が短くなって圧力低下速度は速まるが、一方で、流動抵抗が増加し圧力低下速度を遅らせることになる。これらが $d/d_a = 1.5 \sim 2.0$ 辺りで釣り合うことになり、圧力の低下速度の変化が小さくなるものと考えられる。

図5(b),(c)の理論解では、油室側の圧力 P_1 は P_2 と比べて1~2 ms程度遅れて低下しており、この傾向は分布定数系に顕著にみられる。また、分布定数系では圧力波の反射とみられる階段状の変動を繰り返しながら低下して

Fig.5 Pressure variation at both ends of pipe line relating to pipe diameter ratio d/d_a in the case of $d_k/d_a = 0$. H.A. is the numerical solution using hydraulic analysis. D.P.S. and L.P.S. are exact solutions using distributed parameter system, lumped parameter system, respectively.

Fig.6 Pressure variation at both ends of pipe line relating to pipe diameter ratio d/d_a in the case of $d_k/d_a = 0.67$. H.A., D.P.S. and L.P.S. are the same as symbols in Fig.5.

いる。管路が長くなったことによる油圧伝達時間の遅れや、圧力波の影響が顕著に現われていると考えられる。分布定数系のこのような圧力波による階段状の変動成分を移動平均化してみると、集中定数系と分布定数系では同様の傾向を示しており、集中定数系においても理論解の特徴を表していると考えられる。なお、電磁弁が全開時 ($T = 1$ ms) に P_2 の低下は一旦止まるが、それ以降管路内部の圧力の影響を受けたものと考えられる若干の変動がみられる。

油圧解析結果には圧力波による階段状の変動は見られないなど、集中定数系により近い結果となっている。また、管路径 d による圧力変化の傾向など理論解との一致がみられ、全体的に計算が妥当なものであるといえよう。

図6は絞り R_k を $d_k/d_a = 0.67$ と開放した場合である。全体的に、初期の圧力低下傾向は R_k を閉じた場合と変わりはないが、時間の経過とともに圧力比 P/P_0 がほぼ 0.2 程度の一定値に近づいている。これは、この圧力において R_k における流量と電磁弁における流量が等しくなり、定常状態になることによるものと考えられる。油圧解析のこの定常な圧力値は理論解と比べて若干低めであり、油圧解析では管路摩擦だけでなく管路形状による圧力損失が加わることや、理論解の平方根の線形化による影響が考えられる。

3・4 圧力低下時間

ここでは管路諸元の圧力低下時間への影響について、油圧解析と集中定数系の理論解による検討を行う。なお、弁背部の圧力として通常は初期圧力の 20~60% の範囲内で設定して弁を動作させる場合が多いことから、電磁弁が開き始めてから圧力 P_1 、 P_2 が初期圧力の 40% まで低下する時間を、それぞれ T_{P1} 、 T_{P2} とする。

(1) 管路径

図7に、 $L = L_a$ 、 $V = 2.7V_a$ とし、(a) $d_k/d_a = 0$ 、(b) $d_k/d_a = 0.67$ について、管路径 d を変化させた場合の T_{P1} 、 T_{P2} を示す。全体として油圧解析結果と理論解はほぼ一致しているが、油圧解析は理論解と比べて 0.5 ms 程度短い時間となっている。特に d/d_a が小さくなるとこの傾向は顕著となる。図5、6で見られるように、理論解では管路内の圧力波等による圧力変動の影響のため P_1 の初期の圧力低下遅れが 1 ms 程度あり、油圧解析ではこの遅れが小さいことなどが原因と考えられる。

$d/d_a \geq 2.5$ では T_{P1} と T_{P2} はほぼ一致しているが、 d が小さくなるとこれらの差が大きくなる。 d が小さくなると T_{P2} は単調に減少し、 T_{P1} は R_k の開度によらず $d/d_a = 2$ 辺りで最も小さくなり、この場合の油圧の伝達時間の最適値を与えることになる。ここで、(b) の場合は R_k から高圧油が供給されるため、 d/d_a が 1 に近づくと管路の流動

抵抗のために、 P_1 が弁の動作圧まで低下せず T_{P1} が急激に増加している。このように R_k が開放されている場合は管路径 d の選択に注意が必要である。なお、 $d/d_a=2\sim 2.5$ で T_{P2} の変動が大きくなっているが、図5、6に見られるような $t=1$ ms 辺りの圧力変動の影響によるものである。

(2) 絞り径

$L=L_a$, $d=2d_a$, $V=2.7V_a$ とし、絞り R_k の径 d_k を変化させた場合の T_{P1} を図8(a)に示す。 d_k が大きくなるにつれて T_{P1} が徐々に大きくなり、 $d_k/d_a=0.8$ 辺りで急激な増加となっている。これは、 d_k が大きくなると R_k からの油流が増えて管路内の圧力が高くなり、 $d_k/d_a>0.8$ では P_1 が初期圧の40%以下まで低下しないことによるものである。油圧解析と理論解とでは、ほぼ同じ絞り径のところで T_{P1} の急激な変化となっている。

(3) 管路長さ

$d=2d_a$, $d_o=d_a$, $V=2.7V_a$ とし、管路長さ L を変化させた場合の T_{P1} を図8(b)に示す。 L が大きくなるにつれて T_{P1} はほぼ直線的に増加しており、管路長さが長いと油室への圧力伝達が遅れることを示している。油圧解析では、絞り R_k の開度が小さいと L が長くなっても理論解との差は小さいが、 R_k の開度が大きくなると L に比例して差は大きくなっている。 L をさらに大きくすると、管路径や絞り径の場合と同様に T_{P1} の急激な増加がみられることになる。

(4) 油室容積

$L=L_a$, $d=2d_a$, $d_o=d_a$ とした場合の T_{P1} を図8(c)に示す。油室容積が増加すると油室の排油に要する時間が増え、 T_{P1} はほぼ直線的に増加している。また、 R_k の開度が大きくなると T_{P1} は上方に平行移動している。油室容積の増加は初期の排油分の増加による影響のみであり、 R_k からの流量を排出する分だけ時間が増加することを示している。なお、油圧解析と理論解は全体的にほぼ同様の傾向を示している。

Fig.7 Pressure drop time T_{P1} , T_{P2} due to variation of pipe diameter d/d_a . T_{P1} and T_{P2} are the time when P_1 and P_2 decrease to 40% of initial pressure respectively after electro-magnet valve begins to open.

Fig.8 Pressure drop time T_{P1} due to variation of hydraulic constants. T_{P1} is the same as the time in Fig.7.

4. 同期駆動方式の評価

4・1 試験・解析モデル

図9は、同期駆動方式による油圧操作装置の油圧回路の解析モデル図である。2段弁方式の油圧回路となっており、戻り回路は排油増幅弁の背部に接続されている。図中、管径一定部分を1つの管路として白抜き太線で表し、管路間の接続を実線で表してこの接続部で流量を定義する。油圧操作装置Bの油圧回路はA側と同じものであり、図の中でB側の排油増幅弁DV-aと絞りR_k以外の表示は省略した。

図10に、試験に用いた2台の油圧操作装置A、Bと同期制御部の試験状況を示す。本構成では、同期制御部を中心に2台の油圧操作装置が対称に配置されており、長さの等しい排油管路で接続したものである。ピストン変位はポテンシオメータを用いて測定し、圧力については、 P_{S1} ：同期制御部圧（管路⑭）、 P_{S2} ：排油増幅弁背圧（同⑮）、 P_{S3} ：排油弁背圧（同⑮）、 P_{S4} ：シリンダヘッド圧（同②）を測定した。なお、添字_{A, B}はそれぞれ油圧操作装置A、Bにおける諸量を示す。

ピストンや弁は直線的に動作することから、油圧解析では作用する油圧力等を用いて以下の運動方程式によりそれぞれの運動を求める。

$$m\ddot{x} = f_p + f_f + f_v - c_m\dot{x} - kx \quad (4)$$

ここで、粘性減衰係数 c_m は、前報（山下他，2015b）においてピストンや弁の平均的な速度を実測と合わせることにより求めており、以降の解析において同一の値（一定）として用いた。アキュムレータについては内部に封入している窒素ガスの断熱変化により圧力を求めた。

4・2 同期ずれ

図11は、 $d = 2d_a$ 、 $d_k = 0.3d_a$ 、 $V = 2.7V_a$ とし、排油管路の長さが等しい場合（ $L_A = L_B = L_a$ ）の開路動作における実測オシロと解析結果の比較であり、実測オシロに計算結果を重ねて示している。解析は、 $T = 1 \text{ ms}$ で電磁弁が全開となるようにし、実測とタイミングを合せて同期制御部の電磁弁を開くことにより行った。

電磁弁の開放により圧力 P_{S1} が低下し、油圧操作装置A、Bの P_{S2} 、 P_{S3} 、 P_{S4} が順次低下して最終的にピストンの動作に至っているのがわかる。A、Bの圧力変動およびピストンの変位から、両者の動作時間差は0.5 ms以下と小さく、極めて良く同期して動作していることがわかる。また、ピストンの変位やピストンが開路位置に到達するまでの $P_{S1} \sim P_{S4}$ の圧力変化など、解析と実測はほぼ一致しており、精度よく解析できていることが確認できる。なお、ピストンが開路端位置に達してから以降の動作や圧力変動がA側とB側で若干異なっているが、これらの動作は操作装置の開路動作後であり、常時高压安定回路方式の油圧操作装置としては開路時間に影響を与え

Fig.9 Model diagram of hydraulic circuit with synchronous control and two operating devices. Details are omitted in B, because the hydraulic circuit in B is the same as in A.

Fig.10 Testing set for synchronizing two operating devices

るものではなく、この程度のばらつきは問題とはならない。

上記の構成は同期制御部が操作装置の中央にあり、同じ長さの排油管路を用いた対称配置の場合であるが、同期制御部を一方の油圧操作装置に設置する方が設計上簡素に構成できる場合があり、非対称な配置による構成も考えられる。ここでは、排油管路の長さが異なる条件として、A側の排油管路の長さ L_A を長くし、B側の L_B を短くした油圧解析を行った。図12(a)は $L_A = 2L_a$, $L_B = L_a/10$, (b)は $L_A = 4L_a$, $L_B = L_a/10$ の場合である。動作のずれを比較するために、図11の対称配置の場合の計算結果に重ねて示している。対称配置の場合に比べて排油管路の短いB側は若干早く動作しA側は遅れて動作しているが、(a)の $L_A = 2L_a$ 程度では対称配置との差は小さく、(b)の $L_A = 4L_a$ 程度となると対称配置との差は比較的大きくなっているのがわかる。

A側の動作遅れは、図12(b)の排油増幅弁背圧 Ps_{2A} の低下速度が緩やかになっており、長い管路によって流動抵抗が大きくなることによるものと考えられる。排油増幅弁の動作時間が遅れることによって Ps_{3A} , Ps_{4A} の低下の開始も遅れ、最終的にA側のピストンはB側と比べて約3 ms遅れた動作となっている。このように、一方の排油管路のみが極端に長くなるような場合には、ピストンの同期動作に影響を与えることになる。

Fig.11 Comparison of calculation and experiment for synchronizing two operating devices in symmetric setting ($L_A = L_B = L_a$). Suffix A,B denotes quantities of device A,B.

Fig.12 Comparison of calculation in asymmetric and symmetric settings. In (b), the difference of operating time is relatively large.

(a) $d/d_a=2$

(b) $d/d_a=3$

Fig.13 Opening time T_4 and pressure drop time $T_1 \sim T_3$ due to variation of length L of discharge pipe [$(L_A + L_B)/L_a = 4$: fix]. $T_1 \sim T_3$ are the time that $Ps_1 \sim Ps_3$ drop to operating pressure of each valve after electro-magnet valve begins to open. T_4 is the time until the electrical contact opens.

同期制御部の取付位置による動作時間のずれをみるために、 $(L_A + L_B)/L_a = 4$ (一定) として L_A と L_B を変化させた場合の、各圧力の低下時間およびピストンの動作時間の解析結果を図 13 に示す。ここで、同期制御部の電磁弁が開き始めてから、 P_{S1} , P_{S2} , P_{S3} が弁の動作圧となるまでの時間をそれぞれ T_1 , T_2 , T_3 とし、ピストンにより接点が開放されるまでの時間を T_4 とした。 L_A を横軸としており、 L_A と L_B の差にほぼ比例した動作時間のずれが発生することがわかる。図 13(a) は排油管路径を $d/d_a = 2$ とした場合であるが、ピストンの動作時間差は最大 3 ms 程度である。一方、排油管路径を $d/d_a = 3$ と大きくした図 13(b) の場合は、動作時間は若干長くなるもののピストンの動作時間差は 1 ms 以下に縮小することになる。

以上から、基本的には排油管路を対称に配置することで同期ずれをほぼなくすることができるが、仮に非対称な配置であったとしても、管路径の選択により同期ずれを抑えることができることになり、本方式により 2 台の油圧操作装置をほぼ同期させて高速駆動することは可能と考えられる。

4・3 動作時間

第 3 章で検討した管路モデルの圧力低下時間と同様に、排油管路による油圧操作装置の動作時間への影響について検討する。ここでは、対称配置された油圧回路を対象とし、排油管路の管径 d と長さ L を変化させて実測および油圧解析を行った。図 14 は $L = L_a$ として d を変化、図 15 は $d/d_a = 2$ として L を変化させて動作時間を求めたものである。これらの結果は管路モデルの計算結果 (図 7(b), 図 8(b)) と同様の傾向となっている。また、全体的に解析と実測はほぼ一致しているといえる。

図 14 において、 d に対して $T_2 \sim T_4$ は何れも同様の傾向を示しており、上流側の弁の動作時間である T_2 が全体の動作時間に影響しているのがわかる。 d/d_a が 1 付近より小さいところでは計算の $T_2 \sim T_4$ は急増しており、実測においても $d/d_a = 0.67$ とした場合、弁の動作圧まで圧力が低下せず弁は動作しなかった。これは、絞り R_k からの油流に対して排油管路の流動抵抗が大きいことによるものと考えられる。なお、 $d/d_a = 1.5$ 辺りで排油増幅弁背圧の T_2 の実測と計算で 1 ms 程度の差が見られ、理論解との比較でみられたのと同様に圧力波等の影響が考えられる。

また、図 15 から、管長さが長いほど動作時間がほぼ直線的に長くなっており、これについても T_2 の変化が T_4 まで影響している。ただし、 $L/L_a = 1 \sim 1.5$ では T_4 は、 $L/L_a = 0$ の場合と比べて約 1 ms 長くなっている程度であり、遮断器の動作時間への影響としては比較的小さいといえる。

Fig.14 Opening and pressure drop time due to variation of diameter of discharge pipe. Data of $T_2 \sim T_4$ (experiment) at $d/d_a = 0.67$ do not exist, because of flow resistance of small pipe diameter.

Fig.15 Opening and pressure drop time due to variation of length of discharge pipe

5. 順次駆動方式の評価

5・1 試験・解析モデル

図 16 は順次駆動方式の解析モデル図であり、油圧操作装置 M, R は同期駆動方式と同一のものである。図の

中で R 側油圧回路の排油増幅弁 DV-a と絞り R_k 以外の表示は省略した。

遅延制御部は一つの弁（以下、遅延弁という）で構成されている。遅延弁は M 側のダッシュポット圧とシリンダヘッド圧で制御され、各部は油室②⑦、②⑧と制御管路で接続されている。R 側の排油増幅弁背部③⑪と遅延制御部の油室②⑨は絞り R_o を介して排油管路で接続されており、図 3 の電磁弁による可変絞りを固定の絞り R_o とした管路モデルと同様の構成となっている。なお、遮断器が閉路状態では管路②⑦、②⑧が高压となって遅延弁のポートは閉止され、管路③⑪は高压となっている。

ピストン変位はポテンシオメータを用い、遅延弁の変位はシールロッド（直径 3 mm）を介して遅延弁と差動トランスの可動部を接続して測定した。圧力については、遅延制御部の各部に導かれる圧力である、 Pd_1 ：ダッシュポット圧（管路②⑦）、 Pd_2 ：シリンダヘッド圧（同②⑧）、 Pd_3 ：排油増幅弁背圧（同③⑪）を測定した。なお、添字 M, R はそれぞれ主接点用および抵抗接点用油圧操作装置における諸量を示す。

Fig.16 Model diagram of hydraulic circuit with delay control and two operating devices.
Details are omitted in R, because the hydraulic circuit in R is the same as in M.

5・2 遅延時間

図 17 は、 $L_c = L_a/2$, $L = L_a$, $d_k = 0.3d_a$, $d = 2d_a$, $V = 2.7V_a$ とし、開路動作の実測オシロと油圧解析結果を重ねて示している。ピストンや遅延弁の変位およびピストンが開路位置に到達するまでの $Pd_1 \sim Pd_3$ の圧力変化など、解析と実測はほぼ一致しており、精度よく解析できていることが確認できる。また、油圧操作装置 M のピストンが

Fig.17 Comparison of calculation and experiment for sequential operation of two operating devices. Suffix M,R denotes quantities of device M,R, respectively.

Fig.18 Delay time T_D due to variation of initial and ambient conditions. T_D shown in Fig.17 is the time from opening of contact-M to opening of contact-R.

動作してダッシュポット制動開始位置に到達すると、ダッシュポット圧 Pd_1 が急激に上昇し (図中②), Pd_1 と Pd_2 の圧力差により遅延弁はポートを開放する (同③). これによって R 側の排油増幅弁背圧 Pd_3 が低下して (同④), R 側ピストンが動作を開始している. なお, 主接点 (図 2, contact-M) の開放から抵抗接点 (図 2, contact-R) を開放するまでの遅延時間を, T_D として図に示した.

抵抗遮断方式の遮断器において T_D は抵抗接点に電流を流す時間であり, 抵抗の熱容量の制約から動作条件や環境条件が変化しても一定の範囲内に収める必要がある. これら条件の T_D への影響評価のために, 実測および油圧解析により初期圧力と周囲温度を変化させた場合の遅延時間を求めた.

図 18(a) はアキュムレータの初期油圧 Pe_0 を変化させた場合の T_D を示したものであり, 通常時の油圧 $P_0 (= 31.5 \text{ MPa})$ に対して, 使用時の最低および最高油圧を限度として $Pe_0/P_0 = 0.8, 1.0, 1.2$ の各圧力で操作を行った. 最低油圧から最高油圧の範囲での T_D の変化量は約 $\pm 2 \text{ ms}$ であり, 通常要求される T_D の変化量に対して問題のないレベルであることを確認した. また, 解析から求めた時間は実測とほぼ一致している.

周囲温度の変化による T_D については, 供試器を大型環境試験室に入れて動作試験を行った. 図 18(b) は周囲温度に対する T_D を示したものであり, 室内の温度を -40°C から 80°C まで 20°C ピッチで設定し, 各設定温度においてそれぞれ 1 日放置した後動作させた. 油圧解析では温度に対応して動粘性係数 ν を変化させた. -20°C 以下の低温条件においてピストン速度の低下が見られ T_D は幾分増加傾向にあるが, $-20 \sim 40^\circ\text{C}$ の通常使用温度範囲における T_D の変化は 2 ms 程度の範囲内にあることがわかる. 特に, 0°C 以上では動作時間はほぼ一定であり, 解析でも同様の傾向となっている. 低温での T_D の増加は作動油の粘性変化によるとみられるが, その影響は小さいといえる.

以上のように, ダッシュポット圧を用いた遅延制御部の構成により, 初期圧力や環境温度が変化しても比較的安定的な遅延時間が得られている.

5・3 遅延時間の調整

遅延時間 T_D は一定の範囲内に入っていることが要求されるとともに, 組立によるばらつきや電氣的な使用条件によっては遅延時間の調整が必要な場合がある. また, 遅延制御部の配置により, T_D への影響を把握しておく必要がある. ここでは遅延制御部回りの管路により遅延時間の調整を行うこととし, 管路長さ, R 側の排油増幅弁背部の容積, および絞り R_o の T_D への影響を解析により求めた.

図 19 は, それぞれ① $L/L_a = 0.1$, ② $L_c/L_a = 0.1$, ③ $(L+L_c)/L_a = 2$, と固定して, 排油管路長さ L と制御管路長さ L_c を変化させた場合の解析結果である. ①は L を短くして L_c を変化させた場合であり, T_D の増加は小さく制御管路の長さの影響をほとんど受けないことがわかる. 一方, ②は L_c を短くして L を変化させた場合であり, T_D は 3 ms 程度変化することになる. ③は L_c と L の合計の長さを一定にしてそれぞれの長さを変化させた場合であり, ②とほぼ同様の傾向を示している. 以上より, T_D への管路長さの影響は制御管路よりも排油管路の方が大きく, 遅延制御部を R 側に設置する方が管路長さの影響を受けにくいことになる. また, T_D を調整する場合は, 例えば排油管路長さを基準長さの 2 倍程度まで長くすると, 3 ms 程度まで T_D の調整が可能となる.

図 20 は, $d = 2d_o$ とし, 絞り R_o の径 d_o と R 側の排油増幅弁背部の容積 V を調整要素とした場合の, T_D の変化

Fig.19 Delay time T_D due to variation of pipe length

Fig.20 Delay time T_D due to variation of restrictor diameter d_o and hydraulic volume V

を求めたものである。実線は遅延制御部を操作装置 M 側に取付を想定した場合 ($L_c/L_a=0.1$, $L/L_a=2$) であり、点線は R 側操作装置への取付を想定した場合 ($L_c/L_a=2$, $L/L_a=0.1$) である。 d_o を小さくすることにより T_D は大きくなり、さらに d_o が小さくなると T_D は急激に大きくなる。また、 V を大きくし遅延制御部を M 側に取付けることにより T_D を大きくすることもできる。図からは、油室容積 V と径 d_o を組合せることにより、10~15 ms 程度の遅延時間の調整が可能となる。

6. 結 言

常時高圧安定回路方式の油圧操作装置を 2 台用いて、同期動作あるいは順次動作させる駆動方式について、油圧回路の構成を提示し、油圧解析および実測による評価検討を行った。また、電磁弁と排油増幅弁の距離が比較的長くなる場合を想定し、これらを接続する管路を対象に単体でモデル化を行い、一次元流れの動特性を検討した。得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 油圧解析は、理論解と比較してほぼ妥当な結果が得られており、実用上問題ないレベルの解析精度が得られるものと考えられる。
- (2) 管路単体モデルにおいて、油室側の絞りの開度により管路内の圧力が上昇し、これが設定した圧力に近ければ、この圧力に到達するまでの圧力低下時間が非常に大きくなる場合がある。
- (3) 2 台の油圧操作装置を同期駆動する方式について、接続管路を対称に配置する構成とすることや、非対称配置の場合でも接続管路諸元の選択により、同期制御部と油圧操作装置の油圧伝達の時間差を抑えることができ、操作装置を同期して駆動可能である。
- (4) 排油管路が長い場合、排油増幅弁や排油弁の動作時間遅れがそのまま全体の動作時間に影響することになる。
- (5) 2 台の油圧操作装置を順次駆動する方式について、ダッシュポット圧を用いた遅延制御部の構成により、初期圧力や環境温度が変化しても比較的安定した遅延時間が得られる。
- (6) 遅延時間の調整要素として、管路長さや制御弁背部の油室容積、排油管路の低压側の絞り径を変化させることにより、遅延時間調整が可能である。

付 録 A 一次元管路流れの理論解の計算方法

一次元管路流れの理論解をラプラス変換により数式的に求める場合、境界条件の限定や数式上の近似などが必要である(市川, 佐藤, 1967)(竹中, 浦田, 1967)(浦田, 立道, 1985)。実機への適用においては、このような限定や近似などを避けたい。ここではできるだけこのような制限を行わずに数値的に理論解を求める。

A・1 ラプラス変換による理論解の一般式

単一管路(半径 r , 長さ L , 断面積 a) の一次元流れを層流として、粘性抵抗が非定常層流の場合の圧力と流量の一般的な理論解は求められている。本報では管路内は初期に高圧となっており、一端を開くことにより圧力を低下させることから、ここでは管路内の初期圧力を P_0 (高圧, 一定) として $P=P_0-P'$ と置き、基礎方程式中の圧力を P' のみで表す。管路の一端の圧力 P_1 , 流量 q_1 , 他端はそれぞれ P_2 , q_2 とし、両端の圧力 P'_1 , P'_2 と流量 q_1 , q_2 をラプラス変換したものを $P_1(s)$, $P_2(s)$, $Q_1(s)$, $Q_2(s)$ とすると、管路流れは次の関係式で与えられる。

$$P_2(s) = P_1(s) \cosh[\Gamma(s)L] + Q_1(s) Z_0(s) \sinh[\Gamma(s)L] \quad (\text{A.1})$$

$$Q_2(s) = \frac{P_1(s)}{Z_0(s)} \sinh[\Gamma(s)L] + Q_1(s) \cosh[\Gamma(s)L] \quad (\text{A.2})$$

ここで,

$$\Gamma(s) = \frac{s\eta(s)}{c}, \quad c = \frac{1}{\sqrt{\rho\beta}}, \quad Z_0(s) = \frac{\rho c^2 \Gamma(s)}{as}, \quad \eta(s) = \left\{ 1 - \frac{2J_1(jr\sqrt{s/\nu})}{jr\sqrt{s/\nu} J_0(jr\sqrt{s/\nu})} \right\}^{-\frac{1}{2}}$$

上式における J_0 , J_1 は第一種ベッセル関数であり、 j は虚数単位である。式(A.1), (A.2) は分布定数系としての解であるが、 L が短い場合には集中定数系として扱うことができると考えられることから、 $|\Gamma(s)L| \ll 1$ とすると、

$\cosh[\Gamma(s)L] \doteq 1$, $\sinh[\Gamma(s)L] \doteq \Gamma(s)L$ となり, これを式(A.1), (A.2)に代入すれば, 集中定数系の解が得られることになる (石原他, 1972)。

A・2 境界条件

図3の管路モデルにおいて, 左端の境界条件は, 圧縮性を考慮に入れた連続の式を用いて, 絞り (流路面積 a_k) と管路の流量の差分が排油弁背部の油室の圧力上昇率に等しくなることから求め, 右端の境界条件は電磁弁を絞り (流路面積 a_k) とし, 絞りの流量の計算式から求める. 上記と同様に $P = P_0 - P'$ と置き, 絞り部の流量係数 c_o は収縮係数 C_c にほぼ等しいとすると, それぞれ次式となる (石原他, 1972)。

$$q_1 = \beta V \frac{dP'_1}{dt} + c_o a_k \sqrt{\frac{2P'_1}{\rho}} \quad (\text{A.3})$$

$$q_2 = c_o a_o \sqrt{\frac{2(P_0 - P'_2)}{\rho}} \quad (\text{A.4})$$

式(A.3), (A.4)はこのままではラプラス変換できないため平方根を線形化する. 本報で扱う P' の範囲は $0 \sim P_0$ であるため, P_0 と比べて P' が小さいなどの近似が成り立たない場合がある. ここでは, 理論解による管路流れを数値的に得ることとしており, 線形近似を行いその係数を変化させて用いることにする. これによって式(A.3), (A.4)をラプラス変換すると, 次式が得られる.

$$Q_1(s) = K_v s P_1(s) + 2e_1 K_1 P_1(s) \quad (\text{A.5})$$

$$Q_2(s) = 2P_0 K_o \left[\frac{1}{s} - \frac{P_2(s)}{e_2 P_0} \right] \quad (\text{A.6})$$

ここで,

$$K_v = \beta V, \quad K_o = \frac{c_o a_o}{\sqrt{2\rho P_0}}, \quad K_1 = \frac{c_o a_k}{\sqrt{2\rho P_0}}, \quad e_1 = \begin{cases} 1.5 & (P_1/P_0 \leq 0) \\ 1.5 - 0.5P_1/P_0 & (0 < P_1/P_0 < 1) \\ 1 & (P_1/P_0 \geq 1) \end{cases}, \quad e_2 = \begin{cases} 2 & (P_2/P_0 \leq 0) \\ 2 - P_2/P_0 & (0 < P_2/P_0 < 1) \\ 1 & (P_2/P_0 \geq 1) \end{cases}$$

e_1, e_2 は P' の線形近似のための係数であり, 線形化前の q の値に概略近くなるように上記のように変化した. このような取扱い, 境界条件を局所的に線形近似して, つなぎ合わせたものと考えることができる (楊, 1998)。

A・3 本モデルにおける理論解

油室部の境界条件式(A.5)を式(A.1), (A.2)に代入して整理すると次式となる.

$$\frac{P_1(s)}{Q_2(s)} = \frac{1}{\frac{1}{Z_0(s)} \sinh[\Gamma(s)L] + (K_v s + 2e_1 K_1) Z_0(s) \cosh[\Gamma(s)L]} \quad (\text{A.7})$$

$$\frac{P_2(s)}{Q_2(s)} = \frac{\cosh[\Gamma(s)L] + (K_v s + 2e_1 K_1) Z_0(s) \sinh[\Gamma(s)L]}{\frac{1}{Z_0(s)} \sinh[\Gamma(s)L] + (K_v s + 2e_1 K_1) Z_0(s) \cosh[\Gamma(s)L]} \quad (\text{A.8})$$

電磁弁部の境界条件である式(A.6)は電磁弁における流量 $Q_2(s)$ を与えるものであるが, これは $t=0$ で電磁弁が全開になるとしたものであり, 式(A.6)右辺第2項の $1/s$ によって図A-1(a)に示すように流量はステップ的に立ち上ることになる. 実際には電磁弁の流路の開放は一定時間 T で行われることから, 図A-1(b)のようなランプ-ステップ的な流量変化になると考えられる. なお, $q_0 = 2K_o P_0$ は最大差圧時の定常流量である. ここでは, $1/s$ を $H(s) = [1 - \exp(-Ts)] / (Ts^2)$ と置き換えて, 電磁弁における流量として与える. 式(A.8)の右辺を $G(s)$ と置き, 式(A.6)に代入して $P_2(s)$ を消去すると $Q_2(s)$ は式(A.9)となり, この式を用いて式(A.7), (A.8)から $P_1(s)$, $P_2(s)$ が求められる.

$$Q_2(s) = \frac{q_0 H(s)}{1 + \frac{2K_o G(s)}{e_2}} \quad (\text{A.9})$$

Fig.A-1 Boundary condition of flow velocity at electro-magnet valve, where q_0 ($=2K_oP_0$) is constant flow of maximum pressure difference.

A・4 数値逆ラプラス変換

式(A.7), (A.8)の逆ラプラス変換は以下のように数値的に行う. 従来の単一の管路の流れを数値的に逆ラプラス変換により求める研究では, 複素積分法による積分路の考慮や数値計算における級数の収束性など, 実用面で課題があるように思われる(吉岡, 森川, 1981)(浦田, 立道, 1985). 一方, 細野によって提唱された数値逆ラプラス変換法 FILT (Fast Inversion of Laplace Transform) は実用面で優れた特徴を持っているとされており(細野, 1983), 様々な分野で用いられている(橋本, 1992)(川崎他, 2010). ここでは FILT を用いた逆ラプラス変換を行う. 関数 $f(t)$ のラプラス変換を $F(s)$ として, FILT を用いて逆変換する場合の変換式を以下に示す.

$$f(t) = \mathcal{L}^{-1}[F(s)] = \frac{e^a}{t} \left\{ \sum_{n=1}^k f_n + \frac{1}{A_{p0}} \sum_{l=1}^p A_{pl} f_{k+1} \right\} \quad (\text{A.10})$$

ここで,

$$f_n = (-1)^n \text{Im}[F(s_n)], \quad s_n = \frac{a + j(n-0.5)\pi}{t}, \quad A_{pp} = 1, \quad A_{p,l-1} = A_{pl} + {}_p C_{l-1}$$

${}_p C_l$ は組合せ, a は誤差を制御するためのパラメータ, k は式(A.10)右辺第1項の級数の項数, p は第2項のオイラー変換の近似級数の項数である. 倍精度計算としては $a \leq 12$ とすればよいとされており, $a = 12$ とした. また, $k = p = 20$ とし, 項数をこの値から前後に変化させても計算結果が実質的に変化しないことを確認した.

文 献

- 橋本良夫, 数値逆ラプラス変換の連続体の振動問題への適用に関する一考察, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.58, No.551 (1992), pp.2007–2011.
- 細野敏夫, 逆ラプラス変換用高速アルゴリズム FILT, bit コンピュータ・サイエンス誌, Vol.15, No.10 (1983), pp.60–69.
- 市川常雄, 佐藤三郎, 油圧管路の圧力伝達特性に関する研究, 日本機械学会論文集(第2部), Vol.33, No.252 (1967), pp.1232–1238.
- 石原智男, 市川常雄, 金子敏夫, 竹中俊夫編, 油圧工学ハンドブック, 朝倉書店 (1972), pp. 154–157.
- 川崎佳裕, 関根敏和, 高橋康宏, 高速数値逆ラプラス変換の線路解析への応用, 電子情報通信学会技術研究報告, Vol.110, No.17 (2010), pp.25–30.
- 奥野満晴, ガス遮断器のリンク系の急峻波頭負荷の研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.59, No.564 (1993), pp.2570–2575.
- 高木弘和, 小林義賢, 田中勉, 嶋文雄, 岩田剛一, 遮断器用油圧システムの応答性向上, 日本油空圧学会論文集, Vol.32, No.5 (2001), pp.124–130.
- 竹中利夫, 浦田暎三, 油圧制御, 丸善 (1967), pp.126–133, 160–163.
- 機械設計便覧編集委員会編, 機械設計便覧 (1958), p.1462.
- 浦田喜彦, 立道有年, 管内粘性流体の過渡応答解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.51, No.462 (1985), pp.280–287.
- 山下透, 中嶋敦哉, 平野良樹, 杉山勉, 吉積敏昭, 遮断器用油圧操作装置の動作時間安定に関する研究(常時高圧保持による動作安定方式の安定性), 日本機械学会論文集, Vol.82, No.834 (2016), DOI:10.1299/transjsme.15-00432.
- 山下透, 杉山勉, 平野良樹, 中嶋敦哉, 吉積敏昭, 遮断器用油圧操作装置の動作時間安定に関する研究(常時高圧保持による動作安定方式の開発), 日本機械学会論文集, Vol.81, No.822 (2015), DOI:10.1299/transjsme.14-00402.
- 山下透, 杉山勉, 平野良樹, 中嶋敦哉, 吉積敏昭, 遮断器用油圧操作装置の動作時間安定に関する研究 (常時高圧

保持による動作安定方式の動作解析と検討), 日本機械学会論文集, Vol.81, No.827 (2015),

DOI:10.1299/transjsme.15-00078

楊子江, 非線形システムの同定, 計測と制御, Vol.37, No.4 (1998), pp.249–255.

吉岡宗之, 森川敬信, 容量で終端された空気伝送管路の過渡応答, 計測自動制御学会論文集, Vol.17, No.9 (1981), pp.920–926.

References

- Hashimoto, Y., A note on the application of the numerical inversion method of the Laplace transform to the vibration problems of a continuous system, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C, Vol.58, No.551 (1992), pp.2007–2011 (in Japanese).
- Hosono, T., FILT : Algorithm for fast inversion of Laplace transform, bit : Journal of computer-science, Kyoritsu Publishing, Vol.15, No.10 (1983), pp.60–69 (in Japanese).
- Ichikawa, T. and Sato, S., Investigation on characteristic of pressure transmission in hydraulic pipe, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers (Part 2), Vol.33, No.252 (1967), pp.1232–1238 (in Japanese).
- Ishihara, T., Ichikawa, T., Kaneko, T. and Takenaka, T. ed., Handbook of Hydraulic Engineering, Asakura Publishing (1972), pp.154–157 (in Japanese).
- Kawasaki, Y., Sekine, T. and Takahashi, Y., Application of fast inverse Laplace transform to transmission line analysis, IEICE technical report, Vol.110, No.17 (2010), pp.25–30 (in Japanese).
- Okuno, M., Study of impact load on linkage system of SF₆ circuit breaker, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C, Vol.59, No.564 (1993), pp.2570–2575 (in Japanese).
- Takagi, H., Kobayashi, H., Tanaka, T., Nakajima, F. and Iwata, G., Improvement of hydraulic system for circuit breaker, Journal of the Japan Fluid Power System Society, Vol.32, No.5 (2001), pp.124–130 (in Japanese).
- Takenaka, T. and Urata, E., Hydraulic Control, Maruzen (1967), pp. 126–133, 160–163 (in Japanese).
- The Editorial Committee of Mechanical Design Handbook ed., Mechanical Design Handbook (1958), p.1462 (in Japanese).
- Urata, Y. and Tatemichi, A., Transient response analysis of viscous flow in hydraulic pipe, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C, Vol.51, No.462 (1985), pp.280–287 (in Japanese).
- Yamashita, T., Nakajima, N., Hirano, Y., Sugiyama, T. and Yoshizumi, T., A study on stabilization of operation time for hydraulic operating circuit breaker (Stability of hydraulic stabilization system holding constant high pressure), Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.82, No.834 (2016), DOI:10.1299/transjsme.15-00432.
- Yamashita, T., Sugiyama, T., Hirano, Y., Nakajima, N. and Yoshizumi, T., A study on stabilization of operation time for hydraulic operating circuit breaker (Development of hydraulic stabilization system holding constant high pressure), Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.81, No.822 (2015), DOI:10.1299/transjsme.14-00402.
- Yamashita, T., Sugiyama, T., Hirano, Y., Nakajima, N. and Yoshizumi, T., A study on stabilization of operation time for hydraulic operating circuit breaker (Simulation and investigation of hydraulic stabilization system holding constant high pressure), Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.81, No.827 (2015), DOI:10.1299/transjsme.15-00078 .
- Yang, Z., Identification of non-linear system, Journal of the Society of Instrument and Control Engineers, Vol.37, No.4 (1998), pp. 249–255 (in Japanese).
- Yoshioka, M. and Morikawa, Y., Transient response of volume-terminated pneumatic transmission line, Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers, Vol.17, No.9 (1981), pp.920–926 (in Japanese).