

水圧用容積式圧力変換装置に関する開発と応用[※]Development and Application of Active Charge Accumulator
for Water Hydraulics吉田 太志
YOSHIDA Futoshi

要 旨

水圧用容積式圧力変換装置（以下、ACA：Active Charge Accumulator）は、水道水を作動流体として、ひとつの圧力源から複数の異なる圧力へ圧力調整弁を用いずに増圧・減圧することが可能なシステムである。ACAのアプリケーションとして、搬送や把持等を主体とする基本の回路圧力が5MPa程度のシステムの中で例えば食肉加工におけるプレス、切断等の特殊機能の駆動に10MPa程度を要するシステムを想定している。本報では、特にACAを用いた増圧過程に着目した基本特性の実験と解析による比較検証、及び実際の産業機械への応用を想定してACAでシリンダを動作させる実験を行った結果を報告する。更に、基本特性での実験と解析の結果から数式モデルの妥当性を示した。また、ACAから増圧力を供給しながら、シリンダの伸縮の制御が可能であることを示した。加えて、実験と解析結果の比較から、増圧過程とシリンダ動作を制御する切換弁の開閉タイミングがシリンダの伸縮回数に影響を及ぼすことを明らかにした。

Abstract

The Active Charge Accumulator (ACA) enables fluid pressure conversion from a single pressure source into different pressure levels (upper/lower) without using a pressure-regulating valve in a water hydraulic circuit which uses 'Tap water' as a working fluid. The ACA is assumed to be utilized in a system that requires approximately 10MPa pressure to drive several special machines and tools such as pressing and cutting for meat processing, among systems that require approximately 5MPa of basic circuit pressure mainly for conveying and holding functions. This study reports an experiment in which an ACA was used to drive a load cylinder, focusing on the basic properties of ACA pressure-boosting process, envisioning its application to real-world industrial machinery. An analytical model for predicting these properties and comparative verification have been proposed. Experimental and analytical results demonstrated the mathematical model's validity. It is also showed that extension and retraction strokes of the load cylinder can be controlled as the ACA supplies the boosting pressure. Comparison of our empirical and theoretical findings revealed that the cycle number of the load cylinder is influenced by the open/close timing of the directional control valves that govern the boosting process as well as by load-cylinder behavior.

*The 10th JFPS International Symposium on Fluid Power, (FUKUOKA2017), 福岡 (2017年10月) にて発表

1 諸言

作動流体に水道水を使った駆動技術は、従来の油圧、空気圧、電気駆動に次ぐ、第4の新しい技術である。水圧技術は、液圧の特長である高出力、高速制御を実現するとともに安心・安全・衛生という付加価値をもつことから、医療・医薬、食品・飲料、半導体製造分野での応用が期待されている。その将来の展望として、水道水圧に相当する1MPa以下から高圧の14MPa程度までを視野に入れた市場展開が進んでいくと言われている¹⁾。このような展望のもと、水圧技術が狙う市場で使用されている機器の駆動方法として、油圧、空気圧、電気が混在している。これらの駆動力を液圧レベルに換算すると、高圧から低圧まで幅広いことがわかる。液圧システムにおいて圧力を調整するためには、一般的に圧力調整弁が使われる。しかし、前述のように異なる液圧レベルが混在するシステムでは、複数の圧力源を必要とするため、装置の大型化や消費電力の増大、また減圧弁を用いることによるエネルギー損失の発生等の課題がある。その解決策として一つの圧力源からの液圧を複数の異なる圧力に減圧・増圧することが可能なActive Charge Accumulator (ACA) が提案されている²⁾。

ACAに関する従来の研究としては、油圧用ACAを対象としており、これを用いてシリンダの位置制御や力制御の制御性、ACAを用いない場合と比較して消費電力の削減が可能であること等が明らかにされている^{3),4),5)}。一方、作動流体を油よりも粘性が低い水にした場合、乏しい潤滑性を起因とするスティックスリップ現象による振動の発生、油に比べて体積弾性係数が高いことによるサージ圧の発生等油圧とは異なる現象が水圧用ACAの性能を左右することが懸念される。そのため、ACAを水圧システムに応用することを念頭に、その減圧過程に着目した基本特性に関して実験と解析による研究が行われている^{6),7)}。その結果として、ACAを水圧システムに適用するうえで特に重要だと考えられる負荷流量、および配管等での圧力損失がACAの減圧過程における動作特性に与える影響について報告されている^{6),7)}。

本報では、増圧過程における基本特性を実験的に明らかにするとともに、その特性を予測するための数学モデルを構築し、解析結果と実験結果の比較から数学モデルの妥当性を検討する。更に、実際のアプリケーションを想定して、ACAによる水圧シリンダの動作実験を行い、その動作特性に関して解析的考察を加える。

2 ACAによる増圧過程の動作原理

図1は本研究で対象とする二段式ACAの構造を模式的に示している。ACAの内部は、二段のピストンとシリンダにより圧力室A, B及びC (Chamber A, B, C) に区切られ、圧力室Cにはアキュムレータが接続されている。ACAのピストン変位 x_p は、ピストンが最下端にある状態を原点($x_p=0$)として鉛直上向きを正とした。

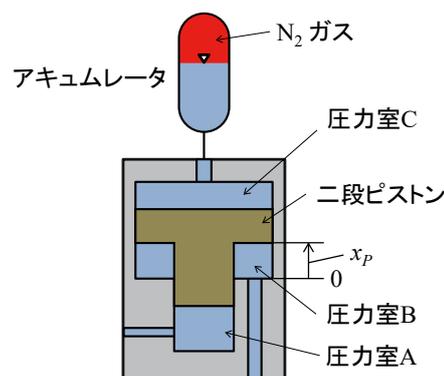


図1 二段式ACAの構造

図2は、ACAの増圧過程の動作モードを説明している。(a)~(c)は、それぞれ充填、待機、放出のモードを示している。本システムは、2ポート2位置切換弁 V_{L1} , V_{L3} 及び V_{L2} (以下、切換弁 V_{L1} , V_{L3} , V_{L2}) を介して上流側から低圧部、圧力変換部、高圧部の三つのセクションを持つ。低圧部はポンプから切換弁 V_{L1} , V_{L3} までで、供給圧の調整弁、フィルタで構成される。切換弁 V_{L1} , V_{L3} はそれぞれ圧力室A, Bと導通する。圧力変換部は切換弁 V_{L1} , V_{L3} 及び V_{L2} の間とし、圧力室Aは、切換弁 V_{L1} と V_{L2} が導通している。圧力室Bは切換弁 V_{L4} を介してタンクラインと導通している。高圧部は切換弁 V_{L3} から下流でアクチュエータの負荷抵抗を模擬するためのニードル弁 V_{L5} を取り付けた。負荷抵抗はニードル弁 V_{L5} の開口量により調整した。表1は増圧過程の動作を制御するための切換弁 V_{L1} ~ V_{L4} の開閉状態を示している。表2にACAの主な諸元を示す。増圧過程の動作は、切換弁 V_{L1} ~ V_{L4} の開閉タイミング、高圧部の圧力 P_L とその閾値及びピストン変位 x_p の値に基づいて制御される。充填モードでは、 $P_A \leq P_{min}$ かつ $x_p \leq x_{pmin}$ のときに切換弁 V_{L2} , V_{L4} を閉、 V_{L1} , V_{L3} を開として、低圧部から圧力室A, Bに水を充填する。ピストン変位が $x_p = x_{pmax}$ になると切換弁 V_{L1} , V_{L3} の両方が閉じて待機モードとなる。放出モードでは、先に切換弁 V_{L4} を開くことで圧力 P_B が大気圧まで低下すると同時に、圧力 P_A が圧力室Cに接続したアキュムレータのガス圧 P_g に増圧比 R_{Tp} を乗じた圧力まで増圧される。その後、切換弁 V_{L2} を開くことで、高圧部に増圧され

た水が放出される。 $P_A \geq P_{\min}$ の間、 切換弁 V_{L2} は開き続ける。 高圧部の圧力 P_L は、 放出モード中は圧力 P_A と同じになる。 その後、 $P_A = P_{\min}$ になると切換弁 V_{L2} と V_{L4} が閉じて前述の充填モードに戻る。 これらの3つのモードが自動制御により断続的に繰り返される。 高圧部の圧力 P_L は、 負荷絞りの通過流量と切換弁 $V_{L1} \sim V_{L4}$ の開閉タイミングに依存する。

以上の動作原理からわかるようにACAは容積式の流体機器のため、 ピストン変位量に制限があり、 適当

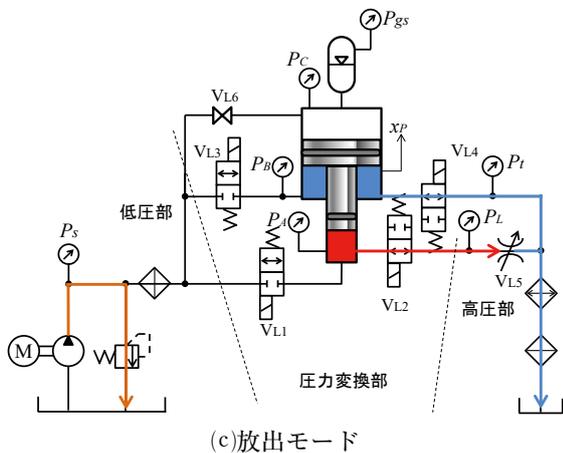
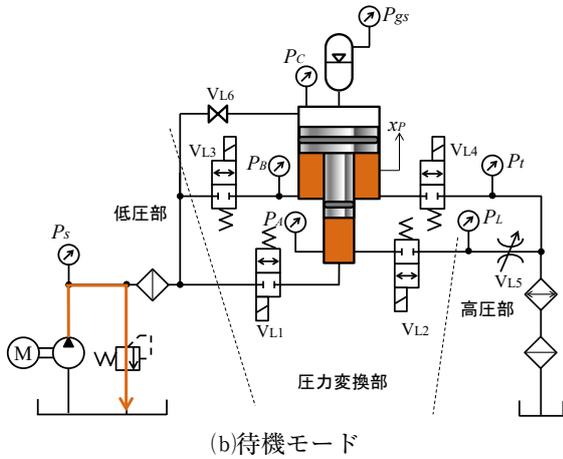
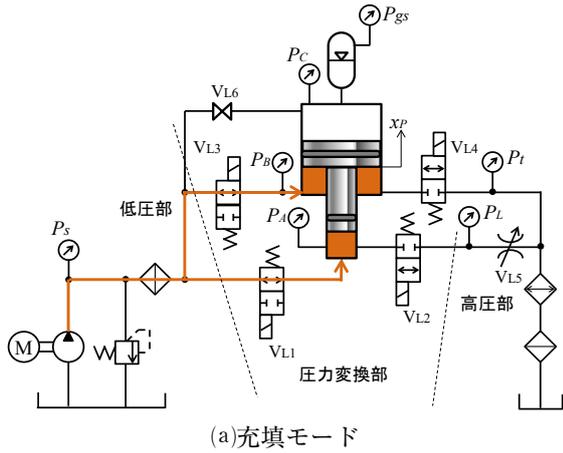


図2 増圧過程の動作原理

表1 増圧過程の切換弁動作条件

モード	V_{L1}	V_{L2}	V_{L3}	V_{L4}
充填	開	閉	開	閉
待機	閉	閉	閉	閉
放出	閉	開	閉	開

表2 ACAの主な仕様

項目		仕様
シリンダ	ピストン径	250mm
	ロッド径	150mm
	ストローク	100mm
理論増圧比 R_{TP}		2.78
圧力室Cに接続したアキュムレータのガス容量		20L

な周期で水の充填と放出が行われる。この理由により、実際のアプリケーションとしては、間欠運転で一時的な増圧を必要とするプレス機や切断機等が対象となる。

3 ACAを用いたシリンダ制御への応用

図3にACAを用いたシリンダ制御実験の水圧回路図を示す。表3にシリンダの主な諸元を示す。シリンダのピストン側の圧力室は、切換弁 V_{L2} と V_{C2} を介してACAの圧力室A、切換弁 V_{C4} を介してタンクラインにつながる。シリンダのロッド側の圧力室は、切換弁 V_{C1} を介してポンプラインと、切換弁 V_{C3} がタンクへつながっている。この回路構成により、シリ

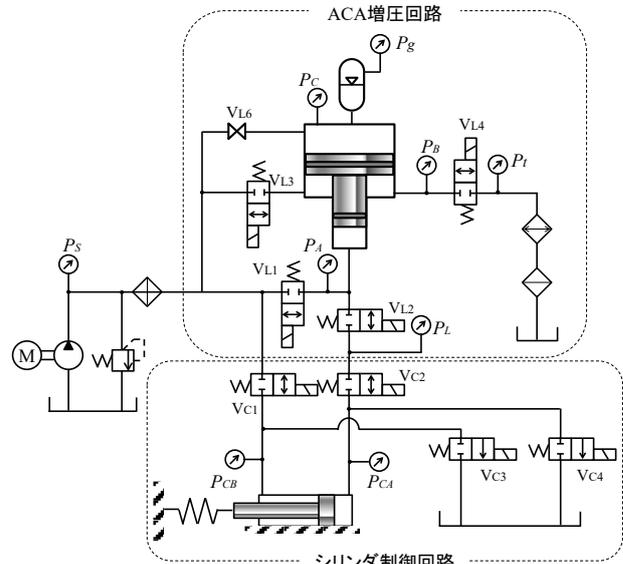


図3 ACAを用いたシリンダ制御

ンダの伸び動作にはACAの増圧力、縮み動作にはポンプ圧力が供給されるため、増圧力を有効に使うことができる。また、シリンダの動作切換は手動スイッチにより行った。

前述のとおり、ACAは容積式の流体機器であり、これを用いた増圧過程でシリンダを動作させる際に、その伸縮回数はACAの圧力室Aの容積とシリンダのピストン側の圧力室の容積とのバランスで決まる。同時にアキュムレータのガス圧すなわち増圧力はこれに伴うACAの圧力室Cの容積変化に依存する。表2及び表3のACAとシリンダの仕様から伸縮可能な回数を試算すると8回となる。

表3 シリンダの主な仕様

項目	仕様
形式	片ロッドシリンダ
ピストン径	40mm
ロッド径	28mm
ストローク	100mm
定格圧力	14MPa
推力 at 14MPa	17.6kN

4 解析モデル

4.1 ACAを用いた増圧過程のモデル化

図4にACAの増圧過程における数式モデルのパラメータ定義図を示す。ここでは、負荷抵抗を固定絞りとしたモデル化について説明する。モデル化は以下の仮定のもとに行った。

- (i) 作動流体の密度、粘度及び体積弾性係数は一定とする。
 - (ii) ACAの圧力室Cの作動水の圧縮性は無視する。
 - (iii) ACAの各室間での漏れはない。
- 負荷流量 Q_{out} は式(1)のオリフィス流れで表現する。

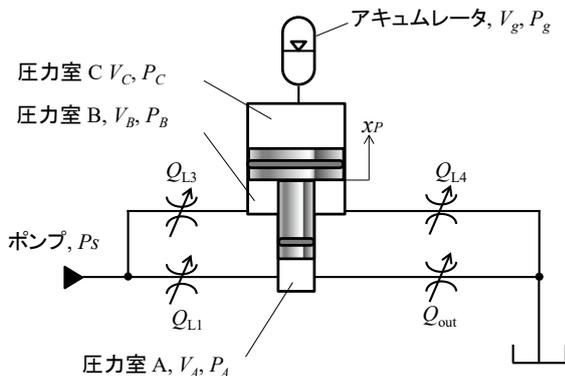


図4 増圧過程の解析モデル

$$Q_{out} = \text{sign}(P_A - P_t) \cdot C_{V_{out}} \sqrt{\frac{2|P_A - P_t|}{\rho}} \quad (1)$$

ここで、 P_A は圧力変換部の圧力、 P_t はタンク圧、 $C_{V_{out}}$ はバルブフローファクタ（以下、Cv値）とする。

切換弁 V_{L5} と V_{L2} は圧力室Aからタンクの間に直列に配置している。ここで、負荷抵抗を調整するニードル弁 V_{L5} は固定絞りではあるが、切換弁 V_{L2} が開くところでの圧力損失が少ないため、負荷抵抗は V_{L5} における絞りの抵抗が支配的になる。従って、直列に配置している V_{L5} と V_{L2} は、一つの切換弁が開閉していると仮定して等価的に一つのバルブと見なしてモデル化した。

切換弁 V_{L1} を通過する流量 Q_{L1} は式(2)で表す。

$$Q_{L1} = \text{sign}(P_S - P_A) \cdot C_{L1} \sqrt{\frac{2|P_S - P_A|}{\rho}} \quad (2)$$

ここで、 P_S はポンプからの供給圧力、 C_{L1} は切換弁 V_{L1} のCv値である。

切換弁 V_{L3} を通過する流量 Q_{L3} は式(3)で表す。

$$Q_{L3} = \text{sign}(P_S - P_B) \cdot C_{L2} \sqrt{\frac{2|P_S - P_B|}{\rho}} \quad (3)$$

ここで、 P_B は圧力室Bの圧力、 C_{L3} は切換弁 V_{L3} のCv値である。

切換弁 V_{L4} を通過する流量 Q_{L4} は式(4)で表す。

$$Q_{L4} = \text{sign}(P_B - P_t) \cdot C_{L4} \sqrt{\frac{2|P_B - P_t|}{\rho}} \quad (4)$$

ここで、 C_{L4} は切換弁 V_{L4} のCv値である。

圧力室Aの圧力 P_A は式(5)、(6)から算出する。

$$\dot{P}_A = \frac{K}{V_A + \Delta V_A} (Q_{out} - A_A \cdot \dot{x}_p) \quad (5)$$

$$\Delta V_A = [A_A \cdot \dot{x}_p] dt \quad (6)$$

ここで、 V_A は圧力室A及び切換弁 V_{L1} 、 V_{L2} を接続する配管から分岐して圧力室Aに導通するまでの容積である。 ΔV_A はACAのピストン移動に伴う容積変化である。

また、 \dot{x} は変位 x に対する時間の1階微分である。

同様に、圧力室Bの圧力 P_B は式(7)、(8)から算出する。

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{K}{V_B + \Delta V_B} (Q_{L3} - A_B \cdot \dot{x}) \quad (7)$$

$$\Delta V_B = [A_B \cdot \dot{x}_p] dt \quad (8)$$

ここで、 V_B はACAの圧力室B及び切換弁 V_{L3} 、 V_{L4} を接続する配管から分岐して圧力室Bに導通するまでの容積である。

圧力室Cに満たされている水は非圧縮性と仮定すると P_C はアキュムレータのガス圧 P_g と同じとなる。従って、 P_C は、気体の断熱変化に従うとして式(9)で表す。

$$P_C = (P_{gs} + P_{atm}) \left(\frac{V_g}{V_{gs} + \Delta V_C} \right)^N - P_{atm} \quad (9)$$

ここで、 N はポリトロプ指数 ($N=1.4$)、 P_{gs} 、 V_{gs} はアキュムレータの封入ガス圧及びガス容積である。アキュムレータの容積の変化量 ΔV_C は式(10)のようにピストン速度と圧力室Cの断面積で決まる。

$$\Delta V_C = [A_C \cdot \dot{x}_p \, dt \quad (10)$$

ピストンの運動方程式は式(11)で表す。

$$M\ddot{x}_p = P_A \cdot A_B + P_B \cdot A_B - P_C \cdot A_C - F_f \quad (11)$$

ここで \ddot{x}_p は x_p に対する時間の2階微分、 F_f はACAのシリンダの摩擦力である。

4.2 ACAを用いたシリンダ制御モデルへの拡張

ここでは、前述の数式モデルに対し、ACAの増圧過程でシリンダを動作させるための数式モデルについて説明する。図5に示すようにシリンダのモデルを追加する。

Q_{Cout} は圧力室Aからシリンダのピストン側の圧力室に供給される流量である。 Q_{Cout} によりシリンダの伸び動作が行われる。従って、式(1)を式(12)のように変更する。

$$Q_{Cout} = \text{sign}(P_L - P_{CA}) \cdot C_{CA} \sqrt{\frac{2|P_L - P_{CA}|}{\rho}} \quad (12)$$

ここで、 P_{CA} はシリンダピストン側の圧力、 C_{CA} はシリンダのピストン側の圧力室に流入する際の C_v 値である。

Q_{L5} はシリンダの縮み動作において、ポンプラインからシリンダのロッド側の圧力室に供給される流量であり、式(13)で表す。

$$Q_{L5} = \text{sign}(P_S - P_{CB}) \cdot C_{CB} \sqrt{\frac{2|P_S - P_{CB}|}{\rho}} \quad (13)$$

ここで、 P_{CB} はシリンダピストン側の圧力、 C_{CB} はシリンダのロッド側の圧力室に流入する際の C_v 値である。

Q_{L6} はシリンダのロッド側の圧力室からタンクラインに流れる流量であり、式(14)で表す。

$$Q_{L6} = \text{sign}(P_{CB} - P_t) \cdot C_{CBt} \sqrt{\frac{2|P_{CB} - P_t|}{\rho}} \quad (14)$$

ここで、 C_{CBt} はシリンダのロッド側の圧力室からタンクラインに流出する際の C_v 値である。

同様に Q_{L7} はシリンダのピストン側の圧力室から

タンクラインに流れる流量であり、式(15)で表す。

$$Q_{L7} = \text{sign}(P_{CA} - P_t) \cdot C_{CAt} \sqrt{\frac{2|P_{CA} - P_t|}{\rho}} \quad (15)$$

ここで、 C_{CAt} はシリンダのピストン側の圧力室からタンクラインに流出する際の C_v 値である。シリンダのピストン側の圧力室の圧力 P_{CA} は式(16)で表す。 ΔV_{CA} はシリンダのピストンの移動に伴う容積変化であり式(17)で表す。

$$\frac{dP_{CA}}{dt} = \frac{K}{V_{CA} + \Delta V_{CA}} (Q_{Cout} - Q_{L7} - A_{CA} \cdot \dot{x}_C) \quad (16)$$

$$\Delta V_{CA} = [A_{CA} \cdot \dot{x}_C \, dt \quad (17)$$

シリンダのロッド側の圧力室の圧力 P_{CB} は式(18)で表す。 ΔV_{CB} はシリンダのピストン移動に伴う容積変化であり式(19)で表す。

$$\frac{dP_{CB}}{dt} = \frac{K}{V_{CB} - \Delta V_{CB}} (Q_{L5} - Q_{L6} + A_{CB} \cdot \dot{x}_C) \quad (18)$$

$$\Delta V_{CB} = [A_{CB} \cdot \dot{x}_C \, dt \quad (19)$$

シリンダのピストンの運動方程式は式(20)で表す。

$$M_C \ddot{x}_C = P_{CA} \cdot A_{CA} - P_{CB} \cdot A_{CB} - k_C \cdot (x_C - x_{C0}) - F_{fC} \quad (20)$$

x_{C0} はシリンダが伸び始めてからばねと接触するまでの距離、 F_{fC} はシリンダの摩擦力である。 k_C は、ばね定数とし、ばねのたわみ量40mm以上で10kN以上の推力を発生するような仕様を設定した。これは、食肉加工機械の一つであるフットカッタへの応用を想定している。

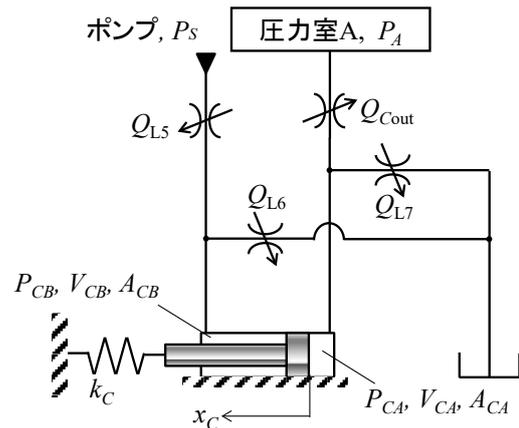


図5 ACAを用いたシリンダ制御への拡張モデル

5 結果と考察

5.1 基本特性の検証

図6は、図3で示した固定負荷における増圧過程の実験結果と解析結果の比較例である。図中、赤線は解析結果、黒線は実験結果を示している。(a)~(c)

は、それぞれ、ピストン変位 x_p 、圧力室Aの圧力 P_A 、アキュムレータのガス圧 P_g である。(a)、(c)より、ピストン変位及びガス圧の波形は解析結果と実験結果でほぼ一致している。(b)において、増圧力は、実験結果で13.4MPa、解析結果で12.9MPaとなり、誤差4%でほぼ一致している。充填モードから放出モードの切り替わり時は、同様に圧力室Aの圧力は実験値で5.0MPa、解析値は5.3MPaとなり、ずれは6%程度とおおよそ一致している。しかし、充填モードの間は、解析結果と実験結果に差異がある。放出モードから充填モードの切り替わりの時に、圧力室Aの圧力は実験結果で2.9MPa、解析結果で4.4MPaであり、40%程度のずれがある。この原因について以下に説明する。

数式モデルでは圧力室Aに流入する流量は式(2)で表しており、供給圧 P_s を一定としている。これに対し、実験では、ポンプ回転数が一定、言い換えると供給流量が一定となっているため、充填モードでは、供給流量の不足により供給圧が低下していることが考えられる。

以上の結果から実験と解析について、ACAの圧力室A、ガス圧 P_g の波形にずれが見られるが、ピストン変位については解析結果と実験結果はほぼ一致、

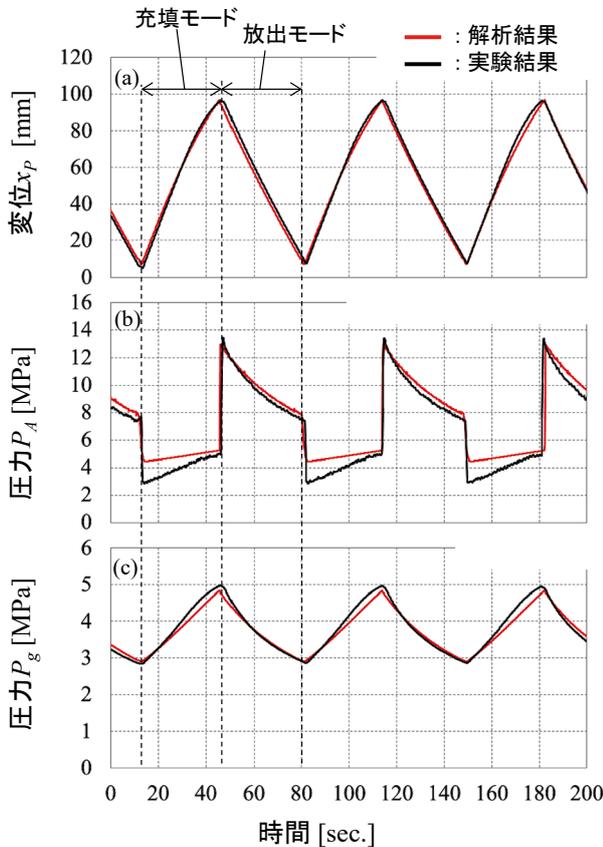


図6 実験と解析結果の比較
(a)ACAのピストン変位、(b)圧力室Aの圧力、
(c)アキュムレータのガス圧

圧力室Aの圧力については、放出モードの間では実験結果と解析結果の誤差が4%程度であることから、提案した数式モデルの妥当性が示された。

5.2 シリンダ制御の実験結果

図7にシリンダ制御の実験結果を示す。(a)~(d)はそれぞれ、(a)ACAとシリンダのピストン変位 x_p 、(b)シリンダ推力 F 、(c)圧力室A、Bの圧力 P_A 、 P_B 及び切換弁 V_{L2} と V_{C2} の間の圧力 P_L 、(d)アキュムレータガス圧 P_g と供給圧 P_s を示している。

(a)のシリンダのピストン変位 x_c を見ると、待機モードから放出モードに切り替わった後、伸縮動作が始まっていることがわかる。この時、シリンダの伸び動作においてのみACAピストンが階段状に変化しているもわかる。また、(b)からは目標の10kN以上の推

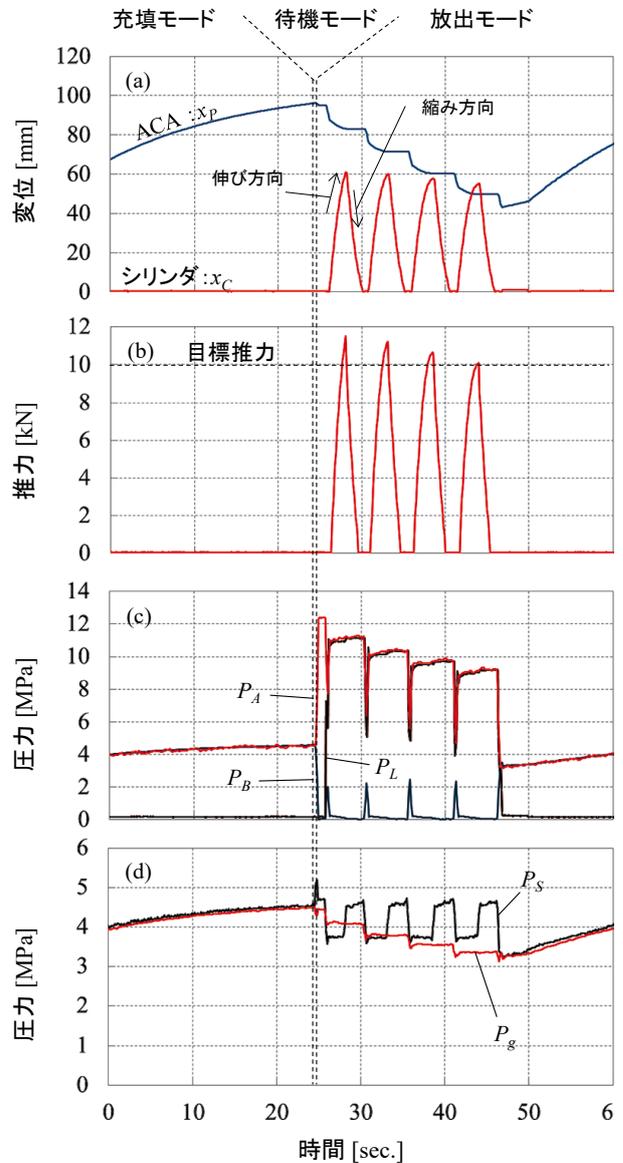


図7 ACAを用いたシリンダ制御実験結果
(a)ACA及びシリンダのピストン変位、
(b)シリンダ推力、(c)圧力室A,B及び高圧部の圧力、
(d)供給圧及びアキュムレータのガス圧

力が発生していることが確認できる。更に(c)より、伸び動作において圧力室Aの増圧力 P_A が階段状に減少していることがわかる。(d)からは縮み動作時には供給圧 P_S がシリンダに供給されていることがわかる。

以上の結果から、ACAとシリンダを組合わせたシステムにおいて、シリンダの伸び動作ではACAの増圧力、縮み動作ではポンプラインからの圧力の供給でシリンダの伸縮動作が可能であることが示された。

次に、シリンダの伸縮回数に着目すると図7(a)からその回数は4回であることがわかる。前述のとおりACAとシリンダの仕様から、その伸縮回数は8回と試算しているが、実験結果とは異なっている。この伸縮回数の差の原因について考察する。

①圧力室A、Bの圧力の影響

図7(c)よりシリンダの伸び動作の開始時に、圧力室Aの圧力が一時的に低下、同時に圧力室Bの圧力

は上昇している。この原因として、圧力室Bからタンクラインの間の切換弁 V_{L4} における圧力損失が大きいことが考えられる。この確認として切換弁 V_{L4} の C_v 値を小さくした場合の解析結果を図8に示す。この結果からシリンダの伸び始めに圧力室Bの圧力が上昇して、同時に圧力室Aの圧力は下がっていることから、傾向としては実験結果と一致する。しかし、サイクル回数は8回と変化がなく、他に原因があると考えられる。

②切換弁の開閉タイミングの影響

図7(a)より、シリンダの4回の平均ストロークは58.3mmであり、このときのACAのピストン変位量は平均11.4mmである。それぞれの受圧面積を考慮するとシリンダが4回の伸び動作に要した流体の体積は、290mm³、圧力室Aで減少した体積は810mm³であり、その差520mm³となる。これは圧力室Aから流出する流体がシリンダの伸び動作に使われずに減少していることを意味する。図3に示すように、シリンダの伸縮動作をするために4個の2ポート2位置切換弁でブリッジ回路を構成している。伸縮動作時において切換弁 V_{C2} 、 V_{C3} の開・閉及び切換弁 V_{C1} 、 V_{C4} を開・閉のタイミングはすべて同時に行うことが理想である。しかし、実際にはソレノイドの励磁の遅れ、弁構造の違い等を起因とする開閉動作の遅れが発生する。これにより圧力室Aとタンクラインが一時的に導通することで増圧力が逃げていたことが考えられる。この理由として、切換弁の開閉タイミングの影響が考えられる。上記の現象を考慮したシミュレーション結果を図9に示す。

伸び動作時において切換弁 V_{C2} 、 V_{C3} を開いてから V_{C1} 、 V_{C4} の閉じるタイミングを1秒遅らせることでシリンダの圧力室がタンクラインと導通する状況を模擬している。この結果より、伸縮回数が実験結果と同じ4回にまで減少することが確認できた。また、ACAのピストン変位が、シリンダの伸び動作時において約10mmずつ減少していることも模擬できおり、実験結果と同じ傾向を示している。

以上の結果から、シリンダの伸縮回数は、切換弁の開閉タイミングに影響を受けることが解析的に明らかになった。

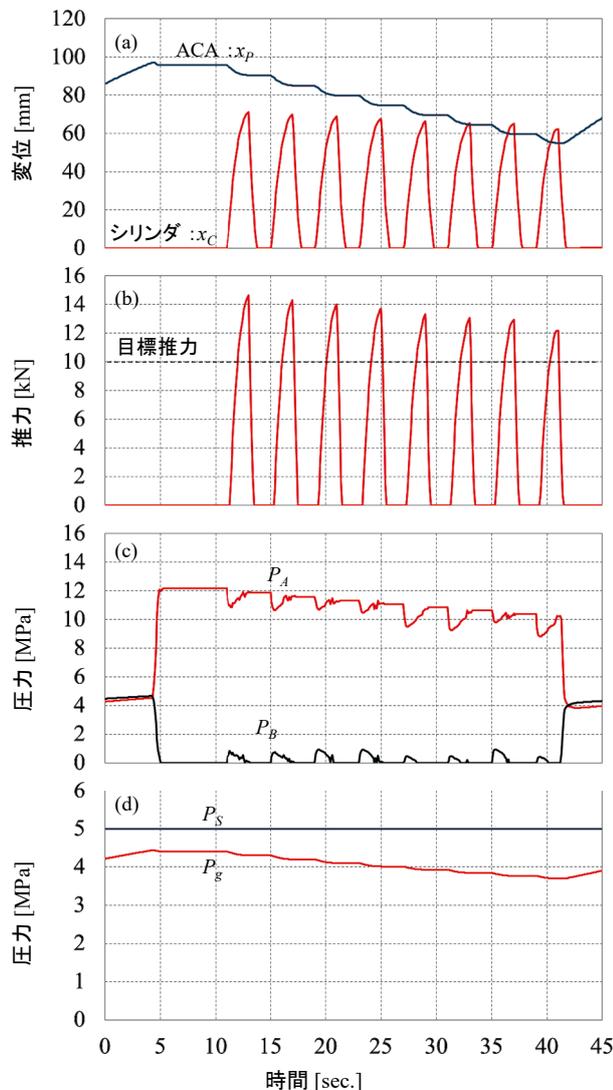


図8 切換弁VL4の圧力損失の影響
(a)ACA及びシリンダのピストン変位、
(b)シリンダの推力、(c)圧力室A、B、
(d)供給圧及びアキュムレータのガス圧

6 結言

ACAの増圧過程における基本特性の実験及び解析的検証を行った。実際の産業機械への応用を視野にACAとシリンダを組合わせたシステムを構築し、実験及び解析結果の比較から、その動作特性について考察した。その結果、以下の知見を得た。

1. ACAの増圧過程の特性予測及びシリンダの動作を考慮した数式モデルを構築し、実験と解析の結果からその妥当性を確認した。
2. ACAから増圧力を供給しながらシリンダの伸

縮の制御が可能である。

3. シリンダを伸縮させる切換弁の開閉タイミングが伸縮回数に影響を及ぼしている可能性があることを解析により示した。

参考文献

- 1) S. Miyakawa, New applications of water hydraulics (Aqua-Drive-System), Proc. SICFP'11 Int. Conf. on Fluid Power, vol. 2, no. 4, pp. 27-34 (2011).
- 2) 北川 能, 留 滄海, 宮田貴之, 佐藤裕作, 芦 金石, アキュムレータおよびそれを用いた油圧源, 特許第5439135号 (平成25年12月20日).
- 3) LU, J., LIU, C., KITAGAWA, A., SAITO, M., OSAKA, K., and OBA, K., Study on N-level Pressure Hybrid Power Supply Hydraulic Servo System with High Efficiency and High Response, 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, 1A3-1, pp. 79-84 (2011).
- 4) Jinshi LU, Changhai LIU, Ato KITAGAWA, Study on Highly Efficient Valve-controlled Hydraulics Servo System Using Active Charge Accumulator (ACA), The 4th TIT-BIT Joint Workshop on Mechanical Engineering, pp. 121-127 (2012)
- 5) Y. Yoshizawa, J. Lu, C. Liu, A. Kitagawa, Improvement of hydraulic servo system efficiency using active charge accumulator for pressure convertor (in Japanese), in Proc. 13th SICE Symp. pp. 87-90 (2012)
- 6) Futoshi Yoshida, Shouichiro Iio, Kenji Ito, Ato Kitagawa, Experimental and Theoretical Analysis of Active Charge Accumulator for Water Hydraulics System, IEEE Access, Vol. 5, pp. 881-890 (2017)
- 7) Futoshi Yoshida, Kenji Ito, Shouichiro Iio, Ato Kitagawa, EFFECT OF PARAMETER ON CHARACTERISTICS OF ACTIVE CHARGE ACCUMULATOR FOR WATER HYDRAULIC SYSTEM, Proceedings of ASME-JSME-KSME Joint Fluids Engineering Conference, No. 11456, pp. 959-963 (2015)

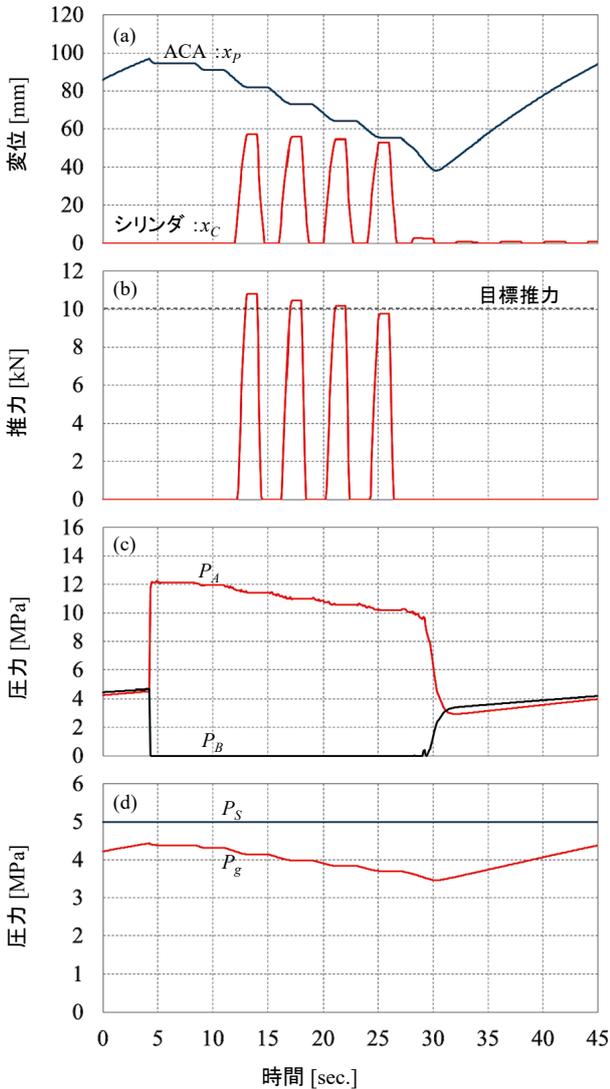


図9 切換弁の開閉遅れの影響
 (a)ACA及びシリンダのピストン変位,
 (b)シリンダの推力, (c)圧力室A, B,
 (d)供給圧及びアキュムレータのガス圧

著者



吉田 太志

1998年入社。技術本部生産技術研究所主幹研究員。博士(工学)。基盤技術研究所、事業開発推進部にて水圧技術開発を担当した後、2019年より現職。