

信州大学審査学位論文

水圧用容積式圧力変換装置に関する基礎的研究

2017年9月

信州大学大学院総合工学系研究科

システム開発工学専攻

吉 田 太 志

目次

第 1 章 緒言	3
1.1 背景.....	3
1.2 従来の研究	4
1.3 論文の目的および構成	7
第 2 章 容積式圧力変換装置の動作原理.....	8
2.1 多段型容積式圧力変換装置	8
2.2 減圧動作.....	11
2.3 増圧動作.....	14
第 3 章 減圧過程に関する検討	17
3.1 はじめに	17
3.2 実験装置と実験方法	17
3.3 実験結果と考察	22
3.3.1 基本特性の検証	22
3.3.2 制御条件と減圧特性との関係	29
3.4 おわりに.....	39
第 4 章 増圧過程に関する検討	40
4.1 はじめに.....	40
4.2 実験装置と実験方法	40
4.3 実験結果と考察	44
4.3.1 基本特性の検証	44
4.3.2 制御条件と増圧特性との関係	52
4.4 おわりに.....	57
第 5 章 容積式圧力変換装置の応用	58
5.1 はじめに.....	58
5.2 実験装置と実験方法	58
5.3 実験結果と考察	61
5.4 おわりに.....	69

第 6 章 結言	70
参考文献.....	72
発表論文目録.....	74
謝辞.....	75

記号

A_A, A_B, A_C	ACA の圧力室 A, 圧力室 B, 圧力室 C の受圧面積	m^2
A_{CA}, A_{CB}	シリンダのピストン, ロッド側受圧面積	m^2
A_{AP}, A_{BP}	圧力室 A, B へ流入する流路を絞りとした等価的な流路断面積	m^2
A_{gas}	ACA に設けたアキュムレータの受圧面積	m^2
$A_{L1} \sim A_{L7}$	切換弁 $V_{L1} \sim V_{L7}$ の制御開口部の面積	m^2
A_i	ACA の圧力室の受圧面積($i=A \sim N$)	m^2
A_{out}	負荷絞りの穴の断面積	m^2
A_{tB}	圧力室 B からタンクへ流出する流路を絞りとした等価的な流路断面積	m^2
A_1, A_2	切換弁 1, 2 の制御開口部の面積	m^2
C_{AP}, C_{BP}	圧力室 A, B へ流入する流路を絞りとした等価的な流量係数	-
$C_{L1} \sim C_{L7}$	切換弁 $V_{L1} \sim V_{L7}$ の流量係数	-
C_{Vout}	圧力変換部からタンクへ流出する際の流量係数	-
C_{out}	負荷絞りの流量係数	-
C_{tB}	圧力室 B からタンクへ流出する流路を絞りとした等価的な流量係数	-
C_1, C_2	切換弁 1, 2 の流量係数	-
D_A, D_C	圧力室 A, C の内径	m
d_{CP}, d_{CR}	シリンダのピストン, ロッド径	m
F, F_f, F_μ	推力, 摩擦力, 粘性力	N
K	体積弾性係数	Pa
k_C	ばね定数	N/m
M_P, M_C	ACA とシリンダのピストンの質量	kg
N	ポルトロープ指数	-
P_A, P_B, P_C	圧力室 A, B, C の圧力	Pa
P_L, P_{out}	低压部または高压部の平均圧力	Pa
P_P, P_{in}	圧力変換部の平均圧力	Pa
P_S	ポンプからの供給圧	Pa
P_{CA}, P_{CB}	シリンダのピストン, ロッド側の圧力室の圧力	Pa
P_{atm}	大気圧	Pa

P_g, P_{gs}	ACA に設けたアキュムレータのガス圧, 初期封入圧	Pa
P_{Lg}, P_{Lgs}	低圧部に設けたアキュムレータのガス圧, 初期封入圧	Pa
P_{tB}, P_t	圧力室 B とタンク間の戻り配管内圧力, タンク圧	Pa
Q_{AP}, Q_{BP}	圧力室 A, B に流入する流量	m ³ /s
Q_{Cout}	圧力室 A からシリンダのピストン側圧力室への流入流量	m ³ /s
$Q_{L1} \sim Q_{L7}$	切換弁 V _{L1} ~ V _{L7} を通過する流量	m ³ /s
Q_{in}, Q_{out}	入力流量, 負荷流量	m ³ /s
Q_{tB}	圧力室 B から流出する流量	m ³ /s
Q_1, Q_2	切換弁 V ₁ , V ₂ を通過する流量	m ³ /s
R_{TH}	受圧面積比から求まる設計圧力比	-
R_b	圧力 P_A とガス圧 P_g の比	-
T_C	放出モードのサイクル時間	s
T_{Ch}, T_S, T_L	充填, 待機, 放出モードの時間	s
V_A, V_B, V_C	圧力室 A, B, C の容積	m ³
V_{CA}, V_{CB}	シリンダのピストン側とロッド側圧力室の容積	m ³
V_L, V_P	低圧部, 圧力変換部の容積	m ³
V_{gs}, V_{Lgs}	ACA, 低圧部のアキュムレータの初期ガス容積	m ³
W_{in}, W_{out}	入力, 出力エネルギー	W
n	サイクル	-
x_P, x_C	ACA とシリンダのピストン変位	m
v_P, v_C	ACA とシリンダのピストン速度	m/s
ρ	作動流体の密度	kg/m ³
η, η_b	エネルギー変換効率, 圧力変換率	-
添え字		
ave	平均	
max, min	最大値, 最小値	
loss	損失	

第1章 緒言

1.1 背景

産業機械の駆動源には油圧，空気圧，電気，水圧が利用されている．Fig. 1.1 は，圧力レベルと要求される清浄度に対して駆動源の適用範囲を表したものである．圧力レベルについては，油圧と空気圧の適用範囲が明確に分かれており，両者の間に電気と水圧が位置している．水圧の圧力レベルは空気圧から油圧の一部までを広くカバーしている．清浄度については，電気の適用範囲が最も広く，油圧は低清浄度領域で，電気と水圧が高い清浄度領域まで適用できることがわかる．これはオイルミストの発生や漏出時の周囲環境への影響によるものである．駆動源が重なる領域においては，システムの効率や応答性，防爆や漏電対策の必要性，コスト，メンテナンス性など様々な条件を総合して駆動源が選択，利用されている．

これらの駆動源において，水圧を除く駆動源については現在までに様々な産業界に浸透しており，市場規模は大きい．一方で，水圧については利用の歴史は産業革命以前からと古い，現在利用されている産業分野は限定的であり，市場規模は小さい．液圧駆動では油圧が主流である．これは，防錆，潤滑の点で水よりも油の方が低コストで利用しやすいことが大きな理由である．例えば，使用する素材については防錆が不要な油圧機器は鉄鋼であり，水圧では鉄鋼よりも高価なステンレス鋼が選択される．また，油圧の作動油は，水圧の作動水と比較して粘度が高く，油圧機器の油膜を形成により密閉性や摺動性が水圧機器よりも比較的容易に確保できる．さらに，これまでの大きな市場により成熟した技術の蓄積がなされている．

ところで，昨今は様々な産業分野において，環境，安全，安心，省エネルギーに対するニーズが増加している．駆動技術の分野においても例外ではなく，ハイブリッド建機や可変速モータやポンプ，アキュムレータによる余剰圧力の蓄圧利用などの取組みがある．その中で，水圧技術が注目を集めている．特に，作動流体に水道水を使用する水圧技術はアクアドライブシステム（ADS：Aqua Drive System）と呼ばれ，作動流体の取扱いの容易さと高い清浄性からそのニーズが増加している．ADS は，安全，安心，衛生的なシステムを特徴としており，食品，医療，医薬，化粧品，包装，半導体などの分野を目標市場に挙げている^[1]．現在，これらの市場においては，製造ラインの中で利用される圧力レベルと清浄

性に応じて、油圧、空気圧、電気が選択され、一般的に複数の駆動源が混在した状況にある。ADS の適用圧力レベルは水道水圧の超低圧から中圧の $14 \times 10^6 \text{ Pa}$ の範囲が想定されている。中でも食肉加工施設への適用を目指した取り組みが進んでいる^[2]。これは、もともと施設内で滅菌、殺菌、洗浄などのために使われている水蒸気の余剰エネルギーを利用して水圧ポンプを駆動し、水圧の供給と工場全体の機械装置を水圧駆動するものである。水圧機械は機器を丸洗いできるため、衛生性が特に重要な食肉加工施設への導入の期待は大きい。製造ラインを水圧駆動に統一した場合、作動油の保管と管理、高温多湿な施設での漏電対策、コンプレッサの消費エネルギー削減などの対策が不要となる。

施設内で使用されている機器には低圧駆動のベルトコンベアや、高圧駆動が必要な骨の切断装置やプレス加工機があるため、駆動源を統一してもシステムを構成する機器の仕様に応じた複数レベルの圧力源が必要である。一般的には、システム中で使用される最大圧力以上を発生する圧力源を一つ設け、その圧力よりも低圧で駆動する機器には弁や絞りで減圧した圧力を供給する。この場合には、減圧された圧力の大きさに応じてエネルギー損失が発生し、システム全体のエネルギー利用効率は低くなる。他に、機器の要求圧力レベルごとに圧力源を設ける方法も考えられるが、大きな設置面積が必要であること、管路網の構成が複雑となること、ポンプによる消費エネルギーが大きいことが問題である。そこで、システムの省エネルギー化、圧力源のコンパクト化を実現する方法が求められている。

1.2 従来の研究

Fig. 1.2 に一般的な圧力供給システムの模式図を示す。一つの高圧発生源からリリース弁により調圧し、サブシステムごとに直接あるいは減圧弁で減じた圧力を供給する構成である。この場合、サブシステム内の駆動機器の直前に設けた減圧弁により機器の仕様に合わせた圧力に減圧される。つまり、圧力供給源の圧力はサブシステムで使用する最大圧力値以上とする必要があり、減圧によるエネルギー損失が大きい。その解決方法として、北川は、一つの圧力源からの液圧を複数の圧力レベルに変換可能な **Active Charge Accumulator (ACA)** を提案した^[3]。Fig. 1.3 に ACA を用いたポンプステーション型の水圧源の模式図を示す。ACA の利用により、大元の圧力源の圧力をサブシステムの最大圧力に合わせる必要がなく、中圧レベルで供給された圧力を ACA によって増圧および減圧することで、サブシステムへ適正圧力の供給が可能になる。つまり、ACA は一つの中圧源からの圧力を、任意に増圧あるいは減圧できる圧力変換装置である。ACA について、J. Lu ら^[4]は油圧システムに ACA

を組み込み、シリンダを駆動した場合のシステム性能について検討し、シリンダの位置や発生する力制御が可能であることを実験的に示している。また、ACA を利用することによるシステム全体での省エネルギー効果について検証し、ACA を組み込んだシステムの有効性を示している。また、ACA の基本構成である高圧、低圧の 2 圧ハイブリット油圧源を用いたサーボ制御システムの特性について、従来の圧力調整弁を用いた油圧源に比べて高効率であり、応答性に優れていること^[5]、このハイブリット油圧源でシリンダのサーボ制御による位置と力の制御が可能であることが明らかにされている。また、ハイブリット油圧源を小型化した ACA の提案がなされている^[6]。さらに、ACA を用いたシリンダのサーボ制御システムにおいて、弁制御の有効性と、ACA を用いたことによるシステム特性の改善効果が報告されている^{[7][8]}。

以上のとおり、これまでは ACA を組み込んだ油圧システムの性能評価を中心に研究が進められ、その有効性が述べられてきた。その一方で、肝心の ACA 単体については詳細な検討がなされておらず、ACA に代表される容積式圧力変換装置単体の基本特性は不明である。また、ACA を水圧に適用した場合の知見については単体の基本特性はむしろ、システム性能の評価もなされていない。

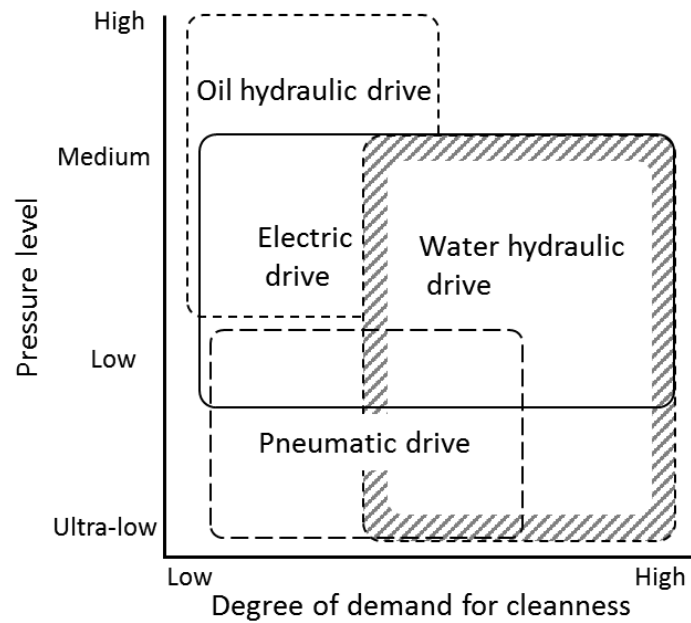


Fig. 1.1 Classification of driving technology

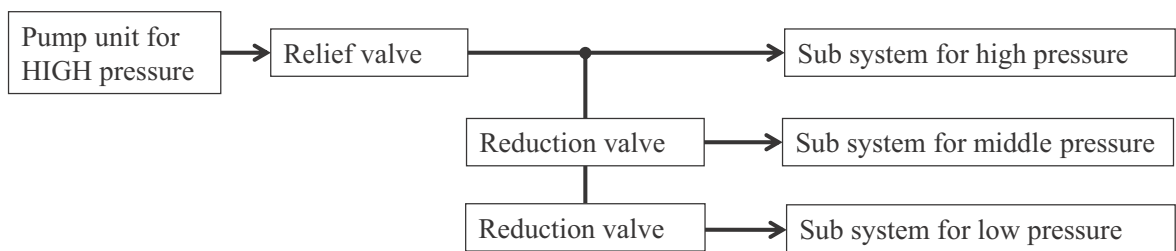


Fig. 1.2 Conventional of pressure supply system using pressure regulator

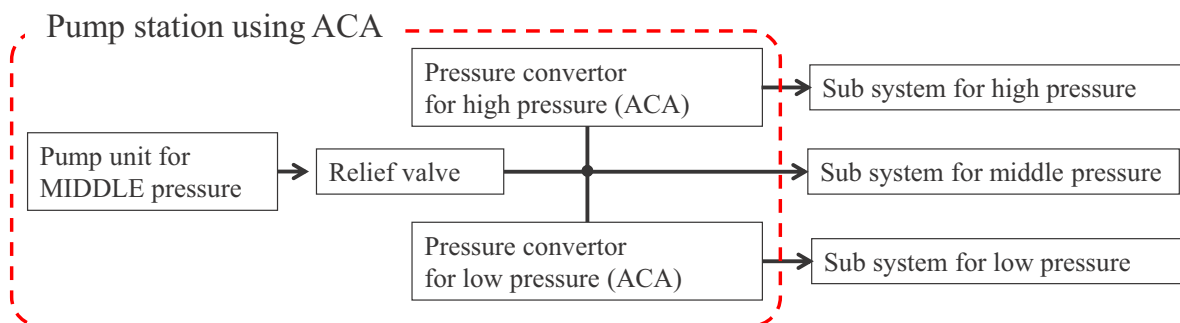


Fig. 1.3 Concept of pressure supply system using ACA

1.3 論文の目的および構成

前項で述べたとおり，ACA に代表される容積式圧力変換装置を水圧に適用するメリットは多い．しかしながら，油圧用に開発された ACA を水圧に適用する場合には，作動流体の特性の違いに注意する必要がある．特に，粘度，体積弾性係数，飽和蒸気圧の違いはシステムの応答性，液封方法，制御性などに強く影響する．1.2 で述べた既往研究はいずれも油圧を対象としており，水圧専用の容積式圧力変換装置に関する知見は不足しており，その基本特性の獲得には工学的，工業的に大きな意義がある，

本研究では，水圧用容積式圧力変換装置としての ACA の着目し，その単体の減圧および増圧過程の動的特性を明らかにすることを目的とした．また，水圧用 ACA をシリンダ駆動に応用した場合の制御性についても調べた．

本論文の構成は以下のとおりである．

第 1 章では，水圧システムの社会的背景と技術的背景について述べ，ACA の基本原理とこれを用いた従来研究についてまとめ，本論文の目的および構成を示している．

第 2 章では，ACA を用いた減圧過程と増圧過程の動作原理について述べている．

第 3 章では，ACA の減圧過程の検証を目的として，その基本特性を実験的に調べた．減圧特性の負荷への依存性について論じている．また，ACA を含むシステム全体の数学モデルを作成し，システムの動的挙動を評価した．最後に，ACA による減圧が実用可能な特性を有していることを述べている．

第 4 章では，ACA の増圧過程を実験的に検証し，その基本特性を調べた．また，ACA 内部にあるピストンの摩擦特性，低速性能および蓄圧室の圧力設定方法，配管内の圧力上昇の抑制方法について調べた結果を述べている．また，減圧過程と同様の数学モデルを利用して ACA の設計指針を示している．以上の結果から，ACA による増圧が実用可能な特性を有していることを明らかにしている．

第 5 章では，ACA の応用に関する検討として，増圧過程にシリンダを組合わせたシステムについて，シリンダの伸縮動作について実験的に検証した．その結果，ACA からシリンダへ目標の増圧力を供給しながら，シリンダの伸縮動作が可能であることを示している．また，その動作を数学モデルにより解析し，シリンダを伸縮するために切換弁の制御タイミングがシリンダ動作に影響することを述べている．

第 6 章では，本論文で得られた結論を総括している．

第2章 容積式圧力変換装置の動作原理

2.1 多段型容積式圧力変換装置

はじめに、多段型容積式圧力変換装置（多段型 ACA）の基本概念を述べ、次に本研究で用いた二段型 ACA の基本構造と、減圧過程および増圧過程の動作原理について説明する。Fig. 2.1 に多段型容積式圧力変換装置の基本概念を示す。この装置は、ポンプとアキュムレータが一つずつ接続された多段ピストン型シリンダで構成される。アキュムレータには窒素ガスが充填されている。多段ピストンの最小径側を 1 段目として、A から N 段目までであると仮定すると、ピストンの各段で区切られた圧力室は A 室から N 室までとなる。各圧力室とポンプラインは 3-2 切換弁 Valve A から Valve N で接続され、各圧力室はポンプラインとタンクラインへの接続が切換え可能である。各圧力室には水が充填されている。ACA の任意の圧力室とポンプラインおよびタンクラインを切換弁によりつなぎかえることで、増圧および減圧が可能になる。変換された圧力 P_p はパスカルの原理から式(2.1)で決まる。

$$P_p = \frac{A_{gas}}{\sum_{V_{i,off}} A_i} P_g \quad (2.1)$$

ここで A_{gas} はアキュムレータのガス圧の受圧面積、 $A_i(i=A \sim N)$ は、圧力室ごとの受圧面積を意味し、式(2.1)の分母は、ポンプラインと導通している圧力室の受圧面積の合計である。

Fig. 2.1 からわかるように ACA のピストンの変位量には制限があるため、適当な周期で水の充填と放出を繰り返す。この理由により、適用可能なアプリケーションとしては、間欠運転で一時的に増圧または減圧が必要な機械が対象となる。ただし、エネルギー蓄圧用のアキュムレータを併用した水圧回路とすることで ACA を連続運転用として使用することも可能である。

Fig. 2.2 は本研究で対象とする二段型 ACA の構造を模式的に示している。ACA 内部は、二段のピストンとシリンダにより圧力室 A、B および 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。

減圧動作と増圧動作の違いは、圧力室 B の作動水の充填方法によって決まる。減圧動作では、圧力室 B はタンクから吸い込むことで充填される。一方、増圧動作では圧力源から

充填される．圧力室 **B** をこのような回路構成とすることで一つの **ACA** で減圧・増圧を任意に切り替えることが可能となる．詳細は 2.2, 2.3 で述べる．

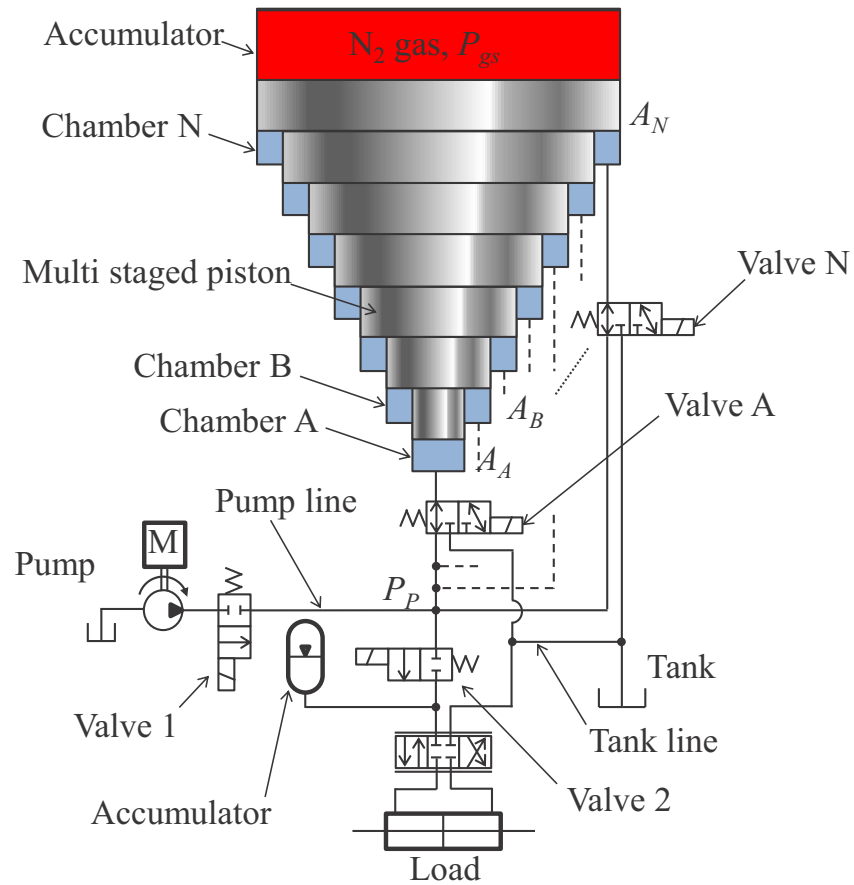


Fig. 2.1 Basic concept of Active charge accumulator (ACA) for pressure conversion system

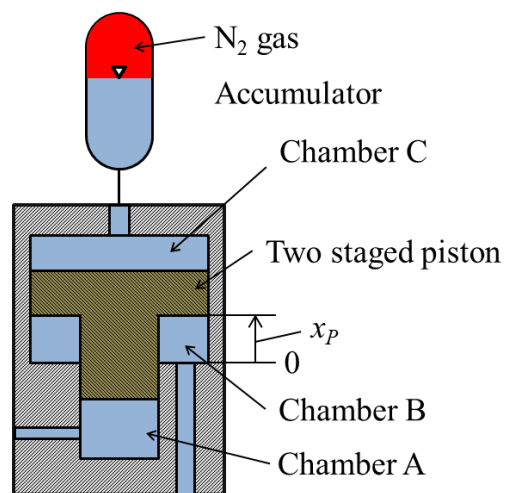


Fig. 2.2 Structure of two staged ACA

2.2 減圧動作

Fig. 2.3(a)～(c)に二段型 ACA を用いた減圧過程の動作モードを示す．(a)～(c)は、それぞれ充填、待機および放出モードである．Table 2.1 は、2-2 切換弁 1, 2（以下、切換弁 1,2）の開閉状態を示す．

減圧過程は、上流側から高压部、圧力変換部、低压部の三つで構成される．切換弁 1 から上流側が高压部の圧力源である．切換弁 1, 2 の間が圧力変換部で、圧力室 A は切換弁 1 を介して高压部と導通している．圧力室 B は逆止弁を用いて、タンクから圧力室 B に吸込み、または圧力室 B から圧力室 A と合流させる回路構成とする．切換弁 2 から下流が低压部で、減圧された流体エネルギーを蓄圧するアキュムレータとアクチュエータの負荷抵抗を模擬するための絞りを設置する．

減圧動作は、切換弁 1, 2 の開閉タイミング、低压部の圧力 P_L とその閾値 P_{\min} , P_{\max} およびピストン変位 x_P の値に基づいて制御される．充填モードでは、切換弁 1 が開、切換弁 2 が閉の状態であり、圧力室 A に水を供給しながらピストンを押し上げる．ピストン変位 x_P が $x_{P\max}$ に到達すると切換弁 1 が閉じて待機モードとなる．放出モードでは、 P_L が P_{\min} まで下がると切換弁 2 が開き、圧力変換部から減圧された圧力が低压部に供給される．この時、負荷へ圧力を供給すると同時に、アキュムレータにも蓄圧されながら P_L が上昇し、 P_{\max} に到達すると切換弁 2 が閉じて充填モードに切り替わる．

これらの 3 つの状態が PC による自動制御により断続的に繰り返される．低压部の圧力 P_L は、負荷絞りからの通過流量と切換弁 1,2 の切換タイミングに依存する．Fig. 2.4 に減圧過程における基本特性として、 x_P , P_P , P_L の時間変化を模式的に示す．これらの波形において、充填時間 T_{Ch} 、待機時間 T_S 、放出時間 T_L およびサイクルタイム T_C を図のとおり定義した．

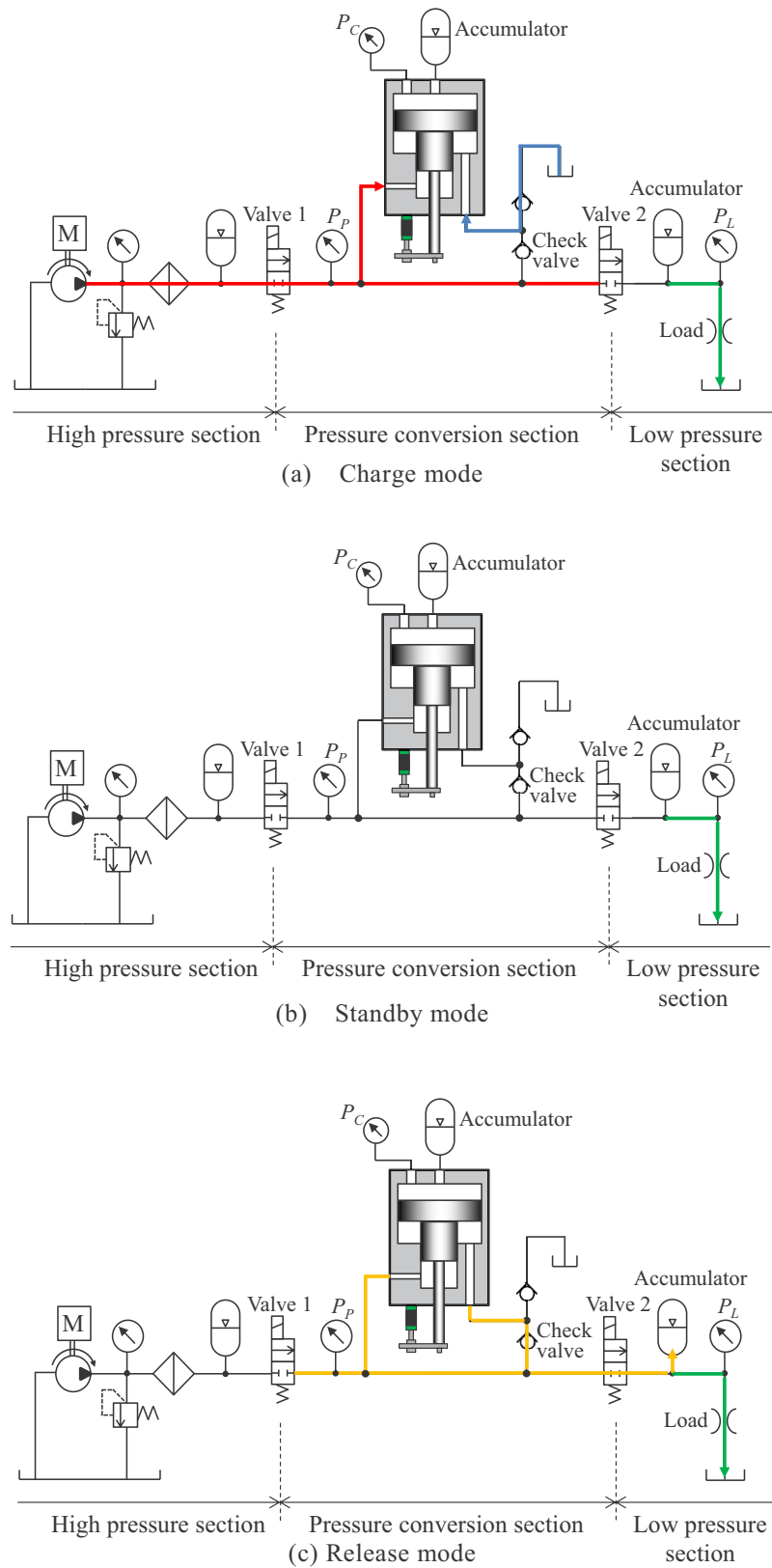


Fig. 2.3 Working modes of ACA for decompression process

Table 2.1 Working mode for decompression process

Mode	Valve 1	Valve 2
Charge	Open	Close
Standby	Close	Close
Release	Close	Open

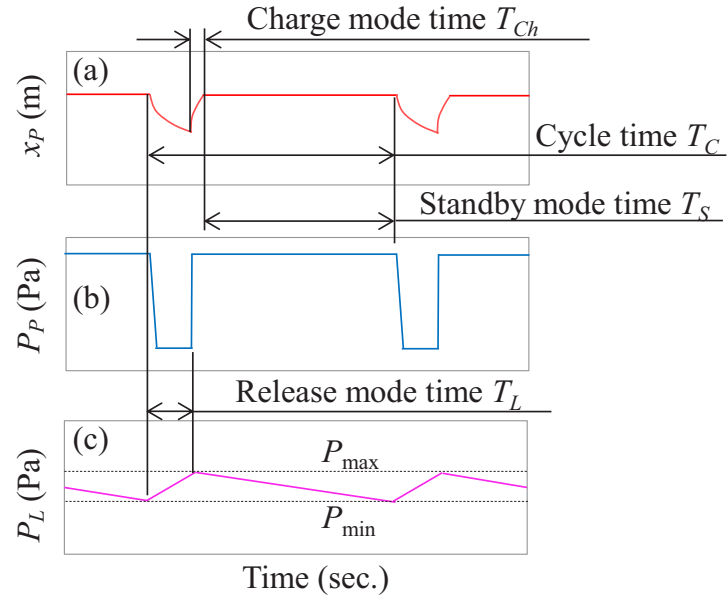


Fig. 2.4 Schematic diagram of x_P , P_P , and P_L of an operation cycle for decompression process

2.3 増圧動作

Fig. 2.5(a)～(c)に増圧過程の動作モードを示す．(a)～(c)は，それぞれ充填，待機，および放出モードである．Table 2.2 は，2-2 切換弁 $V_{L1} \sim V_{L4}$ （以下， V_{L1} ， V_{L2} ， V_{L3} ， V_{L4} ）の開閉状態を示す．

増圧過程は，低压部，圧力変換部，高压部の三つのセクションで構成される． V_{L1} ， V_{L3} の上流側が低压部の圧力源となる．低压部は V_{L1} ， V_{L3} を介して，圧力室 A, B と導通する． V_{L1} ， V_{L3} および V_{L2} の間が圧力変換部で，圧力室 B は V_{L4} を介して圧力源のタンクと導通している． V_{L2} から下流が高压部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} (以下， V_{L5})を設置する．

増圧動作は， $V_{L1} \sim V_{L4}$ の開閉タイミング，高压部の圧力 P_L とその閾値およびピストン変位 x_p の値に基づいて制御される．充填モードは， V_{L2} ， V_{L4} が閉， V_{L1} ， V_{L3} が開の状態であり，低压部から圧力室 A, B に水が供給されることでピストンを押し上げる．ピストン変位 x_p が x_{pmax} に到達すると 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， V_{L4} が開くことで圧力室 B の圧力が低下すると同時に圧力室 A の圧力 P_A が増圧される．さらに V_{L2} を開くことで，高压部へ増圧された圧力の供給が始まる．この時 P_L は，放出モードの間は圧力室 A の圧力 P_A と同じになる． P_A が P_{min} になると V_{L2} と V_{L4} が閉じて充填モードに戻る．これらの 3 つの状態が PC による自動制御により断続的に繰返される．高压部の圧力 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．

増圧過程については，高压部にアキュムレータは取り付けしていない．この理由として，増圧の応用は，プレスや切断など瞬間的に高い圧力を必要とするシステムが想定されており，減圧過程のような連続運転は不要である．そのため，ACA のみでの増圧方法を対象とした．

Table 2.2 Valve conditions for boosting process

Mode	V _{L1}	V _{L2}	V _{L3}	V _{L4}
Charge	Open	Close	Open	Close
Standby	Close	Close	Close	Close
Release	Close	Open	Close	Open

第3章 減圧過程に関する検討

3.1 はじめに

1 章で述べたように水圧の市場は、圧力レンジが低圧から高圧の広い範囲を必要としており、特に食品加工機械においては低圧で駆動するシステムが多く存在する。そのため、減圧過程においては、プレス等の主要機能の駆動に 10×10^6 Pa 程度を必要とし、それに付随する小型のコンベアやシリンダなどを 2×10^6 Pa 程度で駆動するシステムを想定している。ここでは、減圧過程の実験装置の基本構成と実験手順を述べた後、数学モデルの構築を行い、実験および解析を通じて減圧過程の基本特性について得られた知見について述べる。

3.2 実験装置と実験方法

Fig. 3.1 に実験装置の水圧回路を示す。ACA、構成機器およびコントローラそれぞれの主な諸元を Table 3.1, 3.2, 3.3 に示す。

2 章で述べたように、減圧過程のシステムは、高圧部、圧力変換部、低圧部の三つのセクションで構成されている。圧力変換部の ACA は 2 段ピストンで大径 $\phi 150 \times 10^{-3}$ m, 小径 $\phi 50 \times 10^{-3}$ m, ストローク 50×10^{-3} m, 無損失時の設計減圧比は 5 とした。例えば、供給圧を 10×10^6 Pa とすると減圧後の圧力は 2×10^6 Pa となる。上流側の高圧部は、圧力水を吐出する水圧ポンプ（アキシシャルピストンポンプ、押しのけ容積 15×10^{-3} m³/rev), 吐出圧力を調整する圧力調整弁（定格圧力 14×10^6 Pa, 定格流量 6.7×10^{-4} m³/s）で構成される。ポンプの吐出口は、圧力変換部である ACA の圧力室 A へ切換弁 1（高速電磁弁、定格流量 1.5×10^{-4} m³/s, 定格圧力 14×10^6 Pa）を介して接続されている。圧力室 B は、逆止弁（クランキング圧力 0.007×10^6 Pa）を用いて圧力源のタンクからの吸込みと圧力室 A へ合流させる回路構成としている。圧力室 C は、アキュムレータ（ガス容積 6.3×10^{-3} m³, 封入ガス圧 1.6×10^6 Pa）を取り付け、あらかじめ水を充填しておく。圧力室 A は、切換弁 2 を介して低圧部に接続されている。低圧部にはアクチュエータの負荷抵抗を模擬するための固定絞りと蓄圧用のアキュムレータ（ガス容積 6.3×10^{-3} m³, 封入ガス圧 1.4×10^6 Pa）を取り付ける。圧力変換部の圧力および低圧部の圧力を計測するために圧力計（圧力レンジ 5×10^6 Pa, 20×10^6 Pa）を設置した。ACA のピストン変位の測定にはピストンから軸を取り出し接触式直線変位センサ（測定範囲 100×10^{-3} m）を用いた。

実験は以下の手順で行った。初期設定として、低圧部の固定絞り下流のニードル弁を閉

じ、切換弁 1,2 を開いた状態で圧力源の圧力調整弁で圧力を上げながら低圧部に圧力水を供給し、低圧部の圧力が $2.05 \times 10^6 \text{ Pa}$ になったら切換弁 2 を閉じる。その後、ACA の圧力室 A に高圧水を供給するとピストンが図中上方に移動し始める。この時に圧力室 B にはタンクから水吸い上げた水が充填され、ピストンが $x_p = 20 \times 10^{-3} \text{ m}$ まで移動する。この状態で圧力室 A の圧力 P_A が $10.8 \times 10^6 \text{ Pa}$ になるまで水を充填した後、切換弁 1 を閉じる。この状態を待機モードとして自動運転を開始する。低圧部の固定絞りの下流にあるニードル弁を開くことで、低圧部圧力 P_L は徐々に減少していく。 P_L がその閾値の下限 P_{\min} に達すると切換弁 2 が開き、放出モードとなる。圧力室 A, B から減圧された圧力水が負荷の絞りへ流れると同時に低圧部のアキュムレータにも蓄圧される。 P_L がその閾値の上限 P_{\max} に達すると切換弁 2 が閉じる。放出により圧力変換部の圧力が下がり、ピストンも下方に移動しているため、切換弁 1 を開くことで充填モードに切り替わり ACA に高圧水が供給される。本実験では、ピストン変位 x_p と変換部圧力 P_p 、低圧部圧力 P_L のすべてについてサンプリング周期 0.2 秒で計測した。負荷流量は重量法により計測した。

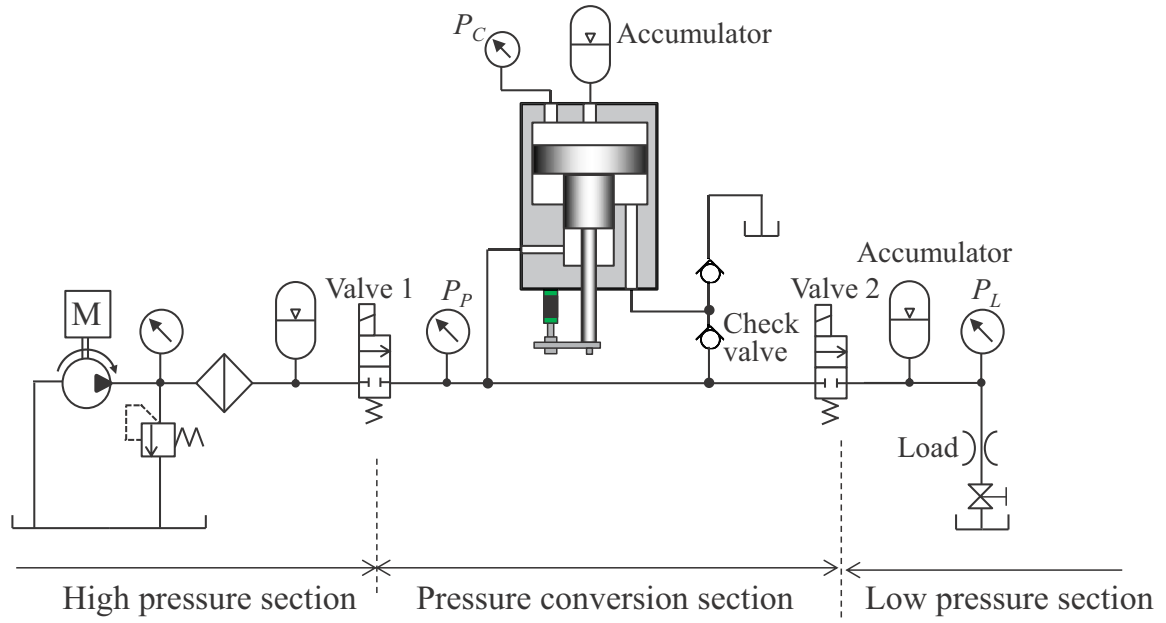


Fig. 3.1 Experimental apparatus for decompression process using ACA

Table 3.1 Specifications of ACA for decompression process

Item		Value
Cylinder	Piston dia.	$\phi 150 \times 10^{-3} \text{ m}$
	Rod dia.	$\phi 100 \times 10^{-3} \text{ m}$
	Stroke	$50 \times 10^{-3} \text{ m}$
Designed pressure reducing ratio R_{TP}		5
Accumulator volume	Chamber C	$6.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
	Low pressure section	$6.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

Table 3.2 Detail of experimental apparatus for decompression process

Accumulator Pressure conversion section	NIPPON ACCUMULATOR CO., LTD Type: HN-19.9-6.3-PDL Charged gas pressure: 1.6×10^6 Pa
Accumulator High pressure section	NIPPON ACCUMULATOR CO., LTD Type: HN-A11MP-6.3-PDL Charged gas pressure: 6.0×10^6 Pa
Accumulator Low conversion section	NIPPON ACCUMULATOR CO., LTD Type: HN-19.9-6.3-PDL Charged gas pressure: 1.4×10^6 Pa
Check valve	Sweagelok Company Type: SS-8CP2-1 Cracking pressure: 0.007×10^6 Pa
Water hydraulic unit	Motor: Mitsubishi electric Corporation Type: SF-JR, Capacity: 15kW, 4Pole Pump: Axiail piston pump, 15cc/rev Relief valve: Hirose Valves Industry Co., Ltd Type WRV-G02-14-11, Rated pressure: 14×10^6 Pa Filter: MASUDA MANUFACTURING CO., LTD Type: W-SPFs06-10S-SUS
Potentiometer	Midori Precisions Co., Ltd. Type: LP-100F-C
Pressure sensor Chamber c	KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD TYPE: PVL-50KU
Pressure sensor Low pressure section	KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD TYPE: PAL-50KU
Pressure sensor Pressure conversion section	KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD TYPE: PAV-200KU
Conrol valve	Special ordered HSSV(High Speed solenoid Valve), Rated flow rate 1.5×10^{-4} m ³ /s

Table 3.3 Specification of AD and DA converter

Type		National Instrument PCI-6024E
Analog input	Range	+/- 0.05 to 10 V
	Resolution	12 bits
	Max sampling rate	200×10^3 1/s
Analog output	Range	+/- 10 V
	Resolution	16 bits
	Output rate	10×10^3 1/s

3.3 実験結果と考察

3.3.1 基本特性の検証

Fig. 3.2(a)～(c)に、負荷流量を $Q_{\text{out}}=5.2 \times 10^{-6}$, 8.0×10^{-6} , $13 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ の三条件とした場合の、ピストン変位 x_P , 変換部圧力 P_P および低圧部圧力 P_L の時間変化を示す. P_L の閾値は $P_{\text{max}}=2.03 \times 10^6 \text{ Pa}$, $P_{\text{min}}=1.97 \times 10^6 \text{ Pa}$ としている. この閾値の幅 ΔP_{set} は式(3.1)で定義した. 図中の T_L は放出モードにおいて切換弁 2 が開き始めて閉じ終わるまでの時間, T_C は放出モードが開始するまでのサイクル時間, T_S は待機モードの時間であり, それぞれの関係は式(3.2)のとおりである.

$$\Delta P_{\text{set}} = P_{\text{max}} - P_{\text{min}} \quad (3.1)$$

$$T_S = T_C - T_L \quad (3.2)$$

P_P に着目すると, 時間経過につれて矩形波状に変化している. P_P の最大値は圧力源からの供給圧に, 最小値は減圧時の低圧部への流出圧力に等しい. 最大値と最小値の比は 5 であり, ピストンの受圧面積比で求められる設計減圧比と等しくなっている. P_L が P_{max} から P_{min} に下がる傾向が一様ではない. この理由として, 低圧部にブラダ型のアキュムレータを取り付けているため, ブラダの収縮・膨張時の状態の違いにより生じる圧力変動が減圧圧力に影響を及ぼしていると考えられる.

低圧部圧力 P_L の値は周期的に変化しており, その周期はピストン変位, 変換部圧力の周期と一致している. これらの変動周期は負荷流量の増大とともに短くなっていることがわかる. Table 3.4 に負荷流量条件ごとの 200 秒間における ACA の動作サイクル数を示す. 負荷流量が大きくなるとサイクル数が増加することがわかる. これは, 負荷流量の増大にともない P_L の減少率が大きくなり, 待機モード時間 T_S が短くなるためである. しかし, その回数は, 負荷流量に比例していない. その理由を以下のように考察する. Fig. 2.3(c) の放出モードに示したように低圧部にはアキュムレータと負荷が取り付けられている. そのため, 負荷の抵抗とアキュムレータの蓄圧の抵抗のバランスから, 負荷流量が大きくなるとアキュムレータの蓄圧よりも負荷へ流れやすくなることで, サイクルタイムが相対的に長くなるためだと考えられる.

Fig. 3.3 に Fig. 3.2(a)の負荷流量 $Q_{\text{out}}=5.2 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ の条件において, P_L の閾値の幅を

$\Delta P_{\text{set}}=0.04 \times 10^6 \text{ Pa}$ に変更した場合の結果を示す．閾値は $P_{\text{max}}=2.02 \times 10^6 \text{ Pa}$, $P_{\text{min}}=1.98 \times 10^6 \text{ Pa}$ である．この結果から同じ負荷流量の場合，閾値の幅 ΔP_{set} を小さくするとピストン変位および各部の圧力の変動周期が短くなることがわかる．これは，閾値の幅 ΔP_{set} が小さくなり，放出モード時間 T_L が短くなるためである．

以上の結果より，圧力源からの圧力を設計減圧比で減圧できること，負荷流量と低压部圧力の設定閾値によってサイクルタイムと圧力の変動周期が変化することが確認された．ここでは， ΔP_{set} は減圧の目標圧力の 2 % または 3 % にしているが，この値は低压部に接続されるアクチュエータに用いられる圧力と流量とのバランスを考慮して決める必要がある．

Table 3.5 は，各負荷流量における T_L の平均値，最大値と最小値および式(3.3)で定義する誤差 ΔT_L を示したものである．．

$$\Delta T_L = \frac{T_{L\text{max}} - T_{L\text{min}}}{T_{L\text{ave}}} \times 100 \quad [\%] \quad (3.3)$$

放出モードの時間 T_L は負荷流量が $Q_{\text{out}}=5.2 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ の場合で $T_L=3.80 \text{ s}$, $Q_{\text{out}}=8.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ の場合で $T_L=3.88 \text{ s}$, $Q_{\text{out}}=13 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ の場合で 5.07 s となった．負荷流量が大きくなると放出時間が長くなる傾向が見られる．これは，放出モードでは，ACA から吐出される流量は負荷の絞りへも流れるとともにアキュムレータを蓄圧するため，その分蓄圧の時間をより多く必要とするためだと考える．誤差は $Q_{\text{out}}=13 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ の場合で大きい．その原因として，負荷流量の増大によりピストンの変位量と速度が大きくなるため，しゅう動部の摩擦状態や圧力室内の圧力変動による動的特性が影響していると考えられる．

減圧時のエネルギー変換効率について考察する．なお，サイクルごとに圧力や流量値にばらつきがあるため，効率の算出時にはサイクルタイムを考慮して 600～1400 秒間の平均値を使用した．エネルギー変換効率 η は式(3.4)のとおり，入力エネルギーに対する出力エネルギーの比とした．

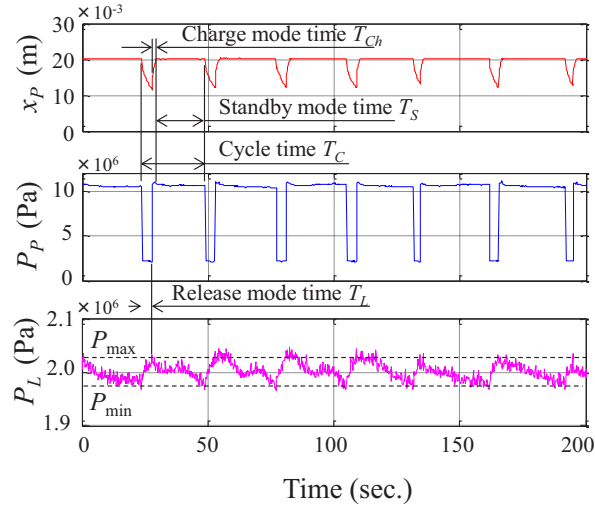
$$\eta = \frac{W_{\text{out}}}{W_{\text{in}}} = \frac{P_{\text{out}} Q_{\text{out}}}{P_{\text{in}} Q_{\text{in}}} \quad (3.4)$$

P_{out} は出力側圧力であり，低压部圧力 P_L の平均値である． Q_{out} はオリフィスを通じた流量（負荷流量）である． P_{in} は入力側圧力であり，切換弁 1 が開いている間の P_P の平均値である． Q_{in} は入力される流量であり，ピストン速度から算出した．変位 Δx_i ，時間 T_{Ci} は Fig. 3.4 のように定義し，Fig. 2.4 で示したサイクルタイム T_C に相当する． Q_{in} の算出式を式 (3.5) に示す．充填モードにおけるピストン変位 x_i を n サイクル分足し合わせ，それ

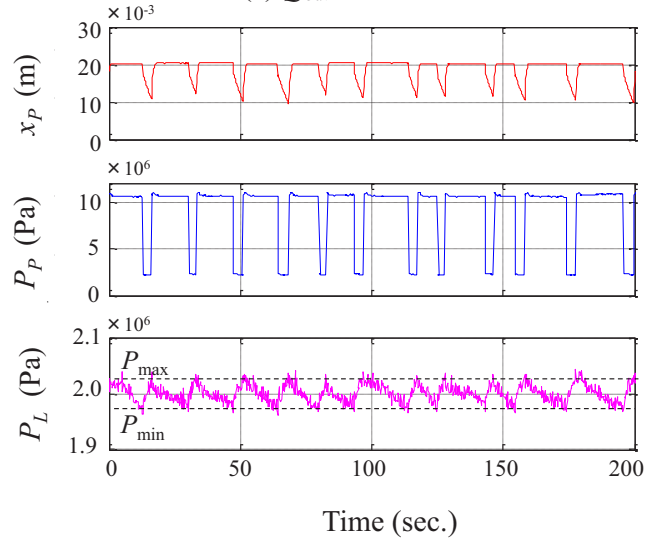
に圧力室 A の受圧面積 A_A を掛けることで n サイクル間に変換部に流入した水量が算出できる．
この値を n サイクルの合計時間で割ることで Q_{in} を求めた．

$$Q_{in} = \frac{A_A \sum_{i=1}^n \Delta x_i}{\sum_{i=1}^n T_{Ci}} \quad (3.5)$$

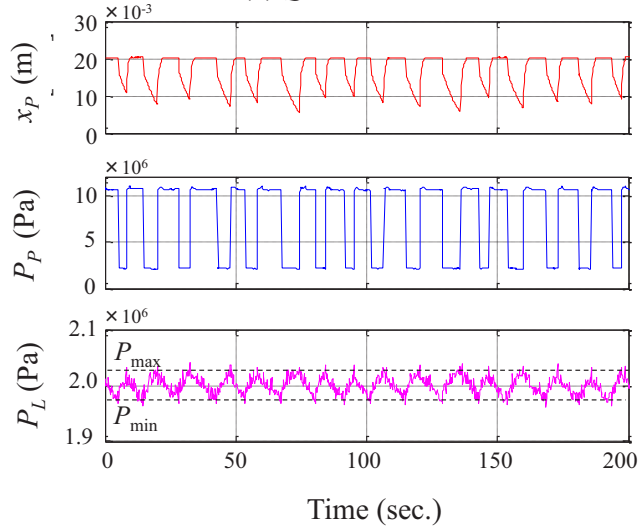
Fig. 3.5 にバルブの切換え条件と圧力変換効率との関係を, Table 3.6 に切換え条件を示す．
負荷流量の条件は, $Q_{out}=1.67 \times 10^{-6}$, $5.17 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ である．最高効率は $Q_{out}=5.17 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta P_{set}=\pm 0.04 \times 10^6 \text{ Pa}$ の条件時で 78 %, 最小効率は $Q_{out}=1.67 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, $\Delta P_{set}=\pm 0.02 \times 10^6 \text{ Pa}$ の条件時で 57 %であった．Case 1 と Case 3 はそれぞれ Fig. 3.4 と Fig. 3.3(a)に示した結果の条件である． ΔP_{set} を大きくすると待機時間 T_C が増加し, 式(3.5)の Q_{in} が減少する．そのためエネルギー変換効率が高くなる．例えば, 減圧弁を利用して $10 \times 10^6 \text{ Pa}$ から $2 \times 10^6 \text{ Pa}$ へ減圧した際のエネルギー変換効率は20 %であり, ACA を用いた減圧によるエネルギー変換効率は, 負荷流量の大きさや切換え条件にも依存するが, 減圧弁よりも高いことがわかる．



(a) $Q_{out} = 5.2 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$



(b) $Q_{out} = 8.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$



(c) $Q_{out} = 13 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$

Fig. 3.2 Experimental result of decompression process
 $(P_{max}=2.03 \times 10^6 \text{ Pa}, P_{min}=1.97 \times 10^6 \text{ Pa})$

Table 3.4 Number of cycles for decompression process

Q_{out} (m^3/s)	Number of cycles for 200 sec.
5.2×10^{-6}	7
8.0×10^{-6}	12
13×10^{-6}	16

Table 3.5 Comparison of release mode time T_L

Q_{out} (m^3/s)	T_L (sec.)			ΔT_L (%)
	Min.	Max.	Ave.	
5.2×10^{-6}	3.19	4.26	3.80	28.1
8.0×10^{-6}	3.69	4.75	3.89	27.2
13×10^{-6}	3.72	7.45	5.07	73.4

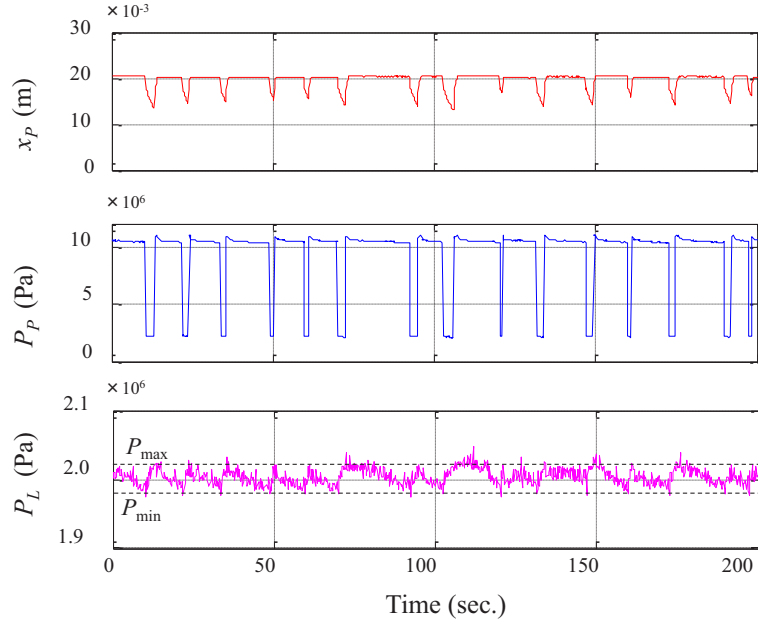


Fig. 3.3 Experimental result of decompression process
($Q_{\text{out}}=5.2 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, $P_{\text{max}}=2.02 \times 10^6 \text{ Pa}$, $P_{\text{min}}=1.98 \times 10^6 \text{ Pa}$)

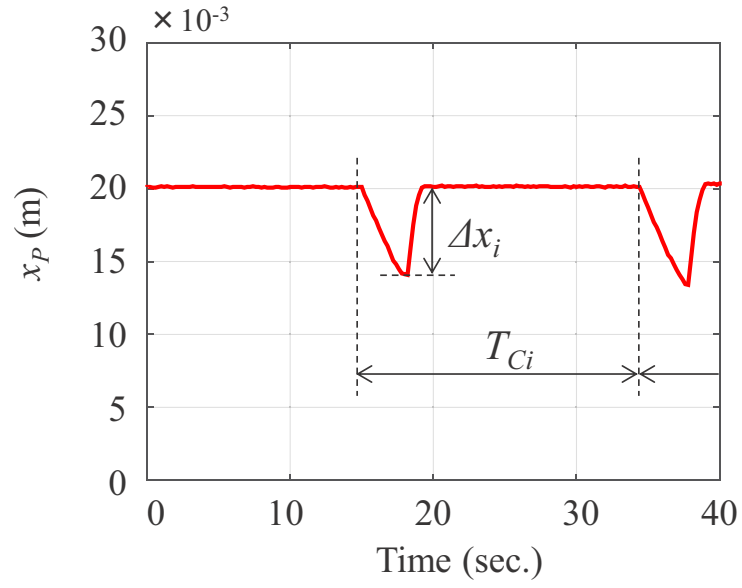


Fig. 3.4 Definition of Δx_i and T_{Ci}

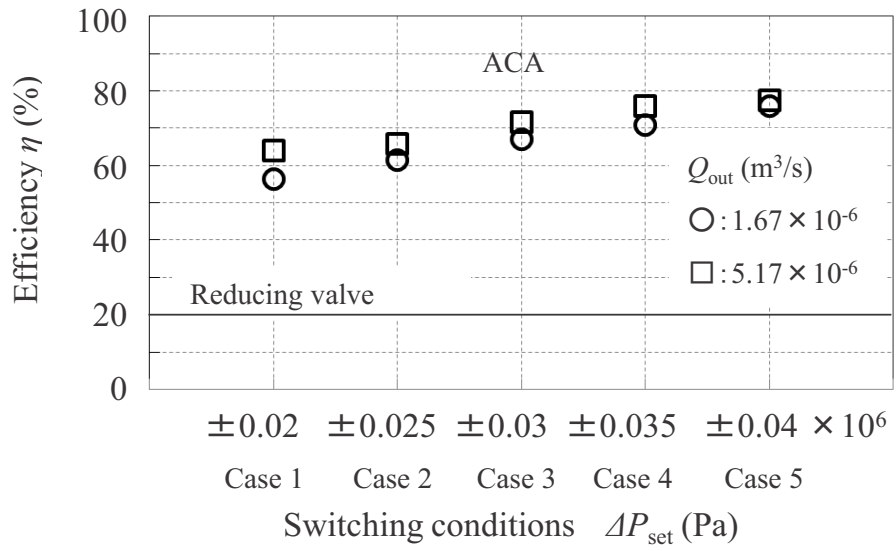


Fig. 3.5 Comparison of decompression method using reducing valve valve and ACA under switching condition

Table 3.6 Switching valve conditions in Fig. 3.6

Case	P_{\min} (Pa)	P_{\max} (Pa)	ΔP_{set} (Pa)	Control accuracy for ΔP_{set} (%)
1	1.98×10^6	2.02×10^6	$\pm 0.020 \times 10^6$	2.0
2	1.97×10^6	2.02×10^6	$\pm 0.025 \times 10^6$	2.5
3	1.97×10^6	2.03×10^6	$\pm 0.030 \times 10^6$	3.0
4	1.96×10^6	2.03×10^6	$\pm 0.035 \times 10^6$	3.5
5	1.96×10^6	2.04×10^6	$\pm 0.040 \times 10^6$	4.0

3.3.2 制御条件と減圧特性との関係

アクチュエータにおいて、その駆動時に供給される圧力（ACA の低圧部圧力、 P_L ）の目標の圧力範囲に対する安定性が重要である。Table 3.7 は、Fig. 3.2 の実験結果について P_L のばらつきを示した結果である。負荷流量条件に対して、 P_L の各サイクルにおける上限および下限値を抽出し、その平均値と標準偏差 σ を算出、 3σ で考察した。目標の圧力範囲の閾値 $P_{\min}=1.97\times 10^6$ Pa、 $P_{\max}=2.03\times 10^6$ Pa の場合である。

$Q_{\text{out}}=5.2\times 10^{-6}$ m³/s の場合、平均圧力 2.018×10^6 Pa、圧力範囲は 1.96×10^6 Pa から 2.08×10^6 Pa となった。平均値については設定圧力 2×10^6 Pa に対して、0.9 %の誤差でほぼ一致し、閾値 P_{\min} 、 P_{\max} に対し、99.7%の確率で下限側は 1%低く、上限側は 2.5 %高くなる可能性を示している。 $Q_{\text{out}}=8.0\times 10^{-6}$ m³/s の場合、平均圧力 2.01×10^6 Pa、圧力範囲は 1.96×10^6 Pa から 2.05×10^6 Pa となった。同様に平均値については、0.25 %の誤差でほぼ一致し、圧力範囲の閾値 P_{\min} 、 P_{\max} に対し、下限側は 1 %低く、上限側は 1 %高い。更に $Q_{\text{out}}=13\times 10^{-6}$ の場合、平均圧力 2.00×10^6 Pa、圧力範囲は 1.96×10^6 Pa から 2.05×10^6 Pa となった。同様に平均値については、0.15 %の誤差でほぼ一致、圧力範囲 P_{\min} 、 P_{\max} に対し、下限側は 0.5 %低く、上限側は 0.7 %高い。全体的傾向として、平均値については 1%以下、下限側の行過ぎ量は 1%以下、上限側の行過ぎ量は 2.5 %以下となる。なお、 Q_{out} が大きくなるほどばらつきが少いが、これはサンプル数の違いによるものである。上下限で行き過ぎが発生する理由は、切換弁の開閉の応答の遅れが考えらる。 P_L が閾値に到達してから切換弁へ開閉信号の入力しており、ソレノイドの励磁の遅れなどによるものと考えられる。下限側よりも上限側で誤差が大きい理由は、充填モードの圧力上昇の速度が早く、閾値を超えてから切換弁の開閉がなされるまでに行き過ぎ量が大きくなるためだと考える。この他の原因として、サンプリング周期が考えられる。本実験のサンプリング周期は 0.2 秒であり、閾値に到達した時と数値の記録に誤差がでていることが考えられる。サンプリング周期を短くすることでばらつきは小さくなると考えられる。Table 3.8 は流量が $Q_{\text{out}}=5.2\times 10^{-6}$ m³/s のとき、目標の圧力範囲が異なる場合の P_L のばらつきを示している。その結果、平均値については、0.75 %の誤差でほぼ一致し、圧力範囲 P_{\min} 、 P_{\max} に対し、下限側は 0.4%低く、上限側は 1.8 %高く、Table 3.7 の全体的傾向と同等である。以上の結果から、目標の圧力範囲の違いに関わらず、減圧過程では連続かつ安定した圧力の供給が可能であることが示

された。

Fig. 3.7 は、各負荷流量において、 P_L の最大・最小値の観点から制御精度を示した結果である。 P_L の最大・最小値の差 ΔP について目標の圧力範囲 ΔP_{set} に対する誤差を示している。実線は目標の減圧力 2×10^6 Pa に対する圧力範囲 $\Delta P_{\text{set}} = \pm 0.03 \times 10^6$ Pa の場合の比率である 3 %を示し、○印は実験結果である。負荷流量の条件によらず結果はほぼ一定であり、 P_L は目標の圧力範囲から 1 %から 2 %程度大きくなる傾向を示している。誤差が大きくなる理由は、Table 3.8 で考察したとおり、閾値に到達してからの切換弁の応答の遅れ、サンプリング周期の影響である。

Fig. 3.8 は、弁切換条件が異なる場合の P_L の最大・最小値から制御精度を示した結果である。流量条件は代表例として $Q_{\text{out}} = 1.67 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$, $5.17 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ の場合を示す。弁切換条件が異なる場合でも同様に目標の圧力範囲から 1 %から 2 %程度大きくなる傾向を示している。この傾向は流量に依存しないことから、その誤差の程度は、各流量条件および弁切換条件にないと言える。具体的には目標の圧力範囲から 1 %から 2 %程度大きい圧力範囲で減圧された圧力が供給されることがわかった。実用上は、駆動対象となるアクチュエータが許容する使用圧力範囲よりも ΔP_{set} を狭く設定することで必要な圧力範囲の確保が可能となる。

Table 3.7 Variation in measurement for target pressure range on Q_{out}

Target pressure range		P_{\min}	P_{ave}	P_{\max}	Sample number
$\times 10^6$ (Pa)		1.97	2.00	2.03	
Q_{out} (m^3/s)	5.2×10^{-6}	1.96	2.02	2.08	7
	8.0×10^{-6}	1.96	2.01	2.05	12
	13×10^{-6}	1.96	2.00	2.05	16

Table 3.8 Variation in measurement for target pressure range

Target pressure control range		P_{\min}	P_{ave}	P_{\max}	Sample number
$\times 10^6$ (Pa)		1.98	2.00	2.02	
Q_{out} (m^3/s)	5.2×10^{-6}	1.97	2.02	2.06	15

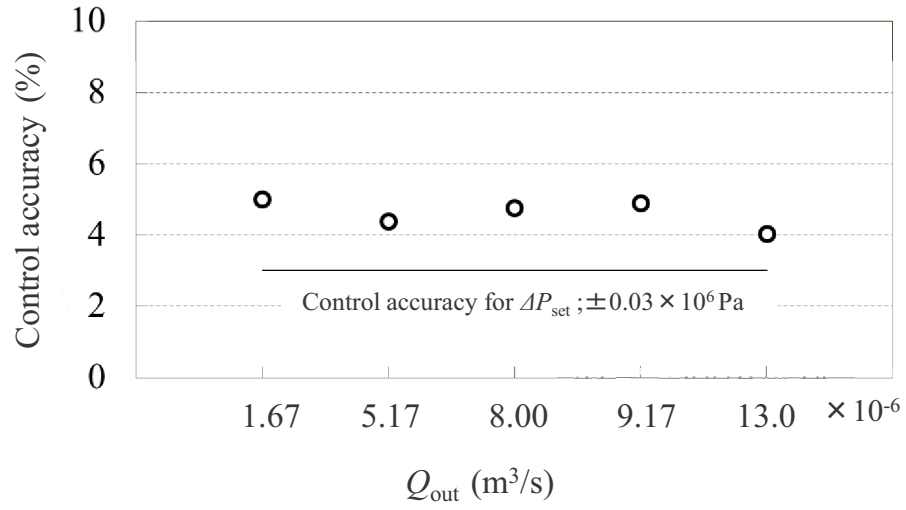


Fig. 3.6 Relationship between load flow rate, Q_{out} and accuracy of pressure conversion, P_L

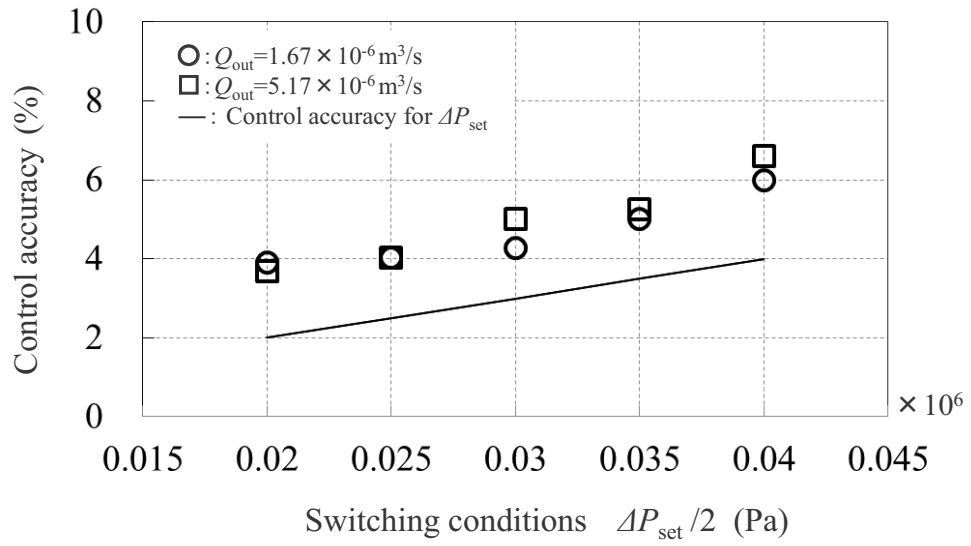


Fig. 3.7 Effect on P_L stability of switching valve conditions

次に数学モデルを用いて減圧特性について考察する．ACA は容積式の流体機器であることから，圧力室から供給される流量が低圧部のアキュムレータから放出可能な流量よりも少ないと減圧過程が成立しない．また，アキュムレータの蓄圧に必要な流量に対して，負荷の絞りから流出する流量が大きい場合には低圧部への蓄圧ができなくなる．これらの特性を予測するには数学モデルによる検討が有効であり，ここでは単純化したモデルを用いて減圧特性の検証をした．

ACA のシステムは基本的にはシリンダ，切換弁，アキュムレータの各要素の組合せで構成される．その数学モデルは，一般的な基礎式で表され，減圧過程，増圧過程で共通している．数学モデルは以下の仮定のもとで導出した．

- ①切換弁の通過流量は絞り抵抗と見なしてオリフィス流れとする．
- ②圧力室間を接続する配管・継手類で生じる圧力損失を等価的に絞り抵抗として，オリフィス流れとする．
- ③各部の圧力室の圧力は水の圧縮性を考慮し，各圧力室への水の流出入は連続の式に従う．
- ④シリンダの運動方程式は，軸方向推力，摩擦力，粘性力，ばね力のつり合いとする．
- ⑤アキュムレータは等温断熱変化とする．
- ⑥ピストンで区切られた圧力室間の漏れは無視する．
- ⑦流体の体積弾性係数，密度は一定とする．（ $K = 2.2 \times 10^9 \text{ Pa}$ ， $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ ）
- ⑧流量係数は一定とする．
- ⑨ポンプからの供給圧は一定とする．

絞りにおけるオリフィス流れの流量 Q_i は式(3.6)で表す．

$$Q_i = \text{sign}(P_{i_up} - P_{i_down}) \cdot C_i \cdot A_i \sqrt{\frac{2|P_{i_up} - P_{i_down}|}{\rho}} \quad (3.6)$$

ここで， P_{i_up} ， P_{i_down} は，絞り抵抗の上流および下流圧力， C_i は流量係数， A_i は開口面積である．なお，逆止弁をモデル化する際は，開口面積 A_i について式(3.7)の関係を適用する．

$$\begin{aligned} A_i &= A & P_{i_up} > P_{i_down} \\ A_i &= 0 & P_{i_up} < P_{i_down} \end{aligned} \quad (3.7)$$

ピストンの移動を伴う圧力室内の圧力は，流体の圧縮性を考慮した連続の式を用いて式(3.8)で表す． Q_j ， Q_k はそれぞれ流入流量，流出流量である．

$$\frac{dP_i}{dt} = \frac{K}{V_i \pm \Delta V_i} \left(\sum_j Q_j - \sum_k Q_k \mp A \cdot v_x \right) \quad (3.8)$$

$$\Delta V_i = \int A \cdot v_x dt \quad (3.9)$$

式(3.9)の ΔV_i はピストンの移動に伴う体積変化量である． v_x はピストンの速度である．なお，ピストン移動を伴う容積変化がない場合は，これに関する項は無視する．

アキュムレータのガス圧 P_{ig} は等温断熱変化に従うとして式(3.10)で表す．

$$P_{ig} = (P_{gs} + P_{atm}) \left(\frac{V_{gs}}{V_{gs} - \Delta V_{ig}} \right)^N - P_{atm} \quad (3.10)$$

$$\Delta V_{ig} = \int \left(\sum_j Q_j - \sum_k Q_k + v_x \right) dt \quad (3.11)$$

ここで， N はポリトロプ指数($N=1.4$)， P_{gs} は初期ガス封入圧， V_{gs} は初期ガス容積とする． ΔV_{ig} は，アキュムレータのガス容積の変化量である．

可動部の慣性力と受圧面積に及ぼす力，ばね力および摩擦力の釣り合いを考慮した運動方程式は式(3.12)で表される．

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = \sum P_i A_i - \sum P_j A_j - k_c x_0 - F_f - F_\mu \quad (3.12)$$

$$x_0 = \begin{cases} 0 & x \leq x_{c0} \\ x - x_{c0} & x > x_{c0} \end{cases} \quad (3.13)$$

ここで， k_c はばね定数， x_0 はばねのたわみ量， x_{c0} はシリンダロッドがばねに接触するまでの距離， F_f は摩擦力， F_μ は粘性力である．

以上の式を用いて，Fig. 3.9 に示す減圧過程の数学モデルを作成した．計算プログラムはMathworks 社 Matlab/Simulink(2010SP1)により作成し，これらの常微分方程式を4次精度のルンゲクッタ法(Ode4)により数値積分した．

はじめに，減圧過程のモデル化において，考慮したことを述べる．Fig. 3.9 で示した数学モデルにおいて， Q_1, Q_2 は主弁とパイロット弁で構成される2段式の電磁弁を用いており，その主弁の流量係数は実験的に 0.695 である^[9]．しかし，本数学モデルでこの値を適用すると実験結果と計算結果との誤差が大きいことがわかった．これは，実際の装置では，この弁を通過する流量は主弁とパイロット弁の合計の流量であるが，数学モデルでは弁の前後に抵抗要素を持つ配管・継手を含めて一つの絞り抵抗要素としてモデル化しているため

である．これについての流量係数とその開口面積は実験波形から試行錯誤で決定した．その他の流量について， Q_{AP} は配管・継手等による等価的な絞り抵抗， Q_{BP} ， Q_{IB} は逆止弁および配管・継手を含めた等価的な絞り抵抗としてモデル化していることから，同様の考えのもと流量係数と開口面積を決定した．Table 3.9 に流量係数と等価的な面積および計算に用いた主なパラメータを示す．また，ACA のピストンの運動方程式において，ピストンの静摩擦と動摩擦，粘性力は推力に比較して十分小さいため，モデル化時には無視した．

以上のことを踏まえて，数学モデルの妥当性について検証した．計算条件として，負荷流量 $Q_{out}=8\times 10^{-6}\text{ m}^3/\text{s}$ ， P_L の閾値は $P_{max}=2.03\times 10^6\text{ Pa}$ ， $P_{min}=1.97\times 10^6\text{ Pa}$ の場合を選定した．この条件は Table 3.5 で示したように実験結果において動的影響が少ないと考えられるためである．Fig. 3.9 に数値積分のサンプリングタイムと P_L のサイクルタイム T_C の関係を示す．実験結果の P_L のサイクルタイム T_C は約 17 sec に対して，サンプリングタイム $1\times 10^{-3}\text{ sec}$ 以下で実験結果とほぼ一致する傾向が示された．そこで，結果の妥当性と計算負荷を考慮してこのサンプリング時間による計算結果で検討を進めることとした．Fig. 3.10 に低压部の圧力 P_L と圧力変換部の圧力 P_P について，計算結果と実験結果の比較を示す．図中破線は P_L の閾値を示す． P_L は計算結果と実験結果で 5 %程度の誤差があるがほぼ一致している． P_P についても計算結果と実験結果は定性的に一致している．この結果から低压部のアキュムレータを等温断熱変化，負荷流量をオリフィス絞りでモデル化することが有効であることがわかる．

P_P の放出から充填までの変動時間は実験では約 4 秒であるのに対し，計算結果では 3.5 秒で 10 %の誤差はあるがおおむね一致している．この誤差の原因については，流量 Q_{AP} と切換弁 2 の流量 Q_2 の損失抵抗の影響が大きいことが考えられる．この点については後述する．

Fig. 3.11 に負荷流量 $Q_{out}=5.2\times 10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$ の場合の計算結果と実験結果を示す． P_L の条件は Fig. 3.10 と同じである．負荷流量の影響について Fig. 3.10，3.11 を用いて考察する． P_L は 5 %程度の誤差， P_P については 15%程度の誤差があるがおおむね一致している． P_P の放出モードのサイクル時間は負荷流量が小さいほど長くなる傾向がある．実験結果で $Q_{out}=8\times 10^{-6}\text{ m}^3/\text{s}$ で 16 秒， $Q_{out}=5.2\times 10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$ の場合で 26 秒になり，1.6 倍に長くなっている．計算結果においても同様にそれぞれのサイクル時間は 16.4 秒と 24 秒で 1.4 倍に長くなっている．この理由は，低压部からタンクへ流れる流量が少なくなることで低压部の圧力の低下速度が遅くなるためである．実験においても Fig. 3.2(a)～(c)の比較にあるように同様

の傾向が示された．実験結果と計算結果のずれは負荷流量による流量係数の違いによるものだと考えられる．

Fig. 3.12 に Q_2 と Q_{AP} における圧力損失の影響を示す．実験結果の条件は Fig. 3.8 と同じで，この結果に対して Q_2 と Q_{AP} の圧力損失を 10 %大きくした場合の結果を示している．前述のとおり， Q_2 と Q_{AP} に関するモデル化では流量係数を，弁単体ではなく，配管・継手などの抵抗要素を等価的に一つの絞り要素で表現している．この部分の圧力損失の影響を調べるには，Fig. 3.9 の数学モデルにおいて Q_2 ， Q_{AP} の流量係数 C_2 ， C_{AP} の値をそれぞれ 0.8 から 0.7 に変更することで模擬できる．その結果， P_p の変動時間の計算結果が実験結果とほぼ一致している．以上の結果から，放出時間にはこれらの圧力損失の影響があることが示された．

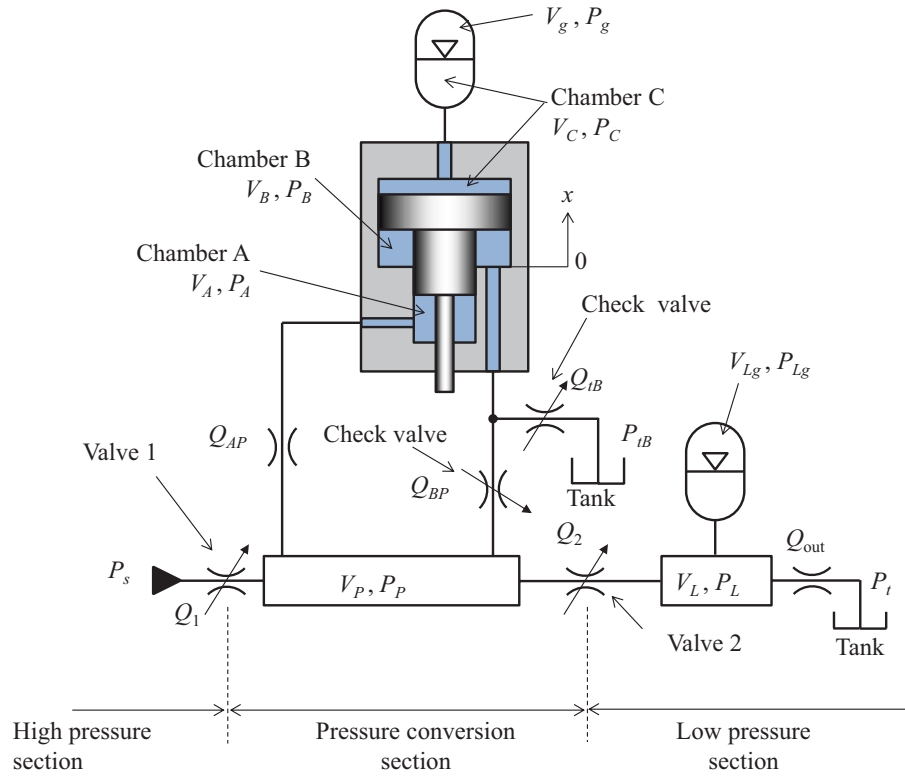


Fig. 3.8 Analytical model and parameters of ACA for decompression process

Table 3.9 Main parameters for simulation of decompression process

Parameter	Value	Parameter	Value
C_{out}	0.8	A_{out}	$1.96 \times 10^{-7} \text{ m}$
C_1	0.8	A_1	$2.83 \times 10^{-5} \text{ m}$
C_2	0.8	A_2	$2.84 \times 10^{-6} \text{ m}$
C_{AP}	0.8	A_{AP}	$2.84 \times 10^{-6} \text{ m}$
C_{BP}	0.8	A_{BP}	$7.85 \times 10^{-5} \text{ m}$
C_{tB}	0.8	A_{tB}	$7.85 \times 10^{-5} \text{ m}$
V_{gs}	$6.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	V_{gs}	$6.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
P_{gs}	$1.6 \times 10^6 \text{ Pa}$	P_{gs}	$1.4 \times 10^6 \text{ Pa}$
P_s	$10 \times 10^6 \text{ Pa}$	M_p	5 kg
D_C	$150 \times 10^{-3} \text{ m}$	D_A	$100 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
F_f	0	F_μ	0

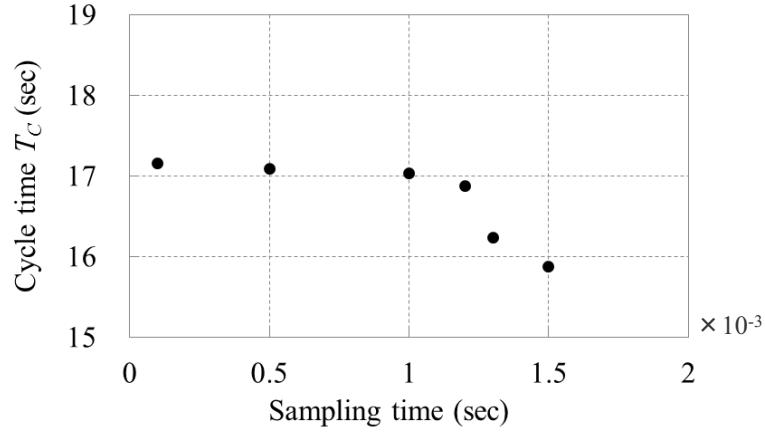


Fig. 3.9 Effect on analytical result of sampling time for simulation
 $(Q_{\text{out}}=8.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}, P_{\text{max}}=2.03 \times 10^6 \text{ Pa}, P_{\text{min}}=1.97 \times 10^6 \text{ Pa})$

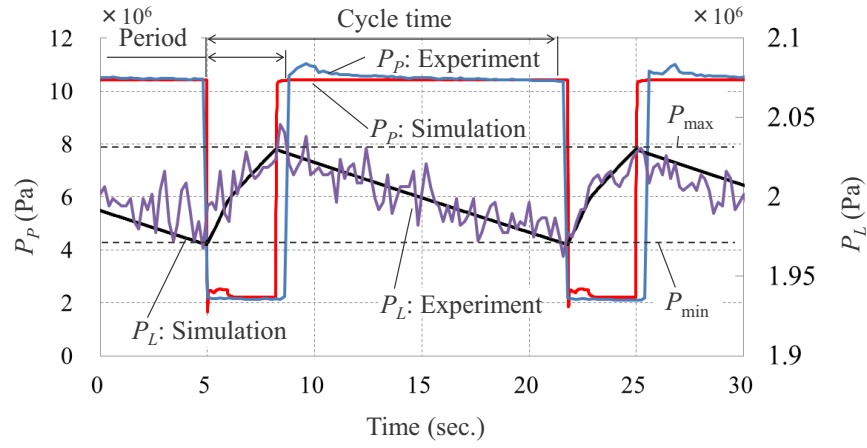


Fig. 3.10 Comparison of experimental and analytical results
 $(Q_{\text{out}}=8.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}, P_{\text{max}}=2.03 \times 10^6 \text{ Pa}, P_{\text{min}}=1.97 \times 10^6 \text{ Pa})$

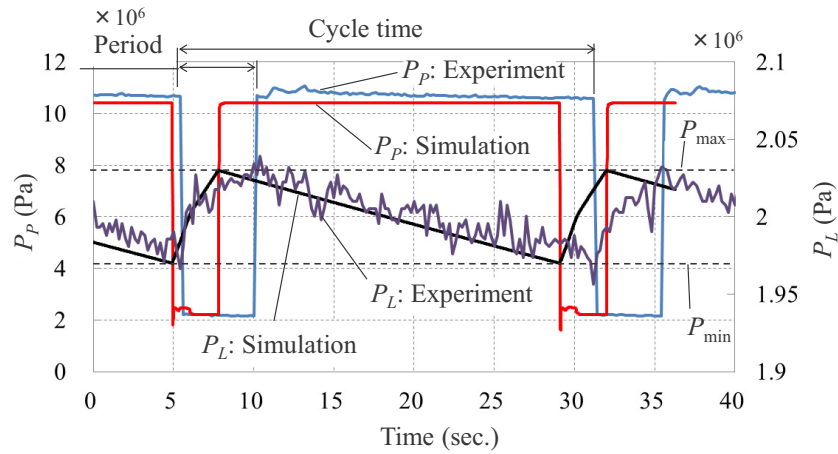


Fig. 3.11 Comparison of experimental and analytical results
 $(Q_{\text{out}}=5.2 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}, P_{\text{max}}=2.03 \times 10^6 \text{ Pa}, P_{\text{min}}=1.97 \times 10^6 \text{ Pa})$

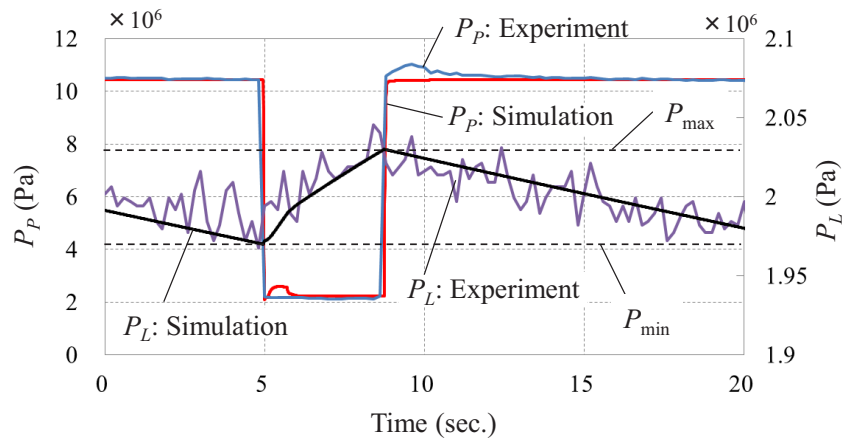


Fig. 3.12 Effect of the pressure loss to Q_2 and Q_{AP}
 $(Q_{\text{out}}=8.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}, P_{\max}=2.03 \times 10^6 \text{ Pa}, P_{\min}=1.97 \times 10^6 \text{ Pa})$

3.4 おわりに

減圧過程について実験検証として、ACA の各部圧力を動的に測定した結果、 10×10^6 Pa の高圧から 2×10^6 Pa への減圧に対してシリンダなどのアクチュエータに連続的な圧力の供給が可能であることを示した。ACA への流入エネルギーと ACA から負荷への出力エネルギーの比で定義したエネルギー変換効率は、従来の減圧弁よりも高く、条件によって 75 % 以上となることが示された。ばらつきの視点から目標の圧力範囲の違いに関わらず、安定した供給が可能であることが示された。

ACA からの減圧した圧力が負荷の大きさによってどのように時間的に変化するかについて制御条件を変えながら調べた結果、負荷の増大とともに ACA の動作周期が短くなるが、負荷の大きさによらず目標圧力範囲に対して、3 % 以内で連続的な供給されていることが分かった。以上のことから、ACA の減圧過程において実用上問題ない減圧特性が得られていることが示された。

実験を補完し、設計にも役立つ ACA を含む水圧システムの物理モデルを構築した。ACA、切換弁およびアキュムレータなどの構成機器をそれぞれ定式化し、全体を常微分方程式の形でモデル化し、これらの方程式を 4 次精度のルンゲクッタ法を用いて数値積分し、水圧システムの動的挙動を予測した。その数値積分の結果を実機試験と比較すると、減圧された圧力波形について誤差 5 % 以下で一致することがわかった。負荷流量が小さくなるほど圧力変換部の変動周期が長くなり、圧力変動が目標範囲に収まることが実験と計算の両方において示された。

第4章 増圧過程に関する検討

4.1 はじめに

第4章では、増圧過程について同様に実験検証としてACAの各部圧力を動的に測定し、その基本特性について調べた。また、ACAの摩擦特性、低速性能および蓄圧室の圧力設定方法、配管内の圧力上昇の抑制方法について調べ、ACAの増圧過程において実用上問題ない増圧特性が得られていることを示す。

減圧過程と同様に増圧過程について各要素を定式化し、数値積分を行い実機試験結果と比較した。その結果を実機試験結果と比較し、ACAの設計指針を示した。

4.2 実験装置と実験方法

増圧過程を必要とするシステムへの応用先としては、比較的短時間に大きな力を必要とするプレスや切断等が考えられる。主要機器の駆動圧を $5 \times 10^6 \text{ Pa}$ として、これに付随する機器を $14 \times 10^6 \text{ Pa}$ 程度で駆動することを想定している。

Fig. 4.1 に実験装置の水圧回路を示す。Table 4.1 にACAの主な諸元を示す。Table 4.2 に構成機器の主な諸元を示す。また、コントローラの主な諸元をTable 4.3 に示す。

2章で述べたとおり、増圧過程のシステムは、低压部、圧力変換部、高压部の三つのセクションで構成されている。圧力変換部のACAは2段ピストンで大径 $\phi 250 \times 10^{-3} \text{ m}$ 、小径 $\phi 150 \times 10^{-3} \text{ m}$ 、ストローク $100 \times 10^{-3} \text{ m}$ 、無損失時の設計増圧比は2.78とした。例えば、供給圧が $5 \times 10^6 \text{ Pa}$ の場合、増圧される圧力は約 $14 \times 10^6 \text{ Pa}$ となる。これらの三つのセクションを $V_{L1} \sim V_{L4}$ を用いて区切られている。上流側の低压部は一般的な圧力源として、主に圧力水を吐出する水圧ポンプ（アキシヤルピストンポンプ、押しのけ容積 $15 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{rev}$ ）、吐出圧力を調整する圧力調整弁（定格圧力 $14 \times 10^6 \text{ Pa}$ 、定格流量 $6.7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ ）、圧力をモニターする圧力計（圧力レンジ $20 \times 10^6 \text{ Pa}$ ）を設置する。ポンプの吐出口は、ACAの圧力室A、Bへ V_{L1} 、 V_{L3} （直動型電磁弁、定格流量 $6.7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ 、定格圧力 $14 \times 10^6 \text{ Pa}$ ）、介してそれぞれ接続されている。圧力室Cも同様に圧力源から手動切換弁 V_{L6} で接続されており、圧力室Cに水を供給できるようになっている。また圧力室Cにはアキュムレータを接続する。圧力室Aに圧力計（圧力レンジ $25 \times 10^6 \text{ Pa}$ ）、は、B、Cに圧力計（圧力レンジ $2.5 \times 10^6 \text{ Pa}$ ）を設置している。アキュムレータ（ガス容積 $20 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ）は装置レイアウトの関係から2本のアキュムレータを用いた。アキュムレータのガス圧（圧力レンジ 2×10^6

Pa) を計測する圧力計を取り付けている．圧力室 A から高压部は V_{L2} (パイロット型電磁弁, 定格圧力 20.5×10^6 Pa, 流量 1.6×10^{-3} m³/s) で接続し, その下流にアクチュエータの負荷を模擬するニードル弁 V_{L5} が設置されている．圧力室 B は, 切換弁 V_{L4} (V_{L2} と同仕様) を介して圧力源のタンクと導通している．ACA のピストン変位の測定は非接触磁歪式変位計 (測定範囲 200×10^{-3} m) により行った．各部の圧力, 変位はデータロガーにより, サンプル周期は, $1 \times 10^{-3} \sim 10 \times 10^{-3}$ 秒の範囲で各実験の目的に合わせて設定した．

実験は以下の手順で行った．はじめに初期設定として以下の手順で蓄圧室に水を充填する．切換弁 $V_{L1} \sim V_{L4}$ をすべて開いた状態にて, ニードル弁 V_{L5} を開く．圧力調整弁 V_{L7} を全開にして, ポンプを起動し, ポンプ回転数を 1000 rpm 程度に設定する．ボール弁 V_{L6} をゆっくり開くと圧力室 C へ水の供給が始まる．圧力室 C に水が入ることでピストンが図中下端へ移動し始め, ピストンが下端 $x_P=0$ m まで達したら, V_{L7} でポンプ吐出圧を上げて圧力室 C の圧力 P_C が封入ガス圧 P_{gs} になるように調整したのち V_{L6} を閉じる．

$V_{L1} \sim V_{L4}$ およびニードル弁 V_{L5} をすべて閉じる． V_{L7} で供給圧 P_s を 5×10^6 Pa に設定する． V_{L1} と V_{L3} を開くことで充填モードが始まり, 圧力室 A および圧力室 B に水が流入し, ピストンが上方に移動し始める．ピストンの移動に伴い, 圧力室 C の圧力 P_C およびガス圧力 P_g が上昇する．ピストンが上端に到達 ($x_P=100 \times 10^{-3}$ m) したら, V_{L1} と V_{L3} を閉じることで圧力室 A, B の圧力が供給圧と同じ圧力が維持される．次に V_{L4} を開くと待機モードになり, 圧力室 B が圧力源のタンクと導通して圧力室 B の圧力が下がると同時に圧力室 A が増圧される． V_{L2} を開くと放出モードになり, 圧力室 A で増圧された圧力が V_{L5} へ供給される． V_{L5} を開くことで, 絞りを通過して流量が発生するので, 増圧力 P_L が少しずつ減少する． P_L が下限値 P_{min} に到達したら V_{L2} を閉じてから V_{L4} を閉じる．以降, V_{L5} は, そのままの状態とする． V_{L1} と V_{L3} を開くと, 圧力室 A, B が圧力源と導通し, ポンプから水が供給され充填モードに戻る．以上の動作により増圧過程が繰り返される．

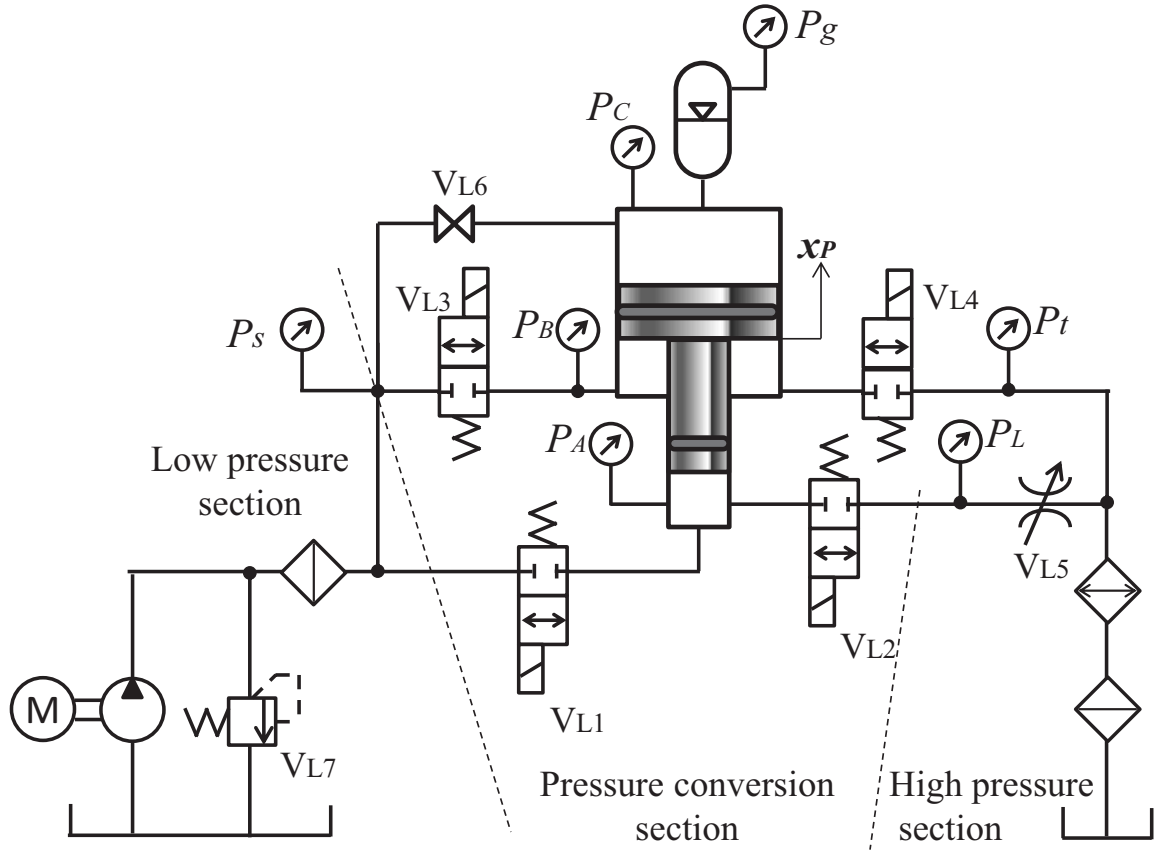


Fig. 4.1 Experimental apparatus for boosting process using ACA

Table 4.1 Specifications of ACA for boosting process

Item		Value
Cylinder	Piston dia.	$\phi 250 \times 10^{-3}$ m
	Rod dia.	$\phi 150 \times 10^{-3}$ m
	Stroke	100×10^{-3} m
Designed pressure boosting ratio R_{TP}		2.78
Accumulator volume connected with Chamber C		20×10^{-3} m ³

Table 4.2 Detail of experimental apparatus for boostuig process

Water hydraulic unit	KYB Corporation (Custom order) Output power 7.5kW Rated pressure 14×10^6 Pa, Rated flow rate 3.75×10^{-4} m ³ /s
Accumulator	NIPPON ACCUMULATOR., LTD Type HN , Gas volume 20×10^{-3} m ³
ON-OFF valve (Upper stream)	Hirose Valves Industry CO., Ltd Type WSO-GO2-DO2C Rated flow rate 6.67×10^{-4} m ³ /s, Rated pressure 14×10^6 Pa
ON-OFF valve (Downstream)	Keihin Co., Ltd. Type SSAP Rated flow rate 6.67×10^{-4} m ³ /s, Rated pressure 14×10^6 Pa
Solenoid driver	KYB Corporation (Custom order) Input signal 0-5 V, Output signal DC 24V, 1A Cannel number 8
Pressure sensor	KEYENCE Corporation Type GP-M-250, 100, 020 Pressure range 25×10^6 Pa, 10×10^6 Pa, 2.5×10^6 Pa, Analog output 4-20mA
Pressure sensor	KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENT CO.,Ltd. Type PAV, Pressure range 20×10^6 Pa, Analog output 0-5V
Displacement sensor	SANTEST Type GYMS-200, 200×10^{-3} m, Analog output 0-10V
Return filter	SMC Corporation Filtering accuracy 10μm
Date logger	KEYENCE Corporation, NR-500, HA-08

Table 4.3 Specification of controller

Model	A and D Corporation AD7011-EVA
LCD	5.7 Inch TFT Color Liquid crystal display (LTA057A347) Touch panel
A/D Convertor	Channel number A/D 8ch +/-10V Resolution 12 bits
D/A Convertor	Channel number A/D 8ch +/-5V Resolution 12 bits
Operating temperature	0 – 70 degrees
Supply voltage	DC 12V
Size	$W271 \times D307 \times H38 \times 10^{-3}$ m
Program source	Matlab/Simulink 2010SP1

4.3 実験結果と考察

4.3.1 基本特性の検証

増圧過程に固定負荷を使用した時の実験結果について述べる．はじめに増圧過程の基本特性として各部の圧力等の時系列波形の計測結果について，その次に，各種パラメータが基本特性に及ぼす影響について述べる．

Fig. 4.2に増圧過程における充填モードから放出モードまでの1サイクル分の各部の圧力とピストン変位の時系列波形を示す．この実験でのサンプリング周期は 10×10^{-3} 秒とした．(a)はACAのピストン変位 x_p ，(b)は供給圧 P_s ，圧力室A，Bの圧力 P_A ， P_B ，および負荷圧力 P_L ，(c)は圧力室Cの圧力 P_C ，アキュムレータのガス圧 P_g ，およびタンクラインの圧力 P_t の結果である．

計測開始時，ピストン位置は下端 $x_p=0$ m にあり，この時のガス圧は $P_g=3.3 \times 10^6$ Pa で，圧力室Cの圧力 P_C と一致している．この状態から手動制御を開始した． V_{L1} ， V_{L3} を開くと充填モードが始まり，ピストンが変位し始めるとともアキュムレータの圧力 P_g が上昇する．ピストンが $x_p=80 \times 10^{-3}$ m の位置に達すると供給圧 P_s とガス圧 P_g が等しい平衡状態となるため， V_{L1} ， V_{L3} を閉じて待機モードにする．次に V_{L4} を開くことで，圧力室Bがタンクラインと導通し，圧力室Bの圧力が下がると同時に圧力室Aの圧力が上昇する．さらに V_{L2} を開くと増圧力が負荷側へ供給され負荷圧力 P_L が上昇する放出モードとなる．その後，負荷圧力 P_L は絞りを水が通過することで徐々に低下する．ピストン位置が低くなりガス P_g も下がっていく．

以上の結果から， $V_{L1} \sim V_{L4}$ を切替えることで増圧が可能であることが示された．また，圧力室Cに接続しているアキュムレータのガス圧 P_g は圧力室Cの圧力 P_C と常に一致していることから，モデル化時のガス圧 P_g は圧力室Cの圧力 P_C で代用できることがわかった．

放出モードにおける圧力室Aの圧力 P_A とアキュムレータのガス圧 P_g の比 R_b を増圧力の圧力変換比として式(4.1)で求め，増圧力の圧力変換率 η_b は式(4.2)により，無負荷時の設計圧力変換比 $R_{TH}(=2.78)$ と R_b の比で定義した．Fig. 4.2の結果においては， $R_b=2.69$ ， $\eta_b=96.7\%$ となった．設計値と実験値の差は，摩擦力の影響と考えられる．

$$R_b = \frac{P_A}{P_g} \quad (4.1)$$

$$\eta_b = \frac{R_b}{R_{TH}} \times 100 (\%) \quad (4.2)$$

Fig. 4.3 は V_{L4} を開いたときの圧力室 A, B の圧力 P_A , P_B およびタンクラインの圧力 P_T の波形を示している. この実験でのサンプリング周期は 1×10^{-3} 秒とした. 圧力室 B の圧力が $P_B = 3.5 \times 10^6$ Pa からタンク圧まで低下する間に, タンクラインの圧力に $P_T = 2 \times 10^6$ Pa 程度のサージ圧が発生していることがわかる. 一般にタンクラインを構成する配管やフィルタ, 熱交換器などの付帯機器の耐圧は $1 \sim 2 \times 10^6$ Pa 程度であるため, タンクラインの圧力は低いほうが望ましい. また, 負荷へ逆圧がかかることも懸念される. そこで, 負荷からの戻りラインと圧力室 B からのタンクラインにバイパスラインを追加し, その効果を検証した. 結果を Fig. 4.4 に示す. $P_B = 5.2 \times 10^6$ Pa の時にタンクラインに 1.5×10^6 Pa 程度のサージ圧が発生している. Fig. 4.3 では, $P_B = 3.5 \times 10^6$ Pa の時に $P_T = 2 \times 10^6$ Pa であったため, 相対的には 50% 程度のサージ圧低減効果となり, バイパスラインが有効であると言える.

待機モードから放出モードへの切り替わりは電磁弁の開閉で行われるため, その際の圧力変動や圧力応答がシステムに影響を与えることが懸念される.

Table 4.4 に圧力室 A の圧力 P_A に関する過渡特性の代表的な結果を示す. 各数値は Fig. 4.4 の P_A の波形に対し, V_{L4} を開いた時刻 0.05 sec. を基準に算出した. P_A が 10% から 90% に達するまでの立ち上がり時間は 0.22 sec., 同様に 50% に到達するまでの遅れ時間は 0.026 sec., 行過ぎ時間は 0.048 sec., 最終値 14.4×10^6 Pa に対する $\pm 2\%$ の整定時間は 0.097 sec., となった. オーバーシュートが 8.2 % である. オーバーシュートはシステム耐圧へ影響するため, 小さいほうがよい. 本実験で用いたシリンダの耐圧強度は増圧力 14×10^6 Pa に対し, 25×10^6 Pa で 1.78 倍としているため, 8.2 % のオーバーシュートは十分許容できる. 従って本装置が, 増圧力に対して耐圧強度を有していると判断できる. また, 整定時間は 1 sec. 以内であることから, 短時間で安定した増圧力を発生させることが可能であるとともに, アキュムレータのガス圧変動と水圧の圧力変動の相互影響による振動は発生していないことが実験的に示された.

ACA の増圧過程の増圧力に影響を及ぼすパラメータとしてシリンダの摩擦抵抗がある. 摩擦抵抗が小さいほうが増圧力の変換率が高くなる. 従って, 摩擦抵抗の把握は重要であり, 以下の手順で摩擦抵抗を測定した. はじめに V_{L1}, V_{L3} を開き, V_{L2}, V_{L4} を閉じた状態から V_{L7} で圧力を少しずつ上げていく. 封入圧より高くなるとピストンが動きだすため, $x_P = 40 \times 10^{-3}$ m 程度動いたところで, 圧力を少しずつ下げてピストンを $x_P = 0$ m まで戻す. こ

の時のガス圧 P_g の時系列波形を収録する．ピストンの動き始めと停止時の差圧 ΔP_g が摩擦抵抗となり，摩擦力 F_f は差圧 ΔP_g とピストン受圧面積 A_c の積で求まる．なお，この実験で得られる摩擦抵抗は，圧力室 A と B の両方に圧力を供給するため，ピストンシール部とロッドシール部の摩擦抵抗の合計として測定される．

Fig. 4.5 に低速性能と摩擦抵抗の測定結果を示す．この実験でのサンプリング周期は 20×10^{-3} 秒とした．ACA のピストンの移動速度が 3×10^{-4} m/s の極低速の場合においてもスティックスリップが発生しないことが確認できる一般的な油圧シリンダでは速度 10×10^{-3} m/s 以下ではスティックスリップが発生しやすいため注意が必要とされている^[10]．水圧シリンダが油圧シリンダよりも優れた低速性能を持つことは，安定した増圧力の発生に有利である．

静摩擦は $\Delta P_s = 0.12 \times 10^6$ Pa となった．摩擦力に換算すると $F_f = 5.8 \times 10^3$ N 程度である．この値は，一般的なシリンダの摩擦抵抗 $0.3 \sim 0.5 \times 10^6$ Pa^[11] に比べて半分以下であり，水圧用 ACA が十分実用的な増圧特性を有していると判断できる．ここで，ACA の増圧過程で，増圧力を $P_A = 10 \times 10^6$ Pa とすると圧力室 A で発生する推力は 176×10^3 N であるから，推力に対して摩擦力はその 3.3% 程度となる．

Fig. 4.6 は動摩擦特性の測定結果であり，圧力室 A, B, C の圧力と受圧面積から力のつり合いを考え，その力の差を圧力に換算して算出した．変位 $10 \times 10^{-3} \sim 30 \times 10^{-3}$ m の一定速度区間において動摩擦は平均 0.03×10^6 Pa であった．摩擦力に換算すると 1.4×10^3 N 程度である．この結果は増圧された圧力に対して 0.2 % 以下であり，増圧特性に対しての影響は十分に小さいと考えられる．なお，変位に対して 0.035×10^6 Pa の幅で変動しているが，その原因として，ピストンとロッドのシール部材の変形による微少な容積変化に伴う圧力変動が生じていることが考えられる．

本装置において，圧力室 C には，水を充填させる必要がある．そのため，増圧力を調整する方法として，(1)アキュムレータのガス圧による方法と，(2)充水による方法が考えられる．各々の調整方法が増圧特性に与える影響を実験的に検証した．それぞれの調整方法を以下に示す．

方法(1)アキュムレータのガス圧による圧力調整

あらかじめ，実験条件圧よりも高圧な窒素ガスボンベを使用し，アキュムレータ内部にガスを充填する．このとき，実験条件の圧力よりも少し高めに入れておき，設定圧まで微調整する．ガス封入直後は温度上昇により，圧力が不安定になるので，

10 から 20 分ほど経過してから設定圧に調整する．このときの圧力室 C の充水圧は $2.4 \times 10^6 \text{ Pa}$ を初期状態とした．

方法(2)ポンプからの充水による圧力調整

圧力室 C への充水は，Fig. 4.1 に示したポンプと圧力室 C を繋ぐ切換弁 V_{L6} を介して行う．ポンプを実験条件圧よりも少し高めに設定してから， V_{L6} を開いて充水する．圧力室 C が設定圧以上になったところで V_{L6} を閉じてから，ポンプを停止，その後 V_{L6} を開いて微調整する．このときのアキュムレータのガス圧は $2.4 \times 10^6 \text{ Pa}$ を初期状態とした．

上記の手順で実験条件とする圧力に設定した後，増圧力を発生させて，ピストンの位置が $x_P = 50 \times 10^{-3} \text{ m}$ と $100 \times 10^{-3} \text{ m}$ の場合で増圧力を測定した．

Fig. 4.7 に 2 つの方法による圧力室 C の圧力 P_C と増圧力 P_A の関係を示す．図中青が上記方法(1)のガスによる圧力調整，赤が上記方法(2)の水による圧力調整の結果である．この結果から，方法(2)では方法(1)よりも 10～15 % 程度高い増圧力が得られることが明らかになった．この差の理由として，方法(1)の場合は，ガス圧を上げてもアキュムレータの初期状態の容積はかわらず，圧力室 C の充水の圧力との差が生じ，充填モードにおいて P_C がガス圧と同じになるまでピストンだけが移動することとなり，その分ストロークエンドに達した時の圧力が十分に上昇しない．方法(2)の場合は，初期状態の時から充水によってガス圧が上がることで与圧状態となるため，ピストンの移動開始と同時に P_C の圧力が上がり，ストロークエンドに到達した時には増圧に必要な圧力まで上昇させることができる．このことを利用すると，圧力室 C の充水圧力を調整することにより増圧力の最大値を容易に調整することが可能になる．

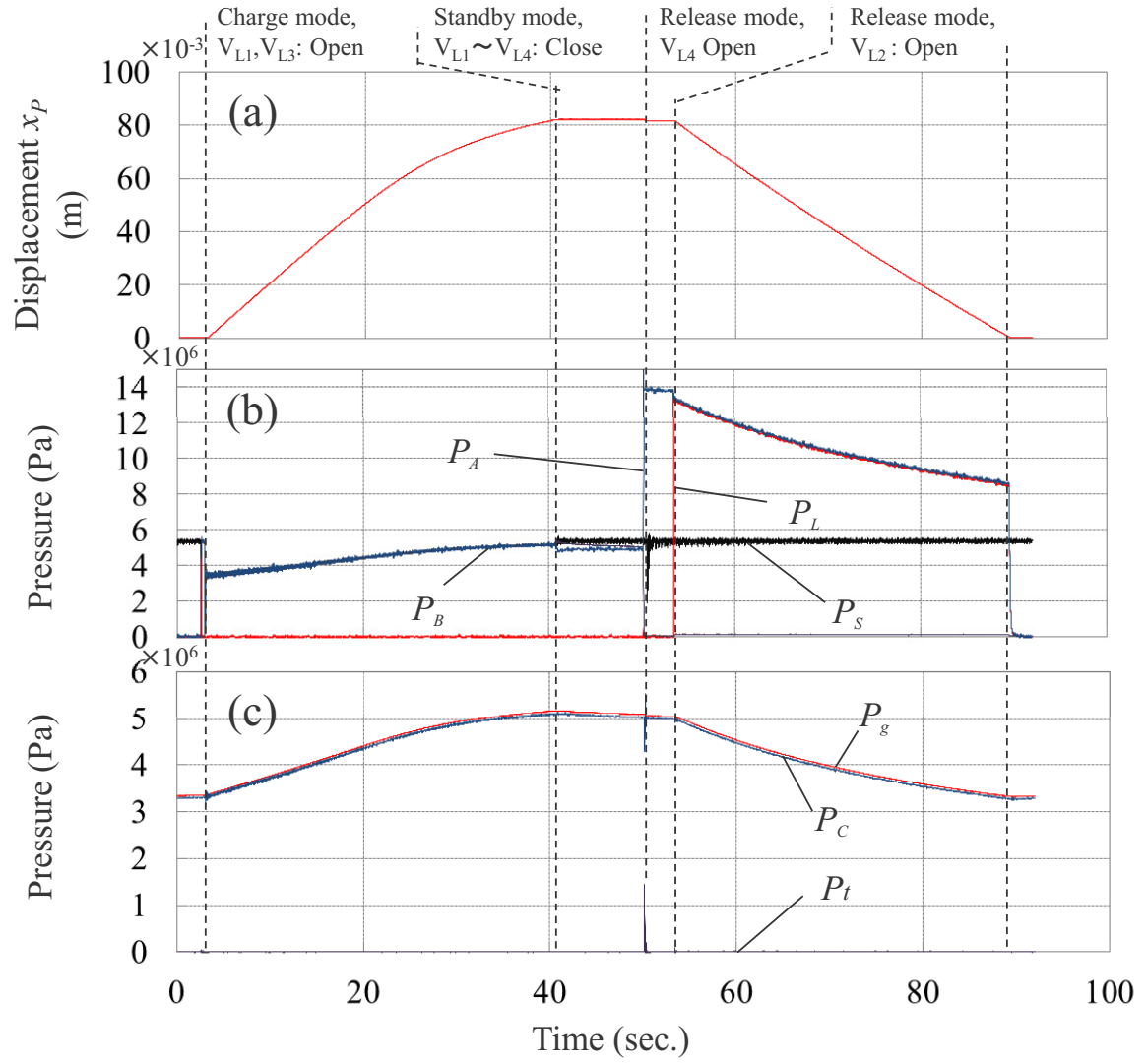


Fig. 4.2 Basic characteristics of ACA for boosting process

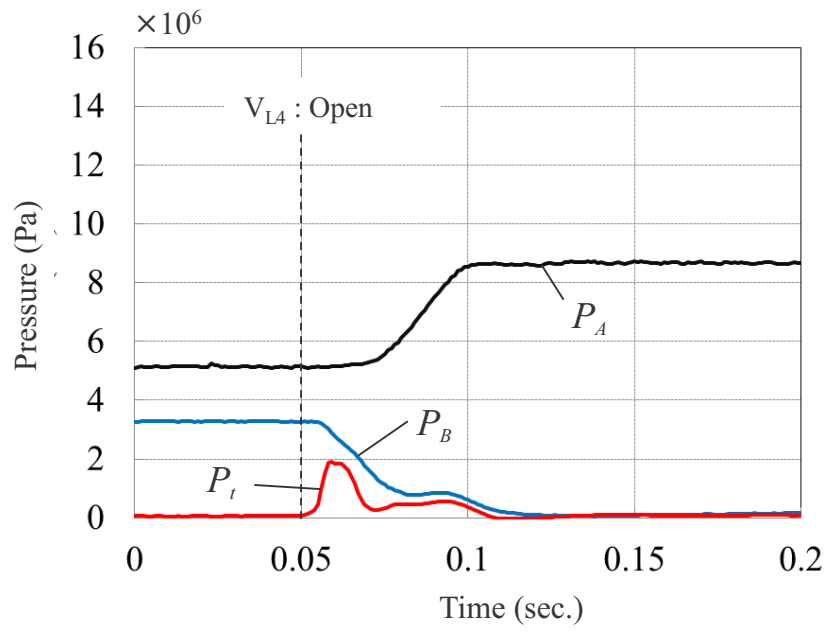


Fig. 4.3 Characteristic of pressure in return line

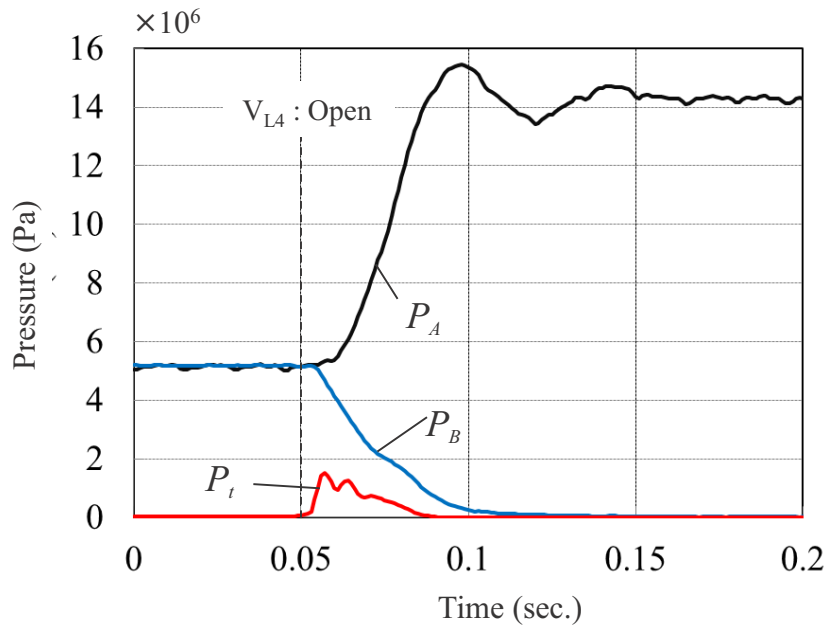


Fig. 4.4 Effect on surge pressure in return line of bypass line and transient characteristics of P_A

Table 4.4 Transient characteristic

Item	Value
rise time (10-90%)	0.22 sec.
delay time	0.026 sec.
peak time	0.048 sec.
maximum overshoot	8.2 %
setting time ($\pm 2\%$)	0.097 sec.

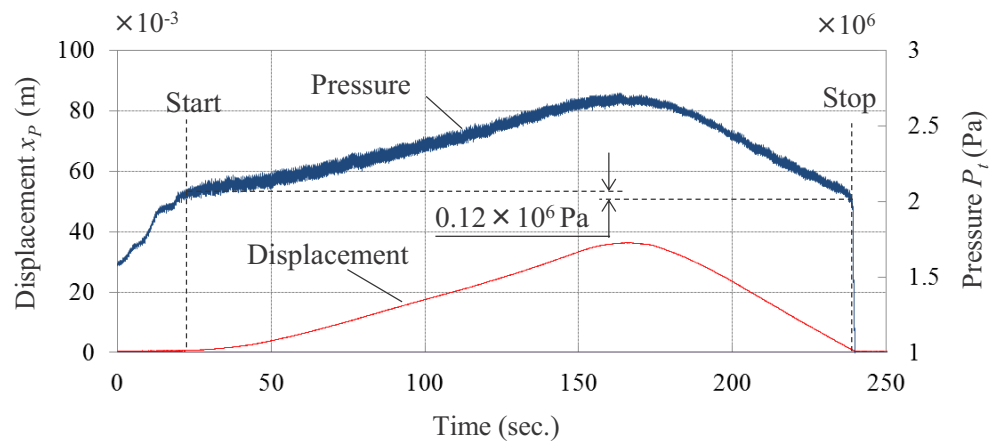


Fig. 4.5 Measurement result of static friction and displacement

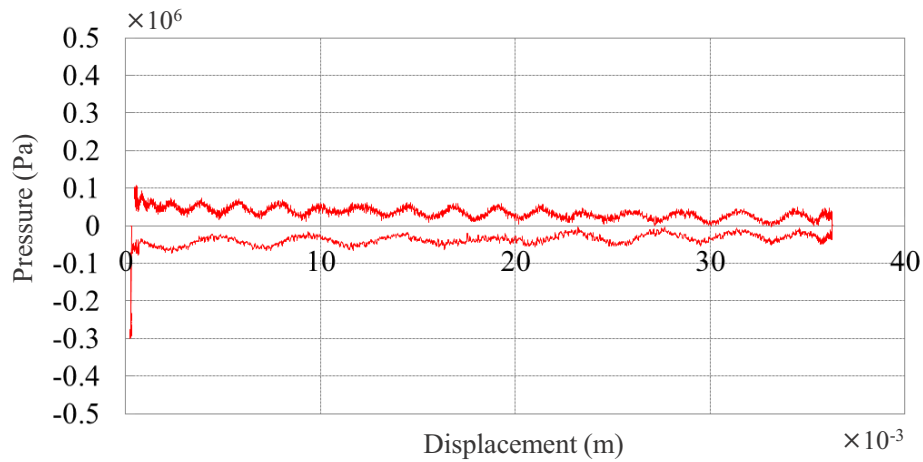


Fig. 4.6 Measurement result of dynamic friction

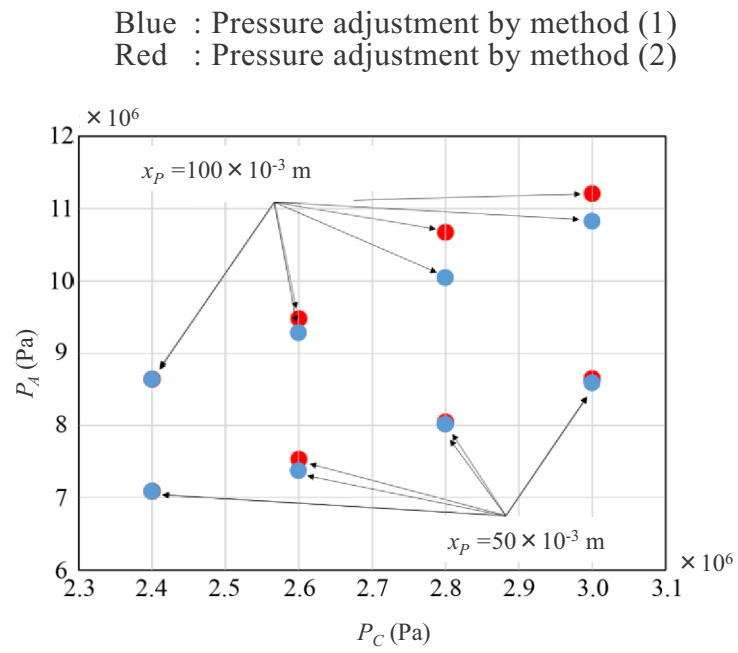


Fig. 4.7 Variation of boosted pressure and pressure in chamber C by method (1) and (2)

4.3.2 制御条件と増圧特性との関係

Fig. 4.8 に示す増圧過程を簡易化した数学モデルを用いて、減圧過程と同様に数値積分を行った。主に ACA のシリンダ要素と 4 か所の絞り抵抗要素で表した。主な計算パラメータを Table 4.5 に示す。4 か所の絞り要素における流量係数について、 C_{L4} は、単体の流量線図と開口面積からの算出した値を使用し、アクチュエータの負荷を模擬するニードル弁の C_{out} 、および C_{L1} 、 C_{L3} は開口面積と実験結果との比較から決定した。Fig. 4.9 に計算結果と実験結果の比較を示す。図中、赤線は計算結果、黒線は実験結果を示している。(a)～(e) は、それぞれ、ピストン変位、圧力室 A の圧力、圧力室 B の圧力、アキュムレータのガス圧、供給圧である。増圧過程で最も重要なのは放出モードである。はじめに放出モード区間を対象に考察する。(a)より、ピストン変位の波形は計算結果と実験結果で、ほぼ一致している。(b)において、増圧力は、実験結果で $12.1 \times 10^6 \text{ Pa}$ 、計算結果で $12.0 \times 10^6 \text{ Pa}$ となり、誤差 1 % で一致している。放出中の増圧力が減少する特性についても 3 % 以下でほぼ実験値と重なり、この時の(d)のガス圧の波形も同様の傾向を示している。しかし、充填モード区間で計算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時の圧力室 A、B およびガス圧については実験結果とほぼ一致し、時間変化に対して定性的な特性は似ているが最大で 15% 程度誤差がある。この差の主たる原因は、 Q_{L1} と Q_{L3} の数学モデルにあると考えられる。 Q_{L1} と Q_{L3} は同一機種の切換弁で単体の流量係数 C_{L1} 、 C_{L3} は 0.72 であるが実験結果を模擬するには 0.049、0.076 が適値となった。また、供給圧 P_s のモデル化にも違いがある。数学モデルでは P_s は一定と仮定していることに対し、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。これにより、時刻 36 sec から 80 sec の間、供給流量が一定となっているため、供給流量が不足して供給圧が低下している。実験回路に近いモデルとするには P_s が一定ではなく、圧力調整弁を用いたモデルへ変更することで実際の減少に近づくと考えられる。この他に、アキュムレータのモデルの差が考えられる。実験においては、構成上、ガス容積 $10 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ のアキュムレータを 2 個使用している。このため、実験結果でのガス圧の波形は 2 個のアキュムレータの特性が重なっていると考えられる。封入圧の差と C 室の蓄圧室から配管で分岐しているため水の流出入のバランスが異なっている可能性が考えられる。数学モデルにおいては、1 個のアキュムレータモデル化しているため、等価的なガス容積 $V_{gs} = 15 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ 、初期封入ガス圧 $P_{gs} = 2.6 \times 10^6 \text{ Pa}$ の値を使用すると実験値とおおよそ一致する結果が得られた。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計算結果と実験結果はほぼ一致、圧力室 A の圧力については、放出モード区間では実験結果と計算結果の誤差が 3%程度であることから、単純化したモデルと基本要素で構成した数学モデルによる特性の予測が可能であることが示された。

ACA を用いた増圧過程の設計のポイントは、目標の増圧力の範囲に対して、増圧力を発生させる時間 Δt をいかに長くして、かつ ΔP を目標の圧力幅に近づけられるかである。そのためにアキュムレータの容積と封入ガス圧が増圧過程に及ぼす影響を知ることは重要である。Fig. 4.10 にアキュムレータの封入圧、ガス容積が増圧過程に及ぼす影響についての計算結果を示す。放出モード 1 サイクル分の P_A の波形を示している。Table 4.6 に計算で変更したパラメータを示す。Case1 は、実験結果に相当する計算結果である。Case2 は、アキュムレータのガス容量を Case1 の $15 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ から $30 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ に変更した場合である。アキュムレータの容積が大きくなったため、ACA のピストンが最大変位してもガス圧が十分に上がらず増圧力が目標の範囲まで到達していないことがわかる。次に Case 3 は、Case 2 の条件に対して、封入ガス圧を $2.6 \times 10^6 \text{ Pa}$ から $3.4 \times 10^6 \text{ Pa}$ に変更した場合である。これにより、増圧力 P_A が目標の増圧力まで到達していることがわかる。また、目標の増圧力の発生が可能な時間 Δt に着目すると Case1 の $\Delta t_{\text{Case1}}=11.0$ 秒に対して、Case3 では $\Delta t_{\text{Case3}}=30.8$ 秒となり、2.8 倍程度の長時間で増圧力の発生が可能である。また、増圧力の最大値と最小値との差 ΔP_{case} に着目すると目標の増圧力の幅 $\Delta P=2 \times 10^6 \text{ Pa}$ に対し Case1 では $\Delta P_{\text{case1}}/\Delta P=2.4$ 、Case 3 では $\Delta P_{\text{Case3}}/\Delta P=1.3$ となり、Case1 は Case3 に比べて 1.8 倍程度小さくなっている。以上の結果は、アキュムレータのガス圧と容積の調整により目標の増圧力を確保しながら、その発生時間を調整可能であることを示している。

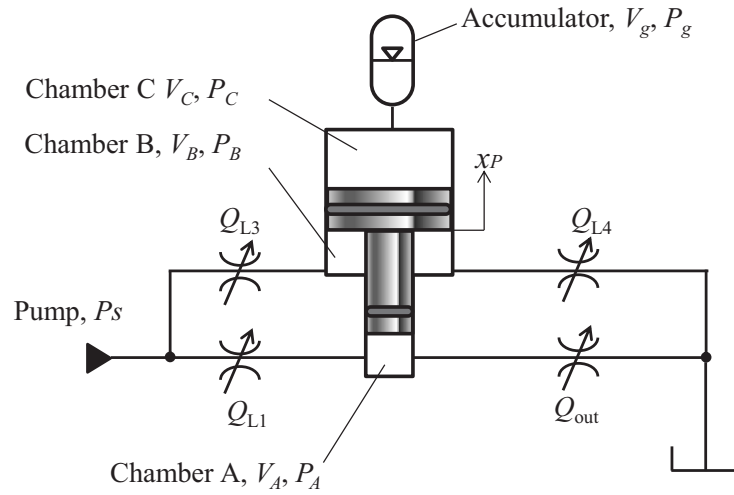


Fig. 4.8 Analytical model and parameters of ACA for boosting process

Table 4.5 Main parameters for simulation of boosting process

Parameter	Value	Parameter	Value
C_{L1}	0.049	A_{L1}	$1.25 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
C_{L3}	0.079	A_{L2}	$1.25 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
C_{L4}	0.72	A_{L3}	$6.00 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
C_{out}	0.72	A_{out}	$4.48 \times 10^{-7} \text{ m}^2$
V_{gs}	$15 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	M_p	80 kg
P_{gs}	$2.6 \times 10^6 \text{ Pa}$	P_s	$4.5 \times 10^6 \text{ Pa}$
D_C	$250 \times 10^{-3} \text{ m}$	D_A	$150 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
F_f	$1.4 \times 10^3 \text{ N}$	F_μ	0

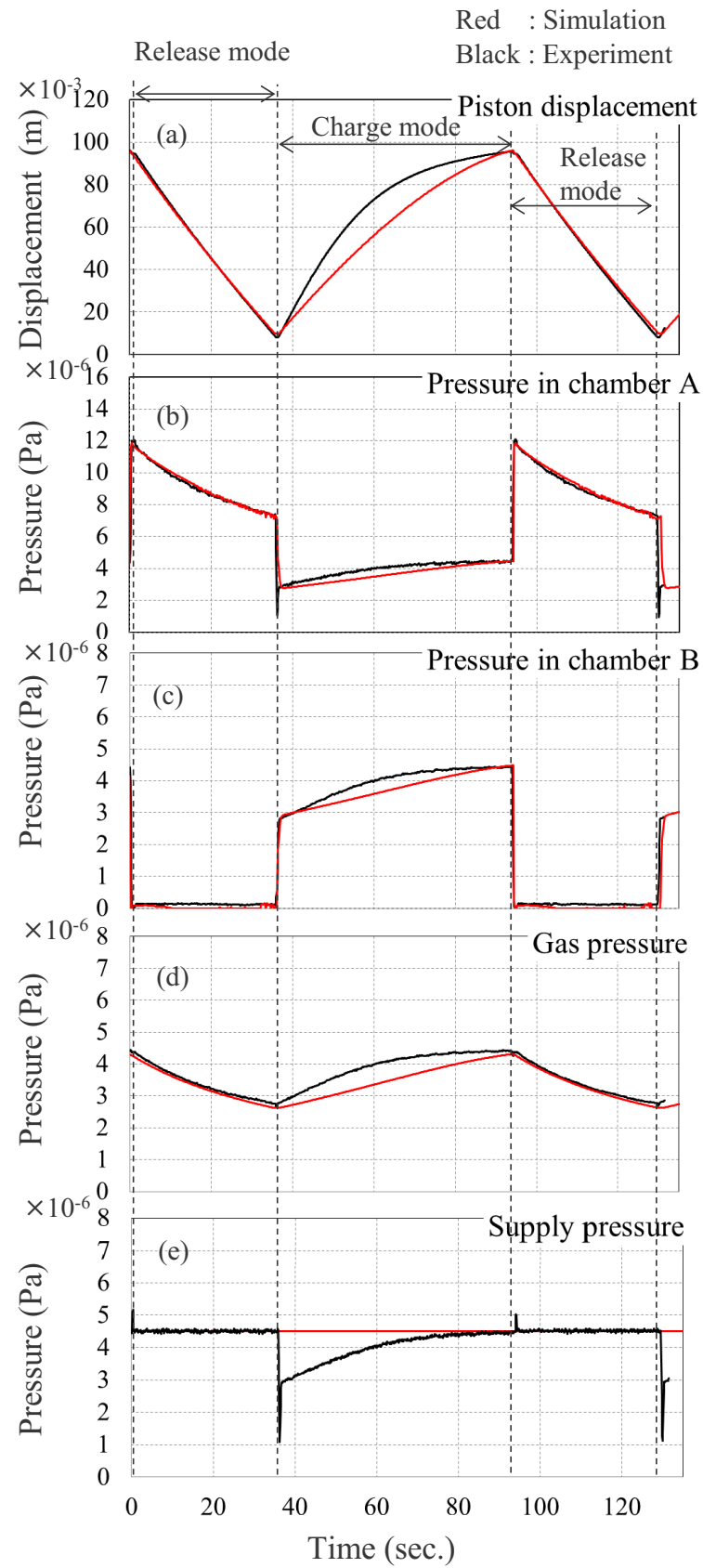


Fig. 4.9 Comparison between experimental and analytical results for boosting process

Table 4.6 List of parameters in Fig. 4.10

Parameter	Case 1	Case 2	Case 3
Initial gas pressure P_{gs}	2.6×10^6 Pa	←	3.4×10^6 Pa
Gas volume V_{gs}	15×10^{-3} m ³	30×10^{-3} m ³	←

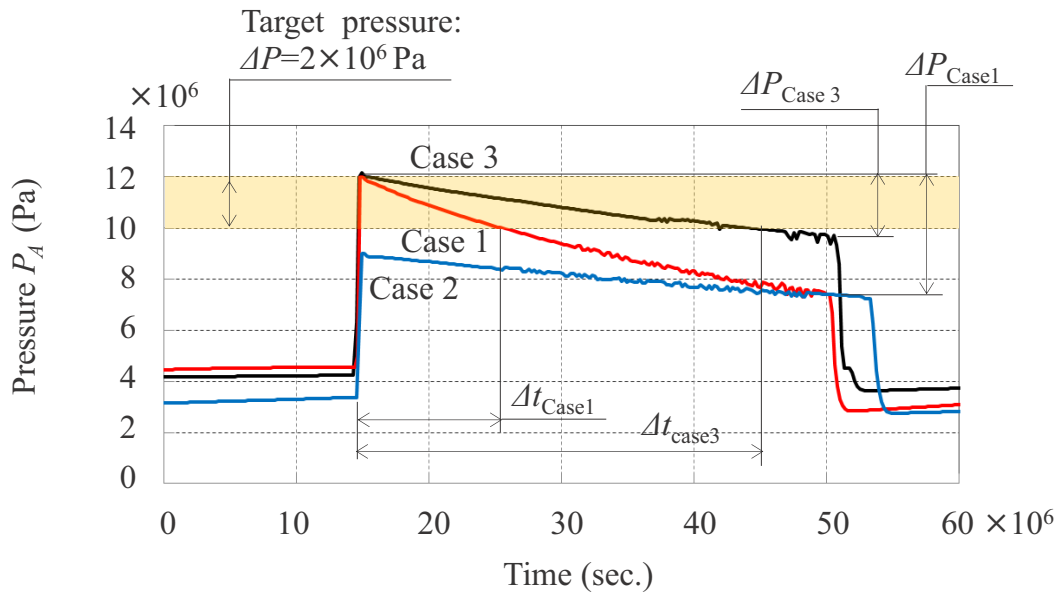


Fig. 4.10 Influence of accumulator volume and initial gas pressure, supply pressure on ACA characteristics

4.4 おわりに

増圧過程の実験検証では、ACA の各部圧力を動的に測定した。その結果、ACA で増圧された圧力は、損失がないと仮定した設計増圧比 2.78 に対して 2.69 となり、96.7%の圧力変換率が得られた。ACA のピストンの移動速度が 3×10^{-4} m/s の極低速の場合においてもスティックスリップが発生しないこと、静摩擦が 0.12×10^6 Pa、動摩擦が 0.03×10^6 Paであることを確認した。このような特性は、安定した増圧力の発生を可能とする。ACA の蓄圧室の圧力設定方法について実験で調べた結果、アキュムレータのガス圧で圧力設定をするのに対し、蓄圧室の水圧で設定すると、約 10 %高い増圧力を発生させることが可能であることがわかった。ACA の低圧圧力室から圧力源のタンクを繋ぐ配管内の圧力上昇を抑制するには、アクチュエータおよび低圧圧力室の下流の配管を別回路で構成することが有効であることを示した。以上のことから、ACA の増圧過程において実用上問題ない増圧特性が得られることが明らかとなった。

減圧過程と同様に増圧過程について各要素を定式化し、数値積分を行い実機試験結果と比較した。その結果、増圧された圧力波形について誤差 3%以下で一致すること示された。また、蓄圧室に接続するアキュムレータの容積とそれへの封入ガス圧力が増圧特性に及ぼす影響を数値積分で調べた。アキュムレータのガス圧と容積および供給圧を調整することで目標の増圧力を発生可能な時間を変えることが可能であり、この結果は、増圧過程の設計において有用であることを示している。

第5章 容積式圧力変換装置の応用

5.1 はじめに

第5章では、ACAの水圧駆動システムへの応用のために、増圧過程の負荷にシリンダを使用した場合における実験結果と計算結果について述べる。はじめにACAとシリンダを組み合わせたシステムの基本的な設計の考え方を整理し、ACAとシリンダのそれぞれの容積比から伸縮可能なサイクル数について検討する。次にシリンダを動作させるための実験装置と方法について説明する。その後、シリンダの実験結果について述べ、数学モデルによる計算結果の考察を加える。

5.2 実験装置と実験方法

Fig. 5.1 に ACA の増圧過程とシリンダを組み合わせたシステム実験の水圧回路図を、Table 5.1 にシリンダの主な諸元を示す。

はじめに、ACA とシリンダを組み合わせたシステムの基本的な設計の考え方を整理し、ACA とシリンダのそれぞれの容積比から伸縮可能なサイクル数について検討する。シリンダ仕様は、実際の産業機械のひとつである食肉加工機械のフットカッタと呼ばれる骨を切断する機械を想定した^{[12][13]}。この機械に必要とされる推力 $F=10\times 10^3\text{ N}$ を想定して、ピストン径 $d_P=\phi 40\times 10^{-3}\text{ m}$ 、ロッド径 $d_R=\phi 28\times 10^{-3}\text{ m}$ を選定した。ACA の圧力室 C の内径 $D_C=\phi 250\times 10^{-3}\text{ m}$ 、圧力室 A の内径 $D_A=\phi 150\times 10^{-3}\text{ m}$ 、ストローク $x_{P\max}=100\times 10^{-3}\text{ m}$ とすると面積比は $T_{RC}=2.78$ 、圧力室 A、B、C の容積はそれぞれ、 $V_A=1.77\times 10^{-3}\text{ m}^3$ 、 $V_B=3.14\times 10^{-3}\text{ m}^3$ 、 $V_C=4.91\times 10^{-3}\text{ m}^3$ となる。次にシリンダの伸縮のストロークを $x_C=60\times 10^{-3}\text{ m}$ 、伸縮回数を 8 回と設定すると、シリンダを伸ばすために必要な容積は $V_{CL}=0.804\times 10^{-3}\text{ m}^3$ となる。次にアキュムレータに着目し、ガス容積を $V_{gs}=20\times 10^{-3}\text{ m}^3$ 、封入圧を $P_{gs}=3.0\times 10^6\text{ Pa}$ とすると充填後のガス圧は $P_{g\max}=4.5\times 10^6\text{ Pa}$ になるため最大増圧力は $P_{A\max}=12.5\times 10^6\text{ Pa}$ 、そしてシリンダが 8 回伸びた後の増圧力は $P_{A\min}=10.7\times 10^6\text{ Pa}$ となる。従って、増圧力を $P_A=11\pm 1\times 10^6\text{ Pa}$ の範囲で維持でき、シリンダの推力としては $F=10\times 10^3\text{ N}$ を発生させることができる。

以上の検討結果を考慮して、実験装置を構築した。シリンダのピストン側の圧力室は、 V_{L2} と V_{C2} および V_{B2} を介して圧力室 A と、 V_{C4} を介して圧力源のタンクに接続されている。シリンダのロッド側の圧力室は、 V_{C1} および V_{B1} を介して圧力源と、 V_{C3} がそのタンクへ繋がっている。ここで、 V_{B1} 、 V_{B2} は手動のボール弁で、シリンダの伸縮速度を調整するため

に取り付けた。 $V_{C1} \sim V_{C3}$ はブリッジ回路を構成し、シリンダの伸び動作では V_{C2}, V_{C3} を開、 V_{C1}, V_{C3} を閉、縮み動作ではこの逆となる。この回路構成により、シリ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、増圧力を有効に利用することができる。シリンダの速度は、実際の使用条件を考慮して $v_c=0.03$ m/s 程度になるように調整した。シリンダのロッド先端には軸方向にばね定数 $k_c=270 \times 10^3$ N/m のばね負荷を取り付けた。伸び動作時に増圧力 $P_A=10 \times 10^6$ Pa 以上を供給しながら、ばねのたわみ量 $x_{c0}=40 \times 10^{-3}$ m 以上で $F=10 \times 10^3$ N 以上の推力を発生することを目標とした。シリンダの変位はポテンシオメータを用いて測定した。また、シリンダの動作切換は手動スイッチにより行った。

5.3 実験結果と考察

Fig. 5.2 にシリンダ動作試験結果を示す. (a)～(d)はそれぞれ, (a)ACA とシリンダのピストン変位, (b)シリンダ推力, (c)圧力室 A, B の圧力および切換弁 V_{L2} と V_{C2} の間の圧力 P_L , (d)アキュムレータガス圧と供給圧を示している.

(a)に示すシリンダのピストン変位から, 待機モードから放出モードに切り替わった後, シリンダの伸縮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位している. また, (b)よりシリンダの推力は $F=10 \times 10^3 \text{ N}$ 以上発生している. さらに(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)からは縮み動作において供給圧 P_S が変動していることがわかる. 以上の結果から, ACA とシリンダを組み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により, シリンダの伸縮が行われていることが確認できる.

シリンダの伸縮回数についてみると(a)よりシリンダは 4 回伸縮していることがわかる. 前述の試算では 8 回伸縮可能との結果となっている. この伸縮回数の差の原因について考察する. 前述と同様に Fig. 5.3 のような ACA の増圧過程とシリンダを組合わせたシステムを用いた数学モデルで, 有負荷を想定した数値積分を行った. Table 5.2 に主な計算パラメータを示す. ここで, シリンダのピストン側圧力室に流入する流量 Q_{Cout} は Fig. 5.1 に示したように直列に配置して V_{L2} , V_{C2} , V_{B2} の 3 個の弁を一つの弁と見なしてモデル化しているため, その流量係数 C_{Cout} は等価的に決めた値である. $Q_{L5} \sim Q_{L7}$ に関する流量係数も同様の考え方のもと流量係数を決定した. シリンダの摩擦抵抗, 粘性抵抗は推力に対し, 小さいと考えられるため, 本計算では無視した.

Fig. 5.4 に計算結果を示す. (a)～(d)はそれぞれ, (a)シリンダおよび ACA のピストンの変位, (b)シリンダの推力, (c)に ACA の圧力室 A および B の圧力およびシリンダの圧力室の圧力, (d)にガス圧と供給圧を示している.

(a)の結果においてシリンダの伸び動作において, 変位量が大きくなるとばね力が強くなるため, ピストン速度が遅くなりながら $x_p=70 \times 10^{-3} \text{ m}$ まで到達していることがわかる. この時の(b)より, 推力は $F=14.5 \times 10^3 \text{ N}$ であることから, 増圧力がシリンダに供給されていることがわかる. その後, 縮み動作に切替わり, $x_c=0 \text{ m}$ まで縮んでいる. ここで, (a)と(c)の結果から, シリンダの縮み動作においては, ACA のピストン変位は変わらず, また圧力

室 A の増圧力が保持されていることから、シリンダの縮み動作には増圧力ではなく供給圧を使うことが有効であることが計算結果からも示されている．(a)の波形からシリンダと ACA の相互影響による振動が発生していないことが確認できる．また、シリンダの伸縮の回数は、前述の試算と同じ 8 回であり、この回数で $P_A=10\times 10^6\text{ Pa}$ 以上の増圧力が発生可能であることを確認できる．(d)のガス圧の結果から、最大ガス圧は $P_{g\max}=4.4\times 10^6\text{ Pa}$ 、最小ガス圧 $P_{g\min}=3.7\times 10^6\text{ Pa}$ である．前述で試算したガス圧について、 $P_{g\max}=4.5\times 10^6\text{ Pa}$ 、 $P_{g\min}=3.87\times 10^6\text{ Pa}$ とほぼ一致することが確認できた．

以上の結果から、基本の数学モデルにてシリンダの動作特性が予測可能であることを確認した．

①圧力室 A, B の圧力の影響

Fig. 5.2 (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．圧力室 B の圧力が上昇することから圧力室 B からタンクラインの間の損失が大きいことが考えられる．この影響を模擬するため、 V_{L4} で流量を算出するための流量係数 C_{L4} を 0.72 から 0.08 に変更して計算を行った．その結果を Fig. 5.5 に示す．圧力室 B の圧力が上昇している間、圧力室 A の圧力は下がっていることがわかる．この傾向は実験結果と一致する．しかし、サイクル回数は 8 回で変化がない．

②切換弁の開閉タイミング

(a)より、シリンダの 4 回の平均ストロークは $58.3\times 10^{-3}\text{ m}$ であり、このときの ACA のピストン変位量は平均 $11.4\times 10^{-3}\text{ m}$ 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水の体積は $0.29\times 10^{-3}\text{ m}^3$ 、圧力室 A で減少した体積は $0.81\times 10^{-3}\text{ m}^3$ であることから、その差 $0.52\times 10^{-3}\text{ m}^3$ の水がシリンダの伸び動作に使われないまま、圧力室 A から減少していることになる．この理由としては、切換弁の開閉タイミングの影響が考えられる．シリンダの伸縮に 2-2 切換弁 4 個を組み合わせたブリッジ回路で行っている．Fig. 5.1 に示すように、伸び動作時は切換弁 V_{C2} 、 V_{C3} を開、切換弁 V_{C1} 、 V_{C4} を閉とし、縮み動作時はこの逆の操作を行っている．しかしながら、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し、圧力室 A とタンクラインが導通することで増圧力が逃げていることが考えられる．これを考慮して数値積分を行った結果を Fig. 5.6 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 秒遅らせた．これによりシリンダの圧力室がタンクと導通する状況が生じる．伸縮回数が実験結果と同じ 4 回にまで減少していることがわかる．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 $10 \times 10^{-3} \text{ m}$ ずつ減少していることも模擬できている.

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明らかになった.

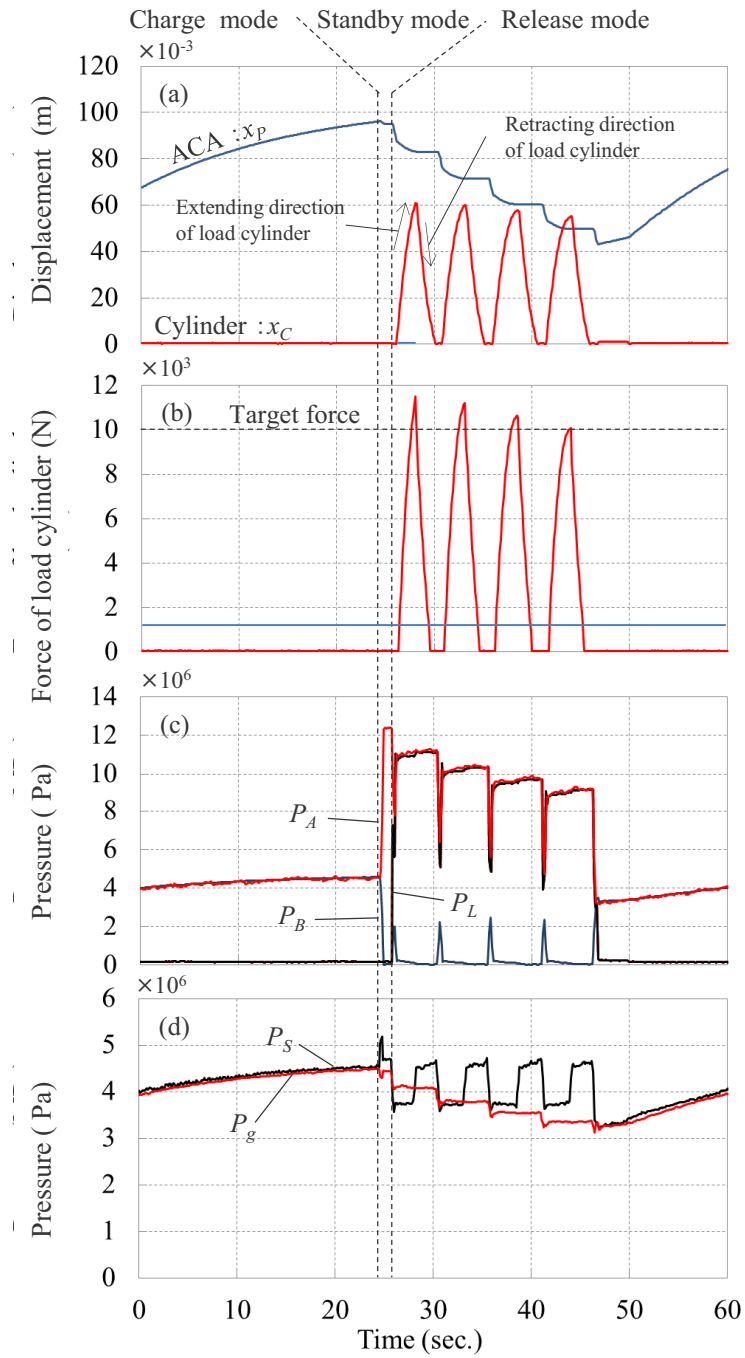


Fig. 5.2 Experimental result of loaded cylinder control system with ACA

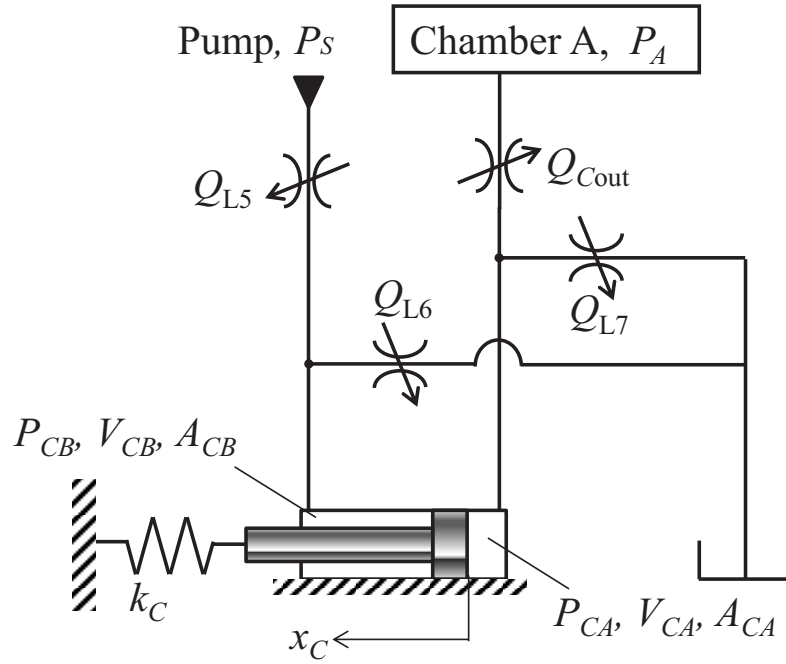


Fig. 5.3 Parameters definition of loaded cylinder

Table 5.2 Main parameters for simulation of loaded cylinder

Parameter	Value	Parameter	Value
C_{L5}	0.15	A_{L5}	$1.25 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
C_{L6}	0.04	A_{L7}	$3.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
C_{L7}	0.04	A_{L7}	$3.85 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
C_{Cout}	0.052	A_{L6}	$1.25 \times 10^{-5} \text{ m}^2$
V_{gs}	$20 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	M_p	3 kg
P_{gs}	$3 \times 10^6 \text{ Pa}$	P_s	$5 \times 10^6 \text{ Pa}$
d_{CP}	$40 \times 10^{-3} \text{ m}$	d_{CR}	$28 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
k_C	$270 \times 10^3 \text{ N/m}$	x_{C0}	$18 \times 10^{-3} \text{ m}$
F_f	0	F_μ	0

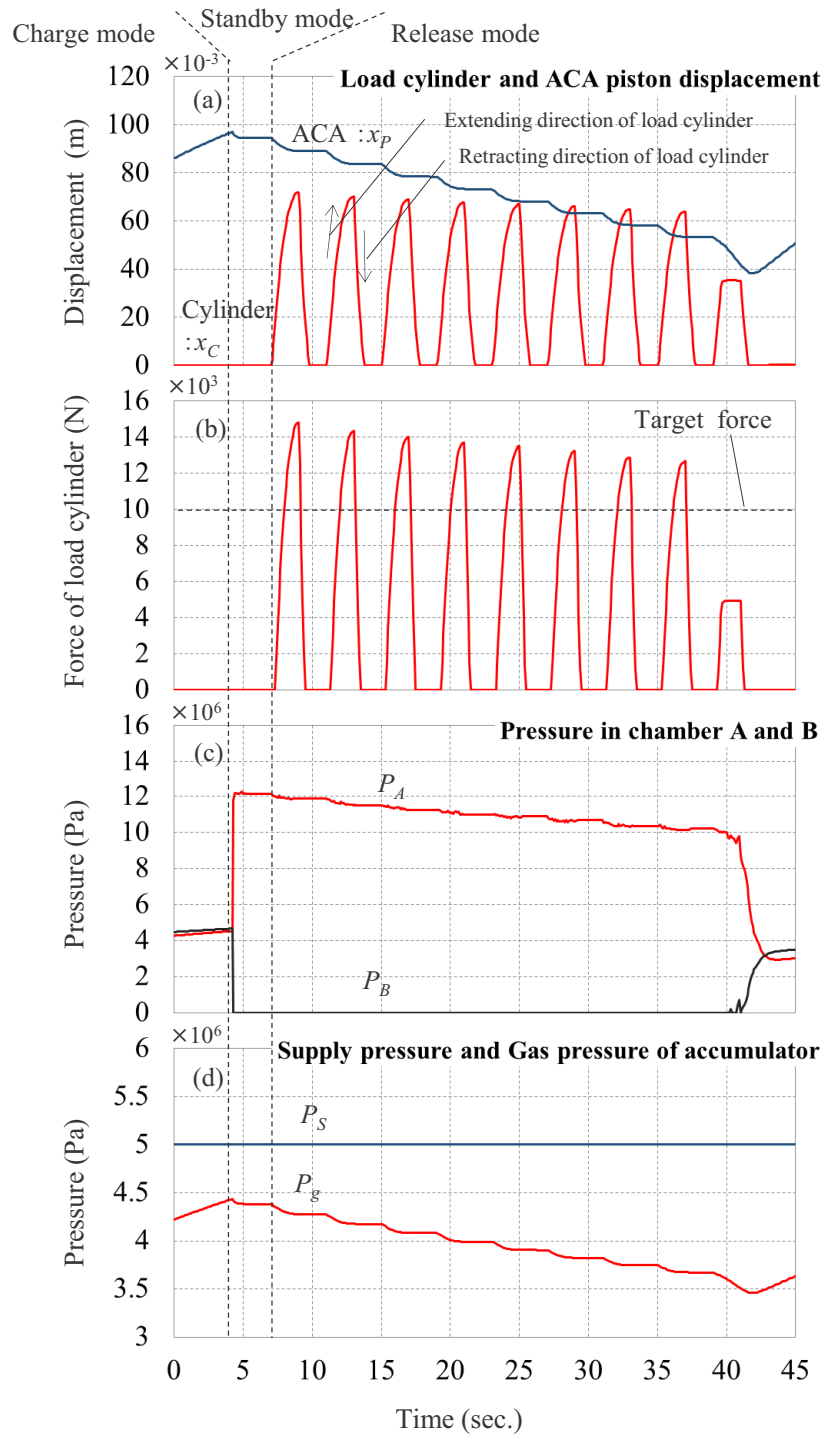


Fig. 5.4 Analytical results of loaded cylinder control system with ACA

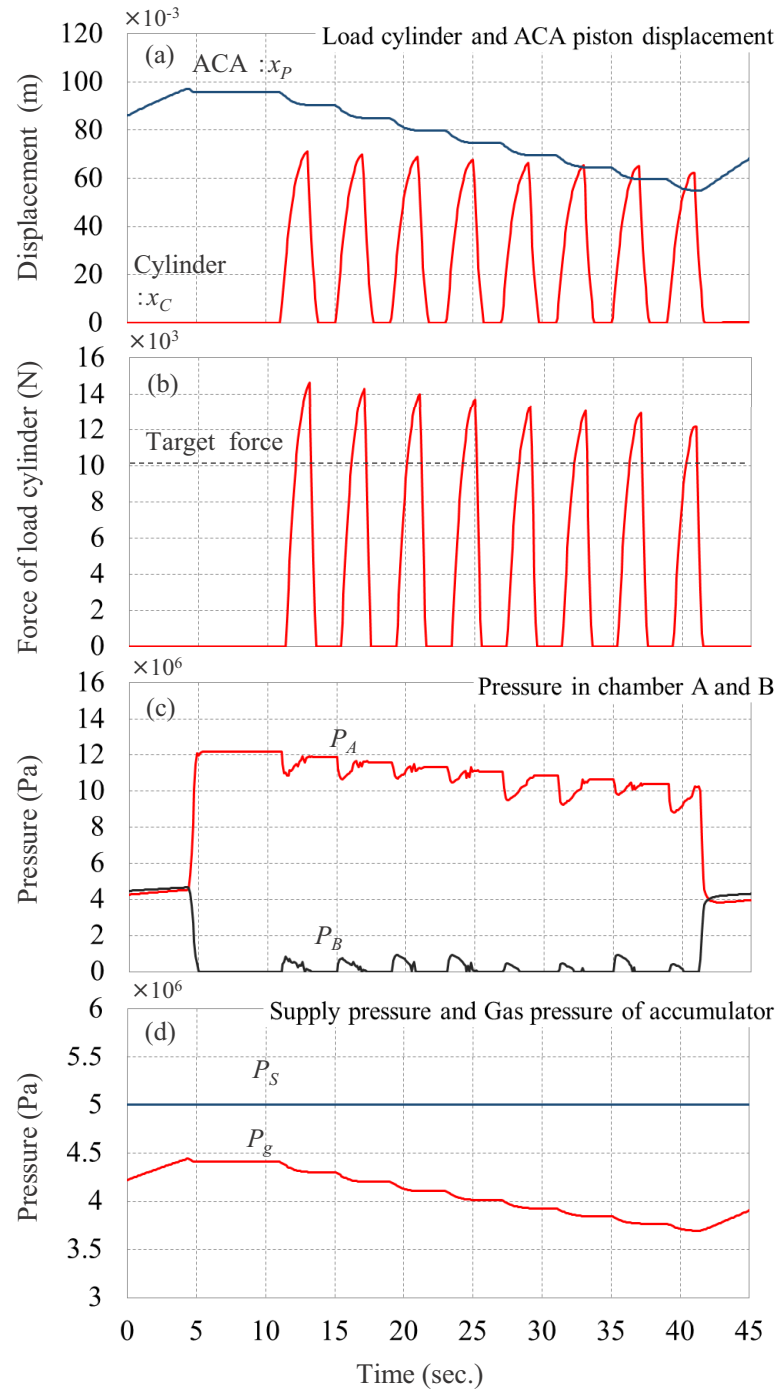


Fig. 5.5 Effect of pressure variation in ACA on cylinder motion

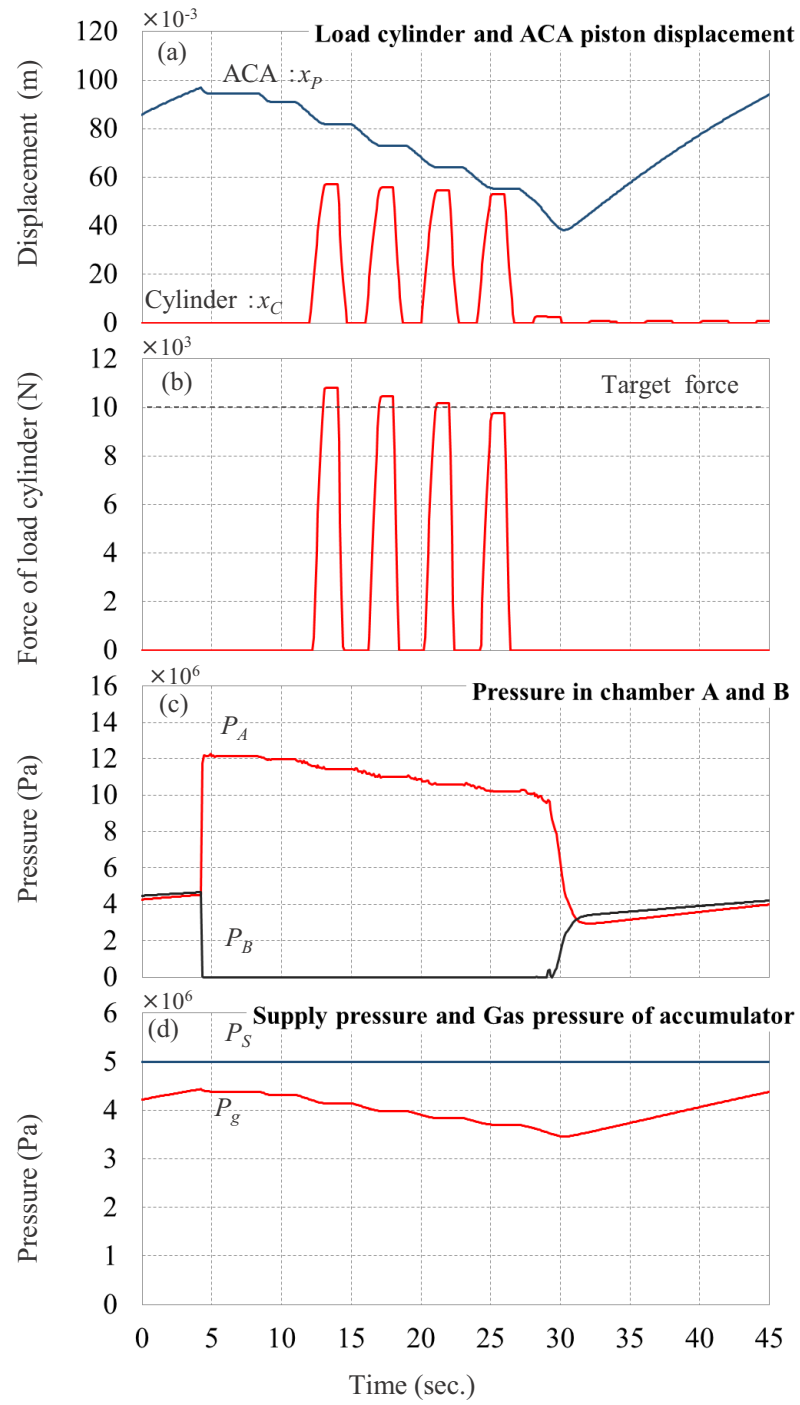


Fig. 5.6 Effect of switching conditon on cycle munber of cylinder

5.4 おわりに

ACA の水圧システムへの応用のために、増圧過程とシリンダを組合わせたシステムを構築し、シリンダの動作特性について実験的に検証した。その結果、ACA からシリンダへ目標の増圧力 $10 \times 10^6 \text{ Pa}$ 以上を供給しながら、シリンダの推力 $10 \times 10^3 \text{ N}$ 以上を維持して伸縮動作が可能であることが明らかになった。なお、目標とする伸縮回数 8 回に対して 4 回の動作であったが、数学モデルによる検討を行った結果、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していることがわかった。

第6章 結言

本研究では、水圧システムにおいて ACA による圧力変換技術の実用化を目指し、ACA 単体の減圧および増圧過程の動的特性を明らかにすることを目的として、実機試験および数学モデルを用いた数値計算を行った。その結果、以下のことを明らかにした。

○減圧過程について

- ① 10×10^6 Pa の高圧から 2×10^6 Pa への減圧が連続的に可能である。
- ② ACA の減圧時のエネルギー変換効率は、従来の減圧弁による方法よりも高い。
- ③ 目標の圧力範囲の大きさによらず、安定した圧力の供給が可能である。
- ④ ACA の動作周期は負荷の減少とともに長くなる。
- ⑤ 減圧された圧力は目標圧力範囲の 3 % 以内で供給可能である。
- ⑥ 圧力変換部の変動周期、圧力変動に関する特性を数学モデルで模擬できた。

○増圧過程について

- ① 設計増圧比 2.78 に対して 96.7% の圧力変換率で増圧可能である。
- ② 水圧用 ACA ではピストンが極低速で動作可能であり、ピストン速度によらず安定した増圧力が供給できる。
- ③ 蓄圧室を水圧で設定することでガス圧で設定した場合よりも約 10 % 高い増圧力を発生できる。
- ④ ACA の低圧圧力室から圧力源のタンクを繋ぐ配管をバイパスすることで圧力上昇を抑制できる。
- ⑤ 数値計算により、増圧された圧力波形を誤差 3 % 以内で再現し、数学モデルを用いて目標増圧力を発生させるためのパラメータ調整方法の設計指針を示した。

ACA の水圧システムへの応用可能性を評価した結果、以下のことがわかった。

- ① ACA からシリンダへ目標の増圧力を供給しながら、シリンダに必要な推力を持った伸縮動作が可能である。
- ② 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数値計算により示した。

以上のことから本論文の結論は次のとおりである。水圧用の ACA 単体について、減圧および増圧過程の動特性を実験的に明らかにした。減圧過程では、減圧した圧力を連続的

に供給可能であり，増圧過程では，増圧した圧力を断続的に供給できる．減圧および増圧過程の数学モデルの数値計算の結果と実験結果が一致することを示し，数学モデルにより動特性を考慮した設計を可能にした．これらの結論は増圧・減圧が可能な ACA の産業機械への応用可能性を強く示すものである．

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] 宮川新平, 食品生産プロセスの高度衛生安全化に寄与する ADS 技術 (新水圧技術) の特長とその応用, 日本食肉生産技術開発センター情報 JAMTI BULLETIN, ISSN 0915-8251, 2016 No.1, pp.33-38(2016).
- [3] 北川能, アキュムレータおよびそれを用いた油圧源, 特開 2011-112107 (2011).
- [4] J. Lu, C. Liu, A. Kitagawa, "Study on highly efficient valve-controlled hydraulics servo system using active charge accumulator (ACA)", Proc. The 4th TIT-BIT Joint Workshop on Mechanical Engineering, pp. 121-127(2012).
- [5] J. Lu, C. Liu, M. Saito, K. Osaka, K. Oba and A. Kitagawa, "A study on N-level pressure power supply and its application in high response and high efficiency hydraulic servo system (1st report: Proposal of N-level pressure hybrid power supply and its effectiveness in improving efficiency)", Trans. The Japan Fluid Power System Society, vol. 42, no.3, pp.46-52(2011).
- [6] J. Lu, C. Liu, A. Kitagawa, M. Saito, K. Osaka, K. OBA, "Study on N-level pressure hybrid power supply hydraulics servo system with high efficiency and high response", Proc. OKINAWA2011 Int. Symp. of JFPS on Fluid Power, 1A3-1, pp. 79-84(2011).
- [7] 吉澤 雄太, 芦 金石, 留 滄海, 北川 能, Active Charge Accumulator を圧力変換装置として用いる事による弁制御油圧システムの効率向上, 2012 年度産業応用部門大会, 第 13 回流体計測シンポジウム, pp.87-90(2012).
- [8] 芦 金石, 高応答高効率油圧サーボシステムに関する研究, 東京工業大学, 博士課程論文, (2012).
- [9] 朴 聖煥, 北川 能, 水圧用 2 段式高速電磁弁の HILS による主弁動特性解析, 日本フルードパワーシステム学会論文集, 36 巻, 3 号, pp.66-73 (2005).
- [10] 栗田幸正, 油圧と回路 第 2 版, 理工学社, ISBN4-8445-2298-1, pp.49-50 (1997).
- [11] 市川常雄, 日比昭, 機械工学基礎講座 18 油圧工学 SI 単位版, 朝倉書店, ISBN4-252-23549-6, pp.60-61 (2006).
- [12] インターマシン株式会社, フットカッタ,

<http://intermachine.co.jp/products/cat-c-foot.jpg> (2017.4.21).

- [13] Jarvis Products Corporation, The Jarvis Model 425-20 hydraulically powered hock cutter for sheep,

<http://www.jarvisproducts.com/Jarvis%20Sheep%2042520.htm> (2017.4.21).

発表論文目録

- 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.
- 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 2015, No.11456, pp. 959-963.

謝辞

本研究を進めるにあたり，ご指導，ご教示を賜りました指導教員である信州大学 工学部 機械システム工学科 准教授 飯尾昭一郎先生に深く感謝いたしますとともに，厚くお礼申し上げます．社会人博士課程への入学希望を快くお引き受けいただき，研究と業務を両立するため，公私にわたり，先生からいただいたご指導やご助言は私にとって大変有意義なものでした．また，国際学会での発表，研究会への参加など貴重な経験をさせていただきました．在学した三年間の経験は今後の大きな財産になるものと確信しています．

学会や研究会を通し，貴重なご助言を頂きました足利工業大学 工学部 創生工学科 機械電気工学系 機械工学コース 教授 桜井康雄先生に厚くお礼申し上げます．先生には本論文の外部審査委員としてご指導，ご指摘いただきましたことは大変勉強になりました．また，多くの励ましのお言葉をいただきましたこと，深く感謝いたします．

信州大学工学部 機械システム工学科 教授 松原雅春先生には，多くの有益なご指導と激励のお言葉をいただきました．深く感謝しますとともに，厚くお礼申し上げます．

信州大学工学部 機械システム工学科 教授 吉野正人先生，信州大学工学部 環境機能工学科 准教授 酒井悟先生には，副指導教員としての的確なご指導やご助言を多くいただきました．ここに厚くお礼申し上げます．

本研究を進めるにあたり，流体制御研究室の卒業生伊藤健二さん，前田和久さん，4年生高橋悟さんをはじめ，研究室の皆様には多大なるご協力をいただきました．ここに深く感謝するとともに，お礼申し上げます．

社会人博士課程への入学許可をいただき，そして多大なるご支援をいただきました KYB 株式会社の皆様には大変お世話になりました．この三年間の経験と研究の成果を今後の業務に活かしていきたいと考えております．

2017 年 9 月

吉 田 太 志