非対称シリンダを有するサーボ試験機での 岩石試験の制御性*

福井 勝 則¹ 吉 見 修²
張 衆³ 大久保 誠 介⁴

Control Performance of Servo-Controlled Testing Machine with Asymmetrical Cylinder

by Katsunori FUKUI¹, Osamu YOSHIMI², Zhong Zhang² and Seisuke OKUBO¹

1. Department of Geo-system Engineering, The University of Tokyo, Bunkyo-ku, Tokyo 113-8656

2. Graduate student, Department of Geo-system Engineering, The University of Tokyo

In the previous papers, control performance of servo-controlled testing machines with a symmetrical cylinder was discussed analytically and numerically. An asymmetrical cylinder is widely used to reduce the cost and size of testing machines. However the asymmetrical cylinder has nonlinear characteristics, and the control performance of it is inferior to the symmetrical cylinder. In this paper, the control performance of a servo-controlled testing machine with asymmetrical cylinder is discussed analytically on basis of the experimental results.

Uniaxial compression tests using Sanjome-andesite, Akiyoshi-marble and Inada-granite were conducted in order to clarify the control characteristics. Actually, pressures of upper and lower chambers within the cylinder were measured. It was found that the pressures changed depending on the direction of piston movement. The pressure decreased in case of moving to the loading direction, and the amount of pressure decrease was large at high piston velocity. The pressures in the cylinder were analytically examined with aid of a simple model which consisted of a cylinder and a servo-valve. These theoretical results coincided with the experimental results.

Sometimes in the post-failure region, the piston tended to move reversely. At that time, the asymmetrical cylinder showed inferior control performance caused by the followings;

- 1) Larger amount of oil inflow is necessary.
- 2) Feedback gain changes depending on the direction of piston movement.

The control performance of asymmetrical cylinder can be possibly improved by adjusting the followings; 1) large oil-leakage at the cylinder, 2) variable flow-coefficient at orifice, 3) variable feedback gain.

KEY WORDS: Asymmetrical Cylinder, Servo-controlled Testing Machine, Rock, Control Performance, Loading Rate

1. は じ め に

サーボ試験機は岩石力学の分野で用いられるようになってすでに四半世紀を迎え、標準的な試験機として位置づけられている。サーボ試験機を使用すると、設定した条件に従って載荷することが可能であり、サーボ試験機は利用者にとって非常に便利な材料試験機である。そのためか、利用者は設定した条件が完全に満足されながら載荷が進んでいると思っている場合が多い。しかしながら、サーボ試験機は目標変数をフィードバックさせている自動

制御の試験機であり、設定した条件が機械の特性を上回るような場合には、必ずしも設定条件に沿って載荷されとは限らない。

そこで、著者らは既報（大久保ら，1988；福井ら，1989）において、応力帰還試験やクリープ試験における制御性について検討した。その結果、載荷速度が大きいと、得られる応力-歪み曲線に試験機特性が現れることを示した。既報では、シリンダの受圧面積が押し引きで同じである対称シリンダを対象とした。しかしサーボ試験機では、引き側に比べ、押し側のシリンダの受圧面積を大きくした非対称シリンダが用いられている場合の方がむしろ多い。これは試験機の載荷容量が同じであれば、装置を小型化できるためである。非対称シリンダの場合、シリンダ室内の油の挙動が複雑となり、制御性に悪影響を及ぼすことが指摘されている。そのため、工業用ロボットなどに使用されている片ロッドシリンダの制御性に関する研究がいくつか見られる（孟ら，1983a；孟ら，1983b；阿波ら，1985）。それらの研究は工業用ロボットを対象としているので、数 Hz 程度の正弦波を負荷条件としている

* 1998年3月31日受付 8月26日受理 資源・素材学会平成7、9年度春季大会にて一部講演

1. 正会員 工博 東京大学助教授 工学系研究科地球システム工学専攻
2. 東京大学大学院生 工学系研究科地球システム工学専攻（現 コマツ）
3. 東京大学大学院生 工学系研究科地球システム工学専攻
4. 正会員 工博 東京大学教授 工学系研究科地球システム工学専攻（著者連絡先）FAX 03-3818-7492（東大・地球システム）

E-mail: fukui@geosys.t.u-tokyo.ac.jp

キーワード：非対称シリンダ，サーボ試験機，岩石，制御性，載荷速度

ため、材料試験機として使用される場合とかなり異なる条件での制御性について検討している。

また、実験的に制御性を検討する場合に、変位を測定することが多い。サーボ試験機ではシリンダ室へ油を移動させることによって、変位や荷重の変化が現れるため、その詳細を検討するには、シリンダ室の油圧の変化も重要であると考えられる。しかし、対称シリンダを含めても、サーボ試験機でのシリンダ室の油圧に関しての実験結果はほとんど報告されておらず、その挙動すらよくわかっていないのが現状である。

本研究では非対称シリンダを有するサーボ試験機で、岩石試験を行った際の制御性について検討することにする。その際、従来ほとんど挙動のわかっていないシリンダ室の油圧に特に着目することにした。

2. 実験装置および無負荷時の応答

2・1 実験装置

本研究で使用したサーボ試験機は、著者らの研究室で開発した容量 500 kN で非対称シリンダを有したものである。試験機の概略を図 1 に示す。シリンダ上部には変位計検出用の差動変圧器式変位計（新光電機製 6114）が取り付けられている。荷重はロードセル（日本特殊測器製 LRN 20 T）により検出される。また油圧測定用の圧力計（共和電業製 PG-200 KU）がシリンダの各室に取り付けられている。

変位は増幅器（新光電機製 1533）で、荷重およびシリンダ室内の圧力は直流増幅器（ユニパルス製 AM 30）でそれぞれ増幅した後、A/D 変換器（デイトル製 DPC-113-16 A）を通してコンピュータに入る。A/D 変換器は 16 bit の分解能で、1 チャンネルあたりの変換時間は 48 μ s である。コンピュータの中で演算後、制御信号は D/A 変換器（CONTEC 製 DA 16-2 D (98)）を通し、サーボ弁に入力し制御する。D/A 変換器は 16 bit の分解能で、変換時間 6 μ s である。雑音防止のため変位計の出力を 1 kHz のローパスフィルタに通した。圧力源は住友精密製 (QT 33-10) である。また、押し側となるシリンダ室 1 の断面積は 311.61 cm^2 で、引き側となるシリンダ室 2 は 191.43 cm^2 であり、シリンダ室 1 と 2 の断面積比は約 1.6 である。サーボ弁として力フィードバック式の東京精密測器製 (403 F-15 L-30-21) を用いた。

2・2 無負荷時の応答

岩石試験に先立ち、無負荷時のシリンダ室の圧力変化を調べることにした。

まず、変位制御で周波数応答を行った。振幅を 0.625 mm、周波数を 0.1 および 0.01 Hz の 2 種類の正弦波を、目標信号として

与えた場合の結果を図 2 に示す。図 2 の上側は変位の経時変化であり、0.1、0.01 Hz ともにほぼ目標通り制御されている。図 2 の下側はシリンダ内の圧力の経時変化である。ただし押し側のシリンダ室の圧力 P_1 および引き側の圧力 P_2 は、油圧源の供給圧 P_s で正規化した。0.1 Hz では供給圧で正規化した P_1 は 0.22~0.48、 P_2 は 0.35~0.80 の間で、ほぼ矩形波に振動している。その周波数は設定した目標信号の周波数と同じであり、シリンダの移動方向が変化した場合に圧力が変化している。他方、0.01 Hz では P_1 は 0.33~0.46、 P_2 は 0.55~0.75 の間で振動しているが、この場合もシリンダの移動方向が変化した場合に圧力変動が生じている。このように非対称シリンダでは、シリンダの移動方向によって圧力の変動が現れ、特に引き側のシリンダ室の圧力 P_2 の変動が大きい。

次に、変位を一定した場合の圧力変化を調べた。シリンダを変位制御でステップ状に若干上方に移動させるように目標信号を与えた場合の、油圧源を駆動してからシリンダ室の圧力 P_1 および P_2 の経時変化を図 3 に示す。ただし、この場合もシリンダ室の圧力は供給圧で正規化した。図では油圧源を駆動させた直後に急激な圧力上昇が見られ、3 s 以降徐々に圧力の増加率が減少し、10 s で定常状態に達している。定常となった時の、供給圧で正規化した圧力は、 $P_1 = 0.38$ 、 $P_2 = 0.62$ である。また、シリンダを下方に移動させた場合も同様の値を示した。

(a) 0.1 Hz

(b) 0.01 Hz

図 2 無負荷時の周波数応答
変位 Y およびシリンダ室の圧力 P_1 、 P_2 の経時変化を表す。シリンダ室の圧力は供給圧 P_s で正規化した。

図 1 サーボ試験機の概略図

図 3 中立点に保持したときのシリンダ室の圧力の経時変化（無負荷）
シリンダ室の圧力は供給圧 P_s で正規化した。

図4 応力と、歪み、誤差信号およびシリンドラ室の圧力の関係（三城目安山岩）

3. 一軸圧縮試験時の制御性

3・1 実験方法と試料岩石

試料岩石として、三城目安山岩、秋吉大理石および稲田花崗岩を用いた。試験片は直径2.5 cm、直径5 cmの円柱形のものを用いた。同一試験条件で3本以上の試験を行った。

実験方法として次式で示される応力帰還試験を用い、岩石試験での制御性を調べた。

$$\varepsilon - \alpha \sigma / E = Ct \quad \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 ε 、 σ 、 E 、 C 、 t はそれぞれ歪み、応力、ヤング率、載荷速度および時間であり、 α は応力の帰還量を決定する無次元定数である。実験では載荷速度として、 10^{-2} 、 10^{-3} 、 10^{-4} 、 10^{-5} s^{-1} の4種類とした。 α として三城目安山岩および稲田花崗岩は0.4、秋吉大理石は0とした。圧力源からの供給圧は10.3 MPaとし、無負荷時の減衰係数は0.9とした。

制御性を検討するためにシリンドラ室の圧力のほかに、目標値と実際の値との差である誤差信号 E_r も調べることにした。

$$E_r = \varepsilon - \alpha \sigma / E - Ct \quad \dots\dots\dots (2)$$

誤差信号が負であれば制御系は遅れており、正であれば行き過ぎていることを示す。

3・2 三城目安山岩

3・2・1 応力—歪み曲線と誤差信号の関係 三城目安山岩の実験結果を図4に示す。図4(a)は、各載荷速度での応力 σ —歪み ε 曲線である。後述する誤差信号などとの関係を明確に示すために、横軸を応力、縦軸を歪みとした。三城目安山岩では載荷速度が大きくなるに従い、小さい場合の応力—歪み曲線を拡大したような形状となっており、過去の研究（大久保ら、1987）と一致している。また、載荷速度が $10^{-2} s^{-1}$ から $10^{-4} s^{-1}$ までは、応力—歪み曲線が強度破壊点以降で数回、波を打っている。他方、 $10^{-2} s^{-1}$ では強度破壊点以降、急激に破壊が進行し、直線的に応力が減少している。

図4(b)は、応力 σ と誤差信号 E_r の関係である。図で載荷速度が $10^{-5} s^{-1}$ の場合、誤差信号はほぼ0であり、残留強度がほぼ0となるまで設定通りに制御がなされていることがわかる。 $10^{-4} s^{-1}$ および $10^{-3} s^{-1}$ の場合、強度破壊点以前では誤差信号が若干負（遅れ位相）であるがその値は小さく、ほぼ設定通りに試験が行われている。しかし、強度破壊点以降では数回、誤差信号が波打つ現象が見られる。誤差信号が波打つとき、応力—歪み曲線で波打つときとは一致している。強度破壊点を過ぎると時々、岩石の破壊は急激に進行し、応力は減少する。そのため、(2)式で示される誤差信号は急激に増大する。他方、試験機側はその誤差信号をなくそうとするが、ある程度誤差が大きくなるとシリンドラは動くことができず時間遅れが生じ、このため波打つよう

な応答となる。 $10^{-2} s^{-1}$ の場合には、強度破壊点以前での誤差信号は -5×10^{-4} であり、載荷速度 $10^{-3} s^{-1}$ の場合に比べて8倍程度である。強度破壊点において誤差信号は急激に増加し始め、応力の低下に従いほぼ直線的に増加し続ける。誤差信号が最も大きくなるのは、応力が10 MPaのときで 3×10^{-3} であり、その後、誤差信号は減少している。

3・2・2 シリンドラ室の圧力の変化 図4(c)に押し側のシリンドラ室1の圧力 P_1 、図4(d)に引き側のシリンドラ室2の圧力 P_2 の応力 σ による変化を示す。図で、滑らかに圧力が変動している領域が強度破壊点以前であり、波打っている領域が強度破壊点以降に相当する。 $10^{-5} s^{-1}$ では応力の増加に従い、 P_1 はほぼ直線的に増加しており、強度破壊点以降で若干振動は見られるものの強度破壊点以前と以降とは、ほぼ同じ経路をたどっている。他方、応力の増加により P_2 は低下する傾向が見られるが、強度破壊点以前・以降ではさほど変わらない。載荷速度が大きくなるに従い、その傾向に変化が見られる。最も早い $10^{-2} s^{-1}$ の場合では P_1 は載荷直後から応力が50 MPaとなるまで減少し、その後増加傾向に転じる。強度破壊点を過ぎた後、応力が40 MPaとなるまで強度破壊点以前の曲線と比較的近い。しかしそれを過ぎても圧力は低下し続け、10 MPaで急激に増加傾向になっている。この10 MPa付近では、応力—歪み曲線で歪みが減少し始めていることが図4(a)よりわかる。他方、 P_2 も載荷直後から急激に低下し、強度破壊点において最小値3.2 MPaを取っている。強度破壊点以降では応力が30 MPaまでは強度破壊点以前と同じ経路をたどっているが、10 MPa付近で急激に圧力の上昇が見られる。以上のように全体的な特徴としては、載荷速度が大きくなると、シリンドラ室の圧力の低下が大きくなる。逆に載荷速度が小さいと、強度破壊点以降での振動が見られる。 $10^{-4} s^{-1}$ および $10^{-3} s^{-1}$ では、 $10^{-2} s^{-1}$ と $10^{-5} s^{-1}$ の中間的な傾向となる。

3・3 秋吉大理石

3・3・1 応力—歪み曲線と誤差信号の関係 秋吉大理石の実験結果を図5に示す。図5(a)に示した応力—歪み曲線では、クラスI特性を示している。また、三城目安山岩と同様に載荷速度が大きくなるに従い、小さい場合の応力—歪み曲線を拡大した形状となる。載荷速度が $10^{-3} s^{-1}$ から $10^{-5} s^{-1}$ までは強度破壊点以降で応力—歪み曲線が数回波打ち、 $10^{-2} s^{-1}$ では強度破壊点以降、直線的に応力が減少している傾向なども三城目安山岩と類似している。

図5(b)は、応力と誤差信号の関係である。 $10^{-5} s^{-1}$ および $10^{-4} s^{-1}$ では、誤差信号はほぼ0であり、設定通りに制御がなされている。 $10^{-3} s^{-1}$ の場合には強度破壊点以前では誤差信号が若干負（遅れ位相）であるがその値は小さい。強度破壊点以降で誤差信号が波打つ現象が見られ、この場合も応力—歪み曲線で

図5 岩石の応力と、歪み、誤差信号およびシリンダ室の圧力の関係（秋吉大理石）

図6 岩石の応力と、歪み、誤差信号およびシリンダ室の圧力の関係（稲田花崗岩）

波打っている。載荷速度が 10^{-2} s^{-1} では、強度破壊点以前において応力が 80 MPa までは -3×10^{-4} 程度の誤差が生じている。80 MPa より大きくなると、徐々に誤差信号は増加し、強度破壊点付近で最大の 10^{-3} 程度となっている。このように弾性領域では位相遅れが目立つ。強度破壊点以降で応力が 20 MPa までは誤差信号は増加傾向となる。20 MPa で急激に誤差信号は減少し、応力が 0 となるまで誤差信号は -3×10^{-4} とほぼ一定である。

3・3・2 シリンダ室の圧力の変化 図5(c)に押し側のシリンダ室1の圧力 P_1 、図5(d)に引き側のシリンダ室2の圧力 P_2 の応力による変化を示す。載荷速度が 10^{-5} s^{-1} 、 10^{-4} s^{-1} では応力の増大に従い、 P_1 は直線的に増加し、 P_2 は減少している。強度破壊点以降では若干の振動は見られるものの、強度破壊点以前とはほぼ同じ経路をたどっている。 10^{-3} s^{-1} の時は 10^{-5} s^{-1} 、 10^{-4} s^{-1} に比べ、 P_1 、 P_2 とも小さく、強度破壊点以降で波打つ傾向が見られる。 10^{-2} s^{-1} の時、強度破壊点以降で P_1 は載荷直後から応力が 80 MPa となるまで減少し、その後増加傾向に転じる。強度破壊点を過ぎた後、応力が 20 MPa となるまではほぼ直線的に減少している。一方、 P_2 も載荷直後から急激に低下し始め、強度破壊点で最小値 4.0 MPa を取っている。

3・4 稲田花崗岩

3・4・1 応力-歪み曲線と誤差信号の関係 図6(a)に示した応力-歪み曲線では、クラスII特性を示している。他の岩石と異なり、載荷速度 10^{-5} s^{-1} 以外では岩石は強度破壊点以降で急激に破壊した。制御不能となった応力と歪みの位置を図中に●で示し、それ以降は破線で示した。図では載荷速度が大きくなると、制御不能となる時の応力は大きくなっており、既報（大久保ら，1988）で示したように載荷速度が大きくなった場合の制御性の劣化が現れている。また、●で示した位置は強度破壊点での歪みとはほぼ同じであり、シリンダを戻すように制御が働く前に、

クラスII特性を示す稲田花崗岩ではエネルギー過多となり、試験片に蓄えられたエネルギーによって、急激に破壊したものと考えられる。

図6(b)の応力と誤差信号の関係において、強度破壊点以前では傾向的に秋吉大理石と同じである。破線で示した 10^{-5} s^{-1} 以外で急激に破壊した後は、シリンダがほとんど移動する間もなく破壊しているため、誤差信号は応力の低下によってかなり進み位相となっている。

3・4・2 シリンダ室の圧力の変化 図6(c)に押し側のシリンダ室1の圧力、図6(d)に引き側のシリンダ室2の圧力の応力による変化を示す。強度破壊点以前では、他の岩石同様、応力の増加により、 P_1 は増加、 P_2 は減少傾向が見られる。しかし 100~200 MPa 付近で P_1 、 P_2 とも若干圧力が上昇する傾向が見られる。100 MPa 付近で P_1 と P_2 の大小関係が逆転しており、この現象と何らかの関係があるのではないかと考えるが、今後の課題としたい。

強度破壊点以降では、載荷速度 10^{-5} s^{-1} の時は載荷段階とはほぼ同じ経路をたどっている。 10^{-3} s^{-1} および 10^{-2} s^{-1} では強度破壊点付近で急激に破壊したため、ほとんど圧力の変化が見られていない。

4. サーボ弁とシリンダのモデル

非対称シリンダを有したサーボ試験機のシリンダ室の圧力に関して、従来の研究（浦田ら，1980）でモデル化が行われており、そのモデルによって今回得られた実験結果を検討することにする。

シリンダおよびサーボ弁の概略を図7に示し、記号を以下のように定める。ただし、押し側となるシリンダ上側をシリンダ室1、引き側となる下側をシリンダ室2とし、それぞれ記号に1、2の添字をつけた。

図7 サーボ弁とシリンダの概略図

- A_1, A_2, A : シリンダ室 1, 2 および試験片の断面積 (m^2)
 P_1, P_2 : シリンダ室 1, 2 の圧力 (Pa)
 Q_1 : サーボ弁からシリンダ室 1 への流入流量 (m^3/s)
 Q_2 : シリンダ室 2 からサーボ弁への流出流量 (m^3/s)
 Q : シリンダ室 2 から 1 への漏れ流量 (m^3/s)
 P_s : 供給圧 (Pa)
 Y : ピストンの変位 (m)
 x : サーボ弁のスプールの変位 (m)
 t : 時間 (s)
 c : 絞り部の流量係数に密度等を掛けた定数 ($\text{m}^{2.5}/\text{kg}^{0.5}$)
 k : シリンダ室 1 と 2 の断面積の比 A_1/A_2 ($k > 1$)
 K : 試験片とシリンダ室 1 の断面積比 A/A_1
 σ : 岩石の応力 (Pa)

モデル化にあたり、排出圧 P_e は 0、サーボ弁は零重合 (スプール変位が 0 のときに、供給側と排出側の絞り部の開きが 0 となる状態) で絞り部の流量係数は一定とする。また、シリンダの摩擦力と油の圧縮性は無視する。

上の仮定のもとでは、以下の 3 つの関係が成立する。

1) 力の釣り合い式

$$A_1 P_1 = A_2 P_2 + \sigma A \quad \dots\dots\dots (3)$$

2) 流量の釣り合い式

$$dY/dt = (Q_1 + Q)/A_1 = (Q_2 + Q)/A_2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

3) 絞り部での流量の式

これはスプール変位の符号により分けられ、次のようになる。

$x > 0$ のとき

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= cx(2(P_s - P_1))^{0.5} \\ Q_2 &= cx(2P_2)^{0.5} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (5)$$

$x < 0$ のとき

$$\left. \begin{aligned} Q_1 &= cx(2P_1)^{0.5} \\ Q_2 &= cx(2(P_s - P_2))^{0.5} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (5')$$

上式のモデルは従来の研究 (浦田ら, 1980) で指摘されている。しかし、シリンダの圧力に対する検討はなされていないので、2 つの簡単な場合について上式を検討することにする。

a) 载荷速度が 0 (変位が一定) の場合

この場合、(4) 式で $dY/dt = 0$ となり、 $Q = -Q_1 = -Q_2$ が得られる。すなわち、サーボ弁を流れる流量と漏れ流量が一致することを表す。この場合、 x の符号に関係なく、(5)、(5') 式のどちらを用いても

$$P_s = P_1 + P_2 \quad \dots\dots\dots (6)$$

が得られる。(3) 式に代入すると、次式となる。

$$\left. \begin{aligned} P_1/P_s &= (1 + kK\sigma/P_s)/(k+1) \\ P_2/P_s &= (k - kK\sigma/P_s)/(k+1) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (7)$$

(7) 式より無負荷のとき ($\sigma = 0$) では、シリンダの圧力は次式となる。

$$\left. \begin{aligned} P_1/P_s &= 1/(k+1) \\ P_2/P_s &= k/(k+1) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$k > 1$ より無負荷時では $P_1 < P_2$ となり、 $Q > 0$ である。よって、 Q_1, Q_2 は負となるので、 $x < 0$ であることがわかる。また、载荷に応じて、 P_1/P_s は $kK\sigma/(P_s(k+1))$ だけ増加し、 P_2/P_s は同じ圧力だけ減少することになる。

さて、仮定においてサーボ弁は零重合としたが、製作精度の関係で負重合 (スプール変位が 0 の場合でも、絞り部が開いており、シリンダ室 1, 2 とともに、供給側と排出側とつながっている状態) である場合も考えられる。この場合について (5)、(5') 式の Q_1 および Q_2 に負重合の項を考慮しても同様の結果となるので、(7) 式は成立する。

b) 载荷速度が速い場合 ($|dY/dt| \gg 0$)

この場合、 Q_1, Q_2 は非常に大きくなるので、漏れ流量 Q は Q_1, Q_2 に比べて無視できる。また、負重合を考慮した場合でも、 Q_1, Q_2 に比べ、負重合による流量は無視できる。

(4) 式よりシリンダの押し引きに関係なく、 $k > 1$ の場合には、 $|Q_1| > |Q_2|$ を満足する必要がある。押しの場合には、 $Q_1, Q_2 > 0$ であるので、 $Q_1 > Q_2$ を (5) 式で満足するために、 $P_s > P_1 + P_2$ となる。他方、引きの場合には、 $Q_1, Q_2 < 0$ であるので、(5') 式から $P_s < P_1 + P_2$ となる。このように、(5) および (5') 式で表されるサーボ弁を流れる流量が x の符号によって変化するため、押しと引きで圧力変動が生じてしまう。

$Q = 0$ として、(3)~(5) 式を解くと以下となる。

$x < 0$ のとき (シリンダを引く場合)

$$\left. \begin{aligned} P_1/P_s &= k^2(1 + kK\sigma/P_s)/(1 + k^3) \\ P_2/P_s &= k(k^2 - K\sigma/P_s)/(1 + k^3) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

$x > 0$ のとき (シリンダを押す場合)

$$\left. \begin{aligned} P_1/P_s &= (1 + k^3K\sigma/P_s)/(1 + k^3) \\ P_2/P_s &= k(1 - K\sigma/P_s)/(1 + k^3) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

(9)、(10) 式において無負荷の場合には次式となる。

$x < 0$ のとき

$$\left. \begin{aligned} P_1/P_s &= k^2/(1 + k^3) \\ P_2/P_s &= k^3/(1 + k^3) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (11)$$

(a) シリンダ室 1

(b) シリンダ室 2

図8 無負荷時のシリンダの断面積比 k と、シリンダ室の圧力の関係
図中の●は変位速度が 0 の場合、▲は周波数応答 (0.1 Hz) の実験結果

$x > 0$ のとき

$$\left. \begin{aligned} P_1/P_s &= 1/(1+k^3) \\ P_2/P_s &= k/(1+k^3) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

(8), (11), (12) 式から得られる無負荷時の断面積比 k と供給圧で正規化した圧力の関係を図 8 に示す。図より, $k = 1$ のとき, すなわちシリンダの断面積が等しい場合には, 変位速度およびスプール変位の符号にかかわらず, 両側のシリンダとも供給圧の半分の圧力が作用することがわかる。対称シリンダを有する試験機で, 無負荷時には周波数応答時にもシリンダ圧力の変化はなく, 供給圧の半分であることが過去の研究(浦田・小山, 1980)でもわかっており, (8) 式と一致している。また既報(大久保, 1988; 福井ら, 1989)でも, シリンダ断面積 A_1, A_2 を等しいとしたため, $P_s = P_1 + P_2$ を仮定した。他方, $k > 1$ の場合には, (11), (12) 式では載荷速度やスプール変位の符号によって図 8 のように圧力が変化する。押し側 ($x > 0$) に変位速度が大きい場合には, k の増加に従い P_1 および P_2 はともに減少傾向となる。引き側 ($x < 0$) の場合には, P_1 は単調増加し, P_2 は $k = 1.3$ 付近で最大を取り, その後減少する。

載荷速度が 0 の場合 ($P_s = P_1 + P_2$) には, 載荷速度が大きい場合の押し側 ($P_s > P_1 + P_2$) と引き側 ($P_s < P_1 + P_2$) の中間的な圧力となる。

5. 考 察

5・1 シリンダ室の圧力の変化

2・2 で示した無負荷時の周波数応答で 0.1 Hz の場合には, 比較的載荷速度が大きく, 油の漏れの影響は相対的に小さいと考えて, その時の圧力の振動の上限と下限を図 8 に▲で示した。図からわかるように, 実験結果と, (11), (12) 式で計算した圧力とはよく一致している。0.01 Hz の場合には, 比較的ゆっくりとした速度であるため, 油の漏れが生じ, 0.1 Hz に比べて圧力の変動が小さくなったものと考えられる。

無負荷時で変位を一定とした場合の圧力を図 8 に●で示した。図からわかるように, この値は(8)式の載荷速度が 0 の場合の圧力とほぼ一致している。

図 9 に載荷速度 10^{-5} s^{-1} のときの, シリンダ室の圧力と, 岩石の応力の関係を示す。応力が 0 のときのシリンダ室の圧力に若干の差は見られるものの, 岩石に関係なく, 応力の増加に従い, シリンダ室の圧力はほぼ同じように変化している。図 9 には, (7) 式で示した変位速度が 0 の場合のシリンダ室の圧力と応力の関係も示した。若干, (7) 式の圧力の方が小さいものの, ほぼ実験結果と一致している。これは, 載荷速度が非常に小さいために,

図 9 載荷速度 10^{-5} s^{-1} の時の応力 σ とシリンダ室の圧力の関係
図中の直線は (7) 式による。A は三城目安山岩, M は秋吉大理石, G は稲田花崗岩

(a) シリンダ室 1 (b) シリンダ室 2

図 10 載荷速度 10^{-2} s^{-1} の時の応力 σ とシリンダ室の圧力の関係
図中の直線は (9) および (10) 式による。A は三城目安山岩, M は秋吉大理石, G は稲田花崗岩

サーボ弁を流れる流量 Q_1, Q_2 と, シリンダでの油の漏れや負重合による油の移動が同じとなり, $P_s = P_1 + P_2$ の関係がほぼ満たされていることに起因する。

次に, 図 10 に載荷速度 10^{-2} s^{-1} の時の, シリンダ室の圧力と岩石に作用している応力の関係を示す。図には, (9), (10) 式で示した変位速度が大きい場合のシリンダ室の圧力と応力の関係も示した。4. で述べたように, (9), (10) 式は油の漏れがない場合のシリンダ室の圧力を表すため, シリンダが引きの場合には(9)式, 押しの場合には(10)式に従い油圧は変化する。実際には油の漏れの影響があるため, (9)式はシリンダ室の圧力の上限を, (10)式は下限を表すことになる。すべての岩石で載荷直後から圧力の低下が見られるが, 三城目安山岩, 稲田花崗岩, 秋吉大理石の順に圧力の低下が早い。(1)式に示されるような応力帰還試験での弾性領域では, 載荷速度に $(1 + \alpha)$ を掛けたものが, 目標となる歪み速度となる。よって $\alpha = 0$ とした秋吉大理石では, $\alpha = 0.4$ とした他の岩石に比べて, 目標となる歪み速度が小さいために圧力の低下が小さくなったものと考えられる。三城目安山岩と稲田花崗岩は, α の値が同じであるので, 弾性領域での目標となるひずみ速度は同じであるが, 試験片の剛性が稲田花崗岩の方が大きいため, 設定通りに載荷することができず, 歪み速度が小さくなる。このため, 三城目安山岩に比べて稲田花崗岩の方が圧力の低下が遅くなると考えられる。

図 10 の強度破壊点以前では, シリンダ室の圧力の低下は(10)式で示される押し方向に載荷速度が大きい場合の曲線に徐々に近づくようになっていることがわかる。他方, 強度破壊点以降では, 三城目安山岩および秋吉大理石は(10)式に近いような経路をたどっているが, 稲田花崗岩では急激に破壊したため, 圧力はあまり変化していない。三城目安山岩では強度破壊点以降で応力が 10 MPa 付近で急激に圧力の増加が見られ, (9)式に近づこうとしているのもわかる。これは図 6 (a) の応力-歪み曲線でこのあたりで急激にシリンダが引き方向となっているため, (9)式に示される圧力に変化しようとしているためである。

載荷速度が小さい場合には, 岩石に関係なく岩石に作用する応力によってシリンダ室の圧力が(7)式で決定されるのに対して, 載荷速度が大きい場合には, 岩石によってもシリンダ室の圧力が変化する。またクラス I 岩石では強度破壊点以降, 進み位相となるため, 変位速度が大きくなりやすく, (10)式で示される圧力に漸近しやすくなる。他方, クラス II 岩石では, 強度破壊点以降で, 応力が急激に低下するため, (2)式で示される誤差信号は進み位相となるが, シリンダの圧力の変化が現れる余裕もなく, 破壊が進行してしまうことがわかった。

5・2 非対称シリンダでの制御性の劣化

文献(阿波ら, 1985)でも記されているが, サーボ試験機では非対称シリンダを有することは望ましいことではない。載荷速度を大きくする必要がある場合にはなるべくなら, 対称シリンダを用いるべきである。その理由としては, 以下の2点が挙げられる。

1) クラスⅠ岩石で載荷速度が大きい場合には, 強度破壊点を越えた直後は進み位相となり, かなり応力が低下した段階で進み位相を改善するために引く方向にシリンダは移動する。またクラスⅡ岩石では, 強度破壊点直後で押しから引きに変化させなければならない。このように岩石試験では, 強度破壊点以降シリンダが押しから引きに移動方向が変化する。4. で述べたように, シリンダの押しでは $P_s > P_1 + P_2$, 引きでは $P_s < P_1 + P_2$ となる特性がある。そのため, 押しから引きになるためには, シリンダ室の圧力は急激に上昇する必要がある。シリンダ室内の油の体積弾性率を考慮すると, 圧力が完全に上昇するためには設定にもよるが数～数十 cm^3 程度の流量が必要となる。この流量が供給されるには, かなりの時間がかかり, 今回使用したサーボ弁では最大流量が流れても1s程度を要する。非対称シリンダを用いることによって, この時間遅れが余計に生じてしまう。

2) 対称シリンダでは供給圧を上昇させると供給流量が増加し, 見かけ上フィードバックゲインを大きくした効果が現れる。非対称シリンダの押しでは $P_s > P_1 + P_2$, 引きでは $P_s < P_1 + P_2$ となるため, この場合, 押しに比べて引きではフィードバックゲインを大きくしているような効果が現れる。これは x の符号によりゲインが変化する非線形的な要素となり, 中立点付近の制御性は劣化する。

しかし, 容量などの問題で非対称シリンダを用いた場合には, なるべく, 載荷速度を小さくすることが制御性の向上につながる。これは対称シリンダについても同じことがいえるが, 載荷速度が大きい場合には対称シリンダを用いた場合より, 上記の2つの理由で制御性が劣化する。そこでシリンダ室の圧力変動をなるべく小さくすることが望まれる。すなわち非対称シリンダを用いた場合, 載荷速度が小さい場合の(7)式で示される圧力変動が理想的であると考えられる。漏れ流量を大きくするか, サーボ弁の負重合を大きくすることによって, (7)式に近い形となる。漏れ流量の影響を調べるために, 中野(1963)ではシリンダの両側を通じさせる細孔をあけている。これにより漏れ流量を大きくさせることが可能である。ただし, あまり過度に行った場合には定常偏差を大きくさせる効果も現れるため, ゲインを大きくしてそれを防ぐなどの注意が必要である。

押し引きで圧力の変動を抑えるために, 引き側に比べて押し側のサーボ弁の絞りを緩めて, 流量定数を大きくすることも考えられる。理想的には断面積比と同じだけ変化させれば, 押し引きに関係なく $P_s = P_1 + P_2$ を満足させることができる。

2)の押し引きで見かけ上, フィードバックゲインが変化する事

項に関しては, シリンダ室の圧力に応じて, フィードバックゲインを変化させることが考えられる。すなわち, (5)式のように, 圧力差の平方根に流量が比例するので, シリンダ室の圧力 P_1 と P_2 の合計の平方根に比例するようにゲインを設定することが考えられる。

6. ま と め

サーボ試験機に限らず, 容量が大きくしかも精密な位置制御ではサーボ機構を利用した非対称シリンダを用いる利点があり, 建設機械の分野で今後, 需要の増加が予想される。本研究はこれらを念頭に置いて, 非対称シリンダを有するサーボ試験機の制御性を検討した。

その結果, 非対称シリンダでは, 押しに比べて引きでは大幅にシリンダ室の圧力が上昇することがわかった。ただし, 載荷速度が小さいと漏れ流量の影響が大きくなるため, 圧力の変化は緩和される。押し引きでシリンダ室の圧力が変化する, 次のような問題が生じ, 制御性が低下する。

1) 圧力変化のために, 油の体積弾性の分をシリンダに供給する必要が生じ, 押し引きの変化に時間遅れが生じる

2) 押し引きで見掛け上のゲインが変化し, 中立点を境にして非線形的な制御となる

上記の圧力変動に対する対策としては,

1) 積極的に漏れ流量を大きくする

2) サーボ弁を改良してサーボ弁の絞りを変化させ, 流量定数を断面積比に合わせる

3) フィードバックゲインをシリンダ圧力によって変化させるなどが考えられる。建設機械などに搭載する場合には, 上記のような対策をとることは可能であると思われる。

単純な事項であるが, 対称, 非対称にかかわらずサーボ試験機にとって, 余裕のある条件が制御性の向上につながることを意識することが重要であろう。

本研究では, シリンダ部での漏れやサーボ弁の負重合に関して定量的な考察を行わなかった。その理由は, 試験機やサーボ弁ごとに, その変数かなり異なると判断したためである。そのため, 定量的にどのような試験機でどの程度の載荷速度であれば制御性がよいかなどを示すことができなかった。現実的な問題として一般的な物性値を把握して, 定量的な評価が今後必要であると考えられる。

引 用 文 献

- 阿波啓造・新井泰彦・倉田忠雄(1985): 油圧と空気圧, Vol. 16, P. 522-529
 浦田瑛三・小山敏行(1980): 日本機械学会論文集, Vol. 46, P. 2359-2366
 大久保誠介・何昌榮・西松裕一(1987): 日本鉱業会誌, Vol. 103, P. 177-181
 大久保誠介・福井勝則・西松裕一(1988): 日本鉱業会誌, Vol. 104, P. 63-67
 中野和夫(1963): 計測と制御, Vol. 2, P. 43-52
 福井勝則・大久保誠介・西松裕一(1989): 資源と素材, Vol. 105, P. 527-531
 孟 繁華・高橋浩爾・渡部喜行(1983a): 油圧と空気圧, Vol. 14, P. 267-274
 孟 繁華・高橋浩爾・渡部喜行(1983b): 油圧と空気圧, Vol. 14, P. 275-280