

Research Reports of the Research Institute
of Industrial Safety, RIIS-RR-92, 1993
UDC 614.8:621.97:681.523:

プレス機械用急停止機構の開発に関する基礎的研究

梅崎重夫*, 清水尚憲*, 桑川壯一*

Fundamental Research of Emergency Stop Mechanism for Power Press

by Shigeo UMEZAKI*, Shoken SHIMIZU* and Soichi KUMEKAWA*

Abstract; The half number of industrial accidents caused by power press operation occurs from the structural inappropriateness of positive clutch type presses in Japanese industries. The main fault of this type press is due to the fact that a slide cannot stop until it reaches to upper dead point.

If an emergency stop mechanism which can stop a slide in any position is developed, the industrial accidents caused by positive clutch type presses may decrease remarkably in number.

In this study, it is aimed for developing a new type emergency stop mechanism which can be adaptable to positive clutch type presses. As a powerful braking ability is required for the emergency stop, a new type of hydraulic brake which uses compression of fluid (oil) may be necessary for the development.

The new type of emergency stop mechanism consists of an oil actuator and an electro-magnetic valve as main components. These components are connected in series by oil flowing pipes. The movable part of machinery is coupled with the oil actuator. When safety of an operator is not confirmed, the oil flow is stopped by the valve closing, and the movable part of machinery is locked. The braking ability depends on the physical characteristics of the fluid (oil) itself such as its viscosity and volume elasticity. The characteristics of this emergency stop mechanism developed in this study are summarized as follows;

(1) The braking time was about 60 ms under the conditions that the flywheel turning radius was 295 mm, the flywheel effect (GD^2) was 8.44 kgf·m² and the number of its revolutions was 60 ~ 120 rpm.

(2) The braking time was independent of the number of revolutions.

(3) The braking angle increased proportionally with the number of revolutions. On the other hand, in the case of a conventional friction type of brake, the braking angle increased proportionally with the multiplied number of revolutions.

For these reasons, it is considered that this emergency stop mechanism may be able to apply to the power press which is required for the quick emergency stop, or the rotary machine which has a large rotating energy, and so on.

Keywords; Safety, Safety System, Safety Control, Power Press, Hydraulic Brake, Emergency Stop

1. 緒 言

動力プレス機械による労働災害は、いまなお年間で3,500件（製造業、休業4日以上）近く発生しており、その約半数はポジティブ・クラッチ式プレスによるものである¹⁾。災害の多くは、ポジティブ・クラッチ式の機構上の不都合（上死点以外の位置でスライドを停止できない）に起因していると考えられるが、もしこのプレスで、上死点以外の位置でスライドの急停止が可能となれば、災害の大幅な減少が期待できる。本研究では、この急停止を実現するための制動機構について検討を行う。

上記の機構に関しては、これまでもいくつかの重要な提案が行われている。たとえば、東盛²⁾らは、ポジティブ・クラッチ式プレスのクラッチピンを抜く作動用カム（通称「三日月」）がピンと共に移動することにより、任意の位置（角度）でピンを抜くことができる機構を開発した。また、ポジティブ・クラッチ式プレスのクラッチ機構を、空気圧式のフリクション・クラッチ（通称「エアクラッチ」³⁾）に改造したのものもある。

これらの機構は、昭和47年に動力プレス機械構造規格が制定されたのを契機に発明され、主に昭和50年代に各現場に普及していった。しかし、近年では、これらの機構を利用してプレス機械の安全化を図ろうとする事業者は少なくなっている。その理由は、これらの機構が複雑であるために改造費が高くなることや、ブレーキの持つ制動能力が小さいプレス機械

や上金型の重量が大きなプレス機械などでは、ピンを抜いただけではスライドの完全停止ができないことから、その適用に限界があるためと考えられる。

これに対し、上記の機構に代わる簡素で制動能力の大きな機構を考案できれば、この機構はポジティブ・クラッチ式プレスに広く適用でき、災害の大幅な減少が期待できると考えられる。このような観点から、本報告では、従来の機構と比較して単純な構造を持ち、かつ制動能力の大きな機構の開発を目的として、油を利用した急停止機構を提案する。この機構では、少量の油の圧縮によって大きな弾性力を生成できるため、この弾性力を制動力として利用すれば、単純な構造であるわりには制動力の大きな機構を実現できると考えられる。

本研究では、この機構を実際のプレス機械に適用する前に、まず解析の容易な回転体（フライホイール）に適用した結果、顕著な制動能力を持つことが判明したので報告する。

2. 構成原理

2.1 基本構成

Fig. 1は、実験に供した急停止機構の構成図である。この機構では、油圧アクチュエータ（油圧モータ）(1)と電磁弁(2)を配管(3)によって結合し、急停止させる対象負荷(4)を油圧アクチュエータに直結している。なお、プレス機械では、急停止させる対象負荷はスライドであるが、今回の研究では、まず急

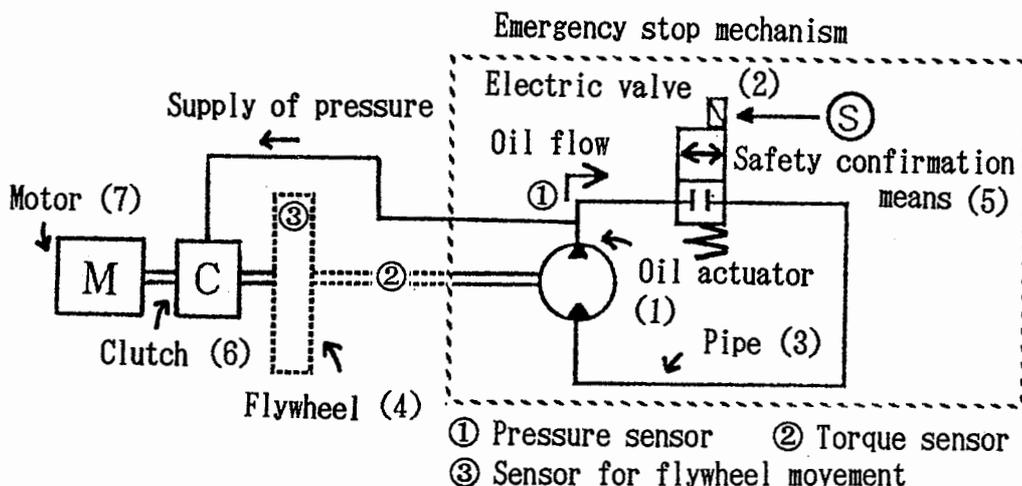


Fig. 1 Construction of emergency stop mechanism
急停止機構の基本構成

停止機構の性能を正確に把握するために、対象負荷として解析の容易なフライホイール（回転半径が 295 mm, フライホイール効果 (GD^2) が 8.44 kgf·m², 最大回転数が 120 rpm）を用いて実験を行った。

この機構では、安全確認手段 (5) によって作業者の安全が確認できないときは、油圧回路を電磁弁で遮断する構成とする。このとき、電磁弁遮断後の油圧モータの回転によって、油圧モータの出口から電磁弁入口までの一定容積内に油が送り込まれて、圧力 P が発生する（ただし、ここでは、ピストン形の油圧モータを使用し、ピストンにより一定容積内の油が圧縮されて圧力 P が発生するものとする）。

この圧力 P を利用して、クラッチ (6) を動作させてモータ (7) とフライホイールの連結を切るとともに、油の圧縮によって生じる弾性トルクによって油圧モータの回転に制動をかけ、油圧モータに直結した対象負荷の回転を停止させる。

2.2 運動方程式

いま、フライホイールの慣性モーメントを I , 電磁弁遮断後にフライホイールが回転する角度を θ , 制動トルクを T とすると、負荷を含む急停止機構の運動方程式は次式で与えられる。

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} = -T = -T_M - T_R - T_F \quad (1)$$

ただし、 T_M は弾性トルク（油圧モータ・電磁弁間の油が圧縮されたときの体積弾性に起因する制動トルク、以下同じ）、 T_R は粘性トルク（油圧モータ・電磁弁間の油の粘性に起因する制動トルク、以下同じ）、 T_F は摩擦トルク（軸・フライホイール間の機械的摩擦に起因する制動トルク、以下同じ）である。

ここで、油圧モータ・電磁弁間の油の圧縮量を ΔV とすると、電磁弁遮断後の油圧モータの出口圧 P は、次式となる。

$$P = P_0 + K \frac{\Delta V}{V_0} = P_0 + K \frac{v\theta}{V_0} \quad (2)$$

ただし、 P_0 は電磁弁開放時の油圧モータ出口圧、 v は油圧モータの一回転あたりの押し出し容積であり、 $\Delta V = v \cdot \theta$ である。また、 K は油の体積弾性係数であり、 V_0 は油圧モータ・電磁弁間の油の容積である。

この圧力 P により、フライホイールには、 $T_M = aP$ (a は比例定数) なる弾性トルクが作用する。さら

に、 T_R は油圧モータの回転角速度 ω に比例するから ($T_R = \eta\omega = \eta(d\theta/dt)$, η は比例定数), (1) 式は次式となる。

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + \eta \frac{d\theta}{dt} + \frac{avK\theta}{V_0} = -(aP_0 + T_F) \quad (3)$$

ただし、左辺第 2 項は油による粘性トルク、第 3 項は弾性トルクを意味する。

2.3 実制動時間と実制動角度

(3) 式で、初期条件を $t=0$ のとき、 $\theta=0, \omega=\omega_0$ として解くと、次式となる。

$$\theta = \frac{\omega_0}{q} \sin qt + \frac{P_0 V_0}{vK} (\cos qt - 1) \quad (4)$$

$$\omega = \omega_0 \cos qt - \frac{q P_0 V_0}{vK} \sin qt \quad (5)$$

ただし、 $q = \sqrt{avK/IV_0}$ であり、実測値より $T_M \gg (T_R + T_F)$ なる関係にあるから (Fig. 5 参照), ここでは $T_R=0, T_F=0$ として考える。

(4), (5) 式は、弾性トルク T_M の作用によって、フライホイールが、周期 q の一自由度振動系として振動することを意味している。このような系では、フライホイールは最初に停止した角度 θ_1 (Fig. 2 参照) を越えて回転することはない。従って、この機構では、停止性能の一般的な評価指標である停止時間と停止角度は、次に定義する実制動時間 t_1 (T_M がフライホイールに作用し始めてから、 ω が最初に 0 となるまでの時間) と実制動角度 θ_1 (同上の角度) によって評価できる。

また、 $P_0 = 2\pi bN$ (N はフライホイールの回転数、 b は比例定数) であることを考慮すれば、 t_1 と θ_1 は次式で与えられる。

$$t_1 = \frac{1}{q} \tan^{-1} \frac{vK}{qbV_0} \quad (6)$$

$$\theta_1 = 2\pi N \left\{ \frac{1}{q} \sin qt_1 + \frac{bV_0}{vK} (\cos qt_1 - 1) \right\} \quad (7)$$

(6), (7) 式より、 t_1 は回転数 N によらない一定値となり、 θ_1 は回転数 N に一次比例する特性を持つことが分かる。

2.4 弾性トルクの生成

上記の過程で、フライホイールの持つ回転エネルギーを E 、発生圧力を P とすると、弾性トルク T_M は次式で与えることができる (付録 1 参照)。

$$T_M = aP = a\sqrt{\frac{EK}{V_0}} \quad (8)$$

(8) 式は、フライホイールの回転エネルギーが大きいほど、より大きな弾性トルクが得られることを意味している。しかも、このトルクの発生は、フライホイールが持つ危険なエネルギーそのものに起因している。

(8) 式はまた、油圧モータ・電磁弁間の油の容積 V_0 が少量であるほど、大きな弾性トルクが得られることを意味している。しかし、 V_0 をあまりに少なくすると、弾性トルクが過大となり、機械側に損傷を与えるような事態を生じかねない。そこで、この機構では、制動すべき回転エネルギーと圧縮される油の量を勘案して、最適な設計を行なうことが必要となるのである。

2.5 制動過程

実際の制動過程では、弾性トルク T_M だけでなく、粘性トルク T_R も作用する。この 2 つのトルクを考慮したときのフライホイールの制動過程は、Fig. 2 のような減衰振動系としてモデル化できる。

このモデルでは、フライホイールの回転角度 θ が、安全限界 (災害防止のために、この角度を越えて回転してはならないとする限界) θ_P を越えて回転してはならない。この条件は、次のように表することができる。

$$\theta \leq \theta_P \quad (9)$$

実際の急停止に至る過程は、次のように説明することができる。まず、フライホイールの回転角度が安全限界 θ_P に接近したときは、急停止機構は、 θ_P より前にある電磁弁遮断位置 $\theta_{P'} (= 0)$ で発生した圧力 P によりクラッチを動作させてモータとフライホイールの連結を切る。これにより、消散すべきフライホイールの回転エネルギーが一意的に定まる。

次に、 θ が位置 $\theta_{P'}$ を越えると、フライホイールの回転方向と反対の側を向き、かつ、 θ に一次比例する弾性トルク $T_M = -(avK\theta/V_0)$ が生成してフライホイールの回転方向を反転させる。この T_M の作用に

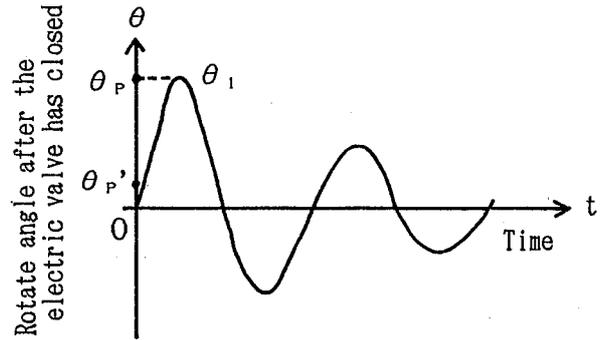


Fig. 2 Movement of emergency stop mechanism
急停止機構の挙動

よって、ホイールには振動現象が生じるが、同時に、ホイールには、その回転方向と反対向きに粘性トルク $T_R = -\eta(d\theta/dt)$ が作用し、その持つ運動エネルギーを徐々に消散していく。

この過程について、もう少し詳しく説明する。まず、フライホイールの持つ回転エネルギー (運動エネルギー) は、油圧モータ・電磁弁間の油の圧縮によって弾性エネルギー (位置エネルギー) に変化し、これにより弾性トルク T_M が生成して、フライホイールの角度 θ が安全限界 θ_P を越えることのないように制御される。

この T_M の作用によって、フライホイールの振動が発生するのであるが、この振動過程で弾性エネルギー ↔ 回転 (運動) エネルギーなる相互変換が繰り返し行なわれる。このとき、フライホイールの持つ運動エネルギーは、粘性トルク T_R の作用により徐々に熱エネルギーに変換していく。

ここで重要なのは、系が一自由度振動系であるために、運動 (回転) エネルギー ↔ 弾性エネルギー ↔ 運動 (回転) エネルギー → 熱エネルギーという過程が一意的に定まることである。ただし、以上の記述で、記号「↔」はエネルギーの相互変換過程を、「→」は一方向変換過程を意味する。以上のような過程を経るために、フライホイールの回転角度が安全限界 θ_P を越えず、かつ、 $\theta \leq \theta_P$ の範囲内でフライホイールの持つ回転エネルギーの消散が可能な急停止機構が構成できるのである。

3. 実験装置及び実験方法

3.1 実験装置

Photo. 1 は、本研究で使用した実験装置の外観である。Fig. 3 は、使用した油圧回路の構成図である。



Photo 1 Appearance of experimental equipment
実験装置の外観

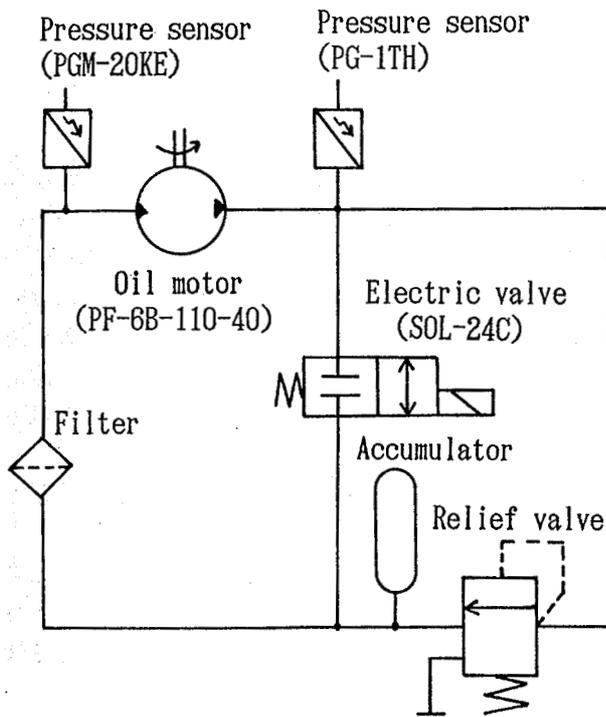


Fig. 3 Structure of hydraulic circuit
油圧回路の構成

実験に使用した油圧モータは、(株)不二越製のピストンモータ (型式 PF-6B-110-40) である。この油圧モータの一回転あたりの押し出し容積は 110 cm^3 である。また、この油圧モータの定格使用圧力は 350 kgf/cm^2 、最高使用圧力は 420 kgf/cm^2 であり、定格使用圧力の下では $60 \text{ kgf}\cdot\text{m}$ 近い発生トルクが得ら

れる。

使用した電磁弁は、(株)理研機器製の方向制御弁 (型式 SOL-24C) であり、OFF 操作をしてから実際に電磁弁が閉じるまで約 20 ms を要する。

以上の油圧モータと電磁弁を、外径 $13.8 \text{ mm}\phi$ 、内径 $9.4 \text{ mm}\phi$ のステンレス配管によって結合して、油圧閉回路を構成し、実験装置とした。このときの油圧モータ・電磁弁間の容積 V_0 は 319 cm^3 である。

Fig. 3 のアキュムレータは、サージ圧の発生を緩和するために設けたものであるが、今回の実験条件の下では、サージ圧の発生は認められなかったため、アキュムレータは使用しなかった (入口の弁を閉じた状態とした)。また、リリーフ弁 (リリーフ圧力 700 kgf/cm^2) は、異常昇圧から機器を保護するための装置である。

3.2 測定項目

測定項目は、JIS-B-0152 の「クラッチおよびブレーキ用語」に記載されている用語を基準に選定した。実験で測定したのは、次の項目である。なお、Fig. 4 に各項目に相当するデータを示す。

① 全制動トルク T

$$T = T_M + T_R + T_F$$

② 弾性トルク T_M

油圧モータ・電磁弁間の油が圧縮されたときの体積弾性に起因する制動トルク

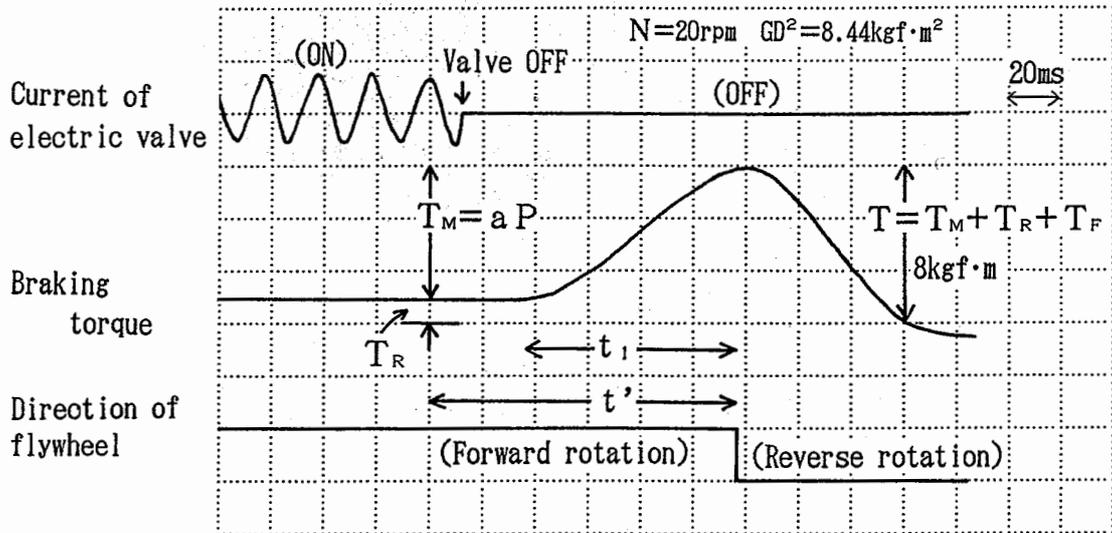


Fig. 4 Example of experimental result
実験データの例

- ③ 粘性トルク T_R
油圧モータ・電磁弁間の油の粘性に起因する制動トルク
- ④ 摩擦トルク T_F
軸・フライホイール間の機械的摩擦による制動トルク
- ⑤ 実制動時間 t_1
 T_M が作用し始めてから、フライホイールの回転速度が最初に0となるまでの時間
- ⑥ 実制動角度 θ_1
同上の角度
- ⑦ 制動時間 t'
電磁弁にOFF信号を送ってから、フライホイールの回転速度が最初に0となるまでの時間
- ⑧ 制動角度 θ'
同上の角度
- ⑨ 制動開始後のフライホイールの回転状態
 T_M が作用し始めてからの、フライホイールの挙動
- ⑩ 発生圧力 P
電磁弁遮断後の油圧モータの発生圧力
- ⑪ 発生圧力 P_0
電磁弁開時の油圧モータの発生圧力
- ⑫ 電磁弁遮断に要する時間

3.3 実験方法

対象負荷には、回転半径が 295 mm, GD^2 が 8.44 kgf·m², 最大回転数が 120 rpm のフライホイールを使用した。使用した油は、昭和シェル石油(株)製のターボオイル T-46 であり、その粘度は 20°C において 132 cSt であった。なお、本実験では、装置周辺の温度を 20°C 前後 (20 ± 2°C) としたので、体積弾性係数 K を 1.66×10^4 kgf/cm² (20°C, 大気圧下) として計算している (付録 2 参照)。

この油を Fig. 3 の油圧回路に満たし、次の手順で実験を行った。

- (1) Fig. 3 の回路で、電磁弁を開いた状態としたまま、フライホイールの回転数を、20 rpm から 120 rpm まで、おおむね 10 rpm ずつ増加させていく。
- (2) 所定の回転数になったところで、クラッチを切り、電磁弁を遮断して、上記①から⑫までの項目を測定する。なお、測定装置としては、次のものを使用した。
 - ・発生圧力
圧力変換器 (共和電業; PG-1TH, PGM-20KE)
 - ・制動トルク
トルク変換器 (共和電業; TP-50KM CB)
 - ・ホイールの変位

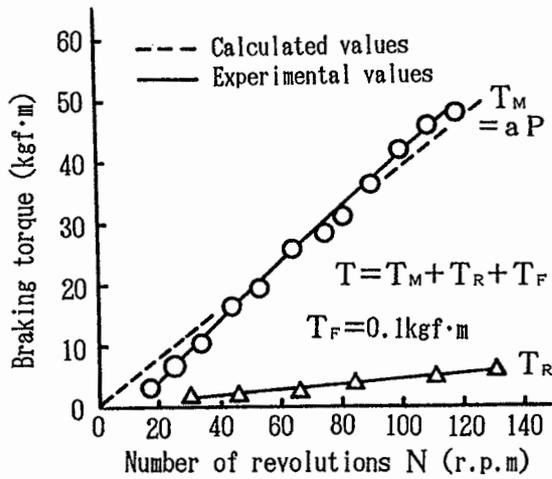


Fig. 5 Experimental result of braking torques
制動トルクの実測結果

ホイール外周に設けた白黒パターンを光電センサ (OMRON; E3XR-CE4) で測定

これらの測定装置を設けた位置を, Fig. 1 に示す。なお, 今回の実験では, モータ・クラッチ間の結合を切る機構までは準備しなかったため, 手でクラッチを切った後, 同じく手で電磁弁を遮断する方式とした。

4. 実験結果及び考察

4.1 実験結果

4.1.1 各制動トルクの関係

Fig. 5 に, 制動トルク T_M (弾性トルク), T_R (粘性トルク), T_F (摩擦トルク) を実測した結果を示す。図より, T_M と T_R は回転数の一次に比例して増大していくが, T_F は回転数によらない一定値となることが確認できた。さらに, $T_M \gg (T_R + T_F)$ であることが確認できたことから, 今回の実験条件の下では, 全制動トルク T は $T \approx T_M$ として扱って差し支えないと考えられる。

4.1.2 弾性トルク T_M

Fig. 5 に, 弾性トルク T_M を実測した結果を示す。図より, T_M は, フライホイールの回転数が 60 rpm のとき約 24 kgf·m, 120 rpm のとき約 48 kgf·m であり, 圧縮される油の量が 319 cm^3 と少量である割には, 大きな制動力を生成できることが明かとなった。

この結果を, (8) 式で $a = 15.7 \text{ cm}^3$ (4.1.9 節参照), $K = 1.66 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$, $V_0 = 319 \text{ cm}^3$,

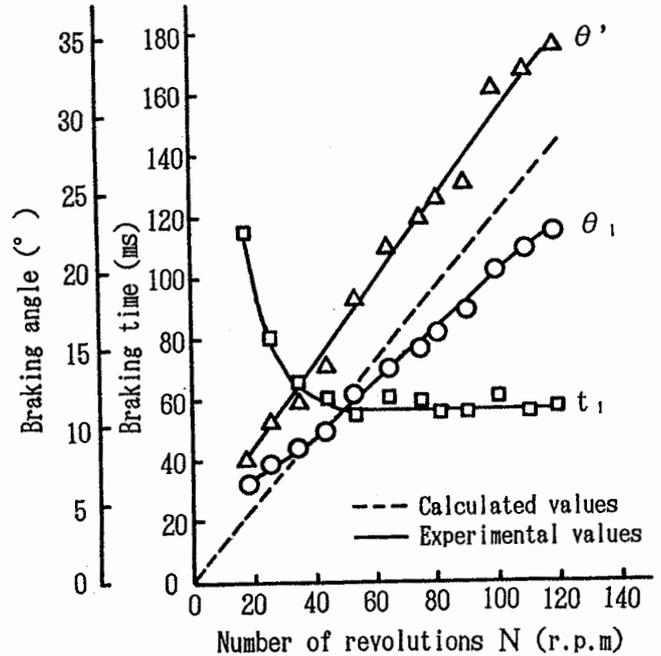


Fig. 6 Experimental result of braking time and braking angle
制動時間と制動角度の実測結果

$E = 4.2 \text{ kgf·m}$ (回転数が 60 rpm のとき, E の求め方は付録 3 参照), $E = 17.0 \text{ kgf·m}$ (120 rpm のとき, 同) として求めたときの理論値 23.2 kgf·m (回転数が 60 rpm のとき), 46.7 kgf·m (120 rpm のとき) と比較した場合, 回転数の高い領域で T_M が理論値より若干高くなる。

これは, 体積弾性係数 K が管内圧力の上昇とともに実際には増大していくためであり (たとえば, 付録 2 の式 (A-6) を基に計算すれば, 発生圧力 150 kgf/cm^2 のとき $K = 1.74 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$, 300 kgf/cm^2 のとき $K = 1.83 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$ となる), これにより理論値を計算し直すと, 23.8 kgf·m (回転数が 60 rpm のとき), 49.0 kgf·m (120 rpm のとき) となり, 理論値と実測値はきわめて良い一致を示すことがわかる。

4.1.3 実制動時間 t_1

Fig. 6 に, 実制動時間 t_1 の実測結果を示す。図より, 回転数が 60 rpm 以上の領域では, t_1 は回転数によらず約 59 ms と一定である。これは, (6) 式で, $a = 15.7 \text{ cm}^3$, $v = 17.5 \text{ cm}^3/\text{rad}$, $K = 1.66 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$, $J = gI = 2.11 \times 10^4 \text{ kgf·cm}^2$, $V_0 = 319 \text{ cm}^3$, $g = 980 \text{ cm/s}^2$ として求めた理論値 61 ms とほぼ一致する。なお, 回転数の低い領域で t_1 が理論

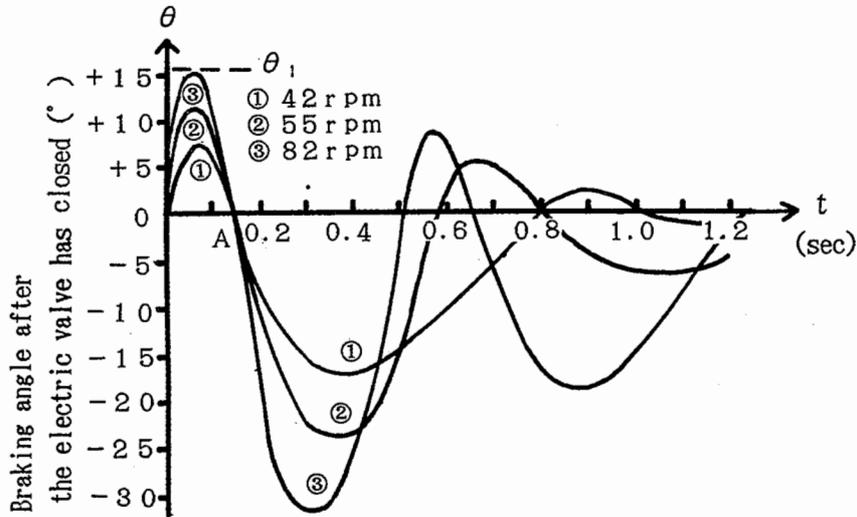


Fig. 7 Experimental result of flywheel movement
フライホイールの挙動の実測結果

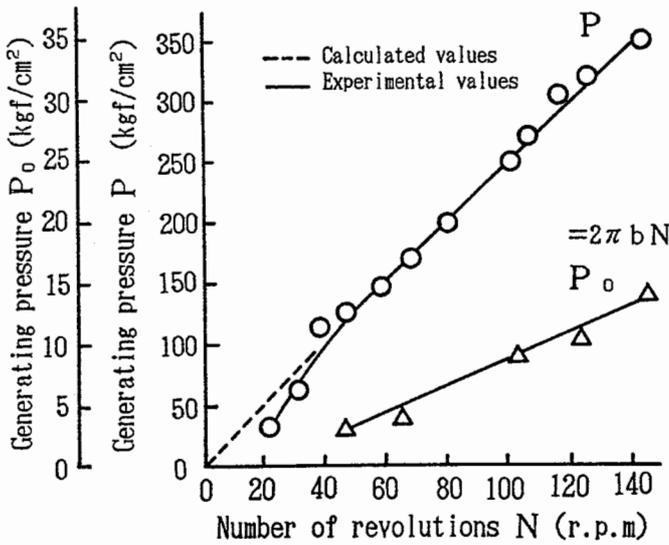


Fig. 8 Experimental result of pressure
発生圧力の実測結果

値と比較して長くなるのは、油圧アクチュエータ内や管路に混入した空気の影響と考えられる。

4.1.4 実制動角度 θ_1

Fig. 6 に、実制動角度 θ_1 の実測結果を示す。図より、 θ_1 はフライホイールの回転数に一次比例することが明かとなった。なお、回転数が 60, 120 rpm のとき、 θ_1 の実測値は各々 12, 23 度であった。

これは、(7) 式で、 $b = 0.013$ (4.1.9 節参照) として求めた理論値 13.9, 27.9 度よりやや低い値となる

が、これは (7) 式を導出する過程で無視した粘性トルク T_R が、実際にはフライホイールの制動トルクとして作用するためと考えられる。

4.1.5 制動角度 θ'

Fig. 6 に、制動角度 θ' の実測結果を示す。図より、 θ' はフライホイールの回転数に一次比例することが明かとなった。なお、 $|\text{制動角度}\theta' - \text{実制動角度}\theta_1|$ は、回転数が増大するに従って無視できないほど大きくなっていく。これは、電磁弁の応答時間が約 20 ms あり、急停止機構による実制動時間約 60 ms と比較して、無視できない影響を与えるためである。

4.1.6 振動系の挙動

Fig. 7 に、電磁弁遮断後のフライホイールの回転状態を示す。図からも明かなように、フライホイールは一回目の到達角度 θ_1 を越えて回転することはない。

従って、 θ_1 の角度に安全限界を設定すれば、少なくともこの限界を越えてフライホイールが回転することのないような制動を実現することができる。

なお、振動系の挙動は、Fig. 7 の A 点までは再現性がよいが、A 点を越えると、急に再現性に乏しくなる傾向が認められた。これは、図の A 点までの挙動が主に弾性トルク T_M によって支配されるのに対し、A 点以降の挙動は主に粘性トルク T_R に支配されるためと考えられる。

4.1.7 発生圧力 P

Fig. 8 に、管路内の油の圧縮によって発生する圧

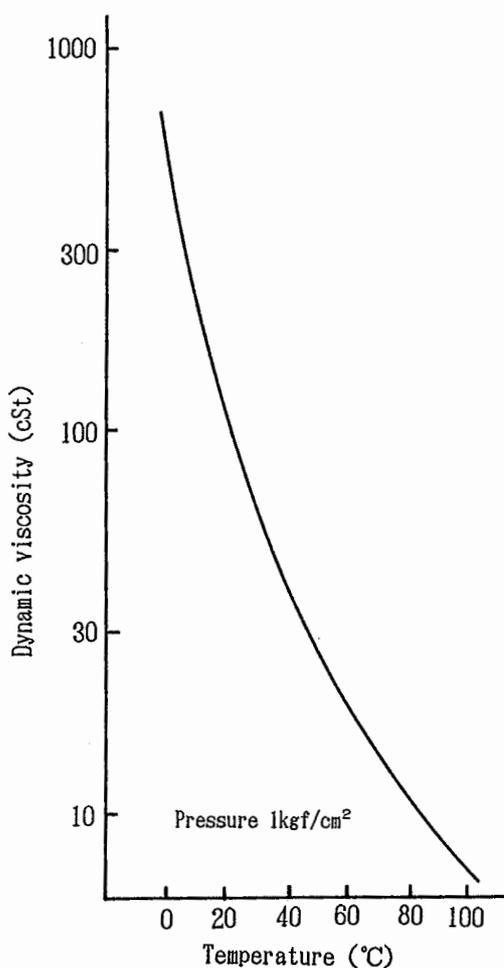


Fig. 9 Characteristics of dynamic viscosity
動粘度の特性

力 P を示す。図より、 P が回転数の一次に比例して増大していくことが明らかとなった。これは、 $P = b'\omega$ (b' は比例定数、 ω は電磁弁遮断時のフライホイールの回転角速度) なる関係として表すことができる。また、このときの実測値は、 152 kgf/cm^2 (回転数が 60 rpm のとき)、 306 kgf/cm^2 (120 rpm のとき) であった。

これは、(8) 式で、 $K = 1.74 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$ (回転数が 60 rpm のとき)、 $K = 1.83 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$ (120 rpm のとき)、 $V_0 = 319 \text{ cm}^3$ 、 $E = 4.2 \text{ kgf}\cdot\text{m}$ (回転数が 60 rpm のとき、 E の求め方は付録 3 参照)、 $E = 17.0 \text{ kgf}\cdot\text{m}$ (120 rpm のとき、同) としたときの理論値 151 kgf/cm^2 (回転数が 60 rpm のとき)、 312 kgf/cm^2 (120 rpm のとき) にほぼ一致する。

4.1.8 発生圧力 P_0

Fig. 8 に、電磁弁開時の油圧モータの発生圧力 P_0

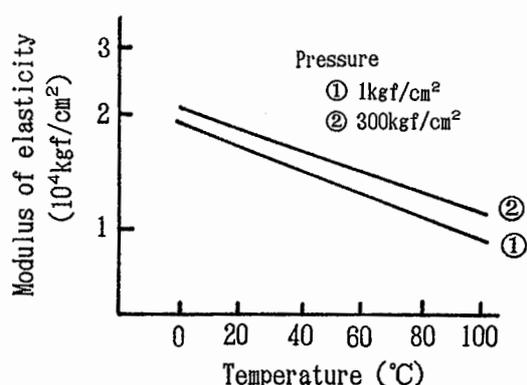


Fig. 10 Characteristics of volume elasticity
体積弾性係数の特性

を示す。図より、 $P_0 = 2\pi bN$ (b は比例定数、 N は電磁弁開時の油圧モータの毎分回転数) なる関係にあることが明らかとなった。

4.1.9 常数 a , b の測定

理論値と実測値の比較を行うのに必要な定数 a , b ($T_M = aP$, $P_0 = P_0 = 2\pi bN$, 各変数の意味は第 2 章参照) を圧力—トルク曲線と回転数—圧力曲線の実測によって計測したところ、 $a = 15.7$, $b = 0.013$ であった。

4.2 考 察

以上の実験結果から、本機構の特徴は、①油圧モータ・電磁弁間の管路に存在する少量の油の圧縮によって大きな制動トルクが得られる、②実制動時間が回転数によらず一定である、③実制動角度が回転数に一次比例する点にあることが明らかとなった。このような特徴を持つことから、本機構は、高速で回転する可動部や、プレス機械のようにきわめて急速な停止が要求される可動部の急停止機構に適していると考えられる。ただし、実際の設計にあたっては、少なくとも次のような点に配慮しなければならない。

4.2.1 粘性トルクと弾性トルクの温度・圧力依存性

本機構では、油の圧縮を利用して制動トルクを生成しているが、この油の粘性や弾性は温度によって変化する。特に、粘性は、Fig. 9 に示すように、常温 (20°C) 付近では、 10°C の温度上昇によって、その動粘度が約半分になるという特性を持つ。

この動粘度の低下は、制動能力そのものに影響をあたえることはないが (なぜなら、本機構では、安全限界を超えない制御は弾性トルクが担っているため)、電磁弁遮断後のフライホイールの減衰振動時間を長

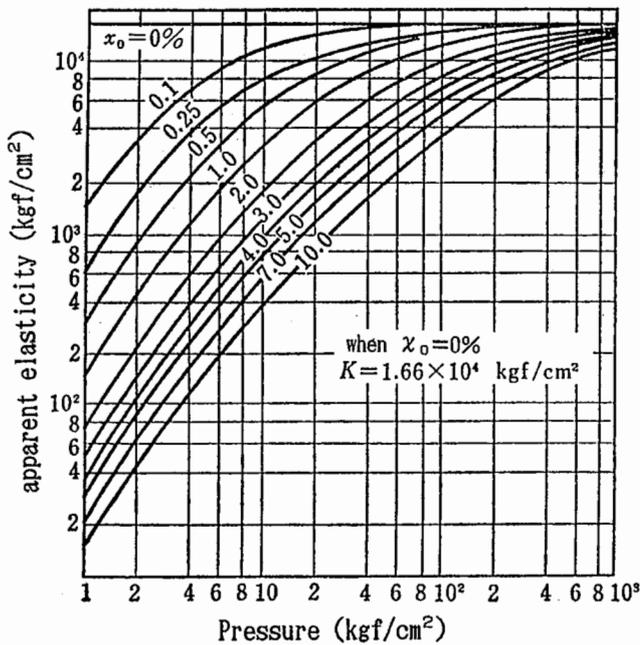


Fig. 11 Characteristics of volume elasticity depending on pressure
体積弾性係数の圧力依存性

くする。また、動粘度の上昇は、制動トルク T の増加につながり（なぜなら、温度低下により、 $T_M \gg T_R$ なる条件が崩れ、 $T = T_F + T_R$ となるため）、制動能力が過大になるという問題を生じかねない。

これに対し、油の体積弾性係数は、Fig. 10 に示すように、 10°C 前後の温度変化が生じてても体積弾性係数はそれほど変化しない（たとえば、圧力が 1 kgf/cm^2 の場合で、温度が 10°C のときの体積弾性係数 K_{10} は $1.79 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$ 、温度が 20°C のときの体積弾性係数 K_{20} は $1.66 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2$ であり、その減少率 $(K_{10}-K_{20}) / K_{10}$ は 7.3% である）。さらに、弾性トルク T_M は、体積弾性係数の平方根に比例するから（(8) 式参照）、仮に少しばかりの温度変化が生じてても、 T_M は、ほとんど変化しないと推察される（たとえば、温度が 10°C 変化しても、上記のような条件の下では、 T_M の変化はたかだか 4% 前後に抑えることができる）。

同様に、圧力による体積弾性係数の変化は、今回の実験の最高使用圧力である 300 kg/cm^2 の下でも Fig. 10 に示すように 10% 程度に抑えることができるから、これに比例する弾性トルク T_M （(2) 式参照）の変化も、たかだか 10% 程度に抑えることができる。このことから、安全限界を超えない制御は、温度

変化の著しい粘性トルクでなく、温度・圧力変化の少ない弾性トルクに担わせるのが適当と考えられる。

4.2.2 急停止時に発生する熱の影響

本機構では、フライホイールの急停止によって発生した熱エネルギーの多くは、油圧モータ・電磁弁間の管路内の油に吸収されると考えられる。このときの上昇温度は、理論的には相当なものになると考えられるが、実際の実験では、顕著な温度上昇は認められなかった（たとえば、当初の油の温度が 12°C の状態で、急停止を連続して 24 回実施したとき（所要時間 1 時間 30 分）の油の温度は、 14°C に上昇していた）。

これは、①フライホイールの持つ運動エネルギーを熱エネルギーに変換する過程が粘性トルクに依存する過程であり、この過程が数秒もの長い時間をかけて行われる（Fig. 7 参照）、②実験装置自身の熱容量がきわめて大きいためと考えられる。しかし、このうち特に後者は、個々の実験装置に依存する特性であるから、今後の試作にあたってはこの点を特に注意して検討しなければならない。

4.2.3 空気の混入による影響

本機構では、油圧アクチュエータや管路内に空気が混入することにより、その制動能力は低下すると考えられる。実験の結果、回転数の低い領域では、確かにその影響が認められた。たとえば、回転数が 60 rpm 以下の領域では、実制動時間 t_1 は理論値と比較して長くなり（Fig. 6 参照）、弾性トルク T_M は理論値と比較して小さくなる（Fig. 5 参照）。

一方、この影響は、回転数が 60 rpm を超えるところから、ほとんど認められなくなっている。これは、回転数が高くなるのに比例して油圧回路内の発生圧力も大きくなり、その結果、混入空気が圧縮されて、その及ぼす影響が少なくなるためと考えられる。

この影響に関する研究は、Fig. 11⁶⁾ に示したようなものがある。この図で言えば、空気が容積比 χ_0 にして 1% 混入しているものは ($\chi_0 = 1\%$)、発生圧力が低いとき、見かけの体積弾性係数は空気の混入がないときの体積弾性係数と比較して著しく小さいが、発生圧力が 100 kgf/cm^2 を超えるようなときは、その影響はほとんどなくなる。このことは、空気の混入を容積比にして 1% 程度に抑えれば、発生圧力を一定値以上にすることによって、混入空気に影響されない急停止機構の構成が可能であることを意味している。

5. 結 言

本研究では、従来と比較して単純な構造をもち、かつ制動能力の大きな急停止機構の開発を目的として、油の圧縮によって得られる弾性力を利用した機構を考案した。これは、油圧モータ・電磁弁間の管路に存在する少量の油の圧縮によって、大きな制動トルクが得られることを特徴とする。

実験の結果、この機構は、回転半径が 295 mm, GD^2 が 8.44 kgf·m², 最大回転数が 120 rpm のフライホイールを回転数に依存することなく約 60 ms 程度で停止する制動特性が得られた。また、このときの制動角度は回転数の一次に比例して増大するから（これに対し、摩擦式ブレーキの制動角度は回転数の二乗に比例して増大する）、回転数が高くなるほど効果的な制動特性を持つ機構を実現できることになる。従って、この機構は、高速で回転する可動部や、プレス機械のようにきわめて急速な停止が要求される可動部の急停止に応用できると考えられる。

今後、この機構を実際のポジティブ・クラッチ式プレスに適用し、その有効性を評価することを計画している。

謝 辞

本研究に御協力いただいた日本信号（株）信号技術部機械グループの藤井氏、飯野氏、高橋氏に深く感謝いたします。また、本研究に関する討論に参加いただいた当研究所の杉本主任研究官、深谷主任研究官、池田研究員と、測定装置の製作に御協力いただいた村田氏に感謝いたします。さらに、油の物理特性に関する貴重なデータを提供していただいた昭和シェル石油（株）の関係各位に対して感謝いたします。

[付 録 1]

本機構では、フライホイールの持つ回転エネルギー E は、油圧モータ・電磁弁間の油の圧縮により、その持つ弾性エネルギーに変化する。いま、この過程が衝撃的に行われるものとし、油圧モータ・電磁弁間の油の管路長方向への縮み量を x とすると、エネルギー変換の過程は、次式で与えることができる。

$$E = ckx^2 \quad (c \doteq 1) \quad (A-1)$$

ここで、 k は、管路内の油のバネ常数に相当するものであり、次の関係がある。

$$k = K \cdot S/L \quad (A-2)$$

ただし、 K は油の体積弾性係数であり、 S は管路の断面積、 L は管路長である。

次に、発生圧力 P と、油圧モータ・電磁弁間の油の容積 V_0 は、次式で与えられる。

$$P = K(x/L) \quad (A-3)$$

$$V_0 = L \cdot S \quad (A-4)$$

以上の式を基に、次式の関係を得ることができる。

$$P = \sqrt{\frac{EK}{V_0}} \quad (A-5)$$

なお、(A-1) 式の右項は弾性エネルギーを意味するから、本来であれば c は 1/2 となるはずであるが、本機構では油の圧縮過程は衝撃的に行われるため、縮み量 x は瞬間的に生じるものと考えられる（このことは、シリンダを利用した落垂試験でも確認している。また、これには、油の圧縮に先立って管路内に残留している空気が圧縮される影響等もあると考えられる）。そのため、本論文では、 $c = 1$ として理論値を計算した。

[付 録 2]

本研究では、次の式を使用して油の体積弾性係数を計算した⁷⁾。

$$K = \{(1.89 + 0.22 \log \eta)14.2\} \\ \times \text{ANTI} \log [0.0023(20 - T)] \times 10^5 \\ + 0.39P \quad (A-6)$$

ここで、

K : 体積弾性係数 (kgf/cm²)

P : 圧力 (ゲージ圧) (kgf/cm²)

T : 温度 (°C)

η : 動粘度 (大気圧下) (cSt)

なお、この式の適用範囲は、次のとおりである。

P : 0 ~ 816 kgf/cm²

T : 5 ~ 100°C

η : 30 ~ 1500 cSt

[付 録 3]

いま、フライホイールの慣性モーメントを I 、回転角速度を ω 、フライホイール効果を (GD^2) 、毎分回転数を N 、重力加速度を g とすると、フライホイールのエネルギー E は、次式で与えられる。

$$\begin{aligned} E &= \frac{1}{2} I \omega^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot \frac{(GD^2)}{4g} \cdot \frac{(2\pi N)^2}{60^2} \end{aligned} \quad (\text{A-7})$$

ここで、 $(GD^2) = 8.44[\text{kgf} \cdot \text{m}^2]$ 、 $g = 9.8\text{m/s}^2$ であるから、 $N = 60 \text{ rpm}$ のとき $4.24[\text{kgf} \cdot \text{m}]$ 、 $N = 120 \text{ rpm}$ のとき $17.0[\text{kgf} \cdot \text{m}]$ となる。

(平成 5 年 4 月 22 日受理)

参 考 文 献

- 1) 中央労働災害防止協会，安全衛生年鑑（平成 2 年版）（1990）。
- 2) 東盛，安全クラッチについて，金属プレス（1978-3），pp. 48-51.
- 3) 寺田，安全クラッチ装置，金属プレス（1984-7），pp. 54-57.
- 4) 梅崎・杉本・糸川，フェールセーフシステムにおけるエネルギー条件，第 21 回安全工学シンポジウム講演予稿集（1991），pp. 24-27.
- 5) 梅崎・深谷・杉本，人間の制御構造のエネルギー的評価（第 2 報），日本機械学会 第 3 回バイオエンジニアリング部門学術講演会予稿集（1991），pp. 80-82.
- 6) 竹中，作動油の圧縮率について，油圧 Vol.7, No.2（1964）.
- 7) Hayward, How to estimate the bulk modulus of hydraulic fluids, Hydraulic Pneumatic Power（1970）昭和シェル石油（株）からの提供資料.