

リクレーマの油圧駆動

Hydraulic Driving Mechanisms of Reclaimers

渡 部 富 治* 石 原 茂*
Tomiji Watabe Shigeru Ishihara

要 旨

石炭・鉱石などバラ物の搬出用として、リクレーマがその主力機械として使用されている。日立製作所は昭和35年以来各種のロータリリクレーマを完成させたが、このうち2台は油圧駆動方式である。

油圧駆動リクレーマは、油圧ポンプおよびモータの組合せを用い、油圧ポンプの吐出量を変えることによって速度をコントロールするものであるが、本質的にリクレーマのような衝撃負荷が働くものに適しており、さらにショベルホイールと旋回の両方の速度を自動制御して定量搬出特性を持たせてある。

これに使用された機器はすべて油圧式であり、定量搬出の結果はむらが少なくなり、連続運転時の搬出能力が非常にすぐれていることが実証された。

1. 緒 言

リクレーマとは石炭・鉱石などのバラ物を貯蔵所から搬出する連続式の荷役装置であって、従来の荷役機械に比較して性能・容量・価格などの面ですぐれていることが認められ、製鉄所をはじめ各所の荷役用として採用されている。

日立製作所では昭和35年に回転式ショベルホイール方式のロータリリクレーマを、日立製作所の第1号機として昭和電工株式会社に納入して以来、現在までに各種のロータリリクレーマを完成させた。

このうちには2台の油圧駆動リクレーマが含まれており、それぞれ八幡製鉄株式会社堺製鉄所(400 t/h, 昭和40年4月納入)および富士製鉄株式会社広畑製鉄所(1,000 t/h, 昭和41年5月納入)に納入され、好調な運転を続けている。

これらの油圧駆動リクレーマは、可変形油圧ポンプと一定形油圧モータの組合せを駆動装置として使用し、ショベルホイールに加わる負荷を検出して可変形ポンプの吐出量を自動制御するものであり、その負荷条件に合致した特性を与えることができるので、今後いろいろと過酷な性能を要求する分野において広く採用されるものと期待されている。

ここではこれら油圧駆動リクレーマの、主として油圧装置について述べる。

2. 油圧駆動リクレーマの構造

図1は富士製鉄株式会社広畑製鉄所納1,000 t/h油圧リクレーマである。この場合は、ヤードコンベヤにまたがって走行する門形フレームの走行体、旋回装置・俯仰装置・運転室などを収納した旋回体およびブーム、ショベルホイールなどから構成されており、これらの機構のうちで、ショベルホイールと旋回体の2系統の駆動に油圧駆動が採用されている。

ショベルホイール駆動の場合、ブーム先端に油圧モータを取り付けるが、低速大トルク油圧モータを採用したので、ブーム先端における油圧モータおよび歯車減速機の合計重量が軽くてすみ、バランスウェイトさらに本体全体の重量軽減に役だっている。

油圧駆動は過負荷防止に対してすぐれている。

製鉄所における粗鉱石の払出し用リクレーマでは、鉱石の性質上最も過大負荷が働きやすい。油圧駆動を採用すれば、主回路油圧が負荷に比例して上昇するから、適正な安全弁その他の機器の働きにより、主回路油圧を制御することによって、本体に加わる過負荷を

* 日立製作所亀有工場

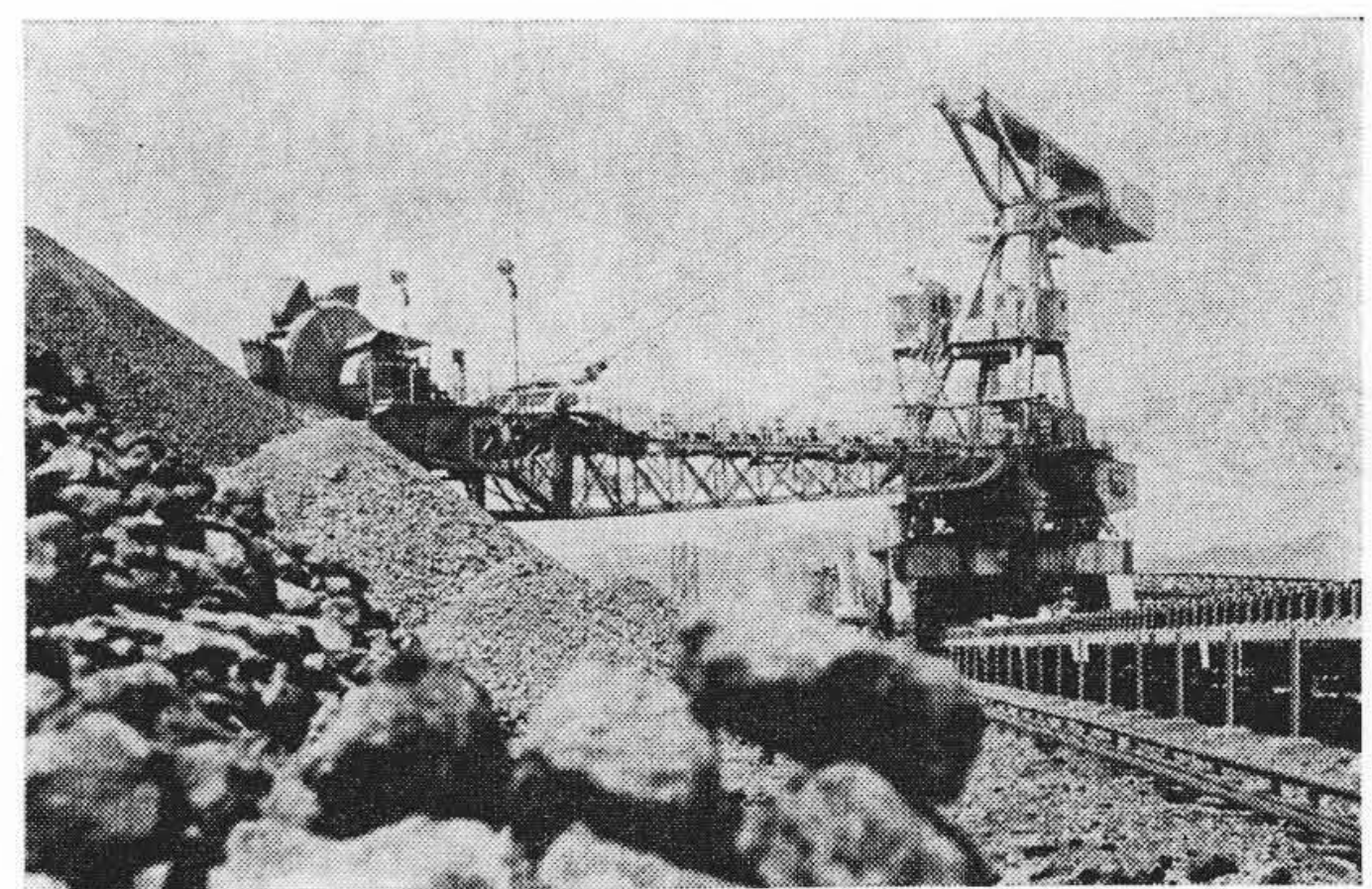


図1 油圧駆動を採用したリクレーマ

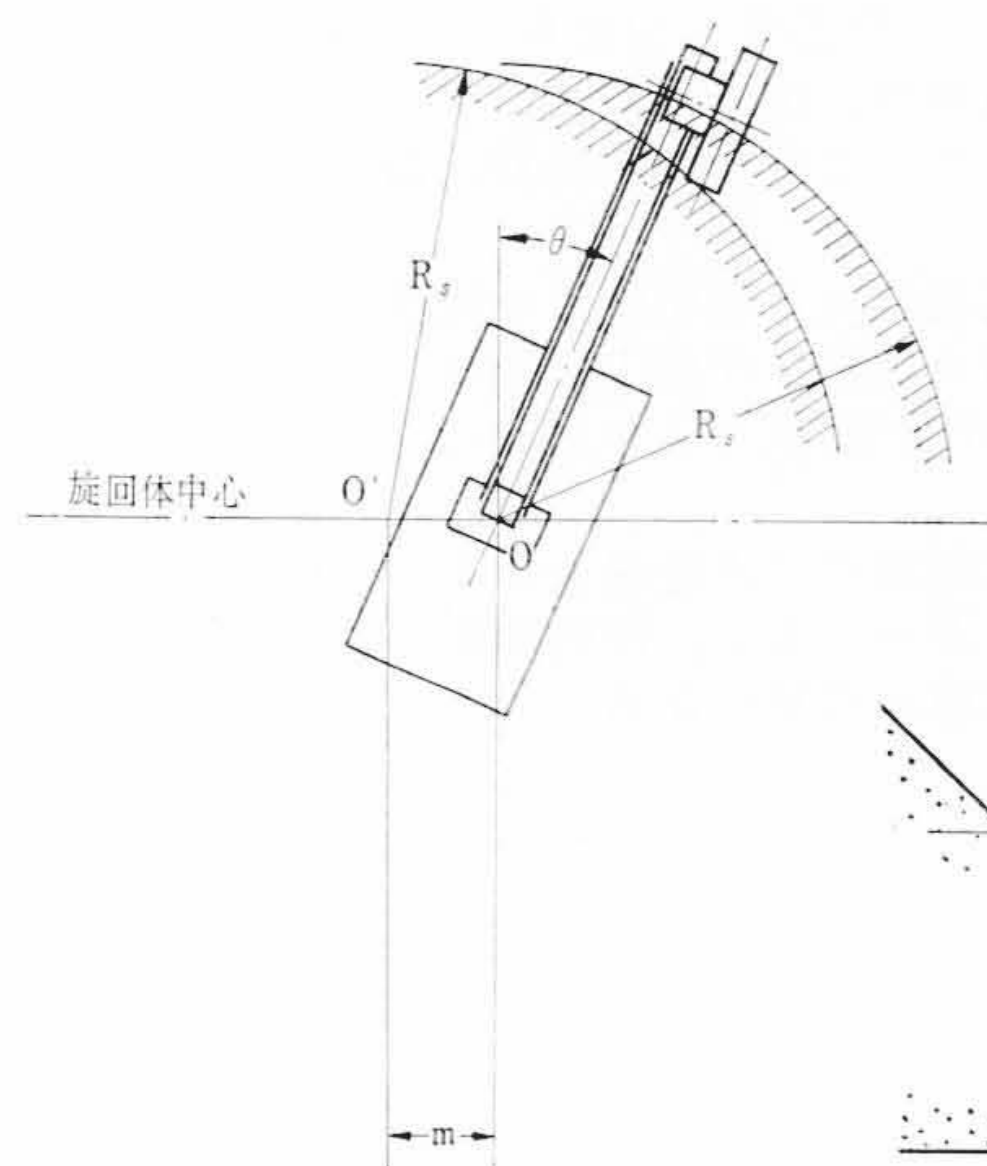


図2 リクレーマの掘削状態説明図

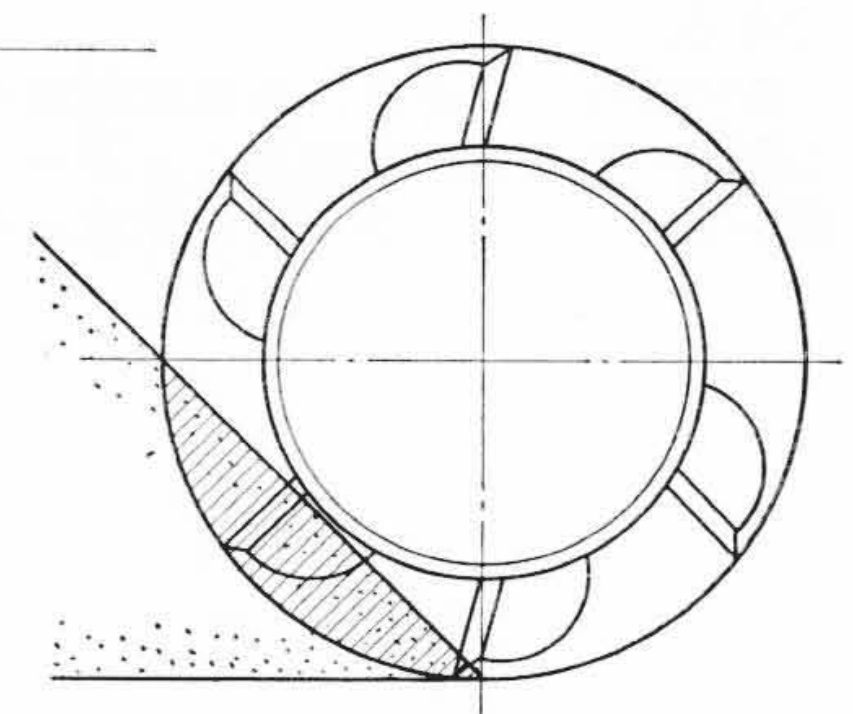


図3 ショベルホイールによる採集状態説明図

容易に防止することができる。また、油圧モータは出力トルク：イナーシャ率が非常に大きいから、衝突の際に生ずる衝撃応力が低く、駆動歯車その他の構造物の損傷が少ない。

リクレーマにおいては、このほかに定量搬出特性が要求されている⁽¹⁾。

リクレーマでは図2に示すように、旋回を主体にした掘削をする。図2では、旋回体中心がO'点からmだけ走行した0点で、半径R_sのブームを旋回させて鉱石採集を行なう場合を示したもので、ブームの回転角thetaにより採集能力が変化することがわかる。

貯蔵堆積状態は均一ではないから、採集中のくずれ落ちなどが生ずる。こうした事態も含めて常に一定量搬出が行なわれるよう考慮

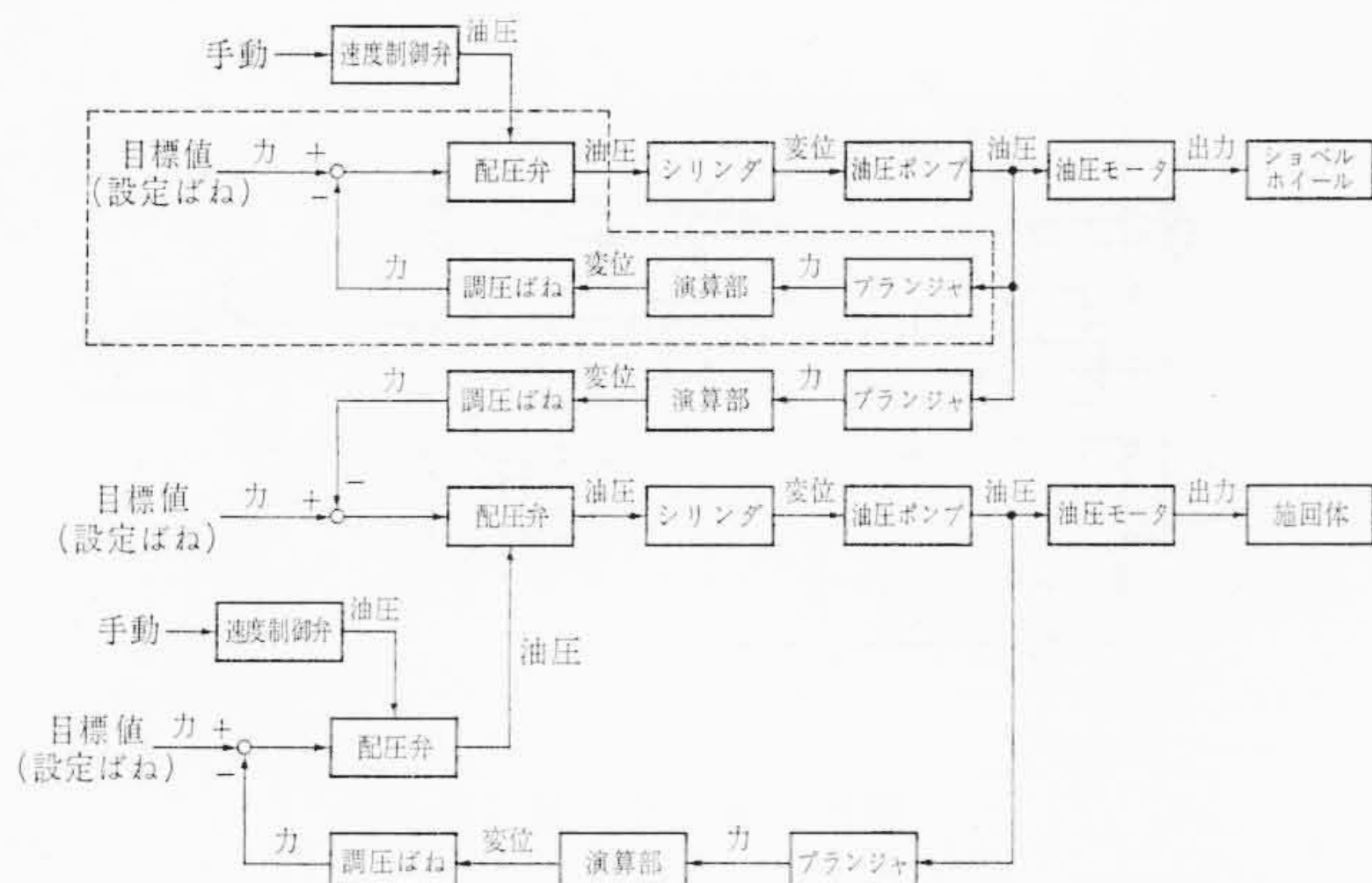


図4 油圧駆動装置のブロック線図 (特許出願中)

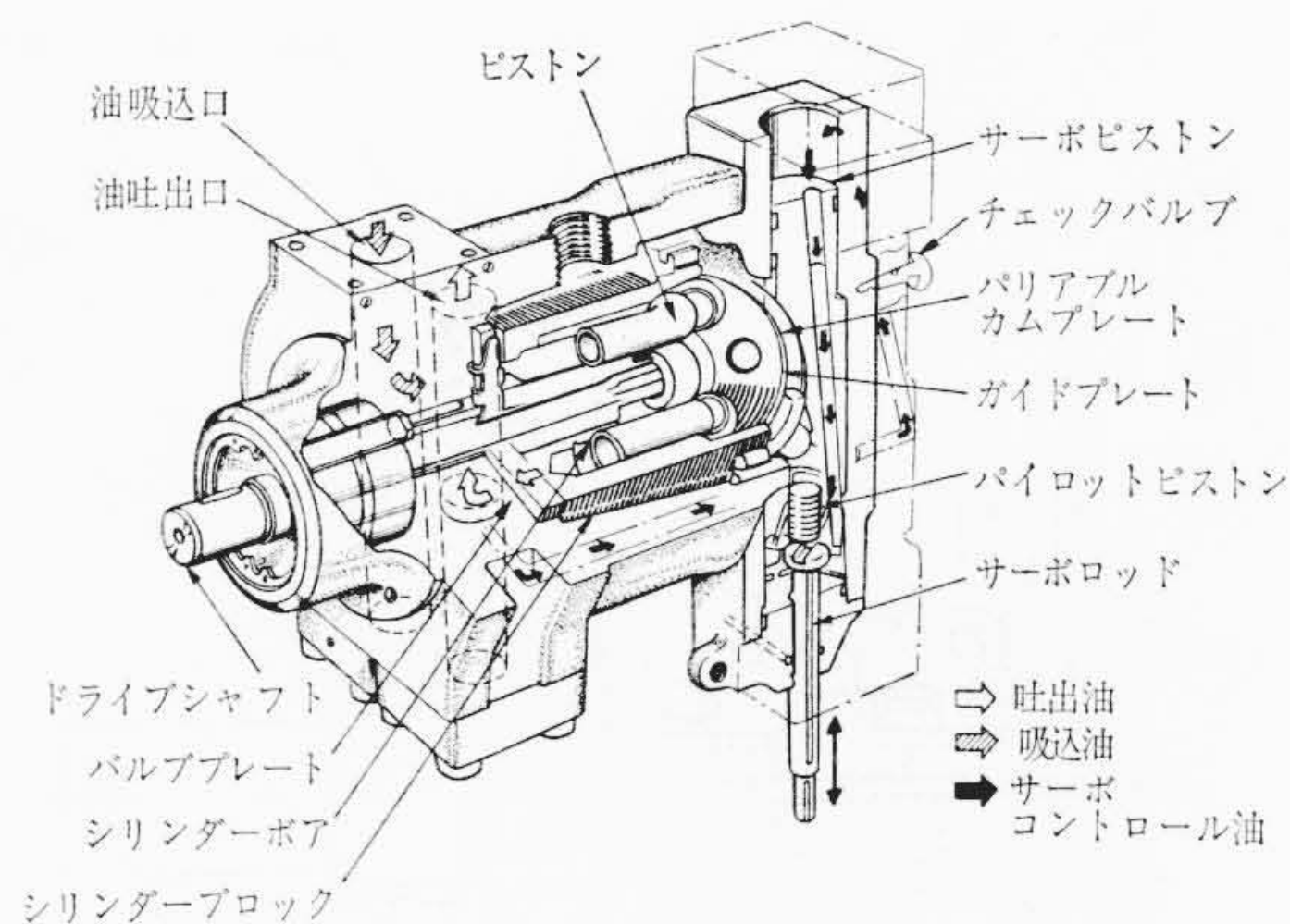


図6 日鋼-ルーカスポンプ

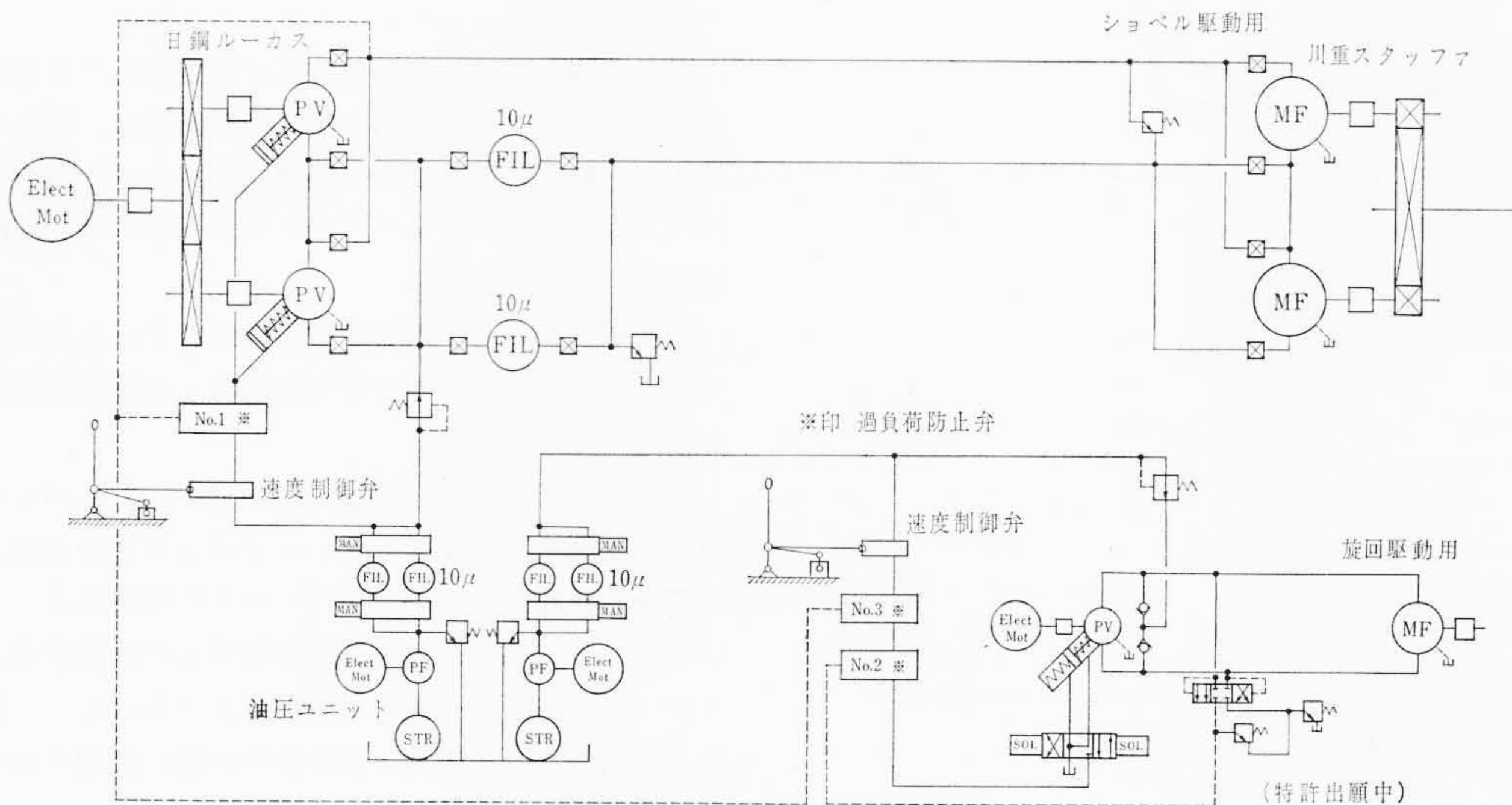


図5 リクレーマの油圧回路図 (特許出願中)

する必要がある。

一般にショベルホイールによる採集容量 Q は、図3の切込面積 A と回転速度 v_s との積で表わされる。

$$Q = A \cdot v_s \quad (1)$$

しかしバケットからのこぼれ落ちがあるから、回転速度 v_s がある値以上では Q は一定になり、この限界の v_s の値はショベルホイール回転速度の関数である。

一方ショベルホイールを駆動するに要するトルク M は、

$$M = M_w + M_h + M_f \quad (2)$$

ただし、 M_w : 掘削抵抗トルク

M_h : バケット内の鉱石を上方に持ち上げるトルク

M_f : 摩擦抵抗トルク

であり、日立製作所における現地実測結果によれば、駆動トルク M は、鉱石の種類および状態によって著しく異なり、製鉄所用粗鉱石においては精鉱石の数倍にも達するものがあることがわかっている。また駆動トルク M が大きくなるほど、動的衝撃負荷も増大する傾向がある。

採集容量 Q については、同一銘柄の鉱石に関して、ショベルホイールを駆動するに要する動力との間にかなりの相関性があることが発見されている。したがって一定のショベルホイールにより、取扱う鉱石に関する採集容量: 所要動力の関係を実測し、この実測データに基づくショベルホイールのパワーコントロールを行えば、ショベルホイールによる定量搬出制御を行なうことができる。すなわち

$$Q = f(W) \quad (3)$$

ただし、 W : ショベルホイール駆動動力

こうした考え方を基礎にして、つぎの2系統の自動制御を組み合わせ採用した。

- (1) ショベルホイールの駆動トルク M を検出し、これによりショベルホイール回転数を制御し、ショベルホイール駆動動力を一定に制御する。
- (2) さらに旋回駆動系を自動制御し、ショベルホイール駆動トルク一定制御系としての閉回路を構成させる。
- (3) それぞれの駆動系には独立した過負荷防止用制御系を、前述制御系と併設せしめる。

駆動方式には可変形ポンプと一定形油圧モータの組合せを採用したので、ショベルホイールの駆動トルク M は主回路油圧 p に比例し、 p によって M の検出を間接的に行なうこととした。各駆動速度は可変形ポンプの吐出量に比例するので、吐出量を制御して駆動速度のコントロールを行なった。これらの制御はすべて油圧式で行なわれ、フィードバックその他の信号は配管により伝達される油圧信号とした。これらの関係を示したのが図4のブロック線図である(特許出願中)。

3. 油圧回路と油圧機器

いままでに説明した構想を具体化した一例として、図5は富士製鉄株式会社広畑製鉄所納1,000 t/h リクレーマの油圧回路図を示したものである。

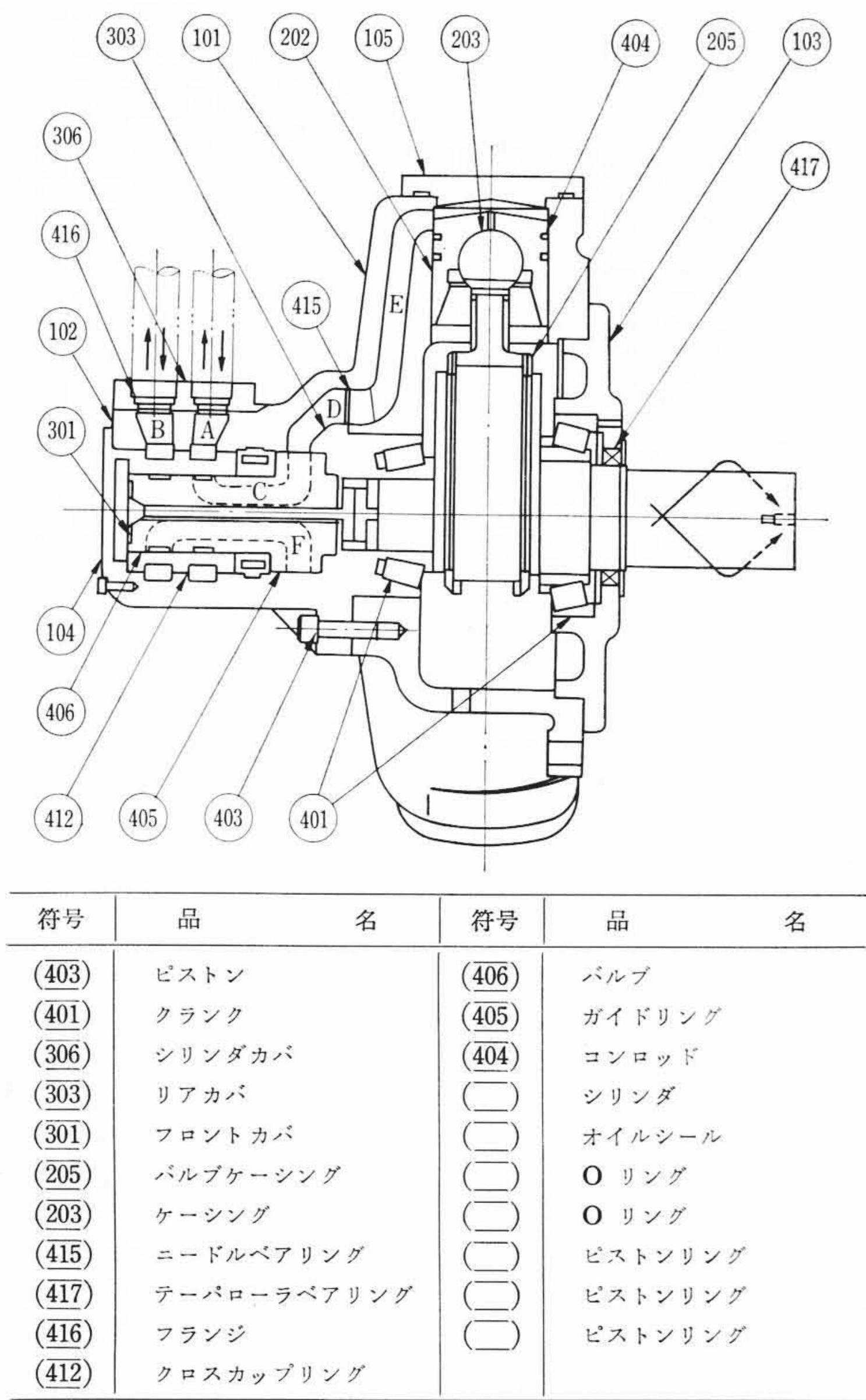


図 7 川重-スタッファモータ

図 5 は①ショベル駆動用、②旋回用の 2 系統からなり、それぞれ主回路と制御回路およびフィードポンプユニットの各部分から構成されている。

主回路は可変形ポンプと一定形油圧モータを閉回路で結び、低圧側にフィードポンプからの供給管を接続し、高圧側には過負荷防止用安全弁を備える。

可変形ポンプはルーカス (Lucas) 形アキシヤルプランジヤであり、油圧モータはスタッファ (Staffa) 形低速大トルクモータである。

安全弁は静特性のよいものと動特性のよいものが組合せ使用されているので、圧力オーバーライドが少なく、かつ急激な過負荷に対し

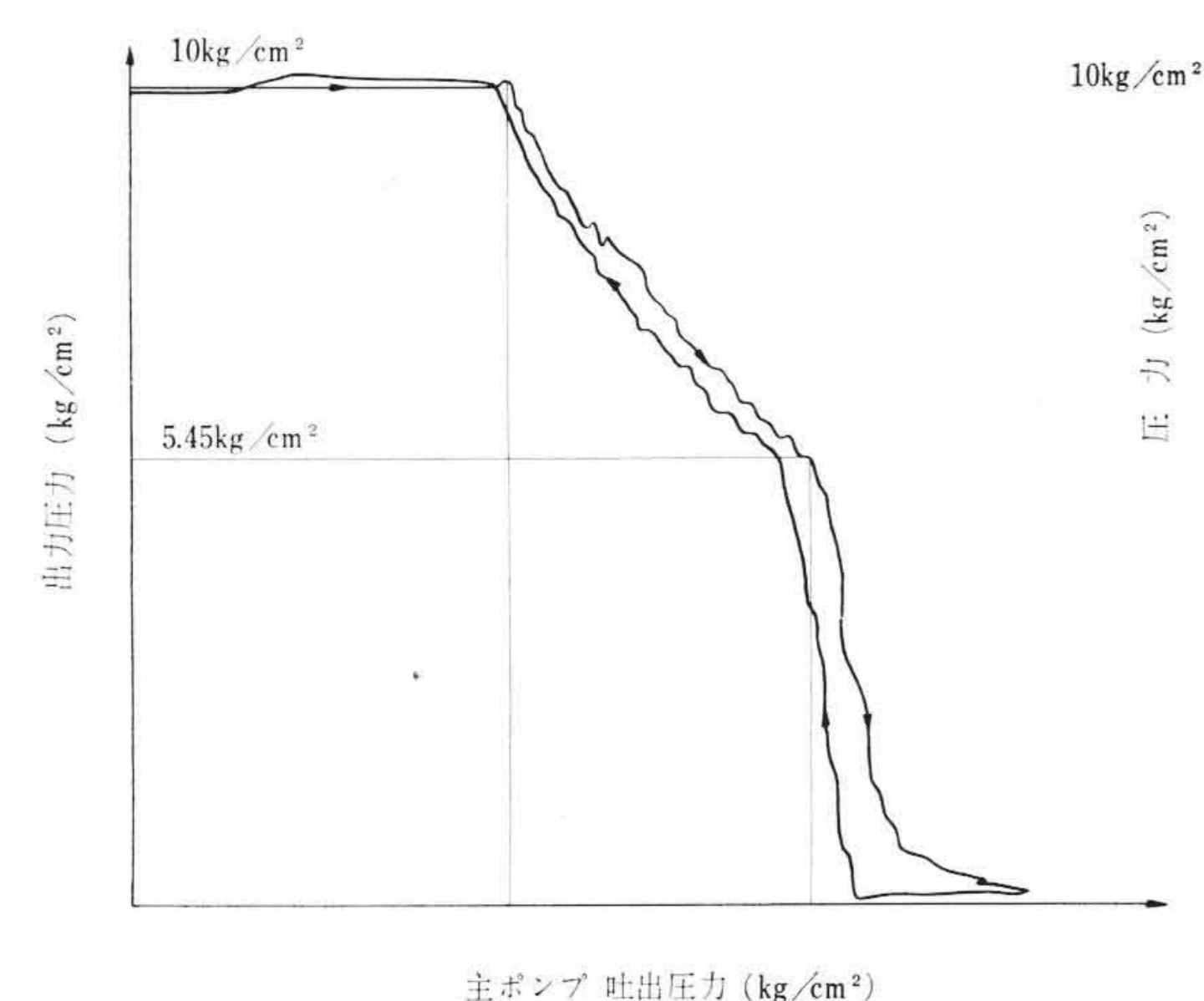


図 10 過負荷防止弁の特性

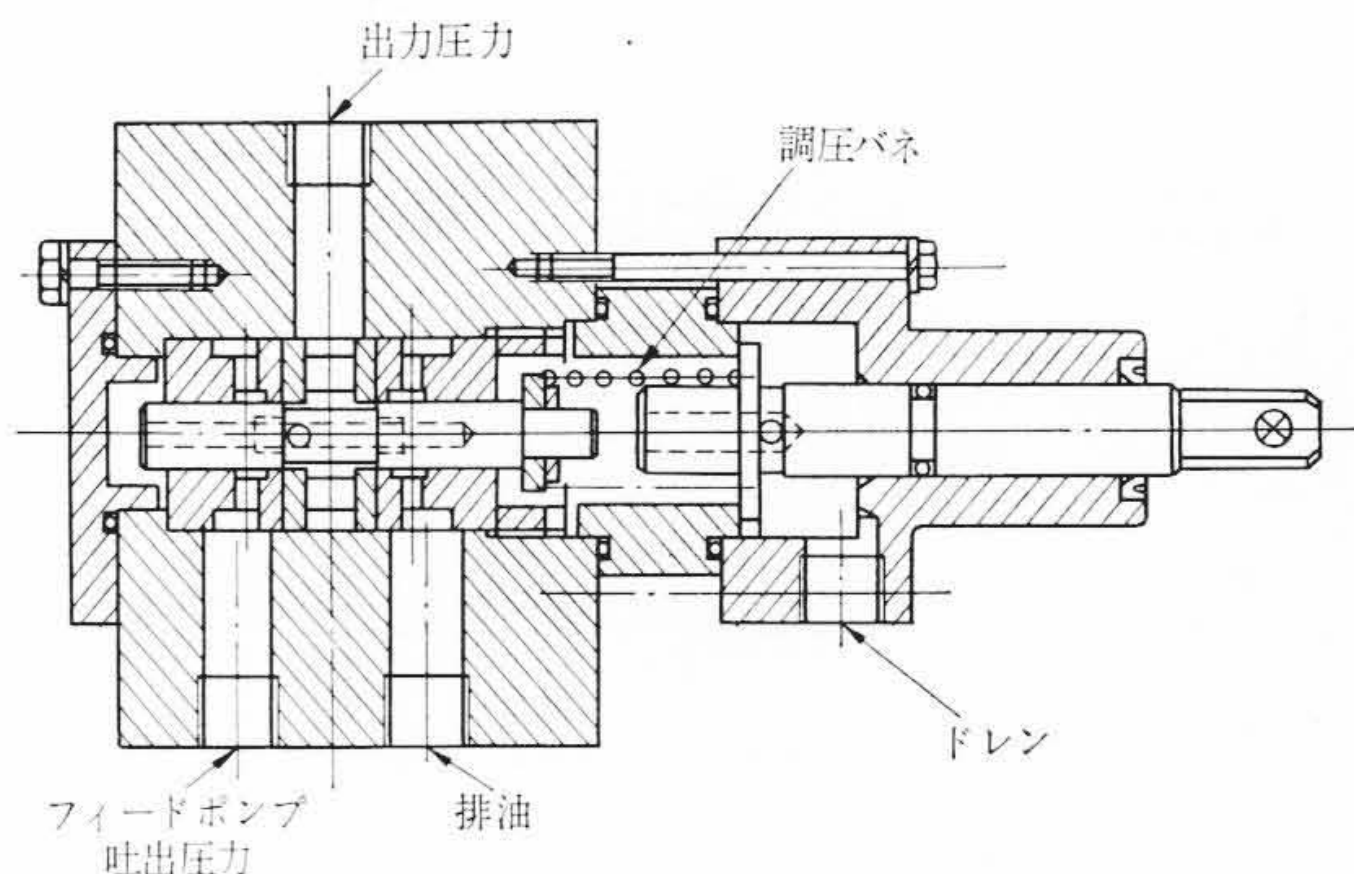


図 8 速度制御弁

ても瞬時に動作する⁽²⁾。

可変ポンプの吐出量は、速度制御弁・過負荷防止弁および油圧サーボの組合せによってコントロールされる。

過負荷防止弁は、過負荷防止と定量搬出の 2 目的の制御を行なう弁であって、ショベル用と旋回用の回路に、それぞれその主回路の油圧とそれぞれの速度との関連性を持たせるために設置されているほか、旋回用にはショベルのトルクコントロール用としてのものが追加されている。

速度制御弁および過負荷防止弁はいずれも力平衡式の圧力制御弁であり、過負荷防止弁は圧力制御弁と油圧演算部とが組み合わされた構造になっている。

こうした制御用油圧機器の使い方や、ショベルホイールに加わる負荷の制御を旋回速度にフィードバックさせる方式は、日立製作所で開発した採炭機のオートフィードの技術によるところが少なくない⁽³⁾⁽⁴⁾。これらの各油圧機器の使用上の仕様決定にあたっては、リクレーマ用として一般の油圧装置よりもはるかに長寿命で使えるよう考慮され、圧力・回転数その他が決定された。また回路には十分容量の大きな 10 μ フィルタが備えられている。

図 6 にルーカスポンプを図 7 にスタッファモータのそれぞれ構造を示した。また図 8 は速度制御弁の構造を示したものである。

4. 特 性

油圧ポンプおよびモータについては特に問題はない。

主回路の配管長さは、片道 40 m 前後であり、圧力降下は最大流速時で 4 kg/cm² 以下であった。

配管が長いので配管中の油の圧縮の影響が現われるが、一般の鉱石の採集では問題にならない。油の圧縮性により、ショベルホイールに加わる衝撃負荷に対してはクッションの効果がある。実際の運

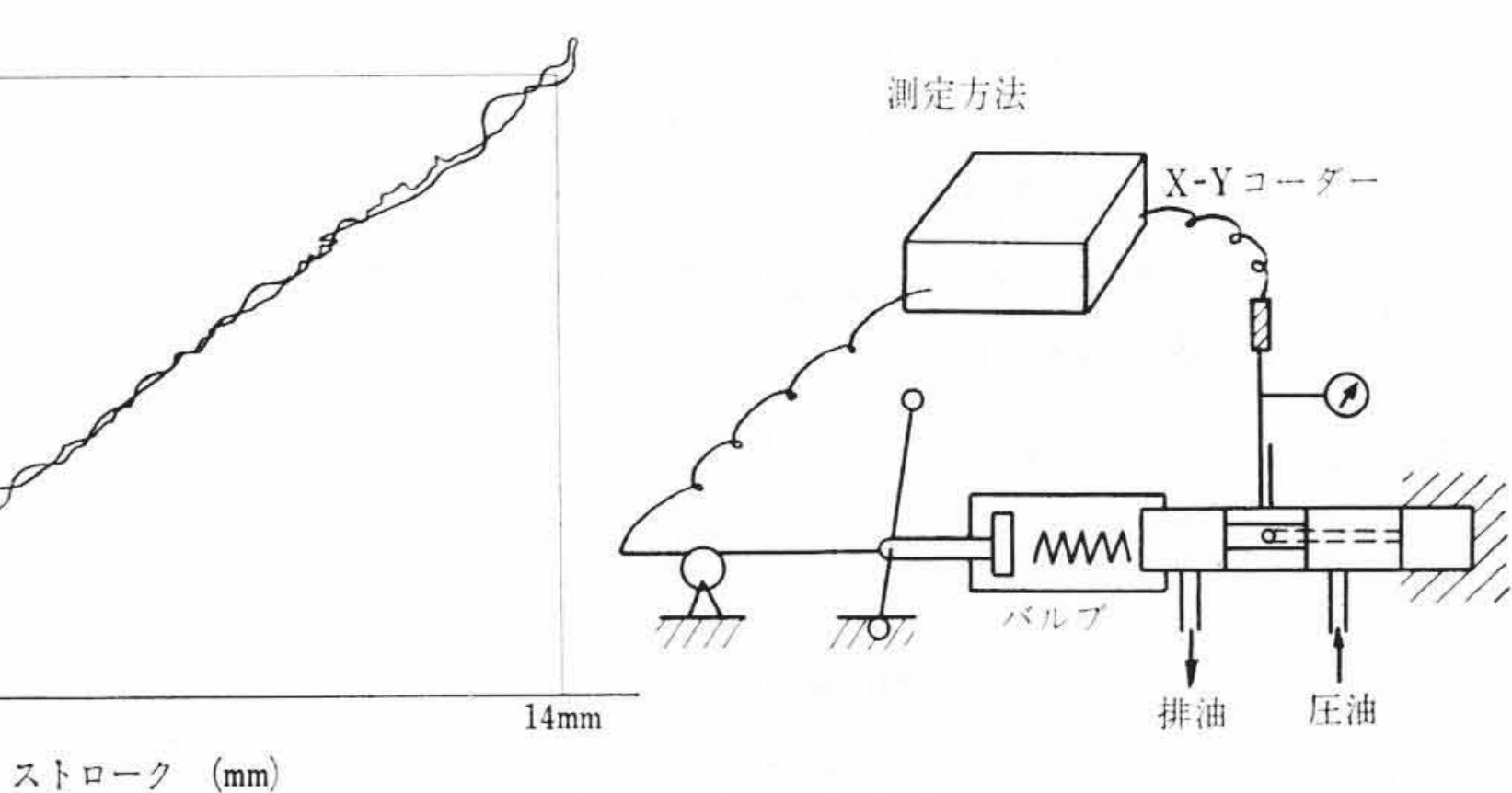


図 9 速度制御弁の特性

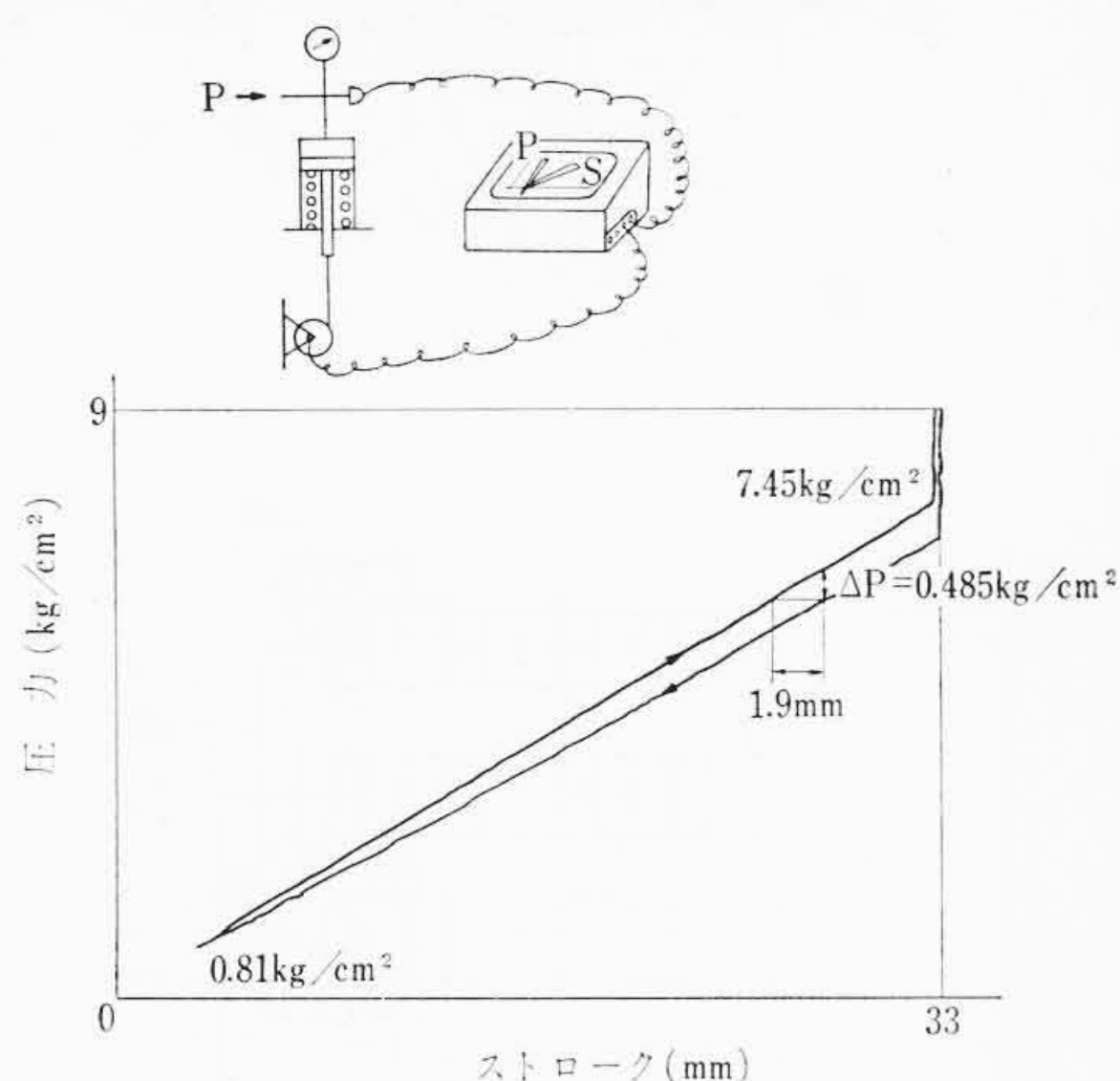


図 11 位置サーボの特性

転では、配管中の油の見かけの圧縮率 β は $1.5 \times 10^{-4} \text{ cm}^2/\text{kg}$ 前後であった。

速度制御弁の特性は図 9 に示すとおりである。

速度制御弁の出力圧力 p_1 と入力変位 x_1 との関係は静的に

$$p_1 = \frac{G_1 x_1}{\frac{\pi}{4} d_1^2} \quad (4)$$

ただし、 G_1 : 調圧バネのバネ定数

d_1 : スプールの径

で表わされる。図 9 はこれを示したもので、かなりよい直線性がえられている。しかしスプールのハイドロリックロックによる摩擦の影響によってヒステリシスが現われている。

今回採用した力平衡式の圧力制御弁では、配管内のウォータハンマ現象やスプールに働く流体力の影響を受け、動的に不安定になることがありうるが⁽⁵⁾われわれの場合はスプールに適当なダンパを考えこれを防止している。現地での使用結果も安定であることが確認された。しかしダンパ室に気泡が蓄積すると不安定になりやすいので、ダンパ室内の気泡を除去することがたいせつである。

図 10 は同様に過負荷防止弁の静特性を示したものである。図は横軸に主回路圧力を、縦軸に制御用出力圧力をとり示してある。主回路圧力が一定値以内では出力圧力は最大までとることができ、一定値をこえると双曲線状に出力圧力が減少し、ある限界値から急激に零になる。これが油圧ポンプ・モータの強度上から定められる制限である。ヒステリシスはプール部の摩擦が原因である。

これら制御弁の出力圧力によってコントロールされる位置サーボの特性を示したのが図 11 である。図 11 は、最も単純なピストン：バネ組合せの位置サーボの例で、ピストンにはリップ状のシールリングが 1 本組み込まれている。

ショベルホイールに加えられる負荷は、バケットの数と回転数の積に等しい数の変動を示すほか、負荷条件によりいろいろな衝撃負荷が重なる。負荷のフィードバック信号は、ほとんどそのままに油圧に変換されて伝達されるが、位置サーボは時定数 $\approx 1.0 \text{ s}$ に調整されており、油圧信号の細かい変動に対しては応答せず、ほぼ積分平均した出力変位を示す。このためリクレーマ全体としてはスムーズな運転が行なわれる。

このように自動制御が行なわれたので、実際の運転で無理することがなく、連日 3 交代運転が行なわれる状態の下でも、油温は夏季で 50°C 前後の適温に維持されている。本体各部に加えられる外力も過大になることがなく安全であり、粗鉋石の取扱いなどに対しては適度の粘り強さも実証された。

定量搬出においては、常にほぼ一定した搬出が連続して行なわれるから、運転にむらが少なく、換言すればむだが増減し、長時間運転結果による平均搬出能力において、仕様能力を十分上回る能力を持っていることが確認された。

5. 結 言

以上述べたことを要約すると次のとおりである。

- (1) ブーム先端の重量が軽減し、本体全体の重量軽減がえられる。
- (2) 衝撃負荷に対しては油の圧縮性によりクッション効果がえられるほか、慣性体としての総合慣性が小さくなるので、各部に生ずる応力が異常に上昇することを防ぐ。
- (3) 過大負荷に対しては安全弁と過負荷防止弁の組合せにより、適切に一定負荷以内に制御する。
- (4) ショベルホイールに加えられる負荷により、ショベルホイール速度と旋回速度の両方を制御し定量搬出を行なうことができる。これらの制御には力平衡式圧力制御弁を使用し、信号伝達を油圧で行なうことにしたので、装置が簡単でじょうぶであるが、摩擦によるヒステリシスが生じてくる。
- (5) 定量搬出の結果、長時間の連続搬出能力においてむだがなく十分余裕ある能力を持っている。

本稿をおわるにあたり、八幡製鐵株式会社および富士製鐵株式会社の関係者のかたがたからいろいろとご指導ご協力いただいたことを厚く感謝する次第である。

参 考 文 献

- (1) 志田：日立評論 45, 1294 (昭 38-8)
- (2) 土橋：日立評論 48, 1440 (昭 41-12)
土橋：日本機械学会 1966-10, 第 44 期全国大会で講演
- (3) 渡部：昭 40-3 全国炭鉱技術会採炭研究会で講演
- (4) 青木：日立評論 48, 1407 (昭 41-12)
- (5) たとえば Fluid Power Control (M. I. T.), Chapter 12 Transient Forces and Valve Instability



特 許 の 紹 介



特許第427021号(特公昭39-554)

秋 丸 舜 二

変 圧 器 巻 線

変圧器巻線においては、各巻線層間の直列分布静電容量を大きくしてインパルス到来時の初期電位分布を、均等化することが行なわれている。

このような巻線層間の直列分布静電容量を大きくする一方法としては、巻線の素線導体間へ、しゃへい導体を巻き込んで各巻線層間に強制的に静電容量を付加するものがある。

この方式では、特別な、しゃへい導体を必要とすることから、これに代わる方式として、単に巻線の配置換えのみによって巻線間の静電容量を増大させるインターリーブ巻線方式が提案されている。しかしこのインターリーブ巻線方式は、巻線層間へ特別なしゃへい導体を用いる必要がない利点があるにもかかわらず、その巻線作業が煩雑であり、特に渦流損の低減を目的とした複導体巻線方式を採用する場合には、その構成が複雑化し好ましくない。

この種のインターリーブ巻線方式では、各巻線層間のわたり接続線は最少3本必要であるため、複導体巻線方式を採用した場合には、巻線が大形化することは避けられなかった。

この発明は、これを改良するため、並列素線導体を二組に分割し、その一方を主素線導体1~32として通常の盤状巻線単位を構成し、その他方を、副素線導体1'~32'として上記主素線導体の素線導体間へ所定の電位差を保って巻回配置し、変圧器巻線を構成するようにしたものである。

この発明によれば、複導体の巻線構成にしても、各巻線層間のわたり接続線を増大することなく、巻線の直列分布静電容量を大きくすることができ、また巻線構成作業も簡易化できるものである。

(須田)

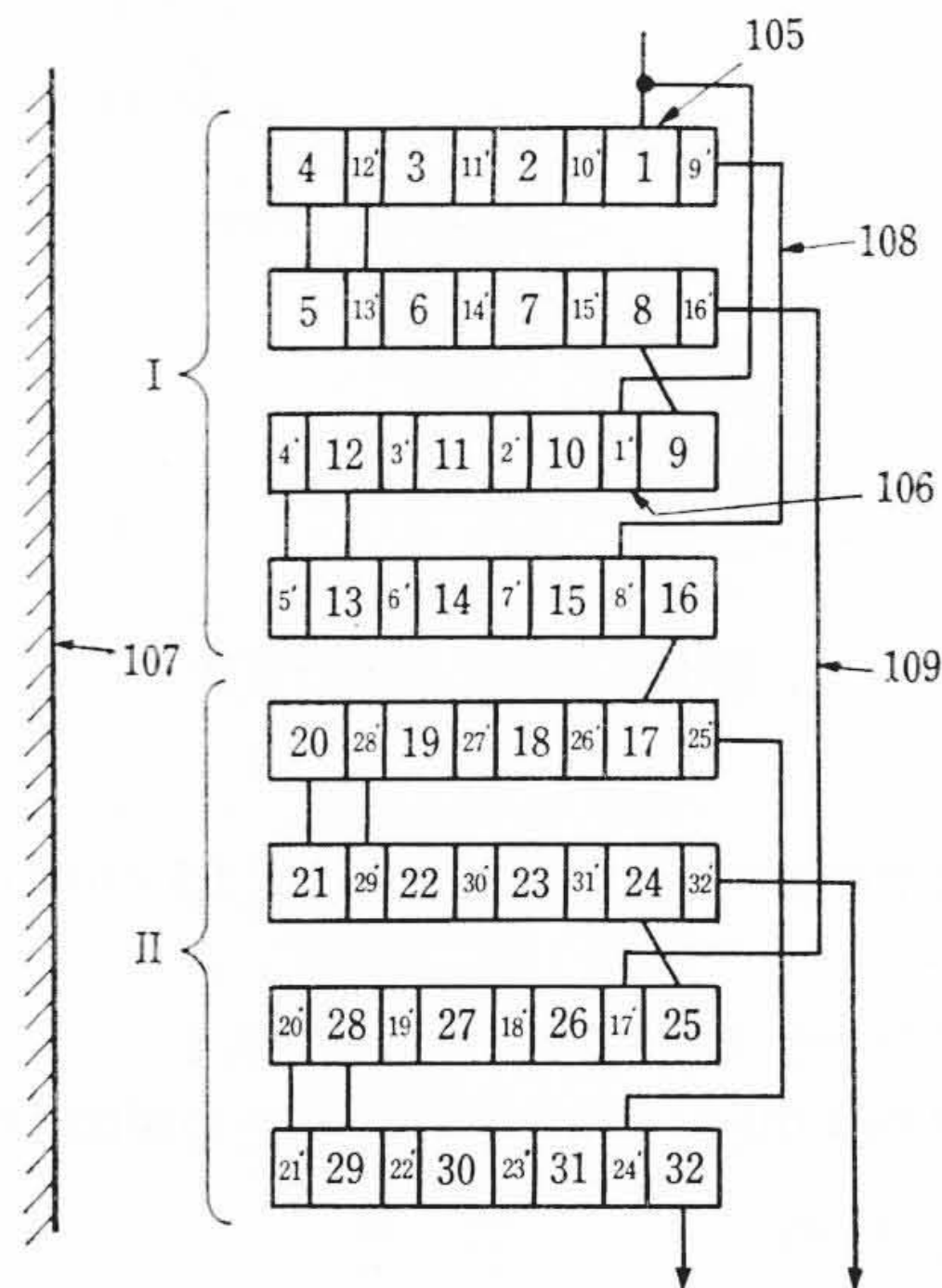


図 1



新 案 の 紹 介



登録実用新案 第788834号(特公昭40-17699)

抜 山 誠

電 子 式 継 電 器 の メ モ リ ー 装 置

この考案はインピーダンス平面の原点において動作を判定する電力方向継電器、方向距離継電器などの継電器に線路短絡などの事故によって発振するトランジスタ、電子管などの減衰振動発振器の出力を加え、前記発振器の振動時間だけ継電器にメモリー効果をもたせるよう構成したものである。

一般にこの種回路にはCR直列共振回路が用いられるのを普通としているが、この方式によるとメモリー時間を長くするためには抵抗Rを小さくする必要があり、抵抗Rを小さくすると、定常時の電力が大きくなり変圧器入力VAも大きくなるという欠点がある。

この考案はこれらの点を改良するもので、図面に示すように変圧器2の出力を二つに分け、一方を $K_2\dot{V}$ なる電圧とし、他方をブロッキング発振器7に供給する。ブロッキング発振器7は通常この電圧に引込まれ、一定電圧 ΔV を供給する。この電圧は $K_2\dot{V}$ と加わって $K_2\dot{V} = K_2\dot{V} + \Delta V$ なる電圧となる。

ブロッキング発振器は周知のようにその同調周波数として数サイクルから数十サイクルくらいまで発振することができ、この周波数を商用周波数に合せることにより ΔV の入力周波数にて減衰振動を

起すことができる。この振動は能動回路を用いることによりその減衰速度すなわちメモリー時間を任意に調整することが可能となる。

また入力電圧がほぼ零になった場合でも入力電流の位相角を判定できる。

以上の説明を図に示せば、図2a~cのようになり、同図(a)のA点にて故障が発生したとき、トランジスタ回路には ΔV の電圧が減衰振動として加わるため、内部故障のときは同図(c)のように、継電器が同図(b)に示すメモリー継続時間だけ動作することになる。

(西宮)

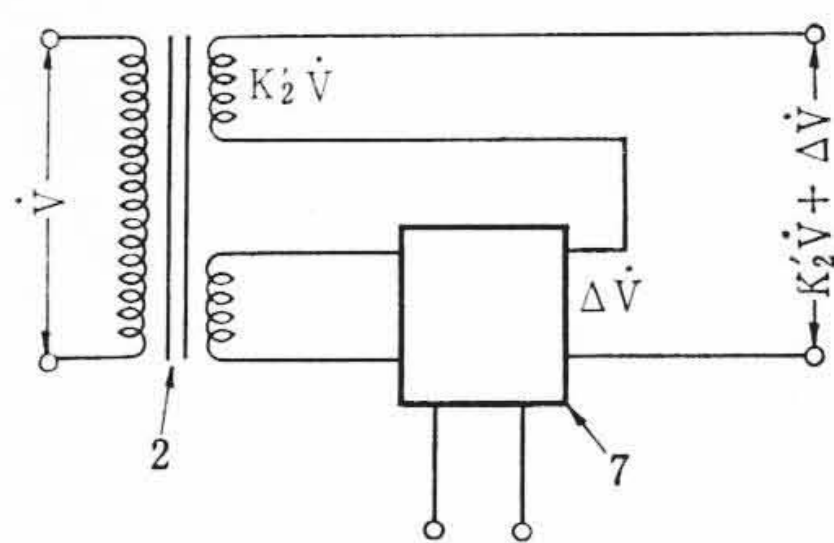


図 1

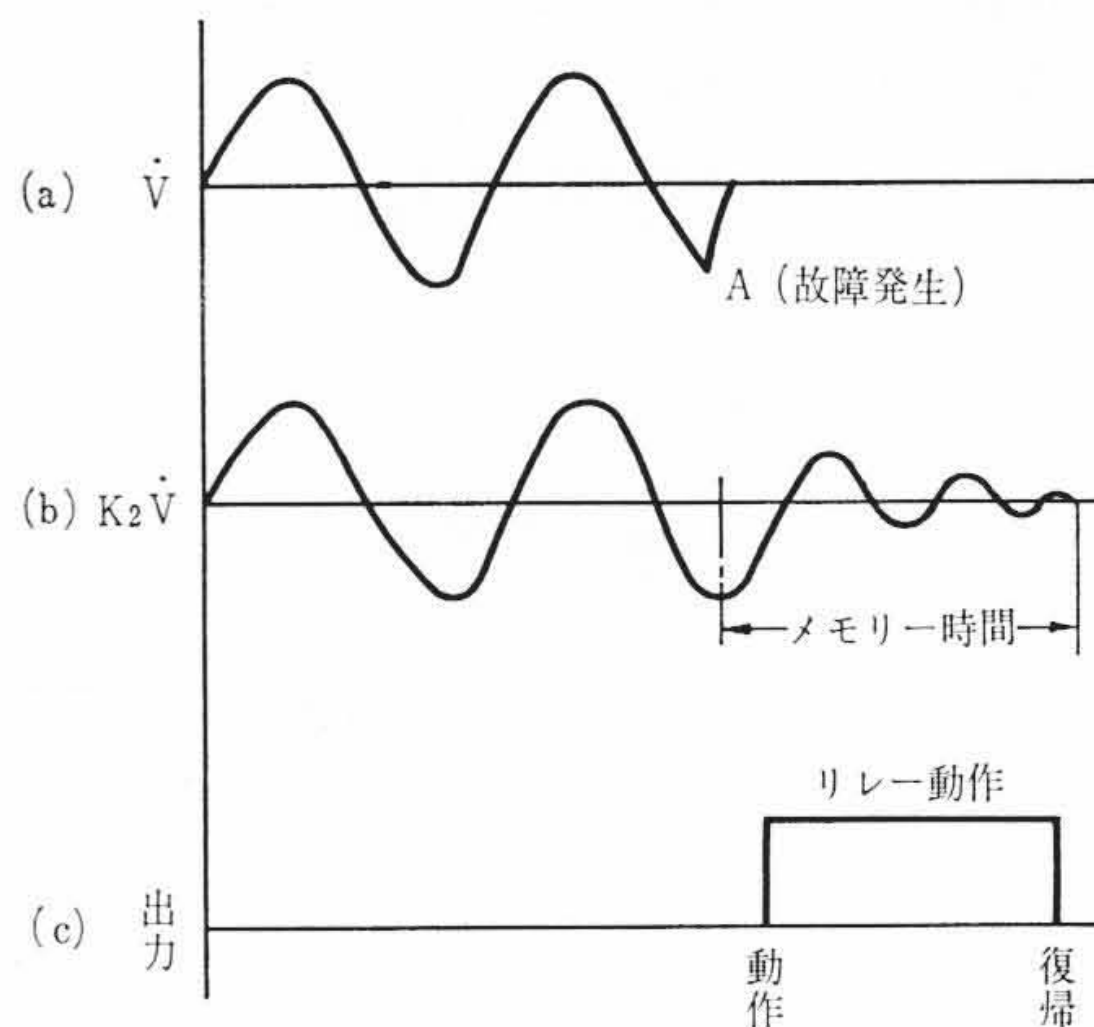


図 2