



特許協力条約に基づいて公開された国際出願

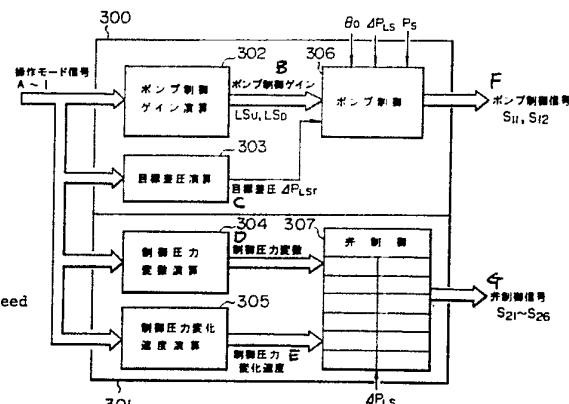
(51) 国際特許分類 5 E02F 3/43, 9/20, 9/22	A1	(11) 国際公開番号 WO 92/04505
		(43) 国際公開日 1992年3月19日 (19.03.1992)
(21) 国際出願番号 PCT/JP91/01204		
(22) 国際出願日 1991年9月11日(11. 09. 91)		
(30) 優先権データ 特願平2/238951 1990年9月11日(11. 09. 90) JP		
(71) 出願人(米国を除くすべての指定国について) 日立建機株式会社 (HITACHI CONSTRUCTION MACHINERY CO., LTD.) [JP/JP] 〒100 東京都千代田区大手町二丁目6番2号 Tokyo, (JP)		
(72) 発明者; および (75) 発明者/出願人(米国についてのみ) 中村和則(NAKAMURA, Kazunori)[JP/JP] 尾上 裕(ONOUYE, Hiroshi)[JP/JP] 〒315 茨城県新治郡千代田村下稻吉2625 筑波寮内 Ibaraki, (JP) 梶田勇輔(KAJITA, Yusuke)[JP/JP] 〒300 茨城県土浦市神立東1丁目12-9 川原場アパート101 Ibaraki, (JP) 平田東一(HIRATA, Toichi)[JP/JP] 〒300-12 茨城県牛久市栄町4丁目203 Ibaraki, (JP) 杉山玄六(SUGIYAMA, Genroku)[JP/JP] 〒300-04 茨城県稻敷郡美浦村大山2337 Ibaraki, (JP) 田中秀明(TANAKA, Hideaki)[JP/JP] 〒300 茨城県土浦市乙戸南2丁目9-29 Ibaraki, (JP)		
		(74) 代理人 弁理士 春日 譲(KASUGA, Yuzuru) 〒103 東京都中央区日本橋小伝馬町1-3 共同ビル(新小伝馬町)7階 Tokyo, (JP)
		(76) 指定国 AT(欧州特許), BE(欧州特許), CH(欧州特許), DE(欧州特許), DK(欧州特許), ES(欧州特許), FR(欧州特許), GB(欧州特許), GR(欧州特許), IT(欧州特許), JP, KR, LU(欧州特許), NL(欧州特許), SE(欧州特許), US.
		添付公開書類 国際調査報告書

(54) Title : HYDRAULIC CONTROL SYSTEM IN CONSTRUCTION MACHINE

(54) 発明の名称 建設機械の油圧制御装置

- 300 ... pump control calculating function
 301 ... valve control calculating function
 A ... operation mode signal
 302 ... pump control gain calculation
 303 ... target differential pressure calculation
 304 ... control pressure parameter calculation
 305 ... control pressure changing speed
 calculation
 E ... control pressure changing speed
 B ... pump control gains
 C ... target differential pressure
 D ... control pressure parameter
 G ... valve control signals
- 306 ... pump control
 307 ... valve control
 F ... pump control signals
 308 ... valve control signals
 309 ... valve control signals

(57) Abstract



In a controller (229) of a hydraulic control system in a construction machine, a valve control signal calculating function (301), when an operation pattern signal (A-1) of an actuator (201, 202...) is outputted, selects an output pattern from a plurality of output patterns of auxiliary valve control pressure stored in association with the operation pattern signal as a function of a signal of the difference between a discharge pressure of a pump and a maximum load pressure, calculates an auxiliary valve control pressure (Pc) corresponding to the differential signal based on this output pattern, selects a set of corresponding changing speeds (K...K...) from a plurality of sets of changing speeds of auxiliary valve control pressures stored in association with the operation pattern signal, and calculates valve control signals (S21-S26) by combining these auxiliary valve control pressures and changing speeds. A pump control signal calculating function (300), when the operation pattern signal (A-1) is outputted, selects corresponding sets of control gains (LSD, LSU) and of target differential pressures from a plurality of sets of control gains (LSD, LSU) and a plurality of sets of target differential pressures stored in association with the operation pattern signal (A-1), determines a deviation between a differential signal and its target differential pressure, and calculates pump control signals (S11, S12) for decreasing this deviation of differential pressure by use of this deviation of the differential pressure and the selected set of control gains (LSD, LSU), to thereby control a displacement of the hydraulic pump (220).

(57) 要約

建設機械の油圧制御装置のコントローラ 229において、弁制御信号演算機能 301 は、アクチュエータ (201, 202...) の動作パターン信号 (A-I) が出力されたとき、ポンプの吐出圧力と最大負荷圧力の差圧信号の関数として動作パターン信号に対応づけて記憶した補助弁制御圧力の複数の出力パターンから対応する出力パターンを選択し、この出力パターン上で差圧信号に対応する補助弁制御圧力 (P_c) を演算すると共に、動作パターン信号に対応づけて記憶した補助弁制御圧力の複数の組の変化速度から対応する組の変化速度 (K_1, K_2, \dots) を選択し、これら補助弁制御圧力と変化速度とを組み合わせて弁制御信号 (S21-S26) を演算する。ポンプ制御信号演算機能 300 は、動作パターン信号 (A-I) が出力されたとき、動作パターン信号 (A-I) に対応づけて記憶した油圧ポンプ (220) の複数の組の制御ゲイン (LSD, LSU) と複数の目標差圧から対応する組の制御ゲイン (LSD, LSU) と目標差圧を選択し、差圧信号とその目標差圧との偏差を求め、この差圧偏差と選択された組の制御ゲイン (LSD, LSU) を用いて差圧偏差を小さくするポンプ制御信号 (S11, S12) を演算し、油圧ポンプ (220) の押しのけ容積を制御する。

情報としての用途のみ

PCTに基づいて公開される国際出願のパンフレット第1頁にPCT加盟国を同定するために使用されるコード

AT オーストリア	ES スペイン	ML マリ
AU オーストラリア	FI フィンランド	MN モンゴル
BB バルバドス	FR フランス	MR モーリタニア
BE ベルギー	GA ガボン	MW マラウイ
BF ブルキナ・ファソ	GI ギニア	NL オランダ
BG ブルガリア	GB イギリス	NO ノルウェー
BJ ベナン	GR ギリシャ	PL ポーランド
BR ブラジル	HU ハンガリー	RO ルーマニア
CA カナダ	IT イタリー	SD スーダン
CF 中央アフリカ共和国	JP 日本	SE スウェーデン
CG コンゴ	KP 朝鮮民主主義人民共和国	SN セネガル
CH スイス	KR 大韓民国	SU+ソビエト連邦
CI コート・ジボアール	LI リヒテンシュタイン	TD チャード
CM カメルーン	LK スリランカ	TG トーゴ
CS チェコスロバキア	LU ルクセンブルグ	US 米国
DE ドイツ	MC モナコ	
DK デンマーク	MG マダガスカル	

* SUの指定はロシア連邦の指定としての効力を有する。しかし、その指定が旧ソヴィエト連邦のロシア連邦以外の他の国で効力を有するかは不明である。

明細書

建設機械の油圧制御装置

技術分野

技術分野

本発明は建設機械の油圧制御装置に係わり、特に、油圧ショベル等、複数のアクチュエータを有する建設機械の油圧制御装置に関する。

背景技術

油圧ショベル等の建設機械の油圧制御装置は、油圧ポンプと、この油圧ポンプから供給される圧油によって駆動される複数のアクチュエータと、油圧ポンプから複数のアクチュエータにそれぞれ供給される圧油の流量を制御する複数の弁装置とを備えている。この種の油圧制御装置として、油圧ポンプの吐出圧力を負荷圧力に応答して制御するロードセンシングシステムが知られており、その一例にWO 90/00683がある。この従来技術は、油圧ポンプの吐出圧力が複数のアクチュエータの最大負荷圧力より所定値だけ高くなるよう油圧ポンプの押しのけ容積を制御するポンプ制御手段を備え、複数の弁装置を、各々、操作レバー装

置からの操作信号に応じて開度を変化させる可変絞りを備えた流量制御弁と、前記可変絞りの上流側に直列に配置され、該可変絞りの前後差圧を制御する圧力補償弁（補助弁）とで構成している。可変絞りの前後差圧を圧力補償弁で制御することにより、複数のアクチュエータを駆動する複合操作に際して、低負荷側のアクチュエータにも確実に圧油を供給し、複数のアクチュエータを同時に駆動することが可能となる。

また、WO 90/00683に記載の従来技術は、ポンプ吐出圧力と最大負荷圧力との差圧（以下、適宜「L S 差圧」という）を検出し、対応する差圧信号を出力するセンサと、その差圧信号に対する圧力補償弁制御量の出力パターンをアクチュエータごとに記憶し、前記センサからの差圧信号に応じて前記出力パターン上で対応する制御量を演算する手段とを備え、その制御量に基づいて圧力補償弁を個別に制御している。このように圧力補償弁を制御することにより、可変絞りによる供給流量の制御に加え圧力補償弁によっても供給流量を補助的に制御し、この補助的な流量制御により、複数のアクチュエータを同時に駆動する複合操作に際して、油圧ポンプの吐出流量が不足するサチュレーション状態にあっても低負荷側のアクチュエータに確実に圧油を供給することを可能とすると共に、アクチュエータの種類に応じた最適の分流比を与え、操作

性を改善している。

また、WO 90/00683の第15図および第16図には、旋回及びブームの操作レバー装置から出力される操作信号を電気的に検出し、上述の差圧信号に対する圧力補償弁制御量の複数の出力パターンをその検出した操作信号に対応づけて記憶し、操作レバー装置から当該操作信号が出力されると、その操作信号に応する出力パターンを選択し、この選択した出力パターン上で差圧信号に対応する制御量を演算している。このように操作信号に対応して圧力補償弁の制御量を演算することにより、アクチュエータの動作パターンに応じた圧力補償弁による補助的な流量制御が可能となり、操作性が更に改善される。

しかしながら、WO 90/00683に記載の従来技術には以下のような問題点がある。

上記のように、従来技術では、差圧信号に対する圧力補償弁制御量の出力パターンを記憶し、センサからの差圧信号に応じて出力パターン上で対応する制御量を演算している。ここで、差圧信号と制御量の関係は、L S 差圧が小さくなるにしたがって圧力補償弁に作用する閉め方向の制御力が大きくなるように設定するのが普通であり、これは前述した油圧ポンプのサチュレーション対策のためである。即ち、油圧ポンプの吐出流量が不足し、L S 差圧が小さくなると圧力補償弁の

閉め方向の制御力を大きくし、圧力補償弁の開度を小さくして適切な分流比を保つようにしている。しかし、このように差圧信号と制御量の関係を設定することは、当然のこととして、差圧信号が変わればその都度、演算される制御量も変わり、圧力補償弁はこれに対応して閉め方向又は開け方向に制御されることになる。

ところで、油圧ショベル等の建設機械のロードセンシング制御において、L S 差圧、即ちポンプ吐出圧力と最大負荷圧力との差圧は油圧ポンプのサチュレーション以外の原因でも変わる。例えば、アクチュエータの負荷が変動したとき、操作レバー装置の入力量を変えたときがそうであり、これらの場合、ロードセンシング制御によりポンプ吐出流量が目標流量に一致し L S 差圧が目標値に一致するまでの過渡的な期間、L S 差圧が変化する。また、W O 9 0 / 0 0 6 8 3 の第15図および第16図に示すように、圧力補償弁制御量の複数の出力パターンを操作信号に対応づけて記憶し、操作信号に対応して圧力補償弁の制御量を演算する場合には、アクチュエータの動作パターンを切換え、出力パターンが変化するとき、そのときも L S 差圧が過渡的に変化する。

このように、ロードセンシング制御では種々の原因で L S 差圧が変化し、その都度上記のように圧力補償弁は閉め方向又は開け方向に制御される。この圧力補

弁の動作は、当然のことながらアクチュエータに供給される圧油の流量を変化させ、場合によってはアクチュエータ作動速度の不測の急変をもたらし、操作性に影響を及ぼす。特に、WO 90/00683の第15図および第16図に記載の従来技術において出力パターンの対応づけを多数の操作信号について行なった場合には、動作パターンの切換えによる出力パターンの切換えの頻度も多くなるので、LS差圧の変化の頻度も増大し、操作性を著しく阻害する恐れがある。

本発明の目的は、ロードセンシング制御を行なう油圧制御装置において、LS差圧が変化するときのアクチュエータに供給される圧油の流量を適切に制御し、優れた操作性を実現することのできる建設機械の油圧制御装置を提供することである。

発明の開示

上記目的を達成するため、本発明によれば、可変容積型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから供給される圧油によって駆動される複数のアクチュエータと、前記油圧ポンプと前記アクチュエータの間に接続された複数の弁手段と、前記油圧ポンプの吐出圧力が前記複数のアクチュエータの最大負荷圧力より所定値だけ高くなるよう前記油圧ポンプの押しのけ容積を制御するポンプ制御手段とを備え、前記複数の弁手段は、各々、

操作手段からの操作信号に応じて開度を変化させ、対応するアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する可変絞りと、前記可変絞りに直列に配置され、アクチュエータに供給される圧油の流量を補助的に制御する補助弁とを有する建設機械の油圧制御装置において、（A）前記油圧ポンプの吐出圧力と前記最大負荷圧力の差圧を検出し、対応する差圧信号を出力する第1の検出手段と；（B）前記複数のアクチュエータの動作パターンを検出し、対応する動作パターン信号を出力する第2の検出手段と、（C）前記第1及び第2の検出手段から出力される差圧信号及び動作パターン信号に基づき弁制御信号を演算し、前記補助弁の駆動を制御する弁制御手段と；を備え、前記弁制御手段が、（a）前記差圧信号の関数として補助弁制御量の複数の出力パターンを前記動作パターン信号に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段から動作パターン信号が出力されたとき、その動作パターン信号に対応する出力パターンを選択し、この出力パターン上で前記第1の検出手段から出力される差圧信号に対応する補助弁制御量を演算する第1の手段と；（b）前記補助弁制御量の複数の組の変化速度を前記動作パターン信号に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段から動作パターン信号が出力されたとき、その動作パターン信号に対応する組の変化速度を選択する第2の手段と；（c）

前記第1の手段で演算された補助弁制御量と前記第2の手段で選択された組の変化速度とを組み合わせて前記弁制御信号を演算する第3の手段と；を有することを特徴とする建設機械の油圧制御装置が提供される。

以上のように構成した本発明においては、操作手段が操作され、対応するアクチュエータ（単数又は複数）が駆動されると、第2の検出手段は対応する動作パターン信号を出力し、この動作パターン信号が第1の検出手段から出力される差圧信号と共に弁制御手段に入力される。弁制御手段では、まず第1の手段にて動作パターン信号に対応する補助弁制御量の出力パターンが選択され、この出力パターン上で差圧信号に対応する補助弁制御量が演算される。したがって、出力パターンを各動作パターンに最適と考えられるパターンに設定することにより、例えば複合操作に際してアクチュエータ間の動作の独立性を確保するなど複合操作に最適の分流比を与え、操作性を改善できる。

また、弁制御手段では、上記出力パターンの演算と共に、第2の手段にてそのときの動作パターンに対応する組の制御量変化速度が選択され、第3の手段にてその変化速度と上記の出力パターンから求めた制御量とを組み合わせて弁制御信号を演算する。このため、差圧信号の変化に対してそのときの動作パターンに最適な応答速度で補助弁が動作するように制御量変化速

度を設定することにより、差圧信号が変化したときの補助弁の動的応答性を適切に制御し、これにより差圧信号が変化するときのアクチュエータに供給される圧油の流量を適切に制御して、アクチュエータ作動速度の不測の急変を生じることのない優れた操作性を実現できる。

上記油圧制御装置において、好ましくは、前記第1の手段は、（1）前記差圧信号の関数として前記補助弁制御量の基準パターンを記憶する手段と；（2）前記基準パターンに対する複数の組の変数データを前記動作パターン信号に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段から動作パターン信号が出力されたとき、その動作パターン信号に対応する組の変数データを選択する手段と；（3）前記基準パターンと前記選択された組の変数データを組み合わせて前記出力パターンを得て、この出力パターン上で前記差圧信号に対応する補助弁制御量を演算する手段と；を有する。

上記のように1つの基準パターンとその変数データとの組み合わせで出力パターンを決定することにより、多数の出力パターンを直接記憶する場合に比べて少ない記憶容量で同じ数の出力パターンを記憶することができ、弁制御手段を安価に製作することができる。

好ましくは、前記基準パターンに対する複数の組の変数データは、各々、基準パターンの傾きを変えるゲ

イン、基準パターンを平行移動させるオフセット、基準パターンの最大値を制限する最大値リミッタおよび基準パターンの最小値を制限する最小値リミッタの各値を含む。

また、上記油圧制御装置において、好ましくは、前記第2の手段が記憶する複数の組の変化速度は、各自、前記補助弁の閉め方向の変化速度および開け方向の変化速度の各値を含む。

好ましくは、前記3の手段は、前記第1の手段で演算された補助弁制御量が前記補助弁を閉め方向と開け方向のいずれに動作させる値であるかを判断し、その判断結果に応じて前記閉め方向の変化速度と開け方向の変化速度の一方を選択し、この選択した変化速度と前記第1の手段で演算された補助弁制御量と組み合わせて前記弁制御信号を演算する。

また、好ましくは、前記第2の検出手段は、前記操作手段の各自から出力される操作信号を検出し、対応する操作モード信号を出力する操作信号検出手段を含む。

また、上記目的を達成するため、本発明によれば、可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから供給される圧油によって駆動される複数のアクチュエータと、前記油圧ポンプと前記アクチュエータの間に接続された複数の弁手段と、前記油圧ポンプの吐出圧力が

前記複数のアクチュエータの最大負荷圧力より所定値だけ高くなるよう前記油圧ポンプの押しのけ容積を制御するポンプ制御手段とを備え、前記複数の弁手段が、各々、操作手段からの操作信号に応じて開度を変化させ、対応するアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する可変絞りと、前記可変絞りに直列に配置され、前記アクチュエータに供給される圧油の流量を補助的に制御する補助弁とを有する建設機械の油圧制御装置において、（A）前記油圧ポンプの吐出圧力と前記最大負荷圧力の差圧を検出し、対応する差圧信号を出力する第1の検出手段と；（B）前記複数のアクチュエータの動作パターンを検出し、対応する動作パターン信号を出力する第2の検出手段とを備え、前記ポンプ制御手段が、（a）前記油圧ポンプの複数の組の制御ゲインを前記動作パターン信号に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段から動作パターン信号が出力されたとき、その動作パターン信号に対応する組の制御ゲインを選択する第1の手段と；（b）前記第1の検出手段から出力される差圧信号と予め設定した目標差圧との偏差を求め、この差圧偏差と前記第1の手段で選択された組の制御ゲインを用いてその差圧偏差を小さくするポンプ制御信号を演算し、このポンプ制御信号に基づいて前記油圧ポンプの押しのけ容積を制御する第2の手段と；を有することを特徴とする建設機

械の油圧制御装置が提供される。

以上のように構成した本発明においては、操作手段が操作され、対応するアクチュエータ（単数又は複数）が駆動されると、第2の検出手段は対応する動作パターン信号を出力し、この動作パターン信号が第1の検出手段から出力される差圧信号と共にポンプ制御手段に入力される。ポンプ制御手段では、第1の手段にて動作パターン信号に対応する組の制御ゲインが選択され、第2の手段にて差圧信号と予め設定した目標差圧との差圧偏差とその制御ゲインデータとを用いてその差圧偏差を小さくするポンプ制御信号を演算する。このため、差圧信号の変化に対してそのときの動作パターンに最適な応答速度で油圧ポンプの斜板傾転が変化するように制御ゲインを設定することにより、差圧信号が変化したときの斜板傾転の応答速度を適切に制御し、これによって差圧信号が変化するときのアクチュエータに供給される圧油の流量を適切に制御し、アクチュエータ作動速度の不測の急変を生じることのない優れた操作性を実現できる。

好ましくは、前記第1の手段が記憶する複数の組の制御ゲインは、各々、前記油圧ポンプの押しのけ容積の増加方向の制御に適した増加ゲインと減少方向の制御に適した減少ゲインの各値を含む。

また、好ましくは、前記第2の手段は、前記差圧偏

差が前記油圧ポンプの押しのけ容積を増加方向と減少方向のいずれの方向に制御する値であるかを判断し、その判断結果に応じて前記増加ゲイン及び減少ゲインの一方を選択し、この選択したゲインと前記差圧偏差とを用いて前記ポンプ制御信号を演算する。

更に、好ましくは、前記ポンプ制御手段は、(f)前記油圧ポンプの吐出圧力と前記最大負荷圧力の複数の目標差圧を前記動作パターン信号に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段から動作パターン信号が出力されたときに、その動作パターン信号に対応する目標差圧を選択する第3の手段；を更に有し、前記第2の手段は前記第3の手段で選択された目標差圧を前記予め設定された目標差圧として用いる。この場合、ポンプ制御手段では、上記制御ゲインの演算と共に、第3の手段にてそのときの動作パターンに対応する目標差圧が選択され、上記第2の手段にてその目標差圧を上記予め設定した目標差圧として使用し、差圧偏差を小さくするポンプ制御信号を演算する。したがって、そのときの動作パターンに最適な流量特性が得られるよう目標差圧を設定することにより、動作パターンの切換えに際して高負荷側のアクチュエータにも確実に圧油を供給できるなど流量変化の応答性を改善し、優れた操作性を実現できる。

図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例による建設機械の油圧制御装置の全体構成の1／3を示す概略図である。

第2図は第1図に示す油圧制御装置の他の1／3を示す概略図である。

第3図は第1図及び第2図に示す油圧制御装置の残りの1／3を示す概略図である。

第4図は第1図に示すポンプ制御装置の概略図である。

第5図は第1図に示すコントローラに備えられるポンプ制御信号演算機能及び弁制御信号演算機能を示すブロック図である。

第6図は第5図に示すポンプ制御ゲイン演算ブロックに記憶されるデータの詳細を示す図である。

第7図は第5図に示す目標差圧演算ブロックに記憶されるデータの詳細を示す図である。

第8図は第5図に示す制御圧力変数演算ブロックに記憶されるデータの詳細を示す図である。

第9図は入力差圧に対する補償圧力の基準ラインを示す図である。

第10図は入力差圧に対する制御圧力の基準パターンとなる基準ラインを示す図である。

第11図は制御圧力変数演算ブロックに記憶される変数データのうちのゲインによる特性の変化を示す図

である。

第12図は制御圧力変数演算ブロックに記憶される変数データのうちのオフセットによる特性の変化を示す図である。

第13図は制御圧力変数演算ブロックに記憶される変数データのうちのMAXリミッタによる特性の変化を示す図である。

第14図は制御圧力変数演算ブロックに記憶される変数データのうちのMINリミッタによる特性の変化を示す図である。

第15図は、ゲイン、オフセット、MAXリミッタ、MINリミッタによる各特性の変化を重ね合わせた結果得られる出力パターンを示す図である。

第16図は第5図に示す制御圧力変化速度演算ブロックに記憶されるデータの詳細を示す図である。

第17図は第5図に示すポンプ制御部構成を示す図である。

第18図は第5図に示す弁制御部の構成を示す図である。

第19図は第1図～第3図に示す油圧制御装置が搭載される油圧ショベルの側面図である。

第20図は同油圧ショベルの上面図である。

第21図は動作パターンが走行単独の場合の入力差圧に対する制御圧力の出力パターンを示す図である。

第22図（A）及び（B）は動作パターンが走行複合の場合の入力差圧に対する制御圧力の出力パターンを示す図である。

第23図は動作パターンが旋回単独の場合の入力差圧に対する制御圧力の出力パターンを示す図である。

第24図（A）及び（B）は動作パターンがブーム上げとアーム引きの場合の入力差圧に対する制御圧力の出力パターンを示す図である。

第25図は動作パターンがブーム上げ単独の場合の入力差圧に対する制御圧力の出力パターンを示す図である。

第26図（A）及び（B）は動作パターンが旋回、アーム引きを含む複合操作の場合の入力差圧に対する制御圧力の出力パターンを示す図である。

第27図～第29図は操作信号検出手段の他の実施例を示す図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明の一実施例による建設機械の油圧制御装置を図に基づいて説明する。

第1図～第3図は本発明を油圧ショベルに適用した場合の油圧制御装置を示している。これら図において、本実施例の油圧制御装置は、原動機250によって駆動される1つの可変容量型の油圧ポンプ、すなわち主

ポンプ 200 と、主ポンプ 200 から吐出される圧油によって駆動される複数のアクチュエータ、すなわち旋回モータ 201、ブーム・シリングダ 202、アーム・シリングダ 251、バケット・シリングダ 252、左走行モータ 271 及び右走行モータ 272 と、これら複数のアクチュエータのそれぞれを供給される圧油の流れを制御する流量制御弁、すなわち可変絞りを内蔵する旋回用方向切換弁 203、ブーム用方向切換弁 204、アーム用方向切換弁 253、バケット用方向切換弁 254、左走行用方向切換弁 273 及び右走行用方向切換弁 274 と、現実の構造ではこれら方向切換弁に含まれ、それぞれの可変絞りに対応してその上流に直列に配置され、可変絞りの前後差圧をそれぞれ制御する、アクチュエータに供給される圧油の流量を補助的に制御する補助弁としての圧力補償弁 205, 206, 255, 256, 275, 276 とを備えている。

主ポンプ 200 の吐出管路 207 は供給管路 207 A, 207 B, 207 C を介して圧力補償弁 205, 206, 255, 256, 275, 276 に接続されており、吐出管路 207 には図示しないリリーフ弁及びアンロード弁が接続されている。リリーフ弁により、主ポンプ 200 からの圧油がリリーフ弁の設定圧力に達するとタンク 208 に流出させ、主ポンプ 200 の吐出圧力すなわちポンプ圧力が当該設定圧力以上の高

圧になることが防止される。アンロード弁により、主ポンプ 200 からの圧油が、アクチュエータ 201, 202, 251, 252, 271, 272 の最大負荷圧力 P_{Lmax} にアンロード弁の設定圧力を加算した圧力に到達するとタンク 208 に流出させ、当該圧力以上になるのが防止される。

主ポンプ 200 の吐出量は、ポンプ制御装置 209 により、ポンプ圧力 P_s が最大負荷圧力 P_{Lmax} より所定値 ΔP_{Lst} だけ高くなるように制御され、ロードセンシング制御が行われる。

方向切換弁 203, 204, 253, 253, 273, 274 は、それぞれ操作手段例えばパイロット弁 210, 211, 260, 261, 280, 281 により操作される油圧パイロット式の弁であり、パイロット弁 210, 211, 260, 261, 280, 281 はそれぞれの操作レバー 210a, 211a, 260a, 261a, 280a, 281a の手動操作によりパイロット圧力 a_1 又は a_2 、パイロット圧力 b_1 又は b_2 、パイロット圧力 c_1 又は c_2 、パイロット圧力 d_1 又は d_2 、パイロット圧力 e_1 又は e_2 及びパイロット圧力 f_1 又は f_2 を発生し、方向切換弁 203, 204, 253, 253, 273, 274 にはこれらのパイロット圧力が加わり、方向切換弁の可変絞りはそれに応じた開度に開かれる。

圧力補償弁 205, 206, 255, 256, 275, 276 にはそれぞれ方向切換弁 203, 204, 253, 253, 273, 274 の可変絞りの出口圧力及び入口圧力が導かれ、当該可変絞りの前後差圧に基づく第1の制御力を閉弁方向に付与する駆動部 205a, 205b; 206a, 206b; 255a, 255b; 256a, 256b; 275a, 275b 及び 276a, 276b と、ばね 212, 213, 262, 263, 282 及び 283 と、パイロットライン 214, 215, 264, 265, 284 及び 285 を介して電磁比例減圧弁 216, 217, 266, 267, 286 及び 287 から出力される制御圧力が導かれる駆動部 205c, 206c, 255c, 256c, 275c 及び 276c とを有し、ばね 212, 213, 262, 263, 282 及び 283 と駆動部 205c, 206c, 255c, 256c, 275c 及び 276c とにより開弁方向の第2の制御力が付与され、対応する可変絞りの前後差圧の目標値が設定される。

ポンプ制御装置 209、パイロット弁 210, 211, 260, 261, 280, 281 及び電磁比例減圧弁 216, 217, 266, 267, 286 及び 287 には共通のパイロットポンプ 220 からパイロット管路 221 を介してパイロット圧力が供給される。

方向切換弁 203, 204、方向切換弁 253, 253 及び方向切換弁 273, 274 には、それぞれ、アクチュエータ 201, 202, 251, 252, 271, 272 の最大負荷圧力 P_{Lmax} を導出するための選択手段すなわちシャトル弁 222A, 222B, 222C 及び検出管路 222 が接続されている。

また、本実施例の油圧制御装置は、主ポンプ 200 の押しのけ容積可変機構 200a の変位、すなわち斜板ポンプにあっては斜板の傾転角（押しのけ容積） θ ° を検出する変位センサ 223 と、主ポンプ 200 のポンプ圧力 P_s を検出する圧力センサ 224 と、主ポンプ 200 のポンプ圧力 P_s と検出管路 222 に取り出されたアクチュエータの最大負荷圧力 P_{Lmax} を導入し、両者の差圧 ΔP_{LS} に対応する信号を発生させる差圧センサ 225 とを有している。

また、油圧制御装置は、アクチュエータの動作パターンを検出する手段として圧力センサ 290 ~ 298 を有している。圧力センサ 290 はパイロット弁 210 から出力されるパイロット圧力 a_1 及び a_2 を検出し、「旋回」の操作モード信号 A を出力する。圧力センサ 291 はパイロット弁 211 から出力されるパイロット圧力 b_1 を検出し、「ブーム上げ」の操作モード信号 B を出力する。圧力センサ 292 はパイロット弁 211 から出力されるパイロット圧力 b_2 を検出し、

20

「ブーム下げ」の操作モード信号 C を出力する。圧力センサ 293 はパイロット弁 260 から出力されるパイロット圧力 c1 を検出し、「アーム引き」の操作モード信号 D を出力する。圧力センサ 294 はパイロット弁 260 から出力されるパイロット圧力 c2 を検出し、「アーム押し」の操作モード信号 E を出力する。圧力センサ 295 はパイロット弁 261 からのパイロット圧力 d1 を検出し、「バケット引き」の操作モード信号 F を出力する。圧力センサ 296 はパイロット弁 261 から出力されるパイロット圧力 d2 を検出し、「バケット押し」の操作モード信号 G を出力する。圧力センサ 297 はパイロット弁 280 から出力されるパイロット圧力 e1 及び e2 を検出し、「走行左」の操作モード信号 H を出力する。圧力センサ 298 はパイロット弁 281 から出力されるパイロット圧力 f1 及び f2 を検出し、「走行右」の操作モード信号 I を出力する。

以上の操作モード信号 A～I はアクチュエータの動作パターン信号としての役割を持ち、例えば、操作モード信号 A のみが出力されているときは「旋回単独」の動作パターンを意味し、操作モード信号 B のみが出力されているときは「ブーム上げ単独」の動作パターンを意味し、操作モード信号 H 及び I のみが出力されているときは「走行単独」の動作パターンであること

をそれぞれ意味する。また、例えば、操作モード信号Bと操作モード信号Dの組み合わせが出力されているときは「アーム引きとブーム上の複合操作」、典型的には「水平引き」の動作パターンを意味し、操作モード信号Aと操作モード信号D又はEを含む組み合わせが出力されているときは「旋回とアーム、その他の複合操作」の動作パターンを意味し、操作モード信号Hと操作モード信号Iの組み合わせが出力されているときは「走行単独駆動」の動作パターンを意味し、操作モード信号H及びIとそれ以外の操作モード信号との組み合わせが出力されているときは「走行とそれ以外の複合操作」すなわち「走行複合」の動作パターンであることをそれぞれ意味する。

変位センサ223、圧力センサ224及び差圧センサ225からの信号と圧力センサ290～298からの信号A～Iはコントローラ229に入力され、ここでポンプ制御信号S11, S12及び弁制御信号S21, S22, S23, S24, S25, S26が演算され、これら信号がそれぞれポンプ制御装置209及び電磁比例減圧弁216, 217, 266, 267, 286, 287に出力される。

なお、上記した主ポンプ200とポンプ制御装置209とによって圧油供給源が構成されている。

ポンプ制御装置209の構成を第4図に示す。本実

2 2

施例は、ポンプ制御装置 209 を電気－油圧サーボ式油圧駆動装置として構成した例である。

ポンプ制御装置 209 は、主ポンプ 200 の押しのけ容積可変機構すなわち斜板 200a を駆動するサーボピストン 230 を有し、サーボピストン 230 はサーボシリンダ 231 内に収納されている。サーボシリンド 231 のシリンド室はサーボピストン 230 によって左側室 232 及び右側室 233 に区分されており、左側 232 の断面積 D は右側室 233 の断面積 d よりも大きく形成されている。

サーボシリンダ 231 の左側室 232 はライン 234, 235 を介してパイロットポンプ 220 に連絡され、右側室 233 はライン 235 を介してパイロットポンプ 220 に連絡されており、ライン 234, 235 は戻りライン 236 を介してタンク 208 に連絡されている。ライン 235 には電磁弁 237 が介設され、戻りライン 236 には電磁弁 238 が介設されている。これらの電磁弁 237, 238 はノーマルクローズ（非通電時、閉止状態に復帰する機能）の電磁弁であって、これにコントローラ 229 からのポンプ制御信号 S11, S12 が入力され、電磁弁 237, 238 はこれにより励磁され、それぞれ開位置に切換えられる。

電磁弁 237 にポンプ制御信号 S11 が入力され、開位置に切り換わると、サーボシリンダ 231 の左側室

232がパイロットポンプ220連通し、左側室232と右側室233の面積差によってサーボピストン230が図示右方に移動する。これにより主ポンプ200の斜板200aの傾転角、すなわち押しのけ容積が増大し、吐出量が増大する。ポンプ制御信号S11が消滅すると、電磁弁237は元の閉位置に復帰し、左側室232と右側室233との連絡が遮断され、サーボピストン230はその位置にて静止状態に保持される。これにより主ポンプ200の押しのけ容積が一定に保持され、吐出量が一定となる。電磁弁238にポンプ制御信号S12が入力され、閉位置に切り換わると、左側室232とタンク208とが連通して左側室232の圧力が低下し、サーボピストン230は右側室233の圧力により、図示左方に移動する。これにより主ポンプ200の押しのけ容積が減少し、吐出量も減少する。

このように電磁弁237, 238をポンプ制御信号S11、S12によりオンオフ制御し、主ポンプ200の押しのけ容積を制御することにより、主ポンプ200の押しのけ容積がコントローラ229で演算された目標傾転角 θ_r に一致するよう制御される。

第5図は上述したコントローラ229に含まれるポンプ制御信号演算機能300及び弁制御信号演算機能301を示すブロック図である。

ポンプ制御信号演算機能 300 は、ポンプ制御ゲイン演算ブロック 302、目標差圧演算ブロック 303、ポンプ制御部 306 を備えている。ポンプ制御ゲイン演算ブロック 302 は、ロードセンシング制御時の主ポンプ 200 の斜板傾軸の応答速度を決める複数の組のポンプ制御ゲインを操作モード信号 A～I 及びその組合せ（動作パターン）に対応づけて記憶し、圧力センサ 290～298 から操作モード信号 A～I が出力されたとき、その操作モード信号 A～I 及びその組み合わせに対応する組の制御ゲインを選択する。目標差圧演算ブロック 303 は、ロードセンシング制御時のポンプ圧力 P_s と最大負荷圧力 P_{Lmax} との複数の目標差圧 ΔP_{LS} を操作モード信号 A～I 及びその組合せ（動作パターン）に対応づけて記憶し、圧力センサ 290～298 から操作モード信号 A～I が出力されたとき、その操作モード信号 A～I 及びその組み合わせに対応する目標差圧を選択する。ポンプ制御部 306 は、ポンプ制御ゲイン演算ブロック 302 及び目標差圧演算ブロック 303 からそれぞれ出力されるポンプ制御ゲインデータ及び目標差圧データと、差圧信号 ΔP_{LS} 、ポンプ圧力信号 P_s 及びポンプ傾軸信号 θ_0 に基づいてポンプ制御信号 S11、S12 を演算し、これをポンプ制御装置 209 の電磁弁 237、238 に出力する。

弁制御信号演算機能 301 は、制御圧力変数演算ブロック 304、制御圧力変化速度演算ブロック 305、弁制御部 307 を備えている。制御圧力変数演算ブロック 304 は、差圧信号 ΔPLS の関数として記憶してある圧力補償弁制御圧力の基準パターン（後述）に対する複数の組の変数データを操作モード信号 A～I 及びその組合せ（動作パターン）に対応づけて記憶し、圧力センサ 290～298 から操作モード信号 A～I が出力されたとき、その操作モード信号 A～I 及びその組み合わせに対応する組の変数データを選択する。変化速度演算ブロック 305 は、圧力補償弁制御圧力の複数の組の変化速度を操作モード信号 A～I 及びその組合せ（動作パターン）に対応づけて記憶し、圧力センサ 290～298 から操作モード信号 A～I が出力されたとき、その操作モード信号 A～I 及びその組み合わせに対応する組の変化速度を選択する。弁制御部 307 は、制御圧力変数演算ブロック 304 及び変化速度演算ブロック 305 からそれぞれ出力される変数データ及び変化速度データと、差圧信号 ΔPLS に基づいて弁制御信号 S21～S26 を演算し、これを圧力補償弁 205, 206, 255, 256, 275, 276 に出力する。

上記したポンプ制御ゲイン演算ブロック 302、目標差圧演算ブロック 303、制御圧力変数演算ブロック

ク 3 0 4、変化速度演算ブロック 3 0 5において、これらに記憶される各データに対応づけられる操作モード信号 A ~ I 及びその組合せ（動作パターン）は、例えば同じに設定してあり、これらには例えば前述した「旋回単独」、「ブーム上げ単独」、「走行単独」、「アーム引きとブーム上の複合操作」典型的には「水平引き」、「旋回とアーム、その他の複合操作」、「走行とそれ以外の複合操作」すなわち「走行複合」の各動作パターンが含まれる。なお、記憶データに対応づけられる操作モード信号 A ~ I 及びその組合せ（動作パターン）はポンプ制御ゲイン演算ブロック 3 0 2、目標差圧演算ブロック 3 0 3、制御圧力変数演算ブロック 3 0 4、変化速度演算ブロック 3 0 5のそれぞれで違えても良い。

ポンプ制御ゲイン演算ブロック 3 0 2、目標差圧演算ブロック 3 0 3、制御圧力変数演算ブロック 3 0 4、変化速度演算ブロック 3 0 5に記憶されるデータの詳細を第 6 図～第 16 図により説明する。

ポンプ制御ゲイン演算ブロック 3 0 2 は、第 6 図に示すように、操作モード信号 A ~ I 及びその組合せ（動作パターン）に対応してメモリエリアの番号が定められ、各動作パターンに最適と考えられるロードセンシング制御時のポンプ傾軸の応答速度を決める増加ゲイン L S U 及び減少ゲイン L S D を該当する番号の

メモリエリアに記憶してある。圧力センサ 290～298 から操作モード信号 A～I が出力されると、その操作モード信号及びその組み合わせに対応するメモリエリアの番号が参照され、そのメモリエリア記憶されているゲイン LSI 及び LSD が読み出される。

目標差圧演算ブロック 303 は、第 7 図に示すように、操作モード信号 A～I 及びその組合せ（動作パターン）に対応してメモリエリアの番号が定められ、各動作パターンに最適と考えられるロードセンシング制御時の目標差圧 ΔP_{LSI} を該当する番号のメモリエリアに記憶してある。圧力センサ 290～298 から操作モード信号 A～I 又が出力されると、その操作モード信号及びその組み合わせに対応するメモリエリアの番号が参照され、そのメモリエリアに記憶されている目標差圧 ΔP_{LSI} が読み出される。

また、上述の制御圧力変数演算ブロック 304 は、第 8 図に示すように、操作モード信号 A～I 及びその組合せ（動作パターン）に対応してメモリエリアの番号が定められ、各動作パターンに最適と考えられる圧力補償弁制御圧力の基準パターン（後述）に対する変数データとして、ゲイン G、オフセット O、MAX リミッタ MA、MIN リミッタ MI を記憶してある。圧力センサ 290～298 から操作モード信号 A～I 又が出力されると、その操作モード信号及びその組み合

わせに対応するメモリエリアの番号が参照され、そのメモリエリアに記憶されている変数データが読み出される。

ここで、上記のようにゲイン G、オフセット O、M A X リミッタ M A、M I N リミッタ M I は圧力補償弁制御圧力の基準パターンに対する変数であり、当該基準パターンとこれら変数データとから圧力補償弁制御圧力の出力パターンが決まる。以下、このことを詳細に説明する。

圧力補償弁の補償圧力 ΔP_c を差圧信号 ΔP_{LS} に応させて ΔP_{LS} になるようにすると、方向切換弁に内蔵される可変絞りの前後差圧は ΔP_{LS} となり、複合操作時の分流比は可変絞りの開口量の比となる。各方向切換弁の可変絞りを通過する流量は、一般式

$$Q = C \cdot y \sqrt{\Delta P_{LS}} \quad (C : \text{流量係数})$$

で表されることから、ポンプ流量 Q_p は、

$$\begin{aligned} Q_p &= Q_1 + Q_2 + \dots \\ &= C \cdot \{y_1 + y_2 + \dots\} \sqrt{\Delta P_{LS}} \end{aligned}$$

となる。

上記の補償圧力 ΔP_c と入力差圧すなわち差圧信号 ΔP_{LS} との関係を図に示すと、第9図に示すようになる。この第9図に示す特性線を基準ラインとすると、複合時にこの第9図に示す基準ラインの上側、すなわち入力差圧 ΔP_{LS} に対して補償圧力 ΔP_c が大きいと

き流量は多めに流れ、また下側、すなわち入力差圧 ΔP_{LS} に対して補償圧力 ΔP_c が小さいとき流量は少なめに流れる。したがって、流量についてはこの基準ラインより上側が優先となり、下側が非優先となる。

ここで、第1図において、例えばパイロットライン215に導かれる制御圧力 P_c を大きくすると圧力補償弁206における補償圧力 ΔP_c は小さくなる。したがって、補償圧力 ΔP_c と制御圧力 P_c の関係は逆になり、第10図に示す基準ラインに置き代えることができる。この第10図に示す基準ラインでは、これより上側が非優先となり、下側が優先となる。

本実施例では第10図に示す基準ラインを圧力補償弁制御圧力の基準パターンとして記憶し（後述）、この基準パターンに対する変数データとしてゲイン G 、オフセット O 、MAXリミッタ MA 、MINリミッタ MI を適宜選択することにより、所望の出力パターンを得るものである。

すなわち、ゲイン G は第10図に示す基準ラインの傾きを変えるための変数であり、その値を乗ずることにより第11図に実線で示すように特性が変化し、オフセット O は基準ラインを平行移動させるための変数であり、その値を加算することにより第12図に実線で示すように特性が変化し、MAXリミッタ MA は基準ラインの上限値（制御圧力 P_c の上限値）を規定す

3 0

るための変数であり、その値を変えることにより第13図に実線で示すように特性が変化し、MINリミッタM_Iは基準ラインの下限値（制御圧力P_cの下限値）を規定するための変数であり、その値を変えることにより第14図に実線で示すように特性が変化する。以上のゲインG、オフセットO、MAXリミッタM_A、MINリミッタM_Iを適宜選択し、組み合わせることにより、第15図に示すように所望の出力パターンを得られる。

上記のように1つの基準パターンとその変数データとの組み合わせで出力パターンを決定することにより、多数の出力パターンを直接記憶する場合に比べて少ない記憶容量で同じ数の出力パターンを記憶することができ、弁制御手段を安価に製作することができる。

また、上述した変化速度演算ブロック305は、第16図に示すように、操作モード信号A～I及びその組合せ（動作パターン）に対応してメモリエリアの番号が定められ、各動作パターンに最適と考えられる圧力信号変化速度として閉め方向の変化速度K_{BMU}…K_{TRU}及び開け方向の変化速度K_{BMD}…K_{TRD}を記憶している。圧力センサ290～298から操作モード信号A～I又が出力されると、その操作モード信号及びその組み合わせに対応するメモリエリアの番号が参照され、そのメモリエリアに記憶されている変化速度デ

3 1

ータが読み出される。

次に上述した第5図に示すポンプ制御部306の詳細な構成を第17図によって説明する。

第17図において、第1図に示す差圧センサ225から出力される差圧信号すなわち入力差圧 ΔP_{LS} と、第5図に示す目標差圧ブロック303から出力される目標差圧 ΔP_{LSr} との差が加算器311で差圧偏差 $\Delta \Delta P$ ($= \Delta P_{LS} - \Delta P_{LSr}$) として求められる。この差圧偏差 $\Delta \Delta P$ は、第5図に示すポンプ制御ゲイン演算ブロック302からの出力されるポンプ制御ゲイン LSD 及び LSU と共に判定ブロック310に入力される。この判定ブロック310では、まず差圧偏差 $\Delta \Delta P$ の符号の判定が行われる。ここで、 $\Delta \Delta P$ が正のときは差圧が大きすぎるので主ポンプ200から吐出される流量を減らすために、ゲイン LSc を減少のためのポンプ制御ゲイン LSD にする設定 ($LSc = LSD$) が行なわれ、 $\Delta \Delta P$ が負のときは差圧が小さすぎるので主ポンプ200から吐出される流量を増やすために、ゲイン LSc を増加のためのポンプ制御ゲイン LSU にする ($LSc = LSU$) が行なわれ、乗算器312に出力される。乗算器312では、差圧偏差 $\Delta \Delta P$ にゲイン LSc をかけて傾転増分 $\Delta \Delta \theta$ ($= \Delta \Delta P \times LSc$) を求める演算が行なわれる。すなわち、差圧偏差 $\Delta \Delta P$ が大きいとき、あるいはゲイン LSc

3 2

が大きいときは傾転増分 $\Delta\Delta\theta$ が大きく、主ポンプ200の斜板傾転すなわち押しのけ容積増減の応答は速い。逆に差圧偏差 $\Delta\Delta P$ が小さいとき、あるいはゲインLSCが小さいときは傾転増分 $\Delta\Delta\theta$ が小さく、主ポンプ200の斜板傾転増減の応答は遅い。このようにして得られた傾転増分 $\Delta\Delta\theta$ と、ある一定時間 τ 秒前の目標傾転 θ_{t-1} とが加算器313で加算され、ロードセンシング制御の目標傾転 $\theta_{LS} (= \Delta\Delta\theta + \theta_{t-1})$ が求められる。

一方、第1図に示す主ポンプ200を駆動する原動機250は最大馬力による制限を受けるので、原動機250の馬力制限制御を行なうため、関数発生器314においてポンプ圧力 P_s に対応する最大可能傾転 θ_t が馬力制限制御のための目標傾転として求められる。上述のようにして求められたロードセンシング制御の目標傾転 θ_{LS} と馬力制限制御の目標傾転 θ_t との最小値が、最小値選択ブロック315で選択され、目標傾転 θ_r としてポンプ傾転サーボ316に出力される。ポンプ傾転サーボ316では第1図に示す変位センサ223から出力される現実のポンプ傾転 θ_0 と、上述した目標傾転 θ_r との差が求められ、その差に応じたポンプ制御信号S11, S12を第4図に示す電磁弁237, 238に出力する。

次に、上述した第5図に示す弁制御部307の詳細

な構成を第18図によって説明する。

第18図において、関数発生器320には前述した第10図に示す基準ラインの特性が入力差圧 ΔP_{LS} に対する圧力制御弁制御圧力の基準パターンとして記憶してある。この関数発生器320にて、第1図に示す差圧センサ225から出力される差圧信号 ΔP_{LS} に対応する制御圧力 P_c が求められ、乗算器321に出力される。乗算器321では前述した第11図に示す基準ラインの傾きを変える処理が行なわれる。すなわち、制御圧力変数演算ブロック304から出力されるゲインG、例えばブームに係わるゲイン G_BM と関数発生器320から出力される制御圧力 P_c とを乗算し、目標制御圧力 P_{c1} を求め、この目標制御圧力 P_{c1} を加算器326に出力する。加算器326では前述した第12図に示す基準ラインの平行移動を行なう処理が行なわれる。すなわち、制御圧力変数演算ブロック304から出力されるオフセットO、例えばブームに係わるオフセット O_BM と乗算器321から出力される目標制御圧力 P_{c1} とを加算し、新たな目標制御圧力 P_{c10} を求め、この目標制御圧力 P_{c10} を判定ブロック322と遅延時間処理ブロック323に出力する。

遅延時間処理ブロック323は加算器326から出力される目標制御圧力 P_{c10} に時定数 T_BM の一次遅れフィルタをかけて新たな目標制御圧力 P_{c11} を求め、

3 4

演算ブロック 324 に出力する。

演算部 324 では、前述した第 13 図及び第 14 図に示す制御圧力の上限値及び下限値を規制する処理が行なわれる。すなわち、制御圧力変数演算ブロック 304 から出力される MAX リミッタ MA 及び MIN リミッタ MI、例えばブームに係わる MAX リミッタ MA_BM 及び MIN リミッタ MI_BM と遅延時間処理部 323 から出力される目標制御圧力 P_{ctrl} とが入力され、目標制御圧力 P_{ctrl} が MIN リミッタ MI_BM より大きく、MAX リミッタ MA_BM より小さければ、 $P_{ctrl} = P_{ctrl}$ 、MIN リミッタ MI_BM より小さければ $P_{ctrl} = M_{I_BM}$ 、MAX リミッタ MA_BM より大きければ、 $P_{ctrl} = M_{A_BM}$ と設定され、この目標制御圧力 P_{ctrl} が電流値変換器 325 に出力される。

一方、判定ブロック 322 には、前述のように加算器 326 から出力される目標制御圧力 P_{ctrl0} と、遅延時間処理ブロック 323 から出力される τ 秒前の目標制御圧力 P_{ctrl-1} と、第 5 図に示す変化速度演算ブロック 305 から出力される制御圧力変化速度データ、例えばブームに係る閉め方向の変化速度 K_{BMU} 及び開け方向の変化速度 K_{BMD} とが入力される。この判定ブロック 322 ではまず $P_{ctrl0} \geq P_{ctrl-1}$ であれば目標制御圧力 P_{ctrl1} は減少方向にあるので、 $T_{BM} = K_{BMD}$ （開け方向の変化

速度)に設定され、 $P_{ctrl} < P_{ctrl-1}$ であれば、目標制御圧力 P_{ctrl} は増加方向にあるので、 $T_{BM} = K_{BMU}$ (閉め方向の変化速度)に設定され、このように設定された時定数 T_{BM} が遅延時間処理部 323 に入力される。このように時定数を設定し、遅延時間処理部 323 で一次遅れフィルタをかけて新たな目標制御圧力 P_{ctrl} を求めることにより、演算部 324 に入力される目標制御圧力 P_{ctrl} には増加方向と減少方向のそれぞれにおいて閉め方向変化速度 K_{BMU} 及び開け方向変化速度 K_{BMD} に応じた一次遅れが与えられ、圧力補償弁 206 の閉め方向の動作速度と開け方向の動作速度を制御し、圧力補償弁の動的応答性を制御することができる。

電流値変換器 325 は予め設定してある関係から目標制御圧力 P_{ctrl} に対応する電流値 I を求め、この電流値 I を弁制御信号 S_{22} として電磁比例減圧弁 217 に出力する。

なお、弁制御部 307 では、他の圧力補償弁についても同様にして弁制御信号 S_{21} , $S_{23} \sim S_{26}$ が求められる。

以上のように構成した本実施例においては、パイロット弁 210, 211 等の操作手段が操作されると、圧力センサ 290, 291, 252 等より操作モード信号 A, B, C 等が出力され、これがコントローラ 2

29の弁制御信号演算機能301に入力される。弁制御信号演算機能301では、制御圧力変数演算ブロック304にてその操作モード信号及びその組み合わせ（動作パターン）に対応する変数データが選択され、弁制御部307にてその変数データと関数発生器320に設定した基準パターンとから圧力補償弁制御圧力の出力パターンが求められ、この出力パターン上でそのときの差圧信号に対応する圧力補償弁の制御圧力が求められる。ここで、前述したように、変数データすなわちゲインG、オフセットO、MAXリミッタMA、MINリミッタMIを適宜設定することにより、制御圧力の出力パターンは所望のパターンに設定できる。したがって、この出力パターンを各動作パターンに最適と考えられるパターンに設定することにより、例えば複合操作に際してアクチュエータ間の動作の独立性を確保するなど複合操作に最適の分流比を与え、操作性を改善できる。

また、弁制御信号演算機能301では、上記出力パターンの演算と共に、制御圧力変化速度演算ブロック305にてそのときの操作モード信号及びその組み合わせ（動作パターン）に対応する制御圧力変化速度データが選択され、弁制御部307にてその変化速度データと上記の出力パターンから求めた制御圧力を組み合わせて弁制御信号を演算している。このため、差

圧信号の変化に対してそのときの動作パターンに最適な応答速度で圧力補償弁が動作するように制御圧力変化速度を設定することにより、差圧信号が変化したときの圧力補償弁の動的応答性を適切に制御し、これにより差圧信号が変化するときのアクチュエータに供給される圧油の流量を適切に制御し、アクチュエータ作動速度の不測の急変を生じることのない優れた操作性を実現できる。

また、本実施例においては、圧力センサ290, 291, 252等より出力される操作モード信号A, B, C等はコントローラ229のポンプ制御信号演算機能300にも入力され、ポンプ制御信号演算機能300では、ポンプ制御ゲイン演算ブロック302にて、その操作モード信号及びその組み合わせ（動作パターン）に対応する制御ゲインデータが選択され、ポンプ制御部306にて差圧信号と予め設定した目標差圧との差圧偏差とその制御ゲインデータとを用いてその差圧偏差を小さくするポンプ制御信号を演算している。このため、差圧信号の変化に対してそのときの動作パターンに最適な応答速度で油圧ポンプの斜板傾転が変化するように制御ゲインを設定することにより、差圧信号が変化したときの斜板傾転の応答速度を適切に制御し、これによっても差圧信号が変化するときのアクチュエータに供給される圧油の流量を適切に制御し、アクチ

ュエータ作動速度の不測の急変を生じることのない優れた操作性を実現できる。

更に、ポンプ制御信号演算機能300では、上記制御ゲインの演算と共に、目標差圧ブロック303にてそのときの操作モード信号及びその組み合わせ（動作パターン）に対応する目標差圧が選択され、ポンプ制御部306にてその目標差圧を使用し、差圧偏差を小さくするポンプ制御信号を演算している。これにより、そのときの動作パターンに最適な流量特性が得られるよう目標差圧を設定することにより、動作パターンの切換えに際して高負荷側のアクチュエータにも確実に圧油を供給できるなど流量変化の応答性を改善し、優れた操作性を実現できる。

次に、上記した各動作パターンのそれぞれに設定される出力パターンの具体例をそれらの特有の効果と共に説明する。

まず、動作パターンの理解を容易にするため、本実施例の油圧制御装置が搭載される油圧ショベルの基本構成を第19図及び第20図により説明する。油圧ショベルは、左右の履帶100、101を含む下部走行体102と、下部走行体102上に旋回可能に搭載された上部旋回体103と、上部旋回体103に装架されたフロントアタッチメントを構成するブーム104、アーム105、バケット106とを備えている。左右

の履体 100, 101、旋回体 103、ブーム 104、アーム 105 及びバケット 106 はそれぞれ左右走行モータ 271, 272、旋回モータ 201、ブームシリンドラ 202、アームシリンドラ 251 及びバケットシリンドラ 252 により駆動される。

[1] 走行のみ（単独）の動作パターン

操作レバー 280a, 281a が操作され、走行モータ 271, 272 が駆動される動作パターンであり、圧力センサ 297, 298 から操作モード信号 H, I が出力される。

①ポンプ制御ゲイン L S_U、L S_D は比較的小さく設定する。これにより、走行の出足及び減速のタイミングが向上する。なお、目標差圧 ΔP_{LSI} は中くらい（通常の値）に設定する。

②第 21 図に示すように、制御圧力変数データの MIN リミッタ M_{ITR} を小さく MAX リミッタ M_{ATR} を大きく設定し、ゲイン G_{TR} を正に設定する。これにより、直進時には走行用圧力補償弁 275, 276 の開度は基準よりも大きくなるよう制御されて直進走行性が向上し、ステアリング時には走行用圧力補償弁 275, 276 の開度は基準より小さくなるよう制御されてステアリングがきりやすくなる。

③制御圧力の閉め方向変化速度 K_{TRU} を小さく、開け方向変化速度 K_{TRD} を大きく設定する。これにより、

例えば直進走行中に速度を落としたときや、ステアリングリングを切っている状態から直進走行に移行するとき、ポンプ吐出圧力と最大負荷圧力との差圧、すなわち L S 差圧は過渡的に小さくなるが、走行用圧力補償弁 275, 276 の閉め方向の動作が遅くなるので、急に圧力補償がきいて走行のスピードが変化することが抑えられる。また、このとき、上記のようにポンプ制御ゲイン L S II を小さく設定しているので、ポンプ吐出流量の増加も緩やかであり、ポンプ吐出流量の急増による走行スピードの変化も抑制される。

[2] 走行複合の動作パターン

操作レバー 280a, 281a と他の任意の操作レバーが操作され、走行モータ 271, 272 と他の任意のアクチュエータが駆動される動作パターンであり、圧力センサ 297, 298 から操作モード信号 H, I が出力され、他の任意の圧力センサから対応する操作モード信号が出力される。

①ポンプ制御ゲイン L S II, L S III は比較的小さく設定する。これにより、走行が急に速くなったり、あるいは走行以外が急に速くなったりするのが抑えられる。目標差圧 ΔP_{LSI} は中くらい（通常の値）に設定する。

②第 22 図に示すように、走行以外に係わるアクチュエータのゲイン G を正に設定し、走行に係わるゲイ

ン GTR を負に設定する。これにより、作業機械を形成するフロントに係わる圧力補償弁の開度は基準より小さくなるよう制御され、走行用圧力補償弁 275, 276 の開度は基準より大きくなるように制御されて、走行優先に制御される。したがって、走行しながらフロントを作動させたとき、走行が極端に遅くなることが抑えられる。

③走行に係わる制御圧力の閉め方向の変化速度 KTR じ、開け方向の変化速度 KTRD を小さく設定し、走行以外に係わる制御圧力の閉め方向変化速度を大きく、開け方向変化速度を小さく設定する。これにより、走行しながらフロントを作動させたとき、LS 差圧は過渡的に小さくなるが、走行用圧力補償弁 275, 276 の閉め方向の動作が遅くなるので、走行が急に遅くなる事態を防ぐ。したがって、フロントで荷を吊り上げている場合には走行の速度の急変に伴う吊り荷の揺れが抑えられる。

[3] 旋回のみ（単独）の動作パターン

操作レバー 210a が操作され、旋回モータ 201 が駆動される動作パターンであり、圧力センサ 290 から操作モード信号 A が出力される。

①ポンプ制御ゲイン LSI を小さく設定し、LSD を大きく設定する。これにより、旋回起動時にはゆっくり主ポンプ 200 の吐出流量を増加させ、これによ

4 2

り飛び出し、つまり急加速を防止できる。また、旋回速度の減少時にはすばやく戻すことができるので、方向制御弁が車体の揺れで振動したときに主ポンプ 200 の吐出流量の増加は抑制される傾向にあるので、動作が安定する。目標差圧 ΔP_{LS} は中くらい（通常の値）に設定する。

②第 23 図に示すように、旋回に係わる制御圧力の変数データの MAX リミッタ M A S W と M I N リミッタ M I S W の値を同じに設定する。これにより、入力差圧 ΔP_{LS} の変化に係わらず制御圧力 P_c が一定となり、すなわち旋回用圧力補償弁 205 の補償圧力が一定となり、旋回吊り荷作業において補償圧力が変化する場合に生じる吊り荷の揺れを抑えることができる。

③なお、この場合、制御圧力 P_c が一定であることから、L S 差圧の変化により制御圧力 P_c の変化は生じないので、制御圧力の閉め方向の変化速度及び開け方向の変化速度は設定されていない。

[4] アーム引きとブーム上の複合駆動（典型的には水平引き）の動作パターン

操作レバー 260a, 211a が操作され、アームシリンダー 251 が伸長方向に駆動され、ブームシリダ 202 が伸長方向に駆動される動作パターンであり、圧力センサ 293, 291 から操作モード信号 D, B が出力される。

①ポンプ制御ゲインL S_Lを大きく設定し、ポンプ制御ゲインL S_dを小さく設定する。これにより、主ポンプ200の吐出流量の増加を速くし、水平引きに際してブームを早く上げ、つめ先の落ちを防ぐことができる。また、主ポンプ200の吐出流量の減少を遅くし、水平引きの途中でブームを下げたときにつめ先がふらつくのを防ぐことができる。

②第24図に示すように、アームに係わる制御圧力変数データのうちM I NリミッタM I AMを大きく、M A XリミッタM A AMを小さく設定し、ゲインG AMを正に設定し、オフセットO AMを小さく設定する。また、ブームに係わる制御圧力変数データはM I NリミッタM I BMを大きく、M A XリミッタM A BMを大きく設定し、ゲインG BMを負に設定し、オフセットO BMを大きく設定する。これにより、水平引きに際してアーム用圧力補償弁255の開度は基準より小さい一定値となるように制御されて、つめ先の落ちを防ぐ。また、差圧 ΔP_{LS} があまり小さくならない軽負荷時にはアーム用圧力補償弁255の開度は基準より小さくなるよう制御されて（アーム非優先制御）、ブームの上がりを良くする。更に、差圧 ΔP_{LS} が極端に小さくなる重掘削時にはアーム用圧力補償弁255の開度を基準より大きく制御し、アームシリングダ251に優先的に圧油を送り、作業能率を上げることができる。また、水

平引き作業時にブーム用圧力補償弁 206 の開度は基準より小さい一定値となるように制御されるので、ブーム上げがふらつくのが防止され、軽負荷及び重負荷時にはブーム用圧力補償弁 206 の開度は基準より大きくなるように制御されるので、ブームシリンダ 202 に十分に圧油を送り、同様にブーム上げのふらつきを防止する。

③目標差圧プロック 303 で設定される目標差圧 ΔP_{LS} は比較的高く設定する。これにより、アーム引き主体の水平引きからブーム上げ操作を行なうときのブームの上がりを良くすることができる。

④アームに係わる制御圧力の閉め方向変化速度 K_{AM} を大きく、開け方向変化速度 K_{AMD} を小さく設定し、ブームに係わる制御圧力の閉め方向変化速度 K_{BMU} を小さく、開け方向変化速度 K_{BMD} を小さく設定する。これにより、水平引き作業開始時に、LS 差圧 ΔP_{LS} が急に小さくなったとき、アーム用圧力補償弁 255 が速く絞られるので、アームが落ちるのを防ぐことができる。また、ブーム上げの速度を急に遅くする時など LS 差圧 ΔP_{LS} が急に大きくなったときは、アーム用圧力補償弁 255 の開け方向速度は小さいので、アーム動作が急に速くなることを防ぐことができる。更に、ブーム用圧力補償弁 206 閉め方向及び閉め方向速度が共に小さいので、ブームの上がりを良くし、

かつブーム上げのふらつきを防ぐことができる。

なお、この水平引きにおいて、本実施例では、上記①③のポンプ制御信号演算機能300と②④の流量制御演算機能301とを同時に演算出力するので、両者の相乗効果でより良好な操作性を確保することができる。

[5] ブーム上単独の動作パターン

操作レバー211aが操作され、ブームシリンダ202が伸長方向に駆動される動作パターンであり、圧力センサ291から操作モード信号Bが出力される。

①ポンプを制御ゲインLSDを中くらいに設定し、LSDを小さく設定する。これにより、ブーム上げ起動時にショックの発生を防止でき、また操作レバーの戻し時にブーム上げが急に遅くならず、ショックをやわらげることができる。目標差圧 ΔP_{LSr} は中くらい（通常の値）に設定する。

②第25図に示すように、ブーム上げに係わる制御圧力変数データのMAXリミッタ MAB_m とMINリミッタ MIB_m の値と同じに設定する。これにより、入力差圧 ΔP_{LS} の変化に係わらず制御圧力 P_c が一定となり、すなわちブーム用圧力補償弁206の補償圧力が一定となり、したがってレバー操作に対応したブーム速度が得られ、メータリングを向上させることができる。

③制御圧力 P_c が一定であることから、L S 差圧の変化により制御圧力 P_c の変化は生じないので、制御圧力の閉め方向の変化速度及び開け方向の変化速度は設定されていない。

[6] 旋回及びアーム引きを含む動作パターン

少なくとも操作レバー 210a, 260a が操作され、旋回モータ 201 が駆動され、アームシリンダー 251 が伸長方向に駆動される動作パターンであり、圧力センサ 290, 293 から操作モード信号 A, D が出力される。なお、この動作パターン中には、旋回 + アーム引き以外、旋回 + アーム引き + バケット引き、旋回 + アーム引き + バケット引き + ブーム上げ等、旋回とアーム引きの同時操作にあって他の作業部材が動作している場合も含む。

①ポンプ制御ゲイン L S U, L S D を中くらいに設定する。これにより基本的な複合操作性が良くなる。また、目標差圧 ΔP_{LSI} は中くらい（通常の値）に設定する。

②第 26 図に示すように、旋回に係わる制御圧力変数データの M I N リミット M I SW を大きく、M A X リミット M A SW を大きく設定し、ゲイン G SW を負に設定し、オフセット O SW を大きく設定する。また、旋回以外に係わる制御圧力変数データの M I N リミット M I を大きく、M A X リミット M A SW を大きく設定し、ゲ

インGを正に設定し、オフセットOを小さく設定する。これにより、旋回用圧力補償弁205の開度は基準より大きくなるように制御され、旋回以外に係わる圧力補償弁の開度は基準より小さくなるように制御され、したがって旋回モータ201に優先的に圧油を流し、旋回圧を高めにして、旋回押し付け掘削時に旋回を逃げないようにすることができる。

③旋回に係わる制御圧力の閉め方向変化速度K SWUを小さく、開け方向変化速度K SWDを大きく設定し、旋回以外に係わる閉め方向変化速度を大きく、開け方向変化速度を小さく設定する。これにより、例えばアーム引きから旋回を起動し、LS差圧 ΔP_{LS} が急に小さくなったとき、旋回用圧力補償弁205の閉め方向速度は小さく、アーム用圧力補償弁255の閉め方向速度は速いので、旋回圧を早く保持することができる。また、旋回及びアーム引き作業中に、アーム引きの負荷が軽くなり、LS差圧 ΔP_{LS} が急に大きくなったとき、アーム用圧力補償弁255の開け方向速度は小さいので、アーム動作が急に速くなることを防ぐことができる。

最後に、上記実施例の変形を幾つか説明する。

まず、上記実施例では、操作信号検出手段としてそれぞれ各アクチュエータに専用の圧力センサを用いたが、圧力センサの一部を共用としても良い。第27図

はその変形例を示すもので、操作レバー装置 400 と 2 つの方向切換弁 401, 402 を結ぶパイロットラインのうち 2 つの方向切換弁 401, 402 にそれぞれ係わる 2 つのパイロットラインにシャトル弁 403 を接続し、シャトル弁 403 で取り出した信号圧力を圧力センサ 405 に導き、方向切換弁 401, 402 のそれぞれの駆動を選択的に操作信号として検出する。パイロットラインの他の 2 つにはそれぞれ圧力センサ 404, 406 が配置され、それぞれ方向切換弁 401, 402 の他方向の駆動を個別に操作信号として検出する。

また、上記実施例では、操作信号検出手段として圧力センサを用いたが、この圧力センサの代わりに、第 28 図に示すように、方向切換弁 410, 411 のスプールのストロークを検出する位置センサ 412, 413 を設けた構成にしても良い。

また、上記実施例では、方向切換弁 203, 204 等をパイロット圧力で駆動する構成にしてあるが、第 29 図に示すように、電気レバー 422 から出力される電気信号によって方向切換弁 420, 421 を駆動する構成にしても良い。この場合、操作信号検出手段の設置は省略しても良く、この場合、電気レバー 422 から出力される電気信号が信号線 423 を介して直接コントローラ 424 に入力され、コントローラ 42

4 ではその電気信号から直接アクチュエータの動作パターンを識別する。

産業上の利用可能性

本発明の建設機械の油圧制御装置は、以上のように構成してあることから、ロードセンシング制御の L S 差圧が変化するときに、アクチュエータに供給される圧油の流量が適切に制御されるので、ショックの少ない優れた操作性を実現することができる。

請求の範囲

1. 可変容量型の油圧ポンプ(220)と、この油圧ポンプから供給される圧油によって駆動される複数のアクチュエータ(201, 202...)と、前記油圧ポンプと前記アクチュエータの間に接続された複数の弁手段(203, 204...; 205, 206...)と、前記油圧ポンプの吐出圧力が前記複数のアクチュエータの最大負荷圧力より所定値だけ高くなるよう前記油圧ポンプの押しのけ容積を制御するポンプ制御手段(209, 300)とを備え、前記複数の弁手段は、各々、操作手段(210, 211...)からの操作信号に応じて開度を変化させ、対応するアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する可変絞り(203, 204...)と、前記可変絞りに直列に配置され、前記アクチュエータに供給される圧油の流量を補助的に制御する補助弁(205, 206...)とを有する建設機械の油圧制御装置において、

- (A) 前記油圧ポンプ(220)の吐出圧力と前記最大負荷圧力の差圧を検出し、対応する差圧信号を出力する第1の検出手段(224)と；
- (B) 前記複数のアクチュエータ(201, 202...)の動作パターンを検出し、対応する動作パターン信号(A-1)を出力する第2の検出手段(290-298)と、

(C) 前記第1及び第2の検出手段から出力される差圧信号及び動作パターン信号に基づき弁制御信号(S21-S26)を演算し、前記補助弁(205, 206...)の駆動を制御する弁制御手段(301)と；

を備え、前記弁制御手段が、

(a) 前記差圧信号の関数として補助弁制御量の複数の出力パターンを前記動作パターン信号に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段から動作パターン信号が出力されたとき、その動作パターン信号に対応する出力パターンを選択し、この出力パターン上で前記第1の検出手段から出力される差圧信号に対応する補助弁制御量(Pc)を演算する第1の手段(304, 307)と；

(b) 前記補助弁制御量の複数の組の変化速度を前記動作パターン信号に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段から動作パターン信号が出力されたとき、その動作パターン信号に対応する組の変化速度(K.., K..)を選択する第2の手段(305)と；

(c) 前記第1の手段で演算された補助弁制御量と前記第2の手段で選択された組の変化速度とを組み合わせて前記弁制御信号を演算する第

3 の手段 (307) と ;

を有することを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

2. 請求の範囲第1項記載の建設機械の油圧制御装置において、前記第1の手段 (304, 307) は、

(1) 前記差圧信号の関数として前記補助弁制御量の基準パターンを記憶する手段 (320) と ;

(2) 前記基準パターンに対する複数の組の変数データを前記動作パターン信号 (A-I) に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段から動作パターン信号が出力されたとき、その動作パターン信号に対応する組の変数データを選択する手段 (304) と ;

(3) 前記基準パターンと前記選択された組の変数データを組み合わせて前記出力パターンを得て、この出力パターン上で前記差圧信号に対応する補助弁制御量を演算する手段 (320, 321, 326, 323, 324) と ;

を有することを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

3. 請求の範囲第2項記載の建設機械の油圧制御装置において、前記基準パターンに対する複数の組の変数データは、各々、基準パターンの傾きを変えるゲイン、基準パターンを平行移動させるオフセット、基準パタ

ーンの最大値を制限する最大値リミッタおよび基準パ
ターンの最小値を制限する最小値リミッタの各値を含
むことを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

4. 請求の範囲第1項記載の建設機械の油圧制御装置
において、前記第2の手段(305)が記憶する複数の組
の変化速度は、各々、前記補助弁(205, 206...)の閉め
方向の変化速度(KU)および開け方向の変化速度(KD)の
各値を含むことを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

5. 請求の範囲第4項記載の建設機械の油圧制御装置
において、前記3の手段(307)は、前記第1の手段(3
07)で演算された補助弁制御量が前記補助弁(205, 206
...)を閉め方向と開け方向のいずれに動作させる値で
あるかを判断し、その判断結果に応じて前記閉め方向
の変化速度(KU)と開け方向の変化速度(KD)の一方を選
択し、この選択した変化速度と前記第1の手段で演算
された補助弁制御量と組み合わせて前記弁制御信号(S
21-S26)を演算することを特徴とする建設機械の油圧
制御装置。

6. 請求の範囲第1項記載の建設機械の油圧制御装置
において、前記ポンプ制御手段(300)は、
(d) 前記油圧ポンプ(220)の複数の組の制御ゲイ

ン (LSD, LSU) を前記動作パターン信号 (A-I) に対応づけて記憶し、前記第 2 の検出手段 (290-298) から動作パターン信号が output されたとき、その動作パターン信号に対応する組の制御ゲイン (LSD, LSU) を選択する第 4 の手段 (302) と；

(e) 前記第 1 の検出手段 (225) から出力される差圧信号と予め設定した目標差圧との偏差を求める、この差圧偏差と前記第 4 の手段 (302) で選択された組の制御ゲイン (LSD, LSU) を用いてその差圧偏差を小さくするポンプ制御信号 (S11, S12) を演算し、このポンプ制御信号に基づいて前記油圧ポンプ (220) の押しのけ容積を制御する第 5 の手段 (306, 209) と；

を有することを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

7. 請求の範囲第 6 項記載の建設機械の油圧制御装置において、前記第 4 の手段 (302) が記憶する複数の組の制御ゲインは、各々、前記油圧ポンプ (220) の押しのけ容積の増加方向の制御に適した増加ゲイン (LSU) と減少方向の制御に適した減少ゲイン (LSD) の各値を含むことを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

8. 請求の範囲第 7 項記載の建設機械の油圧制御装置

において、前記第5の手段(306, 310)は、前記差圧偏差が前記油圧ポンプ(220)の押しのけ容積を増加方向と減少方向のいずれの方向に制御する値であるかを判断し、その判断結果に応じて前記増加ゲイン及び減少ゲインの一方を選択し、この選択したゲインと前記差圧偏差とを用いて前記ポンプ制御信号(S11, S12)を演算することを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

9. 請求の範囲第6項記載の建設機械の油圧制御装置において、前記ポンプ制御手段(300)は、

(f) 前記油圧ポンプ(220)の吐出圧力と前記最大負荷圧力の複数の目標差圧を前記動作パターン信号に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段(290-298)から動作パターン信号(A-I)が outputされたときに、その動作パターン信号に対応する目標差圧を選択する第6の手段(303)；

を更に有し、前記第5の手段(306)は前記第6の手段で選択された目標差圧を前記予め設定された目標差圧として用いることを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

10. 請求の範囲第1項記載の建設機械の油圧制御装置において、前記第2の検出手段は、前記操作手段の

各々から出力される操作信号を検出し、対応する操作モード信号を出力する操作信号検出手段を含むことを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

11. 可変容量型の油圧ポンプ(220)と、この油圧ポンプから供給される圧油によって駆動される複数のアクチュエータ(201, 202...)と、前記油圧ポンプと前記アクチュエータの間に接続された複数の弁手段(203, 204...; 205, 206...)と、前記油圧ポンプの吐出圧力が前記複数のアクチュエータの最大負荷圧力より所定値だけ高くなるよう前記油圧ポンプの押しのけ容積を制御するポンプ制御手段(209, 300)とを備え、前記複数の弁手段が、各々、操作手段(210, 211...)からの操作信号に応じて開度を変化させ、対応するアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する可変絞り(203, 204...)と、前記可変絞りに直列に配置され、前記アクチュエータに供給される圧油の流量を補助的に制御する補助弁(205, 206...)とを有する建設機械の油圧制御装置において、

- (A) 前記油圧ポンプ(220)の吐出圧力と前記最大負荷圧力の差圧を検出し、対応する差圧信号を出力する第1の検出手段(224)と；
- (B) 前記複数のアクチュエータ(201, 202...)の動作パターンを検出し、対応する動作パターン

信号(A-I)を出力する第2の検出手段(290-298)と

を備え、前記ポンプ制御手段(300)は、

(a) 前記油圧ポンプ(220)の複数の組の制御ゲイン(LSD, LSU)を前記動作パターン信号(A-I)に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段(290-298)から動作パターン信号が输出されたとき、その動作パターン信号に対応する組の制御ゲイン(LSD, LSU)を選択する第1の手段(302)と；

(b) 前記第1の検出手段(225)から出力される差圧信号と予め設定した目標差圧との偏差を求め、この差圧偏差と前記第1の手段(302)で選択された組の制御ゲイン(LSD, LSU)を用いてその差圧偏差を小さくするポンプ制御信号(S11, S12)を演算し、このポンプ制御信号に基づいて前記油圧ポンプ(220)の押しのけ容積を制御する第2の手段(306, 209)と；

を有することを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

12. 請求の範囲第11項記載の建設機械の油圧制御装置において、前記第1の手段(302)が記憶する複数の組の制御ゲインは、各々、前記油圧ポンプ(220)の押しのけ容積の増加方向の制御に適した増加ゲイン(L

§U) と減少方向の制御に適した減少ゲイン(LSD) の各値を含むことを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

13. 請求の範囲第12項記載の建設機械の油圧制御装置において、前記第2の手段(306, 310)は、前記差圧偏差が前記油圧ポンプ(220)の押しのけ容積を増加方向と減少方向のいずれの方向に制御する値であるかを判断し、その判断結果に応じて前記増加ゲイン及び減少ゲインの一方を選択し、この選択したゲインと前記差圧偏差とを用いて前記ポンプ制御信号(S11, S12)を演算することを特徴とする建設機械の油圧制御装置。

14. 請求の範囲第11項記載の建設機械の油圧制御装置において、前記ポンプ制御手段(300)は、

(c) 前記油圧ポンプ(220)の吐出圧力と前記最大負荷圧力の複数の目標差圧を前記動作パターン信号に対応づけて記憶し、前記第2の検出手段(290-298)から動作パターン信号(A-1)が outputされたときに、その動作パターン信号に対応する目標差圧を選択する第3の手段(303)；

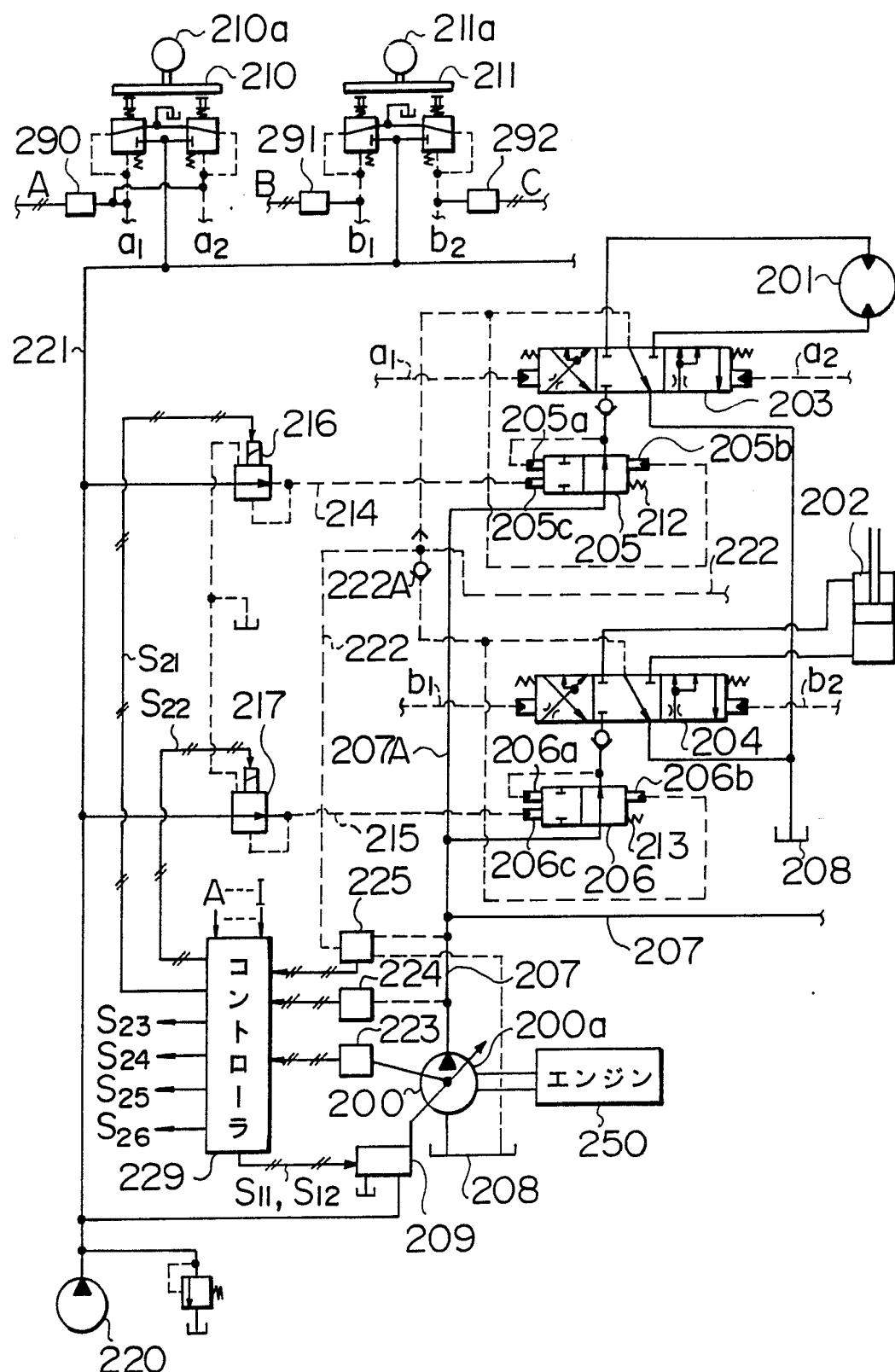
を更に有し、前記第2の手段(306)は前記第3の手段で選択された目標差圧を前記予め設定された目標差圧として用いることを特徴とする建設機械の油圧制御裝

5 9

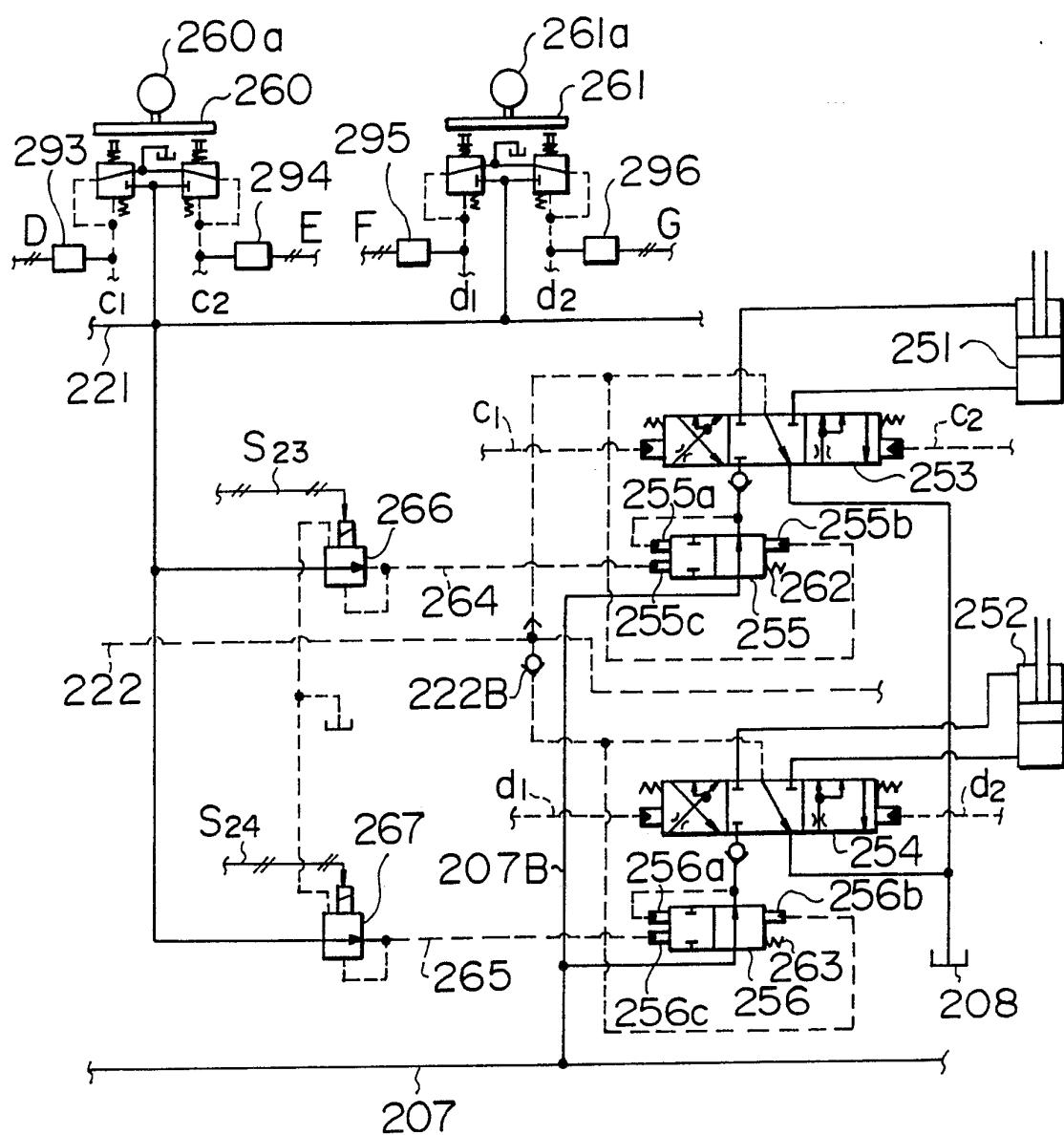
置。

1 / 22

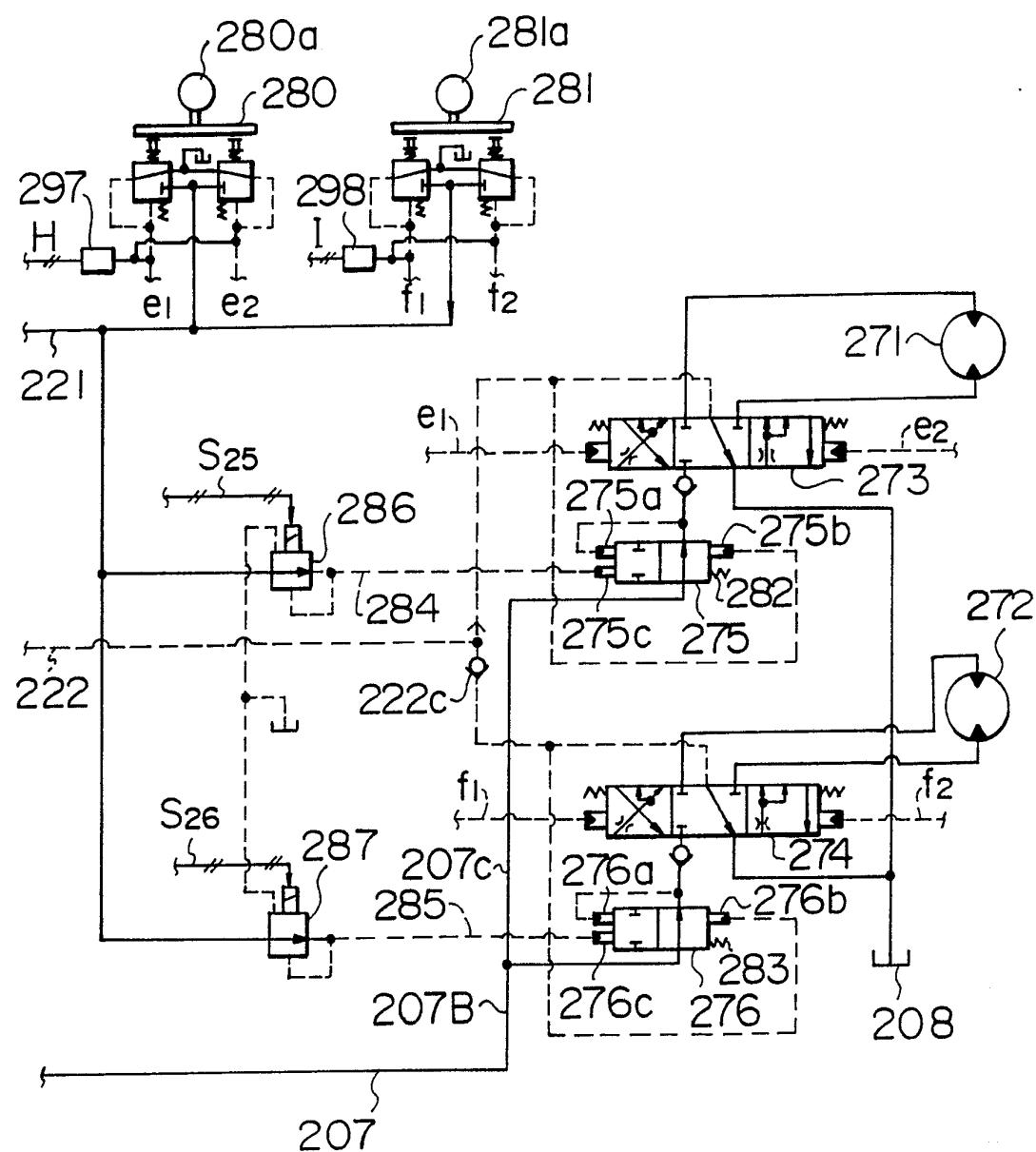
第一



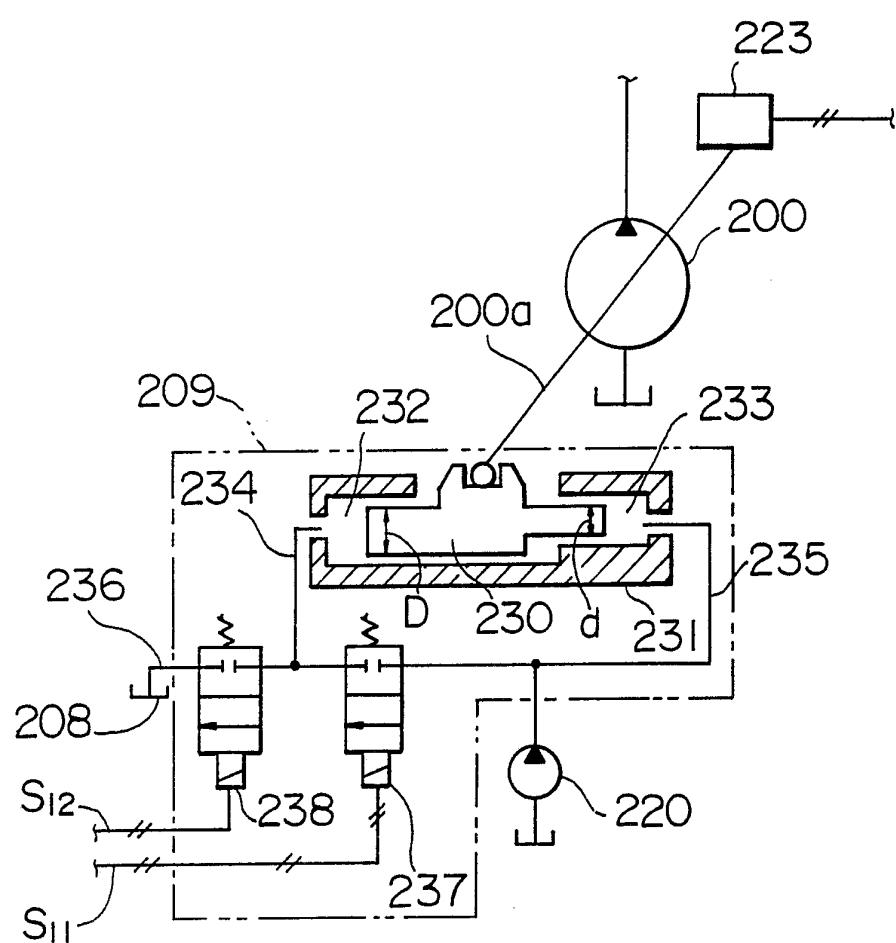
第 2 図



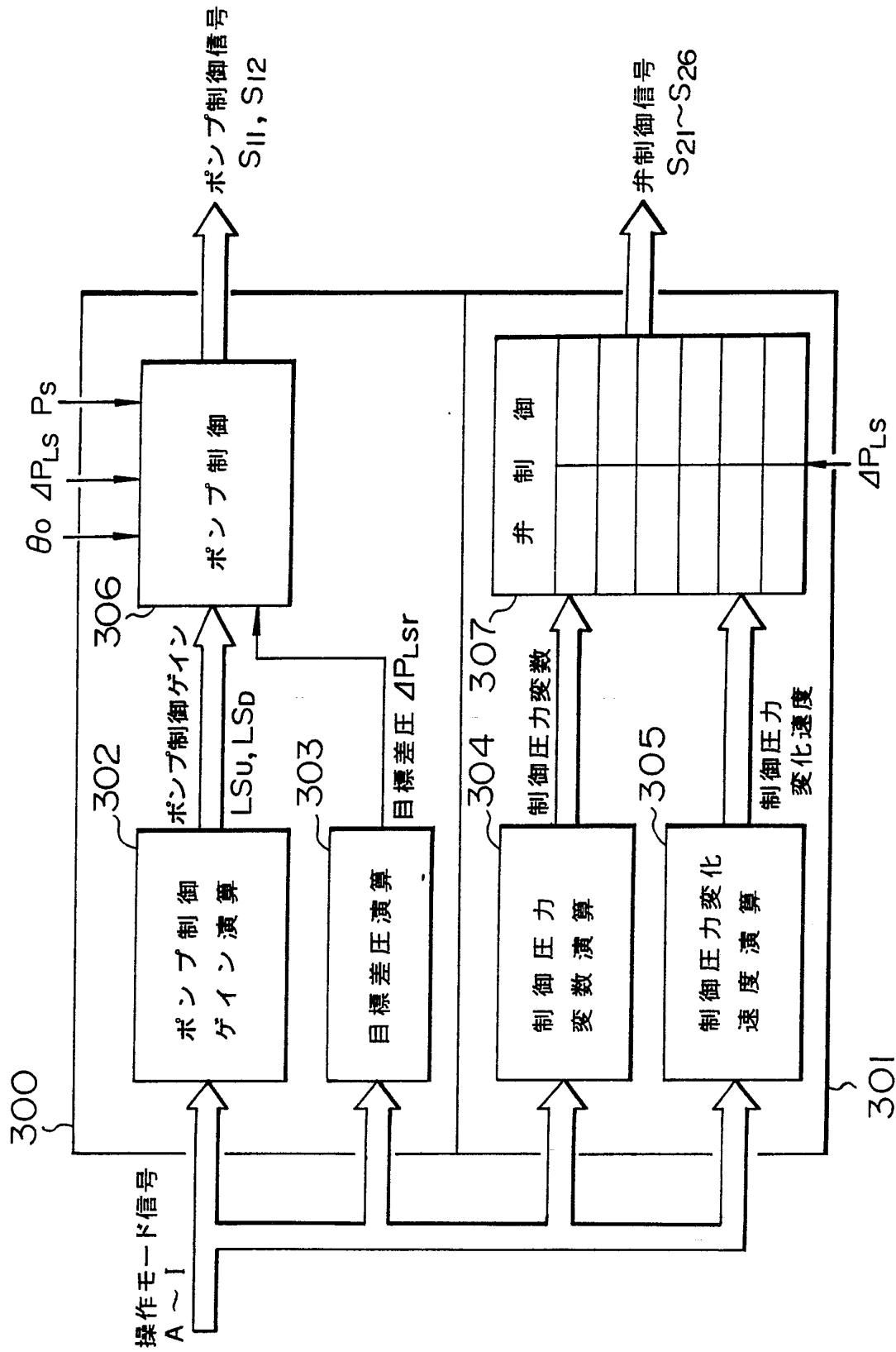
第 3 図



第 4 図



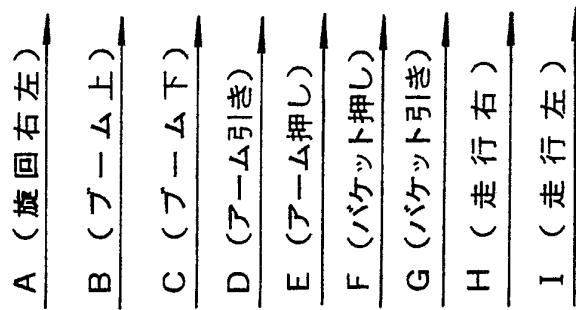
第 5 図



6 / 22

第 6 図

		ボンブ制御ゲイン	
	メモリエリア番号	LSU	LSD
A (旋回右左)	アーム引き+ブーム上 (水平引き)		
B (ブーム上)	旋回+アーム+その他		
C (ブーム下)			
D (アーム引き)	ブーム上のみ		
E (アーム押し)	走行のみ		
F (バケット押し)	走行+その他の (走行複合)		
G (バケット引き)	旋回のみ		
H (走行右)			
I (走行左)			
	上記以外		



7 / 22

第 7 図

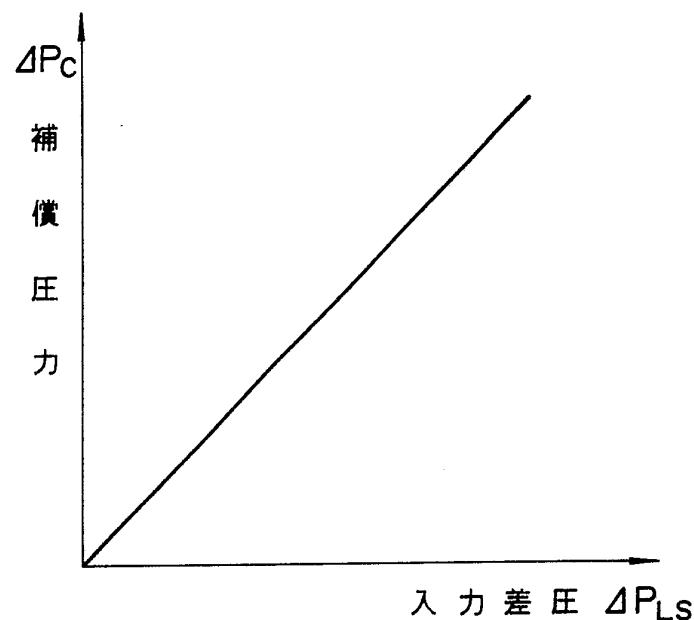
		目標差圧	
	動作パターン	メモリエリア 番号	ΔP_{LSr}
A (旋回右左)	アーム引き+ブーム上 (水平引き)		
B (ブーム上)	旋回 + アーム + その他の		
C (ブーム下)	ブーム上のみ		
D (アーム引き)	走行のみ		
E (アーム押し)	走行 + その他 (走行複合)		
F (バケット押し)	旋回のみ		
G (バケット引き)			
H (走行右)			
I (走行左)			
	上記以外		

目標差圧
 ΔP_{LSr}

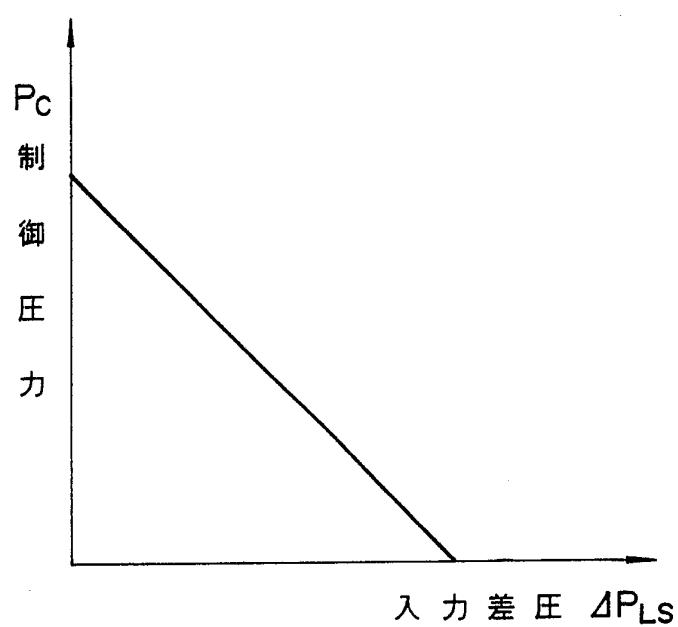
88

9 / 22

第 9 図

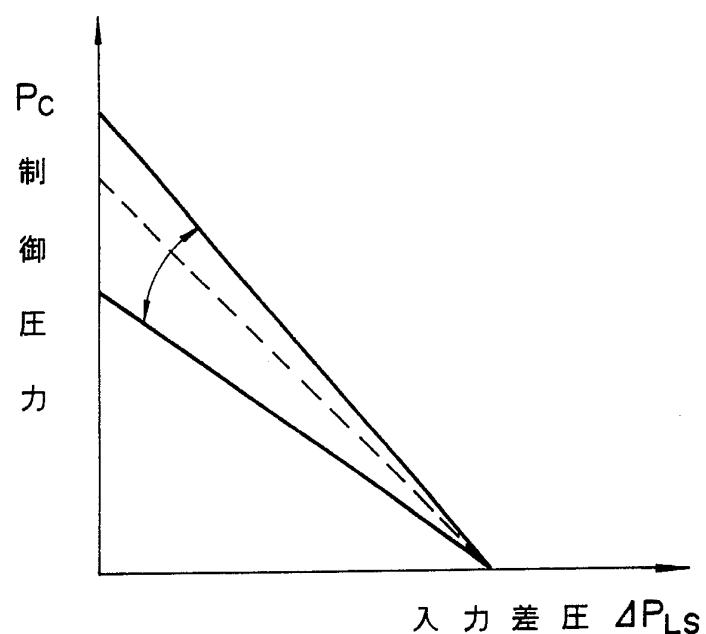


第 10 図

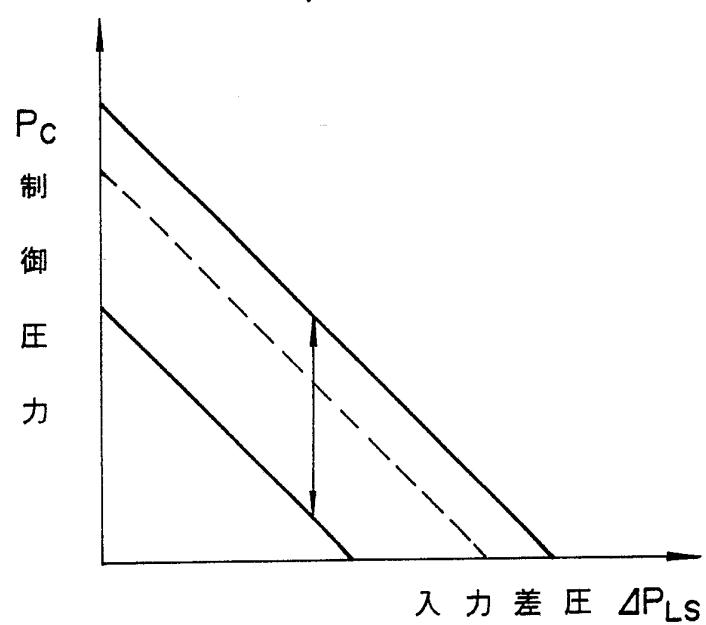


10 / 22

第 11 図

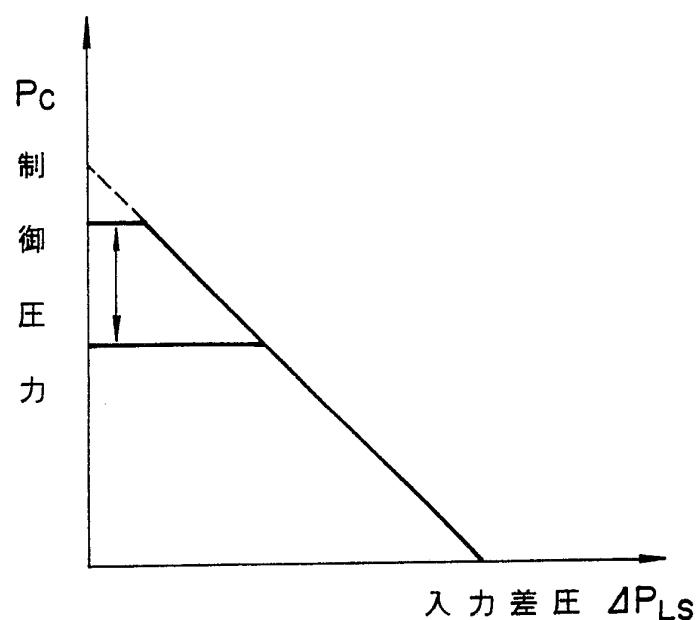


第 12 図

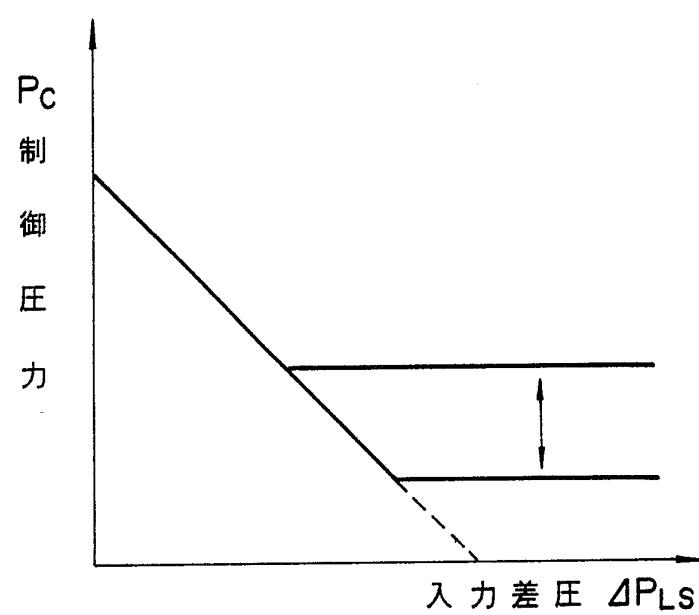


11 / 22

第 13 図

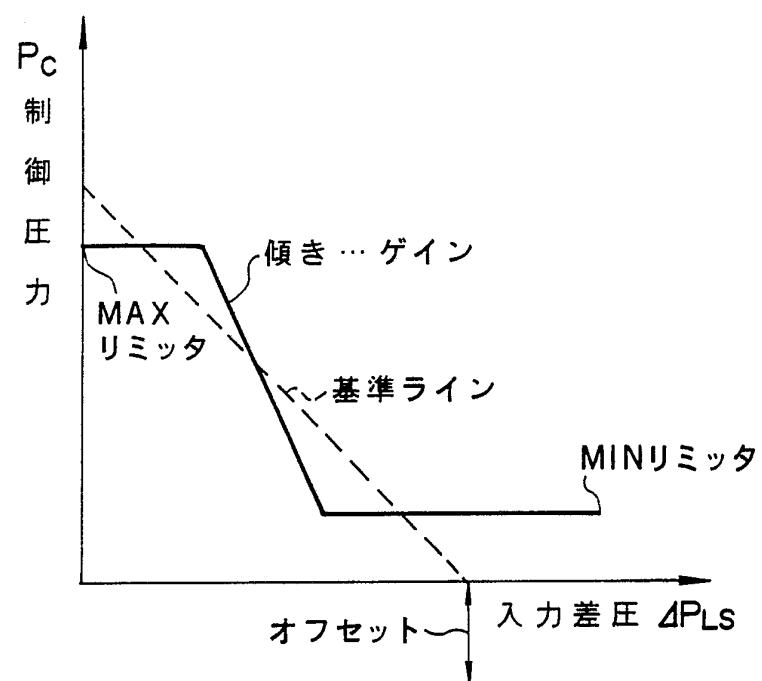


第 14 図



12 / 22

第 15 図



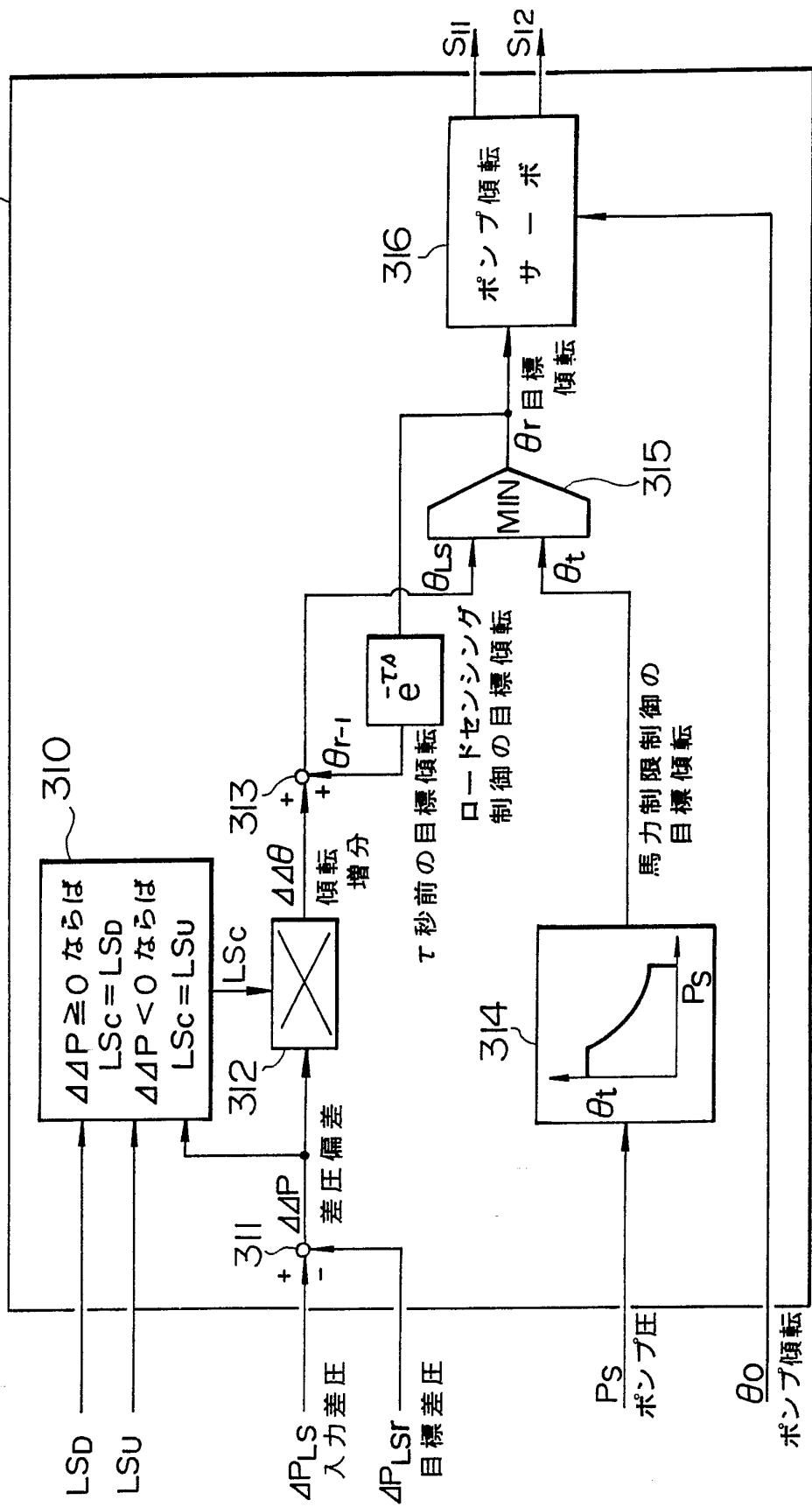
第 16 図

		ブーム	アーム	バケット	旋回	走行				
動作パターン	メモリ エリア番号	KBMU	KBMD	KAMU	KBKU	KBKD	KSWU	KSWD	KTRU	KTRD
A (旋回右左)										
B (ブーム上)										
C (ブーム下)										
D (アーム引き)										
E (アーム押し)										
F (バケット引き)										
G (バケット押し)										
H (走行右)										
I (走行左)										
上記以外										

A (旋回右左)
 B (ブーム上)
 C (ブーム下)
 D (アーム引き)
 E (アーム押し)
 F (バケット引き)
 G (バケット押し)
 H (走行右)
 I (走行左)

第 17 図

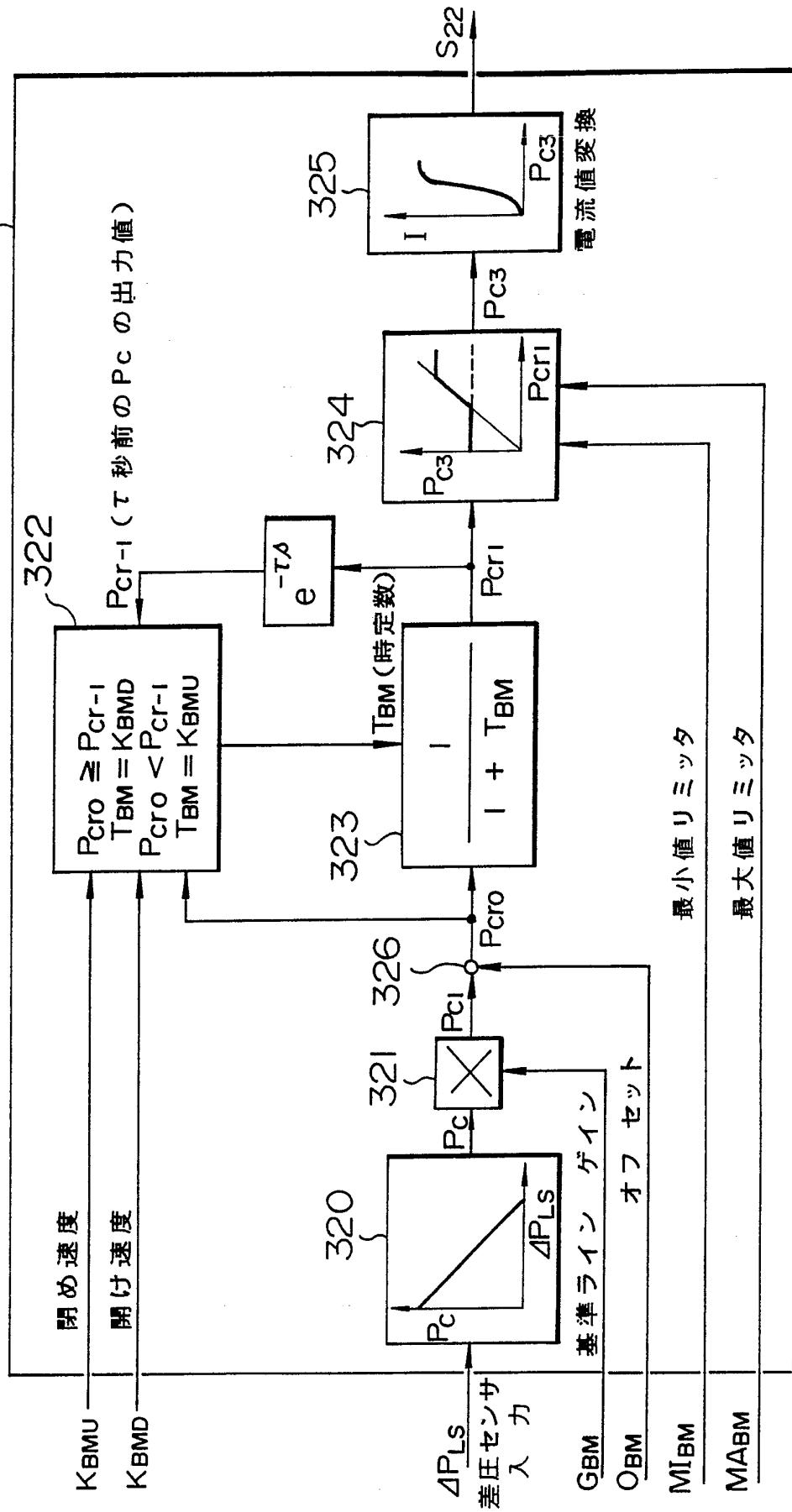
306



15 / 22

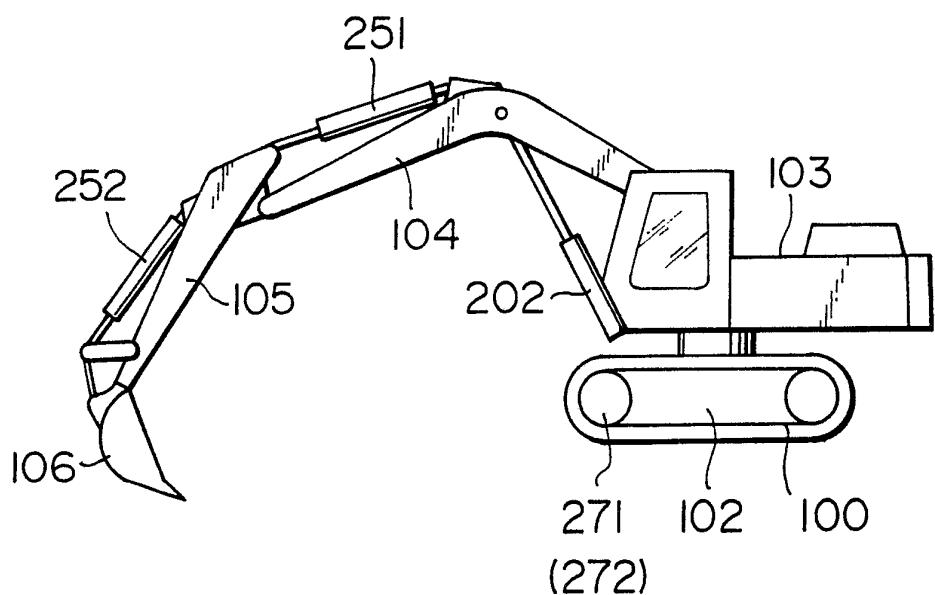
第 18 図

307

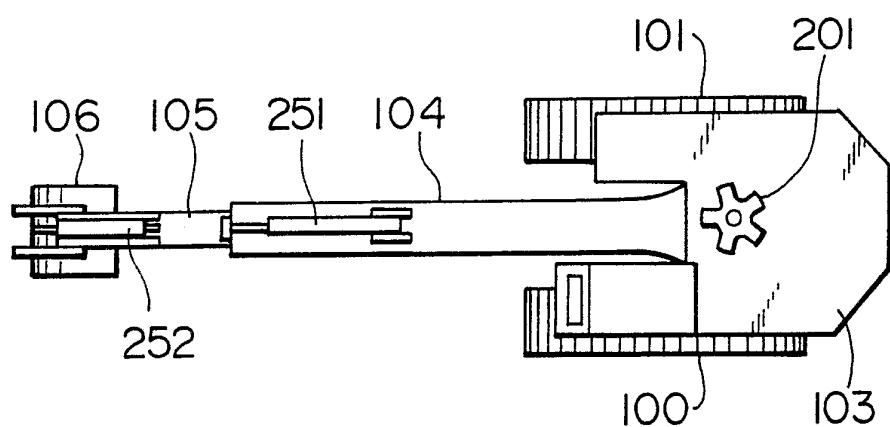


16 / 22

第 19 図

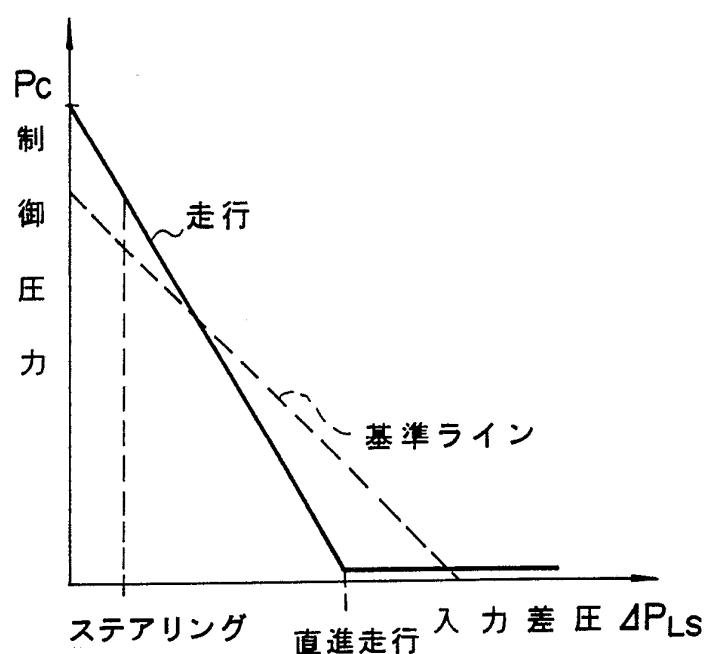


第 20 図

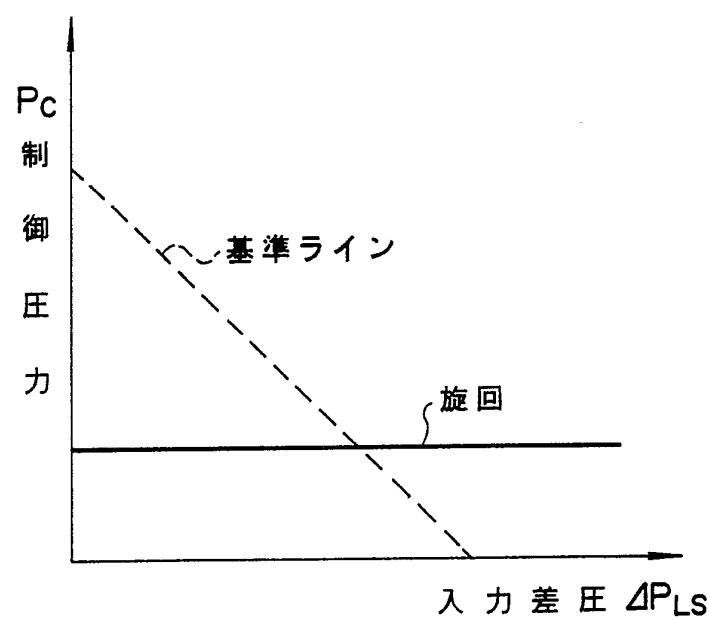


17 / 22

第 21 図

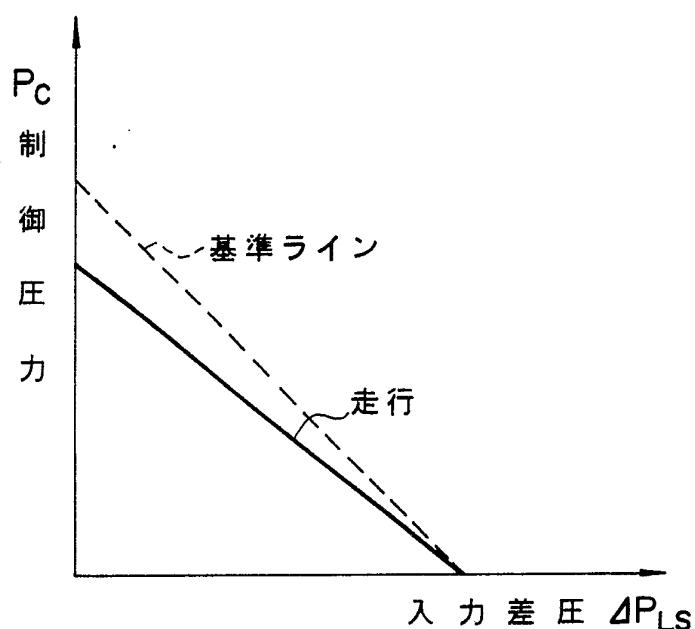


第 23 図

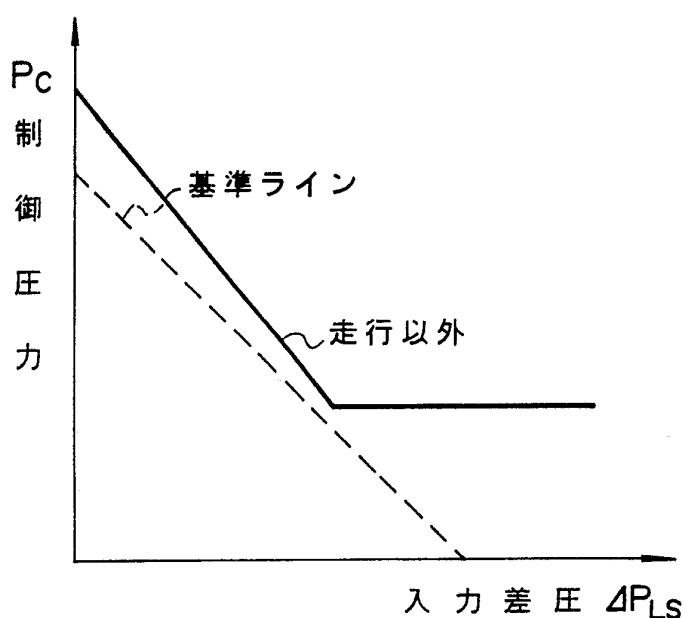


18 / 22

第 22 図



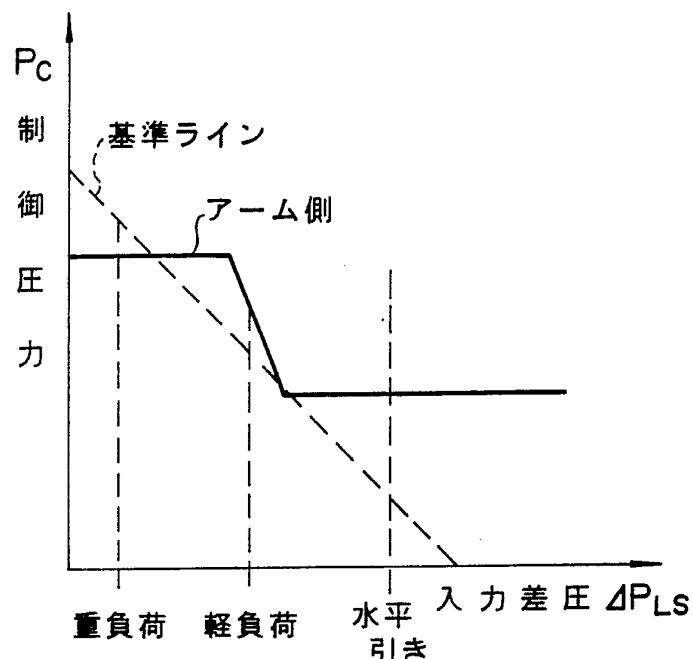
(A)



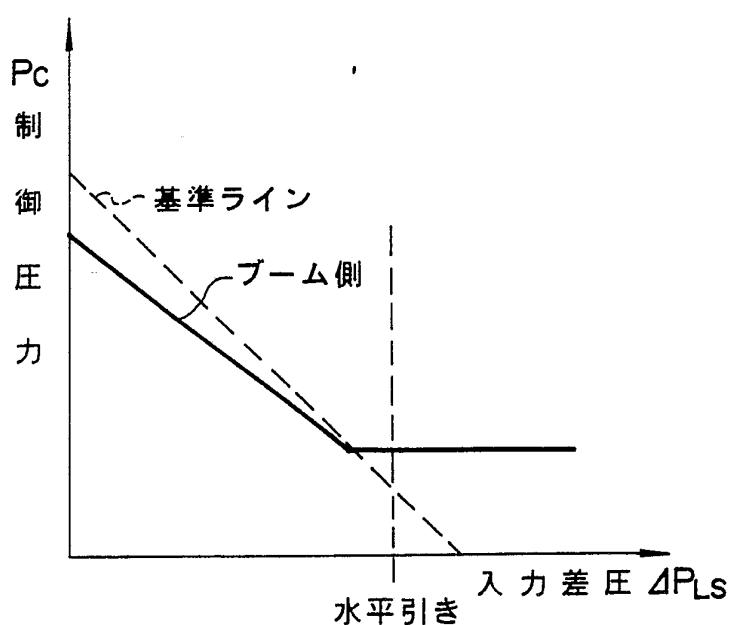
(B)

19 / 22

第 24 図



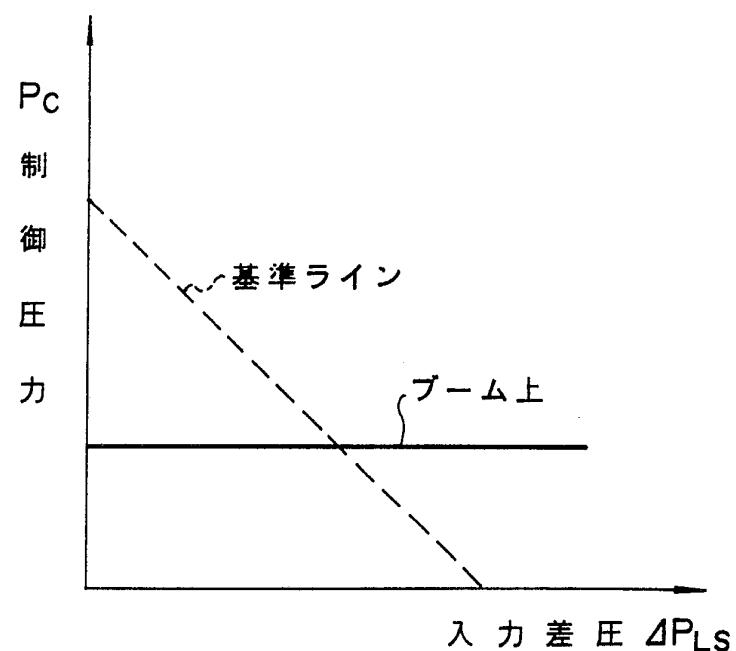
(A)



(B)

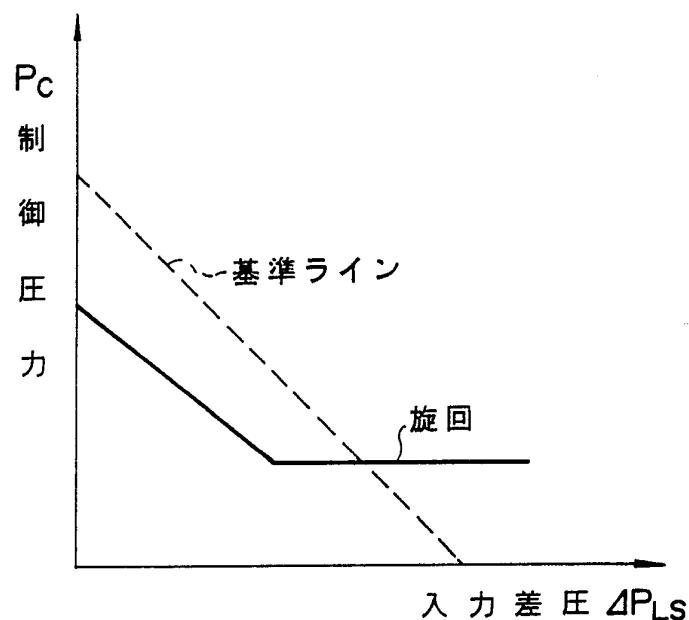
20 / 22

第 25 図

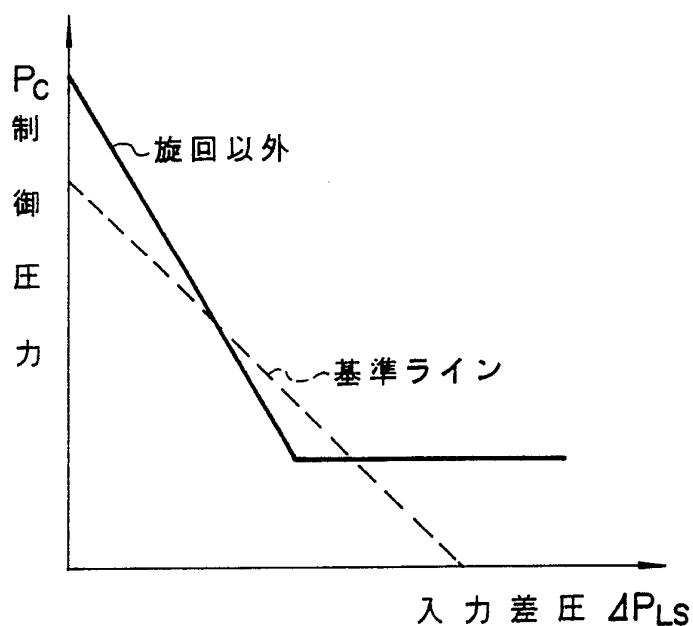


21 / 22

第 26 図



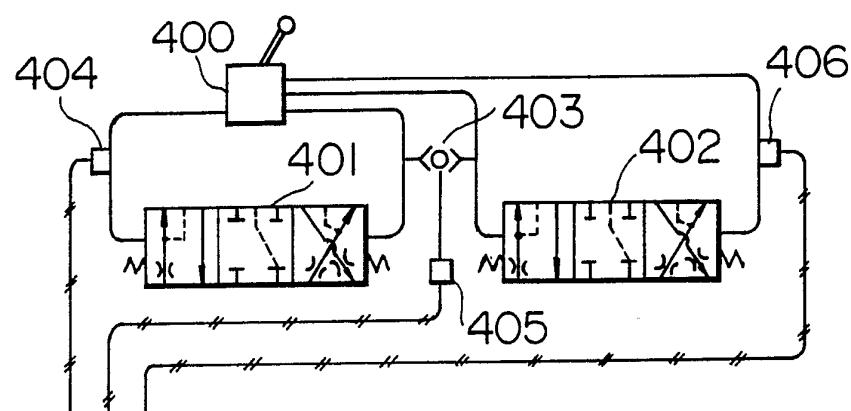
(A)



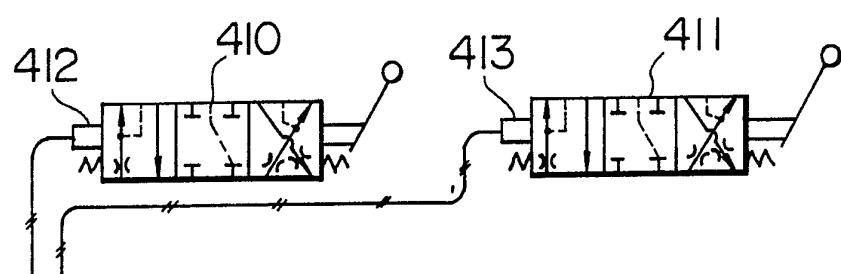
(B)

22 / 22

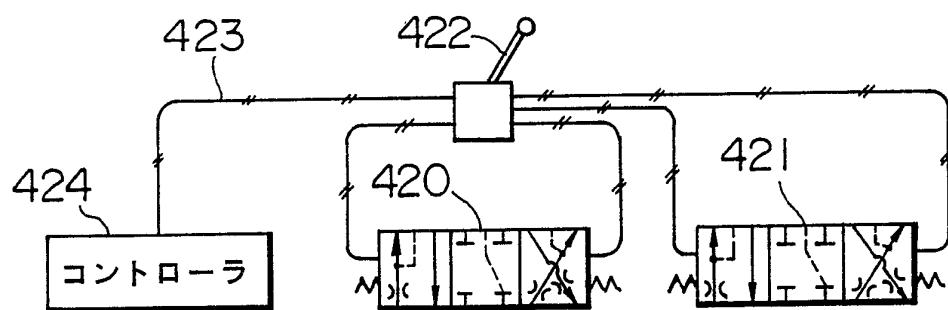
第 27 図



第 28 図



第 29 図



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No PCT/JP91/01204

I. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER (if several classification symbols apply, indicate all)⁶

According to International Patent Classification (IPC) or to both National Classification and IPC

Int. Cl⁵ E02F3/43, 9/20, 9/22

II. FIELDS SEARCHED

Minimum Documentation Searched⁷

Classification System	Classification Symbols
IPC	E02F3/43, 9/20, 9/22
Documentation Searched other than Minimum Documentation to the Extent that such Documents are Included in the Fields Searched ⁸	
Jitsuyo Shinan Koho Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1960 - 1990 1971 - 1990

III. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT⁹

Category *	Citation of Document, ¹¹ with indication, where appropriate, of the relevant passages ¹²	Relevant to Claim No. ¹³
Y	JP, A, 2-212601 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), August 23, 1990 (23. 08. 90), (Family: none)	1-14
Y	JP, A, 2-186105 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), July 20, 1990 (20. 07. 90), (Family: none)	1-14
Y	JP, A, 2-178428 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), July 11, 1990 (11. 07. 90), (Family: none)	1-14
Y	JP, A, 2-178427 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), July 11, 1990 (11. 07. 90), (Family: none)	1-14
Y	JP, A, 2-173468 (Komatsu Ltd.), July 4, 1990 (04. 07. 90), (Family: none)	1-14

* Special categories of cited documents: ¹⁰

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

IV. CERTIFICATION

Date of the Actual Completion of the International Search November 30, 1991 (30. 11. 91)	Date of Mailing of this International Search Report December 17, 1991 (17. 12. 91)
International Searching Authority Japanese Patent Office	Signature of Authorized Officer

FURTHER INFORMATION CONTINUED FROM THE SECOND SHEET

Y	JP, A, 2-164941 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), June 25, 1990 (25. 06. 90), (Family: none)	1-14
Y	JP, A, 2-76904 (Hitachi Construction Machinery Co., Ltd.), March 16, 1990 (16. 03. 90), (Family: none)	1-14
Y	JP, A, 64-15568 (Kobe Steel, Ltd.), January 19, 1989 (19. 01. 89), (Family: none)	1-14

V. OBSERVATIONS WHERE CERTAIN CLAIMS WERE FOUND UNSEARCHABLE ¹

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2) (a) for the following reasons:

1. Claim numbers , because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. Claim numbers , because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:

3. Claim numbers , because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of PCT Rule 6.4(a).

VI. OBSERVATIONS WHERE UNITY OF INVENTION IS LACKING ²

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application as follows:

1. As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims of the international application.

2. As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims of the international application for which fees were paid, specifically claims:

3. No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claim numbers:

4. As all searchable claims could be searched without effort justifying an additional fee, the International Searching Authority did not invite payment of any additional fee.

Remark on Protest

- The additional search fees were accompanied by applicant's protest.
- No protest accompanied the payment of additional search fees.

FURTHER INFORMATION CONTINUED FROM THE SECOND SHEET

Y JP, A, 63-43006 (Hitachi Construction
Machinery Co., Ltd.),
February 24, 1988 (24. 02. 88),
(Family: none)

1-14

V. OBSERVATIONS WHERE CERTAIN CLAIMS WERE FOUND UNSEARCHABLE¹

This international search report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2) (a) for the following reasons:

1. Claim numbers . because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. Claim numbers , because they relate to parts of the international application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful international search can be carried out, specifically:

3. Claim numbers , because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of PCT Rule 6.4(a).

VI. OBSERVATIONS WHERE UNITY OF INVENTION IS LACKING²

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application as follows:

1 As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers all searchable claims of the international application.

2. As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this international search report covers only those claims of the international application for which fees were paid, specifically claims:

3. No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this international search report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claim numbers:

4. As all searchable claims could be searched without effort justifying an additional fee, the International Searching Authority did not invite payment of any additional fee.

Remark on Protest

- The additional search fees were accompanied by applicant's protest.
- No protest accompanied the payment of additional search fees.

国際調査報告

国際出願番号PCT/JP 91/01204

I. 発明の属する分野の分類

国際特許分類 (IPC)

Int. Cl^s

E 02 F 3/43, 9/20, 9/22

II. 国際調査を行った分野

調査を行った最小限資料

分類体系

分類記号

IPC

E 02 F 3/43, 9/20, 9/22

最小限資料以外の資料で調査を行ったもの

日本国実用新案公報 1960-1990年

日本国公開実用新案公報 1971-1990年

III. 関連する技術に関する文献

引用文献の カテゴリー	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	請求の範囲の番号
Y	JP, A, 2-212601 (日立建機株式会社), 23. 8月. 1990 (23. 08. 90), (ファミリーなし)	1-14
Y	JP, A, 2-186105 (日立建機株式会社), 20. 7月. 1990 (20. 07. 90), (ファミリーなし)	1-14
Y	JP, A, 2-178428 (日立建機株式会社), 11. 7月. 1990 (11. 07. 90), (ファミリーなし)	1-14
Y	JP, A, 2-178427 (日立建機株式会社), 11. 7月. 1990 (11. 07. 90), (ファミリーなし)	1-14
Y	JP, A, 2-173468 (株式会社 小松製作所), 4. 7月. 1990 (04. 07. 90), (ファミリーなし)	1-14
Y	JP, A, 2-164941 (日立建機株式会社),	1-14

…引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日
若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献
(理由を付す)

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の
日の後に公表された文献「T」国際出願日又は優先日の後に公表された文献であって出
願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解
のために引用するもの「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新
規性又は進歩性がないと考えられるもの「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の
文献との、当業者にとって自明である組合せによって進
歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリーの文献

IV. 記 証

国際調査を完了した日 30. 11. 91	国際調査報告の発送日 17.12.91
国際調査機関 日本国特許庁 (ISA/JP)	権限のある職員 特許庁審査官 神崎潔

第2ページから続く情報

(置欄の続き)

25. 6月. 1990 (25. 06. 90), (ファミリーなし)	
Y JP, A, 2-76904 (日立建機株式会社), 16. 3月. 1990 (16. 03. 90), (ファミリーなし)	1-14
Y JP, A, 64-15568 (株式会社 神戸製鋼所), 19. 1月. 1989 (19. 01. 89), (ファミリーなし)	1-14
Y JP, A, 63-43006 (日立建機株式会社), 24. 2月. 1988 (24. 02. 88), (ファミリーなし)	1-14

\V. 一部の請求の範囲について国際調査を行わないときの意見

次の請求の範囲については特許協力条約に基づく国際出願等に関する法律第8条第3項の規定によりこの国際調査報告を作成しない。その理由は、次のとおりである。

1. 請求の範囲 _____ は、国際調査をすることを要しない事項を内容とするものである。

2. 請求の範囲 _____ は、有効な国際調査をすることができる程度にまで所定の要件を満たしていない国際出願の部分に係るものである。

3. 請求の範囲 _____ は、従属請求の範囲でありかつPCT規則6.4(a)第2文の規定に従って起草されていない。

VI. 発明の單一性の要件を満たしていないときの意見

次に述べるようによこの国際出願には二以上の発明が含まれている。

1. 追加して納付すべき手数料が指定した期間内に納付されたので、この国際調査報告は、国際出願のすべての調査可能な請求の範囲について作成した。
 2. 追加して納付すべき手数料が指定した期間内に一部分しか納付されなかったので、この国際調査報告は、手数料の納付があった発明に係る次の請求の範囲について作成した。
請求の範囲 _____
 3. 追加して納付すべき手数料が指定した期間内に納付されなかったので、この国際調査報告は、請求の範囲に最初に記載された発明に係る次の請求の範囲について作成した。
請求の範囲 _____
 4. 追加して納付すべき手数料を要求するまでもなく、すべての調査可能な請求の範囲について作成することができたので、追加して納付すべき手数料の納付を命じなかった。
- 追加手数料異議の申立てに関する注意
- 追加して納付すべき手数料の納付と同時に、追加手数料異議の申立てがされた。
 - 追加して納付すべき手数料の納付に際し、追加手数料異議の申立てがされなかった。