

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2010-71425

(P2010-71425A)

(43) 公開日 平成22年4月2日(2010.4.2)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 5 B 11/00 (2006.01)	F 1 5 B 11/00 H	2 D 0 0 3
E 0 2 F 9/22 (2006.01)	F 1 5 B 11/00 M	3 H 0 8 9
	E 0 2 F 9/22 L	

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号 特願2008-241483 (P2008-241483)
 (22) 出願日 平成20年9月19日 (2008.9.19)

(71) 出願人 000005522
 日立建機株式会社
 東京都文京区後楽二丁目5番1号
 (74) 代理人 100077816
 弁理士 春日 譲
 (72) 発明者 鈞賀 靖貴
 滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2
 株式会社日立建機テ
 イエラ滋賀工場内
 (72) 発明者 高橋 究
 滋賀県甲賀市水口町笹が丘1-2
 株式会社日立建機テ
 イエラ滋賀工場内

最終頁に続く

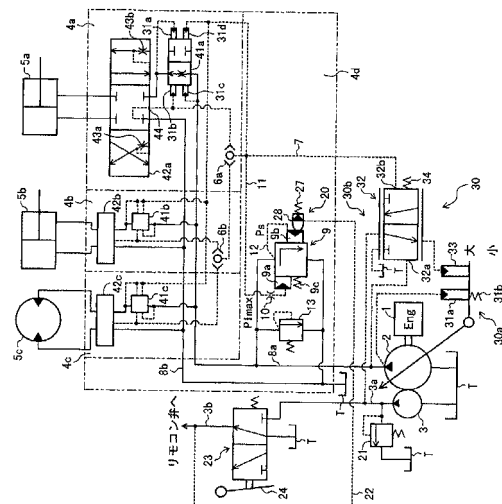
(54) 【発明の名称】 建設機械の油圧駆動装置

(57) 【要約】

【課題】建設機械の油圧駆動装置において、低温時のエンジン始動における油圧ポンプの負荷を低減し、エンジンの始動性を良好にする。

【解決手段】油圧ピストン装置20とゲートロック弁23及びゲートロックレバー24とによりアンロード弁9を強制的に開状態に切り換える手動強制切換手段を構成する。油圧ピストン装置20はピストンロッド25を備えたピストン26、ばね27、油室20b、受圧部28を有し、油室20bは油路22を介してパイロット油路3bに接続されている。ゲートロック弁23がロック解除位置にあるときは、油室20bにパイロットポンプ3の吐出油が導入され、アンロード弁9のバルブスプール51を開方向に押すばね27の力は解除され、ゲートロック弁23がロック位置に操作すると、ばね27の力でアンロード弁9のバルブスプール51を開方向に押し、アンロード弁9を強制的に全開状態に切り換える。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

エンジンと、

このエンジンにより駆動される可変容量型の油圧ポンプと、

この油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される複数のアクチュエータと、

前記油圧ポンプから複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁と、

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高負荷圧力より高くなるよう前記油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御手段と、

前記油圧ポンプの吐出圧力が前記最高負荷圧力より所定圧力以上に高くなると開状態となって前記油圧ポンプの吐出油をタンクに戻し、前記油圧ポンプの吐出圧力を制御するアンロード弁と、

前記アンロード弁を前記油圧ポンプの吐出圧力制御時における開状態より開口面積が大きい開状態に強制的に切り換える手動強制切換手段とを備えることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 2】

請求項 1 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

前記アンロード弁は、前記圧力検出手段により検出された最高負荷圧力又はタンク圧が導かれる閉方向作用の第 1 受圧部と、前記油圧ポンプの吐出圧力が導かれる開方向作用の第 2 受圧部と、前記所定圧力を設定する閉方向作用の付勢手段とを有し、

前記手動強制切換手段は、

前記アンロード弁の第 2 受圧部側に設けられた油圧ピストン装置であって、前記アンロード弁の第 2 受圧部に直接作用するピストンロッドを備えたピストンと、前記ピストン及びピストンロッドを前記アンロード弁の開方向に付勢するばねと、前記ピストンの前記ばねの反対側に形成された油室と、前記ピストンの前記油室に位置する端面に形成され、前記ピストンを前記ばねと反対方向に付勢する第 3 受圧部とを備えた油圧ピストン装置と、

前記油圧ピストン装置の油室をパイロット油圧源とタンクに選択的に連通させるバルブ手段と、

前記バルブ手段を切り換える手動操作手段とを有することを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【請求項 3】

請求項 2 記載の建設機械の油圧駆動装置において、

パイロットポンプと、

パイロット油路と、

このパイロット油路に接続され、前記パイロットポンプの吐出圧力に基づいて前記複数の流量制御弁を切り換えるための制御パイロット圧を生成する複数のリモコン弁と、

運転室の入口に設けられ、ロック解除位置とロック位置とに操作されるゲートロックレバーと、

前記パイロットポンプの吐出油路と前記パイロット油路との間に介装され、前記ゲートロックレバーが前記ロック解除位置に操作されると前記パイロットポンプの吐出油路を前記パイロット油路に連通させ、前記ゲートロックレバーが前記ロック位置に操作されると前記パイロットポンプの吐出油路と前記パイロット油路との連通を遮断しかつ前記パイロット油路をタンクに連通させるゲートロック弁とを更に備え、

前記パイロット油圧源は前記パイロットポンプであり、前記バルブ手段は前記ゲートロック弁であり、前記手動操作手段は前記ゲートロックレバーであることを特徴とする建設機械の油圧駆動装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、油圧ショベル等の建設機械の油圧駆動装置に係わり、特に、油圧ポンプの吐

10

20

30

40

50

出圧力が複数のアクチュエータの最高負荷圧力より目標差圧だけ高くなるように制御するロードセンシング制御方式の油圧駆動装置に関する。

【背景技術】

【0002】

この種の油圧駆動装置として、例えば特許文献1に記載のものがある。この特許文献1に記載の油圧駆動装置においては、油圧ポンプ（メインポンプ）の吐出油が導かれる油圧供給回路にメインリリーフ弁とアンロード弁とが接続されている。メインリリーフ弁は一種の安全弁であり、流量制御弁動作時に、アクチュエータの負荷圧が高く、油圧供給回路の圧力（油圧ポンプの吐出圧力）がリリーフ設定圧（例えば25 MPa）に達すると動作し、回路圧力のそれ以上の上昇を防止する。アンロード弁は、主に、流量制御弁が動作し

10

【0003】

【特許文献1】特開2001-193705号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

特許文献1記載のようなロードセンシング制御方式の油圧駆動装置においては、操作レバーが操作されず、流量制御弁が中立位置にあるときは、油圧ポンプの吐出油は全てアンロード弁を介してタンクに戻る。この状態で油圧ポンプの吐出流量はロードセンシング制御によりある最少流量に制御される。操作レバーの非操作時に油圧ポンプの吐出流量をゼロにせず、最少流量に制御するのは、操作レバーを操作して流量制御弁を中立位置から操作したときのアクチュエータの初期の応答性を確保するためである。このように操作レバーを操作しない（流量制御弁が中立位置にある）ときであっても油圧ポンプは最少流量を吐出しているため、油圧ポンプにはアンロード弁の制御特性に応じた吐出圧力が発生している。

20

【0005】

また、油圧ポンプは傾転量（容量）を制御するポンプ傾転制御機構は、通常、油圧ポンプの吐出圧力が高くなると油圧ポンプの傾転量を減少させ、油圧ポンプの吐出流量を減らすよう制御するトルク傾転制御部を備えており、エンジンの停止時は、油圧ポンプはそのトルク傾転制御部のばねの作用により最大傾転に制御されている。このためエンジンの始動時は、ロードセンシング制御により油圧ポンプの傾転は最大傾転から最小傾転へと制御される。

30

【0006】

ところで、油圧ショベル等の建設機械は使用環境は様々であり、氷点下以下の低温時、場合によっては-10℃前後又はそれ以下の極低温時に使用される場合もある。このような低温時にエンジンを始動をした場合、油圧ポンプは上記のようにロードセンシング制御により最大傾転から最小傾転へと制御されるが、作動油の粘性が著しく高いためロードセンシング制御に応答遅れが発生し、この応答遅れの間、油圧ポンプの吐出流量が過大となる。このためその過大流量とアンロード弁のオーバロード特性によりアンロード弁の制御圧力は上昇し、油圧ポンプの吐出圧力が上昇する。その結果、油圧ポンプの負荷（従ってエンジンの負荷）が過大となり、エンジン始動性が低下するという問題を生じる。

40

【0007】

本発明の目的は、低温時のエンジン始動における油圧ポンプの負荷を低減し、エンジンの始動性を良好にする建設機械の油圧駆動装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0008】

（1）上記目的を達成するため、本発明は、エンジンと、このエンジンにより駆動される可変容量型の油圧ポンプと、この油圧ポンプから吐出された圧油により駆動される複数

50

のアクチュエータと、前記油圧ポンプから複数のアクチュエータに供給される圧油の流量を制御する複数の流量制御弁と、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高負荷圧力より高くなるよう前記油圧ポンプの容量を制御するロードセンシング制御手段と、前記油圧ポンプの吐出圧力が前記最高負荷圧力より所定圧力以上高くなると開状態となって前記油圧ポンプの吐出油をタンクに戻し、前記油圧ポンプの吐出圧力を制御するアンロード弁と、前記アンロード弁を前記油圧ポンプの吐出圧力制御時における開状態より開口面積が大きい開状態に強制的に切り換える手動強制切換手段とを備えるものとする。

【0009】

このように構成した本発明においては、手動強制切換手段を操作することによりアンロード弁は強制的に前記油圧ポンプの吐出圧力制御時における開状態より開口面積が大きい開状態となるため、低温時のエンジン始動であっても作動油の粘性上昇によりロードセンシング制御に応答遅れが発生し、油圧ポンプの吐出流量が過大となっても、アンロード弁の制御圧力の発生はなく、油圧ポンプの負荷（従ってエンジンの負荷）を低減し、エンジン始動性を向上することができる。

【0010】

（２）上記（１）において、好ましくは、前記アンロード弁は、前記圧力検出手段により検出された最高負荷圧力又はタンク圧が導かれる閉方向作用の第１受圧部と、前記油圧ポンプの吐出圧力が導かれる開方向作用の第２受圧部と、前記所定圧力を設定する閉方向作用の付勢手段とを有し、前記手動強制切換手段は、前記アンロード弁の第２受圧部側に設けられた油圧ピストン装置であって、前記アンロード弁の第２受圧部に直接作用するピストンロッドを備えたピストンと、前記ピストン及びピストンロッドを前記アンロード弁の開方向に付勢するばねと、前記ピストンの前記ばねの反対側に形成された油室と、前記ピストンの前記油室に位置する端面に形成され、前記ピストンを前記ばねと反対方向に付勢する第３受圧部とを備えた油圧ピストン装置と、前記油圧ピストン装置の油室をパイロット油圧源とタンクに選択的に連通させるバルブ手段と、前記バルブ手段を切り換える手動操作手段とを有する。

【0011】

これにより手動操作手段を操作してバルブ手段を切り換えると、油圧ピストン装置の油室とパイロット油圧源及びタンクとの連通が切り換わり、ばねの力がピストン及びピストンロッドを介してアンロード弁に作用するかどうか切り換わるので、アンロード弁を確実に通常の制御状態と強制的な開状態とに切り換えることができる。

【0012】

（３）また、上記（２）において、好ましくは、油圧駆動装置は、パイロットポンプと、パイロット油路と、このパイロット油路に接続され、前記パイロットポンプの吐出圧力に基づいて前記複数の流量制御弁を切り換えるための制御パイロット圧を生成する複数のリモコン弁と、運転室の入口に設けられ、ロック解除位置とロック位置とに操作されるゲートロックレバーと、前記パイロットポンプの吐出油路と前記パイロット油路との間に介装され、前記ゲートロックレバーが前記ロック解除位置に操作されると前記パイロットポンプの吐出油路を前記パイロット油路に連通させ、前記ゲートロックレバーが前記ロック位置に操作されると前記パイロットポンプの吐出油路と前記パイロット油路との連通を遮断しかつ前記パイロット油路をタンクに連通させるゲートロック弁とを更に備え、前記パイロット油圧源は前記パイロットポンプであり、前記バルブ手段は前記ゲートロック弁であり、前記手動操作手段は前記ゲートロックレバーである。

【0013】

このように既存のゲートロック弁及びゲートロックレバーを利用して、油圧ピストン装置の操作手段（バルブ手段及び手動操作手段）を構成することにより、部品点数が低減し、安価な装置構成とすることができるとともに、ゲートロックレバーを操作してゲートロック弁を切り換えると、油圧ピストン装置の動作状態も同時に切り換わるため、アンロード弁の状態を切り換えるための特別な操作が不要となる。

10

20

30

40

50

【発明の効果】

【0014】

本発明によれば、低温時のエンジン始動であっても作動油の粘性上昇によって生じるロードセンシング制御に応答遅れによる圧力上昇を回避し、油圧ポンプの負荷を低減するので、低温時のエンジン始動性を向上することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0015】

以下、本発明の実施の形態を図面を用いて説明する。

～構成～

図1は本発明の一実施の形態に係わる油圧駆動装置を示す油圧回路図である。

10

【0016】

図1において、本実施の形態に係わる油圧駆動装置は、エンジン1と、このエンジン1により駆動されるメインポンプとしての可変容量型の油圧ポンプ2及び固定容量型のパイロットポンプ3と、コントロールバルブ4と、メインの油圧ポンプ2から吐出された圧油がコントロールバルブ4を介して導かれ、その圧油により駆動される複数のアクチュエータ5a, 5b, 5cとを備えている。

【0017】

油圧ポンプ2は傾転量（容量）を制御するポンプ傾転制御機構30を備えている。ポンプ傾転制御機構30は、油圧ポンプ2の吐出圧力が高くなると油圧ポンプ2の傾転量（以下、適宜「傾転」という）を減少させ、油圧ポンプ2の吐出流量を減らすよう制御するトルク傾転制御部30aと、油圧ポンプ2の吐出圧力が複数のアクチュエータ5a, 5b, 5cの最高負荷圧力 P_{1max} （コントロールバルブ4内の流量制御弁の非操作時はタンク圧、以下同）より所定圧力（目標LS差圧）だけ高くなるよう油圧ポンプ2の傾転を制御（ロードセンシング制御）するLS傾転制御部30bを備え、トルク傾転制御部30aはトルク制御アクチュエータ31aとばね31bとを有し、LS傾転制御部30bはLS制御弁32とLS制御アクチュエータ33とを備えている。トルク傾転制御部30aのばね31bは油圧ポンプ2の最大吸収トルクを設定するものである。

20

【0018】

LS傾転制御部30bのLS制御弁32は、対向して設けられた傾転減少方向作用の受圧部32a及び傾転増加方向作用の受圧部32bと、受圧部32bと同じ側に位置するばね34とを有し、受圧部32aには油圧ポンプ2の吐出圧力が導かれ、受圧部32bにはアクチュエータ5a, 5b, 5cの最高負荷圧力 P_{1max} （後述）が導かれる。ばね34は、ロードセンシング制御の目標差圧（目標LS差圧）を設定する。受圧部32a, 32bに対向して導かれた油圧ポンプ2の吐出圧力と最高負荷圧力 P_{1max} との差圧（LS差圧）がばね34により設定された目標LS差圧より高くなると、LS制御弁32はアクチュエータ33を増圧して油圧ポンプ2の傾転を減らし、油圧ポンプ2の吐出流量（従って油圧ポンプ2の吐出圧力）を減少させ、LS差圧が目標LS差圧より低くなると、LS制御弁32はアクチュエータ33を減圧して油圧ポンプ2の傾転を増やし、油圧ポンプ2の吐出流量（従って油圧ポンプ2の吐出圧力）を増大させる。これによりLS制御弁32はLS差圧が目標LS差圧に等しくなるように（油圧ポンプ2の吐出圧力が最高負荷圧力 P_{1max} より目標LS差圧だけ高くなるよう）油圧ポンプ2の傾転を制御する。

30

40

【0019】

コントロールバルブ4は、アクチュエータ5a, 5b, 5cに対応したバルブセクション4a, 4b, 4cと、それ以外のサブセクション4dとを有している。

【0020】

バルブセクション4a, 4b, 4cは、それぞれ、油圧ポンプ2の圧油供給油路8aに接続され、油圧ポンプ2からアクチュエータ5a, 5b, 5cに供給される圧油の流れ（流量と方向）をそれぞれ制御する複数の圧力補償弁41a, 41b, 41c及び複数の流量制御弁（メインスプール）42a, 42b, 42cと、アクチュエータ5a～5cの負荷圧のうち最も高い負荷圧（最高負荷圧 P_{1max} ）を検出するシャトル弁6a, 6bを

50

備え、シャトル弁 6 a , 6 b で検出された最高負荷圧 P_{1max} は信号圧油路 7 に出力される。

【 0 0 2 1 】

流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c はそれぞれクローズドセンタ型のバルブであり、図示しない操作レバーの操作により切り換え操作され、その操作レバーの操作量に応じてメータイン絞り部 4 3 a 又は 4 3 b の開口面積を決定する。また、流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c は、それぞれ、アクチュエータ 5 a , 5 b , 5 c の駆動時（流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c の操作時）にそれらの負荷圧を取り出す負荷ポート 4 4 を有し、シャトル弁 6 a , 6 b はそれらの負荷ポート 4 4 より取り出された負荷圧のうちの最も高い圧力を検出し、最高負荷圧 P_{1max} として信号圧油路 7 に出力する。また、各流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c の負荷ポート 4 4 は、流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c が中立位置にあるとき（アクチュエータ 5 a , 5 b , 5 c の非駆動時）は圧油排出油路 8 b を介してタンク T に連通し、負荷ポート 4 4 の圧力はタンク圧となっている。その結果、シャトル弁 6 a , 6 b はアクチュエータ 5 a , 5 b , 5 c の非駆動時はタンク圧を検出し、これを信号圧油路 7 に出力する。

【 0 0 2 2 】

このようにシャトル弁 6 a , 6 b が流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c の操作時は最高負荷圧 P_{1max} を検出し、流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c が非操作時はタンク圧を検出する結果、L S 傾転制御部 3 0 b は流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c の操作時は油圧ポンプ 2 の吐出圧力が最高負荷圧力 P_{1max} より目標 L S 差圧だけ高くなるよう油圧ポンプ 2 の傾転を制御し、流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c が非操作時は油圧ポンプ 2 の吐出圧力がタンク圧より目標 L S 差圧だけ高くなるよう油圧ポンプ 2 の傾転を制御する。

【 0 0 2 3 】

複数の圧力補償弁 4 1 , 4 1 b , 4 1 c は、それぞれ、流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c のメータイン絞り部 4 3 a , 4 3 b の上流に設置され、流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c のメータイン絞り部 4 3 a , 4 3 b の前後差圧を制御する前置きタイプ（ピフォアオリフィスタイプ）の圧力補償弁であり、圧力補償弁 4 1 a は 1 対の対向する受圧部 3 1 a , 3 1 b ともう 1 対の対向する受圧部 3 1 c , 3 1 d とを有し、受圧部 3 1 a , 3 1 b に流量制御弁 4 2 a のメータイン絞り部 4 3 a , 4 3 b の上流側及び下流側の圧力がそれぞれ導かれ、受圧部 3 1 c , 3 1 d に油圧ポンプ 2 の吐出圧力 P_d と信号圧油路 7 に出力された最高負荷圧 P_{1max} （流量制御弁の非操作時はタンク圧）とがそれぞれ導かれ、油圧ポンプ 2 の吐出圧力と最高負荷圧力 P_{1max} （流量制御弁の非操作時はタンク圧）との差圧を目標補償差圧として流量制御弁 4 2 a の前後差圧を制御する。圧力補償弁 4 1 b , 4 1 c も同様に構成されている。これにより流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c のメータイン絞り部 4 3 a 又は 4 3 b の前後差圧は全て同じ値になるように制御され、負荷圧の大小に係わらず、流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c のメータイン絞り部の開口面積に応じた比率で圧油を供給することができる。また、油圧ポンプ 2 の吐出流量が要求流量に満たないサチュレーション状態になっても、流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c のメータイン絞り部 4 3 a 又は 4 3 b の開口面積に応じた比率で圧油を供給することができる。

【 0 0 2 4 】

コントロールバルブ 4 のサブセクション 4 d には、油圧ポンプ 2 の吐出油路に至る配管に接続され、油圧ポンプ 2 の圧油をバルブセクション 4 a , 4 b , 4 c に導く圧油供給油路 8 a と、タンク T に至る配管に接続され、バルブセクション 4 a , 4 b , 4 c からの戻り油をタンク T に戻す圧油排出油路 8 b とが形成されている。また、サブセクション 4 d は、上流側が圧油供給油路 8 a に接続され、下流側が圧油排出油路 8 b に接続され、油圧ポンプ 2 の吐出圧力が信号圧油路 7 に出力された最高負荷圧 P_{1max} （流量制御弁の非操作時はタンク圧）より所定圧力（目標アンロード差圧）以上高くなると開状態となって油圧ポンプ 2 の吐出油をタンク T に戻し、油圧ポンプ 2 の吐出圧力をそれ以上高くないよう制御するアンロード弁 9 と、同じく上流側が圧油供給油路 8 a に接続され、下流側

10

20

30

40

50

が圧油排出油路 8 b に接続され、圧油供給油路 8 a の最高圧力（油圧ポンプ 2 の最高吐出圧力）を所定のリリース圧力 P_r 以下に制限するメインリリース弁 1 3 とを備えている。

【0025】

アンロード弁 9 は対向して設けられた閉方向作用の受圧部 9 a 及び開方向作用の受圧部 9 b と、受圧部 9 a と同じ側に位置するばね 9 c とを有し、受圧部 9 a は絞り部 1 0 を有する信号圧油路 1 1 を介して信号圧油路 7 と接続され、シャトル弁 6 a , 6 b によって検出された最高負荷圧力 P_{1max} （流量制御弁の非操作時はタンク圧）が導かれ、受圧部 9 b は信号圧油路 1 2 を介してアンロード弁 9 の入口ポートに接続され、油圧ポンプ 2 の吐出圧力が導かれる。受圧部 9 a の面積は A_a であり、受圧部 9 b の面積は A_b であり、両者の面積 A_a , A_b は等しく設定されている。ばね 9 c はアンロード弁の制御圧力（目標アンロード差圧）を設定する。

10

【0026】

また、コントロールバルブ 4 のサブセクション 4 d は、アンロード弁 9 の受圧部 9 b 側に設けられた油圧ピストン装置 2 0 を備えている。

【0027】

アクチュエータ 5 a , 5 b , 5 c は例えば油圧ショベルのブームシリンダ、アームシリンダ、旋回モータである。油圧ショベルには、その他のアクチュエータとして、左右の走行シリンダ、バケットシリンダ等が搭載されている。図 1 では、それらのアクチュエータと、コントロールバルブ 3 の対応する部分は図示を省略している。

【0028】

20

パイロットポンプ 3 の吐出油路 3 a にはパイロットリリース弁 2 1 が接続され、このパイロットリリース弁 2 1 によりパイロットポンプ 3 の吐出圧力（吐出油路 3 a の圧力）が一定に保たれる。パイロットポンプ 3 の吐出油路 3 a の下流側にはゲートロック弁 2 3 を介してパイロット油路 3 b が接続され、このパイロット油路 3 b に、上記操作レバーにより操作されパイロットポンプ 3 の吐出圧力に基づいて流量制御弁 4 2 a , 4 2 b , 4 2 c を操作するための制御パイロット圧を生成するリモコン弁（図示せず）が接続されている。

【0029】

パイロットポンプ 3 の吐出流路 3 a とパイロット油路 3 b との間に介装されたゲートロック弁 2 3 は油圧ショベルの運転室の入口に設けられたゲートロックレバー 2 4 によって切り換え操作される。ゲートロックレバー 2 4 は運転室への乗員の乗降を妨げるロック解除位置（流量制御弁操作可能位置）と運転室への乗員の乗降を許容するロック位置（流量制御弁操作不能位置）とに操作され、ゲートロックレバー 2 4 がロック解除位置に操作されたとき、ゲートロック弁 2 3 はパイロットポンプ 3 の吐出油路 3 a をパイロット油路 3 b に連通させ（流量制御弁操作可能）、ゲートロックレバー 2 4 がロック位置に操作されたとき、ゲートロック弁 2 3 はパイロットポンプ 3 の吐出油路 3 a とパイロット油路 3 b との連通を遮断し、パイロット油路 3 b をタンク T に連通させる（流量制御弁操作不能）。

30

【0030】

本実施の形態において、油圧ピストン装置 2 0 は油路 2 2 を介してパイロット油路 3 b に接続されており、油圧ピストン装置 2 0 はゲートロック弁 2 3 及びゲートロックレバー 2 4 とともにアンロード弁を油圧ポンプ 2 の吐出圧力制御時における開状態より開口面積が大きい開状態（全開状態）に強制的に切り換える手動強制切換手段を構成している。

40

【0031】

図 2 及び図 3 はアンロード弁 9 及び油圧ピストン装置 2 0 の詳細構造を示す断面図である。図 2 はゲートロック弁 2 3 がロック解除位置にあるときの状態を示し、図 3 はゲートロック弁 2 3 がロック位置にあるときの状態を示している。

【0032】

アンロード弁 9 はバルブハウジング 5 0 に形成されたバルブ室 5 0 a に摺動自在に挿入されたバルブスプール 5 1 を有し、バルブスプール 5 1 は、左右のランド部 5 1 a , 5 1

50

bと、中間軸部51cと、左右の制御スプール部51d, 51eとを有している。バルブスプール51の図示左側のランド部51aには可変絞り部を形成するためのノッチ(切り欠き)51fが形成され、左右の制御スプール部51d, 51eの端面にはそれぞれ上述した開方向作用の受圧部9a及び開方向作用の受圧部9bが形成されている。また、バルブハウジング50には入口ポート9xと出口ポート9yが形成され、入口ポート9xは中間軸部51cが位置する入口室51gに開口し、出口ポート9yは図示左側のランド部51aのノッチ51fに連通可能な位置に開口している。左右の制御スプール部51d, 51eの周囲にはドレン室51h, 51iが形成され、ドレン室51h, 51iはタンクTに連通している。また、左右の制御スプール部51d, 51eの端面(受圧部9a, 9b)が位置する部分には、それぞれ、制御室51j, 51kが形成され、制御スプール部51d, 51eの端面部分は制御室51j, 51k内に位置し、制御室51jには信号圧油路11が開口し、制御室51kは信号圧油路12を介して入口ポート9xに連通している。制御室51j内にはバルブスプール51を開方向(図示右方)に付勢し、アンロード弁9の制御圧力(目標アンロード差圧)を設定するばね9cが配置されている。

【0033】

油圧ピストン装置20はピストンロッド25を備えたピストン26を有し、ピストン26はバルブハウジング50に形成されたシリンダ室50bに摺動自在に挿入されている。ピストンロッド26はアンロード弁9の制御スプール部51eの端面(開方向作用の受圧部9b)に直接作用するよう、シリンダ室50bを超えてアンロード弁9の制御室51k内へと進入している。シリンダ室50bのピストンロッド25の反対側にはタンクTに連通するドレン室20aが形成され、このドレン室20aに、アンロード弁9の制御スプール部51eの端面に向かう方向(アンロード弁9の開方向)にピストンロッド25及びピストン26を付勢するばね27が配置されている。シリンダ室50bのピストンロッド25が位置する側(ピストン26のばね27の反対側)には油室20bが形成され、油室20bは油路22を介してパイロット油路3bに接続されている。また、ピストン26の油室20bに位置する端面にはばね27と反対方向にピストン26を付勢する受圧部28が形成されている。

【0034】

図2に示すように、ゲートロック弁23がロック解除位置にあり、パイロット油路3bがパイロットポンプ3の吐出油路3aに連通するときは、油圧ピストン装置20の油室20bにはパイロットポンプ3の吐出油が導入され、ピストン26の受圧部28はパイロットポンプ3の吐出油の圧力によりばね27に対向する油圧力を発生する。受圧部28の面積は、その油圧力がばね27の力より大きくなるように設定されており、これによりピストンロッド25及びピストン26は図示右方に移動し、アンロード弁9のバルブスプール51を開方向に押すばね27の力は解除される。

【0035】

図3に示すように、ゲートロック弁23がロック位置にあり、パイロット油路3bがタンクTに連通するときは、油室20bもタンクTに連通し、ピストン26の受圧部28にはばね27に対向する油圧力は発生しない。このためピストンロッド25及びピストン26はばね27の力により図示左方に移動し、ピストンロッド25はアンロード弁9の制御スプール部51eの端面(開方向作用の受圧部9b)に直接接触してアンロード弁9のバルブスプール51を開方向に押し、アンロード弁9を強制的に全開状態に切り換える。

【0036】

図4は本実施の形態の油圧駆動装置が搭載される油圧ショベルの外観を示す図である。油圧ショベルは、下部走行体101、この下部走行体101上に旋回可能に搭載された上部旋回体102と、この上部旋回体102の先端部分にスイングポスト103を介して上下及び左右方向に回動可能に連結されたフロント作業機104とを備えている。下部走行体101はクローラ式であり、トラックフレーム105の前方側には上下動可能に排土用のブレード106が設けられている。上部旋回体102は基礎下部構造をなす旋回台107と、旋回台107上に設けられたキャノピタイプの運転室108とを備えている。フロ

10

20

30

40

50

ント作業機 104 はブーム 111 と、アーム 112 と、バケット 113 とを備え、ブームの基端はスイングポスト 103 にピン結合され、ブーム 111 の先端はアーム 112 の基端にピン結合され、アーム 112 の先端はバケット 113 にピン結合されている。

【0037】

ブーム 111 及びアーム 112 は図 1 に示したブームシリンダ 5a 及びアームシリンダ 5b を伸縮することにより回動し、上部旋回体 102 は図 1 に示した旋回モータ 5c を回転させることにより旋回する。バケット 113 はバケットシリンダ 117 を伸縮することにより回動し、ブレード 106 はブレードシリンダ (図示せず) を伸縮することにより上下動し、下部走行体 101 は左右の走行モータ 118a, 118b を回転させることにより走行し、スイングポスト 103 はスイングシリンダ 119 を伸縮することにより回転する。図 1 の油圧回路図ではバケットシリンダ 117、走行モータ 118a、118b、スイングシリンダ 119 等のアクチュエータの図示を省略している。

10

【0038】

運転室 108 には、オペレータが着座する運転席 121 が設けられ、運転席 121 の右左両側にバケット・ブーム用の操作レバー装置 122 と旋回・アーム用の操作レバー装置 123 とが設けられ、運転席 121 の入り口部分にゲートロックレバー 24 が設けられている。図示の実線位置は運転室 121 への乗員の乗降を妨げるロック解除位置を示し、破線位置は運転室 121 への乗員の乗降を許容するロック位置を示す。操作レバー装置 122, 123 には、図 1 ~ 図 3 に示すパイロット油路 3b に接続されたりモコン弁が内蔵されている。

20

～動作～

次に、本実施の形態の動作を説明する。

【0039】

一日の作業終了時、オペレータは図示しないエンジンキースイッチをオフにしてエンジン 1 を停止させる。この際オペレータは、安全性確保のため、ゲートロックレバー 24 をロック位置に操作してゲートロック弁 23 を流量制御弁の操作不能位置 (パイロット油路 3b をタンク T に連通させる位置) に切り換える。また、エンジン 1 が停止すると、油圧ポンプ 2 は圧油を吐出しないため、油圧ポンプ 2 はトルク傾転制御部 30a のばね 31b の作用により最大傾転となる。このため翌日等の一日の作業開始時には、ゲートロックレバー 24 はロック位置にあり、かつ油圧ポンプ 2 の傾転 (容量) は最大となっている。

30

【0040】

一日の作業の開始時、オペレータは図示しないエンジンキースイッチを操作してエンジン 1 を始動する。このとき、上記のようにゲートロックレバー 24 はロック位置にあり、ゲートロック弁 23 はパイロット油路 3b をタンク T に連通させる位置にある。

【0041】

エンジン 1 の始動直後、LS 制御弁 32 において、受圧部 32a, 32b に対向して導かれた油圧ポンプ 2 の吐出圧力と信号圧油路 7 の圧力との差圧 (LS 差圧) がばね 34 により設定された目標 LS 差圧に等しくなるように油圧ポンプ 2 の傾転 (容量) が制御される (ロードセンシング制御)。このとき、操作レバーが操作されず、流量制御弁 42a ~ 42c は中立位置にあるため、信号圧油路 7 の圧力はタンク圧であり、油圧ポンプ 2 の傾転は上記作業開始前の最大傾転から最小傾転へと制御され、油圧ポンプ 2 の吐出流量は最少となるよう制御される。操作レバーが操作されず、流量制御弁 42a ~ 42c が中立位置にあるときでも油圧ポンプ 2 の吐出流量をゼロではなく、最少に制御するのは、操作レバーを操作して流量制御弁 42a ~ 42c を中立位置から操作したときのアクチュエータの初期の応答性を確保するためである。この油圧ポンプ 2 の吐出油は全てアンロード弁 9 を介してタンク T に戻る。

40

【0042】

この状態で、ゲートロックレバー 24 はロック位置にあり、ゲートロック弁 23 はパイロット油路 3b をタンク T に連通させるため、アンロード弁 9 及び油圧ピストン装置 20 は図 3 に示す状態にある。この状態では、油圧ピストン装置 20 の油室 20b はタンク T

50

に連通し、油室 20b に位置するピストン 26 の受圧部 28 による油圧力は発生せず、アンロード弁 9 はばね 27 の力で全開状態に切り換えられている。この状態で油圧ポンプ 2 の吐出圧力はタンク圧程度の圧力に低減されている。

【0043】

その後、オペレータがゲートロックレバー 24 をロック解除位置に操作すると、ゲートロック弁 23 はパイロットポンプ 3 の吐出油路 3a をパイロット油路 3b に連通させるため、油圧ピストン装置 20 の油室 20b にパイロットポンプ 3 の吐出油が導入され、ピストン 26 の受圧部 28 に発生する油圧力によりアンロード弁 9 のバルブスプール 51 を強制的に開方向に押すばね 27 の力は解除され、その結果、アンロード弁 9 は図 2 に示す状態となる。このとき、操作レバーが操作されず、流量制御弁 42a ~ 42c が中立位置にあるときは、信号圧油路 7 の圧力がタンク圧となり、油圧ポンプ 2 の吐出圧力はアンロード弁 9 のばね 9c の設定とアンロード弁 9 のオーバーライド特性とに応じた圧力 P_{un} (目標アンロード差圧相当の圧力) に制御される。この圧力 P_{un} は、回路のリリーフ圧であるメインリリーフ弁 13 のリリーフ圧 P_r よりはるかに低い値に設定されている ($P_{un} < 0.15 P_r$)。アンロード弁 9 のオーバーライド特性とは、アンロード弁 9 の通過流量が増大するにしたがってばね 9c の設定 (ばね力) が増加し、アンロード弁 9 の制御圧力 (目標アンロード差圧) が増加する特性である。

10

【0044】

また、オペレータがゲートロックレバー 24 をロック解除位置に操作し、ゲートロック弁 23 がパイロットポンプ 3 の吐出油路 3a をパイロット油路 3b に連通させると、操作レバーを操作することで流量制御弁 a ~ 42c を操作可能となる。

20

【0045】

ここで、図 2 のアンロード弁 9 の状態を状態 A、図 3 のアンロード弁 9 の状態を状態 B と呼ぶと、油圧ポンプ 2 の吐出圧力は状態 A より状態 B の方が低い。

【0046】

また、周囲温度が例えば -10 以下となるような低温時においては、エンジン始動時の作動油の粘性が高く、ポンプ傾転制御機構 30 の制御動作の応答遅れにより油圧ポンプ 2 の吐出流量が過大となるが、図 3 の状態 B ではその過大流量によるアンロード弁 9 の制御圧力の発生はなく、油圧ポンプ 2 の負荷 (従ってエンジン 1 の負荷) を低減し、エンジン 1 をスムーズに始動することができる。

30

【0047】

すなわち、上述したように、エンジン 1 の始動時は、ポンプ傾転制御機構 30 のロードセンシング制御により油圧ポンプ 2 の傾転はエンジン始動前の最大傾転から最小傾転へと制御され、油圧ポンプ 2 の吐出流量は最少となるよう制御される。このようなロードセンシング制御に際して、周囲温度が極端に低下しない常温時 (例えば 5 以上のとき) は、エンジン始動時の作動油の粘性は比較的低いいため、ポンプ傾転制御機構 30 は応答性良く油圧ポンプ 2 の傾転を最大傾転から最小傾転へと制御し、油圧ポンプ 2 の吐出流量を速やかに最小流量へと制御する。このため、エンジン始動時にアンロード弁 9 が図 3 の状態 B (強制開口状態) になく、図 2 の状態 A にある場合でも、油圧ポンプ 2 の負荷 (従ってエンジン 1 の負荷) は過大とならず、エンジン 1 の始動性が損なわれることはない。

40

【0048】

しかし、周囲温度が例えば -10 以下となる極低温時は、エンジン始動時の作動油の粘性は著しく高いため、ポンプ傾転制御機構 30 の制御動作に応答遅れが発生し、この応答遅れの間、油圧ポンプ 2 の吐出流量が過大となる。このためエンジン始動時にアンロード弁 9 が図 3 の状態 B (強制開口状態) になく、図 2 の状態 A にある場合は、その油圧ポンプ 2 の過大流量とアンロード弁 9 のオーバーロード特性によりアンロード弁 9 の制御圧力 P_{un} は上昇し、油圧ポンプ 2 の吐出圧力が上昇する。その結果、油圧ポンプ 2 の負荷 (従ってエンジン 1 の負荷) が過大となり、エンジン始動性が低下する。

【0049】

これに対し、本実施の形態では、エンジン始動時はアンロード弁 9 は図 3 の状態 B にあ

50

り、アンロード弁 9 はばね 27 の力で強制的に全開状態に切り換えられているため、アンロード弁 9 の制御圧力 P_{un} の発生はなく、作動油の粘性上昇による油圧ポンプ 2 の流量制御の応答遅れによる過大流量の影響を受けない。その結果、低温時であっても油圧ポンプ 2 の吐出圧力はタンク圧程度の低い圧力に保持され、油圧ポンプ 2 の負荷（従ってエンジン 1 の負荷）は低く保持され、エンジン 1 をスムーズに始動することができる。

【0050】

以上のように本実施の形態によれば、手動強制切換手段（油圧ピストン装置 20、ゲートロック弁 23 及びゲートロックレバー 24）を操作することによりアンロード弁 9 は強制的に油圧ポンプ 2 の吐出圧力制御時における開状態より開口面積が大きい全開状態となり、低温時のエンジン始動における油圧ポンプ 2 の負荷を低減し、エンジン 1 の始動性を向上することができる。

10

【0051】

また、油圧ピストン装置 20 のばね 27 の力と受圧部 28 の油圧力とを対向させ、油圧力の発生の有無を切り換えることでばね 27 の力がピストン 26 及びピストンロッド 25 を介してアンロード弁 9 に作用するかどうかを切り換えるので、アンロード弁 9 を確実に通常の状態（図 2）と強制的開状態である全開状態（図 3）に切り換えることができる。

【0052】

更に、既存のゲートロック弁 23 及びゲートロックレバー 24 を利用して、油圧ピストン装置 20 の操作手段（バルブ手段及び手動操作手段）を構成したので、部品点数が低減し、安価な装置構成とすることができるとともに、ゲートロックレバー 24 を操作してゲートロック弁 23 を切り換えると、油圧ピストン装置 20 の動作状態も同時に切り換わるため、アンロード弁 9 の状態を切り換えるための特別な操作が不要となる。

20

【0053】

なお、以上の実施の形態は本発明の精神の範囲内で種々の変更が可能である。例えば、上記実施の形態では、油圧ピストン装置（手動強制切換手段）20 は、アンロード弁 9 を油圧ポンプ 2 の吐出圧力制御時における開状態より開口面積が大きい開状態として全開状態に切り換える構成としたが、その強制的な切り換え後の開状態は、油圧ポンプ 2 の吐出圧力制御時における開状態より開口面積が大きい開状態であれば全開状態でなくてもよく、この場合でも、アンロード弁 9 を強制的に切り換えない場合に比べ、低温時のエンジン始動時における油圧ポンプ 2 の吐出圧力を低減し、エンジン始動性を向上することができる。

30

【0054】

また、油圧ピストン装置 20 は油圧駆動としたが、例えばソレノイド駆動のピストン装置であってもよく、その場合は、ゲートロックレバー 24 の位置を電氣的に検出し、ソレノイドの励磁、非励磁を制御することで、上記実施の形態と同様の効果（低温時のエンジン始動におけるエンジン始動性の向上）を得ることができる。

【0055】

また、上記実施の形態では、ゲートロック弁 23 及びゲートロックレバー 24 を油圧ピストン装置 20 の操作手段（バルブ手段及び手動操作手段）に兼用したが、専用のバルブ手段及び手動操作手段を設けてもよく、これによっても上記実施の形態と同様の効果を得ることができる。

40

【0056】

更に、上記実施の形態では、建設機械として油圧ショベルを例にとって説明したが、油圧ショベル以外の建設機械（例えばクレーン、ホイールローダ等）であっても本発明を同様に適用することができる。

【図面の簡単な説明】

【0057】

【図 1】本発明の一実施の形態に係わる建設機械の油圧駆動装置の全体構成を示す図である。

【図 2】アンロード弁及び油圧ピストン装置の詳細構造を示す断面図であって、ゲートロ

50

ック弁がロック解除位置にあるときの状態を示す図である。

【図 3】アンロード弁及び油圧ピストン装置の詳細構造を示す断面図であって、ゲートロック弁がロック位置にあるときの状態を示す図である。

【図 4】本実施の形態の油圧駆動装置が搭載される油圧ショベルの外観を示す図である。

【符号の説明】

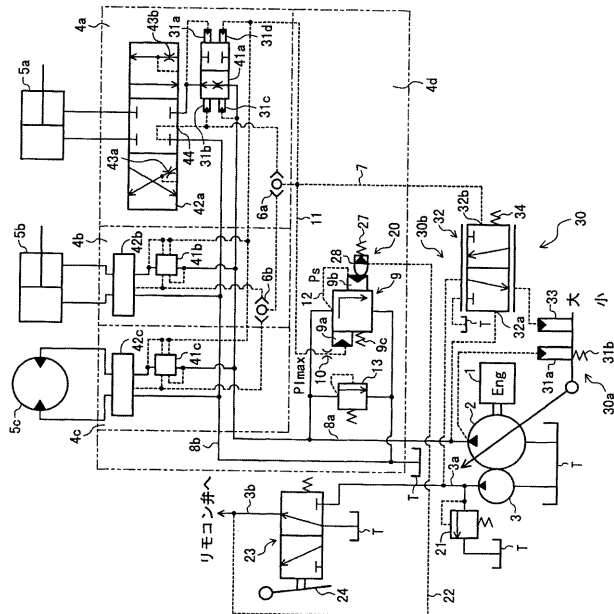
【 0 0 5 8 】

1	エンジン	
2	油圧ポンプ（メインポンプ）	
3	パイロットポンプ	
3 a	吐出油路	10
3 b	パイロット油路	
4	コントロールバルブ	
4 a , 4 b , 4 c	バルブセクション	
4 d	サブセクション	
6 a , 6 b	シャトル弁	
7	信号圧油路	
8 a	圧油供給油路	
8 b	圧油排出油路	
9	アンロード弁	
9 a	受圧部（第 1 受圧部）	20
9 b	受圧部（第 2 受圧部）	
9 c	ばね	
9 x	入口ポート	
9 y	出口ポート	
1 0	絞り部	
1 1 , 1 2	信号圧油路	
1 3	メインリリーフ弁	
2 0	油圧ピストン装置（手動強制切換手段）	
2 0 a	ドレン室	
2 0 b	油室	30
2 1	パイロットリリーフ弁	
2 2	油路	
2 3	ゲートロック弁（バルブ手段）	
2 4	ゲートロックレバー（手動操作手段）	
2 5	ピストンロッド	
2 6	ピストン	
2 7	ばね	
2 8	受圧部（第 3 受圧部）	
3 0	ポンプ傾転制御機構	
3 0 a	トルク傾転制御部	40
3 0 b	L S 傾転制御部（ロードセンシング制御手段）	
3 1 a	トルク制御アクチュエータ	
3 1 b	ばね	
3 2	L S 制御弁	
3 3	L S 制御アクチュエータアクチュエータ	
3 4	ばね	
4 1 a , 4 1 b , 4 1 c	圧力補償弁	
4 2 a , 4 2 b , 4 2 c	流量制御弁（メインスプール）	
4 3 a , 4 3 b	メータイン絞り部	
4 4	負荷ポート	50

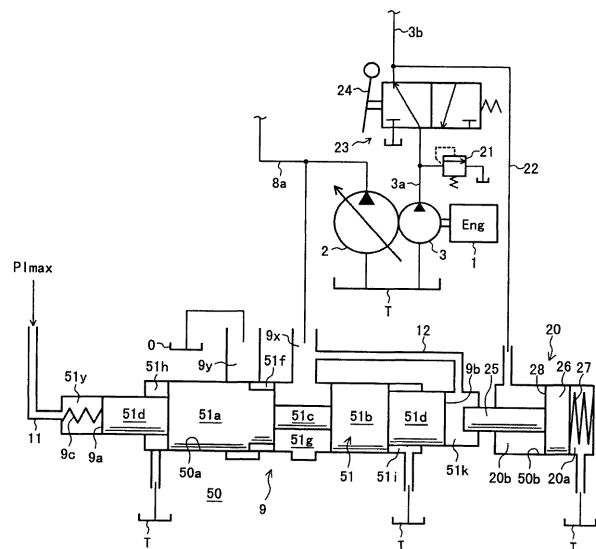
- 50 バルブハウジング
- 50a バルブ室
- 50b シリンダ室
- 51 バルブスプール
- 51a, 51b ランド部
- 51c 中間軸部
- 51d, 51e 制御スプール部
- 51f ノッチ
- 51g 入口室
- 51h, 51i ドレン室
- 51j, 51k 制御室

10

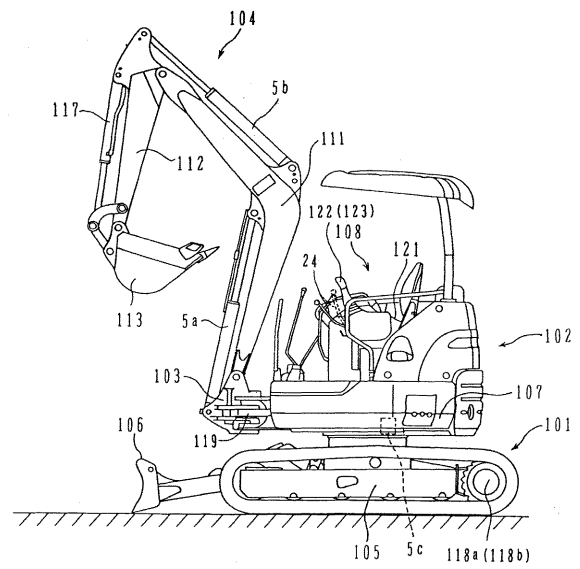
【図1】



【図2】



【 図 4 】



フロントページの続き

(72)発明者 竹林 圭文

滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
場内

株式会社日立建機ティエラ滋賀工

(72)発明者 森 和繁

滋賀県甲賀市水口町笹が丘 1 - 2
場内

株式会社日立建機ティエラ滋賀工

F ターム(参考) 2D003 AA01 AB06 BA01 CA02 DA02 DB02

3H089 AA05 AA27 AA85 BB14 BB22 CC01 CC08 DA02 DA03 DA13

DB03 DB07 DB43 EE04 EE14 EE17 EE22 GG02 HH04 JJ01