

(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2010-14101  
(P2010-14101A)

(43) 公開日 平成22年1月21日(2010.1.21)

(51) Int.Cl.		F I	テーマコード (参考)
<b>FO4C</b>	<b>14/26</b>	<b>(2006.01)</b>	FO4C 14/26 B 3H040
<b>FO4C</b>	<b>2/344</b>	<b>(2006.01)</b>	FO4C 2/344 331J 3H044
<b>FO4C</b>	<b>11/00</b>	<b>(2006.01)</b>	FO4C 11/00 C
<b>FO4C</b>	<b>14/02</b>	<b>(2006.01)</b>	FO4C 14/02

審査請求 未請求 請求項の数 13 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号 特願2008-194538 (P2008-194538)  
 (22) 出願日 平成20年7月29日 (2008.7.29)  
 (31) 優先権主張番号 特願2008-148060 (P2008-148060)  
 (32) 優先日 平成20年6月5日 (2008.6.5)  
 (33) 優先権主張国 日本国(JP)

(71) 出願人 000000929  
 カヤバ工業株式会社  
 東京都港区浜松町2丁目4番1号 世界貿易センタービル  
 (74) 代理人 100075513  
 弁理士 後藤 政喜  
 (74) 代理人 100114236  
 弁理士 藤井 正弘  
 (74) 代理人 100120260  
 弁理士 飯田 雅昭  
 (72) 発明者 有田 恒文  
 東京都港区浜松町2丁目4番1号世界貿易センタービル カヤバ工業株式会社内

最終頁に続く

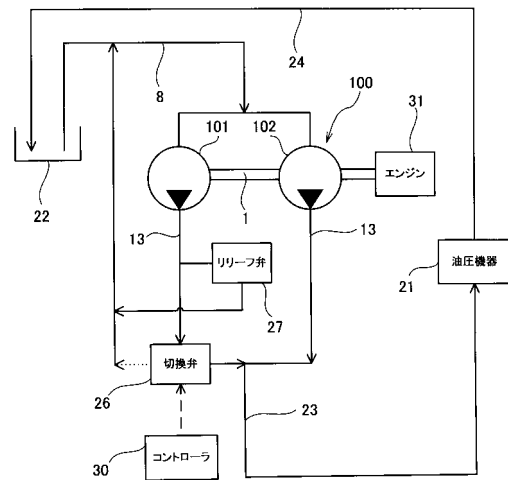
(54) 【発明の名称】 多連式ベーンポンプ

(57) 【要約】

【課題】 ポンプ効率の良好な多連式ベーンポンプを提供すること。

【解決手段】 駆動軸 1 に連結されたロータ 2 と、ロータ 2 に対して径方向に往復動可能に設けられる複数のベーン 3 と、ロータ 2 を収容すると共にロータ 2 の回転に伴って内周のカム面 4 a にベーン 3 の先端部が摺動するカムリング 4 と、を備える複数のベーンポンプ 101, 102 が、それぞれのロータ 2 が共通の駆動軸 1 にて連結されることによって並列に接続され、複数のベーンポンプ 101, 102 のうちの少なくともいずれか一つのベーンポンプに接続され、ベーンポンプ 101, 102 が吐出する作動流体を油圧機器 21 に供給するか又は吸込通路 8 へと戻すかを切り換える切換弁 26 を備え、切換弁 26 は、ポンプ吐出流量に関連した出力をもつ外部駆動手段の出力によって切操作動作する。

【選択図】 図 3



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

駆動軸に連結されたロータと、  
前記ロータに対して径方向に往復動可能に設けられた複数のベーンと、  
前記ロータを収容すると共に、前記ロータの回転に伴って内周のカム面に前記ベーンの先端部が摺動するカムリングと、  
を備える複数のベーンポンプが、それぞれの前記ロータが共通の前記駆動軸にて連結されることによって並列に接続された多連式ベーンポンプにおいて、  
前記複数のベーンポンプのうち少なくともいずれか一つのベーンポンプに接続され、当該ベーンポンプが吐出する作動流体を油圧機器に供給するか又は吸込通路へと戻すかを切り換える切換弁を備え、  
前記切換弁は、ポンプ吐出流量に関連した出力をもつ外部駆動手段の出力によって切換作動することを特徴とする多連式ベーンポンプ。

10

## 【請求項 2】

前記切換弁は、前記駆動軸に回転力を伝達するエンジンの回転数に応じて出力される制御電流によって切換作動する電磁式切換弁であることを特徴とする請求項 1 に記載の多連式ベーンポンプ。

## 【請求項 3】

前記切換弁は、前記駆動軸に回転力を伝達するエンジンの回転数に応じて供給されるパイロット液圧によって切換作動するパイロット式切換弁であることを特徴とする請求項 1 に記載の多連式ベーンポンプ。

20

## 【請求項 4】

前記切換弁は、前記複数のベーンポンプのそれぞれに接続されることを特徴とする請求項 1 から請求項 3 のいずれか一つに記載の多連式ベーンポンプ。

## 【請求項 5】

前記複数のベーンポンプの基本吐出容量が互いに異なることを特徴とする請求項 4 に記載の多連式ベーンポンプ。

## 【請求項 6】

前記切換弁によって前記吸込通路へと戻される作動流体は、前記複数のベーンポンプのうち作動流体を油圧機器に供給しているベーンポンプの吸込通路へと戻されることを特徴とする請求項 1 から請求項 5 のいずれか一つに記載の多連式ベーンポンプ。

30

## 【請求項 7】

前記ベーンポンプが 2 つ並列に接続され、  
ポンプ始動時には、大容量ベーンポンプ及び小容量ベーンポンプに接続された前記切換弁は、作動流体を前記油圧機器に供給するポジションに設定され、  
ポンプ回転数の上昇に伴い、前記大容量ベーンポンプの吐出流量が前記油圧機器を駆動するための必要流量以上となった場合に、前記小容量ベーンポンプに接続された前記切換弁は、作動流体を前記吸込通路へと戻すポジションに切り換えられ、  
ポンプ回転数がさらに上昇し、前記小容量ベーンポンプの吐出流量が前記必要流量以上となった場合に、前記小容量ベーンポンプに接続された前記切換弁は、作動流体を前記油圧機器に供給するポジションに切り換えられると共に、前記大容量ベーンポンプに接続された前記切換弁は、作動流体を前記吸込通路へと戻すポジションに切り換えられることを特徴とする請求項 5 に記載の多連式ベーンポンプ。

40

## 【請求項 8】

前記切換弁の上流側には、前記切換弁の切り換え時に前記ベーンポンプの吐出圧が所定の圧力に達したときに、当該吐出圧を逃がすリリーフ弁が介装されることを特徴とする請求項 1 から請求項 7 のいずれか一つに記載の多連式ベーンポンプ。

## 【請求項 9】

前記油圧機器から排出される作動流体を前記吸込通路へと導く還流通路と、  
前記還流通路に介装されたオリフィスと、

50

をさらに備えることを特徴とする請求項 1 から請求項 8 のいずれか一つに記載の多連式ベーンポンプ。

【請求項 10】

前記油圧機器から排出され前記吸込通路へと導かれる作動流体は、前記複数のベーンポンプのうち基本吐出容量が大きいベーンポンプの吸込通路へと導かれることを特徴とする請求項 9 に記載の多連式ベーンポンプ。

【請求項 11】

前記切換弁によって前記吸込通路へと戻される作動流体は、前記還流流路における前記オリフィスの上流側へと導かれることを特徴とする請求項 9 又は請求項 10 に記載の多連式ベーンポンプ。

【請求項 12】

前記ベーンポンプが 2 つ並列に接続され、  
前記ロータは、  
前記ベーンが摺動自在に挿入されるスリットと、  
前記スリットの基端側に画成され、前記ベーンを前記スリットから抜け出る方向に押圧する背圧室と、  
隣り合う前記背圧室を連通し、ポンプ吐出圧が常時導かれる円弧状の溝と、を備え、  
前記 2 つのベーンポンプのうち一方のベーンポンプの前記溝は、他方のベーンポンプと比較して断面積が大きいことを特徴とする請求項 1 から請求項 11 のいずれか一つに記載の多連式ベーンポンプ。

【請求項 13】

ポンプ始動時において、作動流体の温度が所定温度以下である場合には、前記切換弁は作動流体を前記吸込通路へと戻すポジションに切り換えられることを特徴とする請求項 1 から請求項 3 のいずれか一つに記載の多連式ベーンポンプ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、油圧機器の油圧供給源として用いられ、複数のベーンポンプが並列に接続された多連式ベーンポンプに関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来のベーンポンプとして、駆動軸に連結されたロータがカムリングに回転自在に収容され、ロータとカムリングとの間に画成されたポンプ室の拡張によって作動油を給排するものが知られている。

【0003】

特許文献 1 には、第 1 ポンプと第 2 ポンプを備える二連式のベーンポンプにおいて、第 2 ポンプの吐出流量が所定値以上になると第 1 ポンプの吐出油をポンプ吸込通路へと逃がすアンロードバルブを備えるものが開示されている。

【特許文献 1】特開昭 58 - 93973 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 に記載のアンロードバルブは、内部に設けられたオリフィスを第 2 ポンプの吐出油が通過する際の前後差圧によって作動するものであるため、アンロードバルブの作動にあたって圧力損失が大きくなる。これにより、ポンプの負荷が大きくなり、ポンプ効率が悪くなる。

【0005】

本発明は、上記の問題点に鑑みてなされたものであり、ポンプ効率の良好な多連式ベーンポンプを提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

10

20

30

40

50

## 【 0 0 0 6 】

本発明は、駆動軸に連結されたロータと、前記ロータに対して径方向に往復動可能に設けられた複数のベーンと、前記ロータを収容すると共に、前記ロータの回転に伴って内周のカム面に前記ベーン先端部が摺動するカムリングと、前記ロータ、前記カムリング、及び隣り合う前記ベーンによって画成されたポンプ室と、を備える複数のベーンポンプが、それぞれの前記ロータが共通の前記駆動軸にて連結されることによって並列に接続された多連式ベーンポンプにおいて、前記複数のベーンポンプのうち少なくともいずれか一つのベーンポンプに接続され、当該ベーンポンプが吐出する作動流体を油圧機器に供給するか又は吸込通路へと戻すかを切り換える切換弁を備え、前記切換弁は、外部駆動手段によって作動することを特徴とする。

10

## 【 発明の効果 】

## 【 0 0 0 7 】

本発明によれば、ベーンポンプが吐出する作動流体を油圧機器に対して供給するか又は吸込通路へと戻すかを切り換える切換弁は外部駆動手段によって作動するため、切換弁の作動にあたって圧力損失が大きくなることなく、ポンプ効率は良好となる。

## 【 発明を実施するための最良の形態 】

## 【 0 0 0 8 】

以下、図面を参照して、本発明の実施の形態について説明する。

## 【 0 0 0 9 】

本発明の多連式ベーンポンプは、車両に搭載される油圧機器、例えば、パワーステアリング装置や変速機等の油圧供給源として用いられ、複数のベーンポンプが並列に接続されたものである。本実施の形態では、ベーンポンプが2つ並列に接続された二連式ベーンポンプについて説明する。

20

## 【 0 0 1 0 】

( 第 1 の実施の形態 )

図 1 及び図 2 を参照して、本発明の第 1 の実施の形態に係る二連式ベーンポンプ 1 0 0 について説明する。図 1 は二連式ベーンポンプ 1 0 0 における駆動軸に平行な断面を示す断面図であり、図 2 は二連式ベーンポンプ 1 0 0 のポンプカートリッジの平面図である。

## 【 0 0 1 1 】

二連式ベーンポンプ 1 0 0 は、エンジン 3 1 ( 図 3 参照 ) の動力が伝達される共通の駆動軸 1 に第 1 ベーンポンプ 1 0 1 及び第 2 ベーンポンプ 1 0 2 のそれぞれのロータ 2 が連結され、駆動軸 1 の回転によって互いのロータ 2 が回転するものである。

30

## 【 0 0 1 2 】

第 1 ベーンポンプ 1 0 1 及び第 2 ベーンポンプ 1 0 2 は、ロータ 2 に対して径方向に往復動可能に設けられた複数のベーン 3 と、ロータ 2 を収容すると共にロータ 2 の回転に伴って内周のカム面 4 a にベーン 3 の先端部が摺動するカムリング 4 とを備える。

## 【 0 0 1 3 】

ロータ 2 には、外周面に開口部を有するスリット 1 6 が所定間隔をおいて放射状に形成され、ベーン 3 は、スリット 1 6 に摺動自在に挿入される。

## 【 0 0 1 4 】

40

スリット 1 6 の基端側には、ポンプの吐出圧が導かれる背圧室 1 7 が画成される。隣り合う背圧室 1 7 は、ロータ 2 に形成された円弧状の溝 2 a によって連通し、この溝 2 a にはポンプ吐出圧が常時導かれている。ベーン 3 は、背圧室 1 7 の圧力によってスリット 1 6 から抜け出る方向に押圧され、先端部がカムリング 4 の内周のカム面 4 a に当接する。これにより、カムリング 4 の内部には、ロータ 2 の外面、カムリングのカム面 4 a、及び隣り合うベーン 3 によって複数のポンプ室 7 が画成される。ロータ 2、ベーン 3、及びカムリング 4 によってポンプカートリッジ 2 0 が構成される。

## 【 0 0 1 5 】

カムリング 4 は、内周のカム面 4 a が楕円形状をした環状の部材であり、ロータ 2 の回転に伴ってカム面 4 a を摺動する各ベーン 3 間によって仕切られるポンプ室 7 の容積を拡

50

張する吸込領域と、ポンプ室 7 の容積を収縮する吐出領域とを有する。このように、各ポンプ室 7 は、ロータ 2 の回転に伴って拡張する。本実施の形態では、カムリング 4 は、2 つの吸込領域と 2 つの吐出領域とを有する。

【 0 0 1 6 】

第 1 ベーンポンプ 1 0 1 及び第 2 ベーンポンプ 1 0 2 のポンプカートリッジ 2 0 の間にはセンタープレート 5 が配置されると共に、それぞれのポンプカートリッジ 2 0 の側部にはサイドプレート 6 が配置される。このように、ポンプカートリッジ 2 0 は、センタープレート 5 とサイドプレート 6 との間に挟持され、ポンプ室 7 は、センタープレート 5 とサイドプレート 6 とによって密閉される。

【 0 0 1 7 】

センタープレート 5 には、カムリング 4 の吸込領域に向けて開口し、ポンプ室 7 に作動油（作動流体）を導く吸込通路 8 が形成される。

【 0 0 1 8 】

サイドプレート 6 には、カムリング 4 の吐出領域に向けて開口し、ポンプ室 7 が吐出する作動油が導かれる円弧状の 2 つの吐出ポート 9（図 2 参照）が形成される。

【 0 0 1 9 】

各ポンプ室 7 は、ロータ 2 の回転に伴って、カムリング 4 の吸込領域にて吸込通路 8 を通じて作動油を吸込み、カムリング 4 の吐出領域にて吐出ポート 9 を通じて作動油を吐出する。このように、各ポンプ室 7 は、ロータ 2 の回転に伴う拡張によって作動油を給排する。

【 0 0 2 0 】

なお、二連式ベーンポンプ 1 0 0 は、単式のベーンポンプと比較して、ポンプカートリッジ 2 0 の幅が小さい。このため、単式のベーンポンプでは、吸い込み性能改善のため、ポンプカートリッジの両側から作動油を吸い込むのが一般的であるが、二連式ベーンポンプ 1 0 0 では、ポンプカートリッジ 2 0 の一方側のみから作動油を吸い込む構造で吸込性能が十分確保される。

【 0 0 2 1 】

駆動軸 1 は、ブッシュ 1 8 を介して第 1 ポンプボディ 1 0 及び第 2 ポンプボディ 1 1 に回転自在に支持される。第 1 ポンプボディ 1 0 に形成されたポンプ収容凹部 1 0 a 内には、第 1 ベーンポンプ 1 0 1 のサイドプレート 6 とポンプカートリッジ 2 0 が積層して収容され、第 2 ポンプボディ 1 1 に形成されたポンプ収容凹部 1 1 a 内には、第 2 ベーンポンプ 1 0 2 のサイドプレート 6 とポンプカートリッジ 2 0 と共にセンタープレート 5 が積層して収容される。このように、第 1 ポンプボディ 1 0 には第 1 ベーンポンプ 1 0 1 が収容され、第 2 ポンプボディ 1 1 には第 2 ベーンポンプ 1 0 2 が収容される。

【 0 0 2 2 】

第 1 ポンプボディ 1 0 と第 2 ポンプボディ 1 1 は、互いの開口部を有する面を当接して一体に締結され、それぞれのポンプ収容凹部 1 0 a , 1 1 a が封止される。

【 0 0 2 3 】

第 1 ベーンポンプ 1 0 1 及び第 2 ベーンポンプ 1 0 2 のカムリング 4 及びサイドプレート 6 は、センタープレート 5 を挿通する位置決めピン（図示省略）によって回り止めされる。位置決めピンによって、カムリング 4 に対するセンタープレート 5 とサイドプレート 6 の相対回転が規制され、カムリング 4 の吸込領域と吸込通路 8 との位置決め、及びカムリング 4 の吐出領域と吐出ポート 9 との位置決めが行われる。

【 0 0 2 4 】

第 1 ポンプボディ 1 0 及び第 2 ポンプボディ 1 1 には、吐出ポート 9 に連通し吐出ポート 9 から吐出された作動油が流入する高圧室 1 2 と、高圧室 1 2 に連通し高圧室 1 2 の作動油を外部の油圧機器 2 1（図 3 参照）へと供給する吐出通路 1 3（図 3 参照）とが形成される。

【 0 0 2 5 】

また、高圧室 1 2 の作動油は、サイドプレート 6 に形成された貫通孔 6 a を通じてロー

10

20

30

40

50

タ 2 の円弧状の溝 2 a に導かれて各背圧室 1 7 へと導かれる。

【 0 0 2 6 】

次に、図 3 を参照して、二連式ベーンポンプ 1 0 0 の油圧回路について説明する。図 3 は二連式ベーンポンプ 1 0 0 の油圧回路図である。

【 0 0 2 7 】

第 1 ベーンポンプ 1 0 1 及び第 2 ベーンポンプ 1 0 2 は、吸込通路 8 を通じてタンク 2 2 から作動油を吸い込み、それぞれの吐出通路 1 3 へと吐出する。吐出された作動油は、合流通路 2 3 にて合流し、油圧機器 2 1 へと供給される。

【 0 0 2 8 】

油圧機器 2 1 に供給された作動油は、油圧機器 2 1 を駆動するためのアクチュエータへと供給された後、戻り通路 2 4 を通じてタンク 2 2 へと排出される。

【 0 0 2 9 】

第 1 ベーンポンプ 1 0 1 の吐出通路 1 3 には、第 1 ベーンポンプ 1 0 1 が吐出する作動油を油圧機器 2 1 に供給するか又は吸込通路 8 へと戻すかを切り換える切換弁 2 6 が介装される。つまり、第 1 ベーンポンプ 1 0 1 から吐出される作動油は、切換弁 2 6 の切り換えによって合流通路 2 3 又は吸込通路 8 のいずれかに選択的に導かれる。

【 0 0 3 0 】

切換弁 2 6 は、コントローラ 3 0 から出力される制御電流によって作動が制御される電磁式切換弁である。具体的には、コントローラ 3 0 は、入力されるエンジン回転数に応じて切換弁 2 6 を切り換える。ロータ 2 は駆動軸 1 を介してエンジン 3 1 と直接連結されている。したがって、切換弁 2 6 は、ロータ 2 の回転数であるポンプ回転数に応じて切り換えられることになる。

【 0 0 3 1 】

図 3 及び図 4 を参照して、二連式ベーンポンプ 1 0 0 の動作について説明する。図 4 は、二連式ベーンポンプ 1 0 0 の流量特性を示すグラフ図であり、ポンプ回転数  $N$  に対する二連式ベーンポンプ 1 0 0 から油圧機器 2 1 に供給されるポンプ吐出流量  $Q$  を示すグラフ図である。

【 0 0 3 2 】

二連式ベーンポンプ 1 0 0 の始動時には、切換弁 2 6 は、作動油を合流通路 2 3 に導くポジションに設定される。これにより、油圧機器 2 1 には、第 1 ベーンポンプ 1 0 1 と第 2 ベーンポンプ 1 0 2 の合計吐出流量が供給される。

【 0 0 3 3 】

二連式ベーンポンプ 1 0 0 の吐出流量は、ポンプ回転数の上昇に伴って増加し、油圧機器 2 1 を駆動するための必要流量を超えて増加する。

【 0 0 3 4 】

第 2 ベーンポンプ 1 0 2 単体の吐出流量が必要流量以上となるポンプ回転数  $N_1$  にて、切換弁 2 6 は、作動油を吸込通路 8 へと戻すポジションに切り換えられ、第 1 ベーンポンプ 1 0 1 から吐出された作動油は、吸込通路 8 へと戻される。これにより、油圧機器 2 1 には、第 2 ベーンポンプ 1 0 2 単体の吐出流量が供給される。このとき、第 2 ベーンポンプ 1 0 2 の吐出流量は必要流量以上であるため、図 4 に示すように、切換弁 2 6 の切り換え後も油圧機器 2 1 に供給される作動油は、必要流量が確保される。なお、図 4 では、第 1 ベーンポンプ 1 0 1 と第 2 ベーンポンプ 1 0 2 の基本吐出容量が同じである場合の流量特性である。

【 0 0 3 5 】

コントローラ 3 0 には、第 2 ベーンポンプ 1 0 2 単体の吐出流量が必要流量以上となるポンプ回転数  $N_1$  が予め記憶されており、エンジン回転数が  $N_1$  以上となると、コントローラ 3 0 から切換弁 2 6 に対して切り換えのための制御電流が出力される。このように、コントローラ 3 0 から切換弁 2 6 に出力される制御電流は、ポンプ吐出流量に関連して出力される。

【 0 0 3 6 】

10

20

30

40

50

第1ベーンポンプ101の吐出通路13における切換弁26の上流側には、切換弁26の切り換え時に第1ベーンポンプ101の吐出圧が所定の圧力に達したときに、その吐出圧を逃がすリリーフ弁27が介装される。

【0037】

切換弁26は、作動油を合流通路23に導くポジションから吸込通路8へと戻すポジションに切り換えられる際、第2ベーンポンプ102から吐出される作動油が切換弁26を通じて吸込通路8へと導かれることを防止するため、一旦全閉となつてから切り換えられる。そのため、切換弁26の全閉時、第1ベーンポンプ101の吐出通路13は、閉じ込められた状態となり圧力が上昇する。この圧力が所定の圧力に達したときにリリーフ弁27は開弁動作し、吐出通路13の圧力を逃がす。リリーフ弁27を通過した作動油は、吸込通路8へと導かれる。なお、リリーフ弁27を通過した作動油を第2ベーンポンプ102の吐出通路13へと導くようにしてもよい。

10

【0038】

以上のように、二連式ベーンポンプ100は、ポンプ始動時には第1ベーンポンプ101と第2ベーンポンプ102の合計吐出流量によって、また、ポンプ回転数の上昇後は、第2ベーンポンプ102単体の吐出流量によって必要流量を確保するものであり、効率の良い運転が行われる。

【0039】

また、切換弁26は、コントローラ30から出力される制御電流、つまり外部駆動手段によって作動するものであり、弁内部に設けられたオリフィスを作動油が通過する際の前後差圧によって作動するものでないため、切換弁26の作動にあたって圧力損失が大きくなることなく、切換弁26の切り換えに伴い第1ベーンポンプ101の負荷が増加することがない。したがって、第1ベーンポンプ101のポンプ効率は、オリフィスを有する切換弁を用いる場合と比較して、非常に良好となる。

20

【0040】

なお、3つ以上のベーンポンプが並列に接続される多連式ベーンポンプの場合には、切換弁26は、複数のベーンポンプのうちの少なくともいずれか一つのベーンポンプに接続される。

【0041】

また、以上では、切換弁26が作動油を吸込通路8へと戻すポジションに切り換えられた場合、第1ベーンポンプ101から吐出された作動油は、吸込通路8へと戻されると説明した。具体的には、第1ベーンポンプ101から吐出され切換弁26によって吸込通路8へと戻される作動油は、図5に示すように、切換弁26の切り換え後に作動油を油圧機器21に供給する第2ベーンポンプ102の吸込通路8へと戻すことが望ましい。これにより、第2ベーンポンプ102の吸込性能が向上する。

30

【0042】

次に、図6を参照して、切換弁26の作動を切り換える外部駆動手段の他の構成について説明する。図6は二連式ベーンポンプ100の油圧回路図である。

【0043】

切換弁26は、油圧機器21から供給されるパイロット油圧によって作動が制御されるパイロット式切換弁である。具体的には、コントローラ30には、第2ベーンポンプ102単体の吐出流量が必要流量以上となるポンプ回転数N1(図4参照)が予め記憶されており、エンジン回転数がN1以上となると、コントローラ30から油圧機器21に対して指令信号が出力される。コントローラ30から指令信号を受けた油圧機器21は、切換弁26に対して切り換えのためのパイロット油圧を供給する。このように、油圧機器21から切換弁26に供給されるパイロット油圧は、ポンプ吐出流量に関連して供給(出力)される。

40

【0044】

以上のように、切換弁26は、エンジン回転数に応じて供給されるパイロット油圧、つまり外部駆動手段によって切り換えられるため、切換弁26の切り換えに伴い第1ベーン

50

ポンプ 101 の負荷が増加することがなく、ポンプ効率は非常に良好となる。

【0045】

(第2の実施の形態)

図7及び図8を参照して、本発明の第2の実施の形態に係る二連式ベーンポンプ200について説明する。図7は二連式ベーンポンプ200の油圧回路図であり、図8は二連式ベーンポンプ200の流量特性を示すグラフ図である。以下では、上記第1の実施の形態と相違する点を中心に説明する。

【0046】

二連式ベーンポンプ200では、第1ベーンポンプ101及び第2ベーンポンプ102の吐出通路13の双方に、ポンプが吐出する作動油を油圧機器21に対して供給するか又は吸込通路8へと戻すかを切り換える切換弁26が介装される。以下では、第1ベーンポンプ101に接続される切換弁26を「切換弁26A」、第2ベーンポンプ102に接続される切換弁26を「切換弁26B」と称する。

10

【0047】

また、第1ベーンポンプ101及び第2ベーンポンプ102の吐出通路13の双方に、リリーフ弁27が介装される。

【0048】

さらに、二連式ベーンポンプ200では、第1ベーンポンプ101と第2ベーンポンプ102の基本吐出容量が異なる。具体的には、第1ベーンポンプ101の基本吐出容量が第2ベーンポンプ102の基本吐出容量よりも大きい。各ベーンポンプの基本吐出容量は、カムリング4の形状によって変化するポンプ室7の容量によって設定される。

20

【0049】

次に、二連式ベーンポンプ200の動作について説明する。

【0050】

二連式ベーンポンプ200の始動時には、切換弁26A及び切換弁26Bは、作動油を合流通路23に導くポジションに設定される。これにより、油圧機器21には、第1ベーンポンプ101と第2ベーンポンプ102の合計吐出流量が供給される。

【0051】

二連式ベーンポンプ200の吐出流量は、ポンプ回転数の上昇に伴って増加し、油圧機器21を駆動するための必要流量を超えて増加する。

30

【0052】

第1ベーンポンプ101単体の吐出流量が必要流量以上となるポンプ回転数N1にて、切換弁26Bは、作動油を吸込通路8へと戻すポジションに切り換えられ、第2ベーンポンプ102から吐出された作動油は、吸込通路8へと戻される。これにより、油圧機器21には、第1ベーンポンプ101単体の吐出流量が供給される。このとき、第1ベーンポンプ101の吐出流量は必要流量以上であるため、図8に示すように、切換弁26Bの切り換え後も油圧機器21に供給される作動油は、必要流量が確保される。なお、図8及び以下の説明において、切換弁26A、26Bが作動油を油圧機器21に導く場合を「ON」、作動油を吸込通路8へと戻す場合を「OFF」と称する。

40

【0053】

さらにポンプ回転数が上昇し、第2ベーンポンプ102単体の吐出流量が必要流量以上となるポンプ回転数N2にて、切換弁26Bは作動油を合流通路23に導くポジションに切り換えられると共に、切換弁26Aは作動油を吸込通路8へと戻すポジションに切り換えられる。これにより、第2ベーンポンプ102から吐出された作動油は油圧機器21に供給され、第1ベーンポンプ101から吐出された作動油は、吸込通路8へと戻される。このとき、第2ベーンポンプ102の吐出流量は必要流量以上であるため、図8に示すように、切換弁26A、26Bの切り換え後も油圧機器21に供給される作動油は、必要流量が確保される。

【0054】

このように、二連式ベーンポンプ200は、ポンプ始動時からポンプ回転数がN1未満

50

までは、第1ベーンポンプ101及び第2ベーンポンプ102の2台にて油圧機器21に作動油を供給し、ポンプ回転数がN1以上N2未満では、大容量の第1ベーンポンプ101単体にて油圧機器21に作動油を供給し、ポンプ回転数がN2以上では、小容量の第2ベーンポンプ102単体にて油圧機器21に作動油を供給する。このように、二連式ベーンポンプ200は、ポンプの運転パターンを3つ有し、3段階の切り換えが可能である。

【0055】

上記第1の実施の形態の二連式ベーンポンプ100では、第1ベーンポンプ101にしか切換弁26が接続されていないため、図8に点線にて示すように、切換弁26を切り換えるまで(ポンプ回転数N2)に、ポンプ吐出流量が必要流量を大きくオーバーしてしまう。

10

【0056】

これに対して、二連式ベーンポンプ200では、3段階の切り換えが可能であるため、ポンプ吐出流量が必要流量をオーバーする量が小さく、ポンプの駆動ロスが小さい。また、小容量の第2ベーンポンプ102の切換弁26Bは、ポンプ回転数N1にてOFFとし、吐出流量が必要流量以上となるポンプ回転数N2にてONとなるように制御されるため、ポンプ吐出流量が必要流量をオーバーする量を小さくすることができる。

【0057】

なお、3つ以上のベーンポンプが並列に接続される多連式ベーンポンプの場合には、切換弁26は、複数のベーンポンプのそれぞれに接続される。例えば、三連式ベーンポンプの場合には、ポンプの運転パターンを7つ有し、7段階の切り換えが可能となる。

20

【0058】

また、上記第1の実施の形態と同様に、切換弁26によって吸込通路8へと戻される作動油は、図9に示すように、切換弁26の切り換え後に作動油を油圧機器21に供給するベーンポンプの吸込通路8へと戻すことが望ましい。これにより、ベーンポンプ101、102の吸込性能が向上する。

【0059】

(第3の実施の形態)

図10を参照して、本発明の第3の実施の形態に係る二連式ベーンポンプ300について説明する。図10は二連式ベーンポンプ300の油圧回路図である。以下では、上記第1及び第2の実施の形態との相違点について説明する。

30

【0060】

二連式ベーンポンプ300は、油圧機器21から排出される作動油を吸込通路8へと導く還流通路28と、還流通路28に介装されたオリフィス29とをさらに備える。

【0061】

オリフィス29は、作動油がオリフィス29を通過した直後に、吸込通路8へと合流するように、還流通路28の下流側に介装される。

【0062】

油圧機器21には、二連式ベーンポンプ300から供給された作動油を、油圧機器21を駆動するためのアクチュエータと還流通路28とに分配する分配弁(図示省略)が設けられる。

40

【0063】

還流通路28にはオリフィス29が介装されるため、油圧機器21の分配弁によって還流通路28へと導かれてオリフィス29を通過した作動油の流速は大きくなる。オリフィス29を通過した直後の流速が大きい作動油は吸込通路8に導かれるため、タンク22から吸込通路8を通じて作動油を吸い込む二連式ベーンポンプ300の吸込性能が向上し、キャビテーションの発生が防止される。

【0064】

なお、油圧機器21から排出され吸込通路8へと導かれる作動油は、図11に示すように、第1ベーンポンプ101及び第2ベーンポンプ102のうち基本吐出容量が大きい側の第1ベーンポンプ101の吸込通路8へと導くのが望ましい。これにより、基本吐出容

50

量が大きく吸込性能が悪い第1ベーンポンプ101の吸込性能を改善することができる。

【0065】

また、第1ベーンポンプ101から吐出され切換弁26によって吸込通路8へと戻される作動油は、図12及び図13に示すように、還流流路28におけるオリフィス29の上流側へと導くのが望ましい。これにより、オリフィス29を通過する作動油の流量が多くなり、オリフィス29を通過した作動油の流速はさらに大きくなる。これにより、二連式ベーンポンプ300の吸込性能はさらに向上する。例えば、作動油中に空気が多く含有される場合においても、キャビテーションの発生を防止することができる。

【0066】

(第4の実施の形態)

図2及び図14を参照して、本発明の第4の実施の形態について説明する。図14は図2におけるa-a断面を示す断面図である。以下では、上記第1及び第2の実施の形態との相違点について説明する。

【0067】

第1ベーンポンプ101及び第2ベーンポンプ102のうちの一方のロータ2に形成された溝2aは、他方のロータ2に形成された溝2aと比較して断面積が大きく形成される。具体的には、一方の溝2aは、他方の溝2aと比較してロータ2の軸方向の深さ(図9における紙面上下方向)が深く形成される。

【0068】

本実施の形態によれば、溝2aの断面積が大きく形成されたベーンポンプでは、背圧室17の作動油が溝2aを通じて他の背圧室17に逃げやすいため、ベーン3が背圧室17に進入する際の抵抗が減り、ベーン3の先端部とカムリング4のカム面4aとの摺動抵抗が減少する。これにより、ポンプの駆動トルクが低減し、ポンプ効率が向上する。

【0069】

また、ポンプ始動時においては、切換弁26(26A, 26B)はONであり、第1ベーンポンプ101と第2ベーンポンプ102の吐出側は連通した状態である。このため、溝2aの断面積が大きく形成された一方のベーンポンプの背圧室17には、他方のベーンポンプの吐出圧が作用するため、一方のベーンポンプは問題なく始動することができる。このように、ポンプの駆動トルクを低減しつつ、ポンプ始動性は確保される。

【0070】

(第5の実施の形態)

図15を参照して、本発明の第5の実施の形態に係る二連式ベーンポンプ500について説明する。図15は二連式ベーンポンプ500の油圧回路図である。以下では、上記第1の実施の形態との相違点について説明する。

【0071】

二連式ベーンポンプ500は、ポンプ始動時において、作動油の温度が所定温度以下である場合には、切換弁26は作動油を吸込通路8へと戻すポジションに切り換えられる。

【0072】

これにより、タンク22から二連式ベーンポンプ500への吸込流量が減少し、吸込負荷が減少するため、キャビテーションの発生が防止される。

【0073】

本発明は上記の実施の形態に限定されずに、その技術的な思想の範囲内において種々の変更がなしうることは明白である。

【0074】

例えば、合流通路23を廃止し、第1ベーンポンプ101及び第2ベーンポンプ102の吐出通路13を、それぞれ油圧機器21に接続するようにしてもよい。その場合、切換弁26を油圧機器21内に設けるようにしてもよい。

【0075】

また、上記実施の形態では、切換弁26は吐出通路13に設けるようにしたが、2つの吐出ポート9のうちの一方のポートに切換弁26を設けるようにしてもよい。

10

20

30

40

50

## 【産業上の利用可能性】

## 【0076】

本発明に係るベーンポンプは、車両用のパワーステアリング装置や変速機等の油圧供給源に適用することができる。

## 【図面の簡単な説明】

## 【0077】

【図1】本発明の第1の実施の形態に係る二連式ベーンポンプにおける駆動軸に平行な断面を示す断面図である。

【図2】本発明の第1の実施の形態に係る二連式ベーンポンプのポンプカートリッジの平面図である。

【図3】本発明の第1の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの油圧回路図である。

【図4】本発明の第1の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの流量特性を示すグラフ図である。

【図5】本発明の第1の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの他の形態を示す油圧回路図である。

【図6】本発明の第1の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの油圧回路の他の形態である。

【図7】本発明の第2の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの油圧回路図である。

【図8】本発明の第2の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの流量特性を示すグラフ図である。

【図9】本発明の第2の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの他の形態を示す油圧回路図である。

【図10】本発明の第3の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの油圧回路図である。

【図11】本発明の第3の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの他の形態を示す油圧回路図である。

【図12】本発明の第3の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの他の形態を示す油圧回路図である。

【図13】本発明の第3の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの他の形態を示す油圧回路図である。

【図14】図2におけるa - a断面を示す断面図である。

【図15】本発明の第5の実施の形態に係る二連式ベーンポンプの油圧回路図である。

## 【符号の説明】

## 【0078】

100, 200, 300, 500 二連式ベーンポンプ

101, 102 ベーンポンプ

1 駆動軸

2 ロータ

2a 溝

3 ベーン

4 カムリング

5 センタープレート

6 サイドプレート

7 ポンプ室

8 吸込通路

9 吐出ポート

10, 11 ポンプボディ

13 吐出通路

17 背圧室

20 ポンプカートリッジ

21 油圧機器

10

20

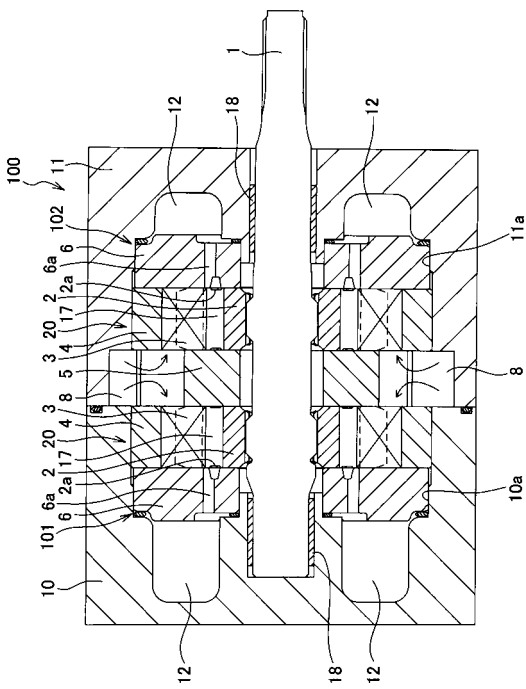
30

40

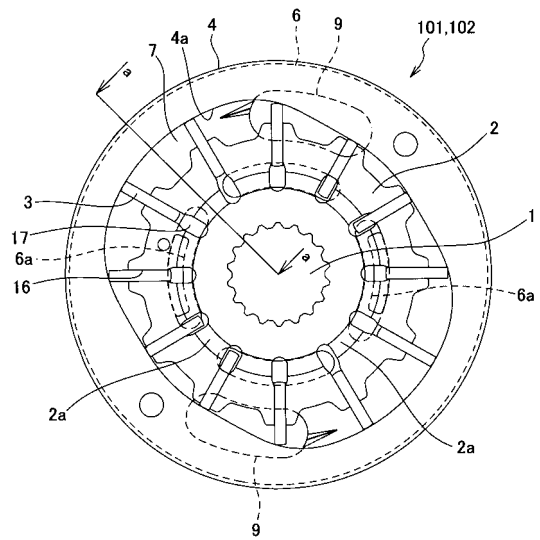
50

- 2 3 合流通路
- 2 6 , 2 6 A , 2 6 B 切換弁
- 2 7 リリース弁
- 2 8 還流通路
- 2 9 オリフィス
- 3 0 コントローラ

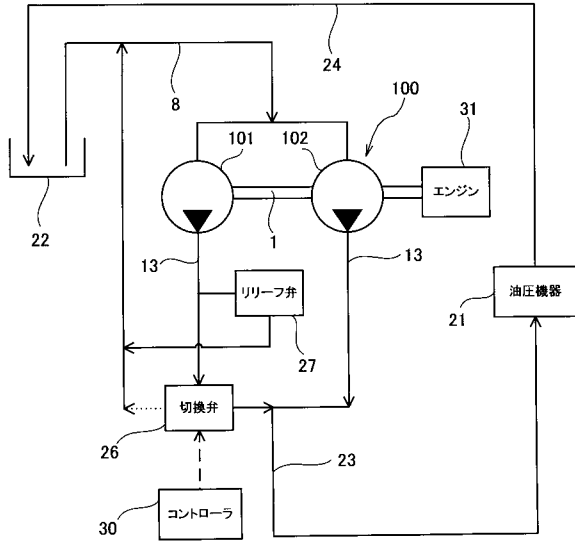
【 図 1 】



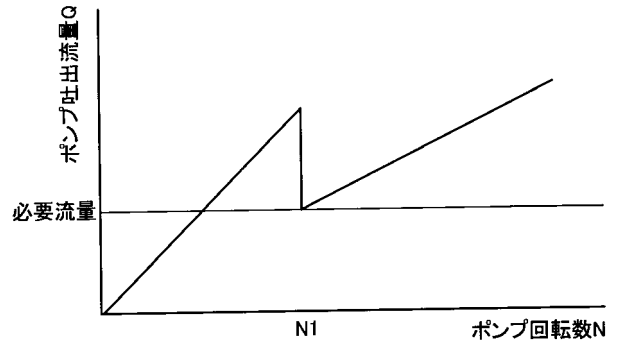
【 図 2 】



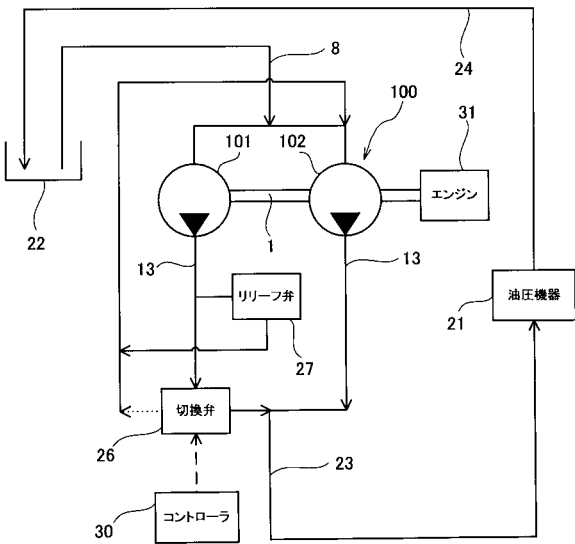
【 図 3 】



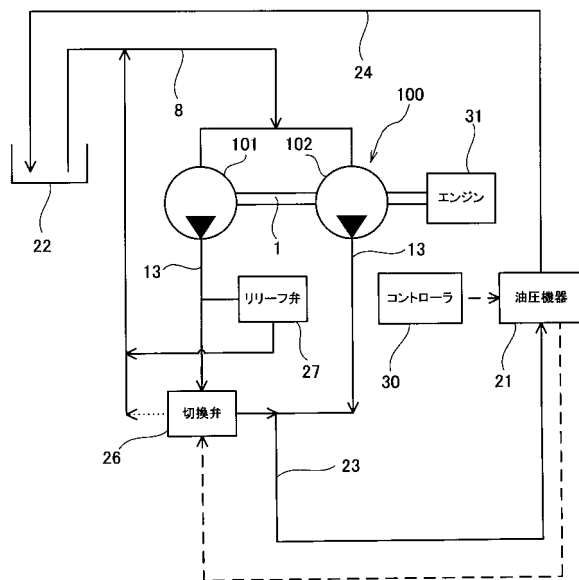
【 図 4 】



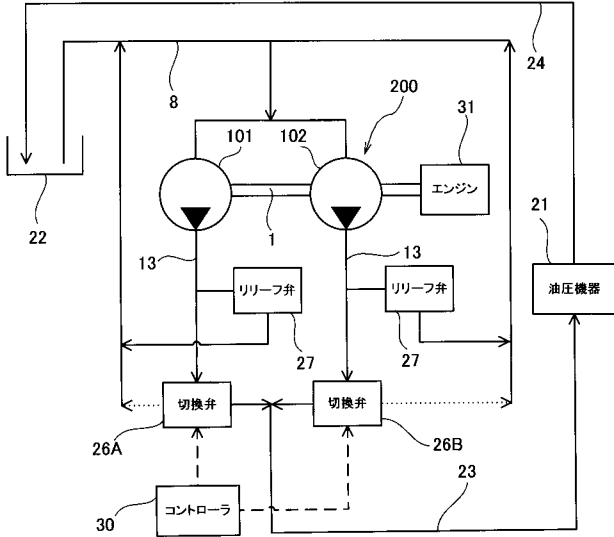
【 図 5 】



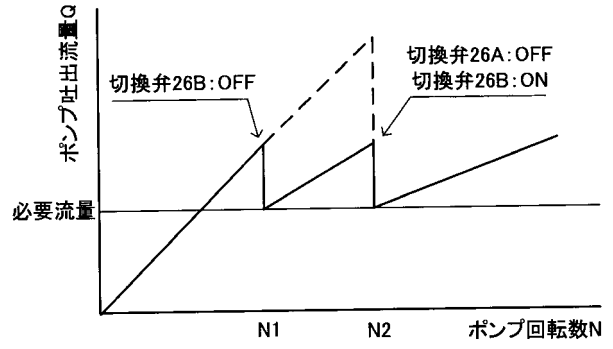
【 図 6 】



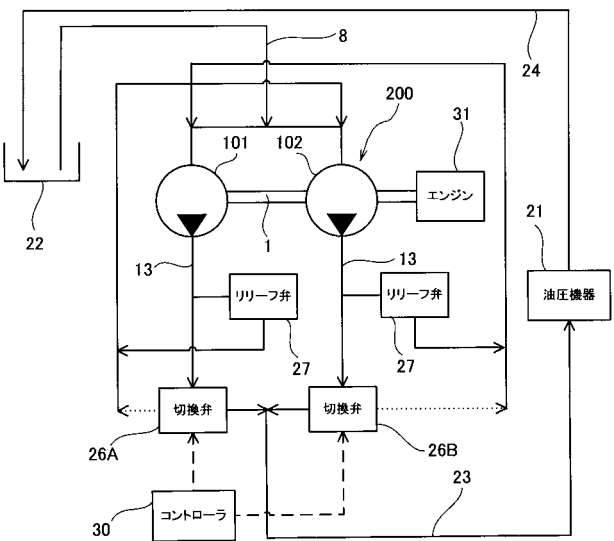
【 図 7 】



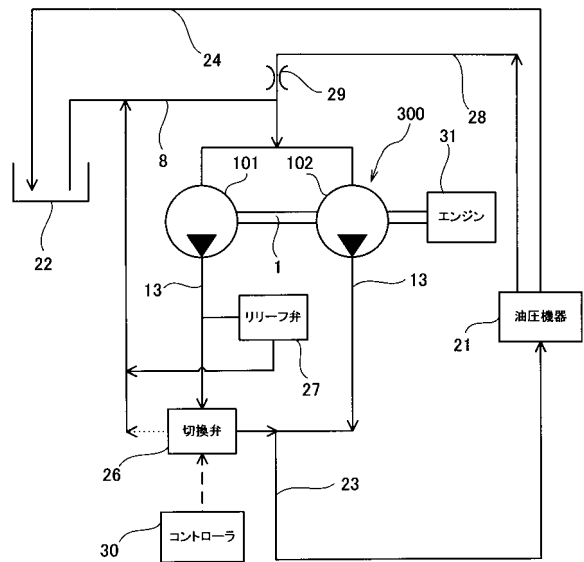
【 図 8 】



【 図 9 】



【 図 10 】







---

フロントページの続き

- (72)発明者 藤田 朋之  
東京都港区浜松町二丁目4番1号世界貿易センタービル カヤバ工業株式会社内
- (72)発明者 杉原 雅道  
東京都港区浜松町二丁目4番1号世界貿易センタービル カヤバ工業株式会社内
- (72)発明者 塩崎 浩  
東京都港区浜松町二丁目4番1号世界貿易センタービル カヤバ工業株式会社内
- (72)発明者 赤塚 浩一朗  
東京都港区浜松町二丁目4番1号世界貿易センタービル カヤバ工業株式会社内
- Fターム(参考) 3H040 AA03 BB05 BB11 CC09 CC22 DD24 DD37  
3H044 AA02 BB05 CC19 CC27 DD13 DD43