(19)日本国特許庁(JP)　　(12)公開特許公報(A)　　(11)公開番号
特開2024-81047
(P2024-81047A)
(43)公開日　令和6年6月17日(2024.6.17)

(51)国際特許分類			FI			テーマコード（参考）
F04C	*2/18*	*(2006.01)*	F04C	2/18	311D	3H041
F04C	*11/00*	*(2006.01)*	F04C	2/18	311F	
			F04C	11/00	C	

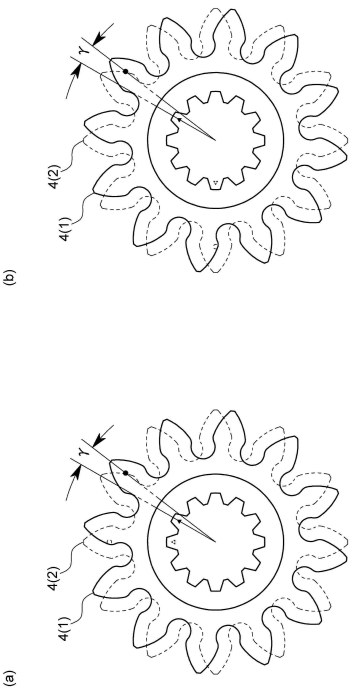
審査請求　未請求　請求項の数　18　　ＯＬ　（全13頁）

(21)出願番号　特願2022-194478(P2022-194478)
(22)出願日　令和4年12月5日(2022.12.5)

(71)出願人　000001993
株式会社島津製作所
京都府京都市中京区西ノ京桑原町１番地
(74)代理人　100121441
弁理士　西村 竜平
(74)代理人　100154704
弁理士　齊藤 真大
(74)代理人　100206151
弁理士　中村 惇志
(74)代理人　100218187
弁理士　前田 治子
(74)代理人　100227673
弁理士　福田 光起
(72)発明者　古株 拓弥
京都府京都市中京区西ノ京桑原町１番地
最終頁に続く

(54)【発明の名称】　２連位相差ポンプ

(57)【要約】　（修正有）
【課題】吐出圧の脈動を可及的に低減できる２連位相差ポンプを提供する。
【解決手段】互いに噛み合う一対のギヤを有したギヤポンプ機構を２連で備え、これらギヤポンプ機構のシャフト同士が連結部を介して連結された２連位相差ポンプであって、前記一対のギヤ同士がバックラッシなく噛み合うように構成されているとともに、前記連結部が、シャフト同士を予め定められた複数の位相角度のいずれでも連結可能に構成されており、かつ、該シャフト同士を前記いずれの位相角度で連結しても、前記ギヤポンプ機構間の位相差が等しくなるように構成されている。
【選択図】図４



【特許請求の範囲】
【請求項１】
互いに噛み合う一対のギヤを有したギヤポンプ機構を２連で備え、これらギヤポンプ機構のシャフト同士が連結部を介して連結された２連位相差ポンプであって、
前記一対のギヤ同士がバックラッシなく噛み合うように構成されているとともに、
前記連結部が、シャフト同士を予め定められた複数の位相角度のいずれでも連結可能に構成されており、かつ、該シャフト同士を前記いずれの位相角度で連結しても、前記ギヤポンプ機構間の位相差が等しくなるように構成されていることを特徴とする２連位相差ポンプ。
【請求項２】
前記連結部は、連結される一方のシャフトに設けられたオススプラインが、他方のシャフトに設けられたメススプラインに嵌合するスプライン結合構造で構成されており、
ギヤ部の歯数をｎとしたとき、前記スプライン結合構造の歯数ｍが、ｎの約数となるように構成されていることを特徴とする請求項１記載の２連位相差ポンプ。
【請求項３】
オススプラインにおける基準となる１つの歯と、この歯に最も近い一方のギヤの歯との角度差をαとし、メススプラインにおいて基準となる１つの歯と、この歯に最も近い他方のギヤの歯との角度差をβとした場合に、αとβとの角度差がギヤポンプ機構間の位相差となるように構成されている、請求項１または２に記載の２連位相差ポンプ。
【請求項４】
前記連結部は、連結される一方のシャフトに設けられたオススプラインが、他方のシャフトに設けられたメススプラインに嵌合するスプライン結合構造で構成されており、
前記メススプラインが設けられたギヤにおいて、各歯底での肉厚が等しくなるように構成されている請求項１記載の２連位相差ポンプ。
【請求項５】
メススプラインの歯数とギヤの歯数とが等しく、かつメススプラインの歯溝とギヤの歯とが同じ角度となるように構成されている請求項４記載の２連位相差ポンプ。
【請求項６】
軸と直交する方向から視て、オススプラインのメススプラインに対する嵌合範囲が、メススプラインが設けられたギヤの歯幅範囲を包含するように設定されている請求項２記載の２連位相差ポンプ。
【請求項７】
前記連結部が、シャフト間に設けられてこれらを連結するカップリング部材を備えたものである請求項１記載の２連位相差ポンプ。
【請求項８】
前記ギヤポンプ機構間の位相差が、ギヤの歯間角度の１／４に設定されている請求項１記載の２連位相差ポンプ。
【請求項９】
互いに噛み合う一対のギヤを有したギヤポンプ機構を２連で備え、これらギヤポンプ機構のシャフト同士が連結部を介して連結され、
前記一対のギヤが所定の位相差をもって同期回転するように構成されており、
前記一対のギヤ同士がバックラッシなく噛み合うように構成されている、２連位相差ポンプ。
【請求項１０】
前記連結部が、シャフト同士を予め定められた複数の位相角度のいずれでも連結可能に構成されており、かつ、該シャフト同士を前記いずれの位相角度で連結しても、前記ギヤポンプ機構間の位相差が等しくなるように構成されていることを特徴とする請求項９記載の２連位相差ポンプ。
【請求項１１】
前記連結部は、連結される一方のシャフトに設けられたオススプラインが、他方のシャ

フトに設けられたメススプラインに嵌合するスプライン結合構造で構成されている請求項１０記載の２連位相差ポンプ。
【請求項１２】
ギヤの歯数をｎとしたとき、前記スプライン結合構造の歯数ｍが、ｎの約数となるように構成されている請求項１１記載の２連位相差ポンプ。
【請求項１３】
オススプラインにおける基準となる１つの歯と、この歯に最も近い一方のギヤの歯との角度差をαとし、メススプラインにおいて基準となる１つの歯と、この歯に最も近い他方のギヤの歯との角度差をβとした場合に、αとβとの角度差がギヤポンプ機構間の位相差となるように構成されている請求項１２記載の２連位相差ポンプ。
【請求項１４】
メススプラインが設けられたギヤにおいて、各歯底でのギヤの肉厚が等しくなるように構成されている請求項１１記載の２連位相差ポンプ。
【請求項１５】
メススプラインの歯数とギヤの歯数とが等しく、かつメススプラインの歯溝とギヤの歯とが同じ角度となるように構成されている請求項１４記載の２連位相差ポンプ。
【請求項１６】
軸と直交する方向から視て、オススプラインのメススプラインに対する嵌合範囲が、メススプラインが設けられたギヤの歯幅範囲を包含するように設定されている請求項１１記載の２連位相差ポンプ。
【請求項１７】
前記連結部が、シャフト間に設けられてこれらを連結するカップリング部材を備えたものである請求項１０記載の２連位相差ポンプ。
【請求項１８】
前記ギヤポンプ機構間の位相差が、ギヤの歯間角度の１／４に設定されている請求項１０記載の２連位相差ポンプ。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、２つのギヤポンプ機構が位相差をもって連結された２連位相差ポンプに関するものである。
【背景技術】
【０００２】
この種の２連位相差ポンプは、作動液（作動流体）の吐出圧の脈動低減化を目的の一つとするものであり、各ギヤポンプ機構を構成するドライブギヤのシャフト同士がスプライン結合構造を介して連結されている。
【０００３】
そして、従来は、特許文献１に示すように、各ドライブギヤのギヤ部の歯とスプラインの歯とは、相対的な位置合わせをすることなく加工されており、ギヤポンプ機構間の位相差は、ギヤセットの違いや組み立て時のスプライン結合の噛み合い位置に応じて製品ごとに異なることとなる。
【０００４】
ギヤ部の歯とスプラインの歯との相対的な位置合わせをせず、成り行きで加工する理由は、ギヤ部の加工とスプラインの加工とが別途行われており、その相対位置を一定とする調整を含んだ加工が難しいことや、ギヤの歯数とスプラインの歯数とを適宜定めることによって、相対位置の調整をしなくとも、調整をした場合と遜色のない脈動平滑化を図ることができるからである。
【０００５】
他方、圧力脈動を低減するためには、特許文献２に示すように、バックラッシを小さくすることも知られている。

【０００６】
しかしながら、圧力脈動のさらなる低減化を図るべく、バックラッシを実質的に０とした場合、ギヤポンプ機構間の位相差を精度よく調整しないと、脈動の十分な低減が図りにくいことを本発明者は見出した。
【０００７】
従来のように、ギヤ部の歯とスプラインの歯との位置関係が、加工時のなりゆきで定まりギヤごとにばらつきがある構造では、組み立て時にオススプラインとメススプラインとの噛み合い位置を選択することによって、ギヤポンプ機構間の位相差をある程度まで一定化することはできるものの、製品によって多少のばらつきが生じることは防ぎ得ず、品質の安定化を図ることは難しい。しかも、噛み合い位置を選択するための工程が必要となり、組み立て効率が悪化するという問題も生じる。
【０００８】
さらに、バックラッシを実質的に０とすると、ギヤの歯に不測の負荷が作用しやすいが、従来の構造では、ギヤ部において肉厚の薄い部分が生じ、熱膨張になどによる不測の変形やそれによる不測の負荷集中などが生じ得、十分な強度を担保しにくいという問題もある。
【先行技術文献】
【特許文献】
【０００９】
【特許文献１】特許第２６１１０５２号公報
【特許文献２】特開２００１－１７３５７４号公報
【発明の概要】
【発明が解決しようとする課題】
【００１０】
本発明は、上述した課題を解決すべくなされたものであり、吐出圧の脈動を可及的に低減できる２連位相差ポンプを提供すべく図ったものである。
【課題を解決するための手段】
【００１１】
すなわち、本発明に係る２連位相差ポンプは、互いに噛み合う一対のギヤを有したギヤポンプ機構を２連で備え、これらギヤポンプ機構のシャフト同士が連結部を介して連結された２連位相差ポンプであって、
前記一対のギヤがバックラッシなく噛み合うように構成されているとともに、前記連結部が、シャフト同士を予め定められた複数の位相角度のいずれでも連結可能に構成されており、かつ、該シャフト同士を前記いずれの位相角度で連結しても、前記ギヤポンプ機構間の位相差が等しくなるように構成されていることを特徴とする。
【発明の効果】
【００１２】
以上の構成によれば、製品ごとのギヤポンプ機構間の位相差のばらつきを防止でき、これを一定とすることができるので、バックラッシがない構造と相俟って、吐出圧の脈動を低減できる。また、シャフト同士をどのように連結してもかまわないので、組み立てにおける負担増大も回避することができる。
【図面の簡単な説明】
【００１３】
【図１】本発明の第１実施形態における２連位相差ポンプの縦断面図である。
【図２】同実施形態における第１ギヤポンプ機構のドライブギヤ及びオススプラインを示す軸方向から視た図面である。
【図３】同実施形態における第２ギヤポンプ機構のドライブギヤ及びメススプラインを示す軸方向から視た図面である。
【図４】同実施形態において、スプライン嵌合により実現される、第１ギヤポンプ機構と第２ギヤポンプ機構との位相差を示す軸方向から視た図面である。

【図５】本発明の第２実施形態におけるドライブギヤ同士を連結部で結合した状態を示す、軸方向と直交する方向から視た図面である。
【図６】同実施形態におけるカップリング部材を示す軸方向から視た図面である。
【図７】同実施形態における各ドライブギヤを軸方向から視た図面である。
【発明を実施するための形態】
【００１４】
＜第１実施形態＞
以下、図面を参照して本実施形態に係る２連位相差ポンプ１００を説明する。
【００１５】
この２連位相差ポンプ１００は、図１に示すように、所定の位相差をもって同期回転するように軸方向に連結された２組のギヤポンプ機構１、２を共通のケーシング３に収容したものである。
【００１６】
なお、以下では、軸方向における一方の向きをフロント側、他方の向きをリヤ側といい、フロント側のギヤポンプ機構を第１ギヤポンプ機構１、リヤ側のギヤポンプ機構を第２ギヤポンプ機構２という。また、各ギヤポンプ機構１，２において、対応する構成要素には同一の符号を付し、これらを区別する必要があるときには、第１ギヤポンプ機構１に属するものは符号の後に(１)を付し、第２ギヤポンプ機構２に属するものは符号の後（２）を付すこととする。
【００１７】
各部を説明する。
【００１８】
ケーシング３は、ブロック状をなすボディ３１と、このボディ３１のフロント側およびリヤ側の各端面にそれぞれ取り付けられたフロントカバー３２およびリヤカバー３３とから構成されている。ボディ３１の各端面には、それぞれめがね穴３４が形成されており、前記フロントカバー３２およびリヤカバー３３は、前記めがね穴３４の開口を覆うように構成されている。
【００１９】
ギヤポンプ機構１、２は、互いに噛み合う一対のギヤ、すなわちドライブギヤ４及びドリブンギヤ５を備えたものである。各ギヤ４、５は、外周部に等ピッチで形成された複数の歯４１ａ、５１ａを有する円盤状のギヤ部４１、５１と、該ギヤ部４１、５１の中心から両方向に延出するシャフト４２、５２とから構成されている。また、各ギヤポンプ機構１、２におけるドライブギヤ４およびドリブンギヤ５は、バックラッシが実質的に０となるように構成されている。すなわち、対をなす一方のギヤ部４１（５１）の１つの歯４１ａ（５１ａ）に、他方のギヤ５１（４１）の２つの歯５１ａ（４１ａ）が常に接触するように構成されている。
【００２０】
第１ギヤポンプ機構１は、そのギヤ部４１（１）、５１（１）がボディ３１のフロント側めがね穴３４に収容されており、該ギヤ部４１（１）、５１（１）から延出するシャフト４２（１）、５２（１）の各側が、ボディ３１におけるフロント側めがね穴３４の底面およびフロントカバー３２にそれぞれ形成された軸受穴にブッシュを介して篏合している。
【００２１】
第２ギヤポンプ機構２は、そのギヤ部４１（２）、５１（２）がボディ３１のリヤ側めがね穴３４に収容されており、該ギヤ部４１（２）、５１（２）から延出するシャフト４２（２）、５２（２）の各側が、ボディ３１におけるリヤ側めがね穴３４の底面およびリヤカバー３３にそれぞれ形成された軸受穴にブッシュを介して篏合している。
【００２２】
なお、図中符号７は、これらのギヤ部４１、５１の両側面に添設される側板であり、符号８は、圧力をシールして閉じ込み部を形成するガスケットを示している。

【００２３】
しかして、上述した構成の各ギヤポンプ機構１、２は、ドライブシャフト４２（１）、４２（２）同士が連結部６を介して連結され、所定の位相差γをもって同期回転するように構成されている。
【００２４】
この連結部６は、ドライブシャフト４２（１）、４２（２）同士を予め定められた複数の位相角度のいずれでも連結することが可能であり、かつ、該ドライブシャフト４２（１）、４２（２）同士を前記いずれの位相角度で連結しても、前記ギヤポンプ機構１、２間の位相差が等しくなるように構成されたものである。
【００２５】
具体的に説明する。
ここでは、連結部６としてスプライン結合構造が採用されている。
【００２６】
このスプライン連結構造は、図１～図３に示すように、フロント側ドライブシャフト４２（１）の先端部側周面に設けられたオススプライン６１と、リヤ側ドライブシャフト４２（２）の中心軸に沿って貫通する貫通孔の内周面の設けられたメススプライン６２とがガタなく嵌合するように構成されたものである。
【００２７】
オススプライン６１のメススプライン６２に対する軸方向における実効嵌合範囲Ｗ１の先端は、第２ギヤポンプ機構２のギヤ部４１（２）のリヤ側側面と同一またはそれよりもリヤ側にあり、当該嵌合範囲Ｗ１の基端は同ギヤ部４１（２）のフロント側側面と同一又はそれよりもフロント側にある範囲に設定されている。すなわち、軸方向と直交する方向から視た場合、前記オススプライン６１のメススプライン６２に対する嵌合範囲Ｗ１は、第２ギヤポンプ機構２のギヤ部４１（２）の歯幅範囲Ｗ２を包含するように設定されている。
【００２８】
次に、スプライン６１、６２の歯数とギヤ部４１（１）、４１（２）の歯数との関係およびスプライン６１、６２の歯６１ａおよび歯溝６２ａとギヤ部４１（１）、４１（２）の歯４１ａ（１）、４１ａ（２）との位相関係について、図２～図４を参照して説明する。
【００２９】
まず、スプライン６１、６２の歯数とギヤ部４１（１）、４１（２）の歯数との関係から説明する。
【００３０】
スプライン６１、６２の歯数をｍ、ギヤ部４１（１）、４１（２）の歯数をｎとしたとき、ｍはｎの約数となるように構成されている。
【００３１】
この実施形態では、ギヤ部４１（１）、４１（２）の歯数ｎは１２であり、スプライン６１、６２の歯数ｍは、これと等しい１２である。
なお、スプライン６１、６２の歯数は、ギヤ部４１（１）、４１（２）の歯数である１２の約数であればよいから、１２以外に、１、２、３、４、６のいずれかでもかまわない。
【００３２】
次に、スプライン６１、６２の歯６１ａおよび歯溝６２ａとギヤ部４１（１）、４１（２）の歯４１ａ（１）、４１ａ（２）との位相関係について説明する。
【００３３】
図２に示すように、オススプライン６１のいずれか（どれでもよい。）の歯６１ａを基準歯（同図中、黒三角で示す。）として設定した場合に、この基準歯６１ａに最も近いフロント側ドライブギヤ４（１）の歯４１ａ（１）（同図中、黒丸で示す。）との角度差の絶対値をαとする。

【００３４】
　また、図３に示すように、メススプライン６２のいずれか（どれでもよい。）の歯溝６２ａを基準歯溝（同図中、白三角で示す。）として設定した場合に、この基準歯溝６２ａに最も近いリヤ側ドライブギヤ４（２）の歯４１ａ（２）との角度差の絶対値をβとする。
【００３５】
　このときのαとβとの差分が、ギヤポンプ機構１、２間の所望の位相差（の絶対値）γとなるように構成されている。ここでは、ギヤポンプ機構１、２間の位相差（の絶対値）γが、ギヤ歯４１ａ間の角度である３０°の１／４、すなわち７．５°なので、例えばαが７．５°、βが０°となるように構成されている。
【００３６】
　このような構成の場合、連結した際のドライブシャフト４２（１）、４２（２）間の位相角度は、オススプライン６１のいずれの歯６１ａを、メススプライン６２のいずれの歯溝６２ａに嵌合させるかで定まり、スプラインの歯数分、すなわち１２通りの位相角度のいずれでもドライブシャフト４２（１）、４２（２）同士を連結可能である。
【００３７】
　しかして、図４に示すように、いずれの位相角度で連結しても、ギヤポンプ機構１、２間の位相差γは等しく７．５°となる。
【００３８】
　また、図３に示すように、メススプライン６２の歯溝数とギヤ４（２）の歯数とが等しく、メススプライン６２の歯溝６２ａとギヤ４の歯４１ａ（２）とが同じ位相、すなわち同じ角度となるように構成されている。これにより、各歯底でのギヤ４の肉厚が等しくなっており、ギヤ４の歯底における肉厚Ｄを最も大きくでき、最大の強度とすることができる。
【００３９】
＜第２実施形態＞
　この実施形態では、図５、図６に示すように、連結部６として、フロント側ドライブシャフト４２（１）とリヤ側ドライブシャフト４２（２）との間に介在するカップリング部材６４を利用している。
【００４０】
　具体的に、このカップリング部材６４は、例えば円盤状をなすもので、一方の端面には、フロント側ドライブシャフト４２（１）の端部に形成された凸状の第１係合部６５１と回転方向にガタなく係合する凹状の第１被係合部６４１が設けられており、他方の端面には、リヤ側ドライブシャフト４２（２）の端部に形成された凸状の第２係合部６５２と回転方向にガタなく係合する凹状の第２被係合部６４２が設けられている。そして第１係合部６５１および第１被係合部６４１が係合し、第２係合部６５２および第２被係合部６４２が係合することにより連結部が構成されている。
【００４１】
　各係合部６５１、６５２および各被係合部６４１、６４２は、ここでは、軸方向から視て直線帯状をなすもので、ここでは、図６に示すように、カップリング部材６１に設けられた各被係合部６４１、６４２の軸方向から視た角度を異ならせ、その角度差がギヤポンプ機構１、２間の所望の位相差γとなるように設定されている。他方、各ギヤ部４１（１）、４１（２）に対する各係合部６５１、６５２の軸方向から視た相対的な角度は、図７（ａ）、（ｂ）に示すように、合致するように構成されている。
【００４２】
　以上の構成によれば、連結した際のドライブシャフト４２（１）、４２（２）間の位相角度は、０°または１８０°の２通りあり、いずれの位相角度でドライブシャフト４２（１）、４２（２）を連結しても、ギヤポンプ機構１、２間の位相差は等しく、所望の位相差γとなる。
【００４３】

なお、カップリング部材に設けられた各被係合部の軸方向から視た角度を合致させる一方、各ギヤ部に対して各ドライブシャフトに設けられた各係合部の軸方向から視た相対的な角度を異ならせ、その角度差がギヤポンプ機構間の所望の位相差となるように設定してもよい。

【００４４】

係合部と被係合部との凹凸関係を逆としてもよい。また係合部および被係合部は、軸方向から視て直線帯状に限られず、十字状などでもかまわないし、スプライン結合構造としてかまわない。

【００４５】

その他、前記実施形態では、各ギヤポンプ機構の位相差を、ギヤの歯間角度の１／４としていたが、１／２としてかまわないし、例えば１／３など、０を越えて１／２未満の値に設定してもよい。

【００４６】

また、ドライブシャフト同士を連結部で連結していたが、ドリブンシャフト同士を連結部で連結してもよい。スプライン結合構造は、その先端がリヤ側のギヤ部にまで延出せず、より浅い位置で結合する構成でもかまわない。

【００４７】

その他、本発明は前記実施形態に限られるものではなく、その趣旨を逸脱しない範囲において種々の変形が可能である。

【００４８】

＜まとめ＞

上述した構成の特徴をまとめると次の通りとなる。

【００４９】

［１］

互いに噛み合う一対のギヤ４を有した２連のギヤポンプ機構１、２を備え、これらギヤポンプ機構１、２のシャフト４２同士が連結部６を介して連結された２連位相差ポンプ１００であって、

前記一対のギヤ４同士がバックラッシなく噛み合うように構成されているとともに、

前記連結部６が、シャフト４２同士を予め定められた複数の位相角度のいずれでも連結可能に構成されており、かつ、該シャフト４２同士を前記いずれの位相角度で連結しても、前記ギヤポンプ機構１、２間の位相差が等しくなるように構成されていることを特徴とする２連位相差ポンプ１００。

【００５０】

このような構成であれば、製品ごとのギヤポンプ機構１、２間の位相差のばらつきを防止でき、これを一定とすることができるので、バックラッシがない構造と相俟って、吐出圧の脈動を低減できる。また、シャフト４２同士をどのように連結してもかまわないので、組み立てにおける負担増大も回避することができる。

【００５１】

［２］

前記連結部６は、連結される一方のシャフト４２に設けられたオススプライン６１が、他方のシャフト４２に設けられたメススプライン６２に嵌合するスプライン結合構造で構成されており、

ギヤ部４１、５１の歯４１ａ、５１ａ数をｎとしたとき、前記スプライン結合構造の歯４１ａ、５１ａの数ｍが、ｎの約数となるように構成されていることを特徴とする［１］に記載の２連位相差ポンプ１００。

【００５２】

このような構成であれば、スプライン結合構造を用いて［１］の構成を実現できる。

【００５３】

より具体的には、オススプライン６１における基準となる１つの歯４１ａ、５１ａと、この歯４１ａ、５１ａに最も近い一方のギヤの歯４１ａ、５１ａとの角度差をαとし、メ

スプライン６２において基準となる１つの歯４１ａ、５１ａと、この歯４１ａ、５１ａに最も近い他方のギヤの歯４１ａ、５１ａとの角度差をβとした場合に、αとβとの角度差がギヤポンプ機構１、２間の位相差γとなるように構成すればよい。

【００５４】

［３］

前記連結部６は、連結される一方のシャフト４２、５２に設けられたオススプライン６１が、他方のシャフト４２、５２に設けられたメススプライン６２に嵌合するスプライン結合構造で構成されており、

前記メススプライン６２が設けられたギヤ４において、各歯底でのギヤ４の肉厚が等しくなるように構成されている［１］または［２］に記載の２連位相差ポンプ１００。

【００５５】

このような構成であれば、ギヤ４の肉厚がそれぞれ等しくなり、ギヤ４の各歯４１ａに負荷が均等に分散するため、バックラッシを実質的に０としても十分な強度を担保できる。

【００５６】

より具体的には、図３に示すように、メススプライン６２の歯溝数とギヤ４（２）の歯数とが等しく、かつメススプライン６２の歯溝６２ａとギヤ４の歯４１ａ（２）とが同じ位置、すなわち同じ角度となるように構成されていれば、ギヤ４の歯底における肉厚Ｄを最も大きくでき、最大の強度とすることができる。

【００５７】

［４］

軸と直交する方向から視て、オススプライン６１のメススプライン６２に対する嵌合範囲が、メススプライン６２が設けられたギヤ４（２）の歯幅範囲を包含するように設定されている［２］または［３］に記載の２連位相差ポンプ１００。

【００５８】

このような構成であれば、ねじれなどが生じにくく、強度が向上するだけでなく、ギヤポンプ構造１、２間の位相差のずれも軽減できる。

【００５９】

［５］

前記連結部６が、シャフト４２（１）、４２（２）間に設けられてこれらを連結するカップリング部材６１を備えたものである［１］に記載の２連位相差ポンプ１００。

【００６０】

スプライン結合構造が設けにくい場合には、カップリング部材６１を用いた上述の構造が有効となる。

【００６１】

［６］

前記ギヤポンプ機構１、２間の位相差が、ギヤ４の歯間角度の１／４に設定されている［１］ないし［５］のいずれかに記載の２連位相差ポンプ１００。

【００６２】

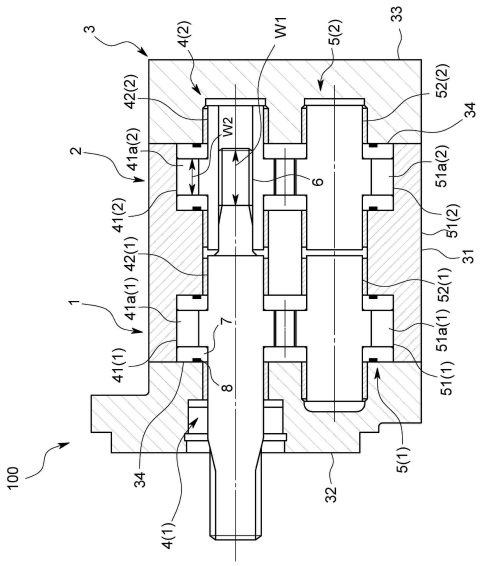
このようなものであれば、他の位相差に比して、吐出圧の脈動を効果的に低減できる。

【符号の説明】

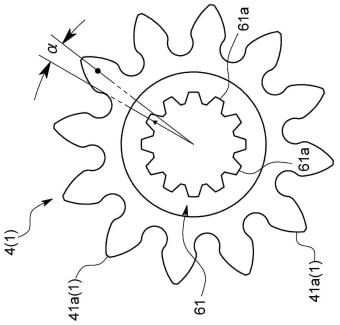
【００６３】

１００・・・２連位相差ポンプ
１、２・・・ギヤポンプ機構
６・・・連結部
４、５・・・ギヤ
４２、５２・・・シャフト
６１・・・オススプライン
６２・・・メススプライン
Ｄ・・・ギヤの肉厚

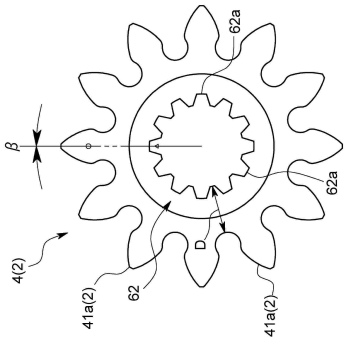
Ｗ１・・・スプラインの嵌合範囲
Ｗ２・・・ギヤの歯幅範囲
６１・・・カップリング部材
【図面】
【図１】



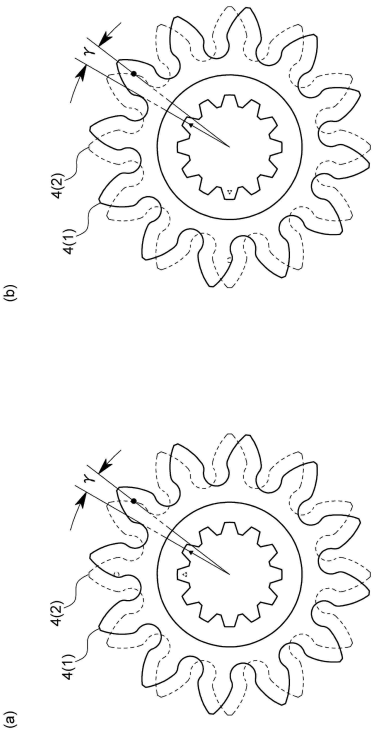
【図２】



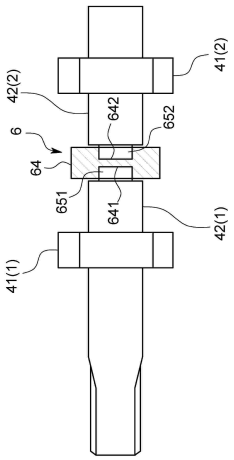
【図３】


62a
β
62a
4(2)
41a(2)
62
41a(2)

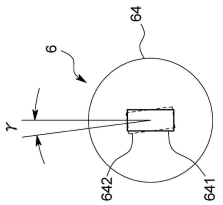
【図４】


γ
4(2)
4(1)
(b)
γ
4(2)
4(1)
(a)

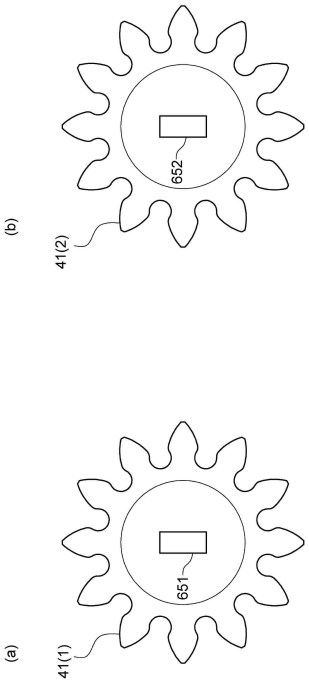
【図５】


41(2)
42(2)
642
652
6
64
651
641
42(1)
41(1)

【図６】


64
6
γ
642
641

【図７】



フロントページの続き

株式会社島津製作所内

Ｆターム（参考）　3H041　AA00 BB02 CC11 DD01 DD07