

(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2014-199050

(P2014-199050A)

(43) 公開日 平成26年10月23日(2014.10.23)

(51) Int.Cl.	F I	テーマコード (参考)
FO2B 39/14 (2006.01)	FO2B 39/14 G	3G005
FO2B 39/00 (2006.01)	FO2B 39/14 F	3G313
FO1M 1/16 (2006.01)	FO2B 39/00 C	
	FO2B 39/14 A	
	FO1M 1/16 F	

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2013-252795 (P2013-252795)	(71) 出願人	000207791 大豊工業株式会社 愛知県豊田市緑ヶ丘3丁目65番地
(22) 出願日	平成25年12月6日(2013.12.6)	(74) 代理人	100162031 弁理士 長田 豊彦
(31) 優先権主張番号	特願2013-49707 (P2013-49707)	(74) 代理人	100175721 弁理士 高木 秀文
(32) 優先日	平成25年3月12日(2013.3.12)	(72) 発明者	小柳 正明 愛知県豊田市緑ヶ丘3丁目65番地 大豊工業株式会社内
(33) 優先権主張国	日本国(JP)	(72) 発明者	青木 マキ 愛知県豊田市緑ヶ丘3丁目65番地 大豊工業株式会社内

最終頁に続く

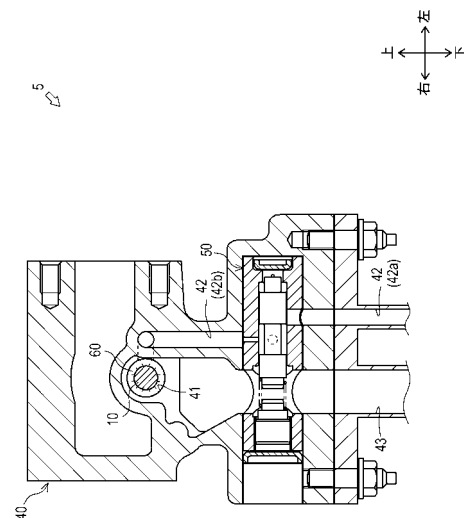
(54) 【発明の名称】 ターボチャージャの潤滑油供給機構

(57) 【要約】

【課題】 過剰な潤滑油が軸受部へ供給されるのを防止しながら、オイルポンプの仕事を低減することが可能なターボチャージャの潤滑油供給機構を提供する。

【解決手段】 コンプレッサホイールとタービンホイールとを連結したシャフト10を回転可能に支持する軸受部41へと潤滑油を供給するターボチャージャ5の潤滑油供給機構であって、オイルポンプから圧送される潤滑油を軸受部41へと案内する供給油路42と、供給油路42に設けられ、当該供給油路42を流通する潤滑油の圧力に基づいて当該潤滑油の流路を絞ることによって当該潤滑油の流量を調整する流量制御弁50と、を具備した。

【選択図】 図3



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

コンプレッサホイールとタービンホイールとを連結したシャフトを回転可能に支持する軸受部へと潤滑油を供給するターボチャージャの潤滑油供給機構であって、
オイルポンプから圧送される潤滑油を前記軸受部へと案内する供給油路と、
前記供給油路に設けられ、当該供給油路を流通する潤滑油の圧力に基づいて当該潤滑油の流路を絞ることによって当該潤滑油の流量を調整する流量制御弁と、
を具備することを特徴とする、
ターボチャージャの潤滑油供給機構。

【請求項 2】

前記流量制御弁は、前記軸受部が形成されるベアリングハウジングに設けられることを特徴とする、

請求項 1 に記載のターボチャージャの潤滑油供給機構。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、コンプレッサホイールとタービンホイールとを連結したシャフトを回転可能に支持する軸受部へと潤滑油を供給するターボチャージャの潤滑油供給機構の技術に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、コンプレッサホイールとタービンホイールとを連結したシャフトを回転可能に支持する軸受部へと潤滑油を供給するターボチャージャの潤滑油供給機構の技術は公知となっている。例えば、特許文献 1 に記載の如くである。

【0003】

特許文献 1 には、図 6 に示すようなターボチャージャ 905 の潤滑油供給機構 901 が記載されている。この潤滑油供給機構 901 においては、オイルパン 902 に貯溜された潤滑油が、オイルポンプ 904 によって圧送油路 903 を介してターボチャージャ 905 のベアリングハウジング 940 へと供給される。

【0004】

当該ベアリングハウジング 940 へと供給された潤滑油は、コンプレッサホイール 920 とタービンホイール 930 とを連結したシャフト 910 を回転可能に支持する軸受部 941 へと案内され、当該軸受部 941 を潤滑する。当該軸受部 941 を潤滑した潤滑油は、戻り油路 906 を介して再びオイルパン 902 へと戻される。

【0005】

ここで、当該潤滑油供給機構 901 においては、圧送油路 903 に絞り 951 が設けられる。また、ベアリングハウジング 940 をバイパスするように、圧送油路 903（より詳細には、圧送油路 903 における絞り 951 の上流側）と戻り油路 906 とを接続するドレン油路 907 が形成され、当該ドレン油路 907 に圧力調整弁 952 が設けられる。

【0006】

このように構成された潤滑油供給機構 901 においては、絞り 951 によって軸受部 941 に供給される潤滑油の必要最低油量を確保すると共に、圧力調整弁 952 によって軸受部 941 に過剰な潤滑油が供給されるのを防止している。すなわち、オイルポンプ 904 の吐出圧力（ひいては、圧送油路 903 内の圧力）が高くなった場合には、圧力調整弁 952 が開いて圧送油路 903 内の潤滑油をドレン油路 907 に逃がすことで、圧送油路 903 内の圧力を所定圧力以下になるように調整している。これによって潤滑油がベアリングハウジング 940 へ過剰に供給されるのを防止することができる。

【0007】

しかしながら、このような潤滑油供給機構 901 において、オイルポンプ 904 はベア

10

20

30

40

50

リングハウジング 940 に供給される潤滑油だけでなく、圧力調整弁 952 を介して逃がされることになる潤滑油も含めた多量の潤滑油を圧送するため、当該オイルポンプ 904 の仕事に無駄がある点で不利であった。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0008】

【特許文献 1】特開平 8-93490 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0009】

10

本発明は以上の如き状況に鑑みてなされたものであり、その解決しようとする課題は、過剰な潤滑油が軸受部へ供給されるのを防止しながらも、オイルポンプの仕事を低減することが可能なターボチャージャの潤滑油供給機構を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0010】

本発明の解決しようとする課題は以上の如くであり、次にこの課題を解決するための手段を説明する。

【0011】

即ち、請求項 1 においては、コンプレッサホイールとタービンホイールとを連結したシャフトを回転可能に支持する軸受部へと潤滑油を供給するターボチャージャの潤滑油供給機構であって、オイルポンプから圧送される潤滑油を前記軸受部へと案内する供給油路と、前記供給油路に設けられ、当該供給油路を流通する潤滑油の圧力に基づいて当該潤滑油の流路を絞ることによって当該潤滑油の流量を調整する流量制御弁と、を具備したものである。

20

【0012】

請求項 2 においては、前記流量制御弁は、前記軸受部が形成されるベアリングハウジングに設けられるものである。

【発明の効果】

【0013】

本発明の効果として、以下に示すような効果を奏する。

30

【0014】

請求項 1 においては、潤滑油を逃がすことなく、過剰な潤滑油が軸受部へ供給されるのを防止することができるため、オイルポンプの仕事を低減することができる。これによって、当該オイルポンプの小型化を図ることができる。

【0015】

請求項 2 においては、流量制御弁をベアリングハウジングと一体的に取り扱うことができる。これによって、省スペース化や組み付け作業の容易化を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0016】

【図 1】本発明の一実施形態に係る潤滑油供給機構の全体的な構成を示した模式図。

40

【図 2】ターボチャージャの構成を示した側面断面図。

【図 3】図 2 における A-A 断面図。

【図 4】(a) 図 3 における流量制御弁の拡大図。(b) B-B 断面図。

【図 5】(a) 第一油室内の圧力が上昇した状態を示した図。(b) 流量制御弁によって潤滑油の流路が絞られる様子を示した図。

【図 6】従来の潤滑油供給機構の全体的な構成を示した模式図。

【図 7】潤滑油量とフリクショントルクとの関係を示した図。

【図 8】本発明の変形例に係る潤滑油供給機構の全体的な構成を示した模式図。

【図 9】同じく、変形例に係るターボチャージャの正面断面図。

【図 10】(a) 変形例に係る流量制御弁の拡大図。(b) C-C 断面図。

50

【図 1 1】 (a) 変形例において、第一油室内の圧力が上昇した状態を示した図。(b) 同じく、流量制御弁によって潤滑油の流路が絞られる様子を示した図。

【発明を実施するための形態】

【0017】

以下では、図中に示した矢印に従って、上下方向、前後方向及び左右方向を定義する。

【0018】

まず、図 1 を用いて、本発明の一実施形態に係る潤滑油供給機構 1 全体の構成の概略を説明する。

【0019】

潤滑油供給機構 1 は、後述するターボチャージャ 5 の軸受部 4 1 へと潤滑油を供給するためのものである。潤滑油供給機構 1 は、主としてオイルパン 2、圧送油路 3、オイルポンプ 4、ターボチャージャ 5 (より詳細には、当該ターボチャージャ 5 のうち潤滑油が流通する経路を成す部分) 及び戻り油路 6 により構成される。

10

【0020】

オイルパン 2 は、図示せぬエンジンに設けられて潤滑油を貯溜するものである。オイルパン 2 には 1 本の圧送油路 3 の一端が接続される。当該圧送油路 3 の他端は、ターボチャージャ 5 (より詳細には、後述するベアリングハウジング 4 0 の供給油路 4 2) に接続される。圧送油路 3 の中途部には、前記エンジンの回転に応じて駆動されるオイルポンプ 4 が設けられる。

【0021】

20

ターボチャージャ 5 においては、コンプレッサホイール 2 0 とタービンホイール 3 0 とがシャフト 1 0 によって連結される。当該シャフト 1 0 はベアリングハウジング 4 0 の軸受部 4 1 において回転可能に支持される。

【0022】

ベアリングハウジング 4 0 には供給油路 4 2 及び排出油路 4 3 が形成される。供給油路 4 2 の一端 (外側の端部) は前述の通り圧送油路 3 の他端に接続され、供給油路 4 2 の他端 (内側の端部) は軸受部 4 1 に接続される。供給油路 4 2 の中途部には流量制御弁 5 0 が設けられる。排出油路 4 3 の一端 (内側の端部) は軸受部 4 1 に接続され、排出油路 4 3 の他端 (外側の端部) は戻り油路 6 の一端に接続される。当該戻り油路 6 の他端はオイルパン 2 に接続される。

30

【0023】

このように構成された潤滑油供給機構 1 において、前記エンジンの回転に応じてオイルポンプ 4 が駆動すると、当該オイルポンプ 4 によってオイルパン 2 内の潤滑油が圧送油路 3 を介してターボチャージャ 5 へと圧送される。当該潤滑油は、流量制御弁 5 0 によって適宜流量を調整されながら供給油路 4 2 を介してベアリングハウジング 4 0 の軸受部 4 1 へと案内される。当該軸受部 4 1 を潤滑した潤滑油は、排出油路 4 3 及び戻り油路 6 を介してオイルパン 2 へと戻される。

【0024】

なお、本実施形態においては特に言及しないが、オイルポンプ 4 によって圧送された潤滑油は、図示せぬ他の油路を介して前記エンジンの各部へも供給され、当該エンジンの各部を適宜潤滑する。

40

【0025】

次に、図 2 及び図 3 を用いて、ターボチャージャ 5 の構成について説明する。

【0026】

ターボチャージャ 5 は、前記エンジンのシリンダに圧縮空気を送り込むためのものである。ターボチャージャ 5 は、主としてシャフト 1 0、コンプレッサホイール 2 0、タービンホイール 3 0、ベアリングハウジング 4 0、流量制御弁 5 0、すべり軸受 6 0、スラストカラー 7 0 及びスラスト軸受 9 0 を具備する。

【0027】

シャフト 1 0 は、後述するコンプレッサホイール 2 0 とタービンホイール 3 0 とを連結

50

するものである。シャフト 10 は、その長手方向（軸線方向）を前後方向へ向けて配置される。

【0028】

コンプレッサホイール 20 は、複数の羽根を有し、回転駆動されることによって空気を圧縮するものである。コンプレッサホイール 20 は、シャフト 10 の後端部に固定される。

【0029】

タービンホイール 30 は、複数の羽根を有し、前記エンジンからの排気を受けて回転することで駆動力を発生させるものである。タービンホイール 30 は、シャフト 10 の前端部に一体的に形成される。

10

【0030】

ベアリングハウジング 40 は、シャフト 10 を間接的に回転可能に支持する略箱状の部材である。ベアリングハウジング 40 には、軸受部 41、供給油路 42 及び排出油路 43 が形成される。

【0031】

軸受部 41 は、シャフト 10 を間接的に回転可能に支持する部分である。軸受部 41 は円形断面を有し、ベアリングハウジング 40 を前後方向に貫通するように形成される。

【0032】

供給油路 42 は、オイルポンプ 4 によって圧送される潤滑油を軸受部 41 へと案内するためのものである。供給油路 42 は、ベアリングハウジング 40 の下面から上方に向かって形成される。供給油路 42 の一端（下端）は圧送油路 3 の他端に接続される（図 1 参照）。供給油路 42 の他端（上端）は、前後に分岐されて軸受部 41 の前端部及び後端部にそれぞれ接続される。

20

【0033】

なお、供給油路 42 の中途部には、後述する流量制御弁 50 が設けられる。よって、説明の便宜上、以下では供給油路 42 のうち一端（下端）から当該流量制御弁 50 までの部分を第一供給油路 42 a と、供給油路 42 のうち当該流量制御弁 50 から他端（上端）までの部分を第二供給油路 42 b と、それぞれ記す。

【0034】

排出油路 43 は、潤滑油を軸受部 41 から排出するためのものである。排出油路 43 は、ベアリングハウジング 40 の下面から上方に向かって形成される。排出油路 43 の一端（上端）は適宜に分岐されて軸受部 41 の前端部、後端部及び前後中途部にそれぞれ接続される。排出油路 43 の他端（下端）は戻り油路 6 の一端に接続される（図 1 参照）。

30

【0035】

流量制御弁 50 は、供給油路 42 を流通する潤滑油の圧力に基づいて当該潤滑油の流路を絞ることによって当該潤滑油の流量を調整するものである。流量制御弁 50 は、供給油路 42 の中途部に設けられる。流量制御弁 50 は、その長手方向（軸線方向）を左右方向へ向けて配置される。

なお、流量制御弁 50 の詳細な構成については後述する。

【0036】

すべり軸受 60 は、シャフト 10 を回転可能に支持する略円筒状の軸受である。すべり軸受 60 は、ベアリングハウジング 40 の軸受部 41 の前端部及び後端部（第二供給油路 42 b と対向する部分）にそれぞれ配置される。当該すべり軸受 60 にはシャフト 10 が挿通される。

40

【0037】

スラストカラー 70 は略円筒状に形成され、前後方向に向けて配置される。スラストカラー 70 にはシャフト 10 が挿通される。スラストカラー 70 は、シャフト 10 に対して相対回転不能となるように固定される。スラストカラー 70 の前後中途部にはスラスト軸受 90 が外嵌される。スラスト軸受 90 は、軸受部 41 の後方においてベアリングハウジング 40 と接するように配置される。このようにして、スラスト軸受 90 はシャフト 10

50

に加わる軸線方向の荷重を受けることになる。

【0038】

次に、図3及び図4を用いて、流量制御弁50の構成について説明する。

【0039】

流量制御弁50は、主として弁本体110、スプール120及びスプリング130を具備する。

【0040】

弁本体110は略円筒状の部材である。弁本体110は、その長手方向を左右方向に向けて、ベアリングハウジング40の内部（供給油路42の中途部）に配置される。弁本体110には、摺動部111、第一ポート112、第二ポート113及び連通油路114が形成される。

10

【0041】

摺動部111は、弁本体110の内部を左右方向に貫通するように形成される孔である。摺動部111は円形断面を有するように形成される。摺動部111の両端部は、適宜閉塞部材によって閉塞される。

【0042】

第一ポート112は、摺動部111と弁本体110の外部とを連通するように形成される孔である。第一ポート112は、ベアリングハウジング40の第一供給油路42aと対向する位置に形成される。

【0043】

20

第二ポート113は、摺動部111と弁本体110の外部とを連通するように形成される孔である。第二ポート113は、ベアリングハウジング40の第二供給油路42bと対向する位置に形成される。第二ポート113の径は適宜に小さくなるように（絞られるように）形成される。

【0044】

連通油路114は、摺動部111の左右中途部と左端部近傍とを、弁本体110の外部を介して連通するものである。連通油路114は、第一連通油路114a、第二連通油路114b及び第三連通油路114cにより構成される。

【0045】

第一連通油路114aは、弁本体110の左右中途部において摺動部111と弁本体110の外部とを連通するように形成されるものである。第一連通油路114aは、第一ポート112よりも右方に位置するように形成される。

30

【0046】

第二連通油路114bは、弁本体110の外周面に形成される溝である。第二連通油路114bは、第一連通油路114aの外側端部から、弁本体110の左端部近傍まで延設される。

【0047】

第三連通油路114cは、弁本体110の左端部近傍において摺動部111と弁本体110の外部（第二連通油路114bの左端部近傍）とを連通するように形成されるものである。第三連通油路114cは、第一ポート112よりも左方に位置するように形成される。

40

【0048】

スプール120は、流量制御弁50を流通する潤滑油の流路を適宜に絞るためのものである。スプール120は略円柱状の部材である。スプール120は、その長手方向を左右方向に向けて、弁本体110の摺動部111の内部に配置される。スプール120には、第一拡径部121及び第二拡径部122が形成される。

【0049】

第一拡径部121は、その径が他の部分よりも大きくなるように形成される部分である。第一拡径部121は、スプール120の右端部近傍に形成される。第一拡径部121の径（外径）は、弁本体110の摺動部111の径（内径）と略同一となるように形成され

50

る。

【0050】

第二拡張部122は、その径が他の部分よりも大きくなるように形成される部分である。第二拡張部122は、スプール120の左右中途部に、第一拡張部121と所定距離だけ離間して形成される。第二拡張部122は、弁本体110の第一連通油路114aよりも左方かつ第三連通油路114cよりも右方に位置するように形成される。第二拡張部122の径（外径）は、弁本体110の摺動部111の径（内径）と略同一となるように形成される。

【0051】

また、第二拡張部122は、弁本体110の第一ポート112の一部と対向する位置に形成される。すなわち、第一ポート112は、第二拡張部122によってその一部が閉塞された（絞られた）状態になる。

10

【0052】

このように構成されたスプール120の第一拡張部121及び第二拡張部122が弁本体110の摺動部111に対して左右方向に摺動可能に接することにより、当該スプール120が弁本体110の摺動部111の内部において左右方向に摺動可能となるように配置される。また、スプール120が左右方向に摺動することによって、弁本体110の第一ポート112の第二拡張部122による閉塞具合（絞り具合）が変化する。

【0053】

スプリング130は、スプール120の右方に配置され、当該スプール120を所定の力で左方に向かって付勢するものである。

20

【0054】

このように構成された流量制御弁50において、スプール120の第一拡張部121、第二拡張部122及び弁本体110の摺動部111によって囲まれた部分に、潤滑油が満たされる第一油室R1が形成される。また、スプール120の第二拡張部122及び弁本体110の摺動部111によって囲まれた部分に、潤滑油が満たされる第二油室R2が形成される。

【0055】

第一油室R1と第二油室R2とは、スプール120の第二拡張部122によって区画されると共に、連通油路114によって接続されることになる。

30

【0056】

次に、図1から図5までを用いて、潤滑油の供給態様（潤滑油が軸受部41に供給された後、排出される様子）について具体的に説明する。

【0057】

前述の如く、オイルポンプ4（図1参照）によって圧送された潤滑油は、ベアリングハウジング40の第一供給油路42a及び弁本体110の第一ポート112を介して第一油室R1内へと供給される（図4及び図5参照）。当該第一油室R1内の潤滑油は、第二ポート113を介してベアリングハウジング40の第二供給油路42bへと供給される。この際、第二ポート113を流通する潤滑油の流量は、第一油室R1内の圧力と第二供給油路42b内の圧力との差（差圧）に応じて変化する。

40

【0058】

第二供給油路42bへと供給された潤滑油は、当該第二供給油路42bに案内されてベアリングハウジング40の軸受部41へと供給される（図2及び図3参照）。軸受部41へと供給された潤滑油は、当該軸受部41（特に、すべり軸受60）を潤滑した後、当該軸受部41の前端部、後端部及び前後中途部から排出油路43へと流出する。当該潤滑油は、排出油路43及び戻り油路6を介してオイルパン2へと戻される（図1参照）。

【0059】

次に、図5を用いて、流量制御弁50によって軸受部41へと供給される潤滑油の流量が調整される様子について説明する。

【0060】

50

上述の如く、流量制御弁 50 の第二ポート 113 を流通する潤滑油の流量（すなわち、軸受部 41 へと供給される潤滑油の流量）は、第一油室 R1 内の圧力と第二供給油路 42b 内の圧力との差（差圧）に応じて変化する。従って、本実施形態に係る流量制御弁 50 によって当該差圧が略一定となるように制御される。以下、具体的に説明する。

【0061】

例えば、前記エンジンの回転数が上昇すると、オイルポンプ 4 の回転数も上昇し、流量制御弁 50 の第一油室 R1 へと供給される潤滑油の量も増加する。この場合、第一油室 R1 内の圧力が上昇するため、当該第一油室 R1 の圧力と第二供給油路 42b の圧力との差（差圧）が大きくなる。従って、このままの状態では、図 5（a）に示すように、第二ポート 113 を流通する潤滑油の流量が増加し、軸受部 41 に過剰な潤滑油が供給されることになる。

10

【0062】

しかし、本実施形態に係る流量制御弁 50 においては、第一油室 R1 と第二油室 R2 とが連通油路 114 を介して接続されているため、第一油室 R1 内の圧力が第二油室 R2 内にも加わることになる。当該第二油室 R2 内の圧力が第一油室 R1 と同様に上昇すると、当該第二油室 R2 内の圧力によって、スプール 120 が右方へと押圧される。

【0063】

第二油室 R2 内の圧力によってスプール 120 が右方へと押圧されると、図 5（b）に示すように、当該圧力による力とスプリング 130 による付勢力とがつりあう位置までスプール 120 が右方へと撓動する。

20

【0064】

スプール 120 が右方へと撓動すると、当該スプール 120 の第二拡張部 122 によって第一ポート 112（潤滑油の流路）がより絞られることになる。これによって、第一油室 R1 へと供給される潤滑油の量が減少し、当該第一油室 R1 内の圧力が低下する。

【0065】

このように、第一油室 R1 内の圧力が上昇すると、流量制御弁 50 によって潤滑油の流路が絞られ、当該第一油室 R1 内の圧力が減少するように調整される。これによって、第一油室 R1 の圧力と第二供給油路 42b の圧力との差（差圧）が略一定となるように調整することができる。

【0066】

一方、第一油室 R1 内の圧力が減少し、第一油室 R1 の圧力と第二供給油路 42b の圧力との差（差圧）が小さくなった場合には、上記とは逆にスプリング 130 の付勢力によってスプール 120 が左方へと撓動する。これによって、第一油室 R1 へと供給される潤滑油の量が増加し、ひいては第一油室 R1 内の圧力を増加させることができる。

30

【0067】

なお、スプリング 130 の付勢力を適宜選定することで、第一油室 R1 の圧力と第二供給油路 42b の圧力との差（差圧）を任意に設定することができ、ひいては軸受部 41 に供給される潤滑油の量を任意に設定することができる。

【0068】

以上の如く、本実施形態に係るターボチャージャ 5 の潤滑油供給機構 1 は、コンプレッサホイール 20 とタービンホイール 30 とを連結したシャフト 10 を回転可能に支持する軸受部 41 へと潤滑油を供給するターボチャージャ 5 の潤滑油供給機構 1 であって、オイルポンプ 4 から圧送される潤滑油を軸受部 41 へと案内する供給油路 42 と、供給油路 42 に設けられ、当該供給油路 42 を流通する潤滑油の圧力に基づいて当該潤滑油の流路を絞ることによって当該潤滑油の流量を調整する流量制御弁 50 と、を具備するものである。

40

【0069】

このように構成することにより、潤滑油を逃がすことなく、過剰な潤滑油が軸受部 41 へと供給されるのを防止することができるため、オイルポンプ 4 の仕事を低減することができる。これによって、当該オイルポンプ 4 の小型化を図ることができる。

50

また、流量制御弁 50 自身によって潤滑油の流量を調整することができるため、別途制御装置等を設ける必要がなく、コストの削減を図ることができる。

【0070】

また、流量制御弁 50 は、軸受部 41 が形成されるベアリングハウジング 40 に設けられるものである。

【0071】

このように構成することにより、流量制御弁 50 をベアリングハウジング 40 と一体的に取り扱うことができる。これによって、省スペース化や組み付け作業の容易化を図ることができる。

【0072】

また、上述の如く、流量制御弁 50 によって供給油路 42 を流通する潤滑油の流路が絞られるため、シャフト 10 とすべり軸受 60 との摺動部分、すべり軸受 60 と軸受部 41 との摺動部分、スラストカラー 70 とスラスト軸受 90 との摺動部分の摺動摩擦熱により、潤滑油の温度が上昇する。潤滑油の温度が上昇すると、当該潤滑油の動粘度が低下するため、シャフト 10 とすべり軸受 60 との摺動部分、すべり軸受 60 と軸受部 41 との摺動部分、スラストカラー 70 とスラスト軸受 90 との摺動部分等におけるフリクシントルク（摩擦トルク）を減少させることができる。このフリクシントルクの減少の様子の具体例を、図 7 に示す。

【0073】

図 7 には、オイルパン 2 に貯溜された潤滑油の温度が T_a 、 T_b 及び T_c である場合（但し、 $T_a < T_b < T_c$ ）の、流量制御弁 50 を流通する潤滑油量と、その下流側にある摺動部分におけるフリクシントルクと、の関係を示している。

【0074】

通常は、潤滑油の温度が低いほど動粘度は増加するため、フリクシントルクも増加する。すなわち、潤滑油温度が T_a の場合には、潤滑油温度が T_b や T_c の場合に比べてフリクシントルクが高くなる。

【0075】

しかし、流量制御弁 50 によって潤滑油の流路が絞られる（図 7 において、潤滑油量が低下する）と、シャフト 10 とすべり軸受 60 との摺動部分、すべり軸受 60 と軸受部 41 との摺動部分、スラストカラー 70 とスラスト軸受 90 との摺動部分の摺動摩擦熱により、潤滑油の温度が上昇するため、摺動部におけるフリクシントルクが低下する。そして、潤滑油量がある程度まで減少すると、潤滑油温度が T_a 、 T_b 及び T_c の場合で、フリクシントルクの差がほとんど無くなる（ほぼ同じ値になる）。

【0076】

このように、流量制御弁 50 を用いて潤滑油の流路を絞ることで、摺動部におけるフリクシントルクを減少させることができる。特に、図 7 に示すように、潤滑油の温度が低い場合（エンジン始動直後の暖機運転時等）であっても、潤滑油の温度が高い場合と同程度のフリクシントルクになる。これによって、通常であればフリクシントルクが高くなる潤滑油温度が低い場合であっても、当該フリクシントルクを低減することができる。また、オイルポンプ 4 の仕事を低減することができると共に、エンジンの燃費の向上も図ることができる。また、これと同時に、過剰な潤滑油が軸受部 41 へ供給されるのを防止することもできる。

【0077】

また、本実施形態に係る流量制御弁 50 の弁本体 110 には、スプリング 130 を配置するためのスプリング室 115（図 4 及び図 5 参照）が形成される。スプリング室 115 は、弁本体 110 を上下方向に貫通するように形成された貫通孔である。スプリング室 115 は、弁本体 110 の右端部近傍において、ベアリングハウジング 40 に形成された排出油路 43 と対向する位置に形成される。これによって、スプリング室 115 は排出油路 43 と連通され、排出油路 43 を流通する潤滑油はスプリング室 115 を通過することになる。このように構成されたスプリング室 115 に、スプリング 130 が配置されること

10

20

30

40

50

になる。

【0078】

ここで、上述の如く、流量制御弁50においては、右からのスプリング130による付勢力と、左からの第二油室R2内の圧力による力とがつりあうようにスプール120が摺動し、潤滑油の流路を絞っている。したがって、右からスプリング130以外の力（圧力）が加わらないように、当該スプール120の右側の空間、すなわちスプリング室115内の圧力が大気圧になるように開放する必要がある。

【0079】

本実施形態においては、スプリング室115を排出油路43と連通させている。排出油路43は潤滑油を排出するための油路であり、大気圧になるように開放されている。すなわち、本実施形態に係る流量制御弁50では、スプリング室115内の圧力が大気圧になるように開放するための構造を設けるまでもなく、当該スプリング室115内の圧力が大気圧になっている。

10

【0080】

このように、本実施形態に係る流量制御弁50は、スプリング室115内の圧力が大気圧になるように開放するための構造（具体的には、当該スプリング室115と外部とを連通する構造や、流量制御弁50からの潤滑油の漏れを防止（シール）するための構造等）を別途設ける必要がないため、ターボチャージャ5全体の小型化を図ることが可能になる。

【0081】

なお、本実施形態においては、連通油路114は、弁本体110の外部を介して第一油室R1と第二油室R2とを連通するものとしたが、本発明はこれに限るものではない。すなわち、連通油路114は、第一油室R1と第二油室R2とを連通するものであれば、必ずしも弁本体110の外部を介する必要はない。例えば、弁本体110の内部に連通油路114を形成したり、スプール120に連通油路114を形成したりすることも可能である。

20

【0082】

以下では、図8から図11までを用いて、本発明の他の実施形態（変形例）について説明する。

【0083】

本変形例においては、流量制御弁50の第二ポート113の径は絞られることはなく、対向する供給油路42（第二供給油路42b）の径と略同一の径になるように形成される。この場合、ベアリングハウジング40（図2等参照）の軸受部41におけるクリアランス（軸受部41とすべり軸受60とのクリアランスや、すべり軸受60とシャフト10とのクリアランス等）が絞りとして機能する。

30

【0084】

本変形例の如く構成した場合、第二ポート113を流通する潤滑油の流量（すなわち、軸受部41へと供給される潤滑油の流量）は、第一油室R1内の圧力と排出油路43内の圧力との差（差圧）に応じて変化する。従って、本実施形態に係る流量制御弁50によって当該差圧が略一定となるように制御される。以下、具体的に説明する。

40

【0085】

例えば、前記エンジンの回転数が上昇すると、オイルポンプ4の回転数も上昇し、流量制御弁50の第一油室R1へと供給される潤滑油の量も増加する。この場合、第一油室R1内の圧力が上昇するため、当該第一油室R1の圧力と排出油路43の圧力との差（差圧）が大きくなる。従って、このままの状態では、図11（a）に示すように、第二ポート113を流通する潤滑油の流量が増加し、軸受部41に過剰な潤滑油が供給されることになる。

【0086】

しかし、本変形例に係る流量制御弁50においては、第一油室R1と第二油室R2とが連通油路114を介して接続されているため、第一油室R1内の圧力が第二油室R2内に

50

も加わることになる。当該第二油室 R 2 内の圧力が第一油室 R 1 と同様に上昇すると、当該第二油室 R 2 内の圧力によって、スプール 1 2 0 が右方へと押圧される。

【0087】

第二油室 R 2 内の圧力によってスプール 1 2 0 が右方へと押圧されると、図 1 1 (b) に示すように、当該圧力による力とスプリング 1 3 0 による付勢力とがつりあう位置までスプール 1 2 0 が右方へと摺動する。

【0088】

スプール 1 2 0 が右方へと摺動すると、当該スプール 1 2 0 の第二拡径部 1 2 2 によって第一ポート 1 1 2 (潤滑油の流路) がより絞られることになる。これによって、第一油室 R 1 へと供給される潤滑油の量が減少し、当該第一油室 R 1 内の圧力が低下する。

10

【0089】

このように、第一油室 R 1 内の圧力が上昇すると、流量制御弁 5 0 によって潤滑油の流路が絞られ、当該第一油室 R 1 内の圧力が減少するように調整される。これによって、第一油室 R 1 の圧力と排出油路 4 3 の圧力との差 (差圧) が略一定となるように調整することができる。

【0090】

一方、第一油室 R 1 内の圧力が減少し、第一油室 R 1 の圧力と排出油路 4 3 の圧力との差 (差圧) が小さくなった場合には、上記とは逆にスプリング 1 3 0 の付勢力によってスプール 1 2 0 が左方へと摺動する。これによって、第一油室 R 1 へと供給される潤滑油の量が増加し、ひいては第一油室 R 1 内の圧力を増加させることができる。

20

【0091】

なお、スプリング 1 3 0 の付勢力を適宜選定することで、第一油室 R 1 の圧力と排出油路 4 3 の圧力との差 (差圧) を任意に設定することができ、ひいては軸受部 4 1 に供給される潤滑油の量を任意に設定することができる。

【0092】

また、図 1 に示したように、圧送油路 3 の一端にオイルストレーナ 3 a を設けたり、圧送油路 3 の中途部 (オイルポンプ 4 よりも下流側) にオイルフィルタ 7 を設けたりすることも可能である。

【符号の説明】

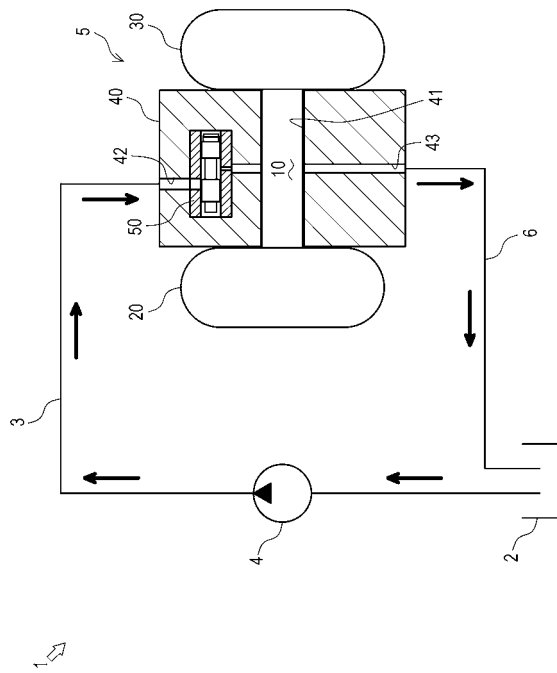
【0093】

30

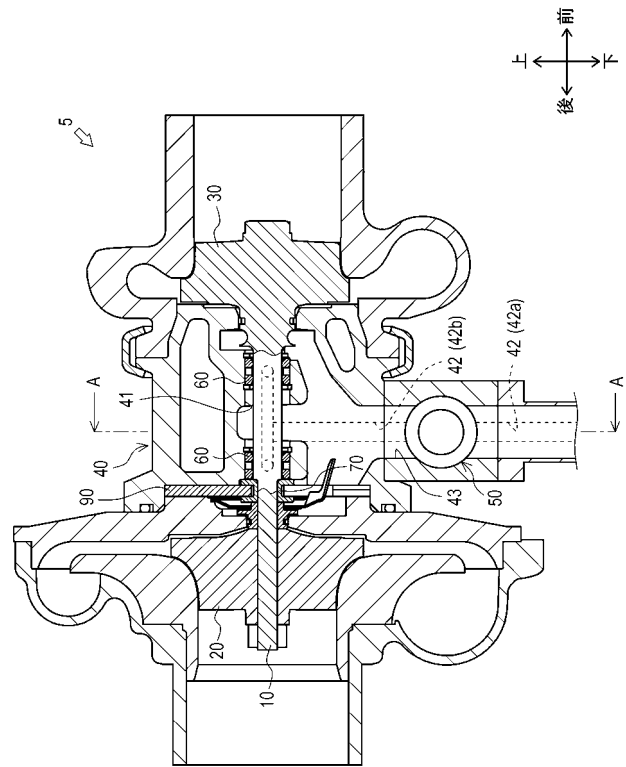
- 1 潤滑油供給機構
- 4 オイルポンプ
- 5 ターボチャージャ
- 10 シャフト
- 20 コンプレッサホイール
- 30 タービンホイール
- 40 ベアリングハウジング
- 41 軸受部
- 42 供給油路
- 50 流量制御弁

40

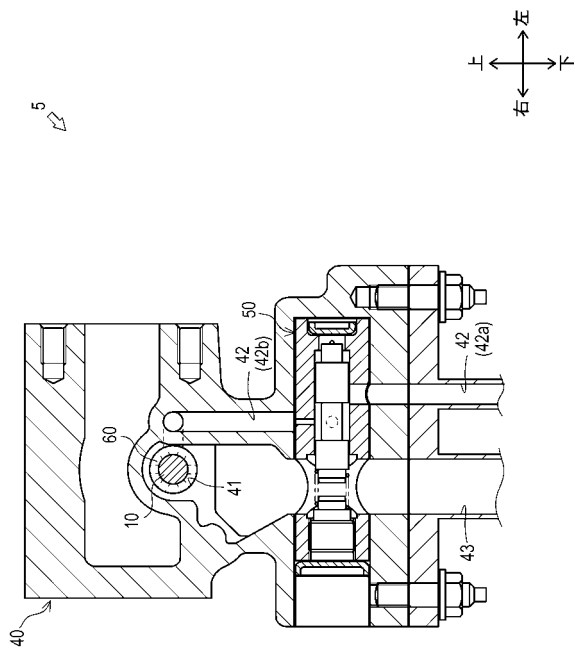
【図 1】



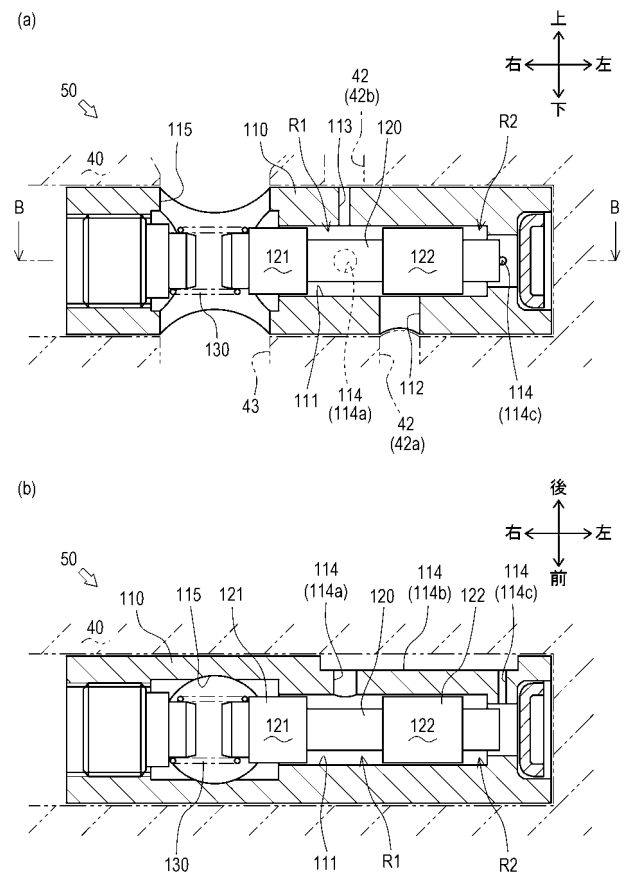
【図 2】



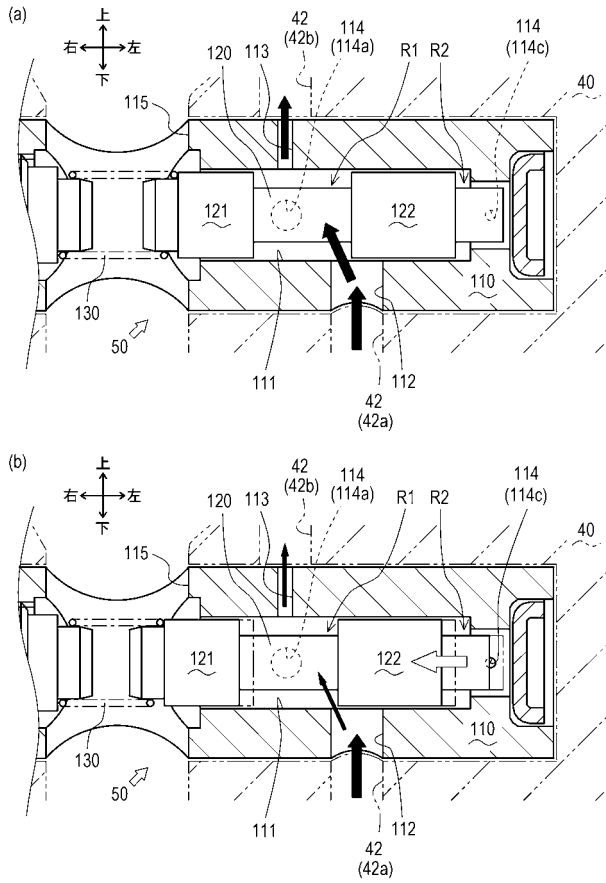
【図 3】



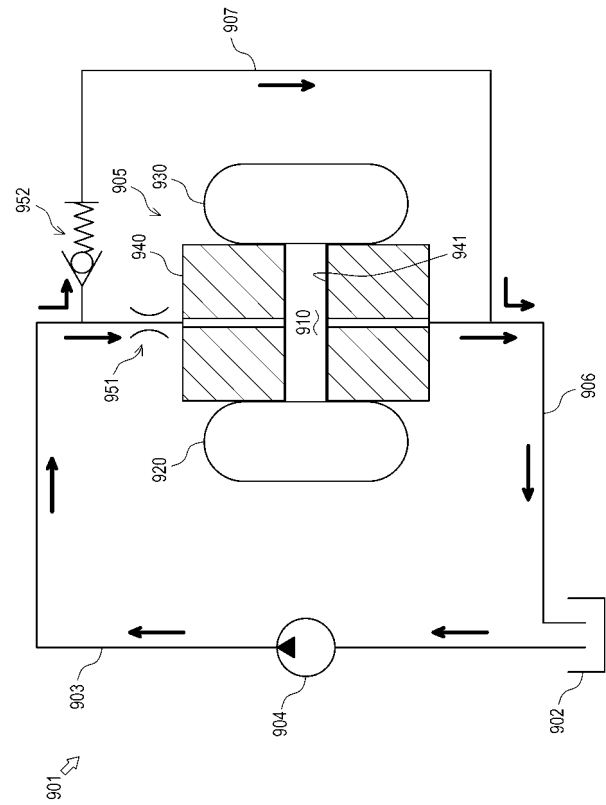
【図 4】



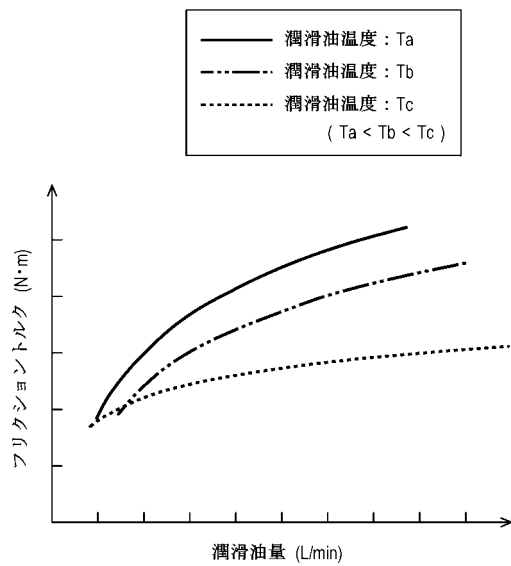
【図 5】



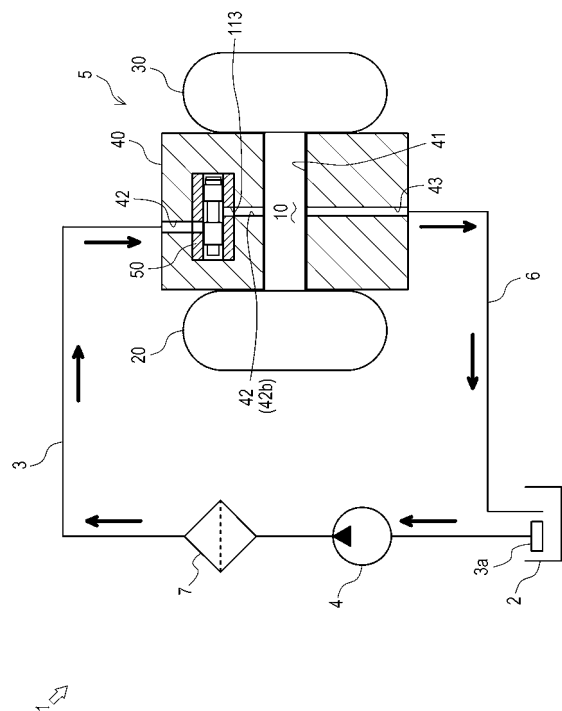
【図 6】



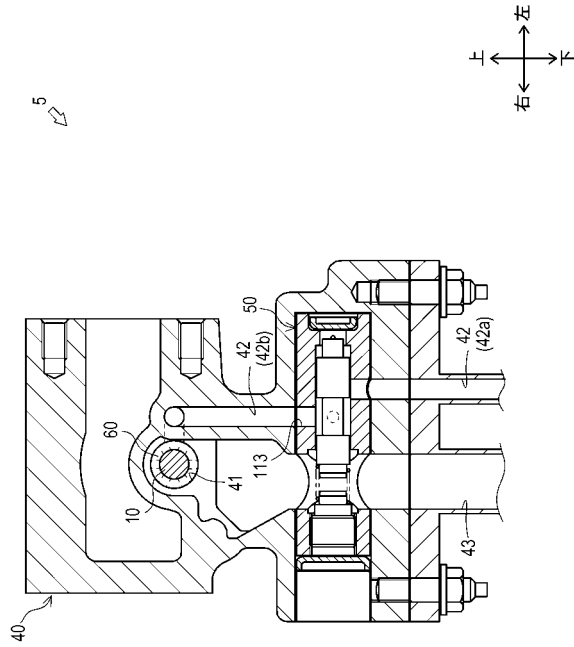
【図 7】



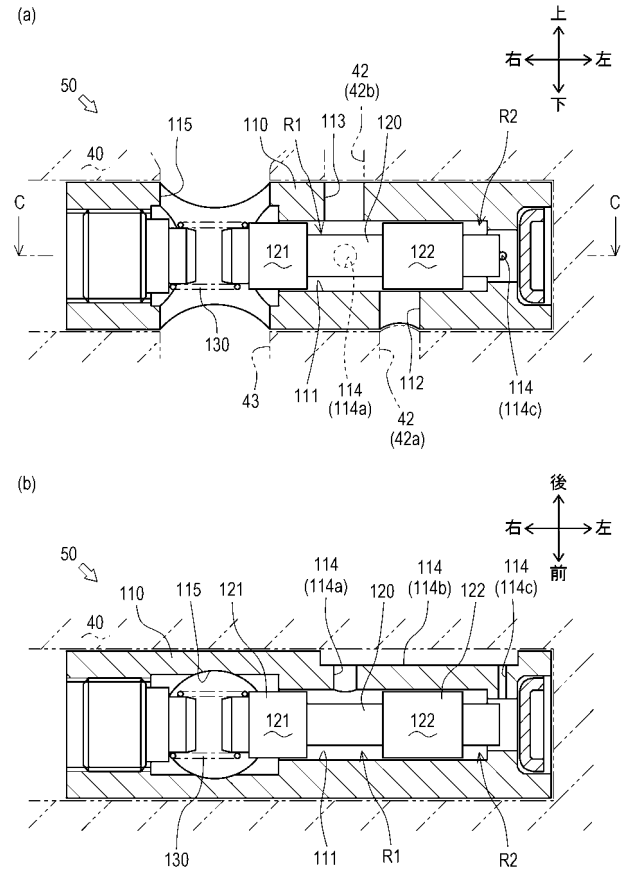
【図 8】



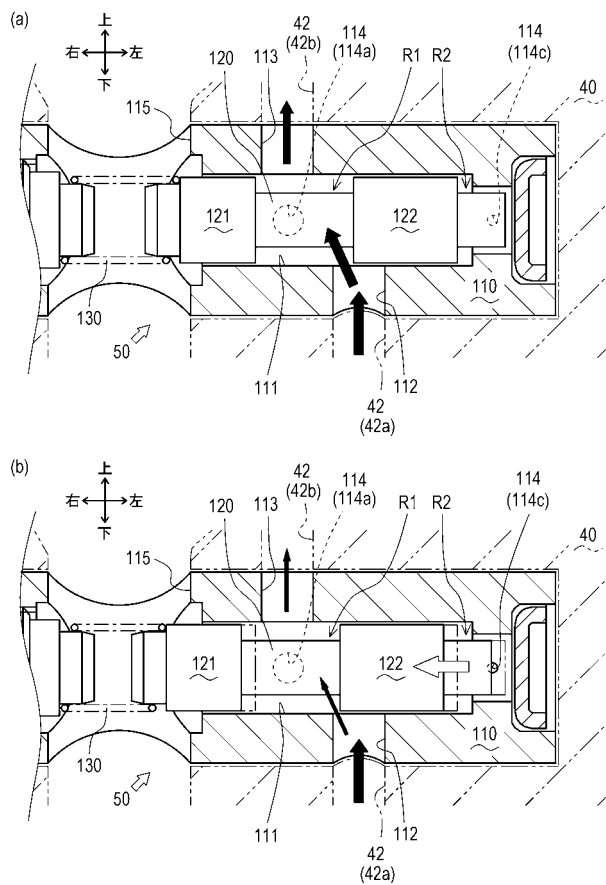
【図 9】



【図 10】



【図 11】



フロントページの続き

(72)発明者 神原 覚

愛知県豊田市緑ヶ丘 3 丁目 6 5 番地 大豊工業株式会社内

Fターム(参考) 3G005 EA16 FA31 GA02 GB39 GB40 GB42 GB51 GB59 JA11 JA29

JA41

3G313 AA16 BB14 BB34 BC25 BD47 EA02 FA01 FA02