

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4349044号
(P4349044)

(45) 発行日 平成21年10月21日(2009.10.21)

(24) 登録日 平成21年7月31日(2009.7.31)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 D 33/02 (2006.01)	F 1 6 D 33/02
F 1 6 D 33/18 (2006.01)	F 1 6 D 33/18
F 1 6 H 41/26 (2006.01)	F 1 6 H 41/26
F 1 6 H 61/54 (2006.01)	F 1 6 H 61/54

請求項の数 3 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願2003-313485 (P2003-313485)	(73) 特許権者	000000170
(22) 出願日	平成15年9月5日(2003.9.5)		いすゞ自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2005-83413 (P2005-83413A)		東京都品川区南大井6丁目2番1号
(43) 公開日	平成17年3月31日(2005.3.31)	(74) 代理人	100075177
審査請求日	平成18年3月31日(2006.3.31)		弁理士 小野 尚純
		(74) 代理人	100113217
			弁理士 奥貫 佐知子
		(72) 発明者	岩男 信幸
			神奈川県藤沢市土棚8番地 株式会社いすゞ中央研究所内
		(72) 発明者	山本 康
			神奈川県藤沢市土棚8番地 株式会社いすゞ中央研究所内
		審査官	小川 克久

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 流体継手

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ポンプハブに装着された環状のコアリングを有する環状のポンプシェルと該ポンプシェル内に放射状に配設された複数個のインペラとを有するポンプと、

該ポンプと対向して配設され該ポンプハブと相対回転可能なタービンハブに装着された環状のコアリングを有する環状のタービンシェルと該タービンシェル内に放射状に配設された複数個のランナとを有するタービンと、

該ポンプと該タービン内に充填された作動流体と、を具備する流体継手において、

該タービンは該タービンハブに軸方向に摺動可能に構成され、該タービンを該ポンプ側から離間する方向に付勢する弾性付勢手段を備えており、

該ポンプのコアリングと該タービンのコアリングは、該タービンが該ポンプに近接している状態では該両コアリング内に作動流体が流れる隙間が大きくなり、該タービンが該ポンプシェルと離間するに従っては該両コアリング内に作動流体が流れる隙間が小さくなるように構成されている、

ことを特徴とする流体継手。

【請求項 2】

ポンプハブに装着された環状のコアリングを有する環状のポンプシェルと該ポンプシェル内に放射状に配設された複数個のインペラとを有するポンプと、

該ポンプと対向して配設され該ポンプハブと相対回転可能なタービンハブに装着された環状のコアリングを有する環状のタービンシェルと該タービンシェル内に放射状に配設さ

れた複数個のランナとを有するタービンと、

該ポンプと該タービン内に充填された作動流体と、を具備する流体継手において、

該タービンは該タービンハブに軸方向に摺動可能に構成され、該タービンの回転に伴う遠心力の作用で該タービンを該ポンプ側から離間せしめる遠心力押圧手段を備えており、

該ポンプのコアリングと該タービンのコアリングは、該タービンが該ポンプに近接している状態では該両コアリング内に作動流体が流れる隙間が大きくなり、該タービンが該ポンプと離間するに従っては該両コアリング内に作動流体が流れる隙間が小さくなるように構成されている、

ことを特徴とする流体継手。

【請求項 3】

該遠心力押圧手段は、上記タービンシェルの内周部内面と対向して配設され上記タービンハブに取り付けられた環状の案内部材と、該案内部材とタービンシェルの内周部内面との間に配設された複数個の遠心力作動部材とからなっている。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、原動機の回転トルクを伝達するための流体継手（フルードカップリング）の改良に関する。

【背景技術】

【0002】

流体継手（フルードカップリング）は船舶用、産業機械用、自動車用の動力伝達継手として従来から用いられている。流体継手は、環状のポンプシェルと該ポンプシェル内に放射状に配設された複数個のインペラとを有するポンプと、環状のタービンシェルと該タービンシェル内に放射状に配設された複数個のランナとを有し上記ポンプと対向して配設されたタービンとからなっており、ポンプおよびタービン内に作動流体が充填されている。このように構成された流体継手は、ポンプが原動機である例えばディーゼルエンジンのクランクシャフト（流体継手としての入力軸）に連結され、タービンが入力軸と同一軸線上に配置された出力軸に取り付けられる。

また、上記ポンプシェルおよびタービンシェルに、作動流体を整流するための環状のコアリングを設けた流体継手も使用されている。

【0003】

図11は、一般的な流体継手の特性を示すもので、横軸はポンプとタービンとの速度比（ e ）、縦軸は流体継手の入力容量係数（ C ）である。図11から判るように流体継手は、ポンプとタービンとの速度比（ e ）が零（0）即ちポンプが回転しタービンが停止している状態において、入力容量係数（ C ）が最大となる。このような特性を有する流体継手を車両の駆動装置に装備した場合、車両停止状態でエンジンが駆動され変速機の変速ギヤが投入されている状態、即ち入力軸が回転し出力軸が停止している状態では、その特性上ドラッグトルクを有する。ドラッグトルクは、一般的にエンジンがアイドル回転数（例えば、500rpm）で運転されている状態での伝達トルクをいう。ドラッグトルクが大きいと、エンジンのアイドル回転が著しく不安定となるとともに、この不安定な回転が駆動系に異常振動を発生させる原因となる。また、ドラッグトルクが大きいことにより、アイドル回転時の燃費が悪化する原因にもなっている。

【0004】

上述したドラッグトルクを低減するための対策として、ポンプとタービンとの間にバッフルプレート配設する技術が知られている。

バッフルプレートを配設したドラッグトルク低減対策について、図12および図13を参照して説明する。図12に示す流体継手は、ポンプPとタービンTとの間に出力軸OSに取り付けられた環状のバッフルプレートBPを配設したものである。一方、図13に示す流体継手は、ポンプPの外周部に環状のバッフルプレートBPを配設したものである。

【0005】

図12および図13に示す流体継手は固定のバッフルプレートであるため、ポンプとタービンとの速度比(e)に対する入力容量係数()の特性を変化させる効果はあるが、入力回転数に対して特性を変化させることができない。即ち、ドラッグトルク対策を行うために($e = 0$)を低くすると、アイドリング時のドラッグトルクはバッフルプレートのないものと比較すると低くなるが、発進時の伝達トルク自体も同様に低くなってしまい、エンジン回転数を必要以上に上昇させないと発進できなくなり、燃費の悪化をまねく等の問題がある。一方、発進時の伝達トルクを上げるために($e = 0$)を高くすると、発進トルクは得られるが、アイドリング時のドラッグトルクが大きくなり、アイドリング時の燃費が悪化するという問題がある。このように、固定のバッフルプレートを用いた流体継手は、アイドリング時のドラッグトルクと燃費がトレードオフの関係にあり、これを解決することができない。

10

【0006】

また、ドラッグトルクを低減するための対策として、ポンプシェルのコアリングまたはタービンシェルのコアリングの内周または外周に環状のバッフルプレートを装着した流体継手も提案されている。(例えば、特許文献1参照。)

【0007】

【特許文献1】特開2001-50309号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0008】

20

流体継手を車両の駆動装置に装備する場合、その特性としては、エンジン回転速度即ちポンプの回転速度が高い発進時等の伝達トルクを犠牲にすることなく、ポンプとタービンとの速度比(e)が零(0)即ちポンプが回転しタービンが停止しているアイドリング時における伝達トルクを低減することが望ましい。しかるに、上記特開2001-50309号公報に開示された流体継手においては、アイドリング時における伝達トルク即ちドラッグトルクを効果的に低減することはできるが、バッフルプレートが固定されているためにエンジン回転速度即ちポンプの回転速度が高い発進時等における伝達トルクの低下は避けられず、必ずしも満足し得るものではない。

【0009】

本発明は上記事実を鑑みてなされたもので、その主たる技術的課題は、伝達トルクを犠牲にすることなく、ドラッグトルクを効果的に低減することができる流体継手を提供することにある。

30

【課題を解決するための手段】

【0010】

上記主たる技術的課題を解決するために、本発明によれば、ポンプハブに装着された環状のコアリングを有する環状のポンプシェルと該ポンプシェル内に放射状に配設された複数個のインペラとを有するポンプと、

該ポンプと対向して配設され該ポンプハブと相対回転可能なタービンハブに装着された環状のコアリングを有する環状のタービンシェルと該タービンシェル内に放射状に配設された複数個のランナとを有するタービンと、

40

該ポンプと該タービン内に充填された作動流体と、を具備する流体継手において、

該タービンは該タービンハブに軸方向に摺動可能に構成され、該タービンを該ポンプ側から離間する方向に付勢する弾性付勢手段を備えており、

該ポンプのコアリングと該タービンのコアリングは、該タービンが該ポンプに近接している状態では該両コアリング内に作動流体が流れる隙間が大きくなり、該タービンが該ポンプシェルと離間するに従っては該両コアリング内に作動流体が流れる隙間が小さくなるように構成されている、

ことを特徴とする流体継手が提供される。

【0011】

また、本発明によれば、ポンプハブに装着された環状のコアリングを有する環状のポン

50

プシエルと該ポンプシエル内に放射状に配設された複数個のインペラとを有するポンプと、

該ポンプと対向して配設され該ポンプハブと相対回転可能なタービンハブに装着された環状のコアリングを有する環状のタービンシエルと該タービンシエル内に放射状に配設された複数個のランナとを有するタービンと、

該ポンプと該タービン内に充填された作動流体と、を具備する流体継手において、

該タービンは該タービンハブに軸方向に摺動可能に構成され、該タービンの回転に伴う遠心力の作用で該タービンを該ポンプ側から離間せしめる遠心力押圧手段を備えており、

該ポンプのコアリングと該タービンのコアリングは、該タービンが該ポンプに近接している状態では該両コアリング内に作動流体が流れる隙間が大きくなり、該タービンが該ポンプと離間するに従っては該両コアリング内に作動流体が流れる隙間が小さくなるように構成されている、

ことを特徴とする流体継手が提供される。

【0012】

上記遠心力押圧手段は、上記タービンシエルの内周部内面と対向して配設され上記タービンハブに取り付けられた環状の案内部材と、該案内部材とタービンシエルの内周部内面との間に配設された複数個の遠心力作動部材とからなっている。

【発明の効果】

【0013】

本発明による流体継手は以上のように構成されているので、ポンプとタービンとの速度比 (e) 1.0に近い状態での伝達トルクを犠牲にすることなく、ポンプとタービンとの速度比 (e) が零(0)即ちポンプが回転しタービンが停止している状態でのポンプからタービンへの伝達トルクが低下し、ドラッグトルクを効果的に低減することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0014】

以下、本発明に従って構成された流体継手の好適実施形態を図示している添付図面を参照して、更に詳細に説明する。

【0015】

図1には、本発明に従って構成された流体継手を自動車用エンジンと摩擦クラッチとの間に配設した駆動装置の一実施形態が示されている。図示の実施形態における駆動装置は、原動機としての内燃機関2と本発明に従って構成された流体継手4および摩擦クラッチ7とによって構成されている。内燃機関2は図示の実施形態においてはディーゼルエンジンからなっており、クランク軸21の端部には流体継手4の後述するポンプ側が取り付けられる。

【0016】

流体継手4は、ディーゼルエンジン2に装着されたハウジング22にボルト23等の締結手段によって取り付けられた流体継手ハウジング40内に配設されている。図示の実施形態における流体継手4は、ポンプ41と該ポンプ41と対向して配設されたタービン42および該タービン42を包囲し上記ポンプ41と連結されたケーシング43を具備している。以下、流体継手4について図1とともに図2および図3も参照して説明する。

【0017】

流体継手4を構成するポンプ41は環状のコアリング411を備えた環状のポンプシエル412と、該ポンプシエル412内に放射状に配設された複数個のインペラ413とを備えており、ポンプシエル412が上記ケーシング43に溶接等の固着手段によって取り付けられている。なお、ケーシング43は、上記クランク軸21にボルト24によって内周部が装着されたドライブプレート44の外周部にボルト441、ナット442等の締結手段によって装着されている。このようにして、ポンプ41のポンプシエル412は、ケーシング43およびドライブプレート44を介してクランク軸21に連結される。従って、クランク軸21は流体継手4の入力軸として機能する。このように構成されたポンプ41は、ポンプシエル412の内周部がポンプハブ45に溶接等の固着手段によって取り付

10

20

30

40

50

けられている。

【 0 0 1 8 】

上記タービン 4 2 は、上記ポンプ 4 1 のポンプシェル 4 1 2 と対向して配設され環状のコアリング 4 2 1 を備えた環状のタービンシェル 4 2 2 と、該タービンシェル 4 2 2 内に放射状に配設された複数個のランナ 4 2 3 とを備えている。タービンシェル 4 2 1 の内周部には、内周面に内歯スプライン 4 6 1 を備えた環状のボス 4 6 が取り付けられている。このボス 4 6 は、上記入力軸としての上記クランク軸 2 1 と同一軸線上に配設された出力軸 4 7 にスプライン嵌合されたタービンハブ 4 8 に軸方向に摺動可能に配設される。即ち、タービンハブ 4 8 の外周面には外歯スプライン 4 8 1 が形成されており、この外歯スプライン 4 8 1 にボス 4 6 の内歯スプライン 4 6 1 をスプライン嵌合することによって、ボス 4 6 即ちタービンシェル 4 2 1 はタービンハブ 4 8 に軸方向に摺動可能に装着される。なお、タービンハブ 4 8 と上記ポンプハブ 4 5 との間には軸受 4 9 が配設されている。従って、ポンプハブ 4 5 とタービンハブ 4 8 とは、互いに相対回転可能に構成されている。

10

【 0 0 1 9 】

図示の実施形態における流体継手 4 は、タービン 4 2 をポンプ 4 1 側から離間する方向に付勢する弾性付勢手段 5 を具備している。弾性付勢手段 5 は、タービンシェル 4 2 1 の内側即ちポンプ 4 1 側（図 1 乃至図 3 において右側）においてタービンハブ 4 8 に装着されたスプリングマウント 5 1 と、該スプリングマウント 5 1 とタービンシェル 4 2 1 との間に配設された圧縮コイルスプリング 5 2 とからなっており、タービン 4 2 をポンプ 4 1 側から離間する方向（図 1 乃至図 3 において左方）に付勢する。スプリングマウント 5 1 には内歯スプライン 5 1 1 が形成されており、この内歯スプライン 5 1 1 がタービンハブ 4 8 の外歯スプライン 4 8 1 にスプライン嵌合する。このスプリングマウント 5 1 は、スプリングマウント 5 1 の内側即ちポンプ 4 1 側（図 1 乃至図 3 において右側）においてタービンハブ 4 8 に装着されたスナップリング 5 3 によってポンプ 4 1 側（図 1 乃至図 3 において右側）への移動が規制されている。なお、タービンハブ 4 8 の図 1 乃至図 3 において左端部外周にはストッパー 5 4 が装着されており、タービン 4 2 の図 2 で示す離間位置から左方即ちポンプ 4 1 と離間する方向への移動を規制している。

20

【 0 0 2 0 】

ここで、上記ポンプ 4 1 のコアリング 4 1 1 とタービン 4 2 のコアリング 4 2 1 について、図 2 および図 3 を参照して説明する。

30

図 2 および図 3 で示す実施形態においては、タービン 4 2 のコアリング 4 2 1 はその外周部 4 2 1 a および内周部 4 2 1 b がポンプ 4 1 側に突出して形成されている。一方、ポンプ 4 1 の複数個のインペラ 4 1 3 には、タービン 4 2 のコアリング 4 2 1 の外周部 4 2 1 a および内周部 4 2 1 b との干渉を回避するための凹部 4 1 3 a および 4 1 3 b が形成されている。そして、ポンプ 4 1 のコアリング 4 1 1 は、タービン 4 2 のコアリング 4 2 1 内に収容される大きさに形成されている。従って、図 3 に示すようにタービン 4 2 がポンプ 4 1 と近接している状態では両コアリングの外周端間の隙間 S 1 と内周端間の隙間 S 2 が大きくなり、タービン 4 2 とポンプ 4 1 が離間するに従っては両コアリングの外周端間の隙間 S 1 と内周端間の隙間 S 2 が小さくなり図 2 で示す離間位置で両コアリングの外周端間の隙間 S 1 と内周端間の隙間 S 2 が最小となる。

40

【 0 0 2 1 】

図 1 を参照して説明を続けると、図示の実施形態における流体継手 4 は油圧ポンプ 6 0 を具備している。この油圧ポンプ 6 0 は、上記流体継手ハウジング 4 0 に装着された摩擦クラッチ 7 の後述するクラッチハウジング 7 0 にボルト 6 1 等の固着手段によって取り付けられたポンプハウジング 6 2 に配設されている。この油圧ポンプ 6 0 は、上記ポンプハブ 4 5 によって回転駆動されるように構成されており、図示しない流体経路を介して作動流体を上記ポンプ 4 1 およびタービン 4 2 内に供給する。

【 0 0 2 2 】

次に、上記摩擦クラッチ 7 について説明する。

摩擦クラッチ 7 は、上記流体継手ハウジング 4 0 にボルト 7 1 によって装着されたクラ

50

ッチハウジング 70 内に配設されている。図示の実施形態における摩擦クラッチ 7 は、上記流体継手 4 の出力軸 47 に装着されたクラッチドライブプレート 72 と、出力軸 47 と同一軸線上に配設された伝動軸 73 (図示の実施形態においては、図示しない変速機の入力軸) と、該伝動軸 73 にスプライン嵌合されたクラッチハブ 74 に取り付けられ外周部にクラッチフェーシング 75 が装着されているドリブンプレート 76 と、該ドリブンプレート 76 をクラッチドライブプレート 72 に押圧するプレッシャープレート 77 と、該プレッシャープレート 77 をクラッチドライブプレート 72 に向けて付勢するダイヤフラムスプリング 78 と、該ダイヤフラムスプリング 78 の内端部に係合してダイヤフラムスプリング 78 の中間部を支点 781 として作動するリリースベアリング 79 と、該リリースベアリング 79 を軸方向に作動せしめるクラッチリリースフォーク 80 とを具備している。このように構成された摩擦クラッチ 7 は、図示の状態においてはダイヤフラムスプリング 78 のばね力によってプレッシャープレート 77 がクラッチドライブプレート 72 に向けて押圧されており、従って、ドリブンプレート 76 に装着されたクラッチフェーシング 75 がクラッチドライブプレート 72 に押圧されて流体継手 4 の出力軸 47 に伝達された動力がクラッチドライブプレート 72 およびドリブンプレート 76 を介して伝動軸 73 に伝達される。この動力伝達を遮断する場合は、図示しないスレーブシリンダに油圧を供給してクラッチリリースフォーク 80 を作動し、リリースベアリング 79 を図 1 において左方に移動すると、ダイヤフラムスプリング 78 が図において 2 点鎖線で示すように作動せしめられ、プレッシャープレート 77 への押圧力を解除することにより、クラッチドライブプレート 72 からドリブンプレート 76 への動力伝達が遮断される。

【 0 0 2 3 】

図示の実施形態における流体継手を装備した駆動装置は以上のように構成されており、以下その作動について説明する。

ディーゼルエンジン 2 のクランク軸 21 (入力軸) に発生した駆動力は、ドライブプレート 44 を介して流体継手 4 のケーシング 43 に伝達される。ケーシング 43 とポンプ 41 のポンプシェル 412 は一体的に構成されているので、上記駆動力によってポンプ 41 が回転せしめられる。ポンプ 41 が回転するとポンプ 41 内の作動流体は遠心力によりインペラ 413 に沿って外周に向かって流れ、矢印で示すようにタービン 42 側に流入する。タービン 42 側に流入した作動流体は、内周側に向かって流れ矢印で示すようにポンプ 41 に戻される。このように、ポンプ 41 およびタービン 42 内の作動流体がポンプ 41 とタービン 42 内を循環することにより、ポンプ 41 側の駆動トルクが作動流体を介してタービン 42 側に伝達される。タービン 42 側に伝達された駆動力は、タービンシェル 422、ボス 46 およびタービンハブ 48 を介して出力軸 47 に伝達され、更に上記摩擦クラッチ 6 を介して図示しない変速機に伝達される。

【 0 0 2 4 】

次に、上述した流体継手 4 のトルク伝達特性について説明する。

ポンプ 41 とタービン 42 との速度比 (e) が零 (0) 即ちポンプ 41 が回転しタービン 42 が停止している状態であるエンジンのアイドル運転時には、流体継手 4 内の作動流体の循環力は最大となる。流体継手 4 内の作動流体が循環すると、タービン 42 のランナ 423 の表側即ちポンプ 41 側から流入する作動流体が作用する面側は正圧となり、裏側即ちポンプ 41 側から流入する作動流体が作用する面と反対の面側は負圧となる。このようにランナ 423 の表側と裏側に生ずる圧力差は、タービン 42 の外周側で大きく現れる。そして、作動流体が循環する効率が良くなるに従って、ランナ 423 の表側と裏側との圧力差が大きくなり、裏側の負圧が大きくなってきている。このため、流体継手 4 内の作動流体の循環力が最大となるポンプ 41 とタービン 42 との速度比 (e) が零 (0) 即ちポンプ 41 が回転しタービン 42 が停止している状態であるエンジンのアイドル運転時には、ランナ 423 の裏側の負圧が最大となり、タービン 42 が上記弾性付勢手段 5 を構成する圧縮コイルスプリング 52 のスプリング力に抗して図 3 に示すようにポンプ 41 側 (図 3 において右側) に吸い寄せられる。従って、ポンプ 41 のコアリング 411 とタービン 42 のコアリング 421 の外周端間の隙間 S1 と内周端間の隙間 S2 が大きく

なる。この結果、ポンプシェル４１２およびタービンシェル４２２内を循環する作動流体の一部は、図３において矢印で示すようにポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の外周端間の隙間Ｓ１を通して両コアリングによって形成される室に流入し、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の内周端間の隙間Ｓ２を通してポンプシェル４１２に戻されて循環する。従って、ポンプ４１側からタービン４２側へ循環する作動流体量が減少するため、ポンプ４１からタービン４２への伝達トルクが低下する。

【００２５】

上述したようにポンプ４１とタービン４２との速度比（ e ）が零（０）の状態では流体継手４内の作動流体の循環力は最大であるが、該速度比（ e ）が１．０に近づくに従って回転速度が速くなっても流体継手４内の作動流体の循環力は弱くなる。このため、タービン４２のランナ４２３の裏側の負圧が小さくなる。従って、タービン４２は上記弾性付勢手段５を構成する圧縮コイルスプリング５２のスプリング力によって図２に示すようにポンプ４１と離間する方向（図２において左方）に移動せしめられる。この結果、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の外周端間の隙間Ｓ１と内周端間の隙間Ｓ２が次第に減少し、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１とによって形成される室を通してしてポンプ４１側に戻る作動流体量が徐々に減少するため、伝達トルクが増加する。

【００２６】

上述した流体継手４の特性を図１０に示す特性線図を参照して説明する。図１０において横軸はポンプとタービンとの速度比（ e ）、縦軸は流体継手の入力容量係数（ ）である。図１０において、実線はタービン４２を図２で示す位置で固定した従来の流体継手の特性、破線は上述した図示の実施形態における流体継手４の特性である。図１０において破線で示すように図示の実施形態における流体継手４は、ポンプ４１とタービン４２との速度比（ e ）が零（０）の状態では、入力容量係数（ ）が実線で示す従来の流体継手と比較して大幅に低減する。即ち、ポンプ４１とタービン４２との速度比（ e ）が零（０）の状態では、上述したようにタービン４２のランナ４２３の裏側の負圧が大きくなり図３で示すようにタービン４２が弾性付勢手段５を構成する圧縮コイルスプリング５２のスプリング力に抗してポンプ４１側に吸い寄せら、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の外周端間の隙間Ｓ１と内周端間の隙間Ｓ２が大きくなるため、ポンプシェル４１２およびタービンシェル４２２内を循環する作動流体の一部は、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の外周端間の隙間Ｓ１を通して両コアリングによって形成される室に流入し、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の内周端間の隙間Ｓ２を通してポンプシェル４１２に戻されて循環する。この結果、ポンプ４１側からタービン４２側へ循環する作動流体量が減少するため、入力容量係数（ ）が実線で示す従来の流体継手と比較して大幅に低減する。従って、ポンプ４１が回転しタービン４２が停止している状態であるエンジンのアイドル運転時におけるドラッグトルクを大幅に低減することができる。一方、ポンプ４１とタービン４２との速度比（ e ）が１．０に近づくに従って回転速度が速くなっても流体継手４内の作動流体の循環力は弱くなるため、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の外周端間の隙間Ｓ１と内周端間の隙間Ｓ２が次第に減少し、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１とによって形成される室を通してしてポンプ４１側に戻る作動流体量が徐々に減少するので、入力容量係数（ ）は図１０において破線で示すように徐々に実線で示すタービン４２を固定した流体継手の特性に一致する。従って、ポンプ４１とタービン４２との速度比（ e ）が１．０に近い状態での伝達トルクが低下することはない。

【００２７】

次に、本発明に従って構成された流体継手の他の実施形態について、図４および図５を参照して説明する。なお、図４および図５に示す実施形態においては、上記図２および図３に示す実施形態の各部材と同一部材には同一符号を付して、その説明を省略する。

図４および図５に示す実施形態における流体継手４は、上述したタービン４２をポンプ４１側から離間する方向に付勢する弾性付勢手段５に換えて、タービン４２の回転に伴う遠心力の作用でタービン４２をポンプ４１側から離間する遠心力押圧手段９を具備したものである。図示の実施形態における遠心力押圧手段９は、タービン４２を構成するタービンシェル４２１の内周部内面と対向して配設された案内部材９１と、該案内部材９１のポンプ４１側に配設された補強部材９２と、タービンシェル４２１の内周部内面と案内部材９１との間に配設された遠心力作動部材としての複数の遠心ボール９３とからなっている。案内部材９１および補強部材９２は共に環状円盤によって形成され、その内周部にそれぞれ内歯スプライン９１１および９２１が形成されている。そして、この内歯スプライン９１１および９２１がそれぞれタービンハブ４８の外歯スプライン４８１にスプライン嵌合する。この案内部材９１および補強部材９２は、補強部材９２の内側即ちポンプ４１側（図１乃至図３において右側）においてタービンハブ４８に装着されたスナップリング９４によってポンプ４１側（図１乃至図３において右側）への移動が規制されている。なお、案内部材９１のタービンシェル４２１の内周部内面側に向けて湾曲して形成され、案内部材９１とタービンシェル４２１の内周部内面との間隔は外周に向かうに従って小さくなるように構成されている。上記遠心ボール９３は質量が大きい金属材料によって形成することが望ましい。なお、図４および図５に示す実施形態における流体継手４は、タービンシェル４２１の内周部が軸方向に対して略垂直に形成されており、該タービンシェル４２１の内に放射状に配設された複数のランナ４２３の内周部には上記案内部材９１との干渉を回避するための切欠４２３ａが形成されている。

【００２８】

図４および図５に示す実施形態における流体継手４は以上のように構成されており、以下そのトルク伝達特性について説明する。

ポンプ４１とタービン４２との速度比（ e ）が零（０）即ちポンプ４１が回転しタービン４２が停止している状態であるエンジンのアイドル運転時には、流体継手４内の作動流体の循環力は最大となる。従って、上述した図２および図３の実施形態と同様にタービン４２のランナ４２３の裏側の負圧が最大となり、タービン４２が図４に示すようにポンプ４１側（図４において右側）に吸い寄せられる。従って、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の外周端間の隙間Ｓ１と内周端間の隙間Ｓ２が大きくなる。この結果、ポンプシェル４１２およびタービンシェル４２２内を循環する作動流体の一部は、図４に示すようにポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の外周端間の隙間Ｓ１を通して両コアリングによって形成される室に流入し、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の内周端間の隙間Ｓ２を通してポンプシェル４１２に戻されて循環する。従って、ポンプ４１側からタービン４２側へ循環する作動流体量が減少するため、ポンプ４１からタービン４２への伝達トルクが低下する。

【００２９】

上述したようにポンプ４１とタービン４２との速度比（ e ）が零（０）の状態では流体継手４内の作動流体の循環力は最大であるが、該速度比（ e ）が１．０に近づくに従って回転速度が速くなっても流体継手４内の作動流体の循環力は弱くなる。従って、タービン４２のランナ４２３の裏側の負圧が小さくなる。一方、タービン４２が回転すると遠心力押圧手段９の遠心ボール９３には遠心力が作用し、遠心ボール９３は案内部材９１の側面に案内されつつ外周に向けて移動する。従って、図５に示すように遠心ボール９３はタービンシェル４２２の内面を押圧し、タービン４２を左方即ちポンプ４１側と離隔する方向に移動せしめる。この結果、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１の外周端間の隙間Ｓ１と内周端間の隙間Ｓ２が次第に減少し、ポンプ４１のコアリング４１１とタービン４２のコアリング４２１とによって形成される室を通してしてポンプ４１側に戻る作動流体量が徐々に減少するため、伝達トルクが増加する。従って、図４および図５に示す実施形態における流体継手も、上記図に示すトルク特性を有する。

【００３０】

次に、本発明に従って構成された流体継手の更に他の実施形態について、図6および図7を参照して説明する。なお、図6および図7に示す実施形態においては、上記各実施形態の各部材と同一部材には同一符号を付して、その説明を省略する。

図6および図7に示す流体継手4は、上述した各実施形態におけるポンプ41のコアリング411とタービン42のコアリング421の構造を変更したものである。即ち、タービン42のコアリング421の外周部421aがポンプ41側に突出して形成され、ポンプ41のコアリング411の内周部411bがタービン42側に突出して形成されている。一方、ポンプ41の複数のインペラ413にはタービン42のコアリング421の外周部421aとの干渉を回避するための凹部413aが形成され、タービン42の複数のランナー423にはポンプ41のコアリング411の内周部411bとの干渉を回避するための凹部413bが形成されている。このため、図6に示すようにタービン42がポンプ41と近接している状態では両コアリングの外周端間の隙間S1と内周端間の隙間S2が大きくなり、タービン42とポンプ41が離間するに従っては両コアリングの外周端間の隙間S1と内周端間の隙間S2が小さくなり図7で示す離間位置で両コアリングの外周端間の隙間S1と内周端間の隙間S2が最小となる。従って、図6および図7に示す流体継手4も、上述した各実施形態と同様の作用効果が得られる。

【0031】

次に、本発明に従って構成された流体継手の更に他の実施形態について、図8および図9を参照して説明する。なお、図8および図9に示す実施形態においては、上記各実施形態の各部材と同一部材には同一符号を付して、その説明を省略する。

図8および図9に示す流体継手4も、上述した各実施形態におけるポンプ41のコアリング411とタービン42のコアリング421の構造を変更したものである。即ち、タービン42のコアリング421の外周部421aおよび内周部421bがポンプ41側に突出して形成され、ポンプ41のコアリング411の外周部411aおよび内周部411bがタービン42側に突出して形成されている。タービン42のコアリング421の外周部421aおよび内周部421bにはそれぞれ穴421cおよび421dが形成され、ポンプ41のコアリング411の外周部411aおよび内周部411bにはそれぞれ穴411cおよび411dが形成されている。そして、タービン42のコアリング421の外周部421aとポンプ41のコアリング411の外周部411aが重合するように構成され、タービン42のコアリング421の内周部421bとポンプ41のコアリング411の内周部411bが重合するように構成されている。このように構成された流体継手4は、図8に示すようにタービン42がポンプ41と近接している状態では、タービン42のコアリング421の外周部421aおよび内周部421bに形成された穴421cおよび421dとポンプ41のコアリング411の外周部411aおよび内周部411bに形成された穴411cおよび411dとの重合量即ち隙間S1およびS2が大きくなる。一方、図9に示すようにタービン42とポンプ41が離隔すると、タービン42のコアリング421の外周部421aおよび内周部421bに形成された穴421cおよび421dとポンプ41のコアリング411の外周部411aおよび内周部411bに形成された穴411cおよび411dとの重合量即ち隙間S1およびS2が小さくなり図9で示す離間位置で各穴の重合量即ち隙間S1およびS2が最小となる。従って、図6および図7に示す流体継手4も、上述した各実施形態と同様の作用効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【0032】

【図1】本発明に従って構成された流体継手を装備した駆動装置の一実施形態を示す断面図。

【図2】本発明に従って構成された流体継手の一実施形態を示すもので、ポンプとタービンとの速度比(e)が1の状態を示す断面図。

【図3】図2に示す流体継手のポンプとタービンとの速度比(e)が零の状態を示す断面図。

【図4】本発明に従って構成された流体継手の他の実施形態を示すもので、ポンプとター

10

20

30

40

50

ピンとの速度比 (e) が零の状態を示す断面図。

【図 5】図 4 に示す流体継手のポンプとタービンとの速度比 (e) が 1 の状態を示す断面図。

【図 6】本発明に従って構成された流体継手の更に他の実施形態を示すもので、ポンプとタービンとの速度比 (e) が零の状態を示す要部断面図。

【図 7】図 6 に示す流体継手のポンプとタービンとの速度比 (e) が零の状態を示す要部断面図。

【図 8】本発明に従って構成された流体継手の更に他の実施形態を示すもので、ポンプとタービンとの速度比 (e) が零の状態を示す要部断面図。

【図 9】図 8 に示す流体継手のポンプとタービンとの速度比 (e) が零の状態を示す要部断面図。

【図 10】本発明に従って構成された流体継手の特性線図。

【図 11】従来用いられている流体継手の特性線図。

【図 12】従来用いられている流体継手の一例における流体継手内部の作動流体の流れを示す説明図。

【図 13】従来用いられている流体継手の他の例における流体継手内部の作動流体の流れを示す説明図。

【符号の説明】

【 0 0 3 3 】

2：内燃機関

2 1：クランク軸

4：流体継手

4 0：流体継手ハウジング

4 1：ポンプ

4 1 1：ポンプのコアリング

4 1 2：ポンプシェル

4 1 3：インペラ

4 2：タービン

4 2 1：タービンのコアリング

4 2 2：タービンシェル

4 2 3：ランナ

4 3：ケーシング

4 4：ドライブプレート

4 5：ポンプハブ

4 6：ボス

4 7：出力軸

4 8：タービンハブ

5：弾性付勢手段

5 1：スプリングマウント

5 2：圧縮コイルスプリング

6 0：油圧ポンプ

6 2：ポンプハウジング

7：摩擦クラッチ

7 0：クラッチハウジング

7 2：クラッチドライブプレート

7 3：伝動軸

7 4：クラッチハブ

7 5：クラッチフェーシング

7 6：ドリブプレート

7 7：プレッシャープレート

10

20

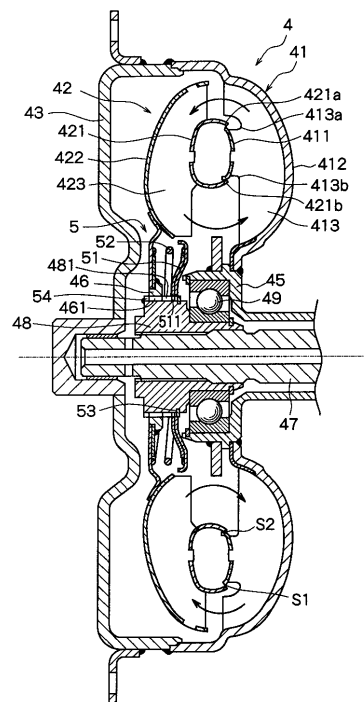
30

40

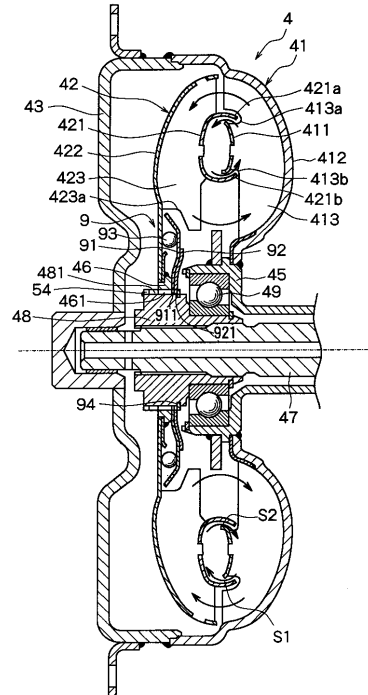
50

- 78 : ダイアフラムスプリング
79 : レリーズベアリング
80 : クラッチレリーズフォーク
9 : 遠心力離間手段
91 : 案内部材
92 : 補強部材
93 : 遠心ボール

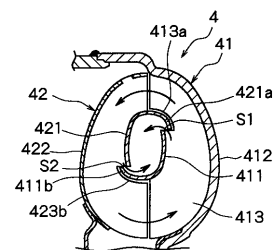
【 図 2 】



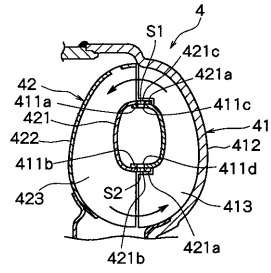
【 図 4 】



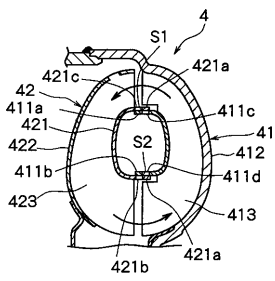
【 図 6 】



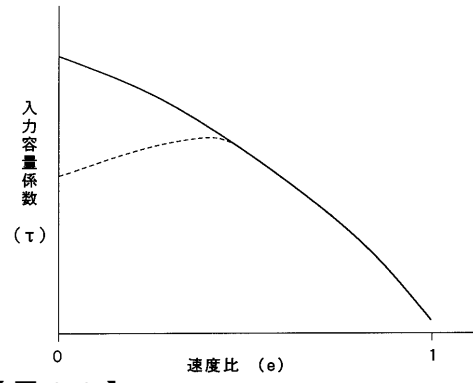
【図 8】



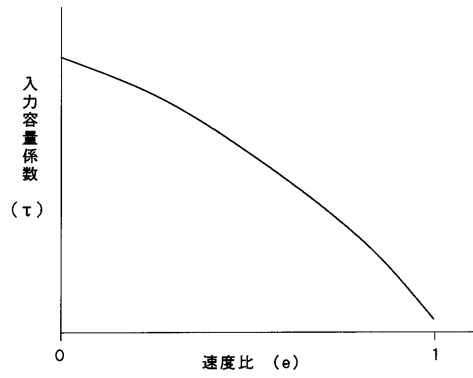
【図 9】



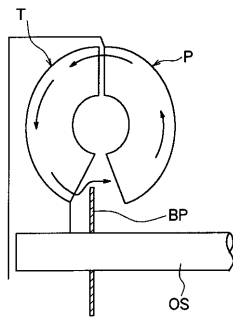
【図 10】



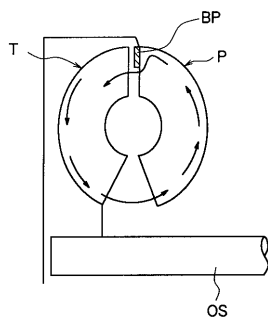
【図 11】



【図 12】



【図 13】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2004-239385(JP,A)
特開2004-239386(JP,A)
特開平09-229158(JP,A)
実開昭60-131745(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16D 33/02
F16D 33/18
F16H 41/26
F16H 61/54