

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7028141号
(P7028141)

(45)発行日 令和4年3月2日(2022.3.2)

(24)登録日 令和4年2月21日(2022.2.21)

(51)国際特許分類	F I			
B 6 0 K 17/348 (2006.01)	B 6 0 K	17/348		B
F 1 6 H 57/04 (2010.01)	F 1 6 H	57/04		J
	F 1 6 H	57/04		Z

請求項の数 5 (全20頁)

(21)出願番号	特願2018-214210(P2018-214210)	(73)特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22)出願日	平成30年11月14日(2018.11.14)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65)公開番号	特開2020-82741(P2020-82741A)	(74)代理人	100085361 弁理士 池田 治幸
(43)公開日	令和2年6月4日(2020.6.4)	(74)代理人	100147669 弁理士 池田 光治郎
審査請求日	令和3年3月25日(2021.3.25)	(72)発明者	今福 瑞樹 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		審査官	長清 吉範

最終頁に続く

(54)【発明の名称】 四輪駆動車両用トランスファ

(57)【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動力源と、主駆動輪および副駆動輪と、四輪駆動時に前記駆動力源からの駆動力の一部を前記副駆動輪に伝達するプロペラシャフトと、を有し、二輪駆動時において前記プロペラシャフトを前記副駆動輪と前記駆動力源との間の動力伝達経路から切り離す四輪駆動車両に用いられ、

前記駆動力源に動力伝達可能に連結され、第1回転軸線まわりに回転可能な入力回転部材と、前記駆動力源から前記入力回転部材に伝達される駆動力を前記主駆動輪へ出力する第1の出力回転部材と、前記プロペラシャフトへ駆動力を出力する第2の出力回転部材と、前記第1の出力回転部材に伝達された駆動力の一部を前記第2の出力回転部材へ伝達する単板または多板の湿式クラッチと、前記湿式クラッチに潤滑油を供給するオイルポンプと、を備え、前記四輪駆動時に前記湿式クラッチによって前記入力回転部材に伝達された駆動力の一部を前記第2の出力回転部材に伝達する四輪駆動車両用トランスファであって、前記オイルポンプは、前記第2の出力回転部材の回転により第1ワンウェイクラッチを介して回転駆動させられるようになっており、

前記オイルポンプは、前記四輪駆動時の前進走行において前記第2の出力回転部材の回転に連動して回転駆動させられ、前記二輪駆動時の前進走行において停止させられることを特徴とする四輪駆動車両用トランスファ。

【請求項2】

前記入力回転部材に動力伝達可能に連結され、前記第1回転軸線まわりに回転するポンプ

駆動用ドライブギヤが備えられ、

前記オイルポンプと前記ポンプ駆動用ドライブギヤとの間の動力伝達経路には、前記四輪駆動車両が後進走行するときに前記ポンプ駆動用ドライブギヤからの後進方向の回転駆動力を前記オイルポンプに伝え、前記四輪駆動車両が前進走行するときに前記ポンプ駆動用ドライブギヤからの前進方向の回転駆動力を前記オイルポンプに伝えない第2ワンウェイクラッチが介在されている

ことを特徴とする請求項1の四輪駆動車両用トランスファ。

【請求項3】

前記入力回転部材に連結された第1回転要素と、第2回転要素と、非回転部材に連結された第3回転要素と、を有する遊星歯車装置を含み、前記第1回転要素および前記第2回転要素のうち前記第1の出力回転部材に連結される回転要素を切り替えるハイロー切替機構が備えられており、

10

前記ポンプ駆動用ドライブギヤは、前記遊星歯車装置の前記第2回転要素に形成されていることを特徴とする請求項2の四輪駆動車両用トランスファ。

【請求項4】

前記オイルポンプには、前記潤滑油を前記湿式クラッチに供給するために第2回転軸線まわり所定方向に回転させられるオイルポンプ駆動軸が備えられ、

前記オイルポンプ駆動軸の外周には、前記ポンプ駆動用ドライブギヤに噛み合う環状のポンプ駆動用ドリブンギヤが配設され、

前記オイルポンプ駆動軸の外周面と前記ポンプ駆動用ドリブンギヤの内周面との間には、前記第2ワンウェイクラッチが配設されており、

20

前記ポンプ駆動用ドライブギヤが前記後進方向に回転すると、前記第2ワンウェイクラッチによって前記オイルポンプ駆動軸が前記第2回転軸線まわり前記所定方向に回転させられ、

前記ポンプ駆動用ドライブギヤが前記前進方向に回転すると、前記第2ワンウェイクラッチによって前記ポンプ駆動用ドライブギヤからの前進方向の回転駆動力を前記オイルポンプ駆動軸に伝えない

ことを特徴とする請求項2または3の四輪駆動車両用トランスファ。

【請求項5】

前記オイルポンプ駆動軸の外周には、前記第2の出力回転部材に動力伝達可能に環状伝動部材を介して連結されたドリブンギヤが配設され、

30

前記オイルポンプ駆動軸の外周面と前記ドリブンギヤの内周面との間には、前記第1ワンウェイクラッチが配設されており、

前記第2の出力回転部材が前記前進方向に回転すると、前記第1ワンウェイクラッチによって前記オイルポンプ駆動軸が前記第2回転軸線まわり前記所定方向に回転させられ、

前記第2の出力回転部材が前記後進方向に回転すると、前記第1ワンウェイクラッチによって前記第2の出力回転部材からの後進方向の回転駆動力を前記オイルポンプ駆動軸に伝えない

ことを特徴とする請求項4の四輪駆動車両用トランスファ。

【発明の詳細な説明】

40

【技術分野】

【0001】

本発明は、駆動力源から主駆動輪へ伝達される駆動力の一部を、湿式クラッチを介して副駆動輪へ伝達する型式の四輪駆動車両のトランスファに関し、前記湿式クラッチが解放された二輪駆動時における前進走行において、前記駆動力源から前記主駆動輪に伝達される駆動力の損失を抑制するオイルポンプの駆動技術に関する。

【背景技術】

【0002】

(a) 駆動力源と、主駆動輪および副駆動輪と、四輪駆動時に前記駆動力源からの駆動力の一部を前記副駆動輪に伝達するプロペラシャフトと、を有し、(b) 二輪駆動時におい

50

て前記プロペラシャフトを前記副駆動輪と前記駆動力源との間の動力伝達経路から切り離す四輪駆動車両に用いられ、(c)前記駆動力源に動力伝達可能に連結され、第1回転軸線まわりに回転可能な入力回転部材と、(d)前記駆動力源から前記入力回転部材に伝達される駆動力を前記主駆動輪へ出力する第1の出力回転部材と、(e)前記プロペラシャフトへ駆動力を出力する第2の出力回転部材と、(f)遊星歯車装置を含み、前記入力回転部材の回転を変速して前記第1の出力回転部材へ伝達するハイロー切替機構と、(g)前記第1の出力回転部材に伝達された駆動力の一部を前記第2の出力回転部材へ伝達する湿式クラッチと、(h)前記湿式クラッチに潤滑油を供給するオイルポンプと、を備える四輪駆動車両用トランスファが知られている。例えば、特許文献1に記載された四輪駆動車両用トランスファがそれである。なお、上記特許文献1では、図4で見られるように、前記遊星歯車装置の回転要素に設けられたドライブギヤにより前記オイルポンプを回転駆動するように示されている。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【文献】特開2017-30646号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、上記特許文献1の図4に見られるように、前記オイルポンプを、前記遊星歯車装置の回転要素に設けられたドライブギヤにより回転駆動すると、二輪駆動時でも四輪駆動時でも前記ドライブギヤが回転して前記オイルポンプが回転駆動するので、前記二輪駆動時でも四輪駆動時でも前記オイルポンプから前記湿式クラッチに前記潤滑油が供給されることになる。このため、前記湿式クラッチが解放されその湿式クラッチに前記潤滑油の供給が不要な二輪駆動時の前進走行においても、前記潤滑油の供給が不要な前記湿式クラッチに四輪駆動時と同じ量の前記潤滑油が供給されるので、二輪駆動時の前進走行において前記駆動力源から前記主駆動輪に伝達される駆動力の損失が大きくなってしまいう問題があった。

20

【0005】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、二輪駆動時の前進走行において駆動力源から主駆動輪に伝達される駆動力の損失を抑制することができる四輪駆動車両用トランスファを提供することにある。

30

【課題を解決するための手段】

【0006】

第1発明の要旨とするところは、(a)駆動力源と、主駆動輪および副駆動輪と、四輪駆動時に前記駆動力源からの駆動力の一部を前記副駆動輪に伝達するプロペラシャフトと、を有し、二輪駆動時において前記プロペラシャフトを前記副駆動輪と前記駆動力源との間の動力伝達経路から切り離す四輪駆動車両に用いられ、(b)前記駆動力源に動力伝達可能に連結され、第1回転軸線まわりに回転可能な入力回転部材と、前記駆動力源から前記入力回転部材に伝達される駆動力を前記主駆動輪へ出力する第1の出力回転部材と、前記プロペラシャフトへ駆動力を出力する第2の出力回転部材と、前記第1の出力回転部材に伝達された駆動力の一部を前記第2の出力回転部材へ伝達する単板または多板の湿式クラッチと、前記湿式クラッチに潤滑油を供給するオイルポンプと、を備え、前記四輪駆動時に前記湿式クラッチによって前記入力回転部材に伝達された駆動力の一部を前記第2の出力回転部材に伝達する四輪駆動車両用トランスファであって、(c)前記オイルポンプは、前記第2の出力回転部材の回転により第1ワンウェイクラッチを介して回転駆動させられるようになっており、(d)前記オイルポンプは、前記四輪駆動時の前進走行において前記第2の出力回転部材の回転に連動して回転駆動させられ、前記二輪駆動時の前進走行において停止させられることにある。

40

【0007】

50

第2発明の要旨とするところは、第1発明の四輪駆動車両用トランスファにおいて、(a)前記入力回転部材に動力伝達可能に連結され、前記第1回転軸線まわりに回転するポンプ駆動用ドライブギヤが備えられ、(b)前記オイルポンプと前記ポンプ駆動用ドライブギヤとの間の動力伝達経路には、前記四輪駆動車両が後進走行するときに前記ポンプ駆動用ドライブギヤからの後進方向の回転駆動力を前記オイルポンプに伝え、前記四輪駆動車両が前進走行するときに前記ポンプ駆動用ドライブギヤからの前進方向の回転駆動力を前記オイルポンプに伝えない第2ワンウェイクラッチが介在されていることにある。

【0008】

第3発明の要旨とするところは、第2発明の四輪駆動車両用トランスファにおいて、(a)前記入力回転部材に連結された第1回転要素と、第2回転要素と、非回転部材に連結された第3回転要素と、を有する遊星歯車装置を含み、前記第1回転要素および前記第2回転要素のうち前記第1の出力回転部材に連結される回転要素を切り替えるハイロー切替機構が備えられており、(b)前記ポンプ駆動用ドライブギヤは、前記遊星歯車装置の前記第2回転要素に形成されていることにある。

10

【0009】

第4発明の要旨とするところは、第2発明または第3発明の四輪駆動車両用トランスファにおいて、(a)前記オイルポンプには、前記潤滑油を前記湿式クラッチに供給するために第2回転軸線まわり所定方向に回転させられるオイルポンプ駆動軸が備えられ、(b)前記オイルポンプ駆動軸の外周には、前記ポンプ駆動用ドライブギヤに噛み合う環状のポンプ駆動用ドリブンギヤが配設され、(c)前記オイルポンプ駆動軸の外周面と前記ポンプ駆動用ドリブンギヤの内周面との間には、前記第2ワンウェイクラッチが配設されており、(d)前記ポンプ駆動用ドライブギヤが前記後進方向に回転すると、前記第2ワンウェイクラッチによって前記オイルポンプ駆動軸が前記第2回転軸線まわり前記所定方向に回転させられ、(e)前記ポンプ駆動用ドライブギヤが前記前進方向に回転すると、前記第2ワンウェイクラッチによって前記ポンプ駆動用ドライブギヤからの前進方向の回転駆動力を前記オイルポンプ駆動軸に伝えないことにある。

20

【0010】

第5発明の要旨とするところは、第4発明の四輪駆動車両用トランスファにおいて、(a)前記オイルポンプ駆動軸の外周には、前記第2の出力回転部材に動力伝達可能に環状伝達部材を介して連結されたドリブンギヤが配設され、(b)前記オイルポンプ駆動軸の外周面と前記ドリブンギヤの内周面との間には、前記第1ワンウェイクラッチが配設されており、(c)前記第2の出力回転部材が前記前進方向に回転すると、前記第1ワンウェイクラッチによって前記オイルポンプ駆動軸が前記第2回転軸線まわり前記所定方向に回転させられ、(d)前記第2の出力回転部材が前記後進方向に回転すると、前記第1ワンウェイクラッチによって前記第2の出力回転部材からの後進方向の回転駆動力を前記オイルポンプ駆動軸に伝えないことにある。

30

【発明の効果】

【0011】

第1発明によれば、(c)前記オイルポンプは、前記第2の出力回転部材の回転により第1ワンウェイクラッチを介して回転駆動させられるようになっており、(d)前記オイルポンプは、前記四輪駆動時の前進走行において前記第2の出力回転部材の回転に連動して回転駆動させられ、前記二輪駆動時の前進走行において停止させられる。このため、前記湿式クラッチが解放され前記湿式クラッチに前記潤滑油の供給が不要な二輪駆動時の前進走行において前記オイルポンプが停止するので、前記二輪駆動時の前進走行において前記駆動力源から前記主駆動輪に伝達される駆動力の損失を好適に抑制することができる。

40

【0012】

第2発明の要旨とするところは、(a)前記入力回転部材に動力伝達可能に連結され、前記第1回転軸線まわりに回転するポンプ駆動用ドライブギヤが備えられ、(b)前記オイルポンプと前記ポンプ駆動用ドライブギヤとの間の動力伝達経路には、前記四輪駆動車両が後進走行するときに前記ポンプ駆動用ドライブギヤからの後進方向の回転駆動力を前記

50

オイルポンプに伝え、前記四輪駆動車両が前進走行するときに前記ポンプ駆動用ドライブギヤからの前進方向の回転駆動力を前記オイルポンプに伝えない第2ワンウェイクラッチが介在されている。このため、前記第2ワンウェイクラッチは、前記四輪駆動車両が後進走行するときに前記ポンプ駆動用ドライブギヤからの後進方向の回転駆動力を前記オイルポンプに伝えて、前記オイルポンプを後進走行時に回転駆動させることができる。これによって、二輪駆動で走行するのに比較的困難なオフロードでは、四輪駆動で後進走行する場面があるが、そのオフロードでの後進走行時において前記湿式クラッチの焼き付きを好適に抑制することができる。

【0013】

第3発明の要旨とするところは、(a)前記入力回転部材に連結された第1回転要素と、第2回転要素と、非回転部材に連結された第3回転要素と、を有する遊星歯車装置を含み、前記第1回転要素および前記第2回転要素のうち前記第1の出力回転部材に連結される回転要素を切り替えるハイロー切替機構が備えられており、(b)前記ポンプ駆動用ドライブギヤは、前記遊星歯車装置の前記第2回転要素に形成されている。このため、前記ハイロー切替機構を備える四輪駆動車両において、二輪駆動での前進走行時に前記駆動力源から前記主駆動輪に伝達される駆動力の損失を好適に抑制することができ、且つ、オフロードでの後進走行時に前記湿式クラッチの焼き付きを好適に抑制することができる。

【0014】

第4発明の要旨とするところは、(a)前記オイルポンプには、前記潤滑油を前記湿式クラッチに供給するために第2回転軸線まわり所定方向に回転させられるオイルポンプ駆動軸が備えられ、(b)前記オイルポンプ駆動軸の外周には、前記ポンプ駆動用ドライブギヤに噛み合う環状のポンプ駆動用ドリブンギヤが配設され、(c)前記オイルポンプ駆動軸の外周面と前記ポンプ駆動用ドリブンギヤの内周面との間には、前記第2ワンウェイクラッチが配設されており、(d)前記ポンプ駆動用ドライブギヤが前記後進方向に回転すると、前記第2ワンウェイクラッチによって前記オイルポンプ駆動軸が前記第2回転軸線まわり前記所定方向に回転させられ、(e)前記ポンプ駆動用ドライブギヤが前記前進方向に回転すると、前記第2ワンウェイクラッチによって前記ポンプ駆動用ドライブギヤからの前進方向の回転駆動力を前記オイルポンプ駆動軸に伝えない。このため、前記ポンプ駆動用ドライブギヤが前記前進方向に回転しても、そのポンプ駆動用ドライブギヤの回転に連動して、前記オイルポンプ駆動軸が前記所定方向に対して逆回転しない。

【0015】

第5発明の要旨とするところは、(a)前記オイルポンプ駆動軸の外周には、前記第2の出力回転部材に動力伝達可能に連結された環状のドリブンギヤが配設され、(b)前記オイルポンプ駆動軸の外周面と前記ドリブンギヤの内周面との間には、前記第1ワンウェイクラッチが配設されており、(c)前記第2の出力回転部材が前記前進方向に回転すると、前記第1ワンウェイクラッチによって前記オイルポンプ駆動軸が前記第2回転軸線まわり前記所定方向に回転させられ、(d)前記第2の出力回転部材が前記後進方向に回転すると、前記第1ワンウェイクラッチによって前記第2の出力回転部材からの後進方向の回転駆動力を前記オイルポンプ駆動軸に伝えない。このため、前記第2の出力回転部材が前記後進方向に回転しても、その第2の出力回転部材の回転に連動して、前記オイルポンプ駆動軸が前記所定方向に対して逆回転しない。

【図面の簡単な説明】

【0016】

【図1】本発明が好適に適用された四輪駆動車両の構成を概略的に説明する骨子図である。

【図2】図1の四輪駆動車両に設けられたトランスファの構成を説明する骨子図である。

【図3】図1の四輪駆動車両に設けられたトランスファの構成を説明する断面図である。

【図4】図3のIV-IV視断面図である。

【図5】図3のオイルポンプの周辺部を拡大する拡大図である。

【図6】図5のVI-VI視断面図である。

【図7】図5のVII-VII視断面図である。

10

20

30

40

50

【図 8】本発明の他の実施例（実施例 2）のトランスファを説明する図である。

【発明を実施するための形態】

【0017】

以下、本発明の実施例を、図面を参照しつつ詳細に説明する。なお、以下の実施例において図は適宜簡略化或いは変形されており、各部の寸法比および形状等は必ずしも正確に描かれていない。

【実施例 1】

【0018】

図 1 は、本発明が適用された四輪駆動車両 10 の概略構成を説明する図である。図 1 に示すように、四輪駆動車両 10 は、駆動力源としてのエンジン 12 と、左右一対の前輪 14 L、14 R と、左右一対の後輪 16 L、16 R と、エンジン 12 からの駆動力（トルク）を前輪 14 L、14 R と後輪 16 L、16 R とへそれぞれ伝達する動力伝達装置 18 等と、を備えている。なお、後輪 16 L、16 R は、二輪駆動走行中のときすなわち二輪駆動時と四輪駆動走行中のときすなわち四輪駆動時とに、共に駆動輪となる主駆動輪である。また、前輪 14 L、14 R は、二輪駆動時に従動輪となり且つ四輪駆動時に駆動輪となる副駆動輪である。四輪駆動車両 10 は、前置エンジン後輪駆動（FR）をベースとする四輪駆動車両である。

【0019】

動力伝達装置 18 は、図 1 に示すように、自動変速機 20 と、トランスファ（四輪駆動車両用トランスファ）22 と、フロントプロペラシャフト（プロペラシャフト）24 およびリアプロペラシャフト 26 と、前輪用差動歯車装置 28 と、後輪用差動歯車装置 30 と、左右一対の前輪車軸 32 L、32 R と、左右一対の後輪車軸 34 L、34 R 等と、を備えている。自動変速機 20 は、例えば、複数の油圧式摩擦係合装置が選択的に作動させられることによって、複数段の前進段、および 1 段の後進段が成立するようになっており、自動変速機 20 は、エンジン 12 に動力伝達可能に連結されている。トランスファ 22 は、自動変速機 20 に動力伝達可能に連結されており、トランスファ 22 は、エンジン 12 から出力された駆動力を前輪 14 L、14 R と後輪 16 L、16 R とに分配する前後輪動力分配装置として機能する。フロントプロペラシャフト 24 およびリアプロペラシャフト 26 は、それぞれトランスファ 22 に動力伝達可能に連結されている。前輪用差動歯車装置 28 は、フロントプロペラシャフト 24 に動力伝達可能に連結されている。後輪用差動歯車装置 30 は、リアプロペラシャフト 26 に動力伝達可能に連結されている。左右一対の前輪車軸 32 L、32 R は、それぞれ前輪用差動歯車装置 28 に動力伝達可能に連結されている。左右一対の後輪車軸 34 L、34 R は、それぞれ後輪用差動歯車装置 30 に動力伝達可能に連結されている。このように構成された動力伝達装置 18 では、自動変速機 20 を介してトランスファ 22 へ伝達されたエンジン 12 からの駆動力が、例えば、リアプロペラシャフト 26、後輪用差動歯車装置 30、後輪車軸 34 L、34 R 等を順次介して後輪 16 L、16 R へ伝達される。また、トランスファ 22 においてエンジン 12 からの駆動力の一部が前輪 14 側へ分配されると、その分配された駆動力は、例えば、フロントプロペラシャフト 24、前輪用差動歯車装置 28、前輪車軸 32 L、32 R 等を順次介して前輪 14 L、14 R へ伝達される。なお、動力伝達装置 18 には、前輪用差動歯車装置 28 と前輪車軸 32 R との間の動力伝達経路を選択的に接続または切断する前輪側噛合式クラッチ 36 が備えられている。

【0020】

図 2 はトランスファ 22 の概略構成を説明する骨子図である。図 2 に示すように、トランスファ 22 は、非回転部材としてのトランスファケース 38 を備えている。トランスファ 22 は、トランスファケース 38 内において、入力軸（入力回転部材）40 と、後輪側出力軸（第 1 の出力回転部材）42 と、前輪駆動用ドライブプロケット（第 2 の出力回転部材）44 と、ハイロー切替機構 46 と、前輪駆動用クラッチ（湿式クラッチ）48 と、を共通の第 1 回転軸線 C1 まわりに備えている。入力軸 40 は、自動変速機 20 を介してエンジン 12 に動力伝達可能に連結されており、入力軸 40 は、第 1 回転軸線 C1 まわり

10

20

30

40

50

に回転可能にトランスファケース 38 に支持されている。後輪側出力軸 42 は、リヤプロペラシャフト 26 に動力伝達可能に連結されており、後輪側出力軸 42 は、エンジン 12 から入力軸 40 に伝達される駆動力を後輪 16L、16R へ出力する。前輪駆動用ドライブスプロケット 44 は、後輪側出力軸 42 に対して相対回転可能に後輪側出力軸 42 に支持されており、前輪駆動用ドライブスプロケット 44 は、例えば前輪駆動用クラッチ 48 によって前輪駆動用ドライブスプロケット 44 にエンジン 12 からの駆動力の一部が伝達されると、そのエンジン 12 からの駆動力の一部をフロントプロペラシャフト 24 に出力する。なお、前輪駆動用ドライブスプロケット 44 の内周面 44a と後輪側出力軸 42 の外周面 42a との間には、図 3 および図 4 に示すように、ニードルベアリング 50 が配設されている。ハイロー切替機構 46 は、入力軸 40 の回転を変速して後輪側出力軸 42 へ伝達する副変速機として機能する。前輪駆動用クラッチ 48 は、多板の湿式クラッチであり、前輪駆動用クラッチ 48 は、後輪側出力軸 42 に伝達された駆動力の一部を前輪駆動用ドライブスプロケット 44 に伝達、すなわち後輪側出力軸 42 から前輪駆動用ドライブスプロケット 44 へ伝達する伝達トルクを調整する。

【0021】

また、トランスファ 22 は、トランスファケース 38 内において、前輪側出力軸 52 と、前輪駆動用ドライブスプロケット 54 と、を共通の第 2 回転軸線 C2 回りに備えている。さらに、トランスファ 22 は、前輪駆動用チェーン 56 と、デフロック機構 58 と、を備えている。前輪側出力軸 52 は、フロントプロペラシャフト 24 に動力伝達可能に連結されている。前輪駆動用ドライブスプロケット 54 は、前輪側出力軸 52 に一体に設けられている。前輪駆動用チェーン 56 は、前輪駆動用ドライブスプロケット 44 と前輪駆動用ドライブスプロケット 54 とにそれぞれ掛けられ、前輪駆動用ドライブスプロケット 44 と前輪駆動用ドライブスプロケット 54 とを動力伝達可能に連結する。デフロック機構 58 は、後輪側出力軸 42 と前輪駆動用ドライブスプロケット 44 とを選択的に連結するドグクラッチであり、デフロック機構 58 は、リヤプロペラシャフト 26 とフロントプロペラシャフト 24 との間の回転差動が制限されない差動状態と、それらの間の回転差動が制限された非差動状態と、を選択的に切り替える。

【0022】

ハイロー切替機構 46 は、図 2 および図 3 に示すように、シングルピニオン型の遊星歯車装置 60 と、ハイロースリーブ 62 と、を備えている。遊星歯車装置 60 は、入力軸 40 に動力伝達可能に連結されたサンギヤ (第 1 回転要素) S と、トランスファケース 38 に第 1 回転軸線 C1 まわりの回転が不能に連結されたリングギヤ (第 3 回転要素) R と、これらサンギヤ S およびリングギヤ R に噛み合う複数のピニオンギヤ P を自転可能且つ第 1 回転軸線 C1 まわりの公転可能に支持するキャリア (第 2 回転要素) CA と、を有している。このため、ハイロー切替機構 46 において、サンギヤ S の回転速度は、入力軸 40 に対して等速であり、キャリア CA の回転速度は、入力軸 40 に対して減速する。なお、図 2 に示すように、サンギヤ S の内周面には、ハイ側ギヤ歯 64 が形成されており、キャリア CA には、ハイ側ギヤ歯 64 と同径のロー側ギヤ歯 66 が形成されている。

【0023】

ハイロースリーブ 62 は、後輪側出力軸 42 に対して第 1 回転軸線 C1 方向に相対移動可能且つ後輪側出力軸 42 に対して相対回転不能に、後輪側出力軸 42 にスプライン嵌合されている。ハイロースリーブ 62 には、フォーク連結部 62a と、フォーク連結部 62a に隣接して一体的に設けられた外周歯 62b と、が備えられている。なお、ハイロー切替機構 46 では、ハイロースリーブ 62 が後輪側出力軸 42 に対して第 1 回転軸線 C1 方向に移動させられて、ハイロースリーブ 62 の外周歯 62b がハイ側ギヤ歯 64 に噛み合うと、すなわちサンギヤ S が後輪側出力軸 42 に連結されると、入力軸 40 の回転と等速の回転を後輪側出力軸 42 へ伝達する高速側ギヤ段 H が形成される。また、ハイロー切替機構 46 では、ハイロースリーブ 62 が後輪側出力軸 42 に対して第 1 回転軸線 C1 方向に移動させられて、ハイロースリーブ 62 の外周歯 62b がロー側ギヤ歯 66 に噛み合うと、すなわちキャリア CA が後輪側出力軸 42 に連結されると、入力軸 40 の回転に対して

10

20

30

40

50

減速された回転を後輪側出力軸 4 2 へ伝達する低速側ギヤ段 L が形成される。

【 0 0 2 4 】

デフロック機構 5 8 は、図 2 および図 3 に示すように、前輪駆動用ドライブsprocket 4 4 の内周面 4 4 a に形成されたロック歯 6 8 と、後輪側出力軸 4 2 に対して第 1 回転軸線 C 1 方向に相対移動可能且つ後輪側出力軸 4 2 に対して相対回転不能に、後輪側出力軸 4 2 にスプライン嵌合されたロックスリーブ 7 0 と、を備えている。ロックスリーブ 7 0 には、ロック歯 6 8 に噛合可能な外周歯 7 0 a が形成されている。なお、デフロック機構 5 8 では、ロックスリーブ 7 0 が後輪側出力軸 4 2 に対して第 1 回転軸線 C 1 方向に移動させられて、ロックスリーブ 7 0 の外周歯 7 0 a がロック歯 6 8 に噛み合うと、後輪側出力軸 4 2 と前輪駆動用ドライブsprocket 4 4 とが一体的に回転する。

10

【 0 0 2 5 】

トランスファ 2 2 は、図 2 および図 3 に示すように、コイル状の第 1 スプリング 7 2 と、コイル状の第 2 スプリング 7 4 と、を備えている。第 1 スプリング 7 2 は、ハイロースリーブ 6 2 とロックスリーブ 7 0 との間に圧縮された状態で配設されており、ハイロースリーブ 6 2 とロックスリーブ 7 0 とを相互に離間させる方向へ付勢する。第 2 スプリング 7 4 は、後輪側出力軸 4 2 に形成された凸部 4 2 b とロックスリーブ 7 0 との間に圧縮された状態で配設されており、ロックスリーブ 7 0 をロック歯 6 8 から離間する方向へ付勢する。なお、トランスファ 2 2 では、ハイロースリーブ 6 2 の外周歯 6 2 b がロー側ギヤ歯 6 6 に噛み合うと、ロックスリーブ 7 0 が第 1 スプリング 7 2 の付勢力によってロック歯 6 8 に接近する方向に第 2 スプリング 7 4 の付勢力に抗して移動して、ロックスリーブ 7 0 の外周歯 7 0 a がロック歯 6 8 に噛み合うようになっている。また、トランスファ 2 2 では、ハイロースリーブ 6 2 の外周歯 6 2 b がハイ側ギヤ歯 6 4 に噛み合うと、ロックスリーブ 7 0 が第 2 スプリング 7 4 の付勢力によってロック歯 6 8 から離間する方向に第 1 スプリング 7 2 の付勢力に抗して移動して、ロックスリーブ 7 0 の外周歯 7 0 a がロック歯 6 8 から離れる。

20

【 0 0 2 6 】

前輪駆動用クラッチ 4 8 は、図 2 および図 3 に示すように、クラッチハブ 7 6 と、クラッチドラム 7 8 と、摩擦係合要素 8 0 と、ピストン 8 2 と、を備えている。クラッチハブ 7 6 は、後輪側出力軸 4 2 に動力伝達可能に連結されている。クラッチドラム 7 8 は、前輪駆動用ドライブsprocket 4 4 に動力伝達可能に連結されている。摩擦係合要素 8 0 は、クラッチハブ 7 6 に対して第 1 回転軸線 C 1 方向に移動可能且つクラッチハブ 7 6 に対して動力伝達可能に設けられた複数枚の第 1 摩擦板 8 0 a と、クラッチドラム 7 8 に対して第 1 回転軸線 C 1 方向に移動可能且つクラッチドラム 7 8 に対して動力伝達可能に設けられた複数枚の第 2 摩擦板 8 0 b と、を有している。ピストン 8 2 は、摩擦係合要素 8 0 に当接して第 1 摩擦板 8 0 a と第 2 摩擦板 8 0 b とを挟圧する。なお、前輪駆動用クラッチ 4 8 は、ピストン 8 2 が第 1 回転軸線 C 1 方向において前輪駆動用ドライブsprocket 4 4 から離れる側である非押圧側に移動させられてピストン 8 2 が摩擦係合要素 8 0 に当接しない場合に、解放状態となる。一方で、前輪駆動用クラッチ 4 8 は、ピストン 8 2 が第 1 回転軸線 C 1 方向において前輪駆動用ドライブsprocket 4 4 に近づく側である押圧側に移動させられてピストン 8 2 が摩擦係合要素 8 0 に当接する場合において、ピストン 8 2 の移動量によってクラッチハブ 7 6 とクラッチドラム 7 8 との間の伝達トルクが調整されて、前輪駆動用クラッチ 4 8 は選択的に解放状態、スリップ状態、完全係合状態のいずれか 1 つの状態となる。

30

40

【 0 0 2 7 】

トランスファ 2 2 は、前輪駆動用クラッチ 4 8 が解放状態であり且つデフロック機構 5 8 においてロックスリーブ 7 0 の外周歯 7 0 a とロック歯 6 8 とが噛み合っていない解放状態である場合には、後輪側出力軸 4 2 と前輪駆動用ドライブsprocket 4 4 との間の動力伝達経路が切断されるので、エンジン 1 2 から自動変速機 2 0 を介して伝達された駆動力を後輪 1 6 L、1 6 R のみへすなわちリヤプロペラシャフト 2 6 へ伝達する。また、トランスファ 2 2 は、前輪駆動用クラッチ 4 8 がスリップ状態または完全係合状態である場

50

合には、後輪側出力軸 4 2 と前輪駆動用ドライブプロケット 4 4 との間の動力伝達経路が接続されるので、エンジン 1 2 から自動変速機 2 0 を介して伝達された駆動力を前輪 1 4 L、1 4 R および後輪 1 6 L、1 6 R にすなわちフロントプロペラシャフト 2 4 およびリアプロペラシャフト 2 6 にそれぞれに分配する。

【 0 0 2 8 】

トランスファ 2 2 は、ハイロー切替機構 4 6、前輪駆動用クラッチ 4 8、およびデフロック機構 5 8 を作動させる装置として、図 2 に示すように、電動モータ 8 4 と、電動モータ 8 4 の回転運動を直線運動に変換するねじ機構 8 6 と、ねじ機構 8 6 で変換された直線運動する力をハイロー切替機構 4 6、前輪駆動用クラッチ 4 8、およびデフロック機構 5 8 へそれぞれ伝達する伝達機構 8 8 と、を備えている。

10

【 0 0 2 9 】

ねじ機構 8 6 は、後輪側出力軸 4 2 と同じ軸心である第 1 回転軸線 C 1 上に配置されており、ねじ軸部材 9 0 とナット部材 9 2 とを備えている。ねじ軸部材 9 0 は、ウォームギヤ 9 4 を介して電動モータ 8 4 に間接的に連結されている。ナット部材 9 2 は、ねじ軸部材 9 0 が第 1 回転軸線 C 1 まわりに回転することによってねじ軸部材 9 0 に対して第 1 回転軸線 C 1 方向に移動可能に、ねじ軸部材 9 0 に螺合されている。なお、ねじ機構 8 6 は、ねじ軸部材 9 0 とナット部材 9 2 とが複数のボール 9 6 を介して作動するボールねじである。また、ウォームギヤ 9 4 は、電動モータ 8 4 のモータシャフトと一体的に形成されたウォーム 9 8 と、ねじ軸部材 9 0 に一体的に形成されたウォームホイール 1 0 0 と、を備えた歯車対である。このように構成されることによって、ねじ機構 9 6 は、ウォームギヤ 9 4 を介してねじ軸部材 9 0 に伝達された電動モータ 8 4 から回転を、ナット部材 9 2 の第 1 回転軸線 C 1 方向の直線運動に変換する。

20

【 0 0 3 0 】

伝達機構 8 8 は、図 2 に示すように、フォークシャフト 1 0 2 と、フォーク 1 0 4 と、を備えている。フォークシャフト 1 0 2 は、第 1 回転軸線 C 1 と平行な第 3 回転軸線 C 3 上に配設されており、フォークシャフト 1 0 2 は、ナット部材 9 2 に動力伝達可能に連結されている。フォーク 1 0 4 は、フォークシャフト 1 0 2 に固設されており、フォーク 1 0 4 は、ハイロースリーブ 6 2 のフォーク連結部 6 2 a に連結されている。このため、伝達機構 8 8 は、ねじ機構 8 6 においてナット部材 9 2 が直線運動する力を、フォークシャフト 1 0 2 およびフォーク 1 0 4 を介してハイロー切替機構 4 6 のハイロースリーブ 6 2 へ伝達する。なお、前述したが、ハイロースリーブ 6 2 とロックスリーブ 7 0 との間には第 1 スプリング 7 2 が設けられ、ロックスリーブ 7 0 と後輪側出力軸 4 2 の凸部 4 2 b との間には第 2 スプリング 7 4 が設けられている。これによって、伝達機構 8 8 は、ねじ機構 8 6 においてナット部材 9 2 が直線運動する力を、ハイロースリーブ 6 2 へ伝達すると共に、第 1 スプリング 7 2 および第 2 スプリング 7 4 によってデフロック機構 5 8 のロックスリーブ 7 0 へ伝達する。

30

【 0 0 3 1 】

図 2 に示すように、前輪駆動用クラッチ 4 8 のピストン 8 2 は、ねじ機構 8 6 のナット部材 9 2 に対して第 1 回転軸線 C 1 まわりの相対回転が可能且つナット部材 9 2 に対して第 1 回転軸線 C 1 方向の相対移動が不能に、ナット部材 9 2 に連結されている。これによって、ねじ機構 8 2 においてナット部材 9 2 が直線運動する力は、ピストン 8 2 を介して前輪駆動用クラッチ 4 8 の摩擦係合要素 8 0 に伝達される。なお、ピストン 8 2 は、ナット部材 9 2 に連結された、前輪駆動用クラッチ 4 8 の摩擦係合要素 8 0 を当接する当接部材であり、伝達機構 8 8 の一部としても機能する。

40

【 0 0 3 2 】

伝達機構 8 8 は、ナット部材 9 2 とフォークシャフト 1 0 2 とを連結する連結機構 1 0 6 を備えている。連結機構 1 0 6 は、2 つの鉤付円筒部材 1 0 8 a、1 0 8 b と、円筒状のスペーサ 1 1 0 と、コイル状の第 3 スプリング 1 1 2 と、把持部材 1 1 4 と、連結部材 1 1 6 と、を備えている。2 つの鉤付円筒部材 1 0 8 a、1 0 8 b は、それぞれ、フォークシャフト 1 0 2 に対して摺動可能に第 3 回転軸線 C 3 上に配置されており、2 つの鉤付円

50

筒部材 108 a、108 b は、それぞれの一端部に設けられた鏝どうしが向き合うように配置されている。スペーサ 110 は、2つの鏝付円筒部材 108 a、108 b との間で介在されている。第 3 スプリング 112 は、スペーサ 110 の外周側に配置されている。把持部材 114 は、2つの鏝付円筒部材 108 a、108 b の鏝を第 3 回転軸線方向 C3 に摺動可能に把持する。連結部材 116 は、把持部材 114 とナット部材 92 とを連結する。なお、鏝付円筒部材 108 a、108 b のそれぞれの鏝が共に把持部材 114 と当接した状態におけるそれぞれの鏝の間の長さは、スペーサ 110 の長さよりも長く設定されており、鏝付円筒部材 108 a、108 b のそれぞれの鏝によって圧縮された第 3 スプリング 112 の付勢力によって、鏝付円筒部材 108 a、108 b のそれぞれの鏝が共に把持部材 114 と当接するように付勢されている。また、フォークシャフト 102 には、フォークシャフト 102 に対する鏝付円筒部材 108 a、108 b の第 3 回転軸線 C3 方向の摺動を不能にするストッパ 118 a、118 b が備えられている。ストッパ 118 a、118 b によってフォークシャフト 102 に対する鏝付円筒部材 108 a、108 b の第 3 回転軸線 C3 方向の摺動が不能とされることで、伝達機構 88 では、ナット部材 92 が直線運動する力を、連結機構 106、フォークシャフト 102、およびフォーク 104 を介してハイロー切替機構 46 へ伝達することができる。

10

【0033】

ロックスリーブ 70 の外周歯 70 a は、フォークシャフト 102 がハイロースリーブ 62 の外周歯 62 b をロー側ギヤ歯 66 に噛み合わせる位置すなわちローギヤ位置に移動させられることによって、ロック歯 68 に噛み合う。また、前輪駆動用クラッチ 48 の摩擦係合要素 80 は、フォークシャフト 102 がハイロースリーブ 62 の外周歯 62 b をハイ側ギヤ歯 64 に噛み合わせる位置すなわちハイギヤ位置に移動させられることにより、ピストン 82 によって押し付けられ、フォークシャフト 102 が前記ローギヤ位置に移動させられることにより、摩擦係合要素 80 はピストン 82 によって押し付けられないようになっている。なお、フォークシャフト 102 が前記ハイギヤ位置に配置されているときには、連結機構 106 において、鏝付円筒部材 108 a、108 b の鏝の間の長さを、鏝が共に把持部材 114 に当接した状態での長さと、スペーサ 110 の長さとの間で変化させることができる。これによって、連結機構 106 は、フォークシャフト 102 が前記ハイギヤ位置に配置された状態のまま、前輪駆動用クラッチ 48 の摩擦係合要素 80 がピストン 82 によって押し付けられる位置と押し付けられない位置との間で、ナット部材 92 の第 1 回転軸線 C1 方向の移動を許容する。

20

30

【0034】

以上のように構成された四輪駆動車両 10 では、図示しない電子制御装置から電動モータ 84 に供給される駆動電流によって電動モータ 84 のモータシャフトの回転量が制御されることにより、二輪駆動走行と四輪駆動走行とが選択的に切り替えられる。たとえば、前記モータシャフトの回転によって移動させられるナット部材 92 の移動位置を、前記モータシャフトの回転量を制御することにより、ピストン 82 が前輪駆動用クラッチ 48 の摩擦係合要素 80 から離間させられ且つハイロースリーブ 62 の外周歯 62 b がハイ側ギヤ歯 64 に噛み合う H2 位置に移動させることによって、ハイロー切替機構 46 で高速側ギヤ段 H が形成され且つエンジン 12 の駆動力が後輪 16 L、16 R のみに伝達される H2 走行すなわち二輪駆動走行が行われる。なお、上記二輪駆動走行のときには、前輪側噛合式クラッチ 36 が解放されるので、二輪駆動時にフロントプロペラシャフト 24 が前輪 14 L、14 R とエンジン 12 との間の動力伝達経路から切り離される。また、前記モータシャフトの回転によって移動させられるナット部材 92 の移動位置を、前記モータシャフトの回転量を制御することにより、ピストン 82 が前輪駆動用クラッチ 48 の摩擦係合要素 80 を押圧し且つハイロースリーブ 62 の外周歯 62 b がハイ側ギヤ歯 64 に噛み合う H4 位置に移動させることによって、ハイロー切替機構 46 で高速側ギヤ段 H が形成され且つエンジン 12 の駆動力が後輪 16 L、16 R だけでなくエンジン 12 の駆動力の一部が前輪 14 L、14 R にも伝達される H4 走行すなわち四輪駆動走行が行われる。さらに、前記モータシャフトの回転によって移動させられるナット部材 92 の移動位置を、前記モ

40

50

ータシャフトの回転量を制御することにより、ハイロースリーブ62の外周歯62bがロー側ギヤ歯66に噛み合うL4L位置に移動させることによって、ハイロー切替機構46で低速側ギヤ段Lが形成され且つエンジン12の駆動力が後輪16L、16Rだけでなくそのエンジン12の駆動力の一部が前輪14L、14Rにも伝達されるL4L走行すなわち四輪駆動走行が行われる。なお、前述したように、ハイロースリーブ62の外周歯62bがロー側ギヤ歯66に噛み合うと、第1スプリング72および第2スプリング74の付勢力によって、ロックスリーブ70の外周歯70aがロック歯68に噛み合うようになっている。

【0035】

また、図3から図5に示すように、トランスファ22には、例えば前輪駆動用クラッチ48、ハイロー切替機構46等に潤滑油（オイル）を供給するオイルポンプ120が備えられている。オイルポンプ120には、第1ポンプカバー122と、第2ポンプカバー124と、ポンプ室Sp（図5参照）と、環状のインナロータ126と、環状のアウトロータ128と、オイルポンプ駆動軸130と、が備えられている。第1ポンプカバー122は、第1締結ボルト132によってトランスファケース38に固定されている。第2ポンプカバー124は、第2締結ボルト134（図4参照）によって第1ポンプカバー122に固定されている。ポンプ室Spは、第1ポンプカバー122に形成された凹部122aと第2ポンプカバー124とによって形成された空間である。インナロータ126は、複数の外周歯126a（図5参照）を有しており、インナロータ126は、ポンプ室Sp内においてオイルポンプ駆動軸130の軸線すなわち第4回転軸線（第2回転軸線）C4まわりに回転可能にオイルポンプ駆動軸130に支持されている。なお、第4回転軸線C4は、第1回転軸線C1に対して平行である。アウトロータ128は、インナロータ126の外周歯126aに噛み合う複数の内周歯128a（図5参照）を有しており、アウトロータ128は、ポンプ室Sp内において第1ポンプカバー122に形成された凹部122aによって第4回転軸線C4から偏心した回転軸線まわりに回転可能に支持されている。オイルポンプ駆動軸130は、インナロータ126に対して相対回転不能にインナロータ126に形成された嵌合穴126bに嵌め入れられている。

【0036】

以上のように構成されたオイルポンプ120は、オイルポンプ駆動軸130が第4回転軸線C4まわり所定方向すなわち矢印F1方向（図4および図5参照）に回転させられると、トランスファケース38内に貯留された潤滑油が、ポンプ室Sp内においてアウトロータ128の内周歯128aとインナロータ126の外周歯126aとにより仕切られて形成された複数の空間のいずれか1に、ストレーナ136（図4参照）を介して取り込まれる。そして、上記空間内に取り込まれた潤滑油が、インナロータ126が回転することにより圧縮されて、潤滑油が前輪駆動用クラッチ48およびハイロー切替機構46等に供給される。すなわち、オイルポンプ120に設けられたオイルポンプ駆動軸130は、潤滑油を前輪駆動用クラッチ48およびハイロー切替機構46等に供給するために第4回転軸線C4まわり矢印F1方向に回転させられる。

【0037】

また、トランスファ22には、図3から図5に示すように、第1動力伝達経路138と、第2動力伝達経路140と、が備えられている。第1動力伝達経路138は、前輪駆動用ドライブスプロケット44の回転駆動力、すなわち前輪駆動用ドライブスプロケット44に動力伝達可能に連結された前輪側出力軸52の回転駆動力を、オイルポンプ駆動軸130に伝達する。第2動力伝達経路140は、入力軸40の回転駆動力をオイルポンプ駆動軸130に伝達する。

【0038】

第1動力伝達経路138には、図4および図5に示すように、ポンプ駆動用ドライブスプロケット142と、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット（ドリブンギヤ）144と、ポンプ駆動用チェーン（環状伝動部材）146と、第1ワンウェイクラッチ148と、が備えられている。ポンプ駆動用ドライブスプロケット142は、前輪側出力軸52に一体的に

10

20

30

40

50

固設されている。ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144は、環状に形成されており、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144は、オイルポンプ駆動軸130の後輪16L、16R側の端部130a(図5参照)の外周に配設されている。ポンプ駆動用チェーン146は、ポンプ駆動用ドライブスプロケット142とポンプ駆動用ドリブンスプロケット144とにそれぞれ掛けられ、ポンプ駆動用ドライブスプロケット142とポンプ駆動用ドリブンスプロケット144とを動力伝達可能に連結する。第1ワンウェイクラッチ148は、図5に示すように、オイルポンプ駆動軸130の端部130aの外周面130bとポンプ駆動用ドリブンスプロケット144の内周面144aとの間に配設されている。なお、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144は、ポンプ駆動用チェーン146等を介して前輪駆動用ドライブスプロケット44に動力伝達可能に連結されている。また、第1ワンウェイクラッチ148は、オイルポンプ120と前輪駆動用ドライブスプロケット44との間の動力伝達経路に介在されている。

10

【0039】

第1ワンウェイクラッチ148は、たとえば、図6に示すように、環状の内輪150と、環状の外輪152と、複数の円柱状のローラ154と、複数のスプリング156と、が備えられている。オイルポンプ駆動軸130の後輪16L、16R側の端部130aが、内輪150に対して相対回転不能に、内輪150の内周面150aに嵌め入れられている。外輪152は、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144の内周面144aに、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144に対して相対回転不能に嵌め入れられている。ローラ154は、内輪150と外輪152との間に形成された第1收容空間S1に收容されている。スプリング156は、第1收容空間S1に收容されており、スプリング156は、外輪152の内周面に形成されたカム面152aにローラ154が当接するようにローラ154を付勢している。なお、第1收容空間S1は、例えば矢印F1方向に向かうに連れて第1ワンウェイクラッチ148の径方向の幅寸法W1が大きくなるように形成されている。

20

【0040】

このように構成された第1ワンウェイクラッチ148では、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144が第4回転軸線C4まわり矢印F1方向に回転させられると、外輪152のカム面152aとローラ154とが接触する面圧が高くなり、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144の矢印F1方向に回転する回転駆動力が内輪150に伝達されて、内輪150すなわちオイルポンプ駆動軸130が第4回転軸線C4まわり矢印F1方向に回転する。また、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144が第4回転軸線C4まわり矢印F1方向とは反対方向に回転させられると、外輪152のカム面152aとローラ154とが接触する面圧が低くなり、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144の矢印F1方向とは反対方向に回転する回転駆動力が、内輪150すなわちオイルポンプ駆動軸130に伝えられなくなる。

30

【0041】

第1動力伝達経路138では、前輪駆動用クラッチ48の摩擦係合要素80をピストン82が押圧するか、またはロックスリーブ70の外周歯70aがロック歯68に噛み合う四輪駆動時において、前輪側出力軸52にエンジン12からの駆動力の一部が伝達されるようになっている。また、トランスファ22では、図4に示すように、四輪駆動車両10が前進走行すると入力軸40および後輪側出力軸42が第1回転軸線C1まわり矢印F2方向(前進方向)に回転し、四輪駆動車両10が後進走行をすると入力軸40および後輪側出力軸42が第1回転軸線C1まわり矢印F2方向とは反対方向すなわち矢印F3方向(後進方向)に回転する。このため、第1動力伝達経路138では、四輪駆動時において四輪駆動車両10が前進走行すると、図4に示すように、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144が第4回転軸線C4まわり矢印F1方向に回転するようになっている。また、第1動力伝達経路138では、四輪駆動時において四輪駆動車両10が後進走行すると、図4に示すように、ポンプ駆動用ドリブンスプロケット144が第4回転軸線C4まわり矢印F1方向とは反対方向に回転するようになっている。

40

【0042】

50

第2動力伝達経路140には、図4および図5に示すように、ポンプ駆動用ドライブギヤ158と、ポンプ駆動用ドリブンギヤ160と、第2ワンウェイクラッチ162と、が備えられている。ポンプ駆動用ドライブギヤ158は、遊星歯車装置60のキャリアCAに形成されており、ポンプ駆動用ドライブギヤ158は、入力軸40に動力伝達可能に連結され、キャリアCAと共に第1回転軸線C1まわりに回転する。ポンプ駆動用ドリブンギヤ160は、ポンプ駆動用ドライブギヤ158に噛み合っており、ポンプ駆動用ドリブンギヤ160は、環状に形成され、オイルポンプ駆動軸130の前輪14L、14R側の端部130c(図5参照)の外周に配設されている。第2ワンウェイクラッチ162は、図5に示すように、オイルポンプ駆動軸の端部130cの外周面130dとポンプ駆動用ドリブンギヤ160の内周面160aとの間に配設されている。なお、第2ワンウェイクラッチ162は、オイルポンプ120とポンプ駆動用ドライブギヤ158との間の動力伝達経路に介在されている。

10

【0043】

第2ワンウェイクラッチ162は、たとえば、図7に示すように、環状の内輪164と、環状の外輪166と、複数の円柱状のローラ168と、複数のスプリング170と、が備えられている。オイルポンプ駆動軸130の前輪14L、14R側の端部130cが、内輪164に対して相対回転不能に、内輪164の内周面164aに嵌め入れられている。外輪166は、ポンプ駆動用ドリブンギヤ160の内周面160aに、ポンプ駆動用ドリブンギヤ160に対して相対回転不能に嵌め入れられている。ローラ168は、内輪164と外輪166との間に形成された第2收容空間S2に收容されている。スプリング170は、第2收容空間S2に收容されており、スプリング170は、外輪166の内周面に形成されたカム面166aにローラ168が当接するようにローラ168を付勢している。なお、第2收容空間S2は、例えば矢印F1方向に向かうに連れて第2ワンウェイクラッチ162の径方向の幅寸法W2が大きくなるように形成されている。

20

【0044】

このように構成された第2ワンウェイクラッチ162では、ポンプ駆動用ドリブンギヤ160が第4回転軸線C4まわり矢印F1方向に回転させられると、外輪166のカム面166aとローラ168とが接触する面圧が高くなり、ポンプ駆動用ドリブンギヤ160の矢印F1方向に回転する回転駆動力が内輪164に伝達されて、内輪164すなわちオイルポンプ駆動軸130が第4回転軸線C4まわり矢印F1方向に回転する。また、ポンプ駆動用ドリブンギヤ160が第4回転軸線C4まわり矢印F1方向とは反対方向に回転させられると、外輪166のカム面166aとローラ168とが接触する面圧が低くなり、ポンプ駆動用ドリブンギヤ160の矢印F1方向とは反対方向に回転する回転駆動力が、内輪164すなわちオイルポンプ駆動軸130に伝えられなくなる。

30

【0045】

第2動力伝達経路140では、二輪駆動時および四輪駆動時において、入力軸40に動力伝達可能に連結されたポンプ駆動用ドライブギヤ158にエンジン12からの駆動力が伝達されるようになっている。このため、第2動力伝達経路140では、二輪駆動時、四輪駆動時に係わらず四輪駆動車両10が前進走行すると、図4に示すように、ポンプ駆動用ドリブンギヤ160が第4回転軸線C4まわり矢印F1方向とは反対方向に回転するようになっている。また、第2動力伝達経路140では、二輪駆動時、四輪駆動時に係わらず四輪駆動車両10が後進走行すると、図4に示すように、ポンプ駆動用ドリブンギヤ160が第4回転軸線C4まわり矢印F1方向に回転するようになっている。

40

【0046】

以上のように構成された四輪駆動車両10では、二輪駆動時の前進走行において、ポンプ駆動用ドライブギヤ158が矢印F2方向(前進方向)に回転しても、第2動力伝達経路140で第2ワンウェイクラッチ162によってポンプ駆動用ドライブギヤ158からの矢印F2方向の回転駆動力がオイルポンプ駆動軸130に伝えられない。このため、二輪駆動時の前進走行においてオイルポンプ120は停止する。なお、二輪駆動時には、前輪駆動用クラッチ48またはデフロック機構58によって、後輪側出力軸42と前輪駆動用

50

ドライブスプロケット 4 4 との間の動力伝達経路が切断されるので、前輪駆動用ドライブスプロケット 4 4 は回転しない。

【 0 0 4 7 】

また、四輪駆動車両 1 0 では、二輪駆動時の後進走行において、ポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 が矢印 F 3 方向（後進方向）に回転すると、第 2 動力伝達経路 1 4 0 で第 2 ワンウェイクラッチ 1 6 2 によってポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 からの矢印 F 3 方向の回転駆動力がオイルポンプ駆動軸 1 3 0 に伝えられて、オイルポンプ駆動軸 1 3 0 が第 4 回転軸線 C 4 まわり矢印 F 1 方向に回転させられる。このため、二輪駆動時の後進走行においてオイルポンプ 1 2 0 がポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 の回転に連動して回転駆動される。

10

【 0 0 4 8 】

また、四輪駆動車両 1 0 では、四輪駆動時の前進走行において、前輪駆動用ドライブスプロケット 4 4 が矢印 F 2 方向（前進方向）に回転すると、第 1 動力伝達経路 1 3 8 で第 1 ワンウェイクラッチ 1 4 8 によって前輪駆動用ドライブスプロケット 4 4 からの矢印 F 2 方向の回転駆動力がオイルポンプ駆動軸 1 3 0 に伝えられて、オイルポンプ駆動軸 1 3 0 が第 4 回転軸線 C 4 まわり矢印 F 1 方向に回転させられる。このため、四輪駆動時の前進走行においてオイルポンプ 1 2 0 が前輪駆動用ドライブスプロケット 4 4 の回転に連動して回転駆動する。なお、四輪駆動時の前進走行において、ポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 が矢印 F 2 方向（前進方向）に回転しても、第 2 動力伝達経路 1 4 0 で第 2 ワンウェイクラッチ 1 6 2 によってポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 からの矢印 F 2 方向の回転駆動力がオイルポンプ駆動軸 1 3 0 に伝えられない。

20

【 0 0 4 9 】

また、四輪駆動車両 1 0 では、四輪駆動時の後進走行において、ポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 が矢印 F 3 方向（後進方向）に回転すると、第 2 動力伝達経路 1 4 0 で第 2 ワンウェイクラッチ 1 6 2 によってポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 からの矢印 F 3 方向の回転駆動力がオイルポンプ駆動軸 1 3 0 に伝えられて、オイルポンプ駆動軸 1 3 0 が第 4 回転軸線 C 4 まわり矢印 F 1 方向に回転させられる。このため、四輪駆動時の後進走行においてオイルポンプ 1 2 0 がポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 の回転に連動して回転駆動する。なお、四輪駆動時の後進走行において、前輪駆動用ドライブスプロケット 4 4 が矢印 F 3 方向（後進方向）に回転しても、第 1 動力伝達経路 1 3 8 で第 1 ワンウェイクラッチ 1 4 8 によって前輪駆動用ドライブスプロケット 4 4 からの矢印 F 3 方向の回転駆動力がオイルポンプ駆動軸 1 3 0 に伝えられない。

30

【 0 0 5 0 】

上述のように、本実施例のトランスファ 2 2 によれば、オイルポンプ 1 2 0 は、前輪駆動用ドライブスプロケット 4 4 の回転により第 1 ワンウェイクラッチ 1 4 8 を介して回転駆動させられるようになっており、オイルポンプ 1 2 0 は、四輪駆動時の前進走行において前輪駆動用ドライブスプロケット 4 4 の回転に連動して回転駆動させられ、二輪駆動時の前進走行において停止させられる。このため、前輪駆動用クラッチ 4 8 が解放され前輪駆動用クラッチ 4 8 に潤滑油の供給が不要な二輪駆動時の前進走行においてオイルポンプ 1 2 0 が停止するので、二輪駆動時の前進走行においてエンジン 1 2 から後輪 1 6 L、1 6 R に伝達される駆動力の損失を好適に抑制することができる。

40

【 0 0 5 1 】

また、本実施例のトランスファ 2 2 によれば、入力軸 4 0 に動力伝達可能に連結され、第 1 回転軸線 C 1 まわりに回転するポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 が備えられ、オイルポンプ 1 2 0 とポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 との間の動力伝達経路には、四輪駆動車両 1 0 が後進走行するときにポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 からの後進方向すなわち矢印 F 3 方向の回転駆動力をオイルポンプ 1 2 0 に伝え、四輪駆動車両 1 0 が前進走行するときにポンプ駆動用ドライブギヤ 1 5 8 からの前進方向すなわち矢印 F 2 方向の回転駆動力をオイルポンプ 1 2 0 に伝えない第 2 ワンウェイクラッチ 1 6 2 が介在されている。このため、第 2 ワンウェイクラッチ 1 6 2 は、四輪駆動車両 1 0 が後進走行するときにポンプ

50

駆動用ドライブギヤ 158 からの矢印 F 3 方向の回転駆動力をオイルポンプ 120 に伝えて、オイルポンプ 120 を後進走行時に回転駆動させることができる。これによって、二輪駆動で走行するのに比較的困難なオフロードでは、四輪駆動で後進走行する場面があるが、そのオフロードでの後進走行時において前輪駆動用クラッチ 48 の焼き付きを好適に抑制することができる。

【0052】

また、本実施例のトランスファ 22 によれば、入力軸 40 に連結されたサンギヤ S と、キャリア CA と、トランスファケース 38 に連結されたリングギヤ R と、を有する遊星歯車装置 60 を含み、サンギヤ S およびキャリア CA のうち後輪側出力軸 42 に連結される回転要素を切り替えるハイロー切替機構 46 が備えられており、ポンプ駆動用ドライブギヤ 158 は、遊星歯車装置 60 のキャリア CA に形成されている。このため、ハイロー切替機構 46 を備える四輪駆動車両 10 において、二輪駆動での前進走行時にエンジン 12 から後輪 16L、16R に伝達される駆動力の損失を好適に抑制することができ、且つ、オフロードでの後進走行時に前輪駆動用クラッチ 48 の焼き付きを好適に抑制することができる。

10

【0053】

また、本実施例のトランスファ 22 によれば、オイルポンプ 120 には、潤滑油を前輪駆動用クラッチ 48 に供給するために第 4 回転軸線 C 4 まわり所定方向すなわち矢印 F 1 方向に回転させられるオイルポンプ駆動軸 130 が備えられ、オイルポンプ駆動軸 130 の外周には、ポンプ駆動用ドライブギヤ 158 に噛み合う環状のポンプ駆動用ドリブンギヤ 160 が配設され、オイルポンプ駆動軸 130 の外周面 130d とポンプ駆動用ドリブンギヤ 160 の内周面 160a との間には、第 2 ワンウェイクラッチ 162 が配設されており、ポンプ駆動用ドライブギヤ 158 が矢印 F 3 方向に回転すると、第 2 ワンウェイクラッチ 162 によってオイルポンプ駆動軸 130 が第 4 回転軸線 C 4 まわり矢印 F 1 方向に回転させられ、ポンプ駆動用ドライブギヤ 158 が矢印 F 2 方向に回転すると、第 2 ワンウェイクラッチ 162 によってポンプ駆動用ドライブギヤ 158 からの矢印 F 2 方向の回転駆動力をオイルポンプ駆動軸 130 に伝えない。このため、ポンプ駆動用ドライブギヤ 158 が矢印 F 2 方向に回転しても、そのポンプ駆動用ドライブギヤ 158 の回転に連動して、オイルポンプ駆動軸 130 が矢印 F 1 方向に対して逆回転しない。

20

【0054】

また、本実施例のトランスファ 22 によれば、オイルポンプ駆動軸 130 の外周には、前輪駆動用ドライブスプロケット 44 に動力伝達可能に連結された環状のポンプ駆動用ドリブンスプロケット 144 が配設され、オイルポンプ駆動軸 130 の外周面 130b とポンプ駆動用ドリブンスプロケット 144 の内周面 144a との間には、第 1 ワンウェイクラッチ 148 が配設されており、前輪駆動用ドライブスプロケット 44 が矢印 F 2 方向に回転すると、第 1 ワンウェイクラッチ 148 によってオイルポンプ駆動軸 130 が第 4 回転軸線 C 4 まわり矢印 F 1 方向に回転させられ、前輪駆動用ドライブスプロケット 44 が矢印 F 3 方向に回転すると、第 1 ワンウェイクラッチ 148 によって前輪駆動用ドライブスプロケット 44 からの矢印 F 3 方向の回転駆動力をオイルポンプ駆動軸 130 に伝えない。このため、前輪駆動用ドライブスプロケット 44 が矢印 F 3 方向に回転しても、その前輪駆動用ドライブスプロケット 44 の回転に連動して、オイルポンプ駆動軸 130 が矢印 F 1 方向に対して逆回転しない。

30

40

【0055】

続いて、本発明の他の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。以下の説明において、実施例相互に共通する部分については同一の符号を付してその説明を省略する。

【実施例 2】

【0056】

図 8 は、本発明の他の実施例のトランスファ（四輪駆動車両用トランスファ）200 を説明する図である。本実施例のトランスファ 200 は、実施例 1 のトランスファ 22 に比較して、ハイロー切替機構 46 およびデフロック機構 58 等が取り外されている点と、ポン

50

プ駆動用ドリブンギヤ 160 に噛み合うポンプ駆動用ドライブギヤ 202 が後輪側出力軸 42 に一体的に設けられている点と、で相違しており、その他は実施例 1 のトランスファ 22 と略同様である。ポンプ駆動用ドライブギヤ 202 は、入力軸 40 に動力伝達可能に連結され、第 1 回転軸線 C1 まわりに後輪側出力軸 42 に支持されている。なお、本実施例のトランスファ 200 では、前述の実施例 1 のトランスファ 22 と略同様の効果を得ることができる。すなわち、本実施例のトランスファ 200 では、二輪駆動時の前進走行においてオイルポンプ 120 が停止するので二輪駆動時の前進走行においてエンジン 12 から後輪 16L、16R に伝達される駆動力の損失を好適に抑制することができる。さらに、本実施例のトランスファ 200 では、オイルポンプ 120 を後進走行時に回転駆動させることができるので、オフロードでの後進走行時において前輪駆動用クラッチ 48 の焼き付きを好適に抑制することができる。

10

【0057】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0058】

例えば、前述の実施例 1 では、ポンプ駆動用ドライブギヤ 158 は、遊星歯車装置 60 のキャリア CA に形成され、前述の実施例 2 では、ポンプ駆動用ドライブギヤ 202 は、後輪側出力軸 42 に形成されていた。例えば、ポンプ駆動用ドライブギヤ 158、202 は、入力軸 40 に動力伝達可能に連結され且つそのポンプ駆動用ドライブギヤ 158、202 の回転をオイルポンプ 120 に伝えられるのであれば、どこに設けられていても良い。

20

【0059】

また、前述の実施例 1、2 において、前輪駆動用クラッチ 48 は、多板の湿式クラッチであったが、例えば単板の湿式クラッチであっても良い。また、前述の実施例において、オイルポンプ 120 は、内接歯車型のオイルポンプであったが、例えば外接歯車型のオイルポンプ、ベーン式のオイルポンプ等であっても良い。すなわち、オイルポンプ駆動軸 130 を所定方向に回転させることによって潤滑油を前輪駆動用クラッチ 48 に供給するオイルポンプであれば、どのような型式のオイルポンプが使用されても良い。

【0060】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

30

【符号の説明】

【0061】

10：四輪駆動車両

12：エンジン（駆動力源）

14L、14R：前輪（副駆動輪）

16L、16R：後輪（主駆動輪）

22、200：トランスファ（四輪駆動車両用トランスファ）

24：フロントプロペラシャフト（プロペラシャフト）

38：トランスファケース（非回転部材）

40：入力軸（入力回転部材）

42：後輪側出力軸（第 1 の出力回転部材）

44：前輪駆動用ドライブスプロケット（第 2 の出力回転部材）

46：ハイロー切替機構

48：前輪駆動用クラッチ（湿式クラッチ）

60：遊星歯車装置

120：オイルポンプ

130：オイルポンプ駆動軸

130b：外周面

130d：外周面

144：ポンプ駆動用ドリブンスプロケット（ドリブンギヤ）

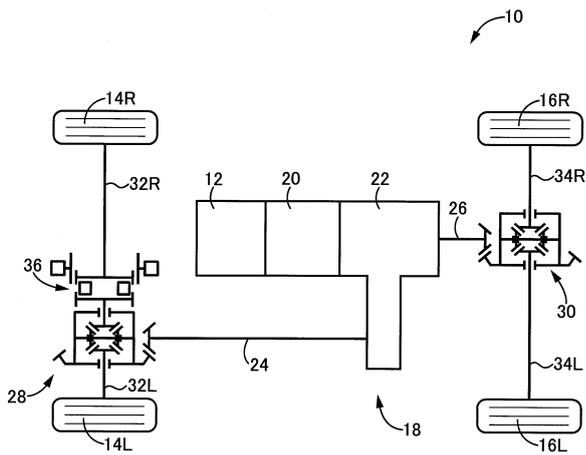
40

50

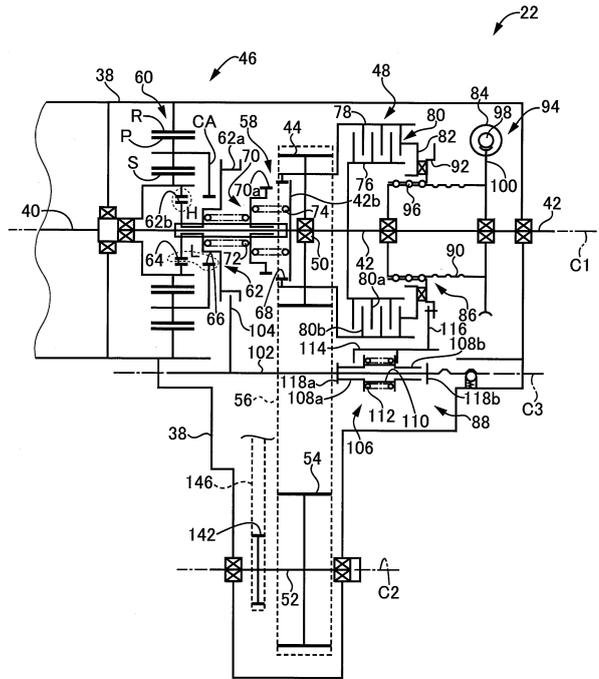
- 144a : 内周面
- 146 : ポンプ駆動用チェーン (環状伝達部材)
- 148 : 第1ワンウェイクラッチ
- 158、202 : ポンプ駆動用ドライブギヤ
- 160 : ポンプ駆動用ドリブンギヤ
- 160a : 内周面
- 162 : 第2ワンウェイクラッチ
- C1 : 第1回転軸線
- C2 : 第4回転軸線 (第2回転軸線)
- CA : キャリア (第2回転要素)
- R : リングギヤ (第3回転要素)
- S : サンギヤ (第1回転要素)

【図面】

【図1】



【図2】



10

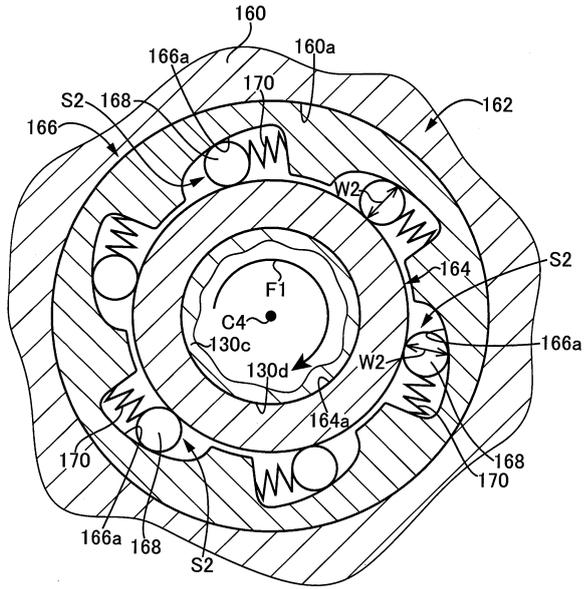
20

30

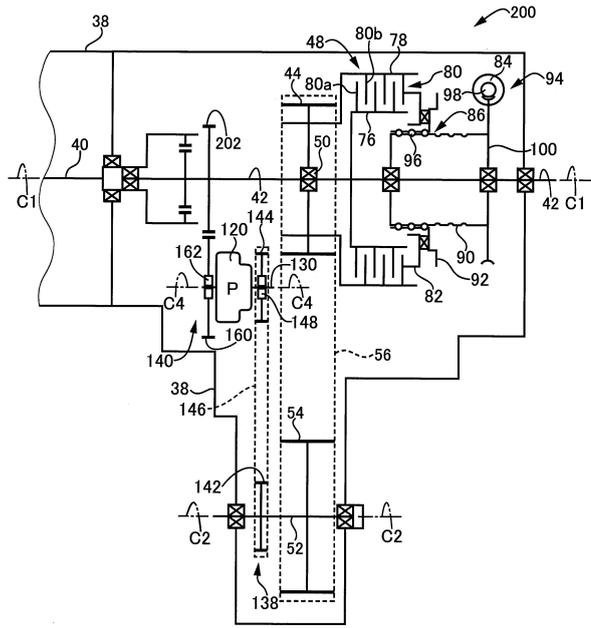
40

50

【 図 7 】



【 図 8 】



10

20

30

40

50

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平 7 - 2 3 7 4 6 1 (J P , A)
特開 2 0 0 1 - 1 5 8 2 4 7 (J P , A)
特開 2 0 1 7 - 3 0 6 4 6 (J P , A)
米国特許第 0 9 0 7 9 4 9 5 (U S , B 2)
特開 2 0 1 0 - 2 5 4 0 5 8 (J P , A)
特開平 1 1 - 1 6 5 5 5 0 (J P , A)
特開 2 0 1 2 - 1 8 8 0 0 0 (J P , A)
特開平 8 - 3 2 4 2 6 2 (J P , A)
中国特許出願公開第 1 0 3 0 8 0 6 1 0 (C N , A)
- (58)調査した分野 (Int.Cl. , D B 名)
B 6 0 K 1 7 / 3 4 8
F 1 6 H 5 7 / 0 4