

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4216975号
(P4216975)

(45) 発行日 平成21年1月28日(2009.1.28)

(24) 登録日 平成20年11月14日(2008.11.14)

(51) Int. Cl.	F 1		
B 6 0 K 17/348 (2006.01)	B 6 0 K 17/348	B	
B 6 0 K 17/02 (2006.01)	B 6 0 K 17/02	Z	
B 6 0 K 23/08 (2006.01)	B 6 0 K 23/08	C	
F 1 6 D 41/06 (2006.01)	F 1 6 D 41/06	F	

請求項の数 3 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願平11-345279	(73) 特許権者	000005326
(22) 出願日	平成11年12月3日(1999.12.3)		本田技研工業株式会社
(65) 公開番号	特開2001-158247(P2001-158247A)		東京都港区南青山二丁目1番1号
(43) 公開日	平成13年6月12日(2001.6.12)	(74) 代理人	100071870
審査請求日	平成17年8月4日(2005.8.4)		弁理士 落合 健
		(74) 代理人	100097618
			弁理士 仁木 一明
		(72) 発明者	園井 力也
			埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会 社本田技術研究所内
		審査官	高吉 続久

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 四輪駆動車両の動力伝達装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジン(E)のトルクが直接的に伝達される主駆動輪(Wf)と、エンジン(E)のトルクの一部が駆動軸(5)、油圧クラッチ(16)および被駆動軸(6)を介して間接的に伝達される副駆動輪(Wr)とを備え、前記油圧クラッチ(16)は駆動軸(5)により二方向クラッチ機構(32)を介して駆動される油圧ポンプ(26)が発生する油圧で締結される四輪駆動車両であって、

前記二方向クラッチ機構(32)は、駆動軸(5)に接続された第1クラッチ要素(33)と、油圧ポンプ(26)に接続された第2クラッチ要素(34)と、被駆動軸(6)に摩擦部材(45)を介してスリップ可能に接続された方向切換要素(35)と、方向切換要素(35)に形成したポケット(35a)に嵌合して第1、第2クラッチ要素(33, 34)に係合可能な係合要素(36, 61)とを備え、

駆動軸(5)の回転方向に関わらず、駆動軸(5)の回転数が被駆動軸(6)の回転数を上回ったときに、第1、第2クラッチ要素(33, 34)が係合要素(36, 61)を介して締結して油圧ポンプ(26)を駆動することを特徴とする四輪駆動車両の動力伝達装置。

【請求項2】

二方向クラッチ機構(32)の方向切換要素(35)と被駆動軸(6)との間に、被駆動軸(6)の回転を増速して方向切換要素(35)に伝達する増速手段(38)を介在させたことを特徴とする、請求項1に記載の四輪駆動車両の動力伝達装置。

【請求項 3】

二方向クラッチ機構(32)は、方向切換要素(35)の半径方向内側および半径方向外側にそれぞれ第1クラッチ要素(33)および第2クラッチ要素(34)を備え、油圧ポンプ(26)の内部に同軸に配置されることを特徴とする、請求項1に記載の四輪駆動車両の動力伝達装置。

【発明の詳細な説明】**【0001】****【発明の属する技術分野】**

本発明は、エンジンのトルクが直接的に伝達される主駆動輪と、エンジンのトルクの一部が駆動軸、油圧クラッチおよび被駆動軸を介して間接的に伝達される副駆動輪とを備えた四輪駆動車両の動力伝達装置に関する。

10

【0002】**【従来の技術】**

かかる四輪駆動車両の動力伝達装置は、特開平3-224830号公報により公知である。このものは、前輪に連動して回転する第1油圧ポンプと、後輪に連動して回転する第2油圧ポンプとによって油圧閉回路を構成し、前輪および後輪の差回転により前記油圧閉回路に発生する油圧で油圧クラッチを締結することにより、前輪のトルクの一部を後輪に伝達するようになっている。車両の前進走行時と後進走行時とで第1、第2油圧ポンプが作動油を吐出する方向が変化することを補償すべく、前記油圧閉回路に油路を切り換える切換弁を設け、車両の進行方向に関わらず四輪駆動状態を実現するようになっている。

20

【0003】

また、この種の四輪駆動車両の動力伝達装置は、特開平9-202152号公報の図10にも開示されている。このものは主駆動輪である前輪に連動して回転する駆動軸と副駆動輪である後輪に連動して回転する被駆動軸とを多板クラッチを介して接続するとともに、前記被駆動軸上に二方向クラッチ機構を設けたものである。二方向クラッチ機構は、車両の前進走行時および後進走行時の何れにおいても、前輪がスリップして前輪回転数が後輪回転数を上回ったときに締結し、前輪のトルクを後輪に配分して車両の走破性を高める機能と、前輪がロックして前輪回転数が後輪回転数を下回ったときに締結解除し、前輪のトルクが後輪に配分されないようにしてABS(アンチロックブレーキシステム)の作動への影響を回避する機能とを有している。

30

【0004】**【発明が解決しようとする課題】**

ところで上記特開平3-224830号公報に記載されたものは、2個の油圧ポンプを必要とするために部品点数、組付工数、重量およびコストが増加するという問題があった。

【0005】

また上記特開平9-202152号公報に記載されたものは、前輪のトルクを後輪に伝達する被駆動軸上に二方向クラッチ機構を設けているため、前記トルクが直接二方向クラッチ機構を介して伝達されることになる。そのため、二方向クラッチ機構にトルク伝達容量が大きい大型かつ高価なものものを使用する必要があり、動力伝達装置の大型化およびコストアップの要因となる問題があった。

40

【0006】

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、四輪駆動車両の動力伝達装置において、油圧ポンプの個数を減少させ、かつ二方向クラッチ機構のトルク伝達容量を小さくすることにより、小型化およびコストダウンを図ることを目的とする。

【0007】**【課題を解決するための手段】**

上記目的を達成するために、請求項1に記載された発明によれば、エンジンのトルクが直接的に伝達される主駆動輪と、エンジンのトルクの一部が駆動軸、油圧クラッチおよび被駆動軸を介して間接的に伝達される副駆動輪とを備え、前記油圧クラッチは駆動軸によ

50

り二方向クラッチ機構を介して駆動される油圧ポンプが発生する油圧で締結される四輪駆動車両であって、前記二方向クラッチ機構は、駆動軸に接続された第1クラッチ要素と、油圧ポンプに接続された第2クラッチ要素と、被駆動軸に摩擦部材を介してスリップ可能に接続された方向切換要素と、方向切換要素に形成したポケットに嵌合して第1、第2クラッチ要素に係合可能な係合要素とを備え、駆動軸の回転方向に関わらず、駆動軸の回転数が被駆動軸の回転数を上回ったときに、第1、第2クラッチ要素が係合要素を介して締結して油圧ポンプを駆動することを特徴とする四輪駆動車両の動力伝達装置が提案される。

【0008】

上記構成によれば、主駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数に一致する車両の前進定速走行時と、主駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数を下回る車両の前進制動時には二方向クラッチ機構が非締結状態になる。その結果、油圧ポンプが駆動軸から切り離されて油圧を発生しなくなるため、油圧クラッチが非締結状態になって車両は二輪駆動状態に維持される。

【0009】

主駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数を上回る車両の前進発進時や前進加速時には、第1、第2クラッチ要素が係合要素を介して締結して二方向クラッチ機構が締結状態になるため、油圧ポンプが駆動軸により駆動されて油圧を発生し、油圧クラッチが締結状態になって車両は四輪駆動状態に切り換えられる。

【0010】

車両の後進走行時には動力伝達装置の各要素の回転方向が前進走行時の回転方向の逆になるが、二方向クラッチ機構は駆動軸の回転数が被駆動軸の回転数を上回ったときに、駆動軸の回転方向に関わらず、第1、第2クラッチ要素が係合要素を介して締結するため、前進走行時と同様に車両の後進定速走行時と後進制動時に二方向クラッチ機構を非締結状態にして車両を二輪駆動状態に維持し、車両の後進発進時や後進加速時に二方向クラッチ機構を締結状態にして車両を四輪駆動状態に切り換えることができる。

【0011】

そして二方向クラッチ機構には主駆動輪から副駆動輪に伝達されるトルクが直接作用することがなく、油圧ポンプを駆動する微小なトルクだけが作用するため、二方向クラッチ機構のトルク伝達容量を小さくして小型化およびコストダウンを図ることができる。また油圧ポンプの個数が1個で済むため、部品点数、組付工数、重量およびコストの削減に寄与することができ、しかも主駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数を上回ったときだけ油圧ポンプが作動するため、油圧ポンプの駆動に要するエネルギーを最小限に抑えてエンジンの燃料消費量を節減することができる。

【0012】

しかも方向切換要素が被駆動軸に摩擦部材を介してスリップ可能に接続されるので、主駆動輪および副駆動輪の回転数差が大きくなっても方向切換要素に過剰な負荷が加わるのを防止して二方向クラッチ機構の耐久性を確保することができる。

【0013】

また請求項2に記載された発明によれば、請求項1の構成に加えて、二方向クラッチ機構の方向切換要素と被駆動軸との間に、被駆動軸の回転を増速して方向切換要素に伝達する増速手段を介在させたことを特徴とする四輪駆動車両の動力伝達装置が提案される。

【0014】

上記構成によれば、被駆動軸の回転が増速手段で増速されて方向切換要素に伝達されるので、主駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数を増速手段の増速率を越えて上回ったときに、始めて二方向クラッチが締結する。従って、タイトターン時や車庫入れ時に主駆動輪および副駆動輪に若干の回転数差が発生しても、二方向クラッチが締結しないので四輪駆動状態にならず、タイトコーナブレーキング現象を回避することができる。これにより、不必要に四輪駆動状態になるのを防止してエンジンの燃料消費量を節減することができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 1 5 】

また請求項 3 に記載された発明によれば、請求項 1 の構成に加えて、二方向クラッチ機構は、方向切換要素の半径方向内側および半径方向外側にそれぞれ第 1 クラッチ要素および第 2 クラッチ要素を備え、油圧ポンプの内部に同軸に配置されることを特徴とする、請求項 1 に記載の四輪駆動車両の動力伝達装置が提案される。

【 0 0 1 6 】

上記構成によれば、二方向クラッチ機構が油圧ポンプの内部に同軸に配置されるので、動力伝達装置の軸方向寸法を小型化することができる。

【 0 0 1 7 】

【 発明の実施の形態 】

以下、本発明の実施の形態を、添付図面に示した本発明の実施例に基づいて説明する。

【 0 0 1 8 】

図 1 ~ 図 5 は本発明の第 1 実施例を示すもので、図 1 は四輪駆動車両の動力伝達系の全体構成を示す図、図 2 は動力伝達装置の構造を示す図、図 3 は図 2 の 3 - 3 線拡大断面図、図 4 は二方向クラッチ機構の作用説明図、図 5 は油圧クラッチを作動させる油圧回路図である。

【 0 0 1 9 】

図 1 および図 2 に示すように、四輪駆動車両の前部に搭載されたエンジン E の出力はトランスミッション 1 を介して前輪側のディファレンシャルギヤ 2 に入力され、そのディファレンシャルギヤ 2 の出力はドライブシャフト 3 , 3 を介して主駆動輪たる左右の前輪 W f , W f に伝達される。ディファレンシャルギヤ 2 に入力されたエンジン E の出力は傘歯車装置 4 および駆動軸 5 を介して後述する動力伝達装置 T に入力され、その動力伝達装置 T の出力は被駆動軸 6 および傘歯車装置 7 を介して後輪側のディファレンシャルギヤ 8 に伝達され、更にディファレンシャルギヤ 8 の出力はドライブシャフト 9 , 9 を介して副駆動輪たる左右の後輪 W r , W r に伝達される。

【 0 0 2 0 】

動力伝達装置 T は、駆動軸 5 の後部をボールベアリング 1 1 を介して支持するケーシング 1 2 を備えており、このケーシング 1 2 の後部開口にカバー 1 3 がボルト 1 4 ... で固定される。被駆動軸 6 はカバー 1 3 を貫通してケーシング 1 2 内に延び、その前端が駆動軸 5 の後端内周にローラベアリング 1 5 を介して相対回転自在に支持される。

【 0 0 2 1 】

駆動軸 5 および被駆動軸 6 間のトルクの伝達および遮断を司る油圧クラッチ 1 6 は、駆動軸 5 と一体に回転するクラッチアウター 1 7 にスプライン嵌合する複数の摩擦係合部材 1 8 ... と、被駆動軸 6 と一体に回転するクラッチインナー 1 9 にスプライン嵌合する複数の摩擦係合部材 2 0 ... と、ポンプハウジング 2 1 に形成したクラッチシリンダ 2 1 a と、このクラッチシリンダ 2 1 a に摺動自在に支持したクラッチピストン 2 2 と、クラッチアウター 1 7 にスプライン嵌合するプレッシャプレート 2 3 と、クラッチピストン 2 2 およびプレッシャプレート 2 3 間に配置したスラストベアリング 2 4 とを備える。

【 0 0 2 2 】

従って、後述する油圧ポンプ 2 6 が吐出する作動油がクラッチシリンダ 2 1 a 内のクラッチ油室 2 5 に供給されると、前進するクラッチピストン 2 2 にスラストベアリング 2 4 を介して押圧されたプレッシャプレート 2 3 が両摩擦係合部材 1 8 ... , 2 0 ... を密着させることにより、油圧クラッチ 1 6 が締結して駆動軸 5 および被駆動軸 6 を一体化する。そして油圧クラッチ 1 6 が締結した状態では前輪 W f , W f から後輪 W r , W r にトルクが伝達され、油圧クラッチ 1 6 が締結解除した状態では前輪 W f , W f から後輪 W r , W r へのトルクの伝達が遮断される。

【 0 0 2 3 】

例えばトロコイドポンプよりなる油圧ポンプ 2 6 は、ポンプハウジング 2 1 に形成したポンプ室 2 1 b に収納されたインナーロータ 2 7 およびアウターロータ 2 8 を備えており、それらインナーロータ 2 7 およびアウターロータ 2 8 の一側面はポンプハウジング 2 1

10

20

30

40

50

にボルト 29...およびピン 30で固定された前記カバー 13で覆われる。

【0024】

図2および図3から明らかなように、被駆動軸6の外周に相对回転自在に嵌合するスリーブ31の前端が油圧クラッチ16のプレッシャプレート23の半径方向内端に固定されており、このスリーブ31の後端外周と油圧ポンプ26のインナーロータ27の内周との間に二方向クラッチ機構32が配置される。二方向クラッチ機構32は、半径方向内側に位置してスリーブ31にスプライン結合されたリング状の第1クラッチ要素33と、第1クラッチ要素33の外部に同軸に配置されてインナーロータ27の内周にキー結合された第2クラッチ要素34と、第1、第2クラッチ要素33, 34の間に相对回転自在に配置された環状の方向切換要素35と、方向切換要素35に所定間隔で形成した複数のポケット35a...内に嵌合するように支持された複数のローラ36...とを備える。

10

【0025】

内側の第1クラッチ要素33の外周面には、前記ポケット35a...の位置に対応して平坦面33a...が形成されるが、外側の第2クラッチ要素34の内周面には円弧面34aが形成される。従って、ローラ36...は第1クラッチ要素33の平坦面33a...、第2クラッチ要素34の円弧面34aおよび方向切換要素35のポケット35a...に囲まれて保持される。第1クラッチ要素33から半径方向に突出するピン37が方向切換要素35に形成した切欠35bに係合することにより、方向切換要素35が第1クラッチ要素33に対して相对回転できる角度範囲が規制される。また方向切換要素35は、図示せぬスプリングによって図4(A)に示す中立位置に向けて付勢される。

20

【0026】

図4(B), (C)に示すように、車両の前進走行時に駆動軸5に接続された第1クラッチ要素33と、被駆動軸6に接続された方向切換要素35とは共に矢印方向に回転する。このとき、図4(B)に示すように第1クラッチ要素33の回転数 N_f が方向切換要素35の回転数 N_r を上回れば、方向切換要素35が第1クラッチ要素33に対して回転方向遅れ側に位相ずれし、二方向クラッチ機構32が締結して第1クラッチ要素33から第2クラッチ要素34にトルクが伝達され、駆動軸5によりクラッチアウター17およびスリーブ31を介して油圧ポンプ26が駆動される。また図4(C)に示すように方向切換要素35の回転数 N_r が第1クラッチ要素33の回転数 N_f を上回れば、方向切換要素35が第1クラッチ要素33に対して回転方向進み側に位相ずれし、二方向クラッチ機構32が締結解除して第1クラッチ要素33から第2クラッチ要素34にトルクが伝達されなくなり、油圧ポンプ26は駆動されなくなる。

30

【0027】

車両の後進走行時に二方向クラッチ機構32の第1クラッチ要素33および方向切換要素35は共に前述と逆方向に回転するが、この後進走行時にも、第1クラッチ要素33の回転数 N_f が方向切換要素35の回転数 N_r を上回れば二方向クラッチ機構32が締結し、方向切換要素35の回転数 N_r が第1クラッチ要素33の回転数 N_f を上回れば二方向クラッチ機構32が締結解除する。

【0028】

二方向クラッチ機構32の方向切換要素35と被駆動軸6とを接続する増速手段38は、被駆動軸6の外周に固定した第1ギヤ39と、カバー13に設けたブラケット40に支持した中間軸41に各々独立して回転自在に支持した第2、第3ギヤ42, 43と、方向切換要素35から一体に延びるアーム35bの先端に設けた第4ギヤ44と、第2、第3ギヤ42, 43間に配置した摩擦部材としての皿ばね45とから構成される。従って、被駆動軸6の回転が第1ギヤ39、第2ギヤ42、第3ギヤ43および第4ギヤ44を介して方向切換要素35に伝達されるとき、その回転数が数%程度増速される。また前記ピン37が切欠35dの端部に達して方向切換要素35の回転が規制されたとき、皿ばね45を介して第2、第3ギヤ42, 43が相互にスリップし、被駆動軸6から方向切換要素35へのトルク伝達が遮断されるため、二方向クラッチ機構32に過剰な負荷が作用するのを回避して耐久性を高めることができる。

40

50

【 0 0 2 9 】

以上のように、動力伝達装置 T は油圧ポンプ 2 6 を 1 個しか備えていないため、油圧ポンプを 2 個備えたものに比べて部品点数、組付工数、重量およびコストの削減に寄与することができる。しかも、後述するように前輪 W_f 、 W_f の回転数が後輪 W_r 、 W_r の回転数を所定の比率で上回ったときだけ油圧ポンプ 2 6 が作動するため、油圧ポンプ 2 6 の駆動に要するエネルギーを最小限に抑えて燃料消費量を節減することができる。また被駆動軸 6 の外周に二方向クラッチ機構 3 2 を配置し、この二方向クラッチ機構 3 2 の外周に油圧ポンプ 2 6 を配置したので、動力伝達装置 T の軸方向寸法を小型化することができる。

【 0 0 3 0 】

図 5 に示すように、オイルタンク 5 1 から延びる作動油吸入通路 L 1 は第 1 作動油吸入通路 L 2 および第 2 作動油吸入通路 L 3 に分岐し、それぞれ油圧ポンプ 2 6 の第 1 ポート 2 6 a および第 2 ポート 2 6 b に接続される。第 1 作動油吸入通路 L 2 および第 2 作動油吸入通路 L 3 には、オイルタンク 5 1 側から油圧ポンプ 2 6 側への作動油の通過のみを許容するチェックバルブ 5 2、5 3 がそれぞれ設けられる。油圧ポンプ 2 6 の第 1 ポート 2 6 a および第 2 ポート 2 6 b から延びる第 1 作動油吐出通路 L 4 および第 2 作動油吐出通路 L 5 は作動油吐出通路 L 6 に合流し、油圧の立ち上がり特性を調整するチョーク 5 4 を介して油圧クラッチ 1 6 の油室 2 5 に連通する。第 1 作動油吐出通路 L 4 および第 2 作動油吐出通路 L 5 には、油圧ポンプ 2 6 側から油圧クラッチ 1 6 側への作動油の通過のみを許容するチェックバルブ 5 5、5 6 がそれぞれ設けられる。作動油をオイルタンク 5 1 に戻す作動油戻し通路 L 7 と油圧クラッチ 1 6 の油室 2 5 とが、該油室 2 5 に油圧を発生させるオリフィス 5 7 で接続され、また油室 2 5 に作用する油圧の上限値を規制すべく、作動油吐出通路 L 6 がリリーフバルブ 5 8 を作動油戻し通路 L 7 に接続される。

【 0 0 3 1 】

而して、車両の前進走行時に油圧ポンプ 2 6 が一方向に回転すると、第 1 ポート 2 6 a が高圧の吐出ポートになり、第 2 ポート 2 6 b が低圧の吸入ポートになるため、2 個のチェックバルブ 5 2、5 6 が閉弁して 2 個のチェックバルブ 5 3、5 5 が開弁する。その結果、オイルタンク 5 1 の作動油はチェックバルブ 5 3、第 2 ポート 2 6 b、第 1 ポート 2 6 a、チェックバルブ 5 5 およびチョーク 5 4 を経て油圧クラッチ 1 6 の油室 2 5 に供給され、そこからオリフィス 5 7 を経てオイルタンク 5 1 に戻される。このとき、油室 2 5 に作用する油圧によってクラッチピストン 2 2 が押圧され、油圧クラッチ 1 6 が締結して前輪 W_f 、 W_f のトルクが後輪 W_r 、 W_r に配分される。

【 0 0 3 2 】

逆に、車両の後進走行時に油圧ポンプ 2 6 が他方向に回転すると、第 2 ポート 2 6 b が高圧の吐出ポートになり、第 1 ポート 2 6 a が低圧の吸入ポートになるため、2 個のチェックバルブ 5 3、5 5 が閉弁して 2 個のチェックバルブ 5 2、5 6 が開弁する。その結果、オイルタンク 5 1 の作動油はチェックバルブ 5 2、第 1 ポート 2 6 a、第 2 ポート 2 6 b、チェックバルブ 5 6 およびチョーク 5 4 を経て油圧クラッチ 1 6 の油室 2 5 に供給され、そこからオリフィス 5 7 を経てオイルタンク 5 1 に戻される。このとき、油室 2 5 に作用する油圧によってクラッチピストン 2 2 が押圧され、油圧クラッチ 1 6 が締結して前輪 W_f 、 W_f のトルクが後輪 W_r 、 W_r に配分される。

【 0 0 3 3 】

以上のように、車両の前進および後進により油圧ポンプ 2 6 の回転方向が変化しても、油圧クラッチ 1 6 の油室 2 5 に支障なく油圧を供給して四輪駆動状態にすることができる。

【 0 0 3 4 】

次に、前述の構成を備えた本発明の実施例の作用を説明する。

(1) 前進定速走行時

前輪 W_f 、 W_f および後輪 W_r 、 W_r が同速度で回転する車両の前進定速走行時には駆動軸 5 および被駆動軸 6 の回転数が等しくなるが、被駆動軸 6 に増速手段 3 8 を介して接続された二方向クラッチ機構 3 2 の方向切換要素 3 5 の回転数 N_r が第 1 クラッチ要素 3

10

20

30

40

50

3の回転数 N_f を上回るため、二方向クラッチ機構32は締結解除される(図4(C)参照)。その結果、油圧ポンプ26は駆動軸5から切り離されて油圧を発生しないため、油圧クラッチ16が締結解除されて前輪 W_f 、 W_f から後輪 W_r 、 W_r へのトルクの配分が遮断され、車両は二輪駆動状態になる。

(2) 前進発進時あるいは前進加速時

低摩擦係数の路面での急発進や急加速によって前輪 W_f 、 W_f がスリップすると、前輪 W_f 、 W_f の回転数が後輪 W_r 、 W_r の回転数を上回る。このとき、前輪 W_f 、 W_f の回転数が後輪 W_r 、 W_r の回転数を増速手段38の増速率を越えて上回ると、二方向クラッチ機構32の第1クラッチ要素33の回転数 N_f が方向切換要素35の回転数 N_r を上回るため、二方向クラッチ機構32が締結する(図4(B)参照)。その結果、油圧ポンプ26が駆動軸5により駆動され、油圧ポンプ26が発生した油圧によって油圧クラッチ16が締結して前輪 W_f 、 W_f のトルクの一部が後輪 W_r 、 W_r に配分され、車両が四輪駆動状態になって走破性が高められる。

10

【0035】

車両が四輪駆動状態になったとき、後輪 W_r 、 W_r に配分されるトルクの大きさを、前輪 W_f 、 W_f および後輪 W_r 、 W_r の差回転の増加に応じて、つまり前輪 W_f 、 W_f のスリップ量の増加に応じて増加させることができる。また前輪 W_f 、 W_f から後輪 W_r 、 W_r へのトルク伝達は油圧クラッチ16により行われ、二方向クラッチ機構32には油圧ポンプ26を駆動する微小なトルクだけが伝達されるため、二方向クラッチ機構32にトルク伝達容量の小さいものを使用して小型軽量化することができるだけでなく、耐久性の向上にも寄与することができる。

20

(3) 前進制動時

低摩擦係数の路面での前進走行時に急制動を行うと、一般に前輪 W_f 、 W_f の制動力は後輪 W_r 、 W_r の制動力を上回るように設定されているため、前輪 W_f 、 W_f が先にロック状態になって後輪 W_r 、 W_r の回転数が前輪 W_f 、 W_f の回転数を上回る場合がある。このような場合に油圧クラッチ16が締結して四輪駆動状態になると、ABS(アンチロックブレーキシステム)の作動に影響が及んで制動性能が低下する可能性があるため、この前進制動時には車両を二輪駆動状態に維持する必要がある。

【0036】

前述した前進定速走行時には、二方向クラッチ機構32の第1クラッチ要素33の回転数 N_f が方向切換要素35の回転数 N_r を下回るが、前輪 W_f 、 W_f がロックすると、前輪 W_f 、 W_f の回転に連動する第1クラッチ要素33の回転数 N_f が更に低下するため、二方向クラッチ機構32が締結解除状態のままになって車両は二輪駆動状態に維持される。

30

(4) 後進時

車両の後進時には動力伝達系の全ての要素の回転方向が逆になるため、二方向クラッチ機構32の第1クラッチ要素33、第2クラッチ要素34および方向切換要素35の回転方向が図4(B)、(C)に示す方向と逆になる。しかしながら、前進時と同様に、二方向クラッチ機構32は第1クラッチ要素33の回転数 N_f が方向切換要素35の回転数 N_r を上回ったときに締結し、第1クラッチ要素33の回転数 N_f が方向切換要素35の回転数 N_r を下回ったときに締結解除するため、車両は後進定速走行時と、後進制動時に前輪 W_f 、 W_f がロックした場合とに二輪駆動状態に維持され、後進発進時や後進急加速時に前輪 W_f 、 W_f がスリップした場合に四輪駆動状態に切り換えられる。

40

【0037】

前進時および後進時の何れの場合にも、前輪 W_f 、 W_f がスリップして二方向クラッチ機構32の第1クラッチ要素33の回転数 N_f が方向切換要素35の回転数 N_r を上回ると四輪駆動状態になるが、方向切換要素35の回転数 N_r は被駆動軸6の回転数を増速手段38で増速したものであるため、駆動軸5の回転数が副駆動軸5の回転数を増速手段38の増速率を越えて上回ったときに、始めて二方向クラッチ32が締結する。従って、タイトターン時や車庫入れ時に前輪 W_f 、 W_f および後輪 W_r 、 W_r に若干の回転数差が発

50

生しても二方向クラッチ 3 2 は締結しない。その結果、車両は二輪駆動状態に維持されてタイトコーナブレーキング現象が回避され、エンジンの燃料消費量の増加を防止することができる。

【 0 0 3 8 】

次に、図 6 に基づいて本発明の第 2 実施例を説明する。

【 0 0 3 9 】

図 1 および図 6 を比較すると明らかなように、第 1 実施例の増速手段 3 8 は第 2 ギヤ 4 2 および第 3 ギヤ 4 3 間に摩擦部材としての皿ばね 4 5 を配置しているが、第 2 実施例では被駆動軸 6 および第 1 ギヤ 4 1 間に摩擦部材としての皿ばね 4 5 を配置している。本第 2 実施例によっても、第 1 実施例と同様の作用効果を達成することができる。

10

【 0 0 4 0 】

次に、図 7 に基づいて本発明の第 3 実施例を説明する。

【 0 0 4 1 】

第 3 実施例の二方向クラッチ機構 3 2 は、第 1 クラッチ要素 3 3、第 2 クラッチ要素 3 4、方向切換要素 3 5 およびスプラグ 6 1 ... を備える。第 1 クラッチ要素 3 3 はスリーブ 3 1 に接続され、第 2 クラッチ要素 3 4 は油圧ポンプ 2 6 のインナーロータ 2 7 に接続され、方向切換要素 3 5 は増速手段 3 8 に接続される。方向切換要素 3 5 のポケット 3 5 a ... に嵌合するスプラグ 6 1 の半径方向内端は第 1 クラッチ要素 3 3 の外周の凹部 3 3 b ... に嵌合し、スプラグ 6 1 の半径方向外端は第 2 クラッチ要素 3 4 の内周の円弧面 3 4 c 当接する。方向切換要素 3 5 のポケット 3 5 a ... の両側にはスプラグ 6 1 の両側面に当接するスプリング 6 2 ... が設けられており、これらスプリング 6 2 ... の弾発力で方向切換要素 3 5 は第 1 クラッチ要素 3 3 に対して中立位置 (図 7 (A) 参照) に付勢される。方向切換要素 3 5 の第 1 クラッチ要素 3 3 に対する相対回転角は、図示せぬピンおよび切欠の係合により規制される。

20

【 0 0 4 2 】

図 7 (B), (C) に示すように、車両の前進走行時に、駆動軸 5 にクラッチアウター 1 7 およびスリーブ 3 1 を介して接続された二方向クラッチ機構 3 2 の第 1 クラッチ要素 3 3 と、被駆動軸 6 に増速手段 3 8 を介して接続された方向切換要素 3 5 とは共に矢印方向に回転する。このとき、図 7 (B) に示すように第 1 クラッチ要素 3 3 の回転数 N_f が方向切換要素 3 5 の回転数 N_r を上回れば、方向切換要素 3 5 が第 1 クラッチ要素 3 3 に対して回転方向遅れ側に位相ずれし、二方向クラッチ機構 3 2 が締結して油圧ポンプ 2 6 が駆動される。また図 7 (C) に示すように方向切換要素 3 5 の回転数 N_r が第 1 クラッチ要素 3 3 の回転数 N_f を上回れば、方向切換要素 3 5 が第 1 クラッチ要素 3 3 に対して回転方向進み側に位相ずれし、二方向クラッチ機構 3 2 の締結が解除されて油圧ポンプ 2 6 は駆動されなくなる。

30

【 0 0 4 3 】

このように、第 3 実施例の二方向クラッチ機構 3 2 によっても、第 1 実施例の二方向クラッチ機構 3 2 と同様の機能を発揮させることができる。

【 0 0 4 4 】

以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明はその要旨を逸脱しない範囲で種々の設計変更を行うことが可能である。

40

【 0 0 4 5 】

例えば、実施例では被駆動軸 6 の回転を増速手段 3 8 で増速して二方向クラッチ機構 3 2 の方向切換要素 3 5 に伝達しているが、被駆動軸 6 の回転をそのまま方向切換要素 3 5 に伝達しても良い。

【 0 0 4 6 】

【 発明の効果 】

以上のように請求項 1 に記載された発明によれば、主駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数に一致する車両の前進定速走行時と、主駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数を下回る車両の前進制動時には二方向クラッチ機構が非締結状態になる。その結果、油圧ポンプが

50

駆動軸から切り離されて油圧を発生しなくなるため、油圧クラッチが非締結状態になって車両は二輪駆動状態に維持される。

【0047】

主駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数を上回る車両の前進発進時や前進加速時には、第1、第2クラッチ要素が係合要素を介して締結して二方向クラッチ機構が締結状態になるため、油圧ポンプが駆動軸により駆動されて油圧を発生し、油圧クラッチが締結状態になって車両は四輪駆動状態に切り換えられる。

【0048】

車両の後進走行時には動力伝達装置の各要素の回転方向が前進走行時の回転方向の逆になるが、二方向クラッチ機構は駆動軸の回転数が被駆動軸の回転数を上回ったときに、駆動軸の回転方向に関わらず、第1、第2クラッチ要素が係合要素を介して締結するため、前進走行時と同様に車両の後進定速走行時と後進制動時とに二方向クラッチ機構を非締結状態にして車両を二輪駆動状態に維持し、車両の後進発進時や後進加速時に二方向クラッチ機構を締結状態にして車両を四輪駆動状態に切り換えることができる。

【0049】

そして二方向クラッチ機構には主駆動輪から副駆動輪に伝達されるトルクが直接作用することがなく、油圧ポンプを駆動する微小なトルクだけが作用するため、二方向クラッチ機構のトルク伝達容量を小さくして小型化およびコストダウンを図ることができる。また油圧ポンプの個数が1個で済むため、部品点数、組付工数、重量およびコストの削減に寄与することができ、しかも主駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数を上回ったときだけ油圧ポンプが作動するため、油圧ポンプの駆動に要するエネルギーを最小限に抑えてエンジンの燃料消費量を節減することができる。

【0050】

しかも方向切換要素が被駆動軸に摩擦部材を介してスリップ可能に接続されるので、主駆動輪および副駆動輪の回転数差が大きくなっても方向切換要素に過剰な負荷が加わるのを防止して二方向クラッチ機構の耐久性を確保することができる。

【0051】

また請求項2に記載された発明によれば、被駆動軸の回転が増速手段で増速されて方向切換要素に伝達されるので、主駆動輪の回転数が副駆動輪の回転数を増速手段の増速率を越えて上回ったときに、始めて二方向クラッチが締結する。従って、タイトターン時や車庫入れ時に主駆動輪および副駆動輪に若干の回転数差が発生しても、二方向クラッチが締結しないので四輪駆動状態にならず、タイトコーナブレーキング現象を回避することができる。これにより、不必要に四輪駆動状態になるのを防止してエンジンの燃料消費量を節減することができる。

【0052】

また請求項3に記載された発明によれば、二方向クラッチ機構が油圧ポンプの内部に同軸に配置されるので、動力伝達装置の軸方向寸法を小型化することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 四輪駆動車両の動力伝達系の全体構成を示す図

【図2】 動力伝達装置の構造を示す図

【図3】 図2の3-3線拡大断面図

【図4】 二方向クラッチ機構の作用説明図

【図5】 油圧クラッチを作動させる油圧回路図

【図6】 本発明の第2実施例に係る四輪駆動車両の動力伝達系の全体構成を示す図

【図7】 本発明の第3実施例に係る二方向クラッチ機構を示す図

【符号の説明】

- 5 駆動軸
- 6 被駆動軸
- 16 油圧クラッチ
- 26 油圧ポンプ

10

20

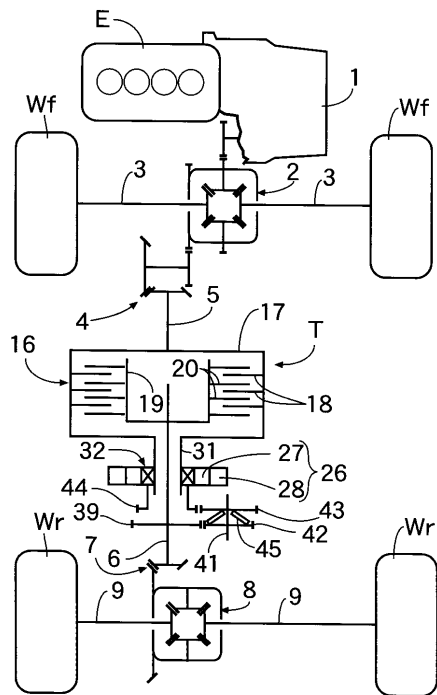
30

40

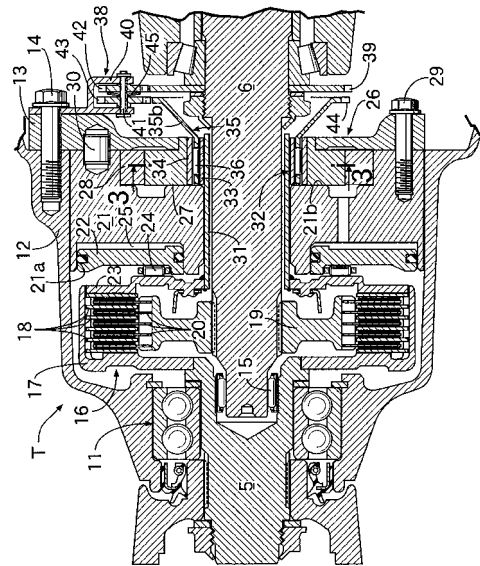
50

- 3 2 二方向クラッチ機構
- 3 3 第1クラッチ要素
- 3 4 第2クラッチ要素
- 3 5 方向切換要素
- 3 5 a ポケット
- 3 6 ローラ(係合要素)
- 3 8 増速手段
- 4 5 皿ばね(摩擦部材)
- 6 1 スプラグ(係合要素)
- E エンジン
- W f 前輪(主駆動輪)
- W r 後輪(副駆動輪)

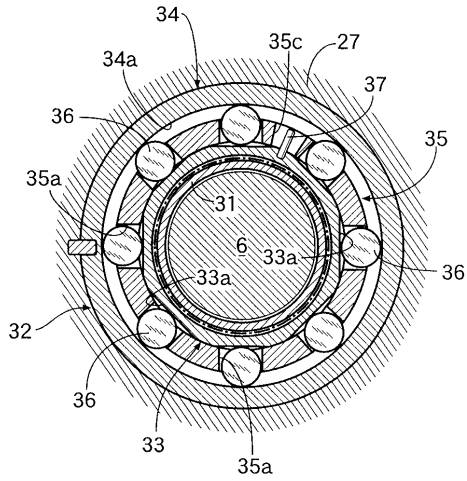
【図1】



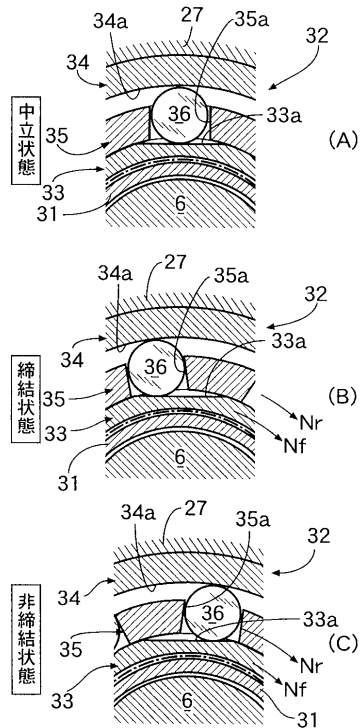
【図2】



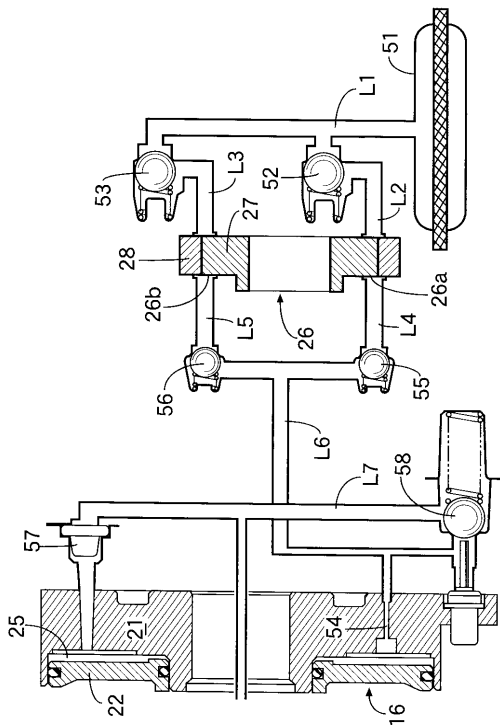
【図3】



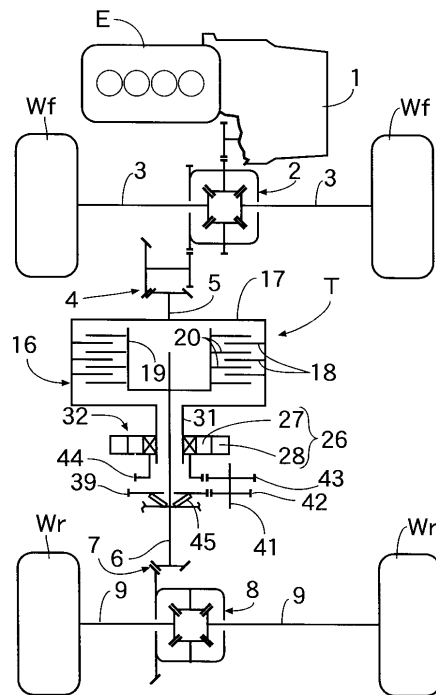
【図4】



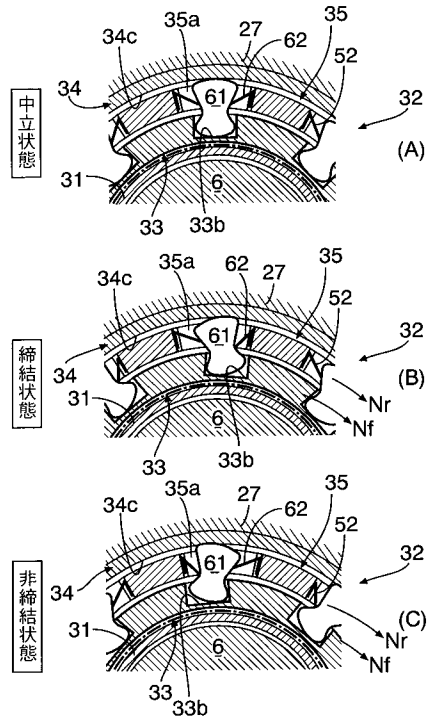
【図5】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平 1 0 - 2 2 6 2 4 7 (J P , A)
特開平 1 0 - 2 1 7 7 8 7 (J P , A)
特開平 0 9 - 0 7 1 1 4 2 (J P , A)
特開昭 6 3 - 0 6 7 4 3 1 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

B60K 17/02
B60K 17/28-17/36
B60K 23/00-23/08
F16D 41/06-41/08