

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6135634号  
(P6135634)

(45) 発行日 平成29年5月31日(2017.5.31)

(24) 登録日 平成29年5月12日(2017.5.12)

(51) Int.Cl. F 1  
B 6 O K 17/344 (2006.01) B 6 O K 17/344 B

請求項の数 5 (全 15 頁)

(21) 出願番号	特願2014-206779 (P2014-206779)	(73) 特許権者	000003207 トヨタ自動車株式会社
(22) 出願日	平成26年10月7日(2014.10.7)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(65) 公開番号	特開2016-74342 (P2016-74342A)	(74) 代理人	100085361 弁理士 池田 治幸
(43) 公開日	平成28年5月12日(2016.5.12)	(74) 代理人	100147669 弁理士 池田 光治郎
審査請求日	平成28年2月11日(2016.2.11)	(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
		(72) 発明者	宝満 昭徳 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用トランスファ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

入力回転部材と、第1の左右の車輪へ動力を出力する第1の出力回転部材と、第2の左右の車輪へ動力を出力する第2の出力回転部材と、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、前記第1の出力回転部材から前記第2の出力回転部材へ伝達する伝達トルクを調整する単板又は多板のクラッチとを備える車両用トランスファであって、

モータと、

前記モータの回転運動を直線運動に変換するねじ機構と、

前記ねじ機構の直線運動力を前記ハイロー切替機構及び前記クラッチへそれぞれ伝達する伝達機構と

を、更に備えており、

前記ねじ機構は、前記モータに直接的又は間接的に連結された回転部材と、前記回転部材の回転に伴って前記回転部材の軸心と平行な方向に移動可能に前記回転部材に連結された直線運動部材とを有しており、

前記ハイロー切替機構は、回転を出力するハイ側ギヤ歯と、前記ハイ側ギヤ歯よりも低速側の回転を出力するロー側ギヤ歯と、前記第1の出力回転部材にスプライン嵌合されて、前記第1の出力回転部材の軸心と平行な方向への移動によって前記ハイ側ギヤ歯と前記ロー側ギヤ歯とにそれぞれ噛み合うハイロースリーブとを有しており、

前記伝達機構は、前記直線運動部材に連結された、前記クラッチを押し付ける押付部材

10

20

と、前記回転部材の軸心と平行な別の軸心回りに設けられて、前記直線運動部材に連結されたフォークシャフトと、前記フォークシャフトに固設されて、前記ハイロースリーブに連結されたフォークとを有していることを特徴とする車両用トランスファ。

【請求項 2】

前記第 2 の出力回転部材に設けられたロック歯と、前記第 1 の出力回転部材にスプライン嵌合されて、前記第 1 の出力回転部材の軸心と平行な方向への移動によって前記ロック歯に噛み合うロックスリーブとを有するドグクラッチを更に備え、

前記伝達機構は、前記ねじ機構の直線運動力を前記ハイロースリーブを介して前記ロックスリーブへ伝達することを特徴とする請求項 1 に記載の車両用トランスファ。

【請求項 3】

前記ハイロースリーブは、前記入力回転部材の支持ベアリングに対して前記第 2 の出力回転部材側の空間に設けられており、

前記ロックスリーブは、前記ハイロー切替機構と前記第 2 の出力回転部材との間の空間に、前記ハイロースリーブと隣接して別体で設けられており、

前記伝達機構は、前記ハイロースリーブと前記ロックスリーブとを相互に離間させる側へ付勢する第 1 のスプリングと、前記ロックスリーブを前記ロック歯から離す側へ付勢する第 2 のスプリングとを有していることを特徴とする請求項 2 に記載の車両用トランスファ。

【請求項 4】

前記ハイロースリーブは、前記ロックスリーブから離間する側にて前記ハイ側ギヤ歯に噛み合い、前記ロックスリーブに接近する側にて前記ロー側ギヤ歯に噛み合うものであり、

前記ロックスリーブは、前記フォークシャフトが前記ハイロースリーブを前記ロー側ギヤ歯に噛み合わせる位置にて前記ロック歯に噛み合うものであり、

前記単板又は多板のクラッチは、前記第 1 の出力回転部材の軸心方向で、前記第 2 の出力回転部材に対して前記ハイロー切替機構とは反対側に前記第 1 の出力回転部材の軸心回りに配置されて、前記第 2 の出力回転部材側に移動する前記押付部材によって押し付けられるものであり、

前記単板又は多板のクラッチは、前記フォークシャフトが前記ハイロースリーブを前記ハイ側ギヤ歯に噛み合わせる位置にて前記押付部材によって押し付けられ、前記フォークシャフトが前記ハイロースリーブを前記ロー側ギヤ歯に噛み合わせる位置にて前記押付部材によって押し付けられないものであり、

前記伝達機構は、前記フォークシャフトが前記ハイロースリーブを前記ハイ側ギヤ歯に噛み合わせる位置のまま、前記単板又は多板のクラッチが前記押付部材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前記直線運動部材の移動を許容する、前記直線運動部材と前記フォークシャフトとを連結する連結機構を有していることを特徴とする請求項 3 に記載の車両用トランスファ。

【請求項 5】

前記回転部材は、ねじ軸部材であり、

前記直線運動部材は、ナット部材であり、

前記ねじ機構は、前記ねじ軸部材と前記ナット部材がボールを介して作動するボールねじであることを特徴とする請求項 1 乃至 4 の何れか 1 項に記載の車両用トランスファ。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、入力回転部材と第 1 の出力回転部材と第 2 の出力回転部材とハイロー切替機構とクラッチとを備える車両用トランスファに関するものである。

【背景技術】

【0002】

入力回転部材の回転を変速して第 1 の出力回転部材へ伝達するハイロー切替機構と、第

10

20

30

40

50

1の出力回転部材から第2の出力回転部材へ伝達する伝達トルクを調整する単板又は多板のクラッチとを備える車両用トランスファが良く知られている。例えば、特許文献1に記載された、ハイロー切替機構と、副駆動輪側へ伝達するトルクを調整する多板のクラッチとを備えたトランスファがそれである。特許文献1に記載されたトランスファでは、ハイロー切替機構の切替作動と、クラッチのトルク調整とを一つのモータで行っている。その為、特許文献1のトランスファでは、モータの回転を直線運動に変換する変換機構は、ハイロー切替機構の切替作動用にはドラムカム式を採用し、クラッチのトルク調整用にはボールカム+レバー式を採用している。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】米国特許出願公開第2007/0251345号明細書

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところで、一般的に、ハイロー切替機構は比較的長いストロークが必要とされ、又、クラッチは比較的短いストロークでも良いが大きな推力が必要とされる。一方で、上述したドラムカム式はクラッチのトルク調整用には推力不足であり、又、上述したボールカム+レバー式はハイロー切替機構の切替作動用にはストローク不足である。その為、ハイロー切替機構の切替作動用とクラッチのトルク調整用とで、ドラムカム式かボールカム+レバー式かの何れか一方の同じ方式を採用することは困難である。つまり、ドラムカム式とボールカム+レバー式との何れの方式も、モータの回転を直線運動に変換できるが、長いストロークと大きな推力とを両立できる方式ではないので、ハイロー切替機構の切替作動用とクラッチのトルク調整用とで、各々別の方式を採用せざるを得ない。そうすると、構成部品数が増加し、重量増、コスト増、及び全長や軸間距離増による搭載性悪化等を招くおそれがある。尚、上述したような課題は未公知である。

【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、部品点数、重量、コスト、及び体格の低減が可能となる車両用トランスファを提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

前記目的を達成する為の第1の発明の要旨とするところは、(a) 入力回転部材と、第1の左右の車輪へ動力を出力する第1の出力回転部材と、第2の左右の車輪へ動力を出力する第2の出力回転部材と、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、前記第1の出力回転部材から前記第2の出力回転部材へ伝達する伝達トルクを調整する単板又は多板のクラッチとを備える車両用トランスファであって、(b) モータと、(c) 前記モータの回転運動を直線運動に変換するねじ機構と、(d) 前記ねじ機構の直線運動力を前記ハイロー切替機構及び前記クラッチへそれぞれ伝達する伝達機構とを、更に備えており、(e) 前記ねじ機構は、前記モータに直接的又は間接的に連結された回転部材と、前記回転部材の回転に伴って前記回転部材の軸心と平行な方向に移動可能に前記回転部材に連結された直線運動部材とを有しており、(f) 前記ハイロー切替機構は、回転を出力するハイ側ギヤ歯と、前記ハイ側ギヤ歯よりも低速側の回転を出力するロー側ギヤ歯と、前記第1の出力回転部材にスプライン嵌合されて、前記第1の出力回転部材の軸心と平行な方向への移動によって前記ハイ側ギヤ歯と前記ロー側ギヤ歯とにそれぞれ噛み合うハイロースリーブとを有しており、(g) 前記伝達機構は、前記直線運動部材に連結された、前記クラッチを押し付ける押付部材と、前記回転部材の軸心と平行な別の軸心回りに設けられて、前記直線運動部材に連結されたフォークシャフトと、前記フォークシャフトに固設されて、前記ハイロースリーブに連結されたフォークとを有していることにある。

10

20

30

40

50

## 【発明の効果】

## 【0007】

このようにすれば、ねじ機構が有する高い倍力機能によってクラッチへ高い推力を付与することができる。又、ねじ機構によってハイロー切替機構の作動に必要なストロークを得ることができる。従って、一つのモータとねじ機構と伝達機構とでハイロー切替機構の切替作動とクラッチのトルク調整(すなわち第2の出力回転部材(換言すれば第2の左右の車輪)へ伝達する伝達トルクの調整)とが可能となる。つまり、モータの回転運動を直線運動に変換する変換機構としてねじ機構を用いたことにより、同一の方式でハイロー切替機構の切替作動とクラッチのトルク調整とが可能となる。よって、車両用トランスファにおいて、部品点数、重量、コスト、及び体格の低減が可能となる。

10

## 【0010】

ここで、第2の発明は、前記第1の発明に記載の車両用トランスファにおいて、前記第2の出力回転部材に設けられたロック歯と、前記第1の出力回転部材にスプライン嵌合されて、前記第1の出力回転部材の軸心と平行な方向への移動によって前記ロック歯に噛み合うロックスリーブとを有するドグクラッチを更に備え、前記伝達機構は、前記ねじ機構の直線運動力を前記ハイロースリーブを介して前記ロックスリーブへ伝達することにある。このようにすれば、ねじ機構を用いた同一の方式で、ドグクラッチの切替作動(すなわち第2の出力回転部材への動力の伝達/遮断)が可能となる。

## 【0011】

また、第3の発明は、前記第2の発明に記載の車両用トランスファにおいて、前記ハイロースリーブは、前記入力回転部材の支持ベアリングに対して前記第2の出力回転部材側の空間に設けられており、前記ロックスリーブは、前記ハイロー切替機構と前記第2の出力回転部材との間の空間に、前記ハイロースリーブと隣接して別体で設けられており、前記伝達機構は、前記ハイロースリーブと前記ロックスリーブとを相互に離間させる側へ付勢する第1のスプリングと、前記ロックスリーブを前記ロック歯から離す側へ付勢する第2のスプリングとを有していることにある。このようにすれば、ロックスリーブの移動の可否に拘わらずハイロースリーブの移動が可能となる。又、ハイロースリーブとロックスリーブとが別体で設けられていても、ハイロースリーブがロックスリーブから離間する側へ移動させられれば、ロックスリーブがロック歯から離れる側へ移動させられる。

20

## 【0012】

また、第4の発明は、前記第3の発明に記載の車両用トランスファにおいて、前記ハイロースリーブは、前記ロックスリーブから離間する側にて前記ハイ側ギヤ歯に噛み合い、前記ロックスリーブに接近する側にて前記ロー側ギヤ歯に噛み合うものであり、前記ロックスリーブは、前記フォークシャフトが前記ハイロースリーブを前記ロー側ギヤ歯に噛み合わせる位置にて前記ロック歯に噛み合うものであり、前記単板又は多板のクラッチは、前記第1の出力回転部材の軸心方向で、前記第2の出力回転部材に対して前記ハイロー切替機構とは反対側に前記第1の出力回転部材の軸心回りに配置されて、前記第2の出力回転部材側に移動する前記押付部材によって押し付けられるものであり、前記単板又は多板のクラッチは、前記フォークシャフトが前記ハイロースリーブを前記ハイ側ギヤ歯に噛み合わせる位置にて前記押付部材によって押し付けられ、前記フォークシャフトが前記ハイロースリーブを前記ロー側ギヤ歯に噛み合わせる位置にて前記押付部材によって押し付けられないものであり、前記伝達機構は、前記フォークシャフトが前記ハイロースリーブを前記ハイ側ギヤ歯に噛み合わせる位置のままで、前記単板又は多板のクラッチが前記押付部材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前記直線運動部材の移動を許容する、前記直線運動部材と前記フォークシャフトとを連結する連結機構を有していることにある。このようにすれば、ハイロースリーブがハイ側ギヤ歯に噛み合わされて比較的高速側の回転を第1の出力回転部材(換言すれば第1の左右の車輪)へ伝達することができる車両状態では、単板又は多板のクラッチを介して調整されたトルクを第2の出力回転部材(換言すれば第2の左右の車輪)へ伝達することができる。又、この車両状態では、ロックスリーブがロック歯に噛み合わされないことはもちろんのこと、単板又は多板の

30

40

50

クラッチが押付部材によって押し付けられないようにすることができるので、第1の左右の車輪のみに動力を伝達することができる。一方で、ハイロースリーブがロー側ギヤ歯に噛み合わされて比較的低速側の回転を第1の出力回転部材へ伝達することができる車両状態では、ロックスリーブがロック歯に噛み合わされてドグクラッチにより第1の出力回転部材と第2の出力回転部材とが直結状態とされる。

【0013】

また、第5の発明は、前記第1の発明乃至第4の発明の何れか1つに記載の車両用トランスファにおいて、前記回転部材は、ねじ軸部材であり、前記直線運動部材は、ナット部材であり、前記ねじ機構は、前記ねじ軸部材と前記ナット部材がボールを介して作動するボールねじである。このようにすれば、ボールねじが有する高い倍力機能によってクラッチへ高い推力を付与することができる。又、ボールねじによってハイロー切替機構の作動に必要なストロークを得ることができる。又、モータの回転運動を直線運動に変換する変換機構としてすべりねじを用いることと比較して、回転運動を直線運動に変換する機械効率が高くされる。

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】本発明が適用される車両の概略構成を説明する図であると共に、車両における各種制御の為に制御システムの要部を説明する図である。

【図2】トランスファの概略構成を説明する断面図であって、高速側ギヤ段にて4WD走行状態とする為の態様を示す図である。

【図3】トランスファの概略構成を説明する骨子図である。

【図4】トランスファの概略構成を説明する断面図であって、低速側ギヤ段にてセンターデフロック状態での4WD走行状態とする為の態様を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0015】

以下、本発明の実施例を図面を参照して詳細に説明する。

【実施例】

【0016】

図1は、本発明が適用される車両10の概略構成を説明する図であると共に、車両10における各種制御の為に制御システムの要部を説明する図である。図1において、車両10は、駆動力源としてのエンジン12、左右の前輪14L、14R(特に区別しない場合には前輪14という)、左右の後輪16L、16R(特に区別しない場合には後輪16という)、エンジン12の動力を前輪14と後輪16とへそれぞれ伝達する動力伝達装置18などを備えている。後輪16は、二輪駆動(2WD)走行中及び四輪駆動(4WD)走行中のときに共に駆動輪となる主駆動輪である。前輪14は、2WD走行中のときに従動輪となり且つ4WD走行中のときに駆動輪となる副駆動輪である。従って、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。

【0017】

動力伝達装置18は、エンジン12に連結された変速機20、変速機20に連結された前後輪動力分配装置である車両用トランスファ22(以下、トランスファ22という)、トランスファ22にそれぞれ連結されたフロントプロペラシャフト24及びリヤプロペラシャフト26、フロントプロペラシャフト24に連結された前輪用差動歯車装置28、リヤプロペラシャフト26に連結された後輪用差動歯車装置30、前輪用差動歯車装置28に連結された左右の前輪車軸32L、32R(特に区別しない場合には前輪車軸32という)、後輪用差動歯車装置30に連結された左右の後輪車軸34L、34R(特に区別しない場合には後輪車軸34という)などを備えている。このように構成された動力伝達装置18において、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の動力は、トランスファ22から、リヤプロペラシャフト26、後輪用差動歯車装置30、後輪車軸34等の後輪側の動力伝達経路を順次介して後輪16へ伝達される。又、後輪16側へ伝達されるエンジン12の動力の一部は、トランスファ22にて前輪14側へ分配されて、

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 等の前輪側の動力伝達経路を順次介して前輪 14 へ伝達される。

【0018】

前輪用差動歯車装置 28 は、フロント側クラッチ 36 を前輪車軸 32 R 側に(すなわち前輪用差動歯車装置 28 と前輪 14 R との間に)備えている。フロント側クラッチ 36 は、前輪用差動歯車装置 28 と前輪 14 R との間の動力伝達経路を選択的に接続又は遮断する、電氣的(電磁的)に制御されるドグクラッチ(すなわち嚙合式クラッチ)である。尚、フロント側クラッチ 36 において、更に、同期機構(シンクロ機構)が備えられていても構わない。

【0019】

図 2 及び図 3 は、トランスファ 22 の概略構成を説明する図であって、図 2 はトランスファ 22 の断面図であり、図 3 はトランスファ 22 の骨子図である。図 2、図 3 において、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 40 を備えている。トランスファ 22 は、トランスファケース 40 内において、入力回転部材としての入力軸 42 と、第 1 の左右の車輪としての後輪 16 へ動力を出力する第 1 の出力回転部材としての後輪側出力軸 44 と、第 2 の左右の車輪としての前輪 14 へ動力を出力する第 2 の出力回転部材としてのドライブギヤ 46 と、入力軸 42 の回転を変速して後輪側出力軸 44 へ伝達する副変速機としてのハイロー切替機構 48 と、後輪側出力軸 44 からドライブギヤ 46 へ伝達する伝達トルクを調整する多板のクラッチとしての前輪駆動用クラッチ 50 とを共通の軸心 C1 回りに備えている。又、トランスファ 22 は、トランスファケース 40 内において、前輪側出力軸 52 と、前輪側出力軸 52 に一体的に設けられたドリブンギヤ 54 とを共通の軸心 C2 回りに備え、更に、ドライブギヤ 46 とドリブンギヤ 54 との間を連結する前輪駆動用チェーン 56 と、後輪側出力軸 44 とドライブギヤ 46 とを一体的に連結するドグクラッチとしてデフロック機構 58 とを備えている。

【0020】

入力軸 42 は、変速機 20 の出力回転部材(不図示)にスプライン嵌合継手などを介して連結されており、エンジン 12 から変速機 20 を介して入力された駆動力(トルク)によって回転駆動させられる。後輪側出力軸 44 は、リヤプロペラシャフト 26 に連結された主駆動軸である。ドライブギヤ 46 は、後輪側出力軸 44 回りに相対回転可能に設けられている。前輪側出力軸 52 は、フロントプロペラシャフト 24 に連結された副駆動軸である。

【0021】

このように構成されたトランスファ 22 は、例えばドライブギヤ 46 へ伝達するトルクを調整して、変速機 20 から伝達された動力を後輪 16 のみへ伝達したり、或いは前輪 14 及び後輪 16 のそれぞれに分配する。又、トランスファ 22 は、例えば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(所謂センターデフロック状態)とを切り替える。又、トランスファ 22 は、例えば高速側ギヤ段(高速側変速段)H 及び低速側ギヤ段(低速側変速段)L の何れかを成立させて、変速機 20 からの回転を変速して後段へ伝達する。つまり、トランスファ 22 は、入力軸 42 の回転をハイロー切替機構 48 を介して後輪側出力軸 44 へ伝達すると共に、前輪駆動用クラッチ 50 を介した伝達トルクが零とされ且つデフロック機構 58 が解放された状態では、後輪側出力軸 44 から前輪側出力軸 52 への動力伝達は行われな一方、前輪駆動用クラッチ 50 を介してトルクが伝達されるか或いはデフロック機構 58 が係合された状態では、後輪側出力軸 44 からドライブギヤ 46、前輪駆動用チェーン 56、及びドリブンギヤ 54 を介して前輪側出力軸 52 への動力伝達が行われる。

【0022】

具体的には、ハイロー切替機構 48 は、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 42 に対して軸心 C1 回りの回転不能に連結されたサンギヤ S と、そのサンギヤ S に対して略同心に配置され、

10

20

30

40

50

トランスファケース 40 に軸心 C1 回りの回転不能に連結されたリングギヤ R と、これらサンギヤ S 及びリングギヤ R に噛み合う複数のピニオンギヤ P を自転可能且つサンギヤ S 回りの公転可能に支持するキャリア CA とを有している。よって、サンギヤ S の回転速度は入力軸 42 に対して等速であり、キャリア CA の回転速度は入力軸 42 に対して減速される。このサンギヤ S の内周面にはハイ側ギヤ歯 64 が固設されており、又、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 が固設されている。ハイ側ギヤ歯 64 は、入力軸 42 と等速の回転を出力する、高速側ギヤ段 H の成立に関与するスプライン歯である。ロー側ギヤ歯 66 は、ハイ側ギヤ歯 64 よりも低速側の回転を出力する、低速側ギヤ段 L の成立に関与するスプライン歯である。ハイロースリーブ 62 は、後輪側出力軸 44 に軸心 C1 と平行な方向の相対移動可能にスプライン嵌合されており、フォーク連結部 62a と、フォーク連結部 62a と隣接して一体的に設けられた、後輪側出力軸 44 の軸心 C1 と平行な方向への移動によってハイ側ギヤ歯 64 とロー側ギヤ歯 66 とにそれぞれ噛み合う外周歯 62b とを有している。ハイ側ギヤ歯 64 と外周歯 62b とが噛み合うことで、入力軸 42 の回転と等速の回転が後輪側出力軸 44 へ伝達され、ロー側ギヤ歯 66 と外周歯 62b とが噛み合うことで、入力軸 42 の回転に対して減速された回転が後輪側出力軸 44 へ伝達される。ハイ側ギヤ歯 64 とハイロースリーブ 62 とは、高速側ギヤ段 H を形成する高速側ギヤ段用クラッチとして機能し、ロー側ギヤ歯 66 とハイロースリーブ 62 とは、低速側ギヤ段 L を形成する低速側ギヤ段用クラッチとして機能する。ハイロー切替機構 48 は、ハイロースリーブ 62 がハイ側ギヤ歯 64 とロー側ギヤ歯 66 との何れとも噛み合わないことにより動力伝達遮断状態(ニュートラル状態)になり、高速側ギヤ段 H と低速側ギヤ段 L との間でギヤ段が切り替えられる際には、この動力伝達可能状態を経てから切り替えられる。

#### 【0023】

デフロック機構 58 は、ドライブギヤ 46 の内周面に固設されたロック歯 68 と、後輪側出力軸 44 に軸心 C1 と平行な方向の相対移動可能にスプライン嵌合されて、軸心 C1 と平行な方向への移動によってロック歯 68 に噛み合う外周歯 70a が外周面に固設されたロックスリーブ 70 とを有している。トランスファ 22 は、ロックスリーブ 70 の外周歯 70a とロック歯 68 とが噛み合ったデフロック機構 58 の係合状態では、後輪側出力軸 44 とドライブギヤ 46 とが一体的に回転させられて、センターデフロック状態が形成される。

#### 【0024】

ハイロースリーブ 62 は、入力軸 42 の支持ベアリング 71 に対して(より具体的には遊星歯車装置 60 に対して)ドライブギヤ 46 側の空間に設けられている。ロックスリーブ 70 は、ハイロー切替機構 48 とドライブギヤ 46 との間の空間に、ハイロースリーブ 62 と隣接して別体で設けられている。トランスファ 22 は、ハイロースリーブ 62 とロックスリーブ 70 との間に、それぞれに当接してハイロースリーブ 62 とロックスリーブ 70 とを相互に離間させる側へ付勢する第 1 のスプリング 72 (以下、第 1 スプリング 72 という)を備えている。トランスファ 22 は、ドライブギヤ 46 とロックスリーブ 70 との間に、後輪側出力軸 44 の凸部 44a とロックスリーブ 70 とに当接してロックスリーブ 70 をロック歯 68 から離す側へ付勢する第 2 のスプリング 74 (以下、第 2 スプリング 74 という)を備えている。凸部 44a は、ドライブギヤ 46 の径方向内側の空間においてロック歯 68 側に突出して設けられた後輪側出力軸 44 の鏝部である。ハイ側ギヤ歯 64 は、軸心 C1 に平行な方向に見てロー側ギヤ歯 66 よりもロックスリーブ 70 から離れた位置に設けられている。ハイロースリーブ 62 の外周歯 62b は、ハイロースリーブ 62 がロックスリーブ 70 から離間する側(図 2, 3 において左側)にてハイ側ギヤ歯 64 に噛み合い、ハイロースリーブ 62 がロックスリーブ 70 に接近する側(図 2, 3 において右側)にてロー側ギヤ歯 66 に噛み合う。ロックスリーブ 70 の外周歯 70a は、ロックスリーブ 70 がドライブギヤ 46 に接近する側(図 2, 3 において右側)にてロック歯 68 に噛み合う。従って、ロックスリーブ 70 の外周歯 70a は、ハイロースリーブ 62 がロー側ギヤ歯 66 と噛み合う位置にてロック歯 68 に噛み合う。

## 【 0 0 2 5 】

前輪駆動用クラッチ 5 0 は、後輪側出力軸 4 4 に相対回転不能に連結されたクラッチハブ 7 6 と、ドライブギヤ 4 6 に相対回転不能に連結されたクラッチドラム 7 8 と、クラッチハブ 7 6 とクラッチドラム 7 8 との間に介挿されこれらを選択的に断接する摩擦係合要素 8 0 と、摩擦係合要素 8 0 を押圧するピストン 8 2 とを備える、多板の摩擦クラッチである。前輪駆動用クラッチ 5 0 は、後輪側出力軸 4 4 の軸心 C 1 方向で、ドライブギヤ 4 6 に対してハイロー切替機構 4 8 とは反対側に後輪側出力軸 4 4 の軸心 C 1 回りに配置されて、ドライブギヤ 4 6 側に移動するピストン 8 2 によって摩擦係合要素 8 0 が押し付けられる。前輪駆動用クラッチ 5 0 は、ピストン 8 2 がドライブギヤ 4 6 から軸心 C 1 に平行な方向に離れる側である非押圧側(図 2 , 3 において右側)に移動させられて摩擦係合要素 8 0 に当接しない状態では、解放状態となる。一方で、前輪駆動用クラッチ 5 0 は、ピストン 8 2 がドライブギヤ 4 6 に軸心 C 1 に平行な方向に近づく側である押圧側(図 2 , 3 において左側)に移動させられて摩擦係合要素 8 0 に当接する状態では、ピストン 8 2 の移動量によって伝達トルク(トルク容量)が調整され、解放状態又はスリップ状態又は係合状態となる。

10

## 【 0 0 2 6 】

トランスファ 2 2 は、前輪駆動用クラッチ 5 0 の解放状態且つロックスリーブ 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デフロック機構 5 8 の解放状態では、後輪側出力軸 4 4 とドライブギヤ 4 6 との間の動力伝達経路が遮断されて、変速機 2 0 から伝達された動力を後輪 1 6 のみへ伝達する。トランスファ 2 2 は、前輪駆動用クラッチ 5 0 のスリップ状態又は係合状態では、変速機 2 0 から伝達された動力を前輪 1 4 及び後輪 1 6 のそれぞれに分配する。トランスファ 2 2 は、前輪駆動用クラッチ 5 0 のスリップ状態では、後輪側出力軸 4 4 とドライブギヤ 4 6 との間の回転差動が許容されて、差動状態(非センターデフロック状態)が形成される。トランスファ 2 2 は、前輪駆動用クラッチ 5 0 の係合状態では、後輪側出力軸 4 4 とドライブギヤ 4 6 とが一体的に回転させられて、センターデフロック状態が形成される。前輪駆動用クラッチ 5 0 は、伝達トルクが制御されることで、前輪 1 4 と後輪 1 6 とのトルク配分を例えば 0 : 1 0 0 ~ 5 0 : 5 0 の間で連続的に変更することができる。

20

## 【 0 0 2 7 】

トランスファ 2 2 は、ハイロー切替機構 4 8 、前輪駆動用クラッチ 5 0 、及びデフロック機構 5 8 を作動させる装置として、モータ 8 4 と、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 の直線運動力をハイロー切替機構 4 8 、前輪駆動用クラッチ 5 0 、及びデフロック機構 5 8 へそれぞれ伝達する伝達機構 8 8 とを、更に備えている。

30

## 【 0 0 2 8 】

ねじ機構 8 6 は、後輪側出力軸 4 4 と同じ軸心 C 1 回りに配置されており、トランスファ 2 2 に備えられたウォームギヤ 9 0 を介してモータ 8 4 に間接的に連結された回転部材としてのねじ軸部材 9 2 と、ねじ軸部材 9 2 の回転に伴って軸心 C 1 と平行な方向に移動可能にねじ軸部材 9 2 に連結された直線運動部材としてのナット部材 9 4 とを備えている。ねじ機構 8 6 は、ねじ軸部材 9 2 とナット部材 9 4 が多数のボール 9 6 を介して作動するボールねじである。ウォームギヤ 9 0 は、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、軸心 C 1 回りに配置されてねじ軸部材 9 2 と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。例えばブラシレスモータであるモータ 8 4 の回転は、ウォームギヤ 9 0 を介してねじ軸部材 9 2 へ減速されて伝達される。ねじ機構 8 6 は、ねじ軸部材 9 2 に伝達されたモータ 8 4 の回転を、ナット部材 9 4 の直線運動に変換する。

40

## 【 0 0 2 9 】

伝達機構 8 8 は、ねじ軸部材 9 2 の軸心 C 1 と平行な別の軸心 C 3 回りに設けられて、ナット部材 9 4 に連結されたフォークシャフト 1 0 2 と、フォークシャフト 1 0 2 に固設されて、ハイロースリーブ 6 2 に連結されたフォーク 1 0 4 とを備えている。伝達機構 8

50



8は、ねじ機構86におけるナット部材94の直線運動力を、フォークシャフト102、及びフォーク104を介してハイロー切替機構48のハイロースリーブ62へ伝達する。ハイロースリーブ62とロックスリーブ70とは第1スプリング72を介して相互に力が付与され、又、ロックスリーブ70は第2スプリング74を介して後輪側出力軸44の凸部44aから力を付与されている。従って、伝達機構88は、ねじ機構86におけるナット部材94の直線運動力を、ハイロースリーブ62を介してデフロック機構58のロックスリーブ70へ伝達する。その為、第1スプリング72及び第2スプリング74は、伝達機構88の一部を構成する部材として機能する。

#### 【0030】

ねじ機構86は、前輪駆動用クラッチ50に対してドライブギヤ46とは反対側に配置されている。前輪駆動用クラッチ50のピストン82は、ねじ機構86のナット部材94とは軸心C1と平行な方向の相対移動不能且つ軸心C1回りの相対回転可能に連結されている。従って、ねじ機構86におけるナット部材94の直線運動力は、ピストン82を介して前輪駆動用クラッチ50の摩擦係合要素80に伝達される。その為、ピストン82は、ナット部材94に連結された、前輪駆動用クラッチ50の摩擦係合要素80を押し付ける押付部材であり、伝達機構88の一部を構成する部材として機能する。このように、伝達機構88は、ねじ機構86におけるナット部材94の直線運動力を、前輪駆動用クラッチ50の摩擦係合要素80へ伝達する。

#### 【0031】

伝達機構88は、ナット部材94とフォークシャフト102とを連結する連結機構106を備えている。連結機構106は、軸心C3と平行な方向にフォークシャフト102と摺動可能に軸心C3回りに配置された、一端部に設けられた鏝どうしが相対する2つの鏝付円筒部材108a, 108b、2つの鏝付円筒部材108a, 108bの間に介在させられた円筒状のスペーサ110、及びスペーサ110の外周側に配置された第3のスプリング112(以下、第3スプリング112という)と、2つの鏝付円筒部材108a, 108bを軸心C3と平行な方向に摺動可能に把持する把持部材114と、把持部材114とナット部材94とを連結する連結部材116とを備えている。把持部材114は、鏝付円筒部材108a, 108bの鏝に当接することで鏝付円筒部材108a, 108bをフォークシャフト102上で摺動させる。鏝付円筒部材108a, 108bの鏝が共に把持部材114と当接した状態における鏝間の長さは、スペーサ110の長さよりも長くされている。従って、鏝が共に把持部材114と当接した状態は、第3スプリング112の付勢力によって形成される。

#### 【0032】

フォークシャフト102は、鏝付円筒部材108a, 108bの各々を軸心C3と平行な方向の摺動不能とするストッパ118a, 118bを、外周面に備えている。ストッパ118a, 118bにより鏝付円筒部材108a, 108bが摺動不能とされることで、伝達機構88は、ナット部材94の直線運動力を、フォークシャフト102、及びフォーク104を介してハイロー切替機構48へ伝達することができる。

#### 【0033】

ロックスリーブ70の外周歯70aは、フォークシャフト102がハイロースリーブ62の外周歯62bをロー側ギヤ歯66に噛み合わせる位置(ローギヤ位置と称す)にてロック歯68に噛み合う。前輪駆動用クラッチ50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62bをハイ側ギヤ歯64に噛み合わせる位置(ハイギヤ位置と称す)にてピストン82によって押し付けられ、フォークシャフト102のローギヤ位置にてピストン82によって押し付けられない。

#### 【0034】

フォークシャフト102のハイギヤ位置では、鏝付円筒部材108a, 108bの鏝間の長さを、鏝が共に把持部材114と当接した状態での長さ、スペーサ110の長さとの間で変化させることができる。従って、連結機構106は、フォークシャフト102のハイギヤ位置のままで、前輪駆動用クラッチ50の摩擦係合要素80がピストン82によ

10

20

30

40

50

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 9 4 の軸心 C 1 と平行な方向の移動を許容する。

【 0 0 3 5 】

トランスファ 2 2 は、フォークシャフト 1 0 2 のハイギヤ位置を保持し、又、フォークシャフト 1 0 2 のローギヤ位置を保持するギヤ位置保持機構 1 2 0 を備えている。ギヤ位置保持機構 1 2 0 は、フォークシャフト 1 0 2 が摺動するトランスファケース 4 0 の内周面に形成された収容孔 1 2 2 と、収容孔 1 2 2 に収容されたロックボール 1 2 4 と、収容孔 1 2 2 に収容されてロックボール 1 2 4 をフォークシャフト 1 0 2 側へ付勢するロック用スプリング 1 2 6 と、フォークシャフト 1 0 2 の外周面に形成された、フォークシャフト 1 0 2 のハイギヤ位置においてロックボール 1 2 4 の一部を受け入れる凹部 1 2 8 h 及びフォークシャフト 1 0 2 のローギヤ位置においてロックボール 1 2 4 の一部を受け入れる凹部 1 2 8 l とを備えている。ギヤ位置保持機構 1 2 0 によりフォークシャフト 1 0 2 の各ギヤ位置が保持されることで、その各ギヤ位置においてモータ 8 4 からの出力を停止してもフォークシャフト 1 0 2 の各ギヤ位置が保持される。

10

【 0 0 3 6 】

トランスファ 2 2 は、フォークシャフト 1 0 2 のローギヤ位置を検出するローギヤ位置検出スイッチ 1 3 0 を備えている。ローギヤ位置検出スイッチ 1 3 0 は、例えばボール型の接触スイッチである。ローギヤ位置検出スイッチ 1 3 0 は、ローギヤ位置に移動したフォークシャフト 1 0 2 と接触する位置において、トランスファケース 4 0 に形成された貫通孔 1 3 2 に固設される。ローギヤ位置検出スイッチ 1 3 0 によってローギヤ位置が検出されると、例えば低速側ギヤ段 L にてセンターデフロック状態であることを運転者に知らせる為のインジケータが点灯される。

20

【 0 0 3 7 】

図 1 に戻り、車両 1 0 には、例えば 2 WD 状態と 4 WD 状態とを切り替える車両 1 0 の制御装置を含む電子制御装置 ( E C U ) 2 0 0 が備えられている。電子制御装置 2 0 0 は、例えば CPU、RAM、ROM、入出力インターフェース等を備えた所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、CPU は RAM の一時記憶機能を利用しつつ予め ROM に記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことにより車両 1 0 の各種制御を実行する。例えば、電子制御装置 2 0 0 は、エンジン 1 2 の出力制御、車両 1 0 の駆動状態の切替制御等を実行するようになっており、必要に応じてエンジン制御用や駆動状態制御等に分けて構成される。電子制御装置 2 0 0 には、図 1 に示すように、車両 1 0 に備えられた各種センサ (例えばエンジン回転速度センサ 2 0 2、モータ回転角度センサ 2 0 4、各車輪速センサ 2 0 6、アクセル開度センサ 2 0 8、運転者の操作によって高速側ギヤ段 H を選択する為の H レンジ選択スイッチ 2 1 0、運転者の操作によって 4 WD 状態を選択する為の 4 WD 選択スイッチ 2 1 2、運転者の操作によってセンターデフロック状態を選択する為のデフロック選択スイッチ 2 1 4 など) による検出信号に基づく各種実際値 (例えばエンジン回転速度  $N_e$ 、モータ回転角度  $\theta_m$ 、前輪  $1 4 L$ 、 $1 4 R$ 、及び後輪  $1 6 L$ 、 $1 6 R$  の各車輪速  $N_{wfl}$ 、 $N_{wfr}$ 、 $N_{wrl}$ 、 $N_{wrr}$ 、アクセル開度  $acc$ 、H レンジ選択スイッチ 2 1 0 が操作されたことを示す信号である H レンジ要求  $H_{on}$ 、4 WD 選択スイッチ 2 1 2 が操作されたことを示す信号である 4 WD 要求  $4WD_{on}$ 、デフロック選択スイッチ 2 1 4 が操作されたことを示す信号である  $LOCK_{on}$  など) が、それぞれ供給される。電子制御装置 2 0 0 からは、図 1 に示すように、例えばエンジン 1 2 の出力制御の為のエンジン出力制御指令信号  $S_e$ 、フロント側クラッチ 3 6 の状態を切り替える為の作動指令信号  $S_d$ 、モータ 8 4 の回転量を制御する為のモータ駆動指令信号  $S_m$  などが、エンジン 1 2 の出力制御装置、フロント側クラッチ 3 6 のアクチュエータ、モータ 8 4 などへそれぞれ出力される。

30

40

【 0 0 3 8 】

以上のように構成された車両 1 0 では、モータ 8 4 の回転量が制御されることでナット部材 9 4 の移動量 (ストローク) が制御される。フォークシャフト 1 0 2 のハイギヤ位置において、ピストン 8 2 が摩擦係合要素 8 0 に当接した位置からモータ 8 4 を所定の回転量だけ駆動して非押圧側に所定のストローク分だけナット部材 9 4 を移動させることで前輪

50

駆動用クラッチ 50 を解放状態とした位置が、車両 10 を高速側ギヤ段 H にて後輪 16 のみを駆動する 2WD 走行状態とする為の位置 (H2 位置と称す) とされる。この H2 位置においてフロント側クラッチ 36 が解放状態とされると、2WD 走行中において、ドライブギヤ 46 から前輪用差動歯車装置 28 までの動力伝達経路を構成する各回転要素 (ドライブギヤ 46、前輪駆動用チェーン 56、ドリブンギヤ 54、前輪側出力軸 52、フロントプロペラシャフト 24、前輪用差動歯車装置 28 等) には、エンジン 12 側からも前輪 14 側からも回転が伝達されない。従って、2WD 走行中において、これらの各回転要素が回転停止し、前記各回転要素の連れ回りが防止され、走行抵抗が低減される。

【0039】

又、例えば図 2 に示すように、フォークシャフト 102 のハイギヤ位置において、ピストン 82 が摩擦係合要素 80 に当接した位置からモータ 84 の回転量を制御して押圧側にナット部材 94 を移動させることで前輪駆動用クラッチ 50 をスリップ状態とした位置が、車両 10 を高速側ギヤ段 H にて前輪 14 及び後輪 16 共に動力が伝達される 4WD 走行状態とする為の位置 (H4 位置と称す) とされる。この H4 位置では、前輪駆動用クラッチ 50 の伝達トルクが制御されることで、前輪 14 と後輪 16 とのトルク配分が必要に応じて調整される。

【0040】

又、例えば図 2 に示すように、前記 H4 位置からモータ 84 の回転量を制御して押圧側にナット部材 94 を更に移動させることで前輪駆動用クラッチ 50 を係合状態とした位置が、車両 10 を高速側ギヤ段 H にてセンターデフロック状態での 4WD 走行状態とする為の位置 (H4L 位置と称す) とされる。

【0041】

又、フォークシャフト 102 のローギヤ位置では、図 4 に示すように、前輪駆動用クラッチ 50 が解放状態とされ且つデフロック機構 58 が係合状態とされるので、車両 10 を低速側ギヤ段 L にてセンターデフロック状態での 4WD 走行状態とする為の位置 (L4 位置と称す) とされる。

【0042】

フォークシャフト 102 のハイギヤ位置とローギヤ位置との切替えは、例えば車両 10 の停止時に変速機 20 のニュートラル状態において行われる。その為、デフロック機構 58 において、ロックスリーブ 70 の外周歯 70a とロック歯 68 との位相が合っていないと、係合と解放との間の移行がスムーズにできない可能性がある。このような問題に対して、ハイロースリーブ 62 はロックスリーブ 70 とは別体で設けられているので、フォークシャフト 102 のハイギヤ位置とローギヤ位置との切替え時にロックスリーブ 70 が移動できない場合でもハイロースリーブ 62 は移動することが可能である。従って、フォークシャフト 102 のハイギヤ位置とローギヤ位置との切替え時に、ハイロー切替機構 48 をニュートラル状態とする位置でハイロースリーブ 62 の移動が止められるということはなく、少なくとも後輪 16 側への動力伝達は確保される。

【0043】

上述のように、本実施例によれば、トランスファ 22 は、モータ 84 とねじ機構 86 と伝達機構 88 とを備えているので、ねじ機構 86 が有する高い倍力機能によって前輪駆動用クラッチ 50 へ高い推力を付与することができる。又、ねじ機構 86 によってハイロー切替機構 48 の作動に必要なストロークを得ることができる。従って、一つのモータ 84 とねじ機構 86 と伝達機構 88 とでハイロー切替機構 48 の切替作動と前輪駆動用クラッチ 50 のトルク調整 (すなわちドライブギヤ 46 (換言すれば前輪 14) へ伝達する伝達トルクの調整) とが可能となる。つまり、モータ 84 の回転運動を直線運動に変換する変換機構としてねじ機構 86 を用いたことにより、同一の方式でハイロー切替機構 48 の切替作動と前輪駆動用クラッチ 50 のトルク調整とが可能となる。よって、トランスファ 22 において、部品点数、重量、コスト、及び体格の低減が可能となる。

【0044】

また、本実施例によれば、伝達機構 88 は、ねじ機構 86 の直線運動力をデフロック機

10

20

30

40

50

構 5 8 へ伝達するので、ねじ機構 8 6 を用いた同一の方式で、デフロック機構 5 8 の切替作動(すなわちドライブギヤ 4 6 への動力の伝達 / 遮断)が可能となる。

【 0 0 4 5 】

また、本実施例によれば、ロックスリーブ 7 0 は、ハイロー切替機構 4 8 とドライブギヤ 4 6 との間の空間に、ハイロースリーブ 6 2 と隣接して別体で設けられており、伝達機構 8 8 は、第 1 スプリング 7 2 と第 2 スプリング 7 4 とを有しているのので、ロックスリーブ 7 0 の移動の可否に拘わらずハイロースリーブ 6 2 の移動が可能となる。又、ハイロースリーブ 6 2 とロックスリーブ 7 0 とが別体で設けられていても、ハイロースリーブ 6 2 がロックスリーブ 7 0 から離間する側へ移動させられれば、ロックスリーブ 7 0 がロック歯 6 8 から離れる側へ移動させられる。

10

【 0 0 4 6 】

また、本実施例によれば、伝達機構 8 8 は連結機構 1 0 6 を有しているのので、ハイロースリーブ 6 2 がハイ側ギヤ歯 6 4 に噛み合わされて比較的高速側の回転を後輪側出力軸 4 4 (換言すれば後輪 1 6)へ伝達することができる車両状態では、前輪駆動用クラッチ 5 0 を介して調整されたトルクをドライブギヤ 4 6 (換言すれば前輪 1 4)へ伝達することができる。又、この車両状態では、ロックスリーブ 7 0 がロック歯 6 8 に噛み合わされないことはもちろんのこと、前輪駆動用クラッチ 5 0 がピストン 8 2 によって押し付けられないようにすることができるので、後輪 1 6 のみに動力を伝達することができる。一方で、ハイロースリーブ 6 2 がロー側ギヤ歯 6 6 に噛み合わされて比較的低速側の回転を後輪側出力軸 4 4 へ伝達することができる車両状態では、ロックスリーブ 7 0 がロック歯 6 8 に噛み合わされてデフロック機構 5 8 により後輪側出力軸 4 4 とドライブギヤ 4 6 とが直結状態とされる。

20

【 0 0 4 7 】

また、本実施例によれば、ねじ機構 8 6 はボールねじであるので、ボールねじが有する高い倍力機能によって前輪駆動用クラッチ 5 0 へ高い推力を付与することができる。又、ボールねじによってハイロー切替機構 4 8 の作動に必要なストロークを得ることができる。又、モータ 8 4 の回転運動を直線運動に変換する変換機構としてすべりねじを用いることと比較して、回転運動を直線運動に変換する機械効率が高くされる。

【 0 0 4 8 】

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。

30

【 0 0 4 9 】

例えば、前述の実施例において、ねじ機構 8 6 としてボールねじを例示したが、この態様に限らない。例えば、ねじ機構 8 6 は、モータ 8 4 の回転運動を直線運動に変換する変換機構であれば良く、単純なボルトの軸とナットとを組み合わせたような機構であっても良い。具体的には、ねじ機構 8 6 は、すべりねじなどであっても良い。すべりねじの場合には、ボールねじと比較して回転運動を直線運動に変換する機械効率が低くされるが、前輪駆動用クラッチ 5 0 へ高い推力を付与することができたり、ハイロー切替機構 4 8 の作動に必要なストロークを得ることができるという、一定の効果は得られる。

【 0 0 5 0 】

また、前述の実施例では、ねじ機構 8 6 はウォームギヤ 9 0 を介してモータ 8 4 に間接的に連結されたが、この態様に限らない。例えば、ねじ機構 8 6 のねじ軸部材 9 2 とモータ 8 4 とは、ウォームギヤ 9 0 を介することなく直接的に連結されても良い。具体的には、ねじ軸部材 9 2 とモータ 8 4 とは、モータ 8 4 のモータシャフトに設けられたピニオンとねじ軸部材 9 2 に形成されたギヤ歯とが噛み合うように、直接的に連結されても良い。

40

【 0 0 5 1 】

また、前述の実施例では、トランスファ 2 2 が適用される車両 1 0 として F R をベースとする四輪駆動車両を例示したが、これに限らない。例えば、トランスファ 2 2 が適用される車両 1 0 は、前置エンジン前輪駆動 (F F) をベースとする四輪駆動車両であっても良い。又、前輪駆動用クラッチ 5 0 は、多板のクラッチであったが、単板のクラッチであっ

50

ても本発明は適用され得る。又、トランスファ 22 は、ギヤ位置保持機構 120 やローギヤ位置検出スイッチ 130 を備えなくても良い。

【0052】

また、前述の実施例において、駆動力源として例示したエンジン 12 は、例えばガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関が用いられる。又、駆動力源としては、例えば電動機等の他の原動機を単独で或いはエンジン 12 と組み合わせて採用することもできる。又、変速機 20 は、遊星歯車式多段変速機、無段変速機、同期嚙合型平行 2 軸式変速機(公知の D C T 含む)などの種々の自動変速機、又は公知の手動変速機である。又、フロント側クラッチ 36 は、電磁ドグクラッチであったが、これに限らない。例えば、フロント側クラッチ 36 は、スリーブを軸方向に移動させるシフトフォークを備え、電気制御可能な或いは油圧制御可能なアクチュエータによって、そのシフトフォークが駆動される形式のドグクラッチ、又は、摩擦クラッチなどであっても良い。

10

【0053】

尚、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。

【符号の説明】

【0054】

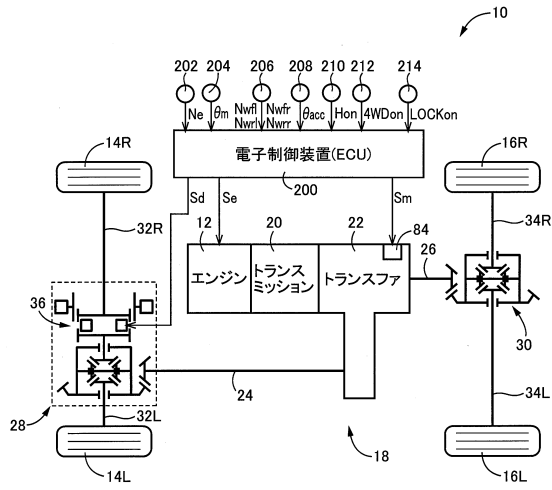
- 14 (14L, 14R) : 前輪(第2の左右の車輪)
- 16 (16L, 16R) : 後輪(第1の左右の車輪)
- 22 : 車両用トランスファ
- 42 : 入力軸(入力回転部材)
- 44 : 後輪側出力軸(第1の出力回転部材)
- 46 : ドライブギヤ(第2の出力回転部材)
- 48 : ハイロー切替機構
- 50 : 前輪駆動用クラッチ(クラッチ)
- 58 : デフロック機構(ドグクラッチ)
- 62 : ハイロースリーブ
- 64 : ハイ側ギヤ歯
- 66 : ロー側ギヤ歯
- 68 : ロック歯
- 70 : ロックスリーブ
- 71 : 支持ベアリング
- 72 : 第1のスプリング
- 74 : 第2のスプリング
- 82 : ピストン(押付部材)
- 84 : モータ
- 86 : ねじ機構(ボールねじ)
- 88 : 伝達機構
- 92 : ねじ軸部材(回転部材)
- 94 : ナット部材(直線運動部材)
- 102 : フォークシャフト
- 104 : フォーク
- 106 : 連結機構

20

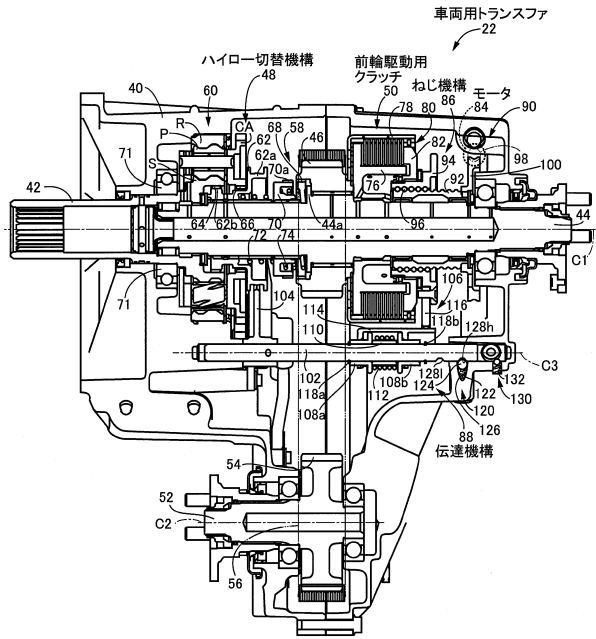
30

40

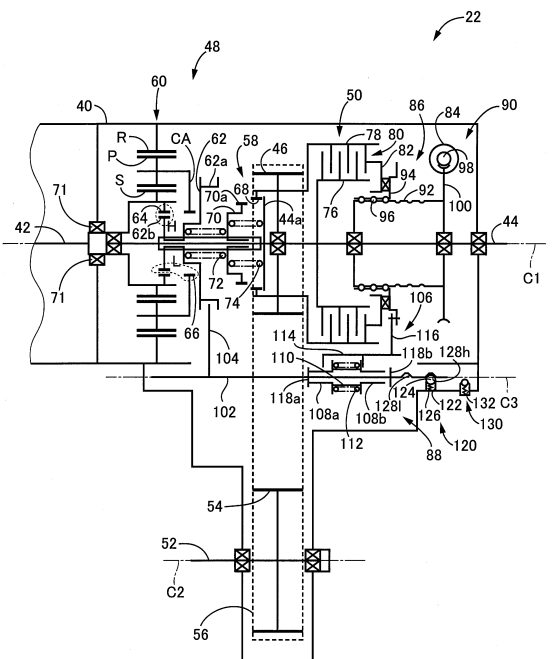
【図1】



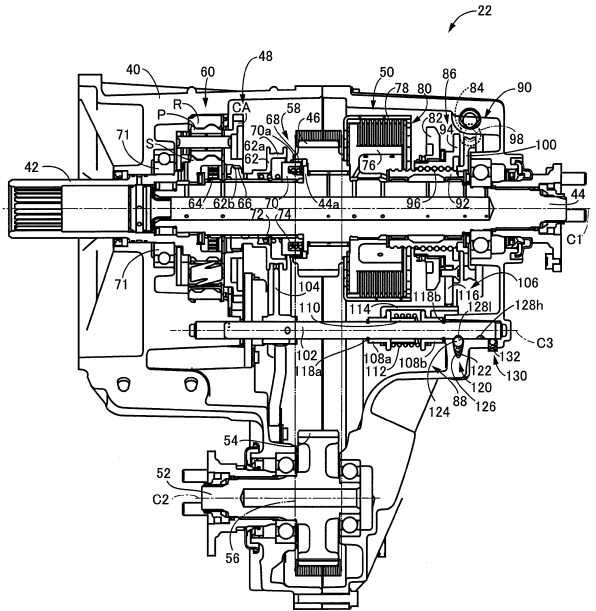
【図2】



【図3】



【図4】



---

フロントページの続き

(72)発明者 荒川 智洋  
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 藤村 聖子

(56)参考文献 特開2012-091641(JP,A)  
特表2004-514587(JP,A)  
特開2012-224229(JP,A)  
特開2013-164099(JP,A)  
特開平07-117516(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
B60K 17/344