

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6669835号
(P6669835)

(45) 発行日 令和2年3月18日(2020.3.18)

(24) 登録日 令和2年3月2日(2020.3.2)

(51) Int.Cl.		F 1			
F 1 6 H	3/083	(2006.01)	F 1 6 H	3/083	
F 1 6 D	11/00	(2006.01)	F 1 6 D	11/00	A
F 1 6 D	11/10	(2006.01)	F 1 6 D	11/10	C

請求項の数 4 (全 29 頁)

(21) 出願番号	特願2018-197830 (P2018-197830)	(73) 特許権者	597021598
(22) 出願日	平成30年10月19日(2018.10.19)		株式会社イケヤフォーミュラ
(62) 分割の表示	特願2014-15186 (P2014-15186) の分割		栃木県鹿沼市野尻537-4
原出願日	平成26年1月30日(2014.1.30)	(74) 代理人	100110629
(65) 公開番号	特開2019-32083 (P2019-32083A)		弁理士 須藤 雄一
(43) 公開日	平成31年2月28日(2019.2.28)	(74) 代理人	100166615
審査請求日	平成30年10月19日(2018.10.19)		弁理士 須藤 大輔
		(72) 発明者	池谷 信二
			栃木県鹿沼市野尻537-4
			株式会社イケヤフォーミュラ内
		(72) 発明者	寺岡 正夫
			栃木県佐野市富岡町73-3
		審査官	山尾 宗弘

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トランスミッション

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動力伝達軸に相対回転可能に支持された複数段の変速ギヤと、前記変速ギヤを前記駆動力伝達軸に選択的に結合して変速出力するために複数備えられ前記変速ギヤに選択的な噛み合いが可能なクラッチ・リングと、このクラッチ・リングを選択的に操作する変速操作部とを備え、

前記変速操作部のシフト・アップ動作又はシフト・ダウン動作により変速下段及び変速上段のクラッチ・リングが同時噛み合いした時に前記変速下段のクラッチ・リングにコースティング・トルクが発生すると共に前記変速上段のクラッチ・リングにドライブ・トルクが発生し前記変速下段又は変速上段のクラッチ・リングに噛み合い解除方向の軸力を生じさせて変速を行うトランスミッションであって、

前記クラッチ・リング及び変速ギヤは、回転方向に噛合うクラッチ歯を備え、
前記クラッチ歯は、前記同時噛み合いにより斜面の作用で噛み合い解除方向のスラスト力を発生させるガイド面を備えた、
ことを特徴とするトランスミッション。

【請求項2】

請求項1記載のトランスミッションであって、
前記クラッチ歯は、軸方向にほぼ平行に設定されてドライブ・トルクにより噛合うドライブ噛み合い面を備えた、
ことを特徴とするトランスミッション。

【請求項 3】

駆動力伝達軸に相対回転可能に支持された複数段の変速ギヤと、前記変速ギヤを前記駆動力伝達軸に選択的に結合して変速出力するために複数備えられ前記変速ギヤが2速以上はなれて両サイドにそれぞれ配置され両サイドの変速ギヤに選択的な噛み合いが可能なクラッチ・リングと、このクラッチ・リングを選択的に操作する変速操作部とを備え、

前記変速操作部のシフト・アップ動作又はシフト・ダウン動作により変速下段及び変速上段のクラッチ・リングが同時噛み合いした時に前記変速下段のクラッチ・リングにコースティング・トルクが発生すると共に前記変速上段のクラッチ・リングにドライブ・トルクが発生し前記変速下段及び変速上段のクラッチ・リングに噛み合い解除方向と噛み合い方向との異なる方向の軸力を各別に生じさせて変速を行うトランスミッションであって、

前記クラッチ・リング及び変速ギヤは、回転方向に噛合うクラッチ歯を備え、

前記クラッチ歯は、前記同時噛み合いにより斜面の作用で噛み合い解除方向のスラスト力を発生させるガイド面を備えた、

ことを特徴とするトランスミッション。

【請求項 4】

請求項 3 記載のトランスミッションであって、

前記クラッチ歯は、前記同時噛み合いにより噛み合い方向のスラスト力を発生させるように傾斜したドライブ噛み合い面を備えた、

ことを特徴とするトランスミッション。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車、建機、農業車両等の変速を行わせるトランスミッションに関する。

【背景技術】

【0002】

一般に、シングル・クラッチを使用した車両用のトランスミッションは、変速時に駆動力が途切れ、変速ショックや加速遅れ等が避けられなかった。また大きな走行抵抗を有し速度エネルギーが小さい建機、農機等にあっては変速時、駆動力が途切れると即停止してしまい変速が困難な場合も生じる。

【0003】

これに対し、ツイン・クラッチのトランスミッションは、駆動力が途切れず、変速ショックや加速遅れを抑制できるものとして知られている。

【0004】

しかし、ツイン・クラッチのトランスミッションは、構造が複雑で重量が大きいという問題がある。

【0005】

一方、シームレスシフト・トランスミッションは、重量増を抑制できるものとして注目されている。

【0006】

以下に、シームレスシフト・トランスミッションの動作を説明する。ここでは、説明を簡単にするため、1速、2速間の変速を説明する。

【0007】

このシームレスシフト・トランスミッションでは、1速ギヤ、2速ギヤ間に入力軸に係合した3個の第1ピュレット、3個の第2ピュレットを備え、シフト操作に応じて移動する構成となっている。1速ギヤ及び2速ギヤには、噛み合い歯が形成され、第1ピュレット及び第2ピュレットの両端部には、回転方向前後で異なった複雑なフェースが形成されている。

【0008】

第1ピュレット及び第2ピュレットは、セレクトフォークの動作に対しスプリングを介して1速ギヤ又は2速ギヤ側へ移動する構成である。

10

20

30

40

50

【0009】

このような構成により、例えば1速ギヤへの変速時は、3個の第1ピュレットが1速ギヤの噛合い歯に噛み合ってから残りの3個の第2ピュレットが噛合い歯に噛み合う。

【0010】

2速への変速時は、3個の第2ピュレットが2速ギヤの噛合い歯に噛み合ってから残りの3個の第1ピュレットが噛合い歯に噛み合う。

【0011】

このような複雑なフェースを備えた第1ピュレット及び第2ピュレットとスプリングを介したセレクト動作とにより、駆動力が途切れず、変速ショックや加速の遅れを抑制し、且つ重量軽減を図ることができる。

10

【0012】

しかし、第1ピュレット及び第2ピュレット等を備えた構造が複雑であり、部品点数も増大するという問題がある。

【0013】

これに対し、駆動力が途切れず、変速ショックや加速の遅れを抑制し、重量軽減を図ることができ、且つ構造を簡単にすることを可能としたトランスミッションを提案した。(特許文献1)

このトランスミッションは、基本的な所期の目的を達成したが、本願出願人は、これを変速ショックの観点においてさらに改良した。

【先行技術文献】

20

【特許文献】

【0014】

【特許文献1】特開2012-127471号公報

【非特許文献】

【0015】

【非特許文献1】June 2005 Racecar Engineering(www.racecar-engineering.com)

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0016】

解決しようとする問題点は、駆動力が途切れず、変速ショックや加速の遅れを抑制し、且つ重量軽減を図ることはできるが、構造が複雑であった点である。

30

【課題を解決するための手段】

【0017】

本発明は、駆動力が途切れず、変速ショックや加速の遅れを抑制し、重量軽減を図ることができ、且つ構造を簡単にすることを可能とするため、駆動力伝達軸に相対回転可能に支持された複数段の変速ギヤと、前記変速ギヤを前記駆動力伝達軸に選択的に結合して変速出力するために複数備えられ前記変速ギヤに選択的な噛み合いが可能なクラッチ・リングと、このクラッチ・リングを選択的に操作する変速操作部とを備え、前記変速操作部のシフト・アップ動作又はシフト・ダウン動作により変速下段及び変速上段のクラッチ・リングが同時噛み合した時に前記変速下段のクラッチ・リングにコースティング・トルクが発生すると共に前記変速上段のクラッチ・リングにドライブ・トルクが発生し前記変速下段又は変速上段のクラッチ・リングに噛み合い解除方向の軸力を生じさせて変速を行うトランスミッションであって、前記クラッチ・リング及び変速ギヤは、回転方向に噛合うクラッチ歯を備え、前記クラッチ歯は、前記同時噛み合いにより斜面の作用で噛み合い解除方向のスラスト力を発生させるガイド面を備えたことを特徴とする。

40

【発明の効果】

【0018】

本発明は、上記手段としたため、駆動力が途切れず、変速ショックや加速の遅れを抑制し、且つ重量軽減を図ることができ、且つ構造を簡単にすることができる。

【0019】

50

【図面の簡単な説明】

【0020】

【図1】トランスミッションをフロント・デファレンシャル装置と共に示す概略断面図である。(参考例1)

【図2】トランスミッションの要部拡大断面図である。(参考例1)

【図3】カム溝及びカム突部を示す展開図である。(参考例1)

【図4】カム溝及びカム突部を示す展開図である。(参考例1)

【図5】クラッチ・カム・リング及びクラッチ・リングの関係を示す斜視図である。(参考例1)

【図6】クラッチ・カム・リング及びクラッチ・リングの関係を示す斜視図である(参考例1) 10

【図7】クラッチ・カム・リングを示す斜視図である。(参考例1)

【図8】クラッチ・リングを示す斜視図である。(参考例1)

【図9】シフト・フォーク、チェック部、及び噛み合いクラッチとの関係を示す概略図である。(参考例1)

【図10】シフト・フォーク、チェック部、及び噛み合いクラッチとの関係を示す概略図である。(参考例1)

【図11】クラッチ・リングの要部展開図である。(参考例1)

【図12】噛み合いクラッチの噛み合いを示し、(a)は、コースト噛み合い位置、(b)は、待機噛み合い位置を示す要部展開図である。(参考例1) 20

【図13】シフト・アップ時トランスミッションの4速ギヤ噛み合いを示す概略図である。(参考例1)

【図14】シフト・アップ時トランスミッションの4速クラッチ・リングの離脱待機的位置を示す概略図である。(参考例1)

【図15】5速に変速終了時の概略図である。(参考例1)

【図16】シフト・ダウン時、4速5速がニュートラルであることを示す概略図である。(参考例1)

【図17】シフト・アップ、シフト・ダウンのときのドラム溝の作動説明である。(参考例1)

【図18】トランスミッションをフロント・デファレンシャル装置と共に示す概略断面図である。(参考例1) 30

【図19】結合部周辺の拡大断面図である。(参考例1)

【図20】(A)は、結合伝達部のアウター・プレートの拡大正面図、(B)は、結合伝達部のインナー・プレートの拡大正面図である。(参考例1)

【図21】トランスミッションをフロント・デファレンシャル装置と共に示す概略断面図である。(参考例2)

【図22】トランスミッションをフロント・デファレンシャル装置と共に示す概略断面図である。(参考例3)

【図23】(A)は、図22のXXIIIA-XXIIIA矢視におけるプレッシャー・リングの係合を示す概略断面図、(B)は、センター・リングの断面図、(C)は、センター・リングの正面図、(D)は、プレッシャー・リングの正面図、(E)は、プレッシャー・リングの断面図である。(参考例3) 40

【図24】ERベースのトランスミッションへの適用を示す概略断面図である。(参考例4)

【図25】噛み合いクラッチの要部に係り、ドライブ噛み合い位置を示す断面図である。(実施例1)

【図26】変形例に係る噛み合いクラッチの要部に係り、ドライブ噛み合い位置を示す断面図である。(実施例2)

【図27】比較例に係る噛み合いクラッチの歯先の摩耗を説明し、(A)は、噛み合い歯及び被噛み合い歯の噛み合いの一つをクラッチ・リングの接線方向から見た概略断面図、(B)は 50

、(A)のXXVIIIB-XXVIIIB矢視断面図である。

【図28】噛合いクラッチの歯先の摩耗を説明し、(A)は、噛合い歯及び被噛合い歯の噛み合いの一つをクラッチ・リングの接線方向から見た概略断面図、(B)は、噛合い歯及び被噛合い歯の噛み合い離脱状態をクラッチ・リングの接線方向から見た概略断面図、(C)は、(A)のXXIIXC-XXIIXC矢視断面図である。

【発明を実施するための形態】

【0021】

駆動力が途切れず、変速ショックや加速の遅れを抑制し、重量軽減を図ることができ、且つ構造を簡単にするを可能とするという目的を、クラッチ・リング及び変速ギヤは、回転方向に噛合うクラッチ歯を備え、クラッチ歯は、コースティング・トルクにより斜面の作用で噛合い解除方向のスラスト力を発生させるガイド面を備えたことで実現した。

10

【実施例1】

【0022】

本発明実施例1は、クラッチ歯が、コースティング・トルクにより斜面の作用で噛合い解除方向のスラスト力を発生させるガイド面を備えたことを特徴とするが、この弾性部及び減衰部を採用した構造の前に、理解を容易とする目的で図1～図24の参考例により本発明実施例1の前提となるトランスミッションの構造、作用を全体的に説明し、その後、実施例1の要部を説明する。

【0023】

図1は、本発明実施例1の参考例1に係るトランスミッションをフロント・デファレンシャル装置と共に示す概略断面図、図2は、同トランスミッションの要部拡大断面図である。

20

【0024】

図1、図2のように、トランスミッション1は、駆動力伝達軸として中実のメイン・シャフト3及びカウンター・シャフト5、アイドル・シャフト7を備えている。これらメイン・シャフト3及びカウンター・シャフト5は、軸受9, 11, 13, 15等によりミッションケース17に回転自在に支持されている。アイドル・シャフト7は、ミッションケース17側に固定されている。

【0025】

メイン・シャフト3とカウンター・シャフト5とは、複数段の変速ギヤとして1速ギヤ19、2速ギヤ21、3速ギヤ23、4速ギヤ25、5速ギヤ27、6速ギヤ29が相対回転可能に支持されている。

30

【0026】

カウンター・シャフト5上の1速ギヤ19、3速ギヤ23は、メイン・シャフト3の出力ギヤ31, 33に噛合い、メイン・シャフト3上の2速ギヤ21、4速ギヤ25、5速ギヤ27、6速ギヤ29は、カウンター・シャフト5の入力ギヤ35, 37, 39, 41にそれぞれ噛合っている。

【0027】

アイドル・シャフト7上のリバース・アイドル43は、軸方向移動によりメイン・シャフト3上の出力ギヤ44及びカウンター・シャフト5上の入力ギヤ45に噛合い可能に配置されている。

40

【0028】

1速ギヤ19、3速ギヤ23は、第1の噛合いクラッチ47によりカウンター・シャフト5に選択的に結合され、2速ギヤ21、4速ギヤ25、5速ギヤ27、6速ギヤ29は、第2、第3の噛合いクラッチ49, 51によりメイン・シャフト3に選択的に結合される。この選択的な結合によりメイン・シャフト3からカウンター・シャフト5に変速出力可能となっている。

【0029】

第1～第3の噛合いクラッチ47, 49, 51は、複数段の変速ギヤの変速上段への変速を、複数の第1～第3の噛合いクラッチ47, 49, 51を変更して行なうようになっ

50

ている。

【0030】

すなわち、複数段の変速ギヤである1速ギヤ19、2速ギヤ21、3速ギヤ23、4速ギヤ25、5速ギヤ27、6速ギヤ29は、第1～第3の噛合いクラッチ47、49、51を変更して変速を行うように配列されている。

【0031】

例えば1速ギヤ19から2速ギヤ21への変速は、複数の第1、第2の噛合いクラッチ47、49を変更して行なう。

【0032】

第1～第3の噛合いクラッチ47、49、51は、基本的には同一構造であり、クラッチ・カム・リング53、55、57、クラッチ・リング59、61、63、クラッチ・リング59、61、63及び1速ギヤ19～6速ギヤ29の各対向面に形成されたクラッチ歯47a、47b、49a、49b、51a、51b、19a、21a、23a、25a、27a、29aを備えている。

【0033】

したがって、クラッチ・リング59、61、63は、メイン・シャフト3、カウンター・シャフト5の軸方向へ噛合い移動してクラッチ歯47a、47b、49a、49b、51a、51b、19a、21a、23a、25a、27a、29aの選択的な噛合いにより変速出力のための結合を行わせる。

【0034】

第1～第3の噛合いクラッチ47、49、51のクラッチ・カム・リング53、55、57には、略V字状のカム溝65、67、69が形成されている。第1の噛合いクラッチ47のクラッチ・カム・リング53は、カウンター・シャフト5にスプライン嵌合などにより結合され、一体回転可能となっている。第2、第3の噛合いクラッチ49、51のクラッチ・カム・リング55、57は、メイン・シャフト3にスプライン嵌合などにより結合され、一体回転可能となっている。

【0035】

第1～第3の噛合いクラッチ47、49、51のクラッチ・リング59、61、63は、クラッチ・カム・リング53、55、57の外周に嵌合配置され、軸方向へ移動可能となっている。このクラッチ・リング61、63は、変速ギヤである2速ギヤ21、4速ギヤ25、5速ギヤ27、6速ギヤ29を前記駆動力伝達軸であるメイン・シャフト3に選択的に結合して変速出力するために複数備えら、クラッチ・リング59は、変速ギヤである1速ギヤ19、3速ギヤ23を前記駆動力伝達軸であるカウンター・シャフト5に選択的に結合して変速出力するために複数備えられている。クラッチ・リング59、61、63の内周には、突部として断面円形のカム突部71、73、75が形成され、カム溝65、67、69に嵌合しガイドされるようになっている。

【0036】

クラッチ・リング59及びリバース・アイドル43には、後述するシフト・フォーク77、79が嵌合する周凹条81、83が形成されている。クラッチ・リング59の外周には、さらに前記入力ギヤ45が形成されている。クラッチ・リング61、63には、後述するシフト・フォーク85、87が嵌合する周凸条89、91が形成されている。クラッチ・リング59、61、63の両サイドには、1速ギヤ19、2速ギヤ21、3速ギヤ23、4速ギヤ25、5速ギヤ27、6速ギヤ29を選択して各両サイドに2速以上はなして配置し、それぞれ両サイドの変速ギヤに選択的な噛み合いが可能となっている。つまり、クラッチ・リング59の両サイドには1速ギヤ19、3速ギヤ23が配置され、クラッチ・リング61の両サイドには2速ギヤ21、5速ギヤ27が配置され、クラッチ・リング63の両サイドには4速ギヤ25、6速ギヤ29が配置されている。

【0037】

第1～第3の噛合いクラッチ47、49、51は、変速操作部93により選択的に操作されるようになっている。リバース・アイドル43も、変速操作部93により操作され

10

20

30

40

50

るようになっている。

【0038】

変速操作部93は、ミッションケース17内に備えられ、複数のシフト・フォーク77, 79, 85, 87と複数のシフト・ロッド103, 105, 107, 109とシフト・アーム111, 113, 115, 117とシフト・ドラム119とを備えている。

【0039】

シフト・フォーク77, 79, 85, 87は、第1～第3の各噛合いクラッチ47, 49, 51毎及びリバース・アイドル43に備えられ、各噛合いクラッチ47, 49, 51、リバース・アイドル43を連動させるものである。

【0040】

シフト・ロッド103, 105, 107, 109は、各シフト・フォーク77, 79, 85, 87を支持している。

【0041】

シフト・アーム111, 113, 115, 117は、各シフト・ロッド103, 105, 107, 109に結合されている。

【0042】

シフト・ドラム119は、シフト溝120, 121, 123, 125を備え、このシフト溝120, 121, 123, 125に各シフト・アーム111, 113, 115, 117の先端突部を係合させている。

【0043】

シフト・フォーク85, 87側とミッションケース17側との間には、凹凸部127, 129及びチェック部131, 133が設けられている。シフト・フォーク99側とミッションケース17側との間にも、同一構造の、凹凸部及びチェック部が設けられているが、図示は省略する。

【0044】

凹凸部127, 129は、シフト・フォーク95, 97に形成され、山形の位置決め凹部127a, 127b, 127c、129a, 129b, 129cを備えている。位置決め凹部127a, 129aは、ニュートラル位置に対応し、位置決め凹部127b, 127c、129b, 129cは、コースト噛み合い位置に対応している。

【0045】

チェック部131, 133は、ミッションケース17側に支持され、チェック・ボール131a, 133aをチェック・スプリング131b, 133bにより付勢し、凹凸部127, 129に弾性力を持って係合させている。この係合により第1～第3の噛合いクラッチ47, 49, 51をニュートラル位置とコースト噛み合い位置とへ位置決めすることができる。

【0046】

トランスミッション1の出力は、カウンター・シャフト5の出力ギヤ135に噛合うフロント・デファレンシャル装置137から行う。

【0047】

すなわち、シフト・レバーのマニュアル操作信号に基づき、或いはアクセル・ペダルの操作によるアクセル開度及び車速信号等に基づき、シフト・モータ(図示せず)によりシフト・ドラム119が回転駆動されると、シフト溝120, 121, 123, 125のガイドにより何れかのシフト・アーム111, 113, 115, 117を介してシフト・ロッド103, 105, 107, 109が軸方向へ選択駆動される。

【0048】

このシフト・ロッド103, 105, 107, 109の選択駆動によりシフト・フォーク77, 79, 85, 87の何れかを介して第1～第3の噛合いクラッチ47, 49, 51、或いはリバース・アイドル43が選択操作される。この選択操作により、1速ギヤ19～6速ギヤ29、リバース・アイドル43が選択的に動作し、シフト・アップ、シフト・ダウン、リバースのチェンジを行わせることができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 9 】

〔ガイド部〕

前記変速操作部 9 3 及び第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 に、前記変速操作部 9 3 の動作により変速下段と変速上段の噛合いクラッチが同時噛合いした時、エンジンの出力トルクに係らず、機構上必然的に発生する内部循環トルクにより変速上段のクラッチ・リングにはドライブ方向のトルクが働いてより深く噛み合う方向の軸力を生じさせ、変速下段のクラッチ・リングにはコースティング・トルクによりクラッチをニュートラル方向へ移動させて噛合いを解除する方向の軸力を各別に生じさせるガイド部 G を各段に設けている。

【 0 0 5 0 】

ガイド部 G は、前記のようにカム溝 6 5 , 6 7 , 6 9 及びカム突部 7 1 , 7 3 , 7 5 を第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 に備え、クラッチ・リング 5 9 , 6 1 , 6 3 と駆動力伝達軸であるメイン・シャフト 3 との間に設けた構成となっている。カム溝 6 5 , 6 7 , 6 9 及びカム突部 7 1 , 7 3 , 7 5 により、第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 のコースト噛合い位置で駆動トルク及びコースティング・トルクを前記 1 速ギヤ 1 9 、2 速ギヤ 2 1 、3 速ギヤ 2 3 、4 速ギヤ 2 5 、5 速ギヤ 2 7 、6 速ギヤ 2 9 に伝達し、コースト噛合い位置よりも噛合い離脱側へ移動した離脱待機の位置でのみコースティング方向トルクにより前記噛合いをニュートラル方向へガイドすることができる。

【 0 0 5 1 】

また、ガイド部 G は、移動力伝達機構 M を変速操作部 9 3 に備え、後述する駆動斜面 F を第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 の正の駆動トルク伝達側のみに備えている。

【 0 0 5 2 】

駆動斜面 F は、ドライブ・トルクにより第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 のクラッチ・リング 5 9 , 6 1 , 6 3 を離脱待機の位置へ移動させる移動力を発生させることができる。尚斜面 F は歯車側のクラッチ歯に設けても良く同様の機能を得ることが出来る。

【 0 0 5 3 】

クラッチ・リング 5 9 , 6 1 , 6 3 の深い噛合い状態は、第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 の第 1 の噛合い位置での噛合い状態となる。これに対し、前記離脱待機の位置は、第 1 の噛合い位置よりも噛合いを浅くする第 2 の噛み合い位置で第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 が噛合う状態である。

【 0 0 5 4 】

すなわち、本参考例では、クラッチ・リング 5 9 , 6 1 , 6 3 を、第 2 の噛み合い位置で第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 が噛合う状態にする機構は、駆動斜面 F が構成する。

【 0 0 5 5 】

駆動斜面 F は、後述のように、クラッチ歯 4 7 a , 4 7 b , 4 9 a , 4 9 b , 5 1 a , 5 1 b 及びクラッチ歯 1 9 a , 2 1 a , 2 3 a , 2 5 a , 2 7 a , 2 9 a の一方の回転方向一側の歯元に形成され駆動力伝達時にクラッチ歯 4 7 a , 4 7 b , 4 9 a , 4 9 b , 5 1 a , 5 1 b 、クラッチ歯 1 9 a , 2 1 a , 2 3 a , 2 5 a , 2 7 a , 2 9 a の他方の先端部をガイドしてクラッチ・リング 5 9 , 6 1 , 6 3 を第 1 の噛合い位置から第 2 の噛み合い位置へ移動させるものである。

【 0 0 5 6 】

図 3 、図 4 は、カム溝及びカム突部を示す展開図、図 5 、図 6 は、クラッチ・カム・リング及びクラッチ・リングの関係を示す斜視図、図 7 は、クラッチ・カム・リングを示す斜視図、図 8 は、クラッチ・リングを示す斜視図である。

【 0 0 5 7 】

図 3 ~ 図 7 のように、カム溝 6 5 , 6 7 , 6 9 は、クラッチ・カム・リング 5 3 , 5 5 , 5 7 の外周面に周方向等間隔で複数形成されている。このカム溝 6 5 , 6 7 , 6 9 は、

10

20

30

40

50

ニュートラルに対応する部分を含めて軸方向の中央部にV形状部 65a, 67a, 69a が形成され、その両側に平坦部 65b, 67b, 69b が形成されたものである。

【0058】

このため、噛み合いクラッチ 47, 49, 51 が非待機位置に位置する場合、該平坦部 65b, 67b, 69b にカム突部 71, 73, 75 が位置するため、コースティング・トルクが作用しても、ニュートラル方向へのスラストは生ぜず、噛み合いを保つ。

【0059】

カム突部 71, 73, 75 は、クラッチ・リング 59, 61, 63 の内周に周方向一定間隔で径方向に突設され、前記カム溝 65, 67, 69 にそれぞれ嵌入し、ガイドされるようになっている。

10

【0060】

したがって、第1～第3の噛み合いクラッチ 47, 49, 51 のコースト噛み合い位置では、カム突部 71, 73, 75 が平坦部 65b, 67b, 69b に位置して駆動トルク及びコースティング・トルクを前記1速ギヤ19、2速ギヤ21、3速ギヤ23、4速ギヤ25、5速ギヤ27、6速ギヤ29に伝達することができる。

【0061】

第1～第3の噛み合いクラッチ 47, 49, 51 の離脱待機の位置では、カム突部 71, 73, 75 がV形状部 65a, 67a, 69a に位置するから、図4のようにコースティング方向トルクにより噛み合いをニュートラル方向へガイドすることができる。

【0062】

図9、図10は、シフト・フォーク、チェック部、及び噛み合いクラッチとの関係を示す概略図、図11は、クラッチ・リングの要部展開図、図12は、噛み合いクラッチの噛み合いを示し、(a)は、コースト噛み合い位置、(b)は、待機噛み合い位置を示す要部展開図である。図9～図12は、第3の噛み合いクラッチについて説明する。第1、第2の噛み合いクラッチについても同様であり、重複説明は省略する。

20

【0063】

図1、図9～図12のように、第3の噛み合いクラッチ 51 は、クラッチ・リング 63 のクラッチ歯 51a, 51b と4速ギヤ 25、6速ギヤ 29 のクラッチ歯 25a, 29a とが、周方向の配置において、歯幅よりも大きな相互間隔を有している。各クラッチ歯 51a, 51b, 25a, 29a の周方向噛み合い面は、歯の根元が若干細くなるように傾斜形成されている。

30

【0064】

クラッチ・リング 63 のクラッチ歯 51a, 51b の根元には、駆動トルクを受ける噛み合い面に前記駆動斜面 F がそれぞれ形成されている。

【0065】

したがって、第3の噛み合いクラッチ 51 を、例えば6速ギヤ 29 に噛み合い結合させ、駆動トルクが働くと、図12(b)のように駆動斜面 F によってクラッチ・リング 63 が移動する。このとき図10に示すシフト・フォーク 87 の凹部 129b がボール 133a を押しつけ、スプリング 133b は加圧されエネルギーを蓄える。この移動を許すのはシフト・アーム 117 のガイドに対しシフト溝 125 に適宜軸方向の遊びを設けているからである。この移動によりクラッチ・リング 63 は、図9、図12(a)のコースト噛み合い位置よりも噛み合い離脱側へ移動した図10、図12(b)の離脱待機の位置となる。次に駆動トルクがコースト方向に変化すると、歯は反対側に押し付けられ、図9、図12に示す斜面 F から離脱する。このため上記スプリング 133b のエネルギーにより凹部 129b、ボール 133a の作用で図9、図12(a)に示す深い噛み合い状態となる。この状態においては、図2に示すカム突部 75 がカム溝 69 の軸方向端部側の平坦部 69b に位置するため、クラッチ・リング 63 にスラストは発生しない。

40

【0066】

このように、本参考例では、シフト・フォーク 87 の凹部 129b、ボール 133a、スプリング 133b が、変速下段のクラッチ・リング (59, 61, 63) のみが噛み合い

50

を行った駆動力伝達時に該クラッチ・リング(59、61、63)を第2の噛み合い位置から第1の噛み合い位置へ復帰させるためのエネルギーを蓄積させる機構を構成し、この機構を変速操作部93側に備えた構成となる。

【0067】

クラッチ・リング61についてもシフト・フォーク85の凹部127b、ボール131a、スプリング131bが、同様のエネルギーを蓄積させる機構を構成する。

【0068】

すなわち、変速操作部93側に、変速下段又は変速上段のクラッチ・リング(59、61、63)の一方のみが噛み合いを行った駆動力伝達時に該クラッチ・リング(59、61、63)を第2の噛み合い位置から第1の噛み合い位置へ復帰させるためのエネルギーを蓄積させる機構を備えた構成となる。

10

【0069】

一方変速上段への変速が開始された場合、図1に示すシフト・ドラム119が回転しているので変速下段のシフト溝125の形状によりシフト・アーム117のガイドに対する上記遊びをなくし、シフト・ロッド109、シフト・フォーク87を介してクラッチ・リング63の軸方向の動きが規制され、コースト・トルクが作用しても離脱待機位置を保持する。このときカム突部75はカム溝69の平坦部69bから斜面部へ移動しているため上段ギヤの噛み合いにより、下段ギヤにコースティング・トルクが負荷されると、カム溝69の斜面によりニュートラル方向へ移動するスラスト分力を得ることができる。具体的な変速アクションについては後記する。

20

【0070】

したがって、シフト・ドラム119、シフト溝125(120、123)、シフト・アーム117(111、115)、シフト・フォーク87(77、85)、クラッチ・リング63(59、61)の連携構成により、変速下段及び変速上段のクラッチ・リング(59、61、63)が同時噛み合いしたコースティング・トルク時に、クラッチ・リング(59、61、63)を第2の噛み合い位置から第1の噛み合い位置へ復帰させるためのエネルギーに抗して第2の噛み合い位置を維持させる機構を備えた構成となる。

【0071】

[シフト・アップ4速 5速]

図13は、シフト・アップ時トランスミッションの4速ギヤ噛み合いを示す概略図、図14は、シフト・アップ時トランスミッションの4速クラッチ・リングの離脱待機位置を示す概略図、図15は、5速に変速終了時の概略図、図16は、シフト・ダウン時、4速5速がニュートラルであることを示す概略図である。ここでは、説明を簡単にするため、4速(変速下段)から5速(変速上段)へのシフト・アップのみ説明する。他の段のシフト・アップも同様である。

30

【0072】

図13~図15にシフト・アップ時の動きを、図16にシフト・ダウン完了を示す。図13の4速のクラッチ歯25aにはドライブ・トルクが付加されているため前記したようにクラッチ・リング63は斜面Fの作用により、図14のように離脱待機位置となる。つまり4速位置にあるクラッチ・リング63のカム突部75はカム溝69の斜面に位置することとなる。このときシフト・ドラム119の回転により5速へのシフト・アップ操作が行われると、シフト溝123が働き、シフト・アーム115、シフト・ロッド107、シフト・フォーク85を介してクラッチ・リング61が操作される。この操作によりクラッチ・リング61が5速ギヤ27に噛み合い、4速ギヤ25及び5速ギヤ27が同時噛み合いとなる。

40

【0073】

このときエンジン出力トルクの如何に係らず同時噛み合いによる機構的必然による内部循環トルクにより4速側にはコースティング・トルク、5速側にはドライブ・トルクが発生する。このトルクがカム溝69、67の斜面の作用で4速位置にあるクラッチ・リング63には図右側ニュートラル方向、5速位置のクラッチ・リング61には図右側噛み合い

50

を深める方向のスラストが発生し、それぞれのクラッチ・リング 63、61 を所定の位置に移動し、図 15 に示すように 5 速へのシフト・アップを終了させる。

【0074】

本発明参考例の特徴は、クラッチ・リング 59、61、63 が軸方向へ移動するとき、カム溝 65、67、69 の斜面の作用で、メイン・シャフト 3 またはカウンター・シャフト 5 と同回転するカム・リング 53、55、57 に対して相対的に変速下段側のクラッチ・リング 59、61、63 は回転が遅れ、変速上段側のクラッチ・リング 59、61、63 は回転が先行する。このような状況で回転する変速下段と変速上段との歯車のクラッチ歯 19a、21a、23a、25a、27a、29a との相対速度をなくしダブル噛み合いを許容すると共に、シンクロ作用を発生し変速ショックを緩和する。

10

【0075】

[エンジンブレーキが働いているときのシフト・アップ]

エンジンブレーキが作用しているときシフト・アップすると、4 速位置にあるクラッチ・リング 63 は待機位置に位置しない状態で変速が行われる。このときシフト・アップ操作によりクラッチ・リング 61 が 5 速ギヤ 27 に噛み合い、4 速に更なるコースティング・トルクが働くが、4 速位置のクラッチ・リング 63 は離脱待機位置に無いため、ニュートラル方向へのスラスト分力は発生しない。

【0076】

しかし、エンジンブレーキ時のコースティング・トルクは加速時のトルクに比べ絶対値が小さく、噛み合いクラッチに働く摩擦力は小さい。5 速位置のクラッチ・リング 61 にはカム溝 67 の斜面作用で強力なスラスト分力が発生する。

20

【0077】

このスラストが 5 速位置のシフト・フォーク 85、シフト・ロッド 107、シフト・アーム 115、シフト・ドラム 119 のシフト溝 123 及びシフト溝 125 を経て、4 速位置のシフト・ロッド 109、シフト・フォーク 87 へと伝達され、4 速位置のクラッチ・リング 63 を図右側のニュートラル方向の離脱待機位置側に移動する。従って、このような場合でもシフト・アップへの支障は生じない。

シフト溝 123 及びシフト溝 125 は、このような連携動作を行わせるように溝が切られており、シフト・アーム 115 側からのスラスト力でシフト溝 123 を介しシフト・ドラム 119 が僅かに回転し、シフト溝 125 を介してシフト・アーム 117 にスラスト力が

30

【0078】

したがって、クラッチ・リング 59、61、63 を、第 2 の噛み合い位置で第 1 ~ 第 3 の噛み合いクラッチ 47、49、51 が噛合う状態にする機構は、変速下段及び変速上段の各クラッチ・リング 59、61、63 のシフト・フォーク 77、85、87、シフト・ロッド 103、107、109、シフト・ドラム 119 の各シフト溝 120、123、125、及びシフト・アーム 111、115、117 と前記シフト・ドラム 119 とを備えた構成となる。

【0079】

またドライブ・トルクが働いている場合であっても、斜面 F がない場合、クラッチ・リング 63 は離脱待機位置に位置しない。しかし、この場合であっても、上記 5 速位置のシフト機構からの力の伝達により、強制的にニュートラル方向へクラッチ・リング 63 を移動できる。

40

【0080】

このため斜面 F は本発明に必須のものではなく、変速をより円滑にするためのものである。

【0081】

また、本参考例はシフト・ドラム 119 のシフト溝 120、121、123、125 (円筒カム) によりシフト操作するが、平面カム、または各シフト・ロッドを制御された油圧や電動モーター空気圧等で駆動しても本発明は成立する。

50

[シフト・ダウン 5速 4速]

減速時は加速時のような、シームレス・シフトの必要性は無い。減速は主にブレーキにより受け持たれ、エンジンからの出力は基本的に関係しないから、エンジンからの駆動トルクやエンジンプレーキトルクが途切れても問題ないためである。このため通常のマニュアルトランスミッションと同じように、まず変速上段の5速位置にあるクラッチ・リング61を図16に示すニュートラルに移動させ動力を遮断し、次にクラッチ・リング63を4速ギヤ25に噛み合わせることでシフト・ダウンする。

【0082】

以上で、図13の噛み合い状態となる。

【0083】

このように本参考例はシフト・アップとシフト・ダウンで、噛み合い移行の形態が異なることを特徴とする。これは、変速上段と変速下段のシフト・リング61、63が独立しているためと円筒カム119のシフト溝125、123の連携形状による。

【0084】

以下このようにシフト・アップとシフト・ダウンとで変速形態を異ならせる機構について図17により説明する。図17は、シフト・アップ、シフト・ダウンのときのドラム溝の作動説明である。

【0085】

[シフト・アップ 4速 5速]

図13に示す4速時、シフト・アーム117および5速位置のシフト・アーム115は、図17に示す位置115aおよび位置117aにある。シフト・ドラム119がシフト・アップのため図手前側へ回転すると、シフト溝123の斜面123aによりシフト・アーム115が位置115b1から、位置115b2、115cへと移動する。このときダブル噛み合いが生じシフト・アーム117は、位置117b1からカム・リング57のカム溝69の斜面の働きで、位置117b2に自動的に移動しニュートラルとなる。更にシフト・ドラム119の回転で位置117cに移行する。以上で4速から5速へのシフト・アップは終了する。

【0086】

[シフト・ダウン 5速 4速]

5速でクラッチが噛み合っているとき、シフト・フォーク87はチェック部133により図1に示すようにニュートラル位置に保持されている。シフト・ドラム119が回転し、シフト溝125がシフト・アーム117に対し、図17の位置117b2にあって軸方向の遊びがあっても、上記チェック部133によりシフト・アーム117は位置117b2においてニュートラルに保持される。

【0087】

一方、シフト・アーム115は位置115cから、位置115b1に移行し4速、5速とも図16に示すようにニュートラルとなる。

【0088】

更にシフト・ドラム119が回転するとシフト・フォーク87は、位置117b2から位置117aに移行しクラッチ・リング63が4速ギヤ25のクラッチ歯25aと噛み合い、シフト・ダウンにより図13の状態でする。

【0089】

前記トランスミッション1は、変速操作部93のシフト・アップ動作により変速下段及び変速上段のクラッチ・リング(59、61、63)が同時噛み合いした時に変速下段のクラッチ・リング(59、61、63)に噛み合い解除方向の軸力を生じさせて変速を行う構成であり、より具体的には、変速操作部93のシフト・アップ動作により変速下段及び変速上段のクラッチ・リング(59、61、63)が同時噛み合いした時に変速下段と変速上段とのクラッチ・リング(59、61、63)に噛み合い解除方向と噛み合い方向との異なる方向の軸力を各別に生じさせて変速を行う構成である。

【0090】

10

20

30

40

50

これに対し、トランスミッション 1 を、変速操作部 9 3 のシフト・ダウン動作により変速下段及び変速上段のクラッチ・リング (5 9、6 1、6 3) が同時噛み合いした時に変速上段のクラッチ・リング (5 9、6 1、6 3) に噛み合い解除方向の軸力を生じさせて変速を行う構成とし、より具体的には、変速操作部 9 3 のシフト・ダウン動作により変速下段及び変速上段のクラッチ・リング (5 9、6 1、6 3) が同時噛み合いした時に変速下段と変速上段とのクラッチ・リング (5 9、6 1、6 3) に噛み合い方向と噛み合い解除方向との異なる方向の軸力を各別に生じさせて変速を行う構成にすることもできる。

【0091】

これは、建機、農機、大型トラック等が低速時の、泥濘地走行または坂道登坂等、速度エネルギーが小さく走行抵抗が大きい場合、より大きな駆動力を得るため、シフト・ダウンが必要となる。このような場面で、通常の噛み合い変速機によりシフト・ダウンする場合、駆動力が短時間であっても途切れると、車両は停止してしまい、登坂が困難となる等の問題が発生する。当発明によれば、駆動力が途切れず変速可能となるため、容易にシフト・ダウンが可能で走行を維持できる。

10

【0092】

前記トランスミッション 1 のガイド部 G による変速ガイドは、変速操作部 9 3 のシフト・アップ動作及びシフト・ダウン動作の双方で行わせる構成にすることもできる。

【0093】

[弾性部及び減衰部]

図 1 8 ~ 図 2 0 は、参考例 1 に係り、図 1 8 は、トランスミッションをフロント・デフアレシナル装置と共に示す概略断面図、図 1 9 は、結合部周辺の拡大断面図、図 2 0 (A) は、結合伝達部のアウター・プレートの拡大正面図、(B) は、結合伝達部のインナー・プレートの拡大正面図である。この参考例のトランスミッションの全体的な基本構成は、図 1 ~ 図 1 7 の参考例 1 と同一であり、図 1 8 ~ 図 2 0 では、図 1 ~ 図 1 7 と同一構成部分に同符号を付し、特徴部分についてさらに説明する。

20

【0094】

図 1 8、図 1 9 のように、参考例のトランスミッション 1 は、上記同様にメイン・シャフト 3 が駆動力伝達軸として駆動入力を行う構成である。このメイン・シャフト 3 は、中空のアウター・シャフト 2 0 1 と、弾性部としてのトーション・バー 2 0 2 とを備えている。トーション・バー 2 0 2 は、ガイド部 G が機能する変速時に発生する変速ショックをねじり弾性力により吸収するものである。

30

【0095】

中空のアウター・シャフト 2 0 1 は、変速ギヤ 2 1、2 5、2 7、2 9 及びクラッチ・リング 6 1、6 3 を外周部に配置し、軸芯部に貫通孔 2 0 5 が形成されている。中空のアウター・シャフト 2 0 1 の両端には、貫通孔 2 0 5 に対してニードル・ベアリング 2 0 7 a、2 0 7 b が設けられている。中空のアウター・シャフト 2 0 1 の一端は、軸受 9 外に突出し、スプライン 2 0 1 a が形成されている。

【0096】

トーション・バー 2 0 2 は、トーション部 2 0 3 の一端部に入力結合部 2 0 9 を備え、他端部に減衰部としての摩擦結合伝達部 2 1 1 を結合する結合軸部 2 1 3 が形成されている。摩擦結合伝達部 2 1 1 は、弾性部であるトーション・バー 2 0 2 の振動を減衰し、またトルク・リミッター的機能も奏する。

40

【0097】

トーション部 2 0 3 は、ねじり反力を発生する部分であり、貫通孔 2 0 5 に対し僅かに小径に形成され、相対回転可能に嵌合配置されている。このトーション部 2 0 3 は、貫通孔 2 0 5 内で両端部がニードル・ベアリング 2 0 7 a、2 0 7 b により相対回転自在に支持されている。

【0098】

入力結合部 2 0 9 は、トーション部 2 0 3 よりも大径に形成され、この入力結合部 2 0 9 は、基端はアウター・シャフト 2 0 1 の外径と同一に形成され、アウター・シャフト 2

50

01に端面相互の突き合わせが行われている。入力結合部209の先端側は若干小径に形成され、この先端側に入力結合用のスプライン209aが形成されている。入力結合部209の基端とスプライン209aとの間は、テーパ形状等に形成されている。

【0099】

結合軸部213は、アウター・シャフト201の端部から突出し、スプライン213aとネジ部213bとが形成されている。

【0100】

図19、図20のように、摩擦結合伝達部211は、ケース215と押圧プレート217と多板のアウター・プレート219及びインナー・プレート221を備え、ナット223により締結されている。

10

【0101】

ケース215は、側壁及び周壁の内周にそれぞれインナー・スプライン215a、215bが形成されている。側壁のインナー・スプライン215aは、アウター・シャフト201のスプライン201aに嵌合している。周壁のインナー・スプライン215bには、アウター・プレート219の外周突起219aが係合し、結合軸部213のスプライン213aにインナー・プレート221の内周突起221aが係合している。

【0102】

アウター・プレート219及びインナー・プレート221は交互に配置され、外端のインナー・プレート221に対面して押圧プレート217が配置されている。押圧プレート217の内周には、インナー・スプライン217aが形成され、結合軸部213のスプライン213aに係合している。

20

【0103】

押圧プレート217の軸方向での外面は、結合軸部213のネジ部213bに螺合するナット223により締結されている。アウター・プレート219及びインナー・プレート221間の摩擦伝達力はナット223の締結力で調整することができる。

【0104】

なお、摩擦結合伝達部211は、前記機能を奏するものであればその機構は特に限定されず、磁性流体を用いたクラッチ、シリコン・オイルとアウター・プレート及びインナー・プレートを用いたカップリング、電磁石と多板のパイロット・クラッチ及びパイロット・クラッチの締結力で動作するカムを介して締結されるメイン・クラッチとでなる電磁クラッチ等を適宜採用することができる。

30

【0105】

かかる構造により、エンジンからトーション・バー202の入力結合部209に駆動入力があると、トーション部203、結合軸部213、摩擦結合伝達部211を介してアウター・シャフト201に入力が行われ、上記トランスミッション1の作用効果を奏することができる。

【0106】

トランスミッション1は、変速ショックを著しく低減したものであるが、僅かに残る変速ショックも、トーション・バー202のねじり弾性力で吸収することができる。

【0107】

さらに述べると、上記変速時に変速ショックがアウター・シャフト201に入力されるとスプライン201a及びインナー・スプライン215aを介してケース215に入力される。

40

【0108】

ケース215への入力は、インナー・スプライン215bからアウター・プレート219に伝達され、アウター・プレート219及びインナー・プレート221間の摩擦伝達力を介してスプライン213aから結合軸部213に入力される。

【0109】

結合軸部213への入力は、エンジンからの入力を受ける入力結合部209との間でトーション部203が受け、トーション部203の捻じれ弾性力で吸収される。

50

【0110】

さらに、トーション部203の捻じれが戻り振動するようなときは、摩擦結合伝達部211がダンピング機能を奏し、振動を減衰することができる。

【0111】

メイン・シャフト3に対し急激な駆動入力があったときは、アウター・プレート219及びインナー・プレート221間が滑ることで摩擦結合伝達部211がトルク・リミッター的機能を発揮することができる。

【0112】

これらのため、変速音の発生を低減し、機能部品の保護を図ることができる。

【0113】

なお、トーション・バー202のトーション部203の径の変更によりねじり弾性特性を容易に変更することができる。

【0114】

ナット223によるアウター・プレート219及びインナー・プレート221間の締結力調整により摩擦結合伝達部211の減衰特性、トルク・リミッター的特性を外部調整により変更することができる。

【0115】

前記トーション・バー202のトーション部203をマシーンドスプリング（登録商標「三木プーリ株式会社」）に代えることもできる。マシーンドスプリングは、切削加工により螺旋切り込みを入れたコイルスプリング状のものであり、一定以上のねじりトルクでの巻締りによりねじりトルクを確定することができ、確実なトルク伝達を行わせることができる。また、マシーンドスプリングの場合は、アウター・シャフト201と入力結合部209との外周両者間に嵌合するように結合することもできる。

【0116】

この参考例1では、弾性部としてのトーション・バー202と減衰部としての摩擦結合伝達部211とを、メイン・シャフト3側に設けたが、弾性部及び減衰部の構造を、カウンター・シャフト5側に設けることもできる。

【0117】

この場合、カウンター・シャフト5を出力ギヤ135側の出力部と1速ギヤ19側の主体部とに分離し、主体部を中空に形成してアウター・シャフトとし、出力部の出力ギヤ135に一体結合したトーション・バーのトーション部を主体部のアウター・シャフトの軸芯部に貫通配置させ、トーション部の端部とアウター・シャフトとの間に多板の摩擦結合伝達部を結合する。

[参考例2]

【0118】

図21は、参考例2に係り、トランスミッションをフロント・デファレンシャル装置と共に示す概略断面図である。なお、基本的な構成は実施例1と同様であり、同一構成部分には同符号、対応する構成部分には、同符号にAを付して説明し、重複した説明は省略する。

【0119】

本参考例のトランスミッション1Aは、入力結合部209とアウター・シャフト201Aとの間に、減衰部としての摩擦結合伝達部211Aを設けたものである。すなわち、入力結合部209とアウター・シャフト201Aとが突き合う端部側外周に双方に亘るスプラインが形成され、このスプラインに摩擦結合伝達部211Aを係合させている。

【0120】

つまり、摩擦結合伝達部211Aのケース215Aは、アウター・シャフト201Aのスプラインに係合し、アウター・プレートがケース215Aにスプライン係合している。摩擦結合伝達部211Aのインナー・プレートは、入力結合部209のスプラインに係合し、ナット223Aが入力結合部209の外周に螺合又は圧入固定されているアウター・シャフト201Aには、軸受9外で結合部材210がスプライン嵌合し、この結合部材2

10

20

30

40

50

10は、トーション・バー202Aの結合軸部213Aにナット212により締結固定されている。

【0121】

したがって、本参考例では、トーション・バー202Aからアウター・シャフト201Aに結合部材210を介してトルク伝達を行うことができ、変速ショックをトーション・バー202Aのねじり弾性により吸収することができる。また、変速ショック吸収時のアウター・シャフト201Aに対するトーション・バー202Aのねじり振動を、摩擦結合伝達部211Aによりの確に減衰することができる。

【0122】

その他、参考例1と同様な作用効果を奏することができる。

10

【0123】

なお、この参考例でも、弾性部及び減衰部の構造を、上記と同様にしてカウンター・シャフト5側に設けることもできる。

[参考例3]

【0124】

図22、図23は、参考例3に係り、図22は、トランスミッションをフロント・デファレンシャル装置と共に示す概略断面図、図23(A)は、図22のXXIII A-XXIII A矢視におけるプレッシャー・リングの係合を示す概略断面図、(B)は、センター・リングの断面図、(C)は、センター・リングの正面図、(D)は、プレッシャー・リングの正面図、(E)は、プレッシャー・リングの断面図である。なお、基本的な構成は参考例1と同様であり、同一構成部分には同符号、対応する構成部分には、同符号にBを付して説明し、重複した説明は省略する。

20

【0125】

本参考例のトランスミッション1Bは、図22、図23のように、デファレンシャル装置としてのフロント・デファレンシャル装置137Bに弾性部としての弾性部材である皿ばね225と減衰部としての減衰カム機構227とを設けたものである。

【0126】

具体的には、フロント・デファレンシャル装置137Bは、デフ・ケース229内にピニオン・ギヤ231と一对のサイド・ギヤ233とを備える他、センター・リング235、プレッシャー・リング237、前記皿ばね225、減衰カム機構227を備えている。

30

【0127】

センター・リング235は、ピニオン・シャフト238を介してピニオン・ギヤ231を支持しデフ・ケース229の軸回りに相対回転可能に支持されている。

【0128】

プレッシャー・リング237は、デフ・ケース229の軸回りに相対回転不能且つ軸方向移動可能に支持されている。軸回りに相対回転不能の支持は、デフ・ケース229内面の溝とプレッシャー・リング237外周面の凹部との間に配置されたピン239により行われ、プレッシャー・リング237は、ピン239に沿ってデフ・ケース229に対し軸方向移動可能に構成されている。

【0129】

皿ばね225は、両プレッシャー・リング237とデフ・ケース229との間に配置されている。

40

【0130】

減衰カム機構227は、センター・リング235に形成された山形のカム凸部227aがプレッシャー・リング237に形成された対応する形状のカム凹部227bに嵌合することで構成されている。

【0131】

したがって、フロント・デファレンシャル装置137に変速ショックが入るとデフ・ケース229からピン239を介してプレッシャー・リング237に入力される。

【0132】

50

このとき、センター・リング 235 は、ピニオン・シャフト 238、ピニオン・ギヤ 231、ピニオン・ギヤ 231 に嚙合うサイド・ギヤ 233 を介して後輪側から抵抗を受けるため、プレッシャー・リング 237 が変速ショックによりセンター・リング 235 に対して相対回転する。

【0133】

この相対回転により減衰カム機構 227 が作用し、プレッシャー・リング 237 が軸方向の外側へ移動し、この移動が各皿ばね 225 の弾性力により吸収されることになる。

【0134】

このときの各皿ばね 225 の振動は、カム凸部 227a 及びカム凹部 227b 間の摩擦力により減衰される。

10

【0135】

こうして本参考例でも、変速ショックの吸収と減衰とを行わせることができる。

【0136】

その他、参考例 1 と同様な作用効果を奏することができる。

【0137】

なお、この参考例でも、弾性部及び減衰部の構造を、上記と同様にしてカウンター・シャフト 5 側に設けることもできる。

[参考例 4]

【0138】

図 24 は、参考例 4 に係り、ER ベースのトランスミッションへの適用を示す概略断面図である。なお、発明としての基本的な構成は参考例 1 と同様である。

20

【0139】

本参考例のトランスミッション 1C は、図 24 のようにフロントエンジン・リヤドライブ (FR) の自動車に適用する構成である。

【0140】

トランスミッション 1C の各変速段には、参考例 1 同様にガイド部 G が設けられ、前記変速操作部 93、移動力伝達機構 M、カム溝及びカム突部を介してシームレスな変速操作ができるようになっている。

【0141】

一方このトランスミッション 1C では、カウンター・シャフト 241 が、中空のアウトター・シャフト 201C とこのアウトター・シャフト 201C に嵌合するトーション・バー 202C とを備えている。

30

【0142】

トーション・バー 202C のトーション部 203C は、入力ギヤ 243 に一体に形成され、アウトター・シャフト 201C に対するトーション部 203C の結合は参考例 2 と同様に行われている。つまり、アウトター・シャフト 201C に、軸受 245 外で結合部材 210C がスプライン嵌合し、この結合部材 210C は、トーション・バー 202C の結合軸部 213C にナット 212C により締結固定されている。

【0143】

アウトター・シャフト 201C と入力ギヤ 243 との間には、アウトター・プレート及びインナー・プレートからなる摩擦結合伝達部 211C が設けられ、アウトター・プレートがアウトター・シャフト 201C にスプライン係合し、インナー・プレートがトーション部 203C にスプライン係合している。このアウトター・プレート及びインナー・プレートの締結は、ナット 212C によりアウトター・シャフト 201C 及び入力ギヤ 243 間で行われている。

40

【0144】

したがって、本参考例では、トーション・バー 202C からアウトター・シャフト 201C に結合部材 210C を介してトルク伝達を行うことができ、変速ショックをトーション・バー 202C のねじり弾性により吸収することができる。また、変速ショック吸収時のアウトター・シャフト 201C に対するトーション・バー 202C のねじり振動を、摩擦結

50

合伝達部 2 1 1 A によりの確に減衰することができる。

【 0 1 4 5 】

その他、参考例 1 と同様な作用効果を奏することができる。

【 0 1 4 6 】

なお、参考例 3 のフロント・デファレンシャル装置 1 3 7 B の構造は、F R 車のリア・デファレンシャル装置にも適用することができる。

【 0 1 4 7 】

[クラッチ歯]

図 2 5 は、本実施例の噛合いクラッチの要部に係り、ドライブ噛み合い位置を示す断面図である。本実施例のクラッチ歯は、図 1 ~ 図 2 4 の何れにも適用できる。

【 0 1 4 8 】

図 2 5 の噛合いクラッチは、図 1 ~ 図 2 4 の例で採用したガイド部 G と同様の機能を奏するため、本トランスミッションは、第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 を変更し、ガイド部 G のカム溝 6 5 , 6 7 , 6 9 及びカム突部 7 1 , 7 3 , 7 5 を無くした。クラッチ・リング 5 9 は、カウンター・シャフト 5 にスプラインや平行溝等により軸方向移動可能に結合され、クラッチ・リング 6 1、6 3 は、メイン・シャフト 3 にスプラインや平行溝等により軸方向移動可能に結合される。

【 0 1 4 9 】

すなわち、駆動力伝達軸であるメイン・シャフト 3 又はカウンター・シャフト 5 に相対回転可能に支持された複数段の変速ギヤである 1 速ギヤ 1 9、2 速ギヤ 2 1、3 速ギヤ 2 3、4 速ギヤ 2 5、5 速ギヤ 2 7、6 速ギヤ 2 9 と、変速ギヤをメイン・シャフト 3 又はカウンター・シャフト 5 に選択的に結合して変速出力するために複数備えられ変速ギヤが 2 速以上はなれて両サイドにそれぞれ配置され両サイドの変速ギヤに噛合いクラッチにより選択的な噛み合いが可能なクラッチ・リング 5 9、6 1、6 3 と、このクラッチ・リングを選択的に操作する変速操作部 9 3 とを備えた構成となっている。

【 0 1 5 0 】

図 9、図 1 0 での説明のように、クラッチ・リング 5 9、6 1、6 3 は、変速ギヤ 1 速ギヤ 1 9、3 速ギヤ 2 3、2 速ギヤ 2 1、5 速ギヤ 2 7、4 速ギヤ 2 5、6 速ギヤ 2 9 に対し軸方向の第 1 の噛合い位置で第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 が噛合う状態と第 1 の噛合い位置よりも噛合いを浅くする第 2 の噛み合い位置で第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7 , 4 9 , 5 1 が噛合う状態とに移動可能である。

【 0 1 5 1 】

図 1 2 と同様に第 3 の噛合いクラッチ 5 1 を代表して説明すると、図 2 5 のようにガイド面 5 1 b a を備えている。このガイド面 5 1 b a は、回転方向に傾斜設定されており、前記変速操作部 9 3 の動作により変速下段及び変速上段のクラッチ・リング 6 3、6 1 が同時噛合いした時に変速下段のクラッチ・リング 6 3 に第 2 の噛み合い位置で噛合い解除方向の軸力を生じさせるものである。

【 0 1 5 2 】

つまり、第 3 の噛合いクラッチ 5 1 は、変速ギヤである 6 速ギヤ 2 9 側のクラッチ歯 2 9 a とクラッチ・リング 6 3 側のクラッチ歯 5 1 b とを有し、ガイド面 5 1 b a は、クラッチ歯 5 1 b、2 9 a の一方 5 1 b に設けられ、コースティング・トルク時にクラッチ歯 5 1 b、2 9 a の他方 2 9 a の先端部 2 9 a a の相対的なガイドによりクラッチ・リング 6 3 に噛合い解除方向の軸力を生じさせるものである。

【 0 1 5 3 】

ガイド面 5 1 b a は、歯先側に向かってドライブ方向に傾斜形成されている。クラッチ歯 5 1 b の回転方向の歯元には、コースト噛合い面 5 1 b b が形成され、ガイド面 5 1 b a に滑らかに連続している。

【 0 1 5 4 】

コースト噛合い面 5 1 b b に対応してクラッチ歯 5 1 b、2 9 a の他方 2 9 a の先端部 2 9 a a に連続するコースト噛合い面 2 9 a b が形成されている。コースト噛合い面 2 9

10

20

30

40

50

a b に連続して逃げ面 2 9 a c が形成されている。

【 0 1 5 5 】

クラッチ・リング 6 3 は、前記第 2 の噛み合い位置で第 3 の噛み合いクラッチ 5 1 が噛合う状態にする機構として、駆動斜面 F を備えている。

【 0 1 5 6 】

駆動斜面 F は、クラッチ歯 5 1 b、2 9 a の何れか一方 5 1 b の回転方向他側の歯元に形成され、駆動力伝達時にクラッチ歯 5 1 b、2 9 a の他方 2 9 a の先端部 2 9 a d との間の相対的なガイドによりクラッチ・リング 6 3 を前記第 1 の噛み合い位置から前記第 2 の噛み合い位置へ移動させるものである。

【 0 1 5 7 】

したがって、クラッチ・リング 6 3 を、第 2 の噛み合い位置で第 3 の噛み合いクラッチ 5 1 が噛合う状態にする機構は、クラッチ歯 5 1 b、2 9 a の何れか一方 5 1 b の回転方向一側の歯元に形成され駆動力伝達時にクラッチ歯 5 1 b、2 9 a の他方 2 9 a の先端部 2 9 a a との間の相対的なガイドによりクラッチ・リング 6 3 を第 1 の噛み合い位置から第 2 の噛み合い位置へ移動させる駆動斜面 F である。クラッチ・リング 5 9、6 1 について第 1、2 の噛み合いクラッチ 4 7、4 9 も同様である。

【 0 1 5 8 】

クラッチ歯 5 1 b の回転方向他側には、駆動斜面 F に連続するドライブ噛み合い面 5 1 b c が形成されている。ドライブ噛み合い面 5 1 b c は、歯先側に向かってドライブ方向に傾斜形成されている。

【 0 1 5 9 】

ドライブ噛み合い面 5 1 b c に対応してクラッチ歯 5 1 b、2 9 a の他方 2 9 a の先端部 2 9 a d に連続するドライブ噛み合い面 2 9 a e が傾斜形成されている。

【 0 1 6 0 】

なお、ガイド面 5 1 b a、駆動斜面 F は、変速ギヤである 6 速ギヤ 2 9 側に形成することもできる。

【 0 1 6 1 】

かかるクラッチ歯 5 1 b、2 9 a の構造は、第 1、第 2 の噛み合いクラッチ 4 7、4 9 についても同様である。

【 0 1 6 2 】

[ドライブ]

第 3 の噛み合いクラッチ 5 1 を、例えば 6 速ギヤ 2 9 に噛み合い結合させ、駆動トルクが働くと、図 2 5 のように駆動斜面 F によってクラッチ・リング 6 3 が移動する。このとき図 1 0 に示すシフト・フォーク 8 7 の凹部 1 2 9 b がボール 1 3 3 a を押し付け、スプリング 1 3 3 b は加圧されエネルギーを蓄える。この移動を許すのはシフト・アーム 1 1 7 のガイドに対しシフト溝 1 2 5 に適宜軸方向の遊びを設けているからである。

【 0 1 6 3 】

この移動によりクラッチ・リング 6 3 は、コースト噛み合い位置（図 9、図 1 2 (a) 参照）よりも噛み合い離脱側へ移動した図 2 5 の離脱待機の位置となる。

【 0 1 6 4 】

この離脱待機の位置は、後述する第 1 の噛み合い位置よりも噛み合いを浅くする第 2 の噛み合い位置で第 3 の噛み合いクラッチ 5 1 がドライブ噛み合い面 5 1 b c、2 9 a e で噛合う状態である。

【 0 1 6 5 】

次に駆動トルクがコースト方向に変化すると、クラッチ歯 2 9 a は ドライブ噛み合い面 5 1 b c、2 9 a e が離間する。このとき上記スプリング 1 3 3 b のエネルギーにより凹部 1 2 9 b、ボール 1 3 3 a の作用で第 1 の噛み合い位置で深い噛み合い状態となる（図 9、図 1 2 (a) 参照）。この状態においては、図 2 5 に示すコースト噛み合い面 2 9 a b がコースト噛み合い面 5 1 b b に当接するため、クラッチ・リング 6 3 にスラスト力は発生しない。

10

20

30

40

50

【 0 1 6 6 】

[シフト・アップ 4 速 5 速]

再度、図 1 3 ~ 図 1 5 のシフト・アップ時の動きにより図 2 5 を用いて説明する。なお、図 2 5 は、第 3 の噛合いクラッチ 5 1 の 6 速ギヤ 2 9 側での説明であるが、第 1、第 2 の噛合いクラッチ 4 7、4 9 についても同様の構造であるため、対応するガイド面等の説明は、同符号を用い、図 2 5 を参照して説明する。

【 0 1 6 7 】

図 1 3 の 4 速のクラッチ歯 2 5 a にはドライブ・トルクが付加されているため前記したようにクラッチ・リング 6 3 は駆動斜面 F の作用により、図 1 4 のように離脱待機位置となる。

10

【 0 1 6 8 】

つまり図 2 5 と同様に、4 速位置にあるクラッチ・リング 6 3 のガイド面 5 1 b a は、クラッチ歯 2 9 a のドライブ噛合い面 2 9 a e に回転方向で対向することになる。

【 0 1 6 9 】

このときシフト・ドラム 1 1 9 の回転により 5 速へのシフト・アップ操作が行われると、シフト溝 1 2 3 が働き、シフト・アーム 1 1 5、シフト・ロッド 1 0 7、シフト・フォーク 8 5 を介してクラッチ・リング 6 1 が操作される。この操作によりクラッチ・リング 6 1 が 5 速ギヤ 2 7 に噛み合い、4 速ギヤ 2 5 及び 5 速ギヤ 2 7 が同時噛合いとなる。

【 0 1 7 0 】

このとき上記のように、エンジン出力トルクの如何に係らず同時噛み合いによる機構的必然による内部循環トルクにより 4 速側にはコースティング・トルク、5 速側にはドライブ・トルクが発生する。このトルクがガイド面 5 1 b a の斜面の作用で 4 速位置にあるクラッチ・リング 6 3 に対し噛合い解除（ニュートラル）方向のスラスト力を発生させ、クラッチ・リング 6 3 は、4 速位置から解除位置に移動する。

20

【 0 1 7 1 】

5 速位置のクラッチ・リング 6 1 は、ドライブ噛合い面 5 1 b c がドライブ噛合い面 2 9 a e の傾斜によりガイドされ噛み合いを深める方向のスラスト力を発生させ、クラッチ・リング 6 1 は、噛合い方向に移動して 5 速位置となる。

【 0 1 7 2 】

かかる解除及び噛合いにより、図 1 5 に示すように 5 速へのシフト・アップが終了する。

30

【 0 1 7 3 】

変速時には、図 1 8 ~ 図 2 4 の弾性部及び減衰部により上記同様に変速ショックを吸収又は緩和することができる。

【 0 1 7 4 】

したがって、上記同様の作用効果を奏することができる。

【 0 1 7 5 】

その他の変速段におけるシフト・アップも同様に行わせることができる。図 2 6 は、変形例に係る噛合いクラッチの要部に係り、ドライブ噛み合い位置を示す断面図である。

【 0 1 7 6 】

図 2 6 においては、ドライブ噛合い面 5 1 b c 及びドライブ噛合い面 2 9 a e が傾斜せず、軸方向にほぼ平行に設定されている。

40

【 0 1 7 7 】

この例では、同時噛合い時にドライブ噛合い面 5 1 b c 及びドライブ噛合い面 2 9 a e 間でスラスト力を発生せず、変速上段側のクラッチ・リングは、変速操作部 9 3 からのシフト力でのみ移動することになる。

【 0 1 7 8 】

したがって、ドライブ噛合い面 5 1 b c は、ガイド面を構成し、第 1 ~ 第 3 の噛合いクラッチ 4 7、4 9、5 1 は、変速操作部 9 3 のシフト・アップ動作又はシフト・ダウン動作により変速下段及び変速上段のクラッチ・リング（5 9、6 1、6 3）が同時噛合いし

50

た時に変速下段と変速上段とのクラッチ・リング(59、61、63)相互間に第2の噛み合い位置でコースティング・トルクにより噛み合い方向と噛み合い解除方向との異なる方向の軸力を各別に生じさせるガイド面(51ba、51bc)を備えた構成となる。

【0179】

[クラッチ歯の摩耗防止]

図27は、比較例に係り、噛み合いクラッチの歯先の摩耗を説明し、(A)は、噛み合い歯及び被噛み合い歯の噛み合いの一つをクラッチ・リングの接線方向から見た概略断面図、(B)は、(A)のXXVIIIB-XXVIIIB矢視断面図、図28は、本実施例に係り、噛み合いクラッチの歯先の摩耗を説明し、(A)は、クラッチ歯の噛み合いの一つをクラッチ・リングの接線方向から見た概略断面図、(B)は、クラッチ歯の噛み合い離脱状態をクラッチ・リングの接線方向から見た概略断面図、(C)は、(A)のXXIIXC-XXIIXC矢視断面図である。

10

【0180】

図27(A)のように、例えばクラッチ・リング63のクラッチ歯51bと6速ギヤ29のクラッチ歯29aとの噛み合いをクラッチ・リング63の接線方向から側面を見て透視すると、クラッチ・リング63の径方向においてクラッチ歯51b及びクラッチ歯29aの全丈で噛み合っている。

【0181】

このような噛み合いでは、噛み合い及び噛み合い解除の繰り返しでクラッチ歯29aの先端部29adがクラッチ歯51bに対する衝突を繰り返し、長期使用等により摩耗を招くことになる。

20

【0182】

クラッチ歯29aの先端部29adが摩耗すると、駆動斜面Fに対するクラッチ歯29aの位置が第1の噛み合い位置側へ若干ずれることになり、離脱待機位置である第2の噛み合い位置がずれ、離脱が円滑に行われなくなる恐れがある。

【0183】

これに対し、本参考例では、図28(A)、(B)のように、クラッチ歯51bに衝突回避斜面51beを設けた。

【0184】

この図28(A)、(B)のクラッチ歯では、衝突回避斜面51beにより噛み合い始めにおいてクラッチ歯29aの先端部29adがクラッチ歯51bに衝突しない部分29adaができるため、少なくともこの部分の摩耗が無いが、大幅に減少する。

30

【0185】

このため、クラッチ歯29aの先端部29adとクラッチ歯51bの駆動斜面Fとの相対的なガイドによりクラッチ・リング63が第2の噛み合い位置に移動するとき、駆動斜面Fに対して衝突しない部分29adaが相対的なガイドを受けるため、クラッチ・リング63の第2の噛み合い位置への移動を正確に行わせることができる。

【0186】

他のクラッチ・リング59、61においても同様である。

【0187】

なお、クラッチ・リング59、61、63は、同時噛み合い時に第2の噛み合い位置において噛み合い解除方向のスラスト力が働けば良く、変速ギヤが2速以上はなれて両サイドにそれぞれ配置される必要はない。

40

【符号の説明】

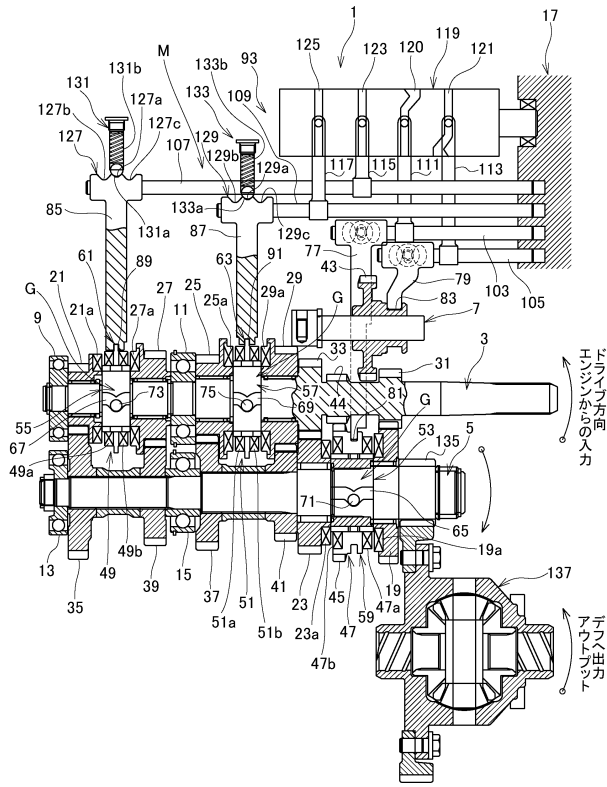
【0188】

- 1、1A、1B、1C トランスミッション
- 3 メイン・シャフト(駆動力伝達軸)
- 5 カウンター・シャフト(駆動力伝達軸)
- 19 1速ギヤ(変速ギヤ)
- 21 2速ギヤ(変速ギヤ)

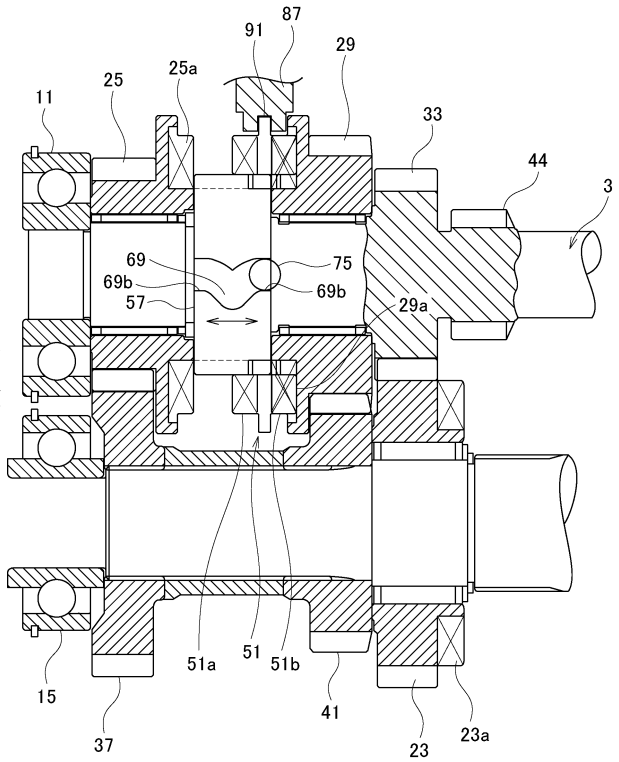
50

2 3	3 速ギヤ (変速ギヤ)	
2 5	4 速ギヤ (変速ギヤ)	
2 7	5 速ギヤ (変速ギヤ)	
2 9	6 速ギヤ (変速ギヤ)	
1 9 a、2 1 a、2 3 a、2 5 a、2 7 a、2 9 a	クラッチ歯	
2 9 a e	ドライブ噛合い面	
6 5、6 7、6 9	カム溝	
7 1、7 3、7 5	カム突部 (突部)	
7 7、7 9、8 5、8 7	シフト・フォーク	
1 0 3、1 0 5、1 0 7、1 0 9	シフト・ロッド	10
1 1 1、1 1 3、1 1 5、1 1 7	シフト・アーム	
1 1 9	シフト・ドラム	
1 2 0、1 2 1、1 2 3、1 2 5	シフト溝	
1 3 1、1 3 3	チェック部	
4 7	第 1 の噛合いクラッチ	
4 9	第 2 の噛合いクラッチ	
5 1	第 3 の噛合いクラッチ	
4 7 a、4 7 b、4 9 a、4 9 b、5 1 a、5 1 b	クラッチ歯	
5 1 b a	ガイド面	
5 1 b c	ドライブ噛合い面	20
5 9、6 1、6 3	クラッチ・リング	
9 3	変速操作部	
2 0 1、2 0 1 A、2 0 1 C	アウター・シャフト	
2 0 2、2 0 2 A、2 0 2 C	トーション・バー (弾性部)	
2 0 9	入力結合部	
2 1 1、2 1 1 A、2 1 1 C	摩擦結合伝達部 (減衰部)	
2 2 5	皿ばね (弾性部、弾性部材)	
2 2 7	減衰カム機構 (減衰部)	
F	駆動斜面	
G	ガイド部	30
M	移動力伝達機構	
T	伝達面	

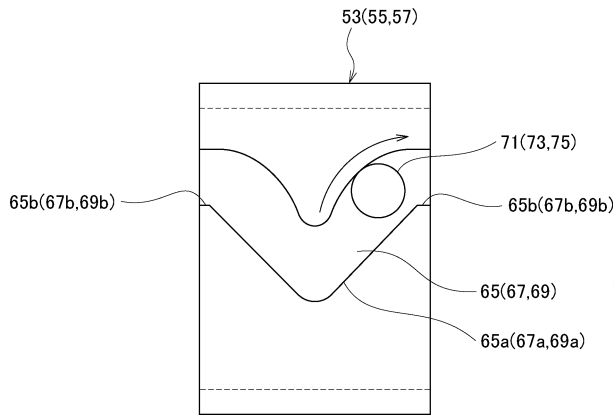
【図1】



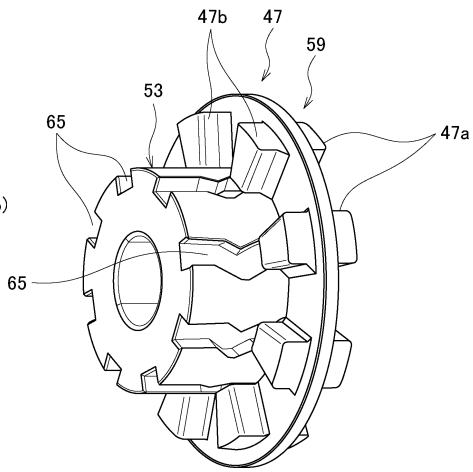
【図2】



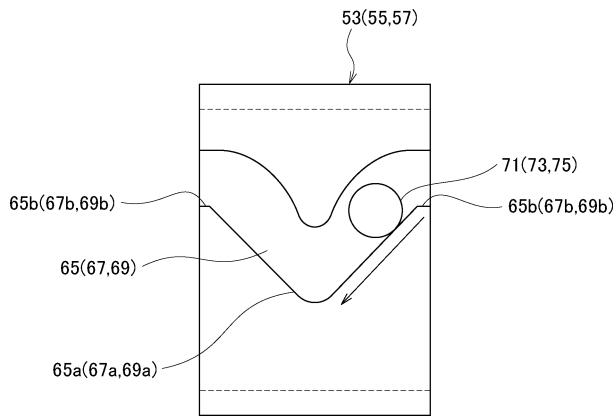
【図3】



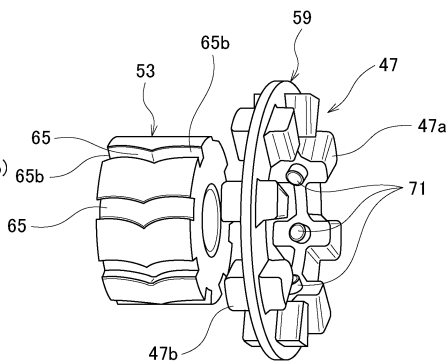
【図5】



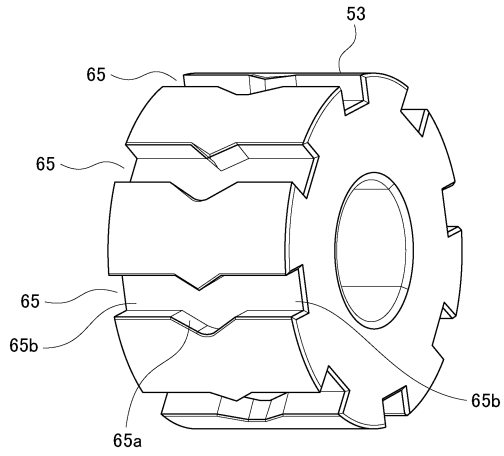
【図4】



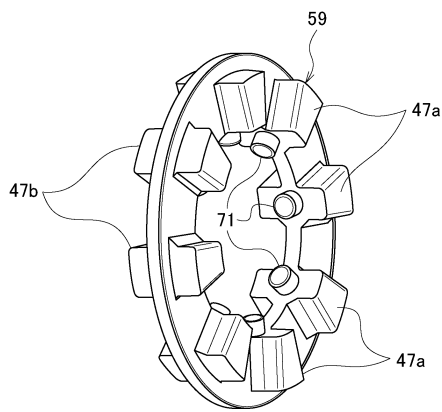
【図6】



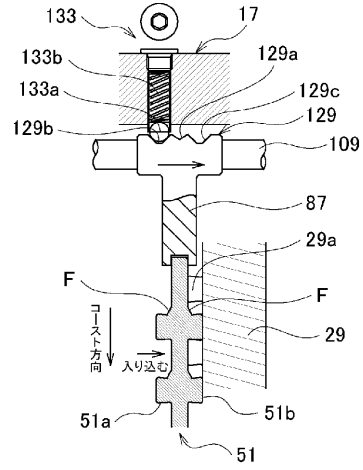
【図7】



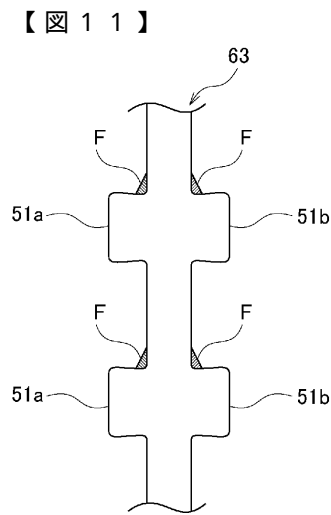
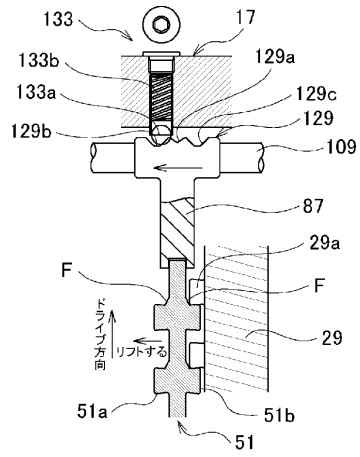
【図8】



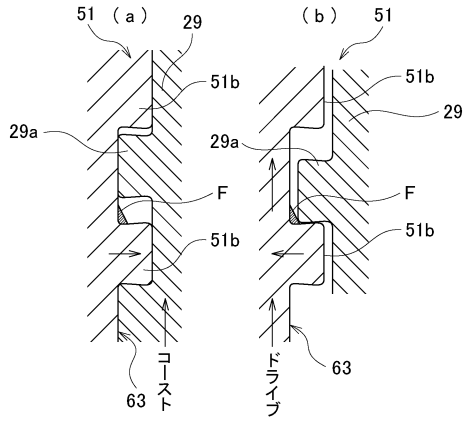
【図9】



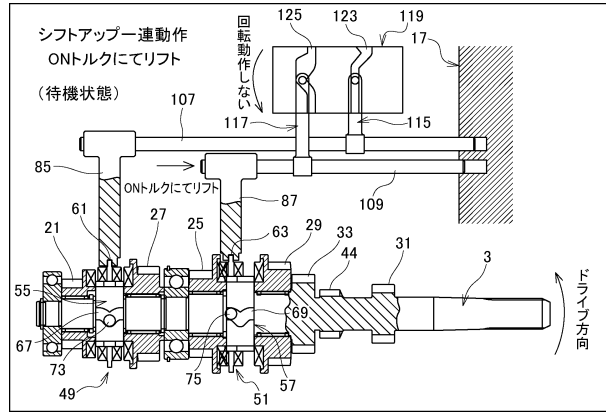
【図10】



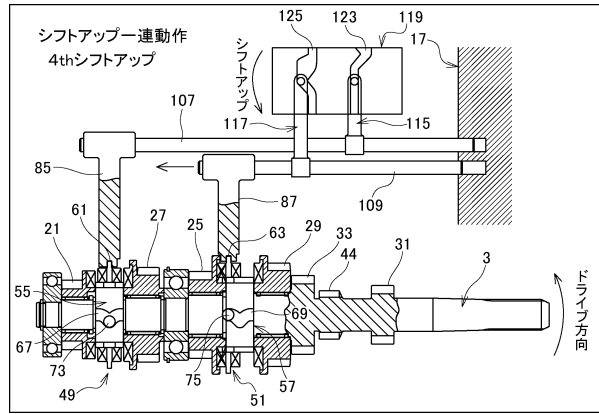
【図12】



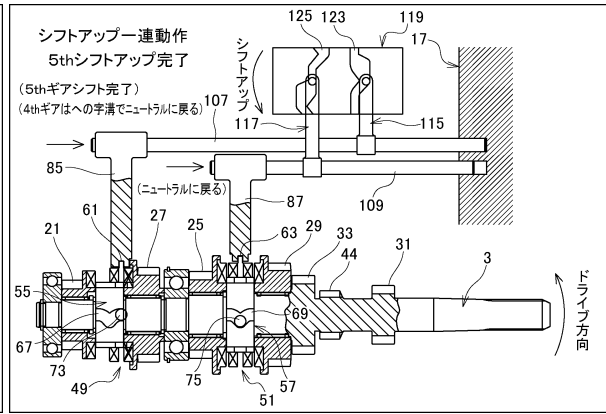
【図14】



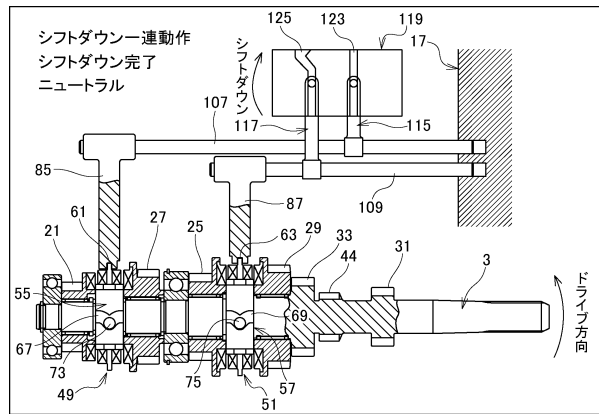
【図13】



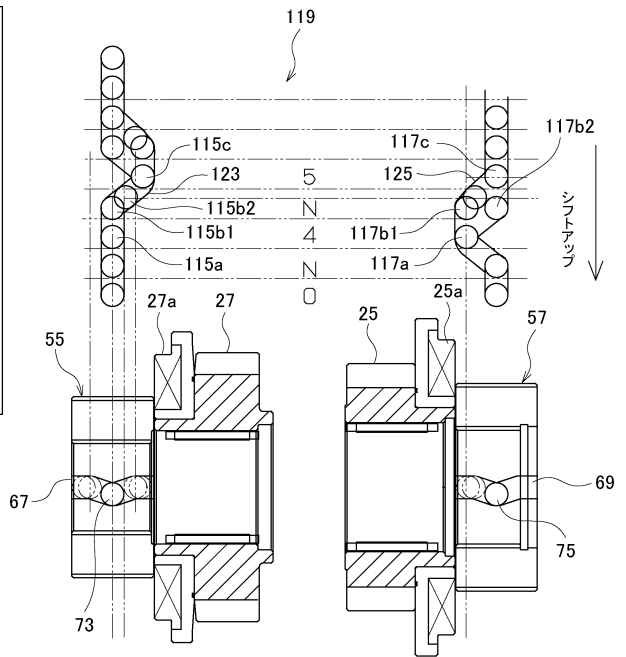
【図15】



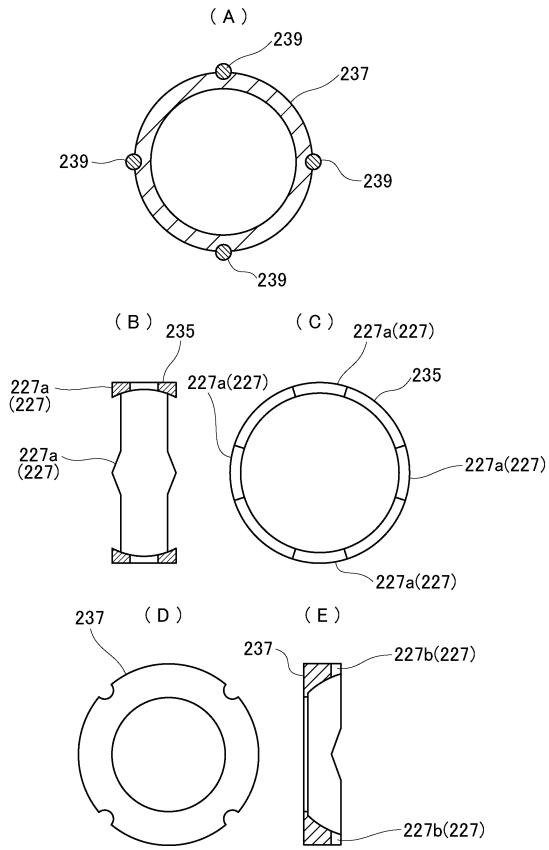
【図16】



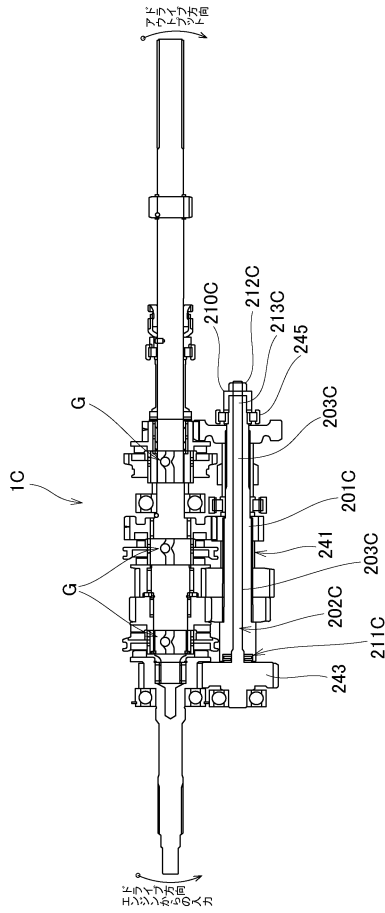
【図17】



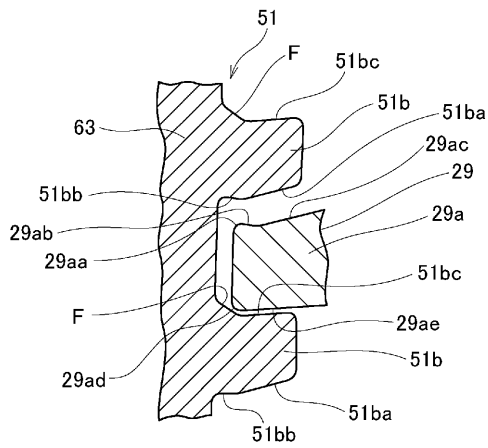
【図 23】



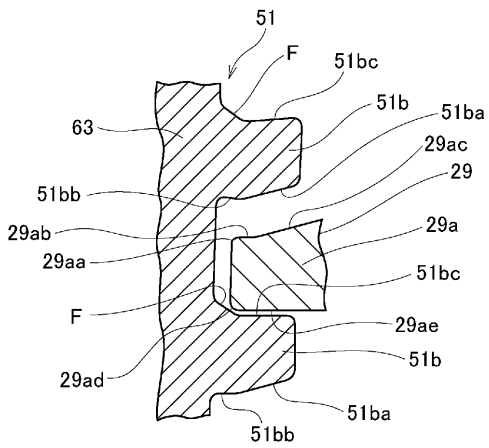
【図 24】



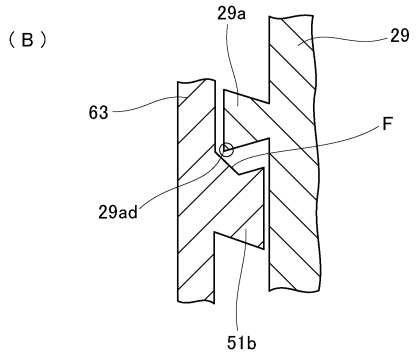
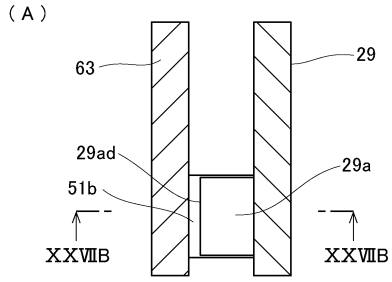
【図 25】



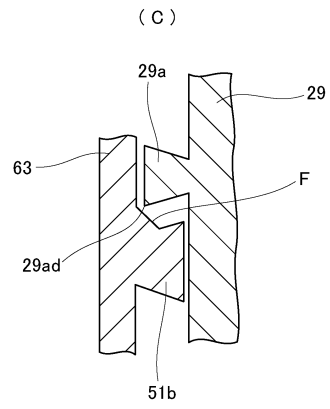
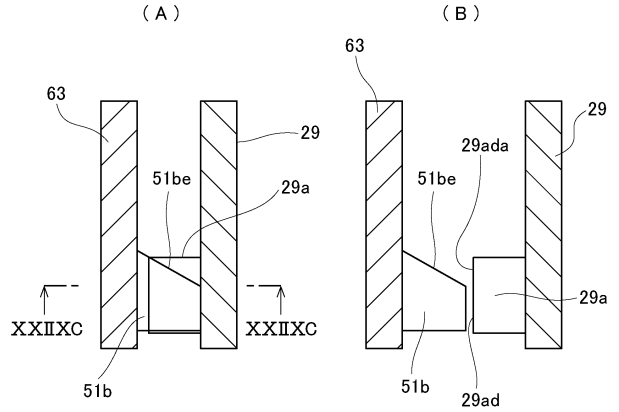
【図 26】



【 27 】



【 28 】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2012-127471(JP,A)
実開平01-148145(JP,U)
特開平07-208565(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H	3/083
F16D	11/00
F16D	11/10