

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6002009号
(P6002009)

(45) 発行日 平成28年10月5日(2016.10.5)

(24) 登録日 平成28年9月9日(2016.9.9)

(51) Int.Cl.		F I			
F 1 6 D	11/10	(2006.01)	F 1 6 D	11/10	C
F 1 6 H	61/28	(2006.01)	F 1 6 H	61/28	
F 1 6 H	63/32	(2006.01)	F 1 6 H	63/32	
F 1 6 H	35/10	(2006.01)	F 1 6 H	35/10	H
F 1 6 D	3/12	(2006.01)	F 1 6 D	3/12	Z
請求項の数 7 (全 26 頁) 最終頁に続く					

(21) 出願番号 特願2012-254233 (P2012-254233)
 (22) 出願日 平成24年11月20日(2012.11.20)
 (65) 公開番号 特開2014-101939 (P2014-101939A)
 (43) 公開日 平成26年6月5日(2014.6.5)
 審査請求日 平成27年8月6日(2015.8.6)

(73) 特許権者 000005348
 富士重工業株式会社
 東京都渋谷区恵比寿一丁目20番8号
 (74) 代理人 110000936
 特許業務法人青海特許事務所
 (72) 発明者 右近 靖幸
 東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士
 重工業株式会社内
 審査官 渡邊 義之

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 動力伝達機構および変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

同軸上に配された第1回転部材および第2回転部材を、これら第1回転部材および第2回転部材が一体回転する連結状態、または、これら第1回転部材および第2回転部材が切り離されて相対回転する非連結状態に切り換える動力伝達機構であって、

前記第1回転部材に設けられ、第1ドグが形成された第1ハブと、

前記第2回転部材に設けられ、前記第1ハブに対して回転軸の軸方向に間隙を維持して対向配置されるとともに、前記第1ドグよりも径方向の位置が内側となる第2ドグが形成された第2ハブと、

前記第2ハブの第2ドグに係合可能な第2係合ドグが形成され、前記第1ハブと一体回 10
 転するとともに、回転軸の軸方向に移動可能な第1スリーブと、

前記第1ハブの第1ドグに係合可能な第1係合ドグが形成され、前記第2ハブと一体回
 転するとともに、回転軸の軸方向に移動可能な第2スリーブと、
 を備え、

前記第1スリーブおよび前記第2スリーブが互いに離隔する方向に移動して相対回転す
 る前記非連結状態では、該第1スリーブの第2係合ドグが、前記第2ハブの第2ドグより
 も前記第1ハブ側に位置するとともに、該第2スリーブの第1係合ドグが、前記第1ハブ
 の第1ドグよりも前記第2ハブ側に位置し、

前記第1スリーブおよび前記第2スリーブが互いに近接する方向に移動して一体回転す
 る前記連結状態では、該第1スリーブの第2係合ドグが、前記第2ハブにおける第2ドグ 20

の回転軌跡上に位置するとともに、該第2スリーブの第1係合ドグが、前記第1ハブにおける第1ドグの回転軌跡上に位置し、かつ、該第2係合ドグと該第2ドグとが係合して前記第1回転部材および前記第2回転部材間の動力伝達が行われているとき、該第1係合ドグと該第1ドグとが回転方向に離間し、該第1係合ドグと該第1ドグとが係合して前記第1回転部材および前記第2回転部材間の動力伝達が行われているとき、該第2係合ドグと該第2ドグとが回転方向に離間する関係を維持していることを特徴とする動力伝達機構。

【請求項2】

前記第1ドグは、前記第1ハブの回転方向に等間隔を維持して複数設けられ、前記第2ドグは、前記第2ハブの回転方向に等間隔を維持して複数設けられていることを特徴とする請求項1記載の動力伝達機構。

10

【請求項3】

前記第1スリーブは、前記第1ハブの外周に嵌合される環状のリング部材で構成され、前記第2スリーブは、前記第2ハブの外周に嵌合される環状のリング部材で構成されていることを特徴とする請求項1または2記載の動力伝達機構。

【請求項4】

前記第2ハブに形成された第2ドグは、前記第1ハブに形成された第1ドグの径方向内側に位置するとともに、該第1ドグと該第2ドグとは、回転軸の軸方向に一部または全部が重なる位置関係を有していることを特徴とする請求項1～3のいずれかに記載の動力伝達機構。

【請求項5】

20

前記第1ハブは、円筒状の第1ハブ本体部を有するとともに、該第1ハブ本体部から径方向および軸方向に突出させた位置に前記第1ドグが形成されており、

前記第2ハブは、円筒状の第2ハブ本体部を有するとともに、該第2ハブ本体部から軸方向に突出させた位置に前記第2ドグが形成されていることを特徴とする請求項1～4のいずれかに記載の動力伝達機構。

【請求項6】

エンジンの駆動力によって回転する入力軸と、

前記入力軸と相対回転自在に配された第1メインシャフトと、

前記第1メインシャフトと同軸上であって、かつ、該第1メインシャフトに対して軸方向に離間して配された第2メインシャフトと、

30

前記第1メインシャフトおよび前記第2メインシャフトに対して平行に配された出力軸と、

前記第1メインシャフトおよび前記第2メインシャフトのそれぞれに設けられた複数のドライブギヤ、および、前記出力軸に設けられ前記ドライブギヤに噛合する複数のドリブンギヤで構成される複数の歯車列と、

前記複数の歯車列のいずれかを、前記第1メインシャフトまたは前記第2メインシャフトから前記出力軸への動力伝達経路に切り替えるギヤ切替機構と、

前記入力軸および前記第1メインシャフトが一体回転する連結状態、または、該入力軸および該第1メインシャフトが切り離されて相対回転する非連結状態に切り換える第1動力伝達機構と、

40

前記入力軸および前記第2メインシャフトが一体回転する連結状態、または、該入力軸および該第2メインシャフトが切り離されて相対回転する非連結状態に切り換える第2動力伝達機構と、

前記第1動力伝達機構に接続された第1シフトフォークと、前記第2動力伝達機構に接続された第2シフトフォークとが第1ロッドで連結され、該第2動力伝達機構に接続された第1シフトフォークと、該第1動力伝達機構に接続された第2シフトフォークとが第2ロッドで連結され、該第1ロッドおよび該第2ロッドが、アクチュエータの作動によって前記入力軸の軸方向に移動することで、該第1動力伝達機構および第2動力伝達機構を連結状態または非連結状態に切り替えるシフト装置と、
を備え、

50

前記シフト装置の第1ロッドが一方に移動し第2ロッドが他方に移動すると、前記アクチュエータの動力が、前記第1ロッドに連結された第1シフトフォークおよび前記第2ロッドに連結された第2シフトフォークを介して前記第1動力伝達機構に入力されて、前記入力軸と前記第1メインシャフトとが連結状態となるとともに、前記アクチュエータの動力が、前記第1ロッドに連結された第2シフトフォークおよび前記第2ロッドに連結された第1シフトフォークを介して前記第2動力伝達機構に入力されて、前記入力軸と前記第2メインシャフトとが非連結状態となり、

前記シフト装置の第1ロッドが他方に移動し第2ロッドが一方に移動すると、前記アクチュエータの動力が、前記第1ロッドに連結された第2シフトフォークおよび前記第2ロッドに連結された第1シフトフォークを介して前記第2動力伝達機構に入力されて、前記入力軸と前記第2メインシャフトとが連結状態となるとともに、前記アクチュエータの動力が、前記第1ロッドに連結された第1シフトフォークおよび前記第2ロッドに連結された第2シフトフォークを介して前記第1動力伝達機構に入力されて、前記入力軸と前記第1メインシャフトとが非連結状態となることを特徴とする変速機。

10

【請求項7】

前記入力軸には、トルク変動を吸収するための緩衝機構が設けられていることを特徴とする請求項6記載の変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

20

本発明は、主に自動車の変速機に用いられる動力伝達機構および自動車用の変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、例えば特許文献1、2に示される変速機が知られている。この変速機は、出力軸に回転自在に装着された低速段ギヤおよび高速段ギヤと、低速段ギヤと高速段ギヤとの間のシャフトに固定されたハブと、このハブに軸方向に移動自在且つ周方向に一体回転するように装着された第1キーおよび第2キーと、を備えている。

【0003】

この変速機によれば、例えば、加速時において、アクチュエータによって第1キーおよび第2キーを低速段ギヤ側に移動させると、第1キーが低速段ギヤの側面に設けられたドグと係合し、第1キーのみで、低速段ギヤとハブとの間の動力伝達が実現される。このとき、第2キーは、低速段ギヤに対して非係合状態となっており、第1キーを介した動力伝達中においても、高速段ギヤ側に移動させることができる。

30

【0004】

そして、第2キーを高速段ギヤ側に移動させると、当該第2キーが高速段ギヤの側面に設けられたドグと係合し、第2キーによって、高速段ギヤとハブとの間の動力伝達が実現される。動力伝達経路が低速段ギヤから高速段ギヤに切り換わると、シャフトの回転数が低下するため、動力伝達経路が切り換わるのと同時に、第1キーと低速段ギヤとの係合が解除され、第1キーの高速段ギヤ側への切り換えが可能となる。そして、第1キーを高速段ギヤ側に移動させれば、トルク切れを生じることなく、低速段ギヤから高速段ギヤへの変速(アップシフト)を完了することができる。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特表2009-536713号公報

【特許文献2】特表2010-510464号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

50

上記の変速機のように、近年では、トルク切れを生じることなく変速を行う等、従来に比して高性能な変速機の開発が進んでいるが、こうした変速機においては、全体の重量が増してしまうおそれがあり、全体として軽量化を図ることができる部品や変速機の構成が望まれている。

【0007】

そこで、本発明は、軽量化を図ることができる動力伝達機構、および、変速機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上記課題を解決するために、本発明の動力伝達機構は、同軸上に配された第1回転部材および第2回転部材を、これら第1回転部材および第2回転部材が一体回転する連結状態、または、第1回転部材および第2回転部材が切り離されて相対回転する非連結状態に切り換える動力伝達機構であって、前記第1回転部材に設けられ、第1ドグが形成された第1ハブと、前記第2回転部材に設けられ、前記第1ハブに対して回転軸の軸方向に間隙を維持して対向配置されるとともに、前記第1ドグよりも径方向の位置が内側に位置する第2ドグが形成された第2ハブと、前記第2ハブの第2ドグに係合可能な第2係合ドグが形成され、前記第1ハブと一体回転するとともに、回転軸の軸方向に移動可能な第1スリーブと、前記第1ハブの第1ドグに係合可能な第1係合ドグが形成され、前記第2ハブと一体回転するとともに、回転軸の軸方向に移動可能な第2スリーブと、を備え、前記第1スリーブおよび前記第2スリーブが互いに離隔する方向に移動した前記非連結状態では、該第1スリーブの第2係合ドグが、前記第2ハブの第2ドグよりも前記第1ハブ側に位置するとともに、該第2スリーブの第1係合ドグが、前記第1ハブの第1ドグよりも前記第2ハブ側に位置し、前記第1スリーブおよび前記第2スリーブが互いに近接する方向に移動した前記連結状態では、該第1スリーブの第2係合ドグが、前記第2ハブにおける第2ドグの回転軌跡上に位置するとともに、該第2スリーブの第1係合ドグが、前記第1ハブにおける第1ドグの回転軌跡上に位置し、かつ、該第2係合ドグと該第2ドグとが係合して前記第1回転部材および前記第2回転部材間の動力伝達が行われているとき、該第1係合ドグと該第1ドグとが回転方向に離間し、該第1係合ドグと該第1ドグとが係合して前記第1回転部材および前記第2回転部材間の動力伝達が行われているとき、該第2係合ドグと該第2ドグとが回転方向に離間する関係を維持していることを特徴とする。

【0009】

また、前記第1ドグは、前記第1ハブの回転方向に等間隔を維持して複数設けられ、前記第2ドグは、前記第2ハブの回転方向に等間隔を維持して複数設けられているとよい。

【0010】

また、前記第1スリーブは、前記第1ハブの外周に嵌合される環状のリング部材で構成され、前記第2スリーブは、前記第2ハブの外周に嵌合される環状のリング部材で構成されているとよい。

【0011】

また、前記第2ハブに形成された第2ドグは、前記第1ハブに形成された第1ドグの径方向内側に位置するとともに、該第1ドグと該第2ドグとは、回転軸の軸方向に一部または全部が重なる位置関係を有しているとよい。

【0012】

また、前記第1ハブは、円筒状の第1ハブ本体部を有するとともに、該第1ハブ本体部から径方向および軸方向に突出させた位置に前記第1ドグが形成されており、

前記第2ハブは、円筒状の第2ハブ本体部を有するとともに、該第2ハブ本体部から軸方向に突出させた位置に前記第2ドグが形成されているとよい。

【0013】

また、上記課題を解決するために、本発明の変速機は、エンジンの駆動力によって回転する入力軸と、前記入力軸と相対回転自在に配された第1メインシャフトと、前記第1メインシャフトと同軸上であって、かつ、該第1メインシャフトに対して軸方向に離間して

10

20

30

40

50

配された第2メインシャフトと、前記第1メインシャフトおよび前記第2メインシャフトに対して平行に配された出力軸と、前記第1メインシャフトおよび前記第2メインシャフトのそれぞれに設けられた複数のドライブギヤ、および、前記出力軸に設けられ前記ドライブギヤに噛合する複数のドリブンギヤで構成される複数の歯車列と、前記複数の歯車列のいずれかを、前記第1メインシャフトまたは前記第2メインシャフトから前記出力軸への動力伝達経路に切り替えるギヤ切替機構と、前記入力軸および前記第1メインシャフトが一体回転する連結状態、または、該入力軸および該第1メインシャフトが切り離されて相対回転する非連結状態に切り換える第1動力伝達機構と、前記入力軸および前記第2メインシャフトが一体回転する連結状態、または、該入力軸および該第2メインシャフトが切り離されて相対回転する非連結状態に切り換える第2動力伝達機構と、前記第1動力伝達機構に接続された第1シフトフォークと、前記第2動力伝達機構に接続された第2シフトフォークとが第1ロッドで連結され、該第2動力伝達機構に接続された第1シフトフォークと、該第1動力伝達機構に接続された第2シフトフォークとが第2ロッドで連結され、該第1ロッドおよび該第2ロッドが、アクチュエータの作動によって前記入力軸の軸方向に移動することで、該第1動力伝達機構および第2動力伝達機構を連結状態または非連結状態に切り替えるシフト装置と、を備え、前記シフト装置の第1ロッドが一方に移動し第2ロッドが他方に移動すると、前記アクチュエータの動力が、前記第1ロッドに連結された第1シフトフォークおよび前記第2ロッドに連結された第2シフトフォークを介して前記第1動力伝達機構に入力されて、前記入力軸と前記第1メインシャフトとが連結状態となるとともに、前記アクチュエータの動力が、前記第1ロッドに連結された第2シフトフォークおよび前記第2ロッドに連結された第1シフトフォークを介して前記第2動力伝達機構に入力されて、前記入力軸と前記第2メインシャフトとが非連結状態となり、前記シフト装置の第1ロッドが他方に移動し第2ロッドが一方に移動すると、前記アクチュエータの動力が、前記第1ロッドに連結された第2シフトフォークおよび前記第2ロッドに連結された第1シフトフォークを介して前記第2動力伝達機構に入力されて、前記入力軸と前記第2メインシャフトとが連結状態となるとともに、前記アクチュエータの動力が、前記第1ロッドに連結された第1シフトフォークおよび前記第2ロッドに連結された第2シフトフォークを介して前記第1動力伝達機構に入力されて、前記入力軸と前記第1メインシャフトとが非連結状態となることを特徴とする。

【0014】

また、前記入力軸には、トルク変動を吸収するための緩衝機構が設けられているとよい。

【発明の効果】

【0015】

本発明によれば、変速機全体の軽量化を図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0016】

【図1】本実施形態における自動車用の変速機の概略を示す図である。

【図2】緩衝機構の概略断面図である。

【図3】動力伝達機構の分解斜視図である。

【図4】動力伝達機構の組み付け状態を示す斜視図である。

【図5】動力伝達機構の分解状態の概略断面図である。

【図6】動力伝達機構の連結状態および非連結状態を説明する図である。

【図7】第1動力伝達機構および第2動力伝達機構の接続関係を説明する図である。

【図8】ニュートラル状態における第1動力伝達機構および第2動力伝達機構を説明する図である。

【図9】ニュートラル状態から第2メインシャフトの連結状態への切り替え動作を説明する第1の図である。

【図10】ニュートラル状態から第2メインシャフトの連結状態への切り替え動作を説明する第2の図である。

10

20

30

40

50

【図 1 1】加速時における第 2 メインシャフトから第 1 メインシャフトへの動力伝達経路の切り替えを説明する第 1 の図である。

【図 1 2】加速時における第 2 メインシャフトから第 1 メインシャフトへの動力伝達経路の切り替えを説明する第 2 の図である。

【図 1 3】2 速の減速状態を説明する図である。

【図 1 4】減速時における第 1 メインシャフトから第 2 メインシャフトへの動力伝達経路の切り替えを説明する第 1 の図である。

【図 1 5】減速時における第 1 メインシャフトから第 2 メインシャフトへの動力伝達経路の切り替えを説明する第 2 の図である。

【発明を実施するための形態】

10

【0017】

以下に添付図面を参照しながら、本発明の好適な実施形態について詳細に説明する。かかる実施形態に示す寸法、材料、その他具体的な数値等は、発明の理解を容易にするための例示に過ぎず、特に断る場合を除き、本発明を限定するものではない。なお、本明細書および図面において、実質的に同一の機能、構成を有する要素については、同一の符号を付することにより重複説明を省略し、また本発明に直接関係のない要素は図示を省略する。

【0018】

図 1 は、本実施形態における自動車用の変速機 1 の概略を示す図である。エンジン E の駆動力を駆動輪に伝達する本実施形態の変速機 1 は、ミッションケースに保持されたベアリングに回転自在に軸支され、発進クラッチ 2 を介してエンジン E のクランクシャフトに接続された入力軸 3 を備えている。入力軸 3 は、エンジン E の駆動力によって回転するものであり、エンジン E からの動力の伝達経路の上流側に配される第 1 入力軸 3 a と、下流側に配される第 2 入力軸 3 b と、で構成され、これら第 1 入力軸 3 a および第 2 入力軸 3 b の間に、緩衝機構 5 0 が設けられている。詳しくは後述するが、この緩衝機構 5 0 は、入力軸 3 に設定トルク以上のトルク変動をもたらすスパイクトルクが生じると、すべり運動を生じさせて第 1 入力軸 3 a と第 2 入力軸 3 b とを相対回転させ、スパイクトルクを予め設定された設定トルクまでカットする。

20

【0019】

また、変速機 1 は、ミッションケースに保持されたベアリングに回転自在に軸支され、入力軸 3 と相対回転自在に配された第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 を備えている。第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 は、入力軸 3 に対して平行に配されるとともに、互いに軸心を一致させた状態で、軸方向に離隔して対向配置されている。また、第 1 メインシャフト 4 は中空で構成され、第 1 メインシャフト 4 の内部に入力軸 3 (第 2 入力軸 3 b) が相対回転自在に挿通されている。さらに、ミッションケースには、ベアリングに回転自在に軸支され、入力軸 3、第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 に対して平行に配された出力軸 6 が収容されている。

30

【0020】

第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 には、それぞれ複数のドライブギヤ D v (1 速用ドライブギヤ 1 1 ~ 4 速用ドライブギヤ 1 4) が固定されている。より詳細には、第 2 メインシャフト 5 には、1 速用ドライブギヤ 1 1 および 3 速用ドライブギヤ 1 3 が固定されており、第 1 メインシャフト 4 には、2 速用ドライブギヤ 1 2 および 4 速用ドライブギヤ 1 4 が固定されている。このように、本実施形態の変速機 1 は、第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 に、それぞれギヤ比を異にする複数段のドライブギヤ D v が設けられ、連続するギヤ比のドライブギヤ D v が、第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 に交互に配されている。

40

【0021】

一方、出力軸 6 は、駆動輪に接続されており、ドライブギヤ D v それぞれに噛合するドリブンギヤ D n (1 速用ドリブンギヤ 2 1 ~ 4 速用ドリブンギヤ 2 4) が相対回転自在に設けられている。また、出力軸 6 には、当該出力軸 6 にドリブンギヤ D n を連結させて、

50

当該ドリブンギヤD_nと出力軸6とを一体回転させる連結状態、および、出力軸6とドリブンギヤD_nとが相対回転する切り離し状態のいずれかを選択的に切り換えるギヤ切替機構30a、30bが設けられている。

【0022】

ギヤ切替機構30aは、1速用ドリブンギヤ21と3速用ドリブンギヤ23との間に設けられ、出力軸6に対して1速用ドリブンギヤ21および3速用ドリブンギヤ23のいずれか一方を連結状態にしたとき、出力軸6に対して1速用ドリブンギヤ21および3速用ドリブンギヤ23のいずれか他方を切り離し状態にする。

【0023】

具体的に説明すると、ギヤ切替機構30aは、1速用ドリブンギヤ21と3速用ドリブンギヤ23との間において、出力軸6に相対回転不能に固定されたハブ31aと、ハブ31aに出力軸6の軸方向に移動自在に保持されたスリーブ32aと、を有する。スリーブ32aの外周には、不図示のシフトフォークが係合されており、不図示のアクチュエータ(電動シリンダ等)によって出力軸6の軸方向に移動される。

【0024】

また、ギヤ切替機構30aは、1速用ドリブンギヤ21に固定されたハブ21aと、3速用ドリブンギヤ23に固定されたハブ23aと、を備えている。これらハブ21a、23aは互いに対向配置されており、いずれもスリーブ32aに係合可能に構成されている。そして、スリーブ32aが図示のニュートラル位置にある場合には、スリーブ32aが1速用ドリブンギヤ21のハブ21aおよび3速用ドリブンギヤ23のハブ23aと切り離し状態にあり、1速用ドリブンギヤ21および3速用ドリブンギヤ23が、出力軸6に対して相対回転する。

【0025】

これに対して、スリーブ32aが軸方向に沿って1速用ドリブンギヤ21側に移動されると、スリーブ32aが1速用ドリブンギヤ21のハブ21aに係合し、出力軸6のハブ31aと、1速用ドリブンギヤ21のハブ21aとが、スリーブ32aによって架け渡された状態となる。これにより、出力軸6に対して1速用ドリブンギヤ21が連結状態となり、1速用ドリブンギヤ21が出力軸6と一体回転するとともに、出力軸6に対して3速用ドリブンギヤ23が切り離し状態となり、3速用ドリブンギヤ23が出力軸6と相対回転する。また、スリーブ32aが軸方向に沿って3速用ドリブンギヤ23側に移動されると、スリーブ32aが3速用ドリブンギヤ23のハブ23aに係合し、出力軸6のハブ31aと、3速用ドリブンギヤ23のハブ23aとが、スリーブ32aによって架け渡された状態となる。これにより、出力軸6に対して3速用ドリブンギヤ23が連結状態となり、3速用ドリブンギヤ23が出力軸6と一体回転するとともに、出力軸6に対して1速用ドリブンギヤ21が切り離し状態となり、1速用ドリブンギヤ21が出力軸6と相対回転する。

【0026】

なお、ここでは、ギヤ切替機構30aについて説明したが、ギヤ切替機構30bもギヤ切替機構30aと同様に構成されている。すなわち、ギヤ切替機構30bは、2速用ドリブンギヤ22と4速用ドリブンギヤ24との間において、出力軸6に相対回転不能に固定されたハブ31bと、ハブ31bに出力軸6の軸方向に移動自在に保持されたスリーブ32bと、2速用ドリブンギヤ22に固定されたハブ22aと、4速用ドリブンギヤ24に固定されたハブ24aと、を備えている。そして、スリーブ32bが図示のニュートラル位置にある場合には、スリーブ32bが2速用ドリブンギヤ22のハブ22aおよび4速用ドリブンギヤ24のハブ24aと切り離し状態にあり、2速用ドリブンギヤ22および4速用ドリブンギヤ24が、出力軸6に対して相対回転する。

【0027】

一方、スリーブ32bが軸方向に沿って2速用ドリブンギヤ22側に移動されると、スリーブ32bが2速用ドリブンギヤ22のハブ22aに係合し、出力軸6のハブ31bと、2速用ドリブンギヤ22のハブ22aとが、スリーブ32bによって架け渡された状態

10

20

30

40

50

となる。これにより、出力軸 6 に対して 2 速用ドリブンギヤ 2 2 が連結状態となり、2 速用ドリブンギヤ 2 2 が出力軸 6 と一体回転するとともに、出力軸 6 に対して 4 速用ドリブンギヤ 2 4 が切り離し状態となり、4 速用ドリブンギヤ 2 4 が出力軸 6 と相対回転する。また、スリーブ 3 2 b が軸方向に沿って 4 速用ドリブンギヤ 2 4 側に移動されると、スリーブ 3 2 b が 4 速用ドリブンギヤ 2 4 のハブ 2 4 a に係合し、出力軸 6 のハブ 3 1 b と、4 速用ドリブンギヤ 2 4 のハブ 2 4 a とが、スリーブ 3 2 b によって架け渡された状態となる。これにより、出力軸 6 に対して 4 速用ドリブンギヤ 2 4 が連結状態となり、4 速用ドリブンギヤ 2 4 が出力軸 6 と一体回転するとともに、出力軸 6 に対して 2 速用ドリブンギヤ 2 2 が切り離し状態となり、2 速用ドリブンギヤ 2 2 が出力軸 6 と相対回転する。

【 0 0 2 8 】

なお、スリーブ 3 2 a と 1 速用ドリブンギヤ 2 1 のハブ 2 1 a との間、スリーブ 3 2 a と 3 速用ドリブンギヤ 2 3 のハブ 2 3 a との間、スリーブ 3 2 b と 2 速用ドリブンギヤ 2 2 のハブ 2 2 a との間、および、スリーブ 3 2 b と 4 速用ドリブンギヤ 2 4 のハブ 2 4 a との間には、それぞれシンクロメッシュ機構（同期機構）が設けられている。

【 0 0 2 9 】

以上のように、本実施形態の変速機 1 は、第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 のそれぞれに設けられた複数のドライブギヤ D_v 、および、出力軸 6 に設けられドライブギヤ D_v に噛合する複数のドリブンギヤ D_n で構成される複数の歯車列を備えている。より詳細には、1 速用ドライブギヤ 1 1 および 1 速用ドリブンギヤ 2 1 で構成される 1 速用歯車列、2 速用ドライブギヤ 1 2 および 2 速用ドリブンギヤ 2 2 で構成される 2 速用歯車列、3 速用ドライブギヤ 1 3 および 3 速用ドリブンギヤ 2 3 で構成される 3 速用歯車列、4 速用ドライブギヤ 1 4 および 4 速用ドリブンギヤ 2 4 で構成される 4 速用歯車列を備えている。そして、ギヤ切替機構 3 0 a、3 0 b が、これら複数の歯車列のいずれかを、第 1 メインシャフト 4 または第 2 メインシャフト 5 から出力軸 6 への動力伝達経路に切り替えることとなる。

【 0 0 3 0 】

ところで、上記したように、第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 は、入力軸 3 に対して相対回転自在に設けられており、図示のニュートラルの状態では、入力軸 3 が、第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 の双方に対して非連結状態に維持されている。そのため、ギヤ切替機構 3 0 a、3 0 b によって動力伝達経路を構成する歯車列を選択し、1 速用ドリブンギヤ 2 1 ~ 4 速用ドリブンギヤ 2 4 のいずれかを出力軸 6 と一体回転させるだけでは、入力軸 3 の回転動力を出力軸 6 に伝達することはできない。したがって、変速の際には、ギヤ切替機構 3 0 a、3 0 b によって歯車列を選択すると同時に、入力軸 3 を、第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 のいずれか一方に連結させるとともに、いずれか他方から切り離して非連結状態にする必要がある。

【 0 0 3 1 】

このように、入力軸 3 の回転動力の伝達経路を、第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 のいずれかに選択的に切り換えるのが動力伝達機構 1 0 0 である。本実施形態では、動力伝達機構 1 0 0 として、第 1 メインシャフト 4 を入力軸 3 に対して連結状態または非連結状態に切り替える第 1 動力伝達機構 1 0 0 a と、第 2 メインシャフト 5 を入力軸 3 に対して連結状態または非連結状態に切り替える第 2 動力伝達機構 1 0 0 b と、を備えている。以下では、まず、上述の緩衝機構 5 0 の構成を説明した後に、動力伝達機構 1 0 0 の構成について詳細に説明する。

【 0 0 3 2 】

図 2 は、緩衝機構 5 0 の概略断面図である。本実施形態の緩衝機構 5 0 は、所謂、摩擦クラッチタイプの緩衝機構で構成されており、第 1 入力軸 3 a と第 2 入力軸 3 b との間に設けられている。図 2 に示すように、緩衝機構 5 0 は、第 2 入力軸 3 b の端部にスプライン係合されるハブ 5 1 と、このハブ 5 1 の外周に固定された薄板円形状のインナープレート 5 2 と、を備えている。インナープレート 5 2 は、入力軸 3 の軸方向に複数、間隔を維持して配置されている。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 3 】

また、第1入力軸3 aの端部には、アウターケース5 3が固定されており、このアウターケース5 3の内周面に、薄板円形状のアウタープレート5 4が固定されている。このアウタープレート5 4は、入力軸3の軸方向に複数、間隔を維持して配置されており、上記のインナープレート5 2とアウタープレート5 4とが、入力軸3の軸方向に交互に積層されるように構成されている。

【 0 0 3 4 】

さらに、第2入力軸3 bには、プレッシャプレート5 5が装着されている。このプレッシャプレート5 5は、第2入力軸3 bと一体回転可能であり、かつ、第2入力軸3 bに対して軸方向に移動可能にスプライン係合されている。また、緩衝機構5 0は、第2入力軸3 bが挿通される円筒状の伝達部材5 6を備えており、この伝達部材5 6の内周面にベアリングbの外輪が固定され、プレッシャプレート5 5の外周面にベアリングbの内輪が固定されている。このとき、ベアリングbは、ストッパ5 7により、プレッシャプレート5 5および伝達部材5 6に対する軸方向の移動が規制されている。したがって、プレッシャプレート5 5と伝達部材5 6とは、ベアリングbによって相対回転するとともに、軸方向に一体となって移動することとなる。

10

【 0 0 3 5 】

なお、伝達部材5 6の一端にはフランジ部5 6 aが形成されており、このフランジ部5 6 aにレリーズフォーク5 8が係止されている。詳細な説明は省略するが、このレリーズフォーク5 8には、電子制御ユニットE C Uによって制御される不図示のアクチュエータが接続されている。そして、電子制御ユニットE C Uがアクチュエータを作動させると、レリーズフォーク5 8が入力軸3の軸方向に移動し、これに伴って伝達部材5 6、ベアリングb、プレッシャプレート5 5が一体となって軸方向に移動することとなる。

20

【 0 0 3 6 】

また、プレッシャプレート5 5には、インナープレート5 2およびアウタープレート5 4に対向する位置に押圧面5 5 aが設けられており、この押圧面5 5 aを、最も第2入力軸3 b側に配置されたアウタープレート5 4に面接触させている。そして、アウターケース5 3の内周面には固定片5 9が固定されており、この固定片5 9と、プレッシャプレート5 5との間に、圧縮コイルバネからなる弾性部材6 0が介在されている。この弾性部材6 0は、プレッシャプレート5 5を第1入力軸3 a側に付勢する付勢力を常時作用させており、この弾性部材6 0の付勢力によって、インナープレート5 2およびアウタープレート5 4間にクラッチトルク(設定トルク)が発生することとなる。

30

【 0 0 3 7 】

したがって、緩衝機構5 0は、第2入力軸3 bに生じるトルクが設定トルク未満である場合に、第1入力軸3 aと第2入力軸3 bとを一体回転させ、設定トルク以上になると、第1入力軸3 aと第2入力軸3 bとを相対回転させることとなる。なお、緩衝機構5 0は設定トルクを変更可能に構成されている。具体的には、電子制御ユニットE C Uの制御によってレリーズフォーク5 8が移動すると、これと一体となってプレッシャプレート5 5の押圧面5 5 aが移動する。これにより、インナープレート5 2とアウタープレート5 4との間の圧力が変化し、その結果、設定トルクが変更されることとなる。ただし、緩衝機構5 0は、上記の構成に限定されるものではなく、例えば、設定トルクが固定的に設定される構成であってもよい。

40

【 0 0 3 8 】

図3は、動力伝達機構1 0 0の分解斜視図であり、図4は、動力伝達機構1 0 0の組み付け状態を示す斜視図であり、図5は、動力伝達機構1 0 0の分解状態の概略断面図である。本実施形態の変速機1においては、第1動力伝達機構1 0 0 aおよび第2動力伝達機構1 0 0 bの2つの動力伝達機構1 0 0が設けられているが、これら第1動力伝達機構1 0 0 aおよび第2動力伝達機構1 0 0 bは、いずれも同一の構成である。

【 0 0 3 9 】

図3～図5に示すように、動力伝達機構1 0 0は、第1ハブ1 1 0、第1スリーブ1 2

50

0、第2ハブ130、第2スリーブ140を備えている。第1ハブ110は、円筒状の第1ハブ本体部111と、この第1ハブ本体部111の外周面から径方向外方に隆起するとともに、第1ハブ本体部111における軸心方向の一端側から他端側まで延在する隆起部112と、を備えている。隆起部112は、第1ハブ本体部111の周方向（回転方向）に等間隔を維持して複数（本実施形態では6つ）設けられており、これによって第1ハブ110の外周には、複数の凹凸が等間隔を維持して形成されることとなる。

【0040】

また、各隆起部112は、その一端側の端部から、さらに第1ハブ本体部111の径方向外方に突出する突出部112aを備えており、この突出部112aから、第1ハブ本体部111の軸心方向に第1ドグ113を突出させている。つまり、第1ドグ113は、第1ハブ本体部111よりも径方向外方であって、かつ、軸方向に突出した位置において、第1ハブの周方向（回転方向）に等間隔を維持して複数設けられることとなる。

10

【0041】

第1スリーブ120は、第1ハブ110の外周に嵌合される環状のリング部材で構成される。より詳細には、第1スリーブ120は、第1ハブ110の外周形状とほぼ一致する内周形状を有するリング状の第1スリーブ本体部121を備えており、この第1スリーブ本体部121内に、第1ハブ110が挿通可能に構成されている。つまり、第1スリーブ120を第1ハブ110の外周に嵌合した状態では、当該第1スリーブ120は、第1ハブ110と一体回転するとともに、回転状態を維持したまま、回転軸の軸方向に移動可能となっている。

20

【0042】

また、第1スリーブ120は、第1スリーブ本体部121の一方の側面から軸方向に突出する第2係合ドグ122を備えている。第2係合ドグ122は、第1ハブ110に形成された第1ドグ113と同一方向に突出しており、第1スリーブ本体部121の周方向（回転方向）に等間隔を維持して複数（本実施形態では6つ）設けられている。この第2係合ドグ122は、第1スリーブ120が第1ハブ110の外周に嵌合して、もともと突出部112a（第1ドグ113）側に移動したときに、第1ハブ本体部111よりも軸方向に突出する寸法関係を維持している。また、第2係合ドグ122は、第1ハブ110において周方向（回転方向）に隣接する2つの第1ドグ113の中間に位置しており、径方向の位置が第1ドグ113よりも内側になるように形成されている。

30

【0043】

第2ハブ130は、組み付け状態において、第1ハブ110に対して軸心方向に僅かな間隔を維持して対向配置される。この第2ハブ130は、円筒状の第2ハブ本体部131と、この第2ハブ本体部131の外周面から径方向外方にわずかに隆起するとともに、第1ハブ本体部111における軸心方向の一端側から他端側まで延在する隆起部132と、を備えている。隆起部132は、第2ハブ本体部131の周方向（回転方向）に等間隔を維持して複数（本実施形態では6つ）設けられており、これによって第2ハブ130の外周には、複数の凹凸が等間隔を維持して形成されることとなる。

【0044】

また、各隆起部132の一端側の端部には、第2ハブ本体部131よりも軸心方向に突出する第2ドグ133が設けられている。この第2ドグ133は、第1ハブ110の第1ドグ113よりも径方向の位置が内側であって、かつ、組み付け状態において、第1スリーブ120の第2係合ドグ122と係合可能な位置に形成されている。つまり、第2ドグ133は、第1スリーブ120の第2係合ドグ122と係合可能であって、かつ、軸方向に突出した位置において、第2ハブ130の周方向（回転方向）に等間隔を維持して複数設けられることとなる。

40

【0045】

第2スリーブ140は、第2ハブ130の外周に嵌合される環状のリング部材で構成される。より詳細には、第2スリーブ140は、第2ハブ130の外周形状とほぼ一致する内周形状を有するリング状の第2スリーブ本体部141を備えており、この第2スリーブ

50

本体部 141 内に、第 2 ハブ 130 が挿通可能に構成されている。つまり、第 2 スリーブ 140 を第 2 ハブ 130 の外周に嵌合した状態では、当該第 2 スリーブ 140 は、第 2 ハブ 130 と一体回転するとともに、回転状態を維持したまま、回転軸の軸方向に移動可能となっている。

【0046】

また、第 2 スリーブ 140 は、第 2 スリーブ本体部 141 の一方の側面から軸方向に突出する第 1 係合ドグ 142 を備えている。第 1 係合ドグ 142 は、第 2 ハブ 130 に形成された第 2 ドグ 133 と同一方向に突出しており、第 2 スリーブ本体部 141 の周方向（回転方向）に等間隔を維持して複数（本実施形態では 6 つ）設けられている。この第 1 係合ドグ 142 は、第 2 スリーブ 140 が第 2 ハブ 130 の外周に嵌合した状態で、第 2 ハブ 130 において周方向（回転方向）に隣接する 2 つの第 2 ドグ 133 の中間に位置し、かつ、第 2 ドグ 133 よりも径方向外方に位置するように形成されている。また、第 1 係合ドグ 142 は、第 2 スリーブ 140 が第 2 ハブ 130 の外周に嵌合して、もっとも第 2 ドグ 133（第 1 ハブ 110）側に移動したときに、第 1 ハブ 110 の第 1 ドグ 113 に係合可能な位置に配されている。

【0047】

なお、第 1 スリーブ 120 および第 2 スリーブ 140 は、アクチュエータの作動によって軸方向に移動するシフトフォーク 200 に接続可能に構成されている。シフトフォーク 200 は、半リング状の部材で構成されており、その内周面に、周方向に延在する連係溝 201 が形成されている。この連係溝 201 には、第 1 スリーブ 120 の第 1 スリーブ本体部 121 および第 2 スリーブ 140 の第 2 スリーブ本体部 141 が、約半周に亘って回転自在に収容され、シフトフォーク 200 を軸方向に移動させることで、第 1 スリーブ 120 および第 2 スリーブ 140 が、回転状態を維持したまま軸方向に移動するようになっている。

【0048】

上記の構成からなる動力伝達機構 100 は、同軸上に配された、例えば、第 1 回転部材および第 2 回転部材を、これら両回転部材が一体回転する連結状態、または、両回転部材が切り離されて相対回転する非連結状態に切り換えるものである。このとき、動力伝達機構 100 は、第 1 ハブ 110 を第 1 回転部材と一体回転するように設けるとともに、第 2 ハブ 130 を第 2 回転部材と一体回転するように設けることで、上記の連結状態および非連結状態の切り換えが実現される。

【0049】

本実施形態の変速機 1 では、図 1 に示すように、第 1 メインシャフト 4 を入力軸 3（第 2 入力軸 3b）に対して連結状態または非連結状態に切り替えるべく、第 1 動力伝達機構 100a においては、入力軸 3（第 2 入力軸 3b）に第 1 ハブ 110（第 1 スリーブ 120）が設けられ、第 1 メインシャフト 4 に第 2 ハブ 130（第 2 スリーブ 140）が設けられる。また、第 2 メインシャフト 5 を入力軸 3（第 2 入力軸 3b）に対して連結状態または非連結状態に切り替えるべく、第 2 動力伝達機構 100b においては、入力軸 3（第 2 入力軸 3b）に第 1 ハブ 110（第 1 スリーブ 120）が設けられ、第 2 メインシャフト 5 に第 2 ハブ 130（第 2 スリーブ 140）が設けられる。

【0050】

図 6 は、動力伝達機構 100 の連結状態および非連結状態を説明する図であり、図 6（a）は、動力伝達機構 100 の非連結状態を示し、図 6（b）は、動力伝達機構 100 の連結状態を示している。図 6 に示すように、第 1 ハブ 110 における第 1 ハブ本体部 111 の内周にはスプライン溝が形成されており、このスプライン溝によって、第 1 ハブ 110 が入力軸 3（第 2 入力軸 3b）にスプライン係合される。同様に、第 2 ハブ 130 における第 2 ハブ本体部 131 の内周にはスプライン溝が形成されており、このスプライン溝によって、第 2 ハブ 130 が第 1 メインシャフト 4 または第 2 メインシャフト 5 にスプライン係合される。

【0051】

10

20

30

40

50

このとき、第2ハブ130は、第1ハブ110に対して回転軸の軸方向に僅かな間隙を維持して対向配置される。また、第2ハブ130に形成された第2ドグ133は、第1ハブ110に形成された第1ドグ113の径方向内側に位置するとともに、第1ドグ113と第2ドグ133とが、回転軸に垂直な方向に一部または全部が重なる位置関係を有している。

【0052】

そして、図6(a)に示すように、第1スリーブ120および第2スリーブ140が互いに離隔する方向に移動した非連結状態(ニュートラル状態)では、第1スリーブ120の第2係合ドグ122が、第2ハブ130の第2ドグ133よりも第1ハブ110側に位置している。また、第2スリーブ140の第1係合ドグ142が、第1ハブ110の第1ドグ113よりも第2ハブ130側に位置している。したがって、図6(a)に示す非連結状態では、第2係合ドグ122と第2ドグ133とが非係合状態となり、第1係合ドグ142と第1ドグ113とが非係合状態となり、第1ハブ110と第2ハブ130とが相対回転可能となる。これにより、動力伝達機構100の非連結状態では、入力軸3(第2入力軸3b)と、第1メインシャフト4または第2メインシャフト5とが相対回転することとなる。

10

【0053】

これに対して、図6(b)に示すように、第1スリーブ120および第2スリーブ140が互いに近接する方向に移動した連結状態では、第2スリーブ140の第1係合ドグ142が、第1ハブ110における第1ドグ113の回転軌跡上に位置する。したがって、第2スリーブ140の第1係合ドグ142は、第1ハブ110の第1ドグ113に係合可能な状態となる。こうした連結状態において、例えば車両が加速する場合には、入力軸3(第2入力軸3b)の回転動力が、第1ハブ110、第1ドグ113、第1係合ドグ142、第2スリーブ140、第2ハブ130を介して、第1メインシャフト4または第2メインシャフト5に伝達される。これにより、エンジンEの駆動力は、入力軸3から第1メインシャフト4または第2メインシャフト5へと伝達されるとともに、いずれかの歯車列を介して出力軸6へと伝達されることとなる。

20

【0054】

また、この連結状態では、第1スリーブ120の第2係合ドグ122が、第2ハブ130における第2ドグ133の回転軌跡上に位置する。したがって、第1スリーブ120の第2係合ドグ122は、第2ハブ130の第2ドグ133に係合可能な状態となる。こうした連結状態において、例えば車両が減速する場合には、第2ハブ130、第2ドグ133、第2係合ドグ122、第1スリーブ120、第1ハブ110を介して、第1メインシャフト4または第2メインシャフト5側から入力軸3(第2入力軸3b)側に動力伝達となされる。

30

【0055】

なお、詳しくは後述するが、第1係合ドグ142と第1ドグ113とが係合して、入力軸3(第2入力軸3b)と、第1メインシャフト4または第2メインシャフト5との間で動力伝達が行われているとき、第2係合ドグ122と第2ドグ133とは、回転方向に離間する関係を維持している。同様に、第2係合ドグ122と第2ドグ133とが係合して、入力軸3(第2入力軸3b)と、第1メインシャフト4または第2メインシャフト5との間で動力伝達が行われているとき、第1係合ドグ142と第1ドグ113とが回転方向に離間する関係を維持している。つまり、第1ハブ110と第2スリーブ140とが係合している場合には、第2ハブ130と第1スリーブ120とが非係合状態となり、第2ハブ130と第1スリーブ120とが係合している場合には、第1ハブ110と第2スリーブ140とが非係合状態となる。

40

【0056】

このことから明らかなように、第1ハブ110の第1ドグ113および第2スリーブ140の第1係合ドグ142は、ドライブ用の動力伝達を担うものとなり、第2ハブ130の第2ドグ133および第1スリーブ120の第2係合ドグ122は、コースト用の動

50

力伝達を担うものとなる。

【 0 0 5 7 】

次に、本実施形態の変速機 1 における動力伝達経路の切り替え操作について説明する。図 7 は、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a および第 2 動力伝達機構 1 0 0 b の接続関係を説明する図である。既に説明したように、変速機 1 においては、第 1 メインシャフト 4 の入力軸 3 に対する連結状態または非連結状態の切り替えが第 1 動力伝達機構 1 0 0 a によってなされ、第 2 メインシャフト 5 の入力軸 3 に対する連結状態または非連結状態の切り替えが第 2 動力伝達機構 1 0 0 b によってなされる。

【 0 0 5 8 】

そして、図 7 に示すように、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a においては、第 1 ハブ 1 1 0 が入力軸 3 (第 2 入力軸 3 b) にスプライン係合され、第 2 ハブ 1 3 0 が第 1 メインシャフト 4 にスプライン係合される。したがって、第 1 ハブ 1 1 0 および第 1 スリーブ 1 2 0 は、入力軸 3 と常時一体回転し、第 2 ハブ 1 3 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 は、第 1 メインシャフト 4 と常時一体回転することとなる。また、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b においては、第 1 ハブ 1 1 0 が入力軸 3 (第 2 入力軸 3 b) にスプライン係合され、第 2 ハブ 1 3 0 が第 2 メインシャフト 5 にスプライン係合される。したがって、第 1 ハブ 1 1 0 および第 1 スリーブ 1 2 0 は、入力軸 3 と常時一体回転し、第 2 ハブ 1 3 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 は、第 2 メインシャフト 5 と常時一体回転することとなる。

【 0 0 5 9 】

そして、変速機 1 は、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a および第 2 動力伝達機構 1 0 0 b を連結状態または非連結状態に切り替えるシフト装置 S を備えている。シフト装置 S は、上述のシフトフォーク 2 0 0 を備えており、不図示のアクチュエータを作動させることで、シフトフォーク 2 0 0 を軸方向に移動させ、これによって第 1 スリーブ 1 2 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 を入力軸 3 の軸方向に移動させる。ここでは、理解を容易にするために、第 1 スリーブ 1 2 0 に接続されたシフトフォーク 2 0 0 を第 1 シフトフォーク 2 0 0 a とし、第 2 スリーブ 1 4 0 に接続されたシフトフォーク 2 0 0 を第 2 シフトフォーク 2 0 0 b とする。

【 0 0 6 0 】

ここで、シフト装置 S は、第 1 シフトフォーク 2 0 0 a および第 2 シフトフォーク 2 0 0 b をアクチュエータに接続するロッド 2 1 0、2 1 1 を備えており、アクチュエータの動力が、ロッド 2 1 0、2 1 1 を介して第 1 シフトフォーク 2 0 0 a および第 2 シフトフォーク 2 0 0 b に伝達されるようにしている。本実施形態では、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a に接続された第 1 シフトフォーク 2 0 0 a と、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b に接続された第 2 シフトフォーク 2 0 0 b とがロッド 2 1 0 で連結され、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a に接続された第 2 シフトフォーク 2 0 0 b と、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b に接続された第 1 シフトフォーク 2 0 0 a とがロッド 2 1 1 で連結されている。

【 0 0 6 1 】

したがって、アクチュエータによってロッド 2 1 0 を入力軸 3 の軸方向に移動させると、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a に接続された第 1 シフトフォーク 2 0 0 a と、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b に接続された第 2 シフトフォーク 2 0 0 b とが、一体となって同一方向に移動する。同様に、アクチュエータによってロッド 2 1 1 を入力軸 3 の軸方向に移動させると、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a に接続された第 2 シフトフォーク 2 0 0 b と、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b に接続された第 1 シフトフォーク 2 0 0 a とが、一体となって同一方向に移動する。

【 0 0 6 2 】

より詳細に説明すると、入力軸 3 と第 1 メインシャフト 4 とを連結状態に切り替える場合には、ロッド 2 1 0 を一方 (図 7 中、右方向) に移動させるとともに、ロッド 2 1 1 を他方 (図 7 中、左方向) に移動させる。つまり、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a において、第 1 スリーブ 1 2 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 が互いに近接する方向にロッド 2 1 0、2 1 1 を移動させる。これにより、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a においては、入力軸 3 (第 2 入

10

20

30

40

50

力軸 3 b) と第 1 メインシャフト 4 とが連結状態となる。また、このとき、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b においては、ロッド 2 1 0、2 1 1 の移動により、第 1 スリーブ 1 2 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 が互いに離隔する方向に移動する。これにより、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b においては、入力軸 3 (第 2 入力軸 3 b) と第 2 メインシャフト 5 とが非連結状態に維持されることとなる。

【 0 0 6 3 】

一方、上記とは逆に、入力軸 3 と第 2 メインシャフト 5 とを連結状態に切り替える場合には、ロッド 2 1 1 を一方 (図 7 中、右方向) に移動させるとともに、ロッド 2 1 0 を他方 (図 7 中、左方向) に移動させる。つまり、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b において、第 1 スリーブ 1 2 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 が互いに近接する方向にロッド 2 1 0、2 1 1 を移動させる。これにより、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b においては、入力軸 3 (第 2 入力軸 3 b) と第 2 メインシャフト 5 とが連結状態となる。また、このとき、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a においては、ロッド 2 1 0、2 1 1 の移動により、第 1 スリーブ 1 2 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 が互いに離隔する方向に移動する。これにより、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a においては、入力軸 3 (第 2 入力軸 3 b) と第 1 メインシャフト 4 とが非連結状態に維持されることとなる。

【 0 0 6 4 】

以上のように、シフト装置 S のロッド 2 1 0 を一方に移動させ、ロッド 2 1 1 を他方に移動させることで、アクチュエータの動力が第 1 シフトフォーク 2 0 0 a、第 2 シフトフォーク 2 0 0 b を介して第 1 動力伝達機構 1 0 0 a に入力され、入力軸 3 と第 1 メインシャフト 4 とが連結状態となる。また、これと同時に、アクチュエータの動力が第 2 シフトフォーク 2 0 0 b、第 1 シフトフォーク 2 0 0 a を介して第 2 動力伝達機構 1 0 0 b に入力され、入力軸 3 と第 2 メインシャフト 5 とが非連結状態となる。そして、シフト装置 S のロッド 2 1 0 を他方に移動させ、ロッド 2 1 1 を一方に移動させると、アクチュエータの動力が第 1 シフトフォーク 2 0 0 a、第 2 シフトフォーク 2 0 0 b を介して第 2 動力伝達機構 1 0 0 b に入力されて、入力軸 3 と第 2 メインシャフト 5 とが連結状態となる。また、これと同時に、アクチュエータの動力が第 1 シフトフォーク 2 0 0 a、第 2 シフトフォーク 2 0 0 b を介して第 1 動力伝達機構 1 0 0 a に入力されて、入力軸 3 と第 1 メインシャフト 4 とが非連結状態となる。

【 0 0 6 5 】

上記のようにして、ロッド 2 1 0、2 1 1 を第 1 動力伝達機構 1 0 0 a および第 2 動力伝達機構 1 0 0 b に接続することで、シフト装置 S のアクチュエータを 2 つに削減することができる。つまり、動力伝達経路を切り換える際には、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a の第 1 スリーブ 1 2 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 と、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b の第 1 スリーブ 1 2 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 とで、合計 4 つのスリーブを作動する必要があるが、本実施形態では、2 つのアクチュエータで 4 つのスリーブを作動する。このように、シフト装置 S のアクチュエータを削減することができることから、変速機 1 全体の軽量化および省スペース化を図ることが可能となる。また、入力軸 3 に対して第 1 メインシャフト 4 および第 2 メインシャフト 5 が同時に連結されてしまうと、変速機 1 がロックされて破損するおそれがある。しかしながら、本実施形態のように、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a の連結動作と、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b の切り離し動作とが、機械的に同期して行われることから、変速機 1 がロックされるおそれがなく、故障率を低減することができる。

【 0 0 6 6 】

図 8 は、ニュートラル状態における第 1 動力伝達機構 1 0 0 a および第 2 動力伝達機構 1 0 0 b を説明する図である。なお、図 8 以降の各図において、(a 1) は、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a の第 1 ハブ 1 1 0、第 1 スリーブ 1 2 0、第 2 ハブ 1 3 0、第 2 スリーブ 1 4 0 を示し、(b 1) は、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b の第 1 ハブ 1 1 0、第 1 スリーブ 1 2 0、第 2 ハブ 1 3 0、第 2 スリーブ 1 4 0 を示す。また、(a 2) は、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a の第 1 ハブ 1 1 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 を示し、(b 2) は、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b の第 1 ハブ 1 1 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 を示す。また、(a 3) は

10

20

30

40

50

、第1動力伝達機構100aの第1スリーブ120および第2ハブ130を示し、(b3)は、第2動力伝達機構100bの第1スリーブ120および第2ハブ130を示す。

【0067】

変速機1のニュートラル状態では、第1動力伝達機構100aおよび第2動力伝達機構100bのいずれも非連結状態となっている。したがって、図8に示すように、第1動力伝達機構100aおよび第2動力伝達機構100bのいずれにおいても、第2スリーブ140の第1係合ドグ142は、第1ハブ110の第1ドグ113の回転軌跡上から退避した非係合状態となり、第1スリーブ120の第2係合ドグ122は、第2ハブ130の第2ドグ133の回転軌跡上から退避した非係合状態となっている。

【0068】

図9は、ニュートラル状態から第2メインシャフト5の連結状態への切り替え動作を説明する第1の図であり、図10は、ニュートラル状態から第2メインシャフト5の連結状態への切り替え動作を説明する第2の図である。ここでは、一例として、ニュートラル状態から1速に変速する場合について説明する。ニュートラル状態から1速に切り替える場合には、第1動力伝達機構100aおよび第2動力伝達機構100bの切り替え操作に先だって、まず、ギヤ切替機構30aによって、1速用ドリブンギヤ21を出力軸6に連結する(図7参照)。このとき、入力軸3はエンジンEの駆動力によって、図9中、矢印方向に回転している。

【0069】

そして、第1動力伝達機構100aおよび第2動力伝達機構100bの切り替え操作では、第1動力伝達機構100aの第1スリーブ120および第2動力伝達機構100bの第2スリーブ140が図中白抜き矢印で示す方向に移動するように、シフト装置Sがロッド210を作動する。すると、図9(b1)、(b2)に示すように、第2動力伝達機構100bにおける第2スリーブ140の第1係合ドグ142が、第1ハブ110の第1ドグ113の回転軌跡上に進入する。このとき、第1ハブ110は、入力軸3と一体回転していることから、第1ハブ110の回転によって第1ドグ113が第1係合ドグ142に係合される。これにより、第2動力伝達機構100bが連結状態となり、第1ハブ110および第2スリーブ140を介して、入力軸3から第2メインシャフト5に動力伝達がなされることとなる。このようにして第2メインシャフト5が回転すると、1速用ドライブギヤ11および1速用ドリブンギヤ21からなる歯車列を介して、出力軸6に回転動力が

【0070】

なお、このとき、第1動力伝達機構100aにおいては、図9(a1)、(a3)に示すように、第1スリーブ120が、ニュートラル状態よりもさらに第2ハブ130から離隔した方向に移動することとなる。

【0071】

次に、上記の状態では、図10に示すように、第1動力伝達機構100aの第2スリーブ140および第2動力伝達機構100bの第1スリーブ120が図中白抜き矢印で示す方向に移動するように、シフト装置Sがロッド211を作動する。すると、図10(b1)、(b3)に示すように、第2動力伝達機構100bにおける第1スリーブ120の第2係合ドグ122が、第2ハブ130の第2ドグ133の回転軌跡上に進入する。これにより、第1スリーブ120の第2係合ドグ122と、第2ハブ130の第2ドグ133とが係合可能な状態となるが、このとき、第2係合ドグ122と第2ドグ133との間には、回転方向に間隙が維持されている。

【0072】

なお、このとき、第1動力伝達機構100aにおいては、図10(a1)、(a2)に示すように、第2スリーブ140が、ニュートラル状態よりもさらに第1ハブ110から離隔した方向に移動することとなる。以上のように、シフト装置Sがロッド210、211を作動させることにより、ニュートラル状態から1速への変速が完了する。

【0073】

10

20

30

40

50

次に、加速時におけるアップシフトについて説明する。なお、以下において、「加速」とは、エンジンEの駆動力によって車両が加速する状態をいうものであり、例えば、坂を下るときに、自重によって車両が加速する状態をいうものではない。ここでは、一例として、1速の加速中において2速にアップシフトする場合について、図7、図11および図12を用いて説明する。

【0074】

図11は、加速時における第2メインシャフト5から第1メインシャフト4への動力伝達経路の切り替えを説明する第1の図であり、図12は、加速時における第2メインシャフト5から第1メインシャフト4への動力伝達経路の切り替えを説明する第2の図である。上記したように、車両の1速状態では、ギヤ切替機構30aによって1速用ドリブンギヤ21が出力軸6に連結されており、1速用ドライブギヤ11および1速用ドリブンギヤ21からなる歯車列を介して動力伝達が行われている(図7参照)。

10

【0075】

この状態において車両の加速中に2速にアップシフトする場合には、ギヤ切替機構30bによって、2速用ドリブンギヤ22を出力軸6に連結する。すると、出力軸6の回転力が、2速用ドリブンギヤ22および2速用ドライブギヤ12を介して第1メインシャフト4に伝達される。このとき、第1メインシャフト4の回転数は入力軸3よりも小さく、第1動力伝達機構100aにおいては、第1メインシャフト4側に位置する第2ハブ130および第2スリーブ140と、入力軸3側に位置する第1ハブ110および第1スリーブ120との間に差回転(回転数の差)が生じている。図11においては、第1ハブ110、第1スリーブ120、第2ハブ130、第2スリーブ140の回転方向を実線矢印で示しているが、この実線矢印の長さで回転速度の差を示している。

20

【0076】

そして、第1動力伝達機構100aおよび第2動力伝達機構100bの切り替え操作では、第1動力伝達機構100aの第2スリーブ140および第2動力伝達機構100bの第1スリーブ120が図中白抜き矢印で示す方向に移動するように、シフト装置Sがロッド211を作動する。すると、図11(a1)、(a2)に示すように、第1動力伝達機構100aにおける第2スリーブ140の第1係合ドグ142が、第1ハブ110の第1ドグ113の回転軌跡上に進入する。このとき、第1ハブ110と第2スリーブ140との間には差回転が生じていることから、第1ハブ110の回転によって第1ドグ113が第1係合ドグ142に係合される。これにより、第1動力伝達機構100aが連結状態となり、第1ハブ110および第2スリーブ140を介して、入力軸3から第2メインシャフト5に動力伝達がなされることとなる。

30

【0077】

このように、1速から2速へのアップシフトの際には、第2メインシャフト5と入力軸3とが動力伝達状態を維持したまま、動力伝達経路が、瞬間的に第1メインシャフト4側に切り換わる。換言すれば、1速用ドライブギヤ11および1速用ドリブンギヤ21を介した動力伝達状態を維持したまま、動力伝達経路が、瞬間的に2速用ドライブギヤ12および2速用ドリブンギヤ22に切り換わるため、トルク切れを生じることなく変速がなされることとなる。

40

【0078】

なお、1速での車両の加速状態では、第2動力伝達機構100bにおける第1スリーブ120の第2係合ドグ122と、第2ハブ130の第2ドグ133とが、回転方向に離隔した非係合状態となっている(図10(b3)参照)。したがって、シフト装置Sによるロッド211の作動により、第2動力伝達機構100bにおいては、図11(b1)、(b3)に示すように、第1スリーブ120が、ニュートラル状態よりもさらに第2ハブ130から離隔した方向に移動することとなる。

【0079】

また、第1動力伝達機構100aにおいて、第1ドグ113と第1係合ドグ142とが係合し、動力伝達経路が2速用ドライブギヤ12および2速用ドリブンギヤ22に切り替

50

わると、入力軸 3 の回転数が低下する。その結果、図 1 2 において実線矢印で示すように、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b において、第 1 ハブ 1 1 0 に対する第 2 スリーブ 1 4 0 の相対回転数が大きくなる。そこで、図 1 2 において、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a の第 1 スリーブ 1 2 0 および第 2 動力伝達機構 1 0 0 b の第 2 スリーブ 1 4 0 が図中白抜き矢印で示す方向に移動するように、シフト装置 S がロッド 2 1 0 を作動する。すると、図 1 2 (b 1)、(b 2) に示すように、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b における第 2 スリーブ 1 4 0 が、ニュートラル状態よりもさらに第 1 ハブ 1 1 0 から離隔した方向に移動する。

【 0 0 8 0 】

また、これと同時に、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a においては、図 1 2 (a 1)、(a 3) に示すように、第 1 スリーブ 1 2 0 の第 2 係合ドグ 1 2 2 が、第 2 ハブ 1 3 0 の第 2 ドグ 1 3 3 の回転軌跡上に進入する。これにより、第 1 スリーブ 1 2 0 の第 2 係合ドグ 1 2 2 と、第 2 ハブ 1 3 0 の第 2 ドグ 1 3 3 とが係合可能な状態となるが、車両の加速状態では、第 2 係合ドグ 1 2 2 と第 2 ドグ 1 3 3 との間で、回転方向に間隙が維持されている。

10

【 0 0 8 1 】

以上のようにして、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a が連結状態、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b が非連結状態に切り替わったところで、ギヤ切替機構 3 0 a によって 1 速用ドリブンギヤ 2 1 を出力軸 6 から切り離すと、1 速から 2 速へのアップシフトが完了することとなる。このように、本実施形態の変速機 1 によれば、トルク切れを生じることなく、アップシフトを行うことができる。なお、ここでは、1 速から 2 速への加速時アップシフトについて説明したが、2 速から 3 速、3 速から 4 速への加速時アップシフトの動作原理も上記と同様であるため、ここでは説明を省略する。

20

【 0 0 8 2 】

次に、減速時におけるダウンシフトについて説明する。なお、以下において、「減速」とは、エンジンプレーキによる車両の減速状態をいうものであり、例えば、坂を上るときに車両が減速する状態をいうものではない。ここでは、一例として、2 速の減速中において 1 速にダウンシフトする場合について、図 7、図 1 3 ~ 図 1 5 を用いて説明する。

【 0 0 8 3 】

図 1 3 は、2 速の減速状態を説明する図であり、図 1 4 は、減速時における第 1 メインシャフト 4 から第 2 メインシャフト 5 への動力伝達経路の切り替えを説明する第 1 の図であり、図 1 5 は、減速時における第 1 メインシャフト 4 から第 2 メインシャフト 5 への動力伝達経路の切り替えを説明する第 2 の図である。上記したように、車両の 2 速状態では、ギヤ切替機構 3 0 b によって 2 速用ドリブンギヤ 2 2 が出力軸 6 に連結されており、2 速用ドライブギヤ 1 2 および 2 速用ドリブンギヤ 2 2 からなる歯車列を介して動力伝達が行われている (図 7 参照) 。

30

【 0 0 8 4 】

また、2 速の減速状態では、図 1 3 (a 3) に示すように、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a において、第 1 スリーブ 1 2 0 の第 2 係合ドグ 1 2 2 と、第 2 ハブ 1 3 0 の第 2 ドグ 1 3 3 とが係合されて、入力軸 3 と出力軸 6 との間の動力伝達が行われている。また、このとき、図 1 3 (a 2) に示すように、第 1 動力伝達機構 1 0 0 a においては、第 2 スリーブ 1 4 0 の第 1 係合ドグ 1 4 2 と、第 1 ハブ 1 1 0 の第 1 ドグ 1 1 3 とが回転方向に離間した状態となっている。

40

【 0 0 8 5 】

こうした車両の減速中に 1 速にダウンシフトする場合には、まず、ギヤ切替機構 3 0 a によって、1 速用ドリブンギヤ 2 1 を出力軸 6 に連結する (図 7 参照) 。

すると、出力軸 6 の回転動力が、1 速用ドリブンギヤ 2 1 および 1 速用ドライブギヤ 1 1 を介して第 2 メインシャフト 5 に伝達される。このとき、第 2 メインシャフト 5 の回転数は入力軸 3 よりも大きく、第 2 動力伝達機構 1 0 0 b において、第 2 メインシャフト 5 側に位置する第 2 ハブ 1 3 0 および第 2 スリーブ 1 4 0 と、入力軸 3 側に位置する第 1 ハブ 1 1 0 および第 1 スリーブ 1 2 0 との間に差回転が生じている。なお、図 1 3 では、第 1 ハブ 1 1 0、第 1 スリーブ 1 2 0、第 2 ハブ 1 3 0、第 2 スリーブ 1 4 0 の回転方向を実線矢印で示し、

50

この実線矢印の長さで回転速度の差を示している。また、図13(b2)、(b3)の破線矢印は、ギヤ切替機構30aによって1速用ドリブンギヤ21が出力軸6に連結されたときの、第2ハブ130および第2スリーブ140の回転方向および回転速度を示している。

【0086】

そして、第1動力伝達機構100aおよび第2動力伝達機構100bの切り替え操作では、図14に示すように、第1動力伝達機構100aの第2スリーブ140および第2動力伝達機構100bの第1スリーブ120が図中白抜き矢印で示す方向に移動するように、シフト装置Sがロッド211を作動する。すると、図14(b1)、(b3)に示すように、第2動力伝達機構100bにおける第1スリーブ120の第2係合ドグ122が、第2ハブ130の第2ドグ133の回転軌跡上に進入する。このとき、第2ハブ130と第1スリーブ120との間には差回転が生じていることから、第2ハブ130の回転によって第2ドグ133が第2係合ドグ122に係合される。これにより、第2動力伝達機構100bが連結状態となり、第2ハブ130および第1スリーブ120を介して、入力軸3と第2メインシャフト5との間で動力伝達がなされることとなる。

10

【0087】

このように、2速から1速へのダウンシフトの際には、第1メインシャフト4と入力軸3とが動力伝達状態を維持したまま、動力伝達経路が、瞬間的に第2メインシャフト5側に切り換わる。換言すれば、2速用ドライブギヤ12および2速用ドリブンギヤ22を介した動力伝達状態を維持したまま、動力伝達経路が、瞬間的に1速用ドライブギヤ11および1速用ドリブンギヤ21に切り換わるため、トルク切れを生じることなく変速がなされることとなる。

20

【0088】

なお、2速での車両の減速状態では、第1動力伝達機構100aにおける第2スリーブ140の第1係合ドグ142と、第1ハブ110の第1ドグ113とが、回転方向に離隔した非係合状態となっている(図13(a2)参照)。したがって、シフト装置Sによるロッド211の作動により、第1動力伝達機構100aにおいては、図14(a1)、(a2)に示すように、第2スリーブ140が、ニュートラル状態よりもさらに第1ハブ110から離隔した方向に移動することとなる。

【0089】

また、第2動力伝達機構100bにおいて、第2ドグ133と第2係合ドグ122とが係合し、動力伝達経路が1速用ドライブギヤ11および1速用ドリブンギヤ21に切り替わると、入力軸3の回転数が上昇する。その結果、図15において実線矢印で示すように、第1動力伝達機構100aにおいて、第2ハブ130に対する第1スリーブ120の相対回転数が大きくなる。そこで、図15において、第1動力伝達機構100aの第1スリーブ120および第2動力伝達機構100bの第2スリーブ140が図中白抜き矢印で示す方向に移動するように、シフト装置Sがロッド210を作動する。すると、図15(a1)、(a3)に示すように、第1動力伝達機構100aにおける第1スリーブ120が、ニュートラル状態よりもさらに第2ハブ130から離隔した方向に移動する。

30

【0090】

また、これと同時に、第2動力伝達機構100bにおいては、図15(b1)、(b2)に示すように、第2スリーブ140の第1係合ドグ142が、第1ハブ110の第1ドグ113の回転軌跡上に進入する。これにより、第2スリーブ140の第1係合ドグ142と、第1ハブ110の第1ドグ113とが係合可能な状態となるが、車両の減速状態では、第1係合ドグ142と第1ドグ113との間で、回転方向に間隙が維持されている。

40

【0091】

以上のようにして、第2動力伝達機構100bが連結状態、第1動力伝達機構100aが非連結状態に切り替わったところで、ギヤ切替機構30bによって2速用ドリブンギヤ22を出力軸6から切り離すと、2速から1速へのダウンシフトが完了することとなる。このように、本実施形態の変速機1によれば、トルク切れを生じることなく、ダウンシフ

50

トを行うことができる。なお、ここでは、2速から1速への減速時ダウンシフトについて説明したが、3速から2速、4速から3速への減速時ダウンシフトの動作原理も上記と同様である。

【0092】

なお、動力伝達経路の切り替え時、すなわち、変速の際には、互いに差回転が生じた状態で、第1係合ドグ142を第1ドグ113に飛び込ませたり、第2係合ドグ122を第2ドグ133に飛び込ませたりする。そのため、変速の際には、トルクが瞬間的に跳ね上がって元に戻るといった変動、すなわち、スパイクトルクが生じてしまう。このように、変速の際にスパイクトルクが生じると、ドグの係合による衝撃音や、入力軸3、第1メインシャフト4、第2メインシャフト5、出力軸6を支持するベアリングの外輪とミッションケースとの当たりによる騒音等が生じたり、スパイクトルクによって擦れが生じ、駆動輪やミッションケースに振動が生じたりする。

10

【0093】

そこで、本実施形態の変速機1では、入力軸3にトルク変動を吸収するための緩衝機構50を設けることとしており、この緩衝機構50によって、変速の際に生じるスパイクトルクを、予め設定された設定トルクまでカットするようにしている(図7参照)。具体的には、変速の際にスパイクトルクが生じ、入力軸3に生じるトルクが予め設定されたりリミットトルク(設定トルク)以上になると、緩衝機構50によって、第1入力軸3aと第2入力軸3bとが相対回転する。したがって、第1入力軸3aと第2入力軸3bとの間の動力伝達において、緩衝機構50で設定されたりリミットトルク(設定トルク)以上のトルク伝達となされることはなく、常に、リミットトルク未満のトルク伝達となされることとなる。これにより、変速の際に、騒音や振動を十分に抑制することが可能となり、変速機1が搭載された車両等の振動が低減され、当該車両における乗り心地を向上することが可能となる。

20

【0094】

なお、トルク切れを生じることなく変速を可能とする変速機は、例えば、上記の特許文献1、2に示されるように、従来提案されているものであるが、こうした従来の変速機では、スパイクトルクを吸収するために、全てのギヤに緩衝機構を組み込むこととしている。この場合、各ギヤ段に緩衝機構を設けることから、コストが上昇したり、ギヤの大きさによっては十分な緩衝性能を発揮できなかつたりするという課題があった。しかしながら、本実施形態の変速機1によれば、入力軸3に緩衝機構50を設けることで、1つの緩衝機構50によって、全ての変速段への変速に対応することが可能となり、低コスト化を図りつつも十分な緩衝性能をもたらすことが可能となる。

30

【0095】

以上説明したように、本実施形態の動力伝達機構100は、相対回転する第1スリーブ120および第2スリーブ140を互いに近接する方向に移動させることで連結状態となり、第1スリーブ120および第2スリーブ140を互いに離隔する方向に移動させることで非連結状態となる。このように、第1スリーブ120および第2スリーブ140を、入力軸3の軸方向において互いに反する方向に動作させることで、連結状態および非連結状態の切り替えが実現されるので、第1スリーブ120および第2スリーブ140を作動させるアクチュエータを、2つの第1動力伝達機構100aおよび第2動力伝達機構100bにおいて共有することができる。

40

【0096】

そして、第1動力伝達機構100aおよび第2動力伝達機構100bにおいて、連結状態および非連結状態の切り替えが、同一のアクチュエータによって、同時にかつ機械的になされるので、変速機1がロックされてしまうおそれがない。しかも、同一のアクチュエータを用いることから、全てのスリーブが個別にアクチュエータによって制御される場合よりも、制御プログラムを簡素化することができ、また、部品点数を削減してコストを低減することが可能となる。

【0097】

50

また、本実施形態では、第1ハブ110の第1ドグ113および第2スリーブ140の第1係合ドグ142が、ドライブ用のドグとして主に加速時の動力伝達を担い、第2ハブ130の第2ドグ133および第1スリーブ120の第2係合ドグ122が、コースト用のドグとして主に減速時の動力伝達を担う。このように、ドライブ用のドグと、コースト用のドグとがそれぞれ別個に設けられた変速機は、上記した特許文献1、2に示されるように、従来公知である。これら従来提案されている変速機では、ドライブ用のドグとコースト用のドグとが、同一円周状に交互に配置されているが、このときのハブやドグ、スリーブの寸法は、相対的に伝達トルクが大きいドライブ用のドグを基準として設計される。その結果、ドライブ用のドグと同一円周状に配されるコースト用のドグは、必要以上のトルク伝達が可能な過剰能力となっており、コースト用のドグに着目すると、不必要に部品

10

【0098】

本実施形態の動力伝達機構100によれば、第2ドグ133および第2係合ドグ122が、第1ドグ113および第1係合ドグ142よりも径方向の位置が内側に位置している(図3、図4参照)。したがって、本実施形態の変速機1のように、第1ドグ113および第1係合ドグ142をドライブ用のドグとして機能させ、第2ドグ133および第2係合ドグ122をコースト用のドグとして機能させれば、コースト用のドグを小型化することができ、その結果、動力伝達機構100および変速機1全体の軽量化を図ることができる。

【0099】

20

また、本実施形態では、第1動力伝達機構100aにおいては、第2スリーブ140が第1メインシャフト4側に設けられ、第2動力伝達機構100bにおいては、第2スリーブ140が第2メインシャフト5側に設けられている。第2スリーブ140は、ドライブ用のドグとして機能する第1係合ドグ142を備えているため、図3および図4からも明らかのように、第1スリーブ120よりも大径となっている。したがって、第2スリーブ140は、第1スリーブ120に比べて重量が大きくなるが、本実施形態の変速機1では、相対的に重量の大きい第2スリーブ140を、第1メインシャフト4および第2メインシャフト5に設けている。換言すれば、第1スリーブ120および第2スリーブ140のうち、相対的に重量の小さい第1スリーブ120を入力軸3に設けている。これにより、入力軸3に作用する回転慣性力を小さくすることができ、よってスパイクトルクのさらなる低減が実現されている。

30

【0100】

なお、上記実施形態の動力伝達機構100の構成は一例に過ぎず、本発明の目的を実現可能な範囲で適宜設計変更可能であることは言うまでもない。上記実施形態では、図8～図15に示すように、第1ドグ113と第1係合ドグ142とが噛合する噛合面、および、第2ドグ133と第2係合ドグ122とが噛合する噛合面をテーパ形状としている。これにより、第1ドグ113と第1係合ドグ142との係合や、第2ドグ133と第2係合ドグ122との係合が、意図せず解除されてしまうことがないようにしている。

【0101】

また、第1係合ドグ142における噛合面と反対側の端面もテーパ状に形成されている。これは、第2スリーブ140が、意図に反して第1ハブ110側に移動してしまった場合に、第1ドグ113によって第1係合ドグ142が軸方向に弾かれるようにするためである。同様に、第2ドグ133の噛合面と反対側の端面もテーパ状に形成されており、第1スリーブ120が、意図に反して第2ハブ130側に移動してしまった場合に、第2ドグ133によって第2係合ドグ122が軸方向に弾かれるようにしている。このように、上記実施形態では、第2ドグ133および第1係合ドグ142には、意図せずに係合がなされることを回避するためのテーパが形成されているが、こうしたテーパは、第1ドグ113や第2係合ドグ122に設けることも可能である。

40

【0102】

また、上記実施形態では、第1メインシャフト4および第2メインシャフト5のそれぞ

50

れに複数のドライブギヤD_vを固定し、これら複数のドライブギヤD_vそれぞれに噛合するドリブンギヤD_nを、出力軸6に相對回轉自在に設けることとした。したがって、ギヤ切替機構30a、30bは出力軸6に設けられることとなり、出力軸6にドリブンギヤD_nを連結させて当該ドリブンギヤD_nと出力軸6とを一体回轉させる連結状態、および、出力軸6とドリブンギヤD_nとが相對回轉する切り離し状態のいずれかを選択的に切り換えることとなる。しかしながら、ドライブギヤD_vを第1メインシャフト4または第2メインシャフト5に相對回轉自在に設けるとともに、ギヤ切替機構30a、30bを、第1メインシャフト4および第2メインシャフト5に設け、ドリブンギヤD_nを出力軸6に固定することとしても構わない。いずれにしても、ギヤ切替機構30a、30bの配置、齒車列の構成は限定されるものではない。

10

【0103】

また、上記実施形態の変速機1は、動力伝達機構100を適用した一例に過ぎず、動力伝達機構100は、上記の構成以外の変速機にも広く適用可能である。

【0104】

以上、添付図面を参照しつつ本発明の好適な実施形態について説明したが、本発明は上述した実施形態に限定されないことは勿論であり、特許請求の範囲に記載された範疇における各種の変更例又は修正例についても、本発明の技術的範囲に属することは言うまでもない。

【産業上の利用可能性】

【0105】

本発明は、主に自動車の変速機に用いられる動力伝達機構および自動車用の変速機に利用できる。

20

【符号の説明】

【0106】

- 1 ... 変速機
- 3 ... 入力軸
- 3 a ... 第1入力軸
- 3 b ... 第2入力軸
- 4 ... 第1メインシャフト
- 5 ... 第2メインシャフト
- 6 ... 出力軸
- 1 1 ... 1速用ドライブギヤ
- 1 2 ... 2速用ドライブギヤ
- 1 3 ... 3速用ドライブギヤ
- 1 4 ... 4速用ドライブギヤ
- 2 1 ... 1速用ドリブンギヤ
- 2 2 ... 2速用ドリブンギヤ
- 2 3 ... 3速用ドリブンギヤ
- 2 4 ... 4速用ドリブンギヤ
- 3 0 a、3 0 b ... ギヤ切替機構
- 5 0 ... 緩衝機構
- 1 0 0 ... 動力伝達機構
- 1 0 0 a ... 第1動力伝達機構
- 1 0 0 b ... 第2動力伝達機構
- 1 1 0 ... 第1ハブ
- 1 1 3 ... 第1ドグ
- 1 2 0 ... 第1スリーブ
- 1 2 2 ... 第2係合ドグ
- 1 3 0 ... 第2ハブ
- 1 3 3 ... 第2ドグ

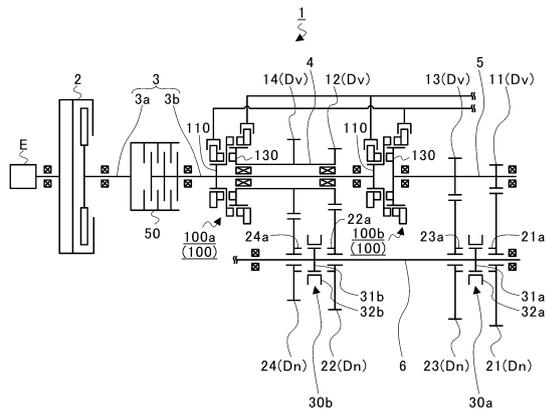
30

40

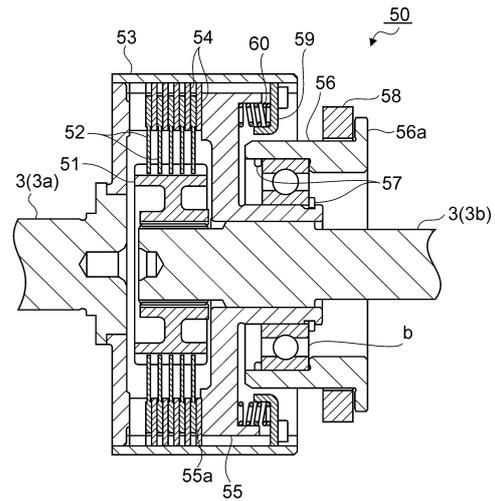
50

- 140 ... 第2スリーブ
- 142 ... 第1係合ドグ
- 200 ... シフトフォーク
- 200a ... 第1シフトフォーク
- 200b ... 第2シフトフォーク
- 210、211 ... ロッド
- Dn ... ドリブンギヤ
- Dv ... ドライブギヤ
- E ... エンジン
- S ... シフト装置

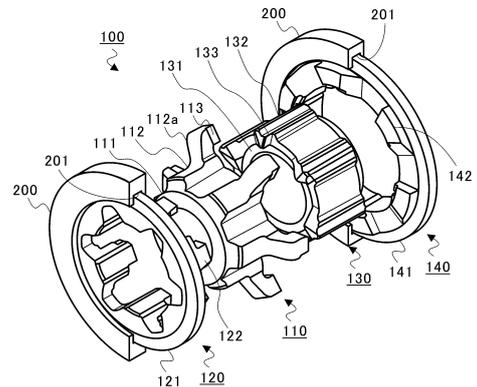
【図1】



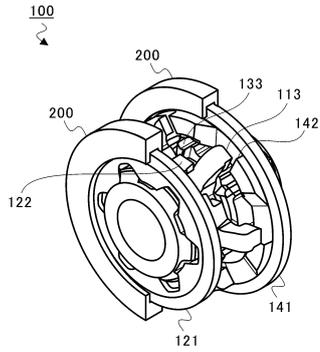
【図2】



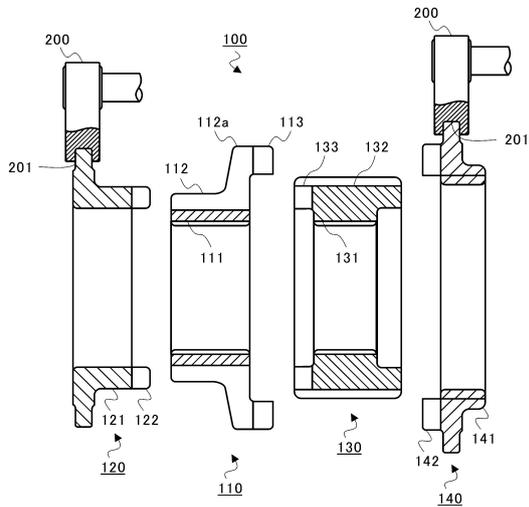
【図3】



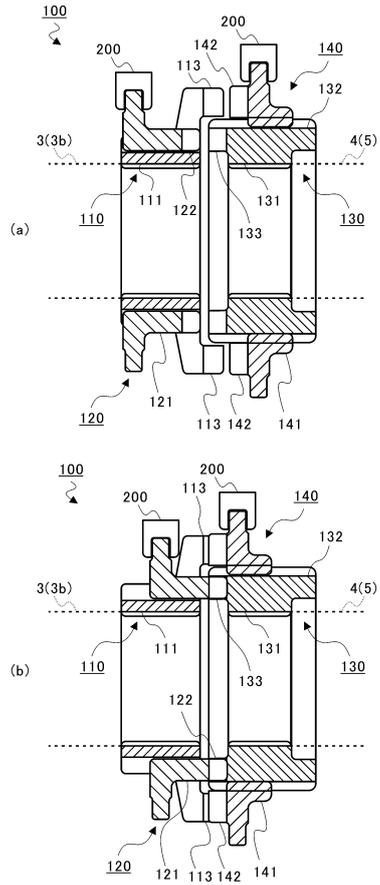
【図4】



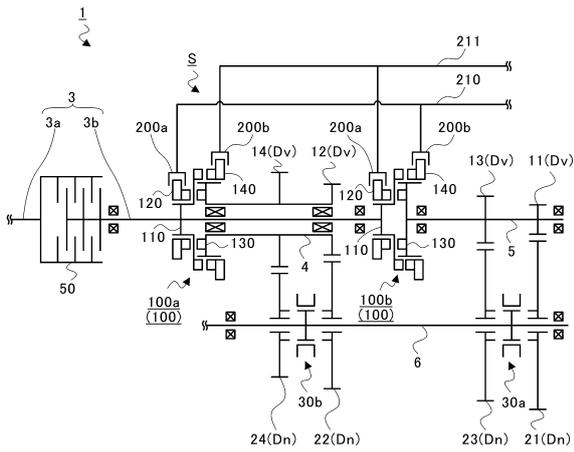
【図5】



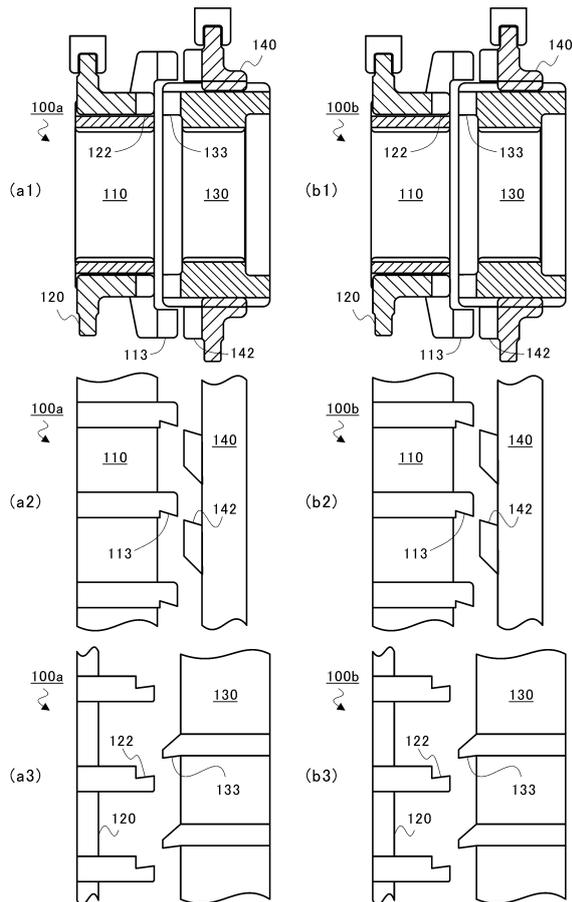
【図6】



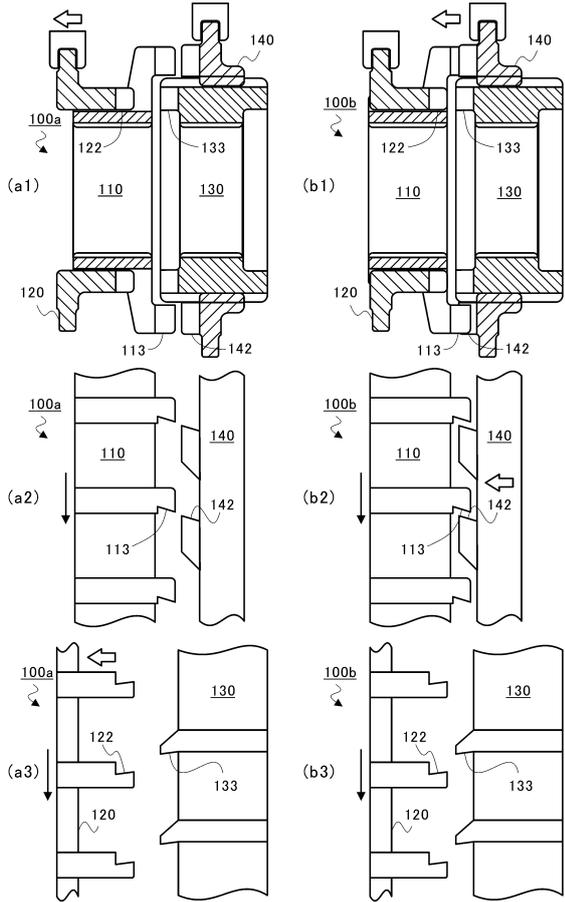
【図7】



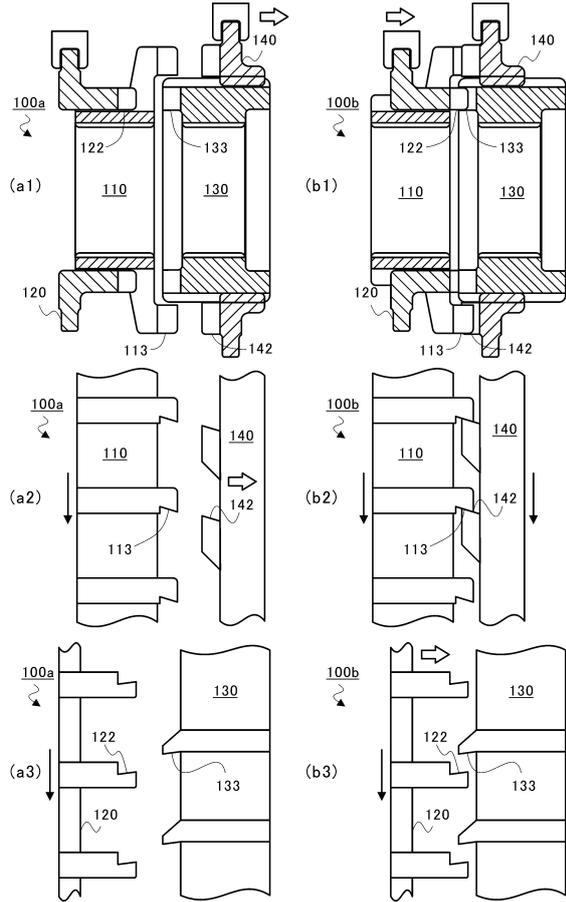
【図8】



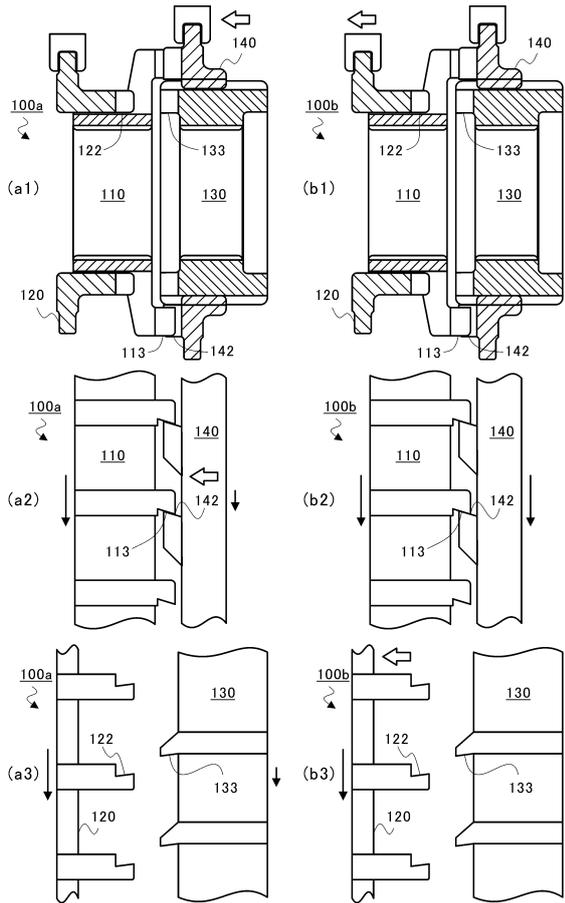
【図 9】



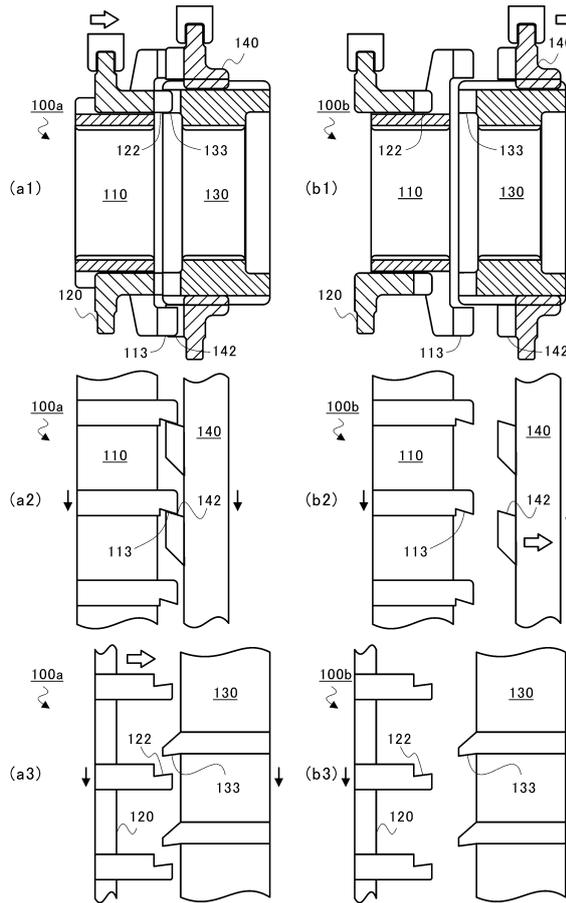
【図 10】



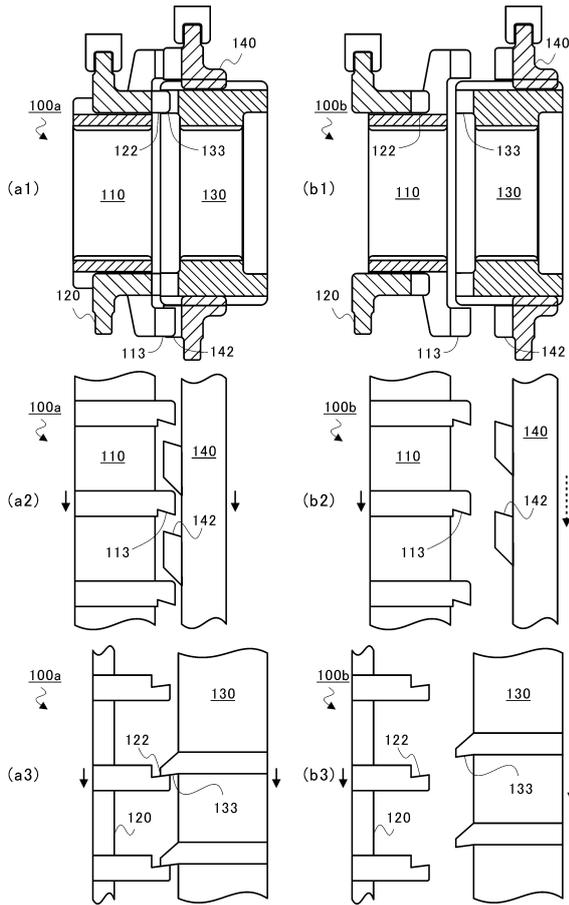
【図 11】



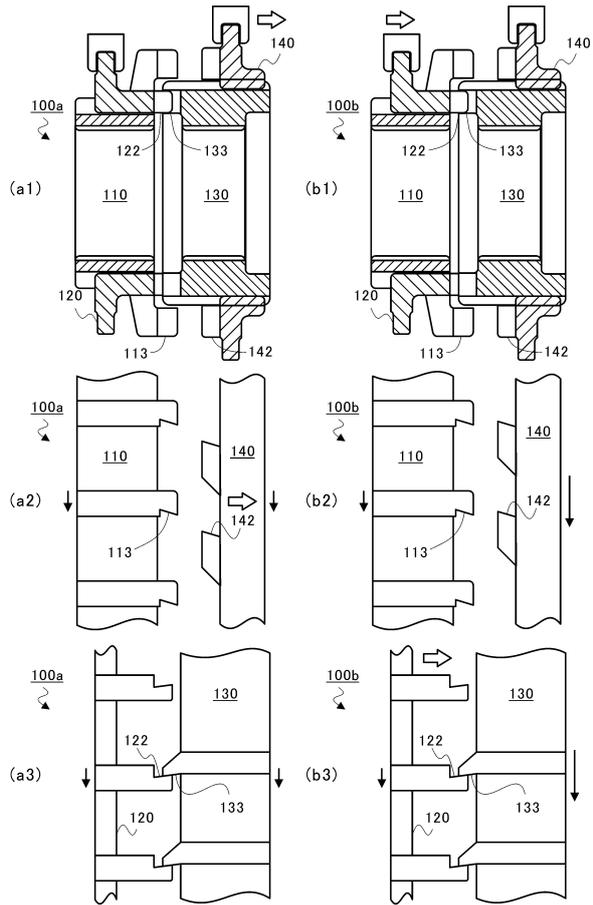
【図 12】



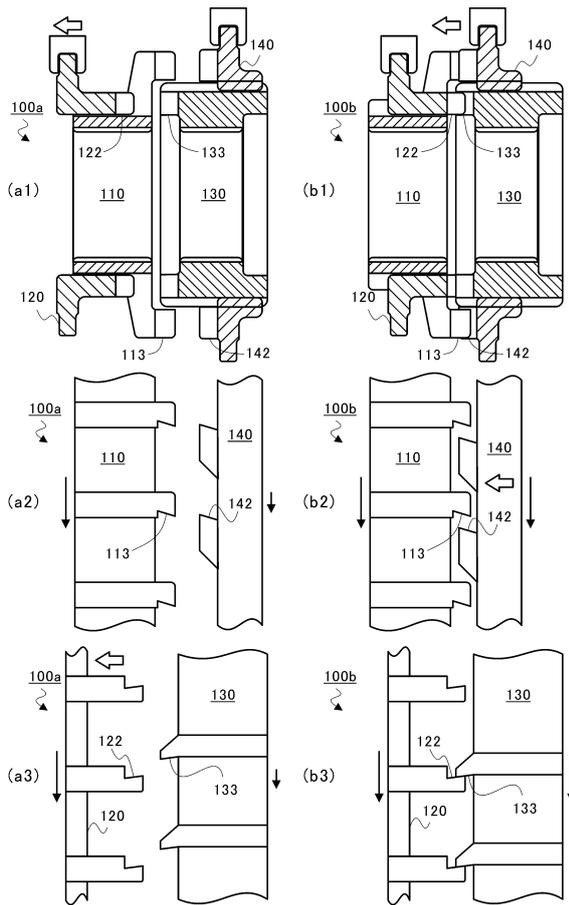
【 図 1 3 】



【 図 1 4 】



【 図 1 5 】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 1 6 D 7/02 (2006.01) F 1 6 D 7/02 A

(56)参考文献 特開2010-101459(JP,A)
特表2010-510464(JP,A)
特公昭50-014413(JP,B1)
実開昭61-063057(JP,U)
特開2012-127471(JP,A)
特開平02-195049(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 1 6 H 3 / 0 0 - 3 / 7 8

F 1 6 D 1 1 / 0 0 - 2 3 / 1 4