

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公表特許公報(A)

(11) 特許出願公表番号

特表2008-522110

(P2008-522110A)

(43) 公表日 平成20年6月26日(2008.6.26)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
F 1 6 D 13/64 (2006.01)	F 1 6 D 13/64 B	3 J 0 5 6
F 1 6 D 13/46 (2006.01)	F 1 6 D 13/46 A	

審査請求 未請求 予備審査請求 未請求 (全 17 頁)

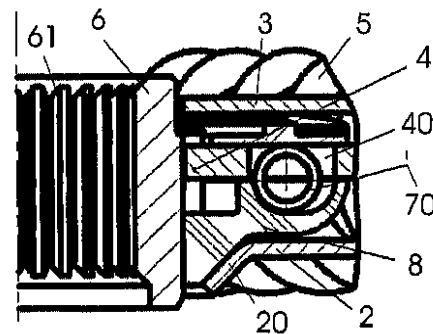
(21) 出願番号 特願2007-543665 (P2007-543665) (86) (22) 出願日 平成17年12月2日 (2005.12.2) (85) 翻訳文提出日 平成19年7月24日 (2007.7.24) (86) 国際出願番号 PCT/BR2005/000250 (87) 国際公開番号 W02006/058403 (87) 国際公開日 平成18年6月8日 (2006.6.8) (31) 優先権主張番号 P10405406-7 (32) 優先日 平成16年12月2日 (2004.12.2) (33) 優先権主張国 ブラジル (BR)	(71) 出願人 507182287 ゼエフィ・ド・ブラジル・ソシエタデ・ポ ル・クオタス・デ・レスポンシビリダデ・ リミターダーディビサン・ゼエフィ・サシ ユス ブラジル、セエパー09891-901 サン・パウロ、サン・ベルナルド・ド・カ ンボ、パイホ・ジョルダノポリス、アベ ニダ・ピラポリニア1000番 (74) 代理人 100084146 弁理士 山崎 宏 (74) 代理人 100081422 弁理士 田中 光雄 (74) 代理人 100100170 弁理士 前田 厚司
---	--

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 クラッチディスク及びクラッチ装置

(57) 【要約】

本発明は、車両のエンジンとトランスミッションの間の選択的な連結を有効にするクラッチ装置に特に使用されるクラッチディスクであって、エンジンに連結可能な第1振りディスク(2)と、該振りディスク(2)に強固に連結される第2保持ディスク(3)と、第1振り振動減衰装置を形成する少なくとも1つの減衰弾性要素(5)により前記第1と第2のディスク(2,3)に連結されるフランジ(4)とからなり、前記フランジ(4)は車両トランスミッションに連結可能なハブ(6)に第2振り振動減衰装置(7)により連結されているクラッチディスクを記載している。前記振り振動減衰装置(7)は、少なくとも1つの自己芯出しハブ要素を含み、前記振りディスク(2)と協働し、両者に間に摩擦トルクを発生し、装置(7)がエンジンからくる振動の減衰を有効にしたときに自己芯出しする。本発明はさらに、特に車両のエンジンとトランスミッションとの間の連結を可能にするクラッチ装置であって、少なくとも1つの平坦部と、少なくとも1つのベアリングと、少なくとも1つのクラッチ駆動手段と、ここに開示されているクラッ



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車両のエンジンとトランスミッションの間の選択的な連結を有効にするクラッチ装置に特に使用されるクラッチディスクであって、エンジンに連結可能な第 1 振りディスク (2) と、該振りディスク (2) に強固に連結される第 2 保持ディスク (3) と、第 1 振り振動減衰装置を形成する少なくとも 1 つの減衰弾性要素 (5) により前記第 1 と第 2 のディスク (2 , 3) に連結されるフランジ (4) とからなり、前記フランジ (4) は車両トランスミッションに連結可能なハブ (6) に第 2 振り振動減衰装置 (7) により連結され、前記第 2 振り振動減衰装置 (7) は少なくとも 2 つの前減衰弾性要素 (7 0) と少なくとも 1 つの自己芯出しハブ要素 (8) とからなるクラッチディスクにおいて、前記自己芯出しハブ要素 (8) は前記前減衰弾性要素 (7 0) の連結のための少なくとも 2 つの空間 (8 0) を有し、前記前減衰弾性要素 (7 0) は前記フランジ (4) と前記リング (8) の間の接続を直接有効にすることを特徴とするクラッチディスク。

10

【請求項 2】

前記第 2 振り振動減衰装置 (7) は、前記フランジの第 1 空間 (4 0) に配置されるとともに前記自己芯出しハブ要素 (8) の空間 (8 0) に配置された前減衰螺旋スプリングの形態の少なくとも 2 つの前減衰弾性要素 (7 0) により構成された前減衰装置であることを特徴とする請求項 1 に記載のディスク。

【請求項 3】

前記自己芯出しハブ要素 (8) は自己芯出しリングであることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のディスク。

20

【請求項 4】

ほぼ裁頭円錐形を有し、前記ハブ (6) の回りに配置するためのほぼ中心の貫通穴 (8 1) を含むことを特徴とする請求項 3 に記載のディスク。

【請求項 5】

前記自己芯出しリング (8) は前記貫通穴 (8 1) の回りに互いに隣接して配置された複数の凹部 (8 2) を含むことを特徴とする請求項 4 に記載のディスク。

【請求項 6】

お互いにほぼ 90 度だけずれて配置された 4 つの第 2 空間 (8 0) を含み、その 180 度だけずれた 2 つの空間 (8 0) は第 1 長さ寸法と異なる第 2 長さ寸法を有する請求項 5 に記載のディスク。

30

【請求項 7】

前記第 2 空間 (8 0) に配置された 4 つの前減衰スプリング (7 0) からなることを特徴とする請求項 6 に記載のディスク。

【請求項 8】

前記振りディスク (2) は前記自己芯出しリング (8) と協働するほぼ裁頭円錐形状領域 (2 0) を有し、前記リング (8) は弾性要素 (7 1) により前記領域 (2 0) に対して付勢されている請求項 4 , 5 , 6 又は 7 に記載のディスク。

【請求項 9】

お互いに 90 度だけずれて配置された螺旋スプリングの形態の 4 つの減衰弾性要素 (5) からなることを特徴とする請求項 1 に記載のディスク。

40

【請求項 10】

前記第 1 と第 2 の前減衰段階の間に作動摩擦トルクの発生を可能にすることを特徴とする請求項 1 に記載のディスク。

【請求項 11】

摩擦ジャンプを備えた前減衰装置からなる請求項 1 に記載のディスク。

【請求項 12】

特に車両のエンジンとトランスミッションとの間の連結を可能にするクラッチ装置であって、少なくとも 1 つの平坦部と、少なくとも 1 つのベアリングと、少なくとも 1 つのクラッチ駆動手段とからなるクラッチ装置において、請求項 1 から 11 のいずれかに記載の

50

クラッチディスクを有することを特徴とするクラッチ装置。

【請求項 13】

中古車両で取り替えるための単一のキットパッケージで入手可能であることを特徴とする請求項 12 に記載のクラッチ装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は差動ねじり減衰システムを備え、特に車両のクラッチ装置に使用するように工夫されたクラッチ装置、及びこのクラッチディスクを備えたクラッチ装置に関する。

【背景技術】

【0002】

今日のクラッチ装置で使用されているクラッチディスクとしてダイヤフラムクラッチと呼ばれるものが知られ、公知技術を構成している。

【0003】

クラッチ装置は、車両のエンジンとトランスミッション系（ギヤボックス、ディファレンシャル、車軸等）を選択的に連結するように設計され、運転者が一方から他方へトルクを前進的（progress）に連続して伝達できる。クラッチ装置により、エンジンとトランスミッション系の間に滑りを持たせて、前進的なカップリングにより、車両を動かすことができる。また、望むときには、2つの要素を分離して、各々の回転を独立させて、正確で簡単にギヤを噛合させることができる。自動車産業では、（両側が摩擦材料で被覆され、切欠きのあるカップリングによりギヤの入力軸と係合している）回転ディスクにより形成された乾式単ディスククラッチが一般に使用されている。回転ディスクは車両のエンジンのフライホイール等（回転要素）に連結されている。クラッチ装置が通常動作状態にあるとき、2つの要素はその回転に関連したプレート（「平坦部（plateau）」）に接合する。プレートは、1又は複数のスプリングの作用により、伝動ディスクに圧力を及ぼし、該ディスクとフライホイールを加圧する。

【0004】

ディスクとフライホイールの間の分離が任意に行われると、プレートがスプリングの作用に抗して移動し、ディスクから分離される。ディスクはその回転が全体的にフライホイールから独立することになる。今日のクラッチは単一のダイヤフラム型スプリングにより構成されている。

【0005】

ダイヤフラムは中心から放射状に設けられたスロットを有する円錐スプリング（その形状からチャイニーズハットとしてよく知られている）から構成されている。スプリングはほとんど平面に装着され、これにより、当初に形状に復帰したとき、「平坦部」（圧力プレート）にあるその境界に沿って均一な圧力を及ぼす。ダイヤフラムに作用するブッシュリングは、ダイヤフラムを屈曲させて、エンジンフライホイールに抗してディスクを固定する機能を有する「平坦部」を解放する。

【0006】

この装置は、エンジン区画で占有する空間が少ないことにより、現在好ましいものであり（スプリング・ダイヤフラムを備えた「平坦部」は非常に厚さが薄く、コンパクト車両には非常に重要である）、軽量の機械部品を使用することができ、エンジンの回転に対する抵抗を最小にし、機械的損失を減少する。

【0007】

ブラジル特許文献 P I 9 6 0 2 9 9 6 - 0 は、カバープレート、ハブフランジ及びハブ、摩擦コート、主振りダンパ、空転ダンパ（前減衰）から基本的に構成されている二重振り減衰システムを備えたクラッチディスクを開示している。

【0008】

エンジンの空転運転では、カバープレート、ハブフランジ、及び主振りダンパの振りスプリングは、ハブチューブとハブの間のぎざぎざに存在する振り隙間内で、キューブに対

10

20

30

40

50

して周方向に移動する。この状態では、空転振りダンパのみが、振りスプリングにより要求される。これらのスプリングは、ハブに接続されたハブディスク上で、ハブフランジに接続された２つのカバープレートを通じて付勢されている。この付勢により、基本の摩擦装置が動作し、その要素間に摩擦を発生する。

【 0 0 0 9 】

この装置は、ベアリングリング、ハブディスク、ハブ、隙間リング及び波状スプリングからなる。第１摩擦点は、ベアリングリング上に成型されハブディスクに導かれた肩部間で発生する。第２摩擦点は、ハブと波形スプリングの間に隙間スプリングを介して発生する。依然として空転負荷摩擦装置がある。この動作は、主として、摩擦リングとカバープレートの間で生じ、摩擦を発生する。また、摩擦リングとハブフランジの間の位置決めにより、摩擦が発生する。さらに２つの摩擦点がある。一方は、主振りダンパのカバープレートと空転振りダンパに隣接したカバープレートとの間であり、他方は、角のあるリングと摩擦コーティングの間である。

10

【 0 0 1 0 】

クラッチディスクは、多すぎる部品と、互いに摩擦/接触する多数の領域とを有し、非常に複雑で、実施が困難であるうえ、製造コストを望み通りに低減できないという欠点がある。

【 0 0 1 1 】

ブラジル特許文献 P I 9 7 0 5 6 1 0 - 3 は、第１ダンパ２と第２ダンパ３又は主ダンパで構成された二重振り吸収システムを備えたクラッチディスクを開示している。

20

【 0 0 1 2 】

クラッチディスク１のトルク流入口の一部は、同時に主ダンパ３の入口の一部であり、ドラッグディスクとカウンターディスク７により形成されている。

【 0 0 1 3 】

第２ダンパ３のトルク流入部はフランジ８により形成され、該フランジはクラッチディスク１の外部を形成するハブ１１の外部義歯（denture）と係合している。第１ダンパ２の作動領域はフランジ８の歯８ a 及び８ b の面のすきまにより規定される。

【 0 0 1 4 】

第１ダンパ２のトルク流入部は、フランジ８に振りに抗する方法で接合された部品１８により形成されている。部材１８の半径方向内側に他の部品２０があり、該部品は第１ダンパ２のトルク流入部の一部であり、ハブ１１に振りに抗する方法で接合されている。部品１８はディスク５と直接摩擦接触し、第２ダンパ３に対する摩擦減衰を生じるように作用する。フランジ８に対するディスク５と７の相対振りにより、摩擦減衰は摩擦リング３０とディスクスプリング２９により均等に生成される。このダンパは第２ダンパ３と共役（conjugate）する。

30

【 0 0 1 5 】

ディスク５は、ディスク５とハブ１１の外部義歯１０との間に軸方向に設けられた摩擦リング３２と共同して動作する。摩擦リング３２は、ディスクスプリング３７の形態の力蓄積器（force accumulator）３７により、ディスク５に対して軸方向に付勢されている。力蓄積器３７は力蓄積器２９よりも小さな軸方向力を生じるように力蓄積器２９に対して調整され、部品１９がディスク５と摩擦係合したままとなるのを保証する。

40

【 0 0 1 6 】

摩擦リング３２から離れた歯側には、ディスクスプリング３９の形態のもう一つの力蓄積器があり、ディスク７とハブ１１の間に軸方向に押圧されている。ディスクスプリング３９は捻りを防止する方法でディスク７に接合され、おそらくは摩擦リング４０の介入により、ハブ１１の軸方向肩部に静止している。

【 0 0 1 7 】

前述の文献と同様、このクラッチディスクもまた、多すぎる部品と、互いに摩擦する多数の領域とを有し、設計が非常に複雑で、実施が困難であるうえ、製造コストを望み通りに低減できないという欠点がある。

50

【 0 0 1 8 】

特許文献 W O 0 0 / 3 9 4 8 1 は、捻りダンパを備えたクラッチディスクを開示している。捻りダンパは、エンジンの振動と揺動を吸収するために摩擦ディスクとクランク軸の間に介在されている。

【 0 0 1 9 】

振動ダンパは、摩擦ディスク 1 2 とハブ 1 6 に装着された環状フランジ 1 4 の間に介在された主ダンパ 1 0 からなっている。ハブ 1 6 はクランク軸と一体に回転し、ブレダンパ 2 0 はフランジ 1 4 とハブ 1 6 の間に動作する。

【 0 0 2 0 】

ブレダンパ 2 0 のスプリング 2 6 は、一方の側に半径方向に開いた切り傷 (incisure) の形態でハウジングに受け入れられて、一方ではフランジ 1 4 と回転方向に一体である環状リング 3 6 の内歯により、他方では摩擦ディスク 1 2 が固定されているディスク 3 2 を支持し案内する機能を有するリング 3 8 の外歯により、範囲が定められている。

10

【 0 0 2 1 】

エンジンによりクラッチに伝達される回転が増加すると、ブレダンパのスプリング 2 6 は、フランジ 1 4 の歯 2 2 がハブ 1 6 の外歯 2 4 に静止するまで押圧され、フランジ 1 4 と回転して連結する。エンジンの振動及び揺動は主ダンパのスプリング 2 8 により、該スプリングが最大点まで押圧されるまで、吸収される。フランジ 1 4 はガイドディスク 3 2 及び 3 4 と摩擦ディスク 1 2 に回転して接続される。

【 0 0 2 2 】

公知の方法では、平坦な摩擦ディスク 4 0 は、クラッチに伝達される回転の増加により生じるハブ 1 6 の歯 2 4 上での歯 2 2 の衝撃を軽減するように、フランジ 1 4 に結合している。このディスク 4 0 は、フランジ 1 4 とブレダンパ 2 0 の間に介在されているが、弾性ディスク 4 4 によりフランジ 1 4 に適用される。

20

【 0 0 2 3 】

既に公知の方法では、環状リング 3 6 は、環状フランジ 1 4 とガイドディスク 3 2 の間に介在された摩擦ディスク 5 8 とディスク 6 0 により、環状フランジ 1 4 とディスク 1 2 のガイドディスク 3 2 と間で軸方向に押圧される。

【 0 0 2 4 】

他のディスク 6 4 に関連する他の摩擦ディスク 6 2 は、ガイドディスク 3 4 とハブ 1 6 の端面との間に設けられ、ディスク 6 2 , 6 4 はディスク 5 8 , 6 0 により包囲されている。

30

【 0 0 2 5 】

ハブ 1 6 は捻りダンパの出力要素であり、その入力要素は摩擦コーティングを備えたディスク 1 2 である。代案としてディスク 1 2 又はガイドディスク 3 2 の延長部はエンジンのフライホイールに直接固定してもよい。

【 0 0 2 6 】

ブレダンパのリング 3 8 は、歯 2 4 により規定される面取り部 (chamfer) で延びる軸方向端部によって、ハブ 1 6 の歯 2 4 と係合し、その外径はリング 3 8 と等しく、またそれらの軸方向端部と等しい。

40

【 0 0 2 7 】

同様に、このクラッチディスクもまた、多すぎる部品と、互いに摩擦する多数の領域とを有し、非常に複雑で、実施が困難であるうえ、製造コストを望み通りに低減できないという欠点がある。

【 0 0 2 8 】

フランス特許文献 F R 2 7 8 7 8 4 5 は、ブレダンパと主ダンパから構成された捻りダンパを備えたクラッチディスクを開示している。

【 0 0 2 9 】

ブレダンパ 2 8 は、環状フランジ 1 8 とハブ 1 2 の間に介在され、剛性の低い螺旋スプリング 3 0 のような周方向運動に対して弾性のある機構 (organ) からなっている。この

50

機構は、内燃エンジンのアイドル運転中に、フランジ 18 とハブ 12 の間の振動及び揺動を吸収するように設計されている。プレダンパ 28 は、成型可能なプラスチック材料からなる外部環状区画 32 と、成型可能なプラスチック又は摩擦材料からなる内部環状区画 34 とからなる。それらの円筒面は、スプリング 30 を収容するための切欠き定めている半径方向の歯を有する。

【0030】

外部区画 32 は、外周部に突出して形成された軸端部 36 を介して外部環状フランジ 18 と回転方向に一体である。軸端部はフランジ 18 の対応するオリフィスに受け入れられる。内部区画 34 は、該区画 34 の内表面に突出して形成された半径方向歯により、ハブ 12 と回転方向に一体である。この半径方向歯はハブ 12 の外表面の半径方向歯 40 に噛み合う。

10

【0031】

摩擦ディスク 48 と 50 は、第 2 案内ディスク 20 とハブ 12 のラジアル面との間、ガイドディスク 20 と環状フランジ 18 との間に、それぞれ介在している。ディスク 48 はガイドディスク 20 と回転方向に一体であり、弾性ディスク 52 によりハブ 12 に付勢されている。他のディスク 50 は、第 2 ガイドディスク 20 と回転方向に一体であり、弾性ディスク 54 により環状フランジ 18 に付勢されている。ハブ 12 上のディスク 48 の摩擦は、振動の減衰に寄与し、プレダンパ 28 のより吸収される。環状フランジ 18 上のディスク 50 の摩擦は振動及び揺動を減衰するのに寄与し、主ダンパにより吸収される。

【0032】

20

回転が増加するにつれ、プレダンパ 28 の弾性構造 30 は圧縮される、リング 56 は、歯 62 がハブ 12 の歯 40 と出会うまで、環状フランジ 18 とガイドディスク 16, 20 とともに、ハブ 12 に対して回転する。この瞬間、環状フランジ 18 の歯 46 はハブの歯 44 から依然として離れている。これらの歯の間の周方向隙間は、歯 62 と 40 の間の周方向隙間より広い。

【0033】

回転がさらに増加すると、プレダンパ 28 の弾性構造 30 は、より高レベルに圧縮される。リング 56 はハブ 12 に対して回転方向に不動のままとなる。ガイドディスク 16、18 と環状フランジ 18 により形成されるアセンブリは、環状フランジ 18 の歯 46 がハブ 12 の歯 44 と出会うまで、ハブ 12 に対して回転する。しかし、これらの歯の接触はロックされ、第 1 ガイドディスク 18 上のリング 56 の摩擦により減衰される。

30

【0034】

回転がさらに増加すると、環状フランジ 18、ハブ 12 及びリング 56 は、回転方向に一体となり、フランジ 18 の歯 46 は、ハブの歯 44 と出合い、リング 56 の歯 62 はハブの歯 40 と出合う。伝動の振動及び揺動は、ガイドディスク 16, 20 と環状フランジ 18 との間に介在された主ダンパの弾性構造により吸収され、フランジ 18 上のディスク 50 とガイドディスク 16 上の区画 32 との摩擦により減衰される。

【0035】

ハブ 12 の歯 40 と 44 の間に形成された突起 42 と、円筒状端部 58 と歯 40 の間でハブ 12 に形成された突起 60 は、プリダンパ 28 の内部区画 34 とリング 56 をハブ 12 に位置させることを可能にする。

40

【0036】

このダンパシステムの欠点は、クラッチディスクが多すぎる部品と、互いに摩擦する多数の領域とを有し、設計を非常に複雑にし、実施が困難であるうえ、本発明の実施例よりも製造コストが高いという欠点がある。

【特許文献 1】ブラジル特許文献 P I 9 6 0 2 9 9 6 - 0

【特許文献 2】ブラジル特許文献 P I 9 7 0 5 6 1 0 - 3

【特許文献 3】国際公開 W O 0 0 / 3 9 4 8 1

【特許文献 4】フランス特許文献 F R 2 7 8 7 8 4 5

【発明の開示】

50

【発明が解決しようとする課題】**【0037】**

本発明の目的は、エンジンにより発生する振り振動を正確に予備吸収し、現在公知のクラッチディスクよりも単純かつ有効で耐久性があるうえ製造コストが低い二重振動減衰機構を備えたディスククラッチを提供することである。

【0038】

さらに、本発明の目的は、上記のようなクラッチディスクを有するクラッチ装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】**【0039】**

本発明の目的は、車両のエンジンとトランスミッションの間の選択的な連結を有効にするクラッチ装置に特に使用されるクラッチディスクであって、エンジンに連結可能な第1振りディスクと、該振りディスクに強固に連結される第2保持ディスクと、第1振り振動減衰装置を形成する少なくとも1つの減衰弾性要素により前記第1と第2のディスクに連結されるフランジとからなり、前記フランジはハブに振り振動減衰装置により連結されるクラッチディスクにより達成される。前記第2振り振動減衰装置は少なくとも2つの前減衰弾性要素と少なくとも1つの自己芯出しハブ要素とからなり、前記自己芯出しハブ要素は前記前減衰弾性要素の連結のための少なくとも2つの第2空間を有する。前記自己芯出し要素は弾性前減衰要素により前記フランジに直接接続される。

【0040】

また、本発明の目的は、特に車両のエンジンとトランスミッションとの間の連結を可能にするクラッチ装置であって、少なくとも1つの平坦部と、少なくとも1つのベアリングと、少なくとも1つのクラッチ駆動手段と、前記クラッチディスクとからなるクラッチ装置により達成される。

【発明の効果】**【0041】**

本発明は、クラッチディスクに関し、以下の効果を有する。

・振り振動を前減衰する有効な装置は、エンジンからの振動の車両トランスミッションへの伝達を減少し、トランスミッション装置の運転から生じる騒音を低減し、寿命の増大に貢献する。

・今日のクラッチディスクに比べて、振り振動前減衰装置の2、3の要素は、製造が非常に容易となり、そのため最終販売コストをさらに低減し、市場への参入の機会が増大する。

【発明を実施するための最良の形態】**【0042】**

好ましい実施形態によると、図1から明らかなように、本発明はクラッチディスク1、特に車両（不図示）のエンジンとトランスミッションの間の選択的な結合を有効にするクラッチ装置、及び現在創作されたディスクを備えたクラッチ装置に関する。クラッチディスク1はいわゆる乾式単ディスククラッチ装置に使用するように設計されている。

【0043】

クラッチ装置は、トランスミッション系（ギヤボックス、ディファレンシャルギア、半車軸等）を介して、前進的（progressive）な方法で、クランク軸の回転（一般に4000rpm＝毎分回転数の最小回転数を有する）と車輪と間の等化（equalization）を可能にする。

【0044】

このため、クラッチディスクが提供され、該クラッチディスクはギヤボックスの主軸に連結され、エンジンのフライホイールに連結可能である。フライホイールは、クランクシャフトに接続された円形部品であり、クランクシャフトと一体に回転する。

【0045】

一般に、ディスクはダイヤフラム型スプリング又は複数の螺旋スプリングによりフライホイールに対して付勢されている。後者は古い解決手段であり、ほとんど使用されていない。

【0046】

このように、クラッチ装置の通常運転状態では、エンジンとギヤボックスの機械的接続が維持されている。ダイヤフラムスプリングにより作用する圧力は、フライホイールとディスクの間に、それらの間のトルクの伝達に十分な摩擦力を生じさせる。それらの間に必要かつ十分な摩擦力を発生させるために、フライホイールと摩擦接触するディスクの摩擦面は、例えば焼結材からなる板のように、しわの多い (rugosity) / 既知の摩擦係数を有する材料で被覆されている。

10

【0047】

エンジンの回転をトランスミッション系の回転から遮断する必要があるとき (例えば、エンジンが回転し、トランスミッションのギアが入ったまま、車両が停止したとき)、クラッチディスク1をフライホイールから動かす必要があるが、これは一般にいわゆるクラッチペダルを操作することで行われる。

【0048】

同様に、ギヤボックス内のギアを噛み合わせて車両エンジンを運動させるとき、ディスクとフライホイールを連結する必要がある。衝撃を防止するために、このような状況でディスクとフライホイールの間の結合は前進的でなければならない。これは、エンジンとトランスミッションの回転を少しずつ均等化 (equalize) し、車両を使用する快適性とトランスミッション系の部品の耐久性とを増加しなければならないことを意味する。

20

【0049】

クラッチペダルは、ケーブル又は油圧回路によって駆動されると、駆動フォーク (actuation fork) を移動させる。駆動フォークは、ダイヤフラムスプリングにより作用する力を超過して前述の分離を達成する。この装置は、ペダルが解放されてダイヤフラムスプリングが再びディスクをフライホイールに対向して位置させるまで、この状態を継続する。

【0050】

近年、クラッチ装置を駆動するマイクロ処理自動装置が開発されている。これは、ペダルをディスクとフライホイールの間の連結及び非連結を行う油圧又は電子回路に置き換えている。ところで、駆動方式を除き、マニュアル駆動に対する目立った修正は行われていない。

30

【0051】

ディスクと「平坦部」との間の連結及び非連結はペダル等を駆動することで制御されるという事実により、クラッチ装置は車両のエンジンとギアの間を選択的連結を行うものと言われている。

【0052】

乾式単ディスククラッチ装置の動作の本質を説明したが、以下に本発明のクラッチディスク1の詳細な説明を始める。

【0053】

クラッチディスク1は実質的に円形を有し、第1と第2の振動減衰装置を有し、エンジンによりトランスミッションで発生する振り振動を減衰する。

40

【0054】

構成としては、ディスク1は第1振りディスク2と第2保持ディスク3からなり、両者は実質的に平行で軸方向に装着され、ほぼ直交して配置された少なくとも2つの間隔ピン9により強固に接合され又は結合されて、予め規定された軸方向間隔がそれらの間に設定されている。一般にそれらは、適切であれば、他の手段により固定されてもよい。

【0055】

振りディスク2と保持ディスク3の間の間隔は、それらに対して平行かつ同芯でほぼ円形であるフランジ4により占有されている。

【0056】

50

少なくとも2つの好ましくは4つの弾性減衰要素5が、好ましくは螺旋スプリングの形態で設けられ、3つの上記要素に対して半径方向に配置されて、お互いに接続されている。4つのスプリング5の（好ましいが義務的ではない）正確な位置は、図1と3に見ることができ、それらは90度だけお互いにずれている。螺旋スプリング5は、振りディスク2と保持ディスク3を付勢することによって、それらがフランジ4に対して角度方向に移動するのを可能にし、振り振動の吸収をもたらしている。これらの要素は第1振り振動減衰装置を形成している。明らかであるが、螺旋スプリング5の数は事業の忠告や必要性に依存して変更してもよい。

【0057】

振りディスク2はさらに端部領域10を有し、その径は保持ディスク3及びフランジ4の径より大きく、既知の摩擦係数を有するコーティングが設けられている。この端領域10は、以下結合領域と呼ぶが、エンジンフライホイールと有効に接触しフライホイールで生じるトルクを受ける。

【0058】

ディスク1がエンジンフライホイールに連結されると、結合領域10からトルクが振りディスク2と保持ディスク3に伝達され、螺旋スプリング5を介してフランジ4に伝達される。この第1振動減衰装置は特定の剛性と減衰特性を有する。これにより、スプリング5の作動（圧縮）は車両が動いているとき、又は少なくともエンジンが高回転であるときはいつでも生じる。

【0059】

トルクを車両トランスミッションに伝達するために、フランジ4がハブ6に連結されている。ハブ6は同心円筒貫通穴60を備えている。貫通穴60はノッチ/ピンによりギヤボックスの主軸に固定されている。ハブ6はさらに複数の歯付半径方向突起61を有し、その動作は以下に説明する。

【0060】

フランジ4はハブ6に連結するために、ほぼ中心の貫通穴を有している。

【0061】

振りディスク2と保持ディスク3が互いに連結され、螺旋スプリング5によりフランジ4に連結されると、フランジ4がハブ6に連結されていることを考えると、ディスク2, 3は第1減衰装置により間接的にハブ6に連結されていると言える。

【0062】

ディスク1に設けられた第2減衰装置は、前減衰装置7と呼ばれるが、好ましくは前減衰螺旋スプリング70（好ましくは2又は4のスプリングであるが、必要に応じて又は所望により変更することができる）の形態の一組の前減衰弾性要素と、好ましくは自己芯出し（self-centering）リングの形態の自己芯出しハブ要素8とからなる。スプリング70は、フランジ4に配置された第1空間40と、自己芯出しリング8に設けられ、第1空間と一致し（図1, 2, 6, 8及び9参照）、類似する第2空間80とに装着されている。弾性要素は螺旋スプリング以外の形状を有していてもよいことは明らかである。

【0063】

振り振動前減衰装置7は、エンジンが運転中に、すなわち、個別的に車両がローギア（エンジンが低回転数で回転し、トランスミッションが非噛合で、ディスク1がフライホイールに連結されている）であるとき、他の使用形態の第1減衰装置とともに、スプリング70が作動するような剛性と減衰性を有する。

【0064】

自己芯出しリング8は、ほぼ裁頭円錐形状を有するとともに、その外周縁から半径方向への突出部を有し、そこに第2空間80が位置している。空間80はクラッチディスクに対して半径方向不均衡を最小にするように配置されている。好ましくは、自己芯出しリング8は、互いに90度ずれた4つの半径方向突起を有する。各突起はそれぞれの第2空間80を有するが、突起の数及びそれらの間のずれ量は、必要に応じて又は所望により変更し、これにより空間80の数を変更してもよい。スプリング70の位置は、装置7の駆動軸

10

20

30

40

50

の直交面の半周がフランジ 4 と接触し、他の半周がその上に位置する自己芯出しリング 8 の空間 8 0 と接触するようになっている。したがって、自己芯出しリング 8 は少なくとも 2 つのスプリング 7 0 により直接フランジ 4 に連結されていると言える。

【 0 0 6 5 】

リング 8 はスプリング 7 0 を保持する空間 8 0 を有するので、リング 8 をフランジ 4 に相互接続するのに補助的な摩擦リングを使用する必要性を排除するよう管理される。これらのスプリングは従来のクラッチディスクの上に存在する。これにより、部品が減少するので、本発明のクラッチディスクは現在のクラッチディスクよりも簡単に安価になる。

【 0 0 6 6 】

図 2 , 3 , 5 , 7 , 1 1 及び 1 2 から明瞭に分かるように、自己芯出しリング 8 は平行にフランジ 4 に隣接し、フランジ 4 と振りディスク 2 の間に装着されている。

10

【 0 0 6 7 】

全ての第 2 空間 8 0 が同じ長さで、スプリング 7 0 と側壁の間に軸方向隙間を許容することがなければ、フランジ 4 の移動により全てのスプリング 7 0 は同時に圧縮される。この場合、装置 7 は唯一の剛性の段階を有する。

【 0 0 6 8 】

しかしながら、第 2 空間 8 0 は 2 つの長さ寸法 (length measure) を有する。直接対向する空間の第 1 の組は第 1 の長さ寸法を有し、径方向に対向する空間の第 2 の組は第 1 のものと異なる第 2 の長さ寸法を有する (図 9 参照) 。

【 0 0 6 9 】

20

この第 2 の状況では、装着されたスプリング 7 0 の軸方向表面と自己芯出しリング 8 の空間との間に所定の隙間がある。これにより、小さい空間に装着された第 1 スプリング 7 0 が作動し、ある角度変位した後、大きな空間に装着されたスプリング 7 0 が作動する。これは装置 7 が二重剛性段階 (第 1 段階は小さな空間に配置された 2 つのスプリング 7 0 と等価な剛性を備え、第 2 段階は 4 つのスプリング 7 0 の合計と等価な剛性を備える) を備えることを特徴づけている。

【 0 0 7 0 】

自己芯出しリング 8 は、実質的に円筒で中央にある貫通穴 8 1 を有し、ハブ 6 の回りに位置決めを可能にしている。この穴の回りに、互いに隣接して配置された複数の凹部 8 2 がある。これらの凹部はハブ 6 の歯付突起 6 1 と協働する。各凹部 8 2 により提供される領域は各突起 6 1 の領域に実質的に等価である。これにより、両要素は互いに隙間なく接続される (図 7 参照) 。さらに、自己芯出しリング 8 はハブ 6 と協働し、これにより、それらがクラッチディスク 1 に装着されると、ハブ 6 に対してリング 8 に隙間がなく、軸方向の移動がなくなる。すなわち、ハブ 6 が振りディスク 2 の方向に移動すると、自己芯出しリング 8 がディスク 2 に向かって軸方向に移動する。

30

【 0 0 7 1 】

フランジ 4 がハブ 6 の長手軸に回りに回転すると、スプリング 7 0 に作用し、自己芯出しリング 8 に移動を伝達する。

【 0 0 7 2 】

トルクは次に、凹部 8 2 と歯付突起 8 1 との間の協働により、自己芯出しリング 8 からハブに伝達される。トルクが伝達されるために、スプリング 7 0 の抵抗に打ち勝つ必要がある。

40

【 0 0 7 3 】

フランジ 4 はさらに、ハブとの連結を有効にするために、中央貫通穴の回りに、ハブの歯付突起 6 1 と協働する凹部 4 1 を有する (図 1 0 参照) 。これらの凹部は必ずしも自己芯出しリング 8 の凹部と同一の手段を有する必要はない。各凹部 4 1 により提供される領域は各歯付突起 6 1 の領域よりも大きい。これにより、フランジ 4 は、各凹部の 2 つの端部により制限されて、ハブ 6 に対して自由に移動する (図 1 0 参照) 。

【 0 0 7 4 】

主減衰スプリング 5 用のフランジ 4 の空間と前減衰スプリング 7 0 用の空間との間の相

50

対的な角度方向位置により、フランジ 4 の空間とそれらの歯付突起との間の相対的角度位置が予め設定されているので、クラッチディスクの時計回り方向と反時計回り方向の前減衰の作動角度を設定してもよい。

【 0 0 7 5 】

前述したように、自己芯出しリング 8 はほぼ円錐形状を有しているので、それにより形成される円錐面は振りディスク 2 に対して回転し、そこに設けられた同様の円錐面 20 と協働する。この状況は図 5 , 7 , 11 及び 12 に明瞭に見ることができる。リング 8 の自己芯出し特性は確実に生じる。なぜなら、その円錐面と振りディスク 2 のそれぞれの円錐面との間の接触により、エンジンフライホイールの回転軸とギヤボックスの主軸の回転軸との間の不一致を補償することができる。

10

【 0 0 7 6 】

フランジ 4 と保持ディスク 3 の間（すなわちリング 8 と反対側に位置する）に、波形の弾性リング、板ばね、又は他の機能的弾性要素 71 がある。これは、ハブ 5 に装着され、ハブを振りディスク 2 の方向に位置させる。ディスク 1 の好ましい実施形態は、波形リング 71 を有し、ハブ 6 に作用する圧力を最大化し、正しい動作位置から逃げるのを防止するために、それとハブ 6 との間の接触リング 72 を予見している。

【 0 0 7 7 】

既に述べたように、自己芯出しリング 8 はハブ 6 と協働し、これによりハブ 6 が振りディスク 2 の方向に軸方向に移動すると、これに対応して振りディスク 2 に向かう自己芯出しリング 8 の軸方向移動が生じ、自己芯出しリング 8 の円錐表面とディスク 2 の円錐面 20 との間の接触が保証される。

20

【 0 0 7 8 】

したがって、弾性リング 71 により作用する外力と自己芯出しリング 8 と振りディスク 2 の材料の摩擦係数とに依存して変化する摩擦トルクを円錐面に得ることができる。この摩擦トルクは、自己芯出しリング 6 と振りディスク 2 の間の相対移動があるときはいつでも生じる（図 12 参照）。同様に、摩擦トルクは弾性リング 71 とハブ 6 の接触リング 72 の間で生じる。

【 0 0 7 9 】

自己芯出しリング 8 と振りディスク 2 の間の相対回転移動の強さに応じて変化する摩擦トルクは、スプリング 70 により提供される自己芯出しリング 8 の（したがってハブ 6 の）移動とダンパとしての動作を制限する。このように、振り振動の吸収中にスプリング 70 の収縮/拡張により生じる移動の大きさは、この摩擦トルクにより吸収される。車両のトランスミッションはエンジンのクランクシャフトから受ける振り振動が少なくなるか、無くなる。

30

【 0 0 8 0 】

代案として、自己芯出しリング 8 は、振りディスク 2 以外の要素に対する摩擦リングの移動を可能にする結合構造を有していてもよい。さらに、この相対移動が前減衰の第 2 段階中に任意の回転方向に生じる場合及びその場合にのみ（前減衰装置がこのように構成されている場合は後に説明する）、追加の摩擦トルクが生じ、第 1 段階の摩擦トルクに負荷される。次に、前減衰の第 1 と第 2 の段階の間に差動摩擦トルク（differentiated friction torque）が生成され、これは前減衰の第 2 段階の摩擦トルクと呼ばれる。

40

【 0 0 8 1 】

ここに開示されているクラッチディスク 1 の他の構成の変形例は、摩擦ジャンプ（friction jump）を備えた前減衰装置からなる。この装置では、自己芯出しリング 8 は摩擦リングを他の要素に向かって所定角度だけ移動させ、追加の摩擦トルクを発生する。この装置は最大の前減衰角度に達するまで同様に作動する。次に、反対方向に回転すると、摩擦リングは所定角度まではいかなる相対移動もしない。したがって、摩擦トルクは前に観察されたトルクよりも小さい。反対の意味で、同じ挙動である。

【 0 0 8 2 】

新規かつ進歩性のあるさらなる発明は、車両のエンジンとトランスミッションの連結を

50

有効にするクラッチ装置であり、少なくとも一つの「平坦部」と、少なくとも一つのベアリングと、少なくとも一つのクラッチ駆動手段とからなり、前述したクラッチディスクを有することを特徴とする。

【 0 0 8 3 】

この装置は中古車両で取り替えるためのキットの形態の単一のクラッチにおいて入手可能としてもよい。

【 0 0 8 4 】

好ましい実施形態について説明してきたが、本発明の範囲は他の可能な変形例も包含し、添付の請求の範囲の内容により限定され、可能な均等物を含むものと理解するべきである。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 8 5 】

【 図 1 】 本発明のディスククラッチの正面図。

【 図 2 】 図 1 に示すディスクの第 1 断面図。

【 図 3 】 図 1 に示すディスクの第 2 断面図。

【 図 4 】 図 1 に示すディスクの詳細な第 1 断面図。

【 図 5 】 図 1 に示すディスクの詳細な第 2 断面図。

【 図 6 】 図 1 に示すディスクのフランジと振り予備減衰システムの部分図。

【 図 7 】 図 1 に示すディスクの詳細な第 3 断面図。

【 図 8 】 図 1 に示すディスクの自己芯出しリングの部分図。

【 図 9 】 ディスクハブと関係したときの図 1 に示すディスクの自己芯出しリングの部分図。

【 図 1 0 】 反対方向にトルクを加えることによるフランジと図 1 に示すディスクとの相互作用の 2 つの例示を示す。

【 図 1 1 】 図 1 に示すディスクの詳細な第 4 断面図。

【 図 1 2 】 図 1 に示すディスクの詳細な第 5 断面図。

【 符号の説明 】

【 0 0 8 6 】

- 1 クラッチディスク
- 2 第 1 振りディスク
- 3 第 2 保持ディスク
- 4 フランジ
- 5 減衰弾性要素
- 6 ハブ
- 7 第 2 振り振動減衰装置
- 8 自己芯出しハブ要素
- 2 0 裁頭円錐形状領域
- 7 0 前減衰弾性要素
- 7 1 弾性要素
- 8 0 空間
- 8 1 貫通穴
- 8 2 凹部

10

20

30

40

【 図 1 】

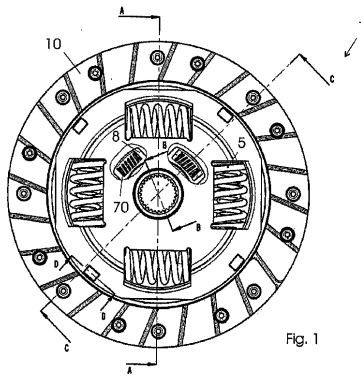


Fig. 1

【 図 2 】

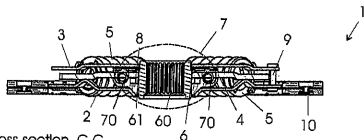


Fig. 2 - cross section C-C

【 図 3 】

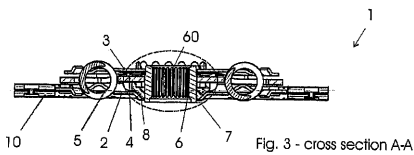


Fig. 3 - cross section A-A

【 図 6 】

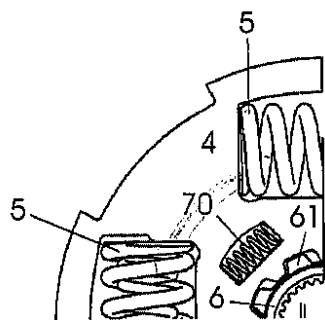


Fig. 6

【 図 7 】

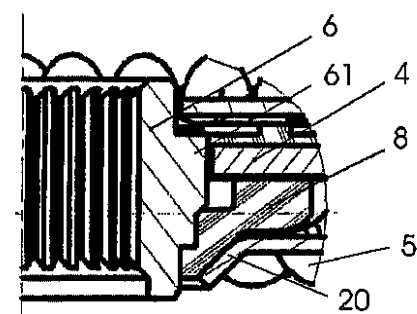


Fig. 7

【 図 4 】

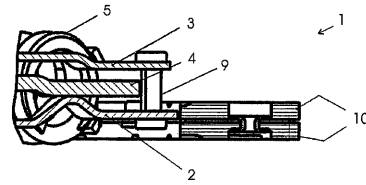


Fig. 4

【 図 5 】

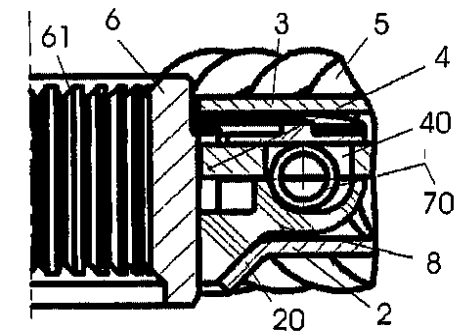


Fig. 5

【 図 8 】

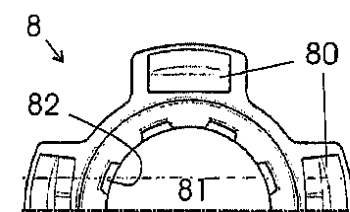


Fig. 8

【 図 9 】

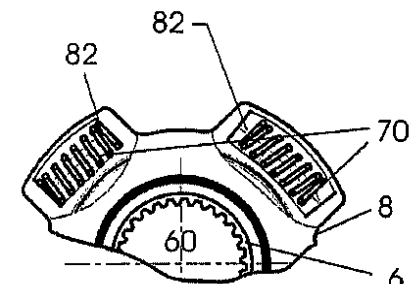


Fig. 9

【 図 1 0 】

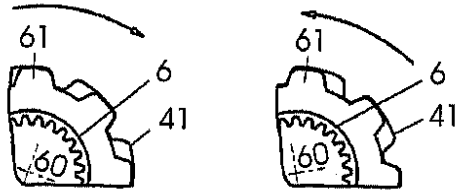


Fig. 10

【 図 1 1 】

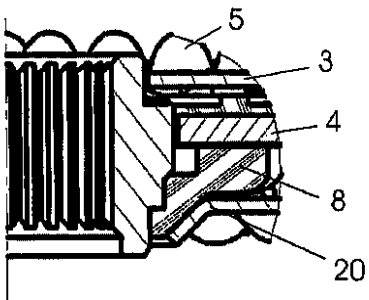


Fig. 11

【 図 1 2 】

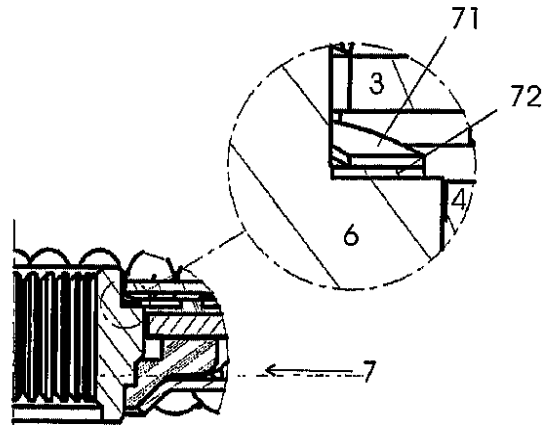


Fig. 12

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/BR2005/000250

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16F15/123

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16F

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 00/29761 A (VALEO) 25 May 2000 (2000-05-25) page 7, line 18 - line 29	1
A	DE 195 24 749 C1 (FICHTEL & SACHS AG, 97424 SCHWEINFURT, DE) 11 July 1996 (1996-07-11) cited in the application figures	1
A	FR 2 531 162 A (LAMELLEN KUPPLUNGSBAU GMBH LUK) 3 February 1984 (1984-02-03) figure 2	1

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

A document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

E earlier document but published on or after the international filing date

L document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

O document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

P document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

T later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

X document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

& document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

15 May 2006

Date of mailing of the international search report

23/05/2006

Name and mailing address of the ISA/
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Foulger, M

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/BR2005/000250

Patent document cited in search report		Publication date		Patent family member(s)	Publication date
WO 0029761	A	25-05-2000	DE	19982653 T0	22-02-2001
			FR	2785957 A1	19-05-2000
DE 19524749	C1	11-07-1996	BR	9602996 A	28-04-1998
			ES	2142196 A1	01-04-2000
			FR	2736406 A1	10-01-1997
			GB	2303196 A	12-02-1997
FR 2531162	A	03-02-1984	DE	3228515 A1	02-02-1984

フロントページの続き

(81)指定国 AP(BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), EP(AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW

(72)発明者 ジョルジェス・フォウアド・エル・アダッド

ブラジル、サンパウロ、セエペ - 0 4 6 1 3 - 0 3 0 サンパウロ、カンボ・ペロ、ファ・バラオ・デ・ヴァリム 3 0 8 番

(72)発明者 ティアゴ・ティモテオ

ブラジル、サンパウロ、セエペ - 0 3 1 4 7 - 0 0 0 サンパウロ、ヴィラ・ベラ、アプト 9 3 ペー、ファ・ダス・ジエスタス 6 3 番

(72)発明者 ジョエル・マルケス

ブラジル、サンパウロ、セエペ - 0 9 8 5 0 - 3 6 0 サン・ベルナルド・ド・カンボ、アスンサオ、ファ・ロウレンソ・ダ・ヴェイガ 8 8 番

(72)発明者 レアンドロ・ベレス・デ・オリヴェイラ

ブラジル、サンパウロ、セエペ - 0 9 6 6 3 - 0 7 0 サン・ベルナルド・ド・カンボ、バイホ・スイソ、ファ・ドス・アルペス 3 5 2 番

Fターム(参考) 3J056 AA33 AA58 CX03 CX12 CX16 CX23 CX44 CX87 GA02 GA12

【要約の続き】

チディスクとからなる。この装置は、中古車両で取り替えるための単一のキットパッケージで入手可能である。