

(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2005-502012

(P2005-502012A)

(43) 公表日 平成17年1月20日(2005.1.20)

(51) Int.Cl.⁷

F 1 6 D 67/02

B 6 0 K 25/06

F 1 6 D 13/30

F 1 6 D 13/62

F 1 6 D 13/64

F I

F 1 6 D 67/02

B 6 0 K 25/06

F 1 6 D 13/30

F 1 6 D 13/62

F 1 6 D 13/64

L

A

C

テーマコード (参考)

3 D 0 3 7

3 J 0 5 6

3 J 0 5 8

審査請求 未請求 予備審査請求 有 (全 64 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2003-526175 (P2003-526175)

(86) (22) 出願日 平成14年8月28日 (2002.8.28)

(85) 翻訳文提出日 平成16年3月8日 (2004.3.8)

(86) 国際出願番号 PCT/US2002/027275

(87) 国際公開番号 W02003/022031

(87) 国際公開日 平成15年3月20日 (2003.3.20)

(31) 優先権主張番号 09/946, 448

(32) 優先日 平成13年9月6日 (2001.9.6)

(33) 優先権主張国 米国 (US)

(71) 出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(74) 代理人 100078282

弁理士 山本 秀策

(74) 代理人 100062409

弁理士 安村 高明

(74) 代理人 100113413

弁理士 森下 夏樹

(72) 発明者 オズボーン, クリストファー エム.

アメリカ合衆国 ノースカロライナ 27

278, ヒルスボロウ, ウッドバリー

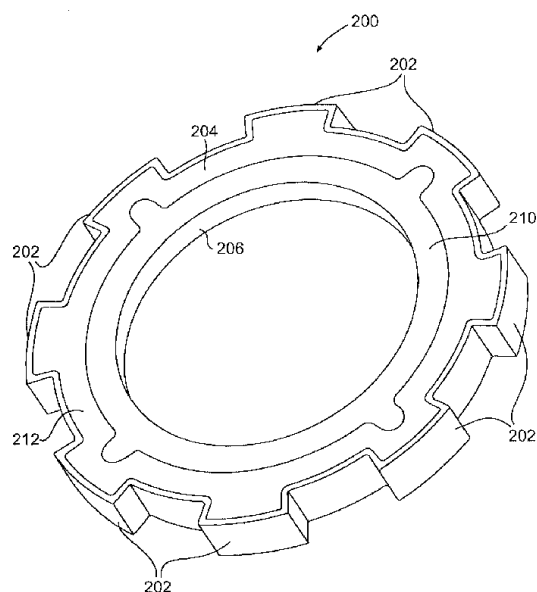
ドライブ 2201

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ブレーキングおよびクラッチングデバイスを組み合わせた摩擦部材

(57) 【要約】

摩擦カプリング(20)は、ブレーキ面(21d)と、このブレーキ面とは異なった平面にあるクラッチ面(21c)とを備える摩擦部材(21)と、摩擦部材を境界を接するばね(22)と、ブレーキ面と近接するブレーキ部材(23)と、相対的回転が可能になるように摩擦部材に対して取り付けられたブレーキ部材と、ブレーキ部材に連結されたブレーキアクチュエータ(24)とを備える。摩擦部材は、インサート(21e)を備え得る。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

原動機によって駆動される装置において用いるトルク伝達要素であって、該トルク伝達要素は、
摩擦要素であって、
第 1 の摩擦係合面と、
該第 1 の摩擦面とは異なる平面にある第 2 の摩擦係合面と、
第 3 の面と、
該第 3 の面上に少なくとも 1 つのトルクトランスミッタとを備える、摩擦要素と、
該第 3 の面と、該第 1 の摩擦面および該第 2 の摩擦面の一方との間の該摩擦要素に安定的 10
に取り付けられたインサートと
を備える、トルク伝達要素。

【請求項 2】

ボリウムが前記摩擦要素と外接し、
前記インサートが該ボリウム内にある、請求項 1 に記載のトルク伝達要素。

【請求項 3】

前記摩擦要素は摩擦材料からなり、前記インサートは金属である、請求項 1 に記載のトルク伝達要素。

【請求項 4】

前記摩擦要素は摩擦材料からなり、前記インサートは粉末金属からなる、請求項 1 に記載 20
のトルク伝達要素。

【請求項 5】

前記インサートは、前記摩擦要素内に被包される、請求項 1 に記載のトルク伝達要素。

【請求項 6】

前記インサートの少なくとも一部分は、露出される、請求項 1 に記載のトルク伝達要素。

【請求項 7】

前記インサートは、前記摩擦要素と係合する少なくとも 1 つの面凸部を有する、請求項 1
に記載の摩擦カプリング。

【請求項 8】

前記摩擦要素は、前記インサートに安定的に取り付けられたライニングである、請求項 1 30
に記載の摩擦カプリング。

【請求項 9】

前記インサートは、
内周面と、
少なくとも 1 つの凸部を備える外周面とをさらに備え、
前記摩擦要素は、
外周壁であって、
外面と、
該外面とは異なる別の側の裏面と、
該インサート上の該少なくとも 1 つの凸部と位置合わせされた該裏面上の少なくとも 1 つ 40
の凹部とを備える外周壁をさらに備える、請求項 1 に記載の摩擦カプリング。

【請求項 10】

前記少なくとも 1 つの凹部は、前記第 3 の面上の前記少なくとも 1 つの凸部と位置合わせ
され、該少なくとも 1 つの凸部内に延びる、請求項 9 に記載の摩擦カプリング。

【請求項 11】

前記インサートを前記摩擦要素に回転可能にロックする手段をさらに備える、請求項 1 に
記載のトルク伝達要素。

【請求項 12】

前記摩擦要素は、第 1 の嵌合面を備え、
前記インサートは、第 2 の嵌合面を備え、

該第 1 の嵌合面および該第 2 の嵌合面の少なくとも一方は、凸部を備え、該第 1 の嵌合面および該第 2 の嵌合面の他方は、該凸部を収容する凹部を備える、請求項 1 に記載のトルク伝達要素。

【請求項 13】

前記摩擦要素および前記インサートの少なくとも一方に配置されたインターロック部材をさらに備える、請求項 1 に記載のトルク伝達要素。

【請求項 14】

前記インサートは、

少なくとも 1 つの溝部を備える内周面と、

外周面とをさらに備え、

前記摩擦要素は、前記少なくとも 1 つの溝部に収容された少なくとも 1 つのリブをさらに備える、請求項 1 に記載の摩擦カプリング。

10

【請求項 15】

前記少なくとも 1 つの溝部は、前記インサートの前記少なくとも 1 つの凸部と位置合わせされる、請求項 14 に記載の摩擦カプリング。

【請求項 16】

前記摩擦要素は環状であり、かつ、

外周壁と

内周壁と、

該外周壁と該内周壁との間に延びる半径方向の壁とをさらに備え、

該半径方向の壁と、該外周壁と、該内周壁とはチャンネルを形成し、

前記インサートは、該チャンネルに収容される、請求項 1 に記載の摩擦カプリング。

20

【請求項 17】

前記摩擦要素および前記インサートの少なくとも一方に安定的に取り付けられたトルク振動ダンパをさらに備える、請求項 1 に記載の摩擦カプリング。

【請求項 18】

パワー装置用のブレーキとクラッチとのアセンブリであって、

エンジン出力部材と、

被駆動部材と、

第 1 の位置および第 2 の位置を有するカプリングであって、該カプリングは、

該エンジン出力部材および該被駆動部材の一方に連結された摩擦部材を備え、該摩擦部材は、

ブレーキ面と、該ブレーキ面とは異なる平面にあるクラッチ面と

該クラッチ面と該ブレーキ面との中間に配置されるインサートと

該摩擦部材と、該エンジン出力部材および該被駆動部材の一方との間に配置されるばねと

30

、
該ブレーキ面に近接するブレーキ部材であって、該ブレーキ部材は、該摩擦部材に対して取り付けられ、相対的回転を可能にする、ブレーキ部材と、

該ブレーキ部材に連結されたブレーキアクチュエータとを備える、摩擦部材とを備える、

カプリングとを備え、

該カプリングが該第 1 の位置にあるときに、該クラッチ面が該エンジン出力部材および該被駆動部材の他方から変位され、該ブレーキ部材は該ブレーキ面と係合し、該カプリングが該第 2 の位置にあるときに、該クラッチ面が該エンジン出力部材および該被駆動部材の他方と係合し、該ブレーキ部材は、該ブレーキ面から解放される、ブレーキとクラッチとのアセンブリ。

40

【請求項 19】

前記インサートは、前記摩擦部材内に被包される、請求項 18 に記載のブレーキとクラッチとのアセンブリ。

【請求項 20】

前記インサートの一部分は露出される、請求項 18 に記載のブレーキとクラッチとのアセ

50

ンブリ。

【請求項 2 1】

前記エンジン出力部材および前記駆動部材の一方は、円周方向に間隔をあけた複数の軸方向凸部を備え、

前記摩擦部材は環状であり、かつ、

円周方向に間隔をあけた複数の半径方向凸部であって、該半径方向凸部の各々は、該軸方向凸部のそれぞれの対の間に延びる、半径方向凸部と、

外周壁と、

該外周壁に向かって延びる少なくとも 1 つの凸部を備える切頭円錐形状内周壁と、

該内周壁と該外周壁とを連結する半径方向壁と

10

をさらに備え、

該クラッチ面は、該内周壁に配置され、該ブレーキ面は、該半径方向壁に配置され、

該外周壁と、該内周壁と、該半径方向壁とはチャネルを形成し、

少なくとも 1 つのリブが該チャネルを横切って延び、

該チャネル内の少なくとも 1 つの凹部が、複数の半径方向凸部の 1 つに延び、

該インサートは環状であり、かつ、該チャネルに収容され、該インサートは、

該少なくとも 1 つのリブを収容する少なくとも 1 つの溝部と、

該インサートの該外周から該少なくとも 1 つの凹部内に延びる、少なくとも 1 つの半径方向凸部と

をさらに備える、請求項 1 8 に記載のブレードブレーキとクラッチとのアセンブリ。

20

【請求項 2 2】

前記摩擦部材は、前記複数の半径方向凸部の少なくとも 1 つに安定的に取り付けられたねじれ振動ダンパをさらに備える、請求項 2 1 に記載のブレードブレーキとクラッチとのアセンブリ。

【請求項 2 3】

原動機によって駆動される装置において用いるトルク伝達要素であって、該トルク伝達要素は、

摩擦要素であって、

第 1 の摩擦係合面と、

該第 1 の摩擦面と異なる平面にある第 2 の摩擦係合面と、

30

第 3 の面と、

該第 3 の面上の少なくとも 1 つのトルクトランスミッタと

を備える、摩擦要素と、

該第 1 の摩擦係合面および該第 2 の摩擦係合面の少なくとも一方のトルクの伝達を強化する手段であって、該強化手段は、該第 3 の面と、該第 1 の摩擦面および該第 2 の摩擦面の少なくとも一方との間の該摩擦要素に安定的に取り付けられる、手段と

を備える、トルク伝達要素。

【請求項 2 4】

前記強化手段は、前記強化手段を前記摩擦要素に回転可能にロックする手段をさらに備える、請求項 2 3 に記載のトルク伝達要素。

40

【請求項 2 5】

前記強化手段および前記摩擦要素の少なくとも一方は、ねじれ振動をダンピングする、請求項 2 3 に記載のトルク伝達要素。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

(発明の背景)

本発明は、芝刈り機、耕作機、スノーブロー、およびトラクタを含むがこれらには限定されないパワー装置に関し、より具体的には、パワー装置用のブレーキおよびクラッチに関する。

50

【背景技術】

【0002】

(関連分野の説明)

従来のパワー装置は、被駆動道具をエンジン出力部材に選択的に係合させるクラッチを含み得る。被駆動道具がエンジン出力部材から外れたときに被駆動道具の回転を抑制するブレーキもまた含まれ得る。これら2つの連結デバイスの組み合わせによって、オペレータが、エンジン出力部材の動作を変更することなく、駆動道具の動きを制御することが可能になる。

【0003】

公知のパワー装置の場合、クラッチにおいて用いられる部品は、ブレーキによって用いられる部品とは別個かつ別体である。この構成のために、通常のメンテナンスにおけるアセンブリ交換用の部品が非常に多くなる。この通常のメンテナンスは、さらに、磨り減ったり破損した部品(単数または複数)に近づき、および/またはこれを交換するために、相対的に多くの部品を分解しなければならないという必要性によって困難になる。さらに、ブレーキおよびクラッチを別個の部品として提供することによって、これらの部品を備えるための大きい梱包サイズが必要になる。

10

【0004】

従来のブレードブレーキおよびクラッチの設計には、寸法上の制約という別の欠点もある。ブレーキおよびクラッチの両方にとって大面積が望ましいが、これらの面積は、しばしば梱包空間によって最良の値よりも小さいものに限定される。

20

【発明の開示】

【課題を解決するための手段】

【0005】

(発明の要旨)

従って、本発明は、関連技術の限定および不利な点による1つ以上の問題を実質的に取り去る摩擦カプリングに向けられる。本発明のさらなる特徴および利点を以下に述べるが、その一部は、明細書、特許請求の範囲、および添付の図面から明らかになる。

【0006】

上記およびその他の利点を達成するために、ならびに、本発明の目的によると、具現化され広い範囲で記載されたように、原動機によって駆動される装置において用いるためのトルク伝達要素は、摩擦要素とインサートとを備える。この摩擦要素は、第1の摩擦係合面と、第2の摩擦係合面と、第3の面と、この第3の面上の少なくとも1つのトルクトランスミッタとを備える。インサートは、第3の面と、第1の摩擦面および第2の摩擦面の1つとの間の摩擦要素に固定される。

30

【0007】

別の局面において、パワー装置用のブレーキおよびクラッチは、エンジン出力部材と、被駆動部材と、第1の位置および第2の位置を有するカプリングとを備える。カプリングは、エンジン出力部材および被駆動部材の一方に連結された摩擦部材を備える。この摩擦部材は、ブレーキ面と、このブレーキ面と異なる平面にあるクラッチ面と、クラッチ面とブレーキ面との中間に位置するインサートとを備える。カプリングは、ばねと、ブレーキ部材と、ブレーキアクチュエータとをさらに備える。ばねは、摩擦部材と、エンジン出力部材および被駆動部材の一方との間に配置される。ブレーキ部材は、ブレーキ面近傍に位置し、相対的回転を可能にするように摩擦部材に対して取り付けられる。ブレーキアクチュエータは、ブレーキ部材に連結される。カプリングが第1の位置にあるとき、クラッチ面がエンジン出力部材および被駆動部材の他方から解放され、このブレーキ部材はブレーキ面と係合し、カプリングが第2の位置にあるとき、クラッチ面がエンジン出力部材および被駆動部材の他方と係合し、ブレーキ部材がブレーキ面から解放される。

40

【0008】

さらなる局面において、原動機によって駆動される装置で用いるためのトルク伝達要素は、摩擦要素を備える。摩擦要素は、第1の摩擦係合面と、この摩擦係合面と異なる面にあ

50

る第2の摩擦係合面と、第3の面とを備え、この第3の面上に少なくとも1つのトルクトランスミッタがある。摩擦部材は、第1および第2の摩擦係合面の少なくとも一方からトルクの伝達を強化する手段をさらに備え、第3の面と、第1の摩擦面および第2の摩擦面の少なくとも一方との間の摩擦要素に固定される。

【0009】

上述の包括的記載および以下の詳細な記載は両方とも本発明を例示し説明するためのものであり、特許請求の範囲に記載された本発明をさらに説明するために提供されていることが理解されるべきである。

【0010】

(図面の簡単な説明)

添付の図面は、本発明のさらなる理解を提供するために含まれ、出願書類の一部を構成している。添付の図面は、本発明の実施形態を説明し、明細書と共に本発明の原理を説明するために利用される。

【発明を実施するための最良の形態】

【0011】

(好ましい実施形態の詳細な説明)

本発明の好ましい実施形態を以下に説明する。本発明の実施例を添付の図面に示す。

【0012】

図1～図3は、駆動アセンブリ10を示す。駆動アセンブリ10は、駆動部材11と、被駆動部材12と、駆動部材11を選択的に被駆動部材12に連結するカプリング20とを含む。駆動部材11は、芝刈りエンジン(図示せず)に連結されたシャフトであり得る。被駆動部材12は、芝刈り機のブレード(図示せず)を運搬するように適合されたブレードホルダであり得る。

【0013】

キー13は、従来の様式で駆動ハブ14を駆動部材11に固定する。パワー伝導プーリ15は、従来の様式で駆動部材11に連結されている。ベアリングアセンブリ16は、被駆動部材12を駆動部材11に取り付ける。ベアリングは、駆動部材11に安定的に取り付けられたフランジ付きボルト17と駆動ハブ14との間で駆動部材11に軸方向に保持されている。ベアリングアセンブリ16は、後述するように、駆動部材11が被駆動部材12に対して回転することを可能にする。

【0014】

あるいは、駆動ハブ14とパワー伝導プーリ15とが、内蔵キー、舌部と溝部、スプライン、またはスナップリングなどの他の機械的連結によって駆動部材11に安定的に取り付けられることも可能である。駆動ハブ14およびパワー伝導プーリ15はさらに、駆動部材11と一体形成され得る。ベアリングアセンブリ16は、駆動部材11および被駆動部材12のいずれか一方または両方に押圧によりはめ込むか、打ち込むことにより安定的に取り付けられ得る。あるいはその他の類似の手段が用いられ得る。

【0015】

被駆動部材12は環状であり、円周に沿って間隔をあけて設けられた複数の凸部12aを有する。これらの凸部12aは、被駆動部材12の上面12bから軸方向に延びている。互いに隣接する軸方向凸部12aは、それらの間の空間12cを規定する。被駆動部材12は、環状フランジ12dによって軸方向においてベアリング16上に設けられている。あるいは、ワッシャまたはその他の類似の手段が被駆動部材12をベアリング16に設けることができる。ねじを切られた複数の穴12eが、被駆動部材の円周方向に間隔をあけて形成されている。ブレード(図示せず)などの道具が、ねじを切られた穴12eに挿入されたボルト(図示せず)を介して被駆動部材12に安定的に取り付けられ得る。複数のスルーホール12f(図2)が被駆動部材12に設けられ得、これによりガラスの破片および泥などの屑を除去することが容易になる。被駆動部材12の上面12bにおいて、空間12cの少なくとも1つにストッパ12g(図2)が設けられ得る。このストッパ12gは、リブまたはその他の適切な形状に構成され得る。

10

20

30

40

50

【0016】

カプリング20は、摩擦部材21と、皿ばね22と、ブレーキ部材23と、ブレーキアクチュエータ24と、複数のボール25と、保持具26と、圧縮ばね27を含む。圧縮ばね27は、非常に小さい軸方向厚みまで圧縮可能であるように構成されている。カプリング20の好ましい実施形態では、必要な圧縮ばね27は僅か1つである。これにより、コンパクトなアセンブリが可能となり、要素の数が最小になる。

【0017】

以下に詳細に述べるように、カプリング20は、ブレーキ部材23と摩擦部材21とを、それぞれの係合位置と解放位置との間において同時に移動させるように構成されている。図1の右半分は第1の構成におけるカプリング20を示し、図1の左半分は第2の構成におけるカプリング20を示すことに留意されたい。 10

【0018】

摩擦部材21は、半径方向に延び、円周に沿って間隔をあけて設けられた複数の凸部21aを有する。各半径方向凸部21aは、対応する空間12cの1つに延び、2つの隣接する軸方向凸部12aと境を接する。軸方向凸部12aおよび半径方向凸部21aは、摩擦部材21を被駆動部材12に回転可能に安定的に取り付ける。摩擦部材21は、ゴム、真鍮およびグラファイトを含む複合体であり得る単一の要素である。

【0019】

図1～図5に示される好ましい実施形態において、摩擦部材21は強化用粉末金属コア21eを有する。粉末金属コア21eには、表面リッジが設けられ得、粉末金属コア21eを摩擦部材21内に回転可能にロックするようになっている。この粉末金属コア21eが用いられ得るのは、摩擦部材21に強度を付与し、より確実なトルク伝達を提供するためである。摩擦部材21は、摩擦部材21が必要なトルクを伝達するために十分な強度を有する限り、コア21eを備える必要はない。 20

【0020】

皿ばね22は被駆動部材12の上面12bおよび摩擦部材21の下面21bの両方に接する。このばね22は、摩擦部材21を被駆動部材12から離れるように軸方向に付勢する。軸方向凸部12aと半径方向凸部21aとの相互作用により、摩擦部材21は被駆動部材12に対して軸方向に変位することが可能になる。

【0021】

摩擦部材21の内周面上に形成されたクラッチ面21cは、駆動ハブ14の切頭円錐形状の外周面14aと選択的に係合する。クラッチ面21cは切頭円錐形状を有する。このクラッチ面21cを切頭円錐形状面として形成することにより、半径方向を最小にしながら表面積を最大にすることができる。 30

【0022】

ばね22は、クラッチ面21cを付勢して駆動ハブ14の切頭円錐形状の外周面14aに接触させる。この摩擦接触により、駆動ハブ14が被駆動部材12を駆動することが可能になる。

【0023】

摩擦部材21の上面にブレーキ面21dが設けられている。ブレーキ面21dおよびクラッチ面21cは摩擦部材21の別々の面(上面および内面)に設けられ、これによりカプリング20に必要な空間および要素の数が最小になる。 40

【0024】

ブレーキ部材23は少なくとも1つのブレーキシュー23aを有し、好ましくは、その周囲を円周に沿って間隔をあけて設けられた複数のブレーキシュー23aを有する。ブレーキシュー23aは、ブレーキ部材23の底部から軸方向下方に延びている。各ブレーキシュー23aは、摩擦部材21のブレーキ面21dに選択的に係合するブレーキ面23bを有する。

【0025】

ブレーキアクチュエータ24は、ブレーキ部材23上方に同心円状に設けられている。ベ 50

アリングアセンブリ 18 は、ブレーキアクチュエータ 24 が、パワー伝導プーリ 15 を介して駆動部材 11 上で相対的回転を可能にするように取り付けられることを可能にする。ベアリングアセンブリ 18 は、パワー伝導プーリ 15 およびブレーキアクチュエータ 24 に押圧によりはめ込まれている。あるいは、ベアリングアセンブリ 18 は、パワー伝導プーリ 15、ブレーキアクチュエータ 24 および駆動ハブ 14 の任意の組み合わせにベアリングアセンブリ 18 を打ち込むことにより保持され得る。

【0026】

ブレーキアクチュエータ 24 は、円周方向に間隔をあけて設けられた複数の円弧状スロット 24a を有する。図 3 および図 4 に示すように、円弧状スロット 24a の各々をリブ 24b が横切るように延びている。

10

【0027】

ブレーキ部材 23 上に、円周方向に間隔をあけて複数の円弧状スロット 23c が設けられている。ブレーキ部材の各円弧状スロット 23c の一部分は、対応するブレーキアクチュエータの円弧状スロット 24a に重なり、残りの部分是对应するブレーキアクチュエータの円弧状スロット 24a を越えて延びている。

【0028】

保持器 26 は複数のフック 26a を有する平坦な環状ディスクであり、複数のフック 26a は保持器 26 の周囲から軸方向上方に延びている。保持器 26 はブレーキアクチュエータ 24 下方に同心円状に、かつ、半径方向にはブレーキシュー 23a 内部に設けられている。各フック 26a は、ブレーキ部材 23 およびブレーキアクチュエータ 24 の円弧状スロット 23c および 24b を貫通して突出している。各フック 26a は、対応するリブ 24b 上で安定している。

20

【0029】

好ましい実施形態において、保持器 26 は、ポリテトラフルオロエチレン (PTFE) またはナイロンなどの摩擦係数の低い材料でコーティングされている。後述するように、この摩擦係数の低いコーティングにより、保持器 26 は中間の位置に容易に戻るることができる。

【0030】

圧縮ばね 27 は、ブレーキ部材 23 の底面と保持器 26 の上面との間に捕捉されている。保持器 26 はブレーキ部材 23 をブレーキアクチュエータ 24 に連結し、圧縮ばね 27 は、ブレーキ部材 23 をブレーキアクチュエータ 24 から離れる方向に付勢する。

30

【0031】

複数のボールランブアセンブリがブレーキ部材 23 とブレーキアクチュエータ 24 との連結を形成している。各ボールランブアセンブリは、ブレーキ部材 23 およびブレーキアクチュエータ 24 の各々内に形成された、傾斜したボールランブ面 23d および 24c を含む。ボールランブ面 23d は、ボールランブ面 24c に対向し、ボールランブ面 24c とは反対方向に傾斜している。ボール 25 は、互いに対向するボールランブ面 23d および 24c の各々の対の間に移動可能に捕捉されている。

【0032】

図 4 に示すように、3つのボールランブ面の対が、三角形 T の頂点において、ブレーキ部材 23 およびブレーキアクチュエータ 24 上で用いられ設けられ得る。この三角形 T は好ましくは正三角形であるが、如何なる他の三角形も用いられ得る。保持器 26 のフック 26a は、三角形 T の周囲内でかつ各々の角近傍に設けられている。この構成により、フック 26a はボールランブ面 23d および 24c 近傍に位置づけられる。この構成によると、圧縮ばね 27 からの力が三角形 T 内に位置する。このことにより、カブリング 20 の性能が向上する。しかし、フック 26a は他の位置にも設けられ得る。

40

【0033】

タブ 23e が、ブレーキ部材 23 の周囲から半径方向に延びている。タブ 23e 内に円弧状タブスロット 23f が形成されている。ブレーキアクチュエータ 24 は、タブスロット 23f を貫通して軸方向下方に延びる凸部 24d を有する。凸部 24d の幅は、タブスロ

50

ット 2 3 f の円弧状長さよりも短い。

【 0 0 3 4 】

あるいは、ボールランプ面アセンブリに代えて、回転運動を軸方向運動に変換する他のカプリング、たとえばカムとフォロアとのアセンブリも用いられ得る。ブレーキ部材に接しながら線形に変位可能なリンクを提供するリンクージシステムなどのブレーキアクチュエータの、如何なる回転運動をも無しですますことのできる他の実施形態もある。

【 0 0 3 5 】

図 4 および図 5 に示すように、ブラケット 2 9 が、ブレーキ部材 2 3 上のブラケットタブ 2 3 g にポスト 2 9 a により安定的に取り付けられている。ポスト 2 9 a は、ブラケットタブ 2 3 g 内の開口部 2 3 h を貫通して軸方向下方に延びている。ブレーキ部材 2 3 はポスト 2 9 a に沿って軸方向に自由に移動することができる。ブラケット 2 9 は、芝刈り機のデッキまたはエンジンブロックの取付面に、ボルトまたは他の適切な締結構造により安定的に取り付けられ得る。これにより、ブラケット 2 9 はブレーキ部材 2 3 を回転可能に固定する。あるいは、ブレーキ部材 2 3 が、ボルトまたは他の類似の締結構造により回転可能に安定的に取り付けられ得る。 10

【 0 0 3 6 】

ブラケット 2 9 は、ガイドフランジ 2 9 c 内に形成された穴 2 9 b を含む。凸部 2 4 e が、ブレーキアクチュエータ 2 4 の上面から軸方向上方に延びている。制御ケーブル 2 8 の一端がガイドフランジ 2 9 c 内の穴 2 9 b 内を通過して、スロット、穴、または他の類似の様式で凸部 2 4 e に安定的に取り付けられている。制御ケーブル 2 8 の他端は、制御ハンドル（図示せず）に安定的に取り付けられている。あるいは、制御ケーブル 2 8 はその一端でブレーキアクチュエータ 2 4 内の穴に安定的に取り付けられ得る。 20

【 0 0 3 7 】

コイルばね 3 0 がその一端で、ブラケット 2 9 の凹部 2 9 d に安定的に取り付けられている。コイルばね 3 0 の他端は、ブレーキアクチュエータ 2 4 の周囲に形成されたばねタブ 2 4 f に安定的に取り付けられている。別の実施形態では、凹部 2 9 d は穴によって設けられ得る。

【 0 0 3 8 】

ブラケット 2 9 は複数のリブ 2 9 e を含み得、凹部 2 9 d を含むガイドフランジ 2 9 c を支持することを補助するようになっている。しかし、ブラケット 2 9 にこれらのリブ 2 9 e が設けられなくてもよい。 30

【 0 0 3 9 】

ブラケット 2 9 は、ブレーキ部材 2 3 を回転可能に固定する機能、制御ケーブル 2 8 を留める機能、およびコイルばね 3 0 を留める機能を提供する単一の要素である。したがって、ブラケット 2 9 の好ましい実施形態はアセンブリ用の部品の減少に貢献する。

【 0 0 4 0 】

以下、図 1 および図 4 を参照して、本発明のブレーキおよびクラッチの動作を説明する。

【 0 0 4 1 】

制御ケーブル 2 8 を作動させることにより、ブレーキアクチュエータ 2 4 の回転運動が提供される。これにより、各ボールランプ面 2 4 c が、関連づけられたボール 2 5 に対して移動する。ボール 2 5 は反対方向に傾斜するボールランプ面 2 3 d に沿って回転運動する。ボールのこの運動が、ブレーキ部材 2 3 を圧縮ばね 2 7 の付勢力に抗して強制的に軸方向下方に移動させ、ブレーキ面 2 3 b がブレーキ面 2 1 d に係合する。制御ケーブル 2 8 の変位によるブレーキアクチュエータ 2 4 のさらなる回転により、ブレーキ面 2 3 b が摩擦部材 2 1 を、皿ばね 2 2 の付勢力に抗して被駆動部材 1 2 に向かって軸方向下方に移動させる。この摩擦部材 2 1 の下方への移動により、クラッチ面 2 1 c が次第に駆動ハブの切頭円錐面 1 4 a から解放される。この動きは最終的に、被駆動部材 1 2 を駆動部材 1 1 から完全に解放し、被駆動部材 1 2 の回転を阻止する。この時点で、ストッパ 1 2 g が摩擦部材の底面 2 1 b に係合する。この構造を図 1 の右半分に示している。 40

【 0 0 4 2 】

制御ケーブル 28 を反対方向に作動させることにより、ブレーキアクチュエータ 24 が反対方向に回転し、これにより、ブレーキ部材 23 が摩擦部材 21 から上方に変位する。この移動により、ブレーキ面 23 b が次第に摩擦部材 21 のブレーキ面 21 d から解放される。同時に、皿ばね 22 の付勢力により、クラッチ面 21 c が次第に切頭円錐面 14 a に係合する。この動きは最終的に、被駆動部材 12 を駆動部材 11 に完全に係合させ、ブレーキ面 23 b をブレーキ面 21 d から完全に解放する。この構造を図 1 の左半分に示している。

【0043】

ブレーキ部材 23 に対するアクチュエータ 24 の回転は、凸部 24 d とタブスロット 23 f との相互作用により制限される。タブスロット 23 f の一端は、ブレーキアクチュエータ 24 の第 1 の限界を規定し、タブスロット 23 f の他端は、ブレーキアクチュエータの第 2 の限界を規定する。ブレーキアクチュエータが第 1 の限界位置にあるとき、クラッチ面 21 c が切頭円錐面 14 a から解放され、ブレーキ面 23 b がブレーキ面 21 d に係合する。ブレーキアクチュエータが第 2 の限界位置にあるとき、クラッチ面 21 c が切頭円錐面 14 a に係合し、ブレーキ面 23 b がブレーキ面 21 d から解放される。

10

【0044】

コイルばね 30 によって付与される力は、圧縮ばね 27 および皿ばね 22 の両方の付勢力を克服するように、ブレーキアクチュエータに与えられる。したがって、コイルばね 30 はブレーキアクチュエータ 24 を第 1 の限界位置方向に付勢する。このことは、被駆動部材 12 が駆動部材 11 から解放されること、およびオペレータがブレーキアクチュエータ 24 に入力を提供するまでブレーキ部材 23 が被駆動部材を保持することを保証する。

20

【0045】

本明細書中に記載された種々の要素の他の実施形態は、本発明により利用され得る。例えば、ブレーキ面は、摩擦部材の下部半径方向面上に形成され得る。摩擦部材の別の実施形態は、ブレーキ面を切頭円錐形状として摩擦の外周に配置し得、クラッチ面は、摩擦部材のどちらの半径方向面にも形成され得る。ブレーキ部材およびブレーキアクチュエータは、皿ばねが摩擦部材の反対側にある限り、摩擦部材のどちらかの側に位置し得る。あるいは、摩擦部材は、上述の構成のいずれかの駆動部材に安定的に取り付けられ得る。制御ケーブルは、一端でブレーキアクチュエータに安定的に取り付けられ、かつ、リンケージによって他端で制御ハンドルに連結される固定リンクと置換され得る。

30

【0046】

本発明により、摩擦部材 21 の他の実施形態もまた利用され得る。例えば、すでに記載および示されたように、摩擦部材 21 は、摩擦部材 21 は、強化手段（例えば、粉末金属コア 21 e）を備え得る。これは、回転可能に摩擦部材 21 とロックするようになっている（例えば、粉末金属コア 21 e には、表面リッジが設けられる）。以下において、この摩擦部材 21 のさらなる実施形態が記載される。

【0047】

図 6 ~ 図 11 は、参照符号 100 によって示される摩擦部材の実施形態を示す。図 12 ~ 図 14 は、参照符号 200 によって示される摩擦部材の別の実施形態を示す。摩擦部材 100 および 200 の両方は、図 1 ~ 図 5 を参照してすでに記載された摩擦部材 21 と同じ様式で、駆動部材 11、被駆動部材 12、およびブレーキ部材 23 と相互作用するタイプの部材として示される。従って、以下の記述において、図 1 ~ 図 5 に示された、および上述の好ましい実施形態の駆動部材 11、被駆動部材 12、およびブレーキ部材 23 が参照される。

40

【0048】

ここで、摩擦部材 100 を参照して、図 6 および図 7 は、摩擦部材 100 の上斜視図および下面図をそれぞれ示す。図 8 は、図 7 の V I I I - V I I I を通る断面図である。すでに記述された摩擦部材 21 のように、摩擦部材 100 は、半径方向に延び、円周に沿って間隔をあけて設けられた複数の凸部 102 と、下面 104 と、クラッチ面 106 と、ブレーキ面 108 とを有する。図 1 ~ 図 5 を参照してすでに記載されたカブリングと共に用い

50

られた場合、半径方向に延びる複数の凹部 102 の各々は、対応する空間 12c の 1 つに延び、被駆動部材 12 上で 2 つの隣接する軸方向凸部 12a と境を接する。軸方向凸部 12a および半径方向凸部 102 は、摩擦部材 100 を被駆動部材 12 に回転可能に安定的に取り付ける。

【0049】

動作中、クラッチ面 106 と駆動ハブ 14 との間の摩擦係合、およびブレーキ面 108 とブレーキシュー 23a との間の摩擦係合は、材料を摩擦部材 100 からすり減らし、摩擦材料の粉塵を生成する。この粉塵は、クラッチ面 106 およびブレーキ面 108 上にグレージングを引き起こし得、これは、摩擦部材 100 のトルク伝達能力を低減する。カプリングからの摩擦材料の粉塵を収集かつ除去するために、クラッチ面 106 に 2 つの粉塵除去溝 109 が形成され得る。粉塵除去溝 109 を通る空気の流れは、収集された摩擦材料の粉塵をカプリングから追い出す。生成された粉塵の量が少ないか、または、生じたグレージングが必要なトルクを伝達するために摩擦部材 100 の能力に悪影響を及ぼさない場合、粉塵除去溝 109 は無しで済まされ得る。

10

【0050】

皿ばね 22 は、摩擦部材 100 の被駆動部材 12 の上面 12b および下面 104 の両方と接触する。このばね 22 は、摩擦部材 100 を被駆動部材 12 から離れるように軸方向に付勢する。軸方向凸部 12a および半径方向凸部 102 の相互作用により、摩擦部材 100 が被駆動部材 12 に対して軸方向に変位することが可能になる。

【0051】

摩擦部材 100 の内部円周上に設けられたクラッチ面 106 は、駆動ハブ 14 の切頭円錐形状の外表面 14a と選択的に係合する。このクラッチ面 106 は切頭円錐形状を有する。このクラッチ面 106 を切頭円錐形状面として形成することにより、半径方向を最小にしながら表面積を最大にすることができる。ばね 22 は、クラッチ面 106 を付勢して駆動ハブ 14 の切頭円錐形状の外表面 14a に接触させる。図 1 ~ 図 5 を参照して記載されたように、この摩擦接触により、駆動ハブ 14 が被駆動部材 12 を駆動することが可能になる。

20

【0052】

摩擦部材 100 の上面にブレーキ面 108 が設けられている。ブレーキ面 108 およびクラッチ面 106 は摩擦部材 100 の別々の面（上面および内面）に設けられ、これにより、カプリング 20 に必要な空間および要素の数が最小になる。図 1 ~ 図 5 を参照して上述されたように、ブレーキ部材 23 の各ブレーキシュー 23b は、摩擦部材 100 のブレーキ面 108 と選択的に係合し、クラッチ面 106 がハブ駆動 14 から解放されるときに、駆動部材 12 の運動を阻止する。

30

【0053】

図 7 ~ 図 10 に示されるように、摩擦部材 100 は、摩擦要素 110 とコアまたはインサート 112 とを備え、摩擦部材 100 を強化し、そのトルク伝達能力を向上させる。後述するように摩擦要素 110 およびインサート 112 は、好ましくは、互いに嵌合するように係合し、インサート 112 および摩擦要素 110 を回転可能にインターロックするように構成される。より詳細に後述するように、この実施形態において、摩擦要素 110 およびインサート 112 は、対応する嵌合面、特に、摩擦要素 110 の凹部 138 およびリブ 140 と、インサート 112 の凸部 122 および溝部 124 とによってインターロックされる。

40

【0054】

図 9 は、インサート 112 のない摩擦要素 110 を示す。摩擦要素 110 は、インサート 112 に安定的に取り付けられたライニングの形態であり得る。摩擦要素 110 は、好ましくは、外周壁 128 と、内周壁 130 と、外周壁 128 および外周壁 130 に連結する半径方向の壁（radial wall）132 とを備える単一の部分である。外周壁 128 は、摩擦部材 100 の外表面 114 を備え、内周壁 130 は、摩擦部材 100 のクラッチ面 106 を備える。半径方向の壁 132 は、摩擦部材 100 のブレーキ面 108 を備え

50

る。好ましくは、外周壁 128 のチャンネル面 146 は、円筒形であるが、切頭円錐形状、波状、曲線または線形状等の他の形状も可能である。好ましくは、内周壁 130 のチャンネル面 142 は、切頭円錐形状であるが、円筒形、波状、卵形状、または八角形等の他の形状が可能である。

【0055】

内周壁 128 および外周壁 130 ならびに半径方向の壁 132 は、チャンネル 134 を規定する。後述するように、インサート 112 は、チャンネル 134 内に配置される。複数の半径方向延長部 136 は、摩擦要素 110 の外周の周囲に間隔をあけて設けられる。延長部 136 は、中空であり、凹部 138 を形成する。摩擦要素 110 上に複数のリブ 140 が形成され、内周壁 130 のチャンネル面 142 から半径方向の壁 132 を横切って凹部 138 内に延びる。後述するように、凹部 138 およびリブ 140 は、インサート 112 上の対応する構造と機械的に係合し、インサート 112 を摩擦要素 110 に回転可能にインターロックする。リブ 140 の数は、凹部 138 の数とは異なり得るが、この好ましい実施形態において、リブ 140 の数は、凹部 138 の数よりも少ない。各リブ 140 は、それぞれの凹部 138 と位置合わせされる。

10

【0056】

摩擦要素 110 は、接着剤によって接合されるゴム、真鍮およびグラファイトを含む複合摩擦材料からなり得る。例えば、Wisconsin、Mequon の Scan-Pac Mfg., Inc. によって製造される Scan-Pac RF47 等の市販の摩擦材料が用いられ得る。十分な摩擦係数、耐磨耗性、および耐熱性を提供する他の材料もまた用いられ得る。

20

【0057】

好ましい実施形態の摩擦材料はゴムを含むので、延長部 136 は、駆動ハブ 14 と被駆動部材 12 との間のねじれ振動を吸収する振動ダンパの機能をする。上述のように、延長部 136、および摩擦部材 100 上で半径方向に延びる凸部 102 を形成する嵌合する凸部 122 は、摩擦係合によってではなく、軸方向の凸部 12a と正の係合をすることによって、トルクを被駆動部材の軸方向の凸部 12a に伝達する。従って、ねじれ振動の緩衝が必要でないか、または所望されない場合、延長部 136 は省略され得る。

【0058】

図 10 および図 11 は、摩擦要素 110 のないインサート 112 を示す。概して、インサート 112 および摩擦要素 110 は、対応する構造を有するが、摩擦要素 110 およびインサート 112 が回転可能にロックされている間に構造内に振動が起こると考えられる。インサート 112 は、外周面 114 と、内周面 116 と、上面 118 と、底面 120 とを備える。好ましくは、外周面 114 は、円筒形であるが、他の形状および構成が可能である。

30

【0059】

好ましくは、内周面 116 は、切頭円錐形状であるが、他の形状および構成が可能である。内周面 116 の切頭円錐形状は、摩擦要素 110 の内周壁 130 および半径方向の壁 132 において発生する応力の集中を最小にする。内周面 116 を切頭円錐形状面として形成することにより、摩擦要素 110 の内周壁 130 と半径方向の壁 132 との接合部における局所的な熱上昇も最小にすることができる。この熱上昇は、クラッチ面 106 およびブレーキ面 108 にグレイジングを、および、カプリングに所望でないノイズを引き起こし得る。

40

【0060】

複数のインサート凸部 122 は、外周面 114 から半径方向に延び、かつ、この外周面の周囲に円周方向に間隔をあけて設けられる。摩擦要素 110 の各凹部 138 は、インサート 112 のそれぞれのインサート凸部 122 と嵌合する。凸部 122 と嵌合する凹部 138 の係合は、インサート 112 と摩擦要素 110 との回転可能なインターロックに貢献する。

【0061】

50

円周方向に間隔をあげ、かつ半径方向に延びる複数の溝部 1 2 4 は、上面 1 1 8 および内周面 1 1 6 に沿って延びる。溝部 1 2 4 の数は、インサート凸部 1 2 2 の数に等しくなり得るが、この好ましい実施形態において、溝部 1 2 4 の数がインサート凸部 1 2 2 の数よりも少ない。各溝部 1 2 4 は、それぞれのインサート凸部 1 2 2 とそれぞれ位置合わせされる。各リブ 1 4 0 は、インサート 1 1 2 内の対応する溝部 1 2 4 と位置合わせされ、これにより、溝部 1 2 4 は、リブ 1 4 0 と嵌合する。リブ 1 4 0 と嵌合する溝部 1 2 4 の係合は、インサート 1 1 2 と摩擦要素 1 1 0 との間の回転可能なインターロックに貢献する。

【0062】

図 7、図 8 および図 11 を参照して、インサート 1 1 2 底面 1 2 0 は、摩擦要素 1 1 0 とインサート 1 1 2 との位置合わせを容易にするための 2 つのピンの位置合わせ陥凹部 1 2 6 を備え得る。示されるように、各ピンの位置合わせ陥凹部 1 2 6 は、溝部 1 2 4 を含まない隣接する凸部 1 2 2 内に部分的に延びる。ピンの位置合わせ陥凹部 1 2 6 は、機械加工、成形、または押し抜き等の従来の手段によって形成され得る。

【0063】

位置合わせ陥凹部 1 2 6 は、摩擦要素 1 1 0 をインサート 1 1 2 に対して配向するために用いられ得、これにより、インサート 1 1 2 が摩擦要素 1 1 0 内に挿入されたときに、溝部 1 2 4 は、リブ 1 4 0 と適切に嵌合し、凸部 1 2 2 は、凹部 1 3 8 と適切に嵌合する。このアセンブリは、手動でか、またはアセンブリロボットを用いて行われ得る。

【0064】

当然、視覚的または触覚的位置合わせキューなどの他の従来の位置合わせ方法が可能である。例えば、摩擦要素 1 1 0 およびインサート 1 1 2 上に対応する構造またはマーカが設けられ、これらは、摩擦要素 1 1 0 に対するインサート 1 1 2 の示された適切な位置合わせに調整される。

【0065】

この好ましい実施形態において、インサート 1 1 2 は、FC - 0208 - 50 という PMIF 標準的名称を有する粉末金属から成形される。他の適切な金属は、例えば、FC - 0208 - 50 によって規定される、スチール、または鉄と銅との異なった組み合わせを含み得る。カブリングの動作中に経験される負荷 / 応力および温度レベルに対する摩擦要素 1 1 0 を強化することができる他の材料が用いられ得る。ダイキャストを含む他の製造方法が用いられ得る。

【0066】

インサート 1 1 2 は、凸部 1 2 2 の各々の外縁および上面 1 1 8 の外縁の周囲に形成される面取り縁 1 2 7 をさらに備える。この面取り縁は、標準的な粉末金属の面取りとして構成され、インサート 1 1 2 の形成中にツールが適切に動作することを容易にする。

【0067】

インサート 1 1 2 を形成した後、インサート 1 1 2 が摩擦要素 1 1 0 に安定的に取り付けられるまで錆ないように、この面取り縁は、従来のブレーキシューコーティングで処理される。インサート 1 1 2 に摩擦要素 1 1 0 を成形して付けるために、インサート 1 1 2 は、摩擦要素 1 1 0 のサイズのモールドに配置される。ピンの位置合わせ陥凹部 1 2 6 は、インサート 1 1 2 をモールドに適切に配置するための基準となる。摩擦材料は、圧力および熱下でモールドに導入され、これらは、摩擦材料内の接着剤を活性化して、インサート 1 1 2 を摩擦要素 1 1 0 に接合する。接着剤による接合を禁止しない従来のブレーキシューコーティングが選択された場合、インサート 1 1 2 に摩擦材料を成形して付ける前に、インサート 1 1 2 からブレーキシューコーティングが除去される必要がない。

【0068】

この実施形態の場合、組み立てる場合、例えば、図 8 に示されるように、インサート 1 1 2 が摩擦要素 1 1 0 に組み合わせられたときに、摩擦要素 1 1 0 の底縁 1 4 4 は、インサートの底面 1 2 0 と面一になる。図 8 を参照して、底面 1 2 0 および底縁 1 4 4 は、共に、摩擦部材 1 0 0 の下面 1 0 4 を規定する。インサート 1 1 2 の残り部分は、摩擦要素 1

10によって覆われる。図8に示されるように、インサート112は、摩擦要素110の内周壁128および外周壁130と、半径方向の壁132と、底縁144とによって規定されるボリウムである。好ましい実施形態において、インサートは露出されているが、摩擦要素およびインサートの代替的構造が、本発明により用いられ得る。

【0069】

カプリングの動作中、クラッチ面106またはブレーキ面108を通るトルク入力は、半径方向凸部102を通して出力され、被駆動部材12の軸方向の凸部12aに入力される。凸部102に対するクラッチ106およびブレーキ面108の位置により、摩擦部材100にせん断応力が発生する。インサート凸部122と凹部138との間、およびリブ140と溝部124との間の構成を回転可能にインターロックすることによって、インサート112が摩擦要素110と機械的に回転可能に結合し、これらの応力をインサート112と摩擦要素110との間に確実に伝達する。この機械的インターロックは、インサート112と摩擦要素110との間の相対運動を阻止し、摩擦要素110とインサート112との間に強度および耐久性を提供する。この構成は、クラッチ面106およびブレーキ面108にかかる摩擦力が、摩擦部材100を通じて確実に伝達されることを保証する。

10

【0070】

ここで、摩擦要素200を参照して、図12～図14は、摩擦要素210とコアまたはインサート212とを備える摩擦部材200を示す。図12は、組み立てられた摩擦部材200を示し、図13は、摩擦要素210のみ、そして、図14は、インサート212を示す。摩擦要素210およびインサート212は、この実施形態が摩擦要素210およびインサート212を回転可能にインターロックする代替的構造を提供することを除いて、摩擦要素110およびインサート112と同様である。

20

【0071】

図12を参照して、摩擦部材200は、摩擦部材21および摩擦部材100のものと同様に、円周に沿って間隔をあけて設けられた半径方向に延びる複数の凸部202と、下面204と、クラッチ面206と、ブレーキ面（図示せず）とを有する。図1～図5を参照してすでに記載されたカップリングと共に用いる場合、半径方向に延びる複数の凸部202の各々は、対応する1つの空間12c内に延び、被駆動部材12上の2つの隣接する軸方向の凸部12aと境を接する。軸方向の凸部12aおよび半径方向の凸部202は、摩擦部材200を被駆動部材12に回転可能に安定的に取り付ける。

30

【0072】

皿ねじ22は、被駆動部材12の上面12bおよび摩擦部材200の下面204の両方と接触する。このばね22は、摩擦部材200を被駆動部材12から離れるように軸方向に付勢する。軸方向の凸部12aおよび半径方向凸部202の相互作用により、摩擦部材200は被駆動部材12に対して軸方向に変位することが可能になる。

【0073】

摩擦部材200の内周上に設けられたクラッチ面206は、駆動ハブ14の切頭円錐形状の外周面14aと選択的に係合する。クラッチ面206も切頭円錐形状である。このクラッチ面206を切頭円錐形状として形成することにより、半径方向を最小にしながら表面積を最大にすることができる。ばね22は、クラッチ面206を付勢して駆動ハブ14の切頭円錐形状界面14aと接触させる。図1～図5を参照して記載されたように、この摩擦接触により、駆動ハブ14が被駆動部材12を駆動することが可能になる。

40

【0074】

上述の摩擦部材100のように、摩擦部材200の上面（図示せず）においてブレーキ面（図示せず）が設けられる。ブレーキ面（図示せず）およびクラッチ面206は摩擦部材200の別々の面（上面および内面）に設けられ、これによりカプリングに必要な空間が節約され、要素の数が最小になる。図1～図5を参照してすでに記載されたように、ブレーキ部材23の各ブレーキ面のシュー23bは、摩擦部材200のブレーキ面（図示せず）を選択的に係合させ、クラッチ面206がハブ駆動14から解放されたときに被駆動部材12の運動を阻止する。

50

【0075】

図12に示されるように、摩擦部材200は、摩擦要素210と、コアまたはインサート212とを備え、摩擦部材200およびそのトルク伝達能力を強化する。詳細に後述するように、摩擦要素210およびインサート212は、好ましくは、互いに嵌合するように係合し、インサート212および摩擦要素210に回転可能にインターロックするように構成される。より詳細に後述するように、この実施形態において、摩擦要素210およびインサート212は、対応する嵌合面、特に、摩擦要素210の凹部238およびリブ240と、インサート212の凸部222および溝部224とによってインターロックされる。

【0076】

図13は、インサート212なしの摩擦要素210を示す。摩擦要素210は、外周壁228、内周壁230、および、内周壁228と外周壁230とを連結する半径方向の壁232とを備える。外周壁228は、摩擦部材200の外周面214を備え、内周壁230は、摩擦要素200のクラッチ面206を備える。半径方向の壁232は、摩擦部材200のブレーキ面（図示せず）を備える。好ましくは、外周壁228のチャンネル面246は、円筒形であるが、他の形状および構成が可能である。好ましくは、内周壁216は、円筒形であるが、他の形状および構成が可能である。

【0077】

内周壁228および外周壁230ならびに半径方向の壁232は、チャンネル234を規定する。上述のように、チャンネル234はインサート212を収容する。摩擦要素210の外周の周囲に複数の半径方向の延長部236が間隔をあけて設けられる。延長部236は、中空であり、凹部238を形成する。摩擦要素210に複数のリブ240が形成され、チャンネル面242から凹部238に向かって延びる。詳細に後述するように、リセス238およびリブ240は、インサート212の対応する構造と機械的に係合し、インサート212を摩擦要素210に回転可能にインターロックさせる。リブ240の数は、凹部238の数に等しくなり得るが、この好ましい実施形態において、リブ240の数は、凹部238の数よりも少ない。各リブ240は、それぞれの凹部238と位置合わせされる。

【0078】

図14は、摩擦要素210なしのインサート212を示す。概して、インサート212および摩擦要素210は、対応する構造を有するが、摩擦要素210およびインサート212が回転可能にロックされる限り、構造のバリエーションが考えられる。インサート212は、外周面214と、内周面216と、上面（図示せず）と、底面220とを備える。好ましくは、外周面214は、円筒形であるが、他の形状および構成が可能である。好ましくは、内周面216は、円筒形であるが、他の形状および構成が可能である。

【0079】

複数のインサート凸222が外周面214から半径方向に延び、外周面の周囲に間隔をあけて回転可能に設けられる。摩擦要素210の各凹部238は、インサート212のそれぞれのインサート凸222と嵌合する。凹部238と凸部222との嵌合する係合は、インサート212と摩擦要素210との間の効率的なインターロックに貢献する。

【0080】

円周方向に間をあけて設けられ、半径方向に延びる複数の溝部224は、内周面216に沿って延びる。この好ましい実施形態において、溝部224の数がインサート凸部222の数に等しくなり得るが、溝部224の数は、インサート凸部222の数よりも少ない。各溝224は、それぞれのインサート凸部222と位置合わせされる。各リブ240は、インサート212における対応する溝部224と位置合わせされ、これにより、溝部224は、リブ240を収容する。リブ240との溝224の嵌合する係合は、インサート212と摩擦要素210との間の回転可能なインターロックに貢献する。

【0081】

摩擦要素210およびインサート212は、上述の摩擦要素110およびインサート112と同じように製作および組み立てられる。この実施形態において、インサート凸部22

10

20

30

40

50

２と凹部２３８との間、および、リブ２４０と溝部２２４との間の構成を回転可能にインターロックすることによって、インサート２１２を摩擦要素２１０に機械的に結合し、応力がインサート２１２と摩擦要素２１０との間に確実に伝達される。上述のように、この機械的インターロックは、インサート２１２と摩擦要素２１０との間の相対運動を抑止し、インサート２１２と摩擦要素２１０との間に強力かつ耐久性のある連結を提供し、これにより、クラッチ面２０６およびブレーキ面（図示せず）にかかる摩擦力は、摩擦部材１００を通じて確実に伝達される。

【００８２】

摩擦部材１００を参照してすでに記載されたように、図面には示されないが、図６～図１２の摩擦部材１００を参照してすでに記載されたように、インサート２１０は、摩擦要素２１０および／またはインサート２１２上のピン位置合わせの陥凹部、または他の視覚的または触覚的位置合わせ構成等の位置合わせ機能を備え得る。

10

【００８３】

この実施形態において、組み立てる場合、例えば、図１２に示されるように、インサート２１２が摩擦要素２１０に組み合わされたときに、摩擦要素２１０の底縁２４４は、インサートの底面２２０と面一になる。図１２を参照して、底面２２０および底縁２４４は、共に、摩擦部材２００の下面２０４を規定する。インサート２１２の残り部分は、摩擦要素２１０によって覆われる。

【００８４】

好ましい実施形態がこれまで記述されたが、リベット、摩擦材料におけるものとは別個の接着剤、摩擦要素を弾性的に係合するインサート上に形成されるか、または、これに取り付けられるクリップ等、摩擦要素とインサートとの間を回転可能にインターロックする他の連結が用いられ得る。さらに、摩擦要素をインサートに回転可能にインターロックするために、機械的および化学的連結の組み合わせが用いられ得る。

20

【００８５】

本発明の思想および範囲から逸脱することなく、本発明の摩擦カプリングの様々な改変および変更が可能であることが当業者には明らかである。したがって、本発明は、特許請求の範囲およびその均等物の範囲において提供される改変および変更を含むことが意図される。

【図面の簡単な説明】

30

【００８６】

【図１】図１は、ブレードブレーキおよびクラッチの断面図である。

【図２】図２は、図１のブレードブレーキとクラッチとのアセンブリの一部分の分解図である。

【図３】図３は、図１のブレードブレーキとクラッチとのアセンブリの別の部分の分解図である。

【図４】図４は、図１のブレードブレーキおよびクラッチの平面図である。

【図５】図５は、図１のブレードブレーキおよびクラッチと共に用いるブラケットの側面図である。

【図６】図６は、摩擦部材の別の好ましい実施形態の斜視図である。

40

【図７】図７は、図６に示される摩擦部材の下平面図である。

【図８】図８は、図７のⅤⅠⅠⅠ-ⅤⅠⅠⅠに沿う断面図である。

【図９】図９は、図６に示される摩擦要素の下部斜視図である。

【図１０】図１０は、図６に示されるインサートの斜視図である。

【図１１】図１１は、図９のⅩⅠ-ⅩⅠに沿う断面図である。

【図１２】図１２は、摩擦部材の別の好ましい実施形態の下部斜視図である。

【図１３】図１３は、図１２の摩擦要素の下部斜視図である。

【図１４】図１４は、図１２に示されるインサートの下部斜視図である。

【国際公開パンフレット】

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization
International Bureau(43) International Publication Date
20 March 2003 (20.03.2003)

PCT

(10) International Publication Number
WO 03/022031 A1(51) International Patent Classification: A01D 34/68,
F16D 67/02

(21) International Application Number: PCT/US02/27275

(22) International Filing Date: 28 August 2002 (28.08.2002)

(25) Filing Language: English

(26) Publication Language: English

(30) Priority Data: 09/946,448 6 September 2001 (06.09.2001) US

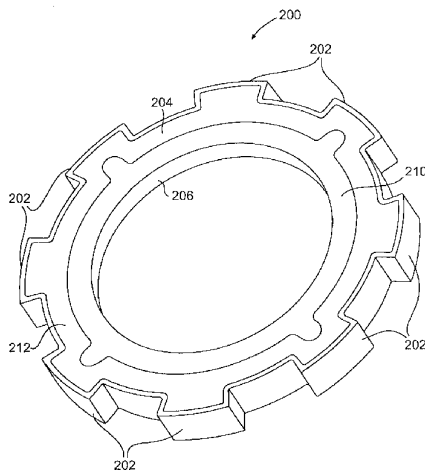
(71) Applicant (for all designated States except US): HONDA
GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA [JP/JP]; No.
1-1 Minami-Aoyama 2-chome, Minato-ku, Tokyo (JP).

(72) Inventors; and

(75) Inventors/Applicants (for US only): OSBORNE,

Christopher, M. [US/US]; 2201 Woodbury Drive, Hills-
borough, NC 27278 (US); WIAN, Jeffrey, A. [US/US];
314 Holt Street, Mobano, NC 27302 (US).(74) Agents: BATTISTA, William, G., Jr. et al.; Morgan,
Lewis & Bockius LLP, 1111 Pennsylvania Avenue, NW,
Washington, DC 20004 (US).(81) Designated States (national): AE, AG, AL, AM, AT, AU,
AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU,
CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EG, ES, FI, GB, GD, GU, GH,
GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC,
LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW,
MX, MY, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG,
SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ,
VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.(84) Designated States (regional): ARIPO patent (GH, GM,
KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW),
Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM),
[Continued on next page]

(54) Title: FRICTION MEMBER FOR A COMBINED BRAKING AND CLUTCHING DEVICE



(57) Abstract: A friction coupling (20) includes a friction member (21) including a brake surface (21d) and a clutch surface (21e) in a different plane from the brake surface; a spring (22) abutting the friction member; a brake member (23) proximate to the brake surface; the brake member mounted relative to the friction member to permit relative rotation; and a brake actuator (24) connected to the brake member. The friction member can include an insert (21c).

WO 03/022031 A1

WO 03/022031 A1 

European patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SK, TR), OAPI patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

For two-letter codes and other abbreviations, refer to the "Guidance Notes on Codes and Abbreviations" appearing at the beginning of each regular issue of the PCT Gazette.

Published:
with international search report

WO 03/022031

PCT/US02/27275

**FRICTION MEMBER FOR A COMBINED BRAKING AND
CLUTCHING DEVICE**

Inventors: Christopher M. Osborne and Jeffrey A. Wians

BACKGROUND OF THE INVENTION**FIELD OF THE INVENTION**

- 5 [0001] The present invention relates to power equipment, including but not limited to mowers, tillers, snow blowers, and tractors, and more particularly, to a brake and clutch for power equipment.

DISCUSSION OF RELATED ART

- 10 [0002] Conventional power equipment can include a clutch that selectively engages the driven implement with the engine output member. A brake that retards the rotation of the driven implement when the driven implement is disengaged from the engine output member might also be included. The combination of these two coupling devices permits the operator to control the movement of the driven implement without altering the
- 15 operation of the engine output member.
- [0003] In known power equipment, the components utilized in the clutch are separate and distinct from those employed by the brake. This arrangement requires a large number of parts for assembly as well as for replacement under routine maintenance. This routine maintenance is further hampered by the need to disassemble a relatively
- 20 large number of parts to gain access to and/or replace the worn or broken part(s). Further, providing the brake and clutch as separate components requires a large packaging size to contain these components.
- [0004] Dimensional constraints are another drawback of conventional blade brake and clutch designs. A large surface area is desirable for both the brake and the clutch.
- 25 However, packaging space often constricts these areas below their optimum values.

SUMMARY OF THE INVENTION

- [0005] Accordingly, the present invention is directed to a friction coupling that substantially obviates one or more of the problems due to limitations and disadvantages
- 30 of the related art. Additional features and advantages of the invention will be set forth in the description which follows, and in part will be apparent from the description and claims hereof as well as the appended drawings.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

[0006] To achieve these and other advantages and in accordance with the purpose of the present invention, as embodied and broadly described, a torque transmitting element for use in an apparatus driven by a prime mover includes a friction element and an insert.

5 The friction elements includes a first friction engagement surface, a second friction engagement surface in a different plane from the first friction surface, a third surface and at least one torque transmitter on the third surface. The insert is secured to the friction element between the third surface and one of the first friction surface and the second friction surface.

[0007] In a another aspect, a brake and clutch assembly for a power apparatus includes
10 an engine output member, a driven member and a coupling having a first position and a second position. The coupling includes a friction member connected to one of the engine output member and the driven member. The friction member includes a brake surface and a clutch surface in a different plane from the brake surface and an insert disposed intermediate the clutch surface and the brake surface. The coupling also includes a
15 spring, a brake member and a brake actuator. The spring is located between the friction member and the one of the engine output member and the driven member. The brake member is proximate to the brake surface and is mounted relative to the friction member to permit relative rotation. The brake actuator is connected to the brake member. The clutch surface is disengaged from the other one of the engine output member and the
20 driven member and the brake member is engaged with the brake surface when the coupling is in the first position and the clutch surface is engaged with the other one of the engine output member and the driven member and the brake member is disengaged from the brake surface when the coupling is in the second position.

[0008] In a further aspect, a torque transmitting element for use in an apparatus driven
25 by a prime mover includes a friction element. The friction element includes a first friction engagement surface, a second friction engagement surface in a different plane from the first friction surface, a third surface and at least one torque transmitter is on the third surface. The friction member also includes means for reinforcing the transmission of torque from at least one of the first and second friction engagement surfaces is secured
30 to the friction element between the third surface and the at least one of the first friction surface and the second friction surface.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

[0009] It is to be understood that both the foregoing general description and the following detailed description are exemplary and explanatory and are intended to provide further explanation of the invention as claimed.

5 BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

[0010] The accompanying drawings, which are included to provide a further understanding of the invention and are incorporated in and constitute part of this specification, illustrate an embodiment of the invention and together with the description serve to explain the principles of the invention.

- 10 [0011] Figure 1 is a cross-sectional view of a blade brake and clutch;
[0012] Figure 2 is an exploded view of a portion of the blade brake and clutch assembly of Figure 1;
[0013] Figure 3 is an exploded view of another portion of the blade brake and clutch assembly of Figure 1;
- 15 [0014] Figure 4 is a plan view of the blade brake and clutch of Figure 1; and
[0015] Figure 5 is a side view of a bracket used with the blade brake and clutch of Figure 1.
[0016] Figure 6 is a perspective view of another preferred embodiment of a friction member.
- 20 [0017] Figure 7 is a bottom plan view of the friction member shown in Figure 6.
[0018] Figure 8 is a cross-sectional view taken along VIII-VIII of Figure 7.
[0019] Figure 9 is a bottom perspective view of the friction element shown in Figure 6.
[0020] Figure 10 is a perspective view of the insert shown in Figure 6.
[0021] Figure 11 is cross-sectional view taken along XI-XI of Figure 9.
- 25 [0022] Figure 12 is a bottom perspective view of another preferred embodiment of the friction member.
[0023] Figure 13 is a bottom perspective view of the friction element of Figure 12.
[0024] Figure 14 is a bottom perspective view of the insert shown in Figure 12.

30 DETAILED DESCRIPTION OF PREFERRED EMBODIMENTS

[0025] Reference will now be made in detail to preferred embodiments of the present invention, examples of which are illustrated in the accompanying drawings.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

[0026] Figures 1-3 illustrate a drive assembly 10 including a driving member 11, a driven member 12 and a coupling 20 selectively connecting the driving member 11 to the driven member 12. The driving member 11 can be a shaft connected to a lawn mower engine (not shown). The driven member 12 can be a blade holder adapted to carry a mower blade (not shown).

[0027] A key 13 fixes a drive hub 14 to the driving member 11 in a conventional manner. A power take-off pulley 15 is connected to the driving member 11 in a conventional manner. A bearing assembly 16 mounts the driven member 12 on the driving member 11. The bearing is axially restrained on the driving member 11 between a flanged bolt 17 secured to the driving member 11 and the drive hub 14. The bearing assembly 16 permits the driving member 11 to rotate relative to the driven member 12, as will be discussed later.

[0028] Alternatively, the drive hub 14 and the power take-off pulley 15 can be secured to the driving member 11 by other mechanical connections such as a built-in key, a tongue and groove, splines or a snap ring. The drive hub 14 and the power take-off pulley 15 can also be integrally formed with the driving member 11. The bearing assembly 16 can be secured by a press-fit or staking it to either one or both of the driving member 11 and the driven member 12 or other similar means can be used.

[0029] The driven member 12 is annular and has a plurality of projections 12a spaced along its circumference. These projections 12a extend axially from an upper face 12b of the driven member 12. Axial projections 12a adjacent one another define a space 12c between them. The driven member 12 is axially located on the bearing 16 by an annular flange 12d. Alternatively, a washer or other similar means can locate the driven member 12 on the bearing 16. A plurality of threaded holes 12e are circumferentially spaced about the driven member. An implement, such as a blade (not shown), can be secured to the driven member 12 via bolts (not shown) inserted in the threaded holes 12e. A plurality of through holes 12f (Fig. 2) can be provided in the driven member 12 to facilitate removal of any debris, such as grass clippings and dirt. A stopper 12g (Fig. 2) can be provided on the upper surface 12b of the driven member 12 in at least one of the spaces 12c. This stopper 12g can be configured as a rib or other suitable shape.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

- [0030] The coupling 20 includes a friction member 21, a Belleville spring 22, a brake member 23, a brake actuator 24, a plurality of balls 25, a retainer 26 and a compression spring 27. The compression spring 27 is configured to be compressible to a very small axial thickness. Only one compression spring 27 is necessary in the preferred embodiment of the coupling 20. This permits a compact assembly and minimizes the number of parts.
- [0031] The coupling 20 is configured to simultaneously displace the brake member 23 and the friction member 21 between respective engaged and disengaged positions, as will be discussed in more detail. It is noted that the right half of Figure 1 represents the coupling 20 in a first configuration and the left half of Figure 1 represents the coupling 20 in a second configuration.
- [0032] The friction member 21 has a plurality of radially extending projections 21a spaced along its circumference. Each radial projection 21a extends into a corresponding one of the spaces 12c and abuts the two adjacent axial projections 12a. The axial projections 12a and the radial projections 21a rotationally secure the friction member 21 to the driven member 12. The friction member 21 is a one-piece element which can be a composite including rubber, brass and graphite.
- [0033] In the preferred embodiment illustrated in Figures 1-5, the friction member 21 has a powder metal core 21e for reinforcement. The powder metal core 21e can be provided with surface ridges to rotationally lock the powder metal core 21e within the friction member 21. This powder metal core 21e can be used because it adds strength to the friction member 21 and provides for more reliable torque transmission. The friction member 21 need not include the core 21e so long as the friction member 21 has sufficient strength to transmit the requisite torque.
- [0034] The Belleville spring 22 contacts both the upper face 12b of the driven member 12 and a lower surface 21b of the friction member 21. This spring 22 biases the friction member 21 axially away from the driven member 12. The interaction of the axial projections 12a and the radial projections 21a permits the friction member 21 to be axially displaced relative to the driven member 12.
- [0035] A clutch surface 21c formed on the inner circumference of a friction member 21 selectively engages a frusto-conical outer surface 14a on the drive hub 14. The clutch

WO 03/022031

PCT/US02/27275

surface 21c is frusto-conical. Forming this clutch surface 21c as a frusto-conical surface maximizes surface area with a minimum radial dimension.

[0036] The spring 22 biases the clutch surface 21c into contact with the frusto-conical outer surface 14a of the drive hub 14. This frictional contact allows the drive hub 14 to
5 drive the driven member 12.

[0037] A brake surface 21d is provided on the upper surface of the friction member 21. The brake surface 21d and the clutch surface 21c are provided on separate (the upper and the inside) surfaces of the friction member 21 to save space and minimize the number of elements needed for the coupling 20.

10 [0038] The brake member 23 has at least one brake shoe 23a, and preferably, a plurality of brake shoes 23a circumferentially spaced about its periphery. The brake shoes 23a extend axially downward from the bottom of the brake member 23. Each brake shoe 23a has a braking surface 23b that selectively engages the brake surface 21d on the friction member 21.

15 [0039] The brake actuator 24 is coaxially disposed above the brake member 23. A bearing assembly 18 allows the brake actuator 24 to be mounted for relative rotation on driving member 11 via the power take-off pulley 15. The bearing assembly 18 is press fit onto the power take-off pulley 15 and the brake actuator 24. Alternatively, the bearing assembly 18 can be retained by staking the bearing assembly 18 to any
20 combination of the power take-off pulley 15, the brake actuator 24 and the drive hub 14.

[0040] The brake actuator 24 has a plurality of circumferentially spaced arcuate slots 24a. A rib 24b extends across a respective one of the arcuate slots 24a; see Figures 3 and 4.

25 [0041] A plurality of arcuate slots 23c are circumferentially spaced on the brake member 23. A portion of each brake member arcuate slot 23c overlaps a corresponding brake actuator arcuate slot 24a with the remainder extending beyond the corresponding brake actuator arcuate slot 24a.

30 [0042] The retainer 26 is a flat annular disk with a plurality of hooks 26a extending axially upward from the circumference of the retainer 26. The retainer 26 is coaxially disposed below the brake actuator 24 and radially inside of the brake shoes 23a. Each

WO 03/022031

PCT/US02/27275

hook 26a projects through the arcuate slots 23c and 24b in the brake member 23 and the brake actuator 24. Each hook 26a is secured on a respective rib 24b.

[0043] In the preferred embodiment, the retainer 26 is coated with a low friction material, such as polytetrafluoroethylene (PTFE) or nylon. This low friction coating
5 allows for an easier return of the retainer 26 to its neutral position, as will be discussed later.

[0044] The compression spring 27 is captured between the bottom of the brake member 23 and the upper surface of retainer 26. The retainer 26 connects the brake member 23 to the brake actuator 24, and compression the spring 27 biases the brake member 23 away
10 from the brake actuator 24.

[0045] A plurality of ball ramp assemblies form a connection between the brake member 23 and the brake actuator 24. Each ball ramp assembly comprises inclined ball ramp surfaces 23d, 24c formed in each of the brake member 23 and the brake actuator 24. The ball ramp surfaces 23d oppose the ball ramp surfaces 24c and are inclined in the
15 opposite direction relative to the ball ramp surfaces 24c. A ball 25 is movably captured between each pair of opposed ball ramp surfaces 23d, 24c.

[0046] Three ball ramp surface pairs can be used and located on the brake member 23 and brake actuator 24 at points of a triangle T; see Figure 4. This triangle T is preferably an equilateral triangle but any other triangle can be used. The hooks 26a of retainer 26
20 are located within the perimeter of the triangle T and proximate a respective corner. This arrangement positions the hooks 26a close to the ball ramp surfaces 23d, 24c. With this arrangement, the force from the compression spring 27 is located within the triangle T. This enhances the performance of the coupling 20. However, the hooks 26a can be located in other positions.

[0047] A tab 23e extends radially from the circumference of the brake member 23. An arcuate tab slot 23f is formed in the tab 23e. The brake actuator 24 has a projection 24d that extends axially downward through the tab slot 23f. The width of the projection 24d is less than the arcuate length of the tab slot 23f.

[0048] Alternatively, other couplings that convert rotary motion to axial motion can be
30 used instead of the ball ramp surface assembly, such as a cam and follower assembly.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

Other embodiments can forgo any rotary motion of the brake actuator such as a linkage system that provides a linearly displaceable link in contact with the brake member.

5 [0049] Referring to Figures 4 and 5, a bracket 29 is secured to a bracket tab 23g on the brake member 23 by a post 29a. The post 29a extends axially downward through an opening 23h in the bracket tab 23g. The brake member 23 is free to move axially along the post 29a. The bracket 29 can be secured to a mounting surface, such as a mower deck or an engine block, by bolts or other suitable fastening arrangement. Thus, the bracket 29 rotationally fixes the brake member 23. Alternatively, the brake member 23 can be rotationally secured by a bolt or other similar fastening arrangement.

10 [0050] The bracket 29 includes a hole 29b formed in a guide flange 29c. A projection 24e extends axially upward from the top surface of the brake actuator 24. One end of a control cable 28 passes through the hole 29b in the guide flange 29c and is secured to the 24e projection by way of a slot or a hole or any other similar manner. The other end of the control cable 28 is secured to a control handle (not shown). Alternatively, the control

15 cable 28 can be secured at one end to a hole in the brake actuator 24.
[0051] A coil spring 30 is secured at one end to the bracket 29 at a recess 29d. The other end of the coil spring 30 is secured to a spring tab 24f formed at the periphery of the brake actuator 24. The recess 29d could be placed by a hole in an alternate embodiment.

20 [0052] The bracket 29 can include a plurality of ribs 29e to assist in the support the guide flange 29c and the flange containing the recess 29d. However, the bracket 29 does not need to be provided with these ribs 29e.

[0053] The bracket 29 is a single element providing the functions of rotationally fixing the brake member 23, anchoring the control cable 28 and anchoring the coil spring 30.

25 The preferred embodiment of the bracket 29, therefore, contributes to the reduction of parts for assembly.

[0054] Operation of the brake and clutch of the invention will now be described with reference to Figures 1 and 4.

[0055] Actuation of the control cable 28 imparts a rotary motion to the brake actuator 30 24. This, in turn, causes each ball ramp surface 24c to move relative to the associated ball 25. The ball 25 rolls along the oppositely inclined ball ramp surface 23d. This

WO 03/022031

PCT/US02/27275

motion of the ball forces the brake member 23 axially downward against the bias of the compression spring 27 to engage the braking surface 23b with the brake surface 21d. Further rotation of the brake actuator 24 by displacement of the control cable 28 causes the braking surface 23b to axially displace the friction member 21 axially downward

5 toward the driven member 12 against the bias of the Belleville spring 22. This downward movement of the friction member 21 gradually disengages the clutch surface 21c from the frusto-conical surface 14a of the drive hub. This motion eventually completely disengages the driven member 12 from the driving member 11 and retards the rotation of the driven member 12. At this point, the stopper 12g is engaged by the

10 bottom surface 21b of the friction member. This configuration is illustrated in the right half of Figure 1.

[0056] Actuation of the control cable 28 in the opposite direction rotates the brake actuator 24 in the opposite direction, which, in turn, displaces the brake member 23 upward from the friction member 21. This motion gradually disengages the braking

15 surface 23b from the brake surface 21d of the friction member 21. Simultaneously, the clutch surface 21c is gradually brought into engagement with the frusto-conical surface 14a due to the bias of the Belleville spring 22. This motion eventually completely engages the driven member 12 with the driving member 11 and completely disengages the braking surface 23b from the brake surface 21d. This configuration is illustrated in

20 the left half of Figure 1.

[0057] Rotation of the brake actuator 24 relative to the brake member 23 is limited by the interaction of the tab slot 24d with tab slot 23f. One end of the tab slot 23f defines a first limit of the brake actuator 24 and the other end of the tab slot 23f defines a second limit of the brake actuator. When the brake actuator is in the first limit position, the

25 clutch surface 21c is disengaged from the frusto-conical surface 14a and the braking surface 23b is engaged with the brake surface 21d. When the brake actuator is in the second limit position, the clutch surface 21c is engaged with the frusto-conical surface 14a and the braking surface 23b is disengaged from the brake surface 21d.

[0058] The force exerted by the coil spring 30 is directed on the brake actuator in such

30 a manner as to overcome the bias of both of the compression spring 27 and the Belleville spring 22. Thus, the coil spring 30 biases the brake actuator 24 towards the first limit

WO 03/022031

PCT/US02/27275

position. This ensures that the driven member 12 is disengaged from the driving member 11 and that the brake member 23 holds the driven member against rotation until an operator provides input to the brake actuator 24.

[0059] Other embodiments of the various elements described herein can be utilized in accordance with the present invention. For example, the brake surface could be formed on the lower radial face of the friction member. Another embodiment of the friction member could locate the brake surface on the outer circumference of the friction as a frusto-conical and the clutch surface could be formed on either radial face of the friction member. The location of the brake member and the brake actuator can be on either side of the friction member so long as the Belleville spring is on the opposite side of the friction member. The friction member alternatively could be secured to the driving member in any of the configurations described above. The control cable can be replaced by a rigid link secured at one end to the brake actuator and connected at the other end to the control handle by a linkage.

[0060] Other embodiments of the friction member 21 also can be utilized in accordance with the invention. For example, as described and shown previously, friction member 21 can include reinforcement (e.g., powder metal core 21e), which is rotationally locked with the friction member 21 (e.g., providing the powder metal core 21e with surface ridges). In the following, additional embodiments of this friction member 21 are described.

[0061] Figures 6-11 show an embodiment of a friction member referred to by reference numeral 100. Figures 12-14 show another embodiment of the friction member referred to by reference numeral 200. Both friction members 100 and 200 are shown as being of the type to interact with the driving member 11, the driven member 12 and the brake member 23 in the same manner as the friction member 21 described above with reference to Figures 1-5. Accordingly, in the following discussion, reference is made to the driving member 11, the driven member 12 and the brake member 23 of the preferred embodiment illustrated in Figures 1-5 and described above.

[0062] Referring now to friction member 100, Figures 6 and 7 show the top perspective view and the bottom view of the friction member 100, respectively. Figure 8 is a cross-sectional view through VIII-VIII of Figure 7. Like friction member 21 discussed

WO 03/022031

PCT/US02/27275

previously, the friction member 100 has a plurality of radially extending projections 102 spaced along its circumference, a lower surface 104, a clutch surface 106 and a brake surface 108. When used with the coupling described above with reference to Figures 1-5, each of the plurality of radially extending projections 102 extends into a

5 corresponding one of the spaces 12c and abuts the two adjacent axial projections 12a on the driven member 12. The axial projections 12a and the radial projections 102 rotationally secure the friction member 100 to the driven member 12.

[0063] During operation, the frictional engagement between the clutch surface 106 and the drive hub 14 and the frictional engagement between the brake surface 108 and the

10 brake shoes 23a wears away material from the friction member 100 and creates friction material dust. This dust can cause glazing on the clutch surface 106 and the brake surface 108, which reduces the torque transmitting ability of the friction member 100. Two dust removal grooves 109 can be formed in the clutch surface 106 to collect and remove the friction material dust from the coupling. Air flowing through the dust

15 removal grooves 109 forces the collected friction material dust out of the coupling. The dust removal grooves 109 can be omitted where the amount of dust created is small or the glazing caused by the cannot adversely affect the ability of the friction member 100 to transmit the requisite torque.

[0064] The Belleville spring 22 contacts both the upper face 12b of the driven member

20 12 and a lower surface 104 of the friction member 100. This spring 22 biases the friction member 100 axially away from the driven member 12. The interaction of the axial projections 12a and the radial projections 102 permits the friction member 100 to be axially displaced relative to the driven member 12.

[0065] The clutch surface 106 provided on the inner circumference of the friction

25 member 100 selectively engages the frusto-conical outer surface 14a on the drive hub 14. The clutch surface 106 also is frusto-conical. Forming this clutch surface 106 as a frusto-conical surface maximizes surface area with a minimum radial dimension. The spring 22 biases the clutch surface 106 into contact with the frusto-conical outer surface 14a of the drive hub 14. This frictional contact allows the drive hub 14 to drive the

30 driven member 12, as discussed above with reference to Figures 1-5.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

[0066] The brake surface 108 is provided on the upper surface of the friction member 100. The brake surface 108 and the clutch surface 106 are provided on separate (the upper and the inside) surfaces of the friction member 100 to save space and minimize the number of elements needed for the coupling. Each braking surface shoe 23b of the brake member 23 selectively engages the brake surface 108 on the friction member 100 to retard the motion of the driven member 12 when the clutch surface 106 disengages from the hub drive 14, as discussed above with reference to Figures 1-5.

[0067] As shown in Figures 7-10, the friction member 100 includes a friction element 110 and a core or insert 112 to reinforce the friction member 100 and increase its torque transmitting capabilities. As will be discussed in detail below, the friction element 110 and the insert 112 are preferably configured to matingly engage with one another to rotationally interlock the insert 112 and the friction element 110. In this embodiment, friction the element 110 and the insert 112 are interlocked by way of corresponding mating surfaces, specifically, recesses 138 and ribs 140 on the friction element 110 and projections 122 and grooves 124 on the insert 112, as discussed in more detail below.

[0068] Figure 9 illustrates the friction element 110 without the insert 112. The friction element 110 can be in the form of a lining secured to the insert 112. The friction element 110 is preferably a one-piece part including an outer circumferential wall 128, an inner circumferential wall 130 and a radial wall 132 connecting the outer and inner circumferential walls 128, 130. The outer circumferential wall 128 includes the outer circumferential surface 114 of the friction member 100 and the inner circumferential wall 130 includes the clutch surface 106 of the friction member 100. The radial wall 132 includes the brake surface 108 of the friction member 100. Preferably, the channel surface 146 of the outer circumferential wall 128 is cylindrical, but other shapes are possible, such as frusto-conical, undulating, curved or linear. Preferably, the channel surface 142 of the inner circumferential wall 130 is frusto-conical, but other shapes are possible, such as cylindrical, undulating, ovoid or octagonal.

[0069] The inner and outer circumferential walls 128, 130 and the radial wall 132 define a channel 134. The insert 112 is disposed in the channel 134, as will be discussed below. A plurality of radial extensions 136 are spaced about the outer circumference of the friction element 110. The extensions 136 are hollow and form a recess 138. A

WO 03/022031

PCT/US02/27275

plurality of ribs 140 are formed on the friction element 110 and extend from the channel surface 142 of the inner circumferential wall 130 across the radial wall 132 and into the recess 138. The recesses 138 and the ribs 140 mechanically engage corresponding structure on the insert 112 to rotationally interlock the insert 112 to the friction element 110, as explained detail below. Although the number of ribs 140 as compared to the number of recesses 138 can vary, in this preferred embodiment the number of ribs 140 is less than the number recesses 138. Each rib 140 is aligned with its respective recess 138.

[0070] The friction element 110 can be made of a composite friction material including rubber, brass and graphite bonded by an adhesive. For example, commercially available friction material such as Scan-Pac RF47 manufactured by Scan-Pac Mfg., Inc. of Mequon, WI can be used. Other materials offering sufficient friction coefficients, wear resistance and heat resistance can also be used.

[0071] Because the friction material of the preferred embodiment includes rubber, the extensions 136 function as vibration dampers to absorb the torsional vibration between the drive hub 14 and the driven member 12. As discussed above, the extensions 136 and the mating projections 122, which form the radially extending projections 102 on the friction member 100, transmit torque to the axial projections 12a of the driven member by the positive engagement with the axial projections 12a, not by frictional engagement. Therefore, the extensions 136 can be omitted where torsional vibration damping is unnecessary or not desired.

[0072] Figures 10 and 11 illustrate the insert 112 without the friction element 110. Generally, insert 112 and the friction element 110 have corresponding structure, although variations in structure are contemplated so long as the friction element 110 and the insert 112 are rotationally locked. The insert 112 includes an outer circumferential surface 114, an inner circumferential surface 116, a top surface 118 and a bottom surface 120. Preferably, the outer circumferential surface 114 is cylindrical, but other shapes and configurations are possible.

[0073] Preferably, the inner circumferential surface 116 is frusto-conical, but other shapes and configurations are possible. The frusto-conical shape of the inner circumferential surface 116 minimizes stress concentrations developed in the inner circumferential wall 130 and the radial wall 132 of the friction element 110. Forming

WO 03/022031

PCT/US02/27275

the inner circumferential surface 116 as a frusto-conical surface also minimizes localized heat build-up at the junction of the inner circumferential wall 130 and the radial wall 132 of the friction element 110, which heat build-up could cause glazing on the clutch surface 106 and the brake surface 108 and undesirable noise in the coupling.

- 5 [0074] A plurality of insert projections 122 extend radially from and are circumferentially spaced about the outer circumferential surface 114. Each recess 138 of the friction element 110 mates with a respective insert projection 122 of the insert 112. The mating engagement of the recesses 138 with the projections 122 contributes to the rotational interlock between the insert 112 and the friction element 110.
- 10 [0075] A plurality of circumferentially spaced and radially extending grooves 124 extend along the top surface 118 and the inner circumferential surface 116. Although the number of grooves 124 can equal the number of insert projections 122, in this preferred embodiment, the number of grooves 124 is less than the number of insert projections 122. Each groove 124 is aligned with its respective insert projection 122. Each rib 140
- 15 is aligned with a corresponding groove 124 in the insert 112 so that the grooves 124 mate with the ribs 140. The mating engagement of the grooves 124 with the ribs 140 contributes to the rotational interlock between the insert 112 and the friction element 110.
- [0076] Referring to Figures 7, 8 and 11, the bottom surface 120 of the insert 112 can
- 20 include two pin alignment dimples 126 to facilitate alignment of the friction element 110 and the insert 112. As shown, each pin alignment dimple 126 partially extends into an adjacent projection 122 that does not include a groove 124. The pin alignment dimples 126 can be formed by conventional means such as being machined, molded, or punched.
- [0077] Alignment dimples 126 can be used to orient the friction element 110 relative to
- 25 the insert 112 so that the grooves 124 properly mate with the ribs 140 and the projections 122 properly mate with the recesses 138 when the insert 112 is inserted into the friction element 110. This assembly can be done manually or using an assembling robot.
- [0078] Of course other conventional ways of aligning, such as visual or tactile alignment cues, are possible. For example, corresponding structure or markers on the
- 30 friction element 110 and the insert 112 that are aligned to indicated proper alignment of the insert 112 relative to the friction element 110.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

[0079] In this preferred embodiment, the insert 112 is molded from a powder metal material having the PMIF standard designation of FC-0208-50. Other suitable metals could include, for example, steel or a different combination of iron and copper from that specified by FC-0208-50. Other material capable of reinforcing the friction element 110

5 against loads/stresses and temperature levels experienced during operation of the coupling can be used. Other methods of manufacture can be used include die casting.

[0080] The insert 112 further includes a chamfered edge 127 formed around the outer edge of each of the projections 122 and the outer edge of the top surface 118. This chamfered edge is configured as a standard powder metal chamfer to facilitate proper

10 tool operation during the forming of the insert 112.

[0081] After forming the insert 112, it is treated with a conventional brake shoe coating to prevent rust until the insert 112 is secured to the friction element 110. To overmold the insert 112 with the friction element 110, the insert 112 is placed in a mold sized for the friction element 110. The pin alignment dimples 126 are referenced to properly

15 locate the insert 112 in the mold. The friction material is introduced into the mold under pressure and heat, which activates the adhesive in the friction material to bond the insert 112 to the friction element 110. If a conventional brake shoe coating that does not inhibit the bonding by the adhesive is chosen, then the brake shoe coating does not need to be cleaned from the insert 112 prior to overmolding the insert 112 with the friction

20 material.

[0082] On this embodiment, when assembled, the bottom edge 144 of the friction element 110 is flush with the bottom surface 120 of the insert when the insert 112 is assembled into the friction element 110 as illustrated, for example, in Figure 8. Referring to Figure 8, the bottom surface 120 and the bottom edge 144, together, define

25 the lower surface 104 of the friction member 100. The remainder of the insert 112 is covered by the friction element 110. As shown in Figure 8, the insert 112 is in the volume defined by the inner and outer circumferential walls 128, 130, the radial wall 132 and the bottom edge 144 of the friction element 110. --Although in the preferred embodiment the insert is exposed, alternative constructions of the friction element and

30 the insert can be used in accordance with the invention. For example, the insert can be encapsulated in the friction element--.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

[0083] During operation of the coupling, the torque input through the clutch surface 106 or the brake surface 108 is outputted through the radial projections 102 and input to the axial projections 12a of the driven member 12. Due to the locations of the clutch surface 106 and the brake surface 108 relative to the projections 102, shear stresses develop in the friction member 100. The rotationally interlocking arrangement between the insert projections 122 and the recesses 138 and between the ribs 140 and the grooves 124 mechanically rotationally couples the insert 112 to the friction element 110 to transfer these stresses reliably between insert 112 and the friction element 110. This mechanical interlock deters relative motion between the insert 112 and the friction element 110 to provide a strong and durable connection between the friction element 110 and the insert 112. This arrangement ensures that the friction forces applied to the clutch surface 106 and the brake surface 108 are reliably transmitted through the friction member 100.

[0084] Referring now to friction element 200, Figures 12-14 illustrate friction member 200 which includes a friction element 210 and a core or insert 212. Figure 12 shows the assembled friction member 200, while Figures 13 and 14, respectively, illustrate the friction element 210 alone and the insert 212. The friction element 210 and the insert 212 are similar to the friction element 110 and the insert 112 with the exception that this embodiment provides alternative structure for rotationally interlocking the friction element 210 and the insert 212.

[0085] With reference to Figure 12, the friction member 200 has a plurality of radially extending projections 202 spaced along its circumference, a lower surface 204, a clutch surface 206 and a brake surface (not shown) like those of friction member 21 and friction member 100. In use with the coupling described above with reference to Figures 1-5, each of the plurality of radially extending projections 202 extends into a corresponding one of the spaces 12c and abuts the two adjacent axial projections 12a on the driven member 12. The axial projections 12a and the radial projections 202 rotationally secure the friction member 200 to the driven member 12.

[0086] The Belleville spring 22 contacts both the upper face 12b of the driven member 12 and a lower surface 204 of the friction member 200. This spring 22 biases the friction member 200 axially away from the driven member 12. The interaction of the axial

WO 03/022031

PCT/US02/27275

projections 12a and the radial projections 202 permits the friction member 200 to be axially displaced relative to the driven member 12.

[0087] The clutch surface 206 provided on the inner circumference of the friction member 200 selectively engages the frusto-conical outer surface 14a on the drive hub 14.

5 The clutch surface 206 also is frusto-conical. Forming this clutch surface 206 as a frusto-conical surface maximizes surface area with a minimum radial dimension. The spring 22 biases the clutch surface 206 into contact with the frusto-conical outer surface 14a of the drive hub 14. This frictional contact allows the drive hub 14 to drive the driven member 12, as discussed above with reference to Figures 1-5.

10 [0088] Like the friction member 100 discussed above, the brake surface (not shown) is provided on the upper surface (not shown) of the friction member 200. The brake surface (not shown) and the clutch surface 206 are provided on separate (the upper and the inside) surfaces of the friction member 200 to save space and minimize the number of elements needed for the coupling. Each braking surface shoe 23b of the brake member 23 selectively engages the brake surface (not shown) on the friction member 200 to retard the motion of the driven member 12 when the clutch surface 206 disengages from the hub drive 14, as discussed above with reference to Figures 1-5.

[0089] As shown in Figure 12, the friction member 200 includes a friction element 210 and a core or insert 212 to reinforce the friction member 200 and its torque transmitting capabilities. As will be discussed in detail below, the friction element 210 and the insert 212 are preferably configured to matingly engage with one another to rotationally interlock the insert 212 and the friction element 210. In this embodiment, friction the element 210 and the insert 212 are interlocked by way of corresponding mating surfaces, specifically, recesses 238 and ribs 240 on the friction element 210 and projections 222 and grooves 224 on the insert 212, as discussed in more detail below.

25 [0090] Figure 13 illustrates the friction element 210 without the insert 212. The friction element 210 includes an outer circumferential wall 228, an inner circumferential wall 230 and a radial wall 232 connecting the inner and outer circumferential walls 228, 230. The outer circumferential wall 228 includes the outer circumferential surface 214 of the friction member 200 and the inner circumferential wall 230 includes the clutch surface 206 of frictional element 200. The radial wall 232 includes the brake surface

WO 03/022031

PCT/US02/27275

(not shown) of the friction member 200. Preferably, the channel surface 246 of the outer circumferential wall 228 is cylindrical, but other shapes and configurations are possible. Preferably, the inner circumferential wall 216 is cylindrical, but other shapes and configurations are possible.

- 5 [0091] The inner and outer circumferential walls 228, 230 and the radial wall 232 define a channel 234. The channel 234 receives the insert 212, as will be discussed below. A plurality of radial extensions 236 are spaced about the outer circumference of the friction element 210. The extension 236 are hollow and form a recess 238. A plurality of ribs 240 are formed on the friction element 210 and extend from the channel surface 242 toward a recess 238. The recesses 238 and the ribs 240 mechanically engage with corresponding structure on the insert 212 to rotationally interlock the insert 212 to the friction element 210, as explained detail below. Although the number of ribs 240 can equal the number of recesses 238, in this preferred embodiment, the number of ribs 240 is less than the number of recesses 238. Each rib 240 is aligned with its respective recess 238.
- 10 [0092] Figure 14 illustrates the insert 212 without the friction element 210. Generally, the insert 212 and the friction element 210 have corresponding structure, although variations in structure are contemplated so long as the friction element 210 and the insert 212 are rotationally locked. The insert 212 includes an outer circumferential surface 214, an inner circumferential surface 216, a top surface (not shown) and a bottom surface 220. Preferably, the outer circumferential surface 214 is cylindrical, but other shapes and configurations are possible. Preferably, the inner circumferential surface 216 is cylindrical, but other shapes and configurations are possible.
- 20 [0093] A plurality of insert projections 222 extend radially from and are circumferentially spaced about the outer circumferential surface 214. Each recess 238 of the friction element 210 mates with a respective insert projection 222 of the insert 212. The mating engagement of the recesses 238 with the projections 222 contributes to the rotational interlock between the insert 212 and the friction element 210.
- 25 [0094] A plurality of circumferentially spaced and radially extending grooves 224 extend along the inner circumferential surface 216. Although the number of grooves 224 can equal the number of insert projections 222, in this preferred embodiment, the number
- 30

WO 03/022031

PCT/US02/27275

of grooves 224 is less than the number of insert projections 222. Each groove 224 is aligned with its respective insert projection 222. Each rib 240 is aligned with a corresponding groove 224 in the insert 212 so that the grooves 224 receive the ribs 240. The mating engagement of the grooves 224 with the ribs 240 contributes to the rotational interlock between the insert 212 and the friction element 210.

[0095] The friction element 210 and the insert 212 are manufactured and assembled the same as the friction element 110 and insert 112 discussed above. In this embodiment, the rotationally interlocking arrangement between the insert projections 222 and the recesses 238 and between the ribs 240 and the grooves 224 mechanically couples the insert 212 to the friction element 210 to transfer the stresses reliably between the insert 212 and the friction element 210. As previously discussed, this mechanical interlock deters relative motion between the insert 212 and the friction element 210 to provide a strong and durable connection between the friction element 210 and the insert 212 so that the friction forces applied to the clutch surface 206 and the brake surface (not shown) are reliably transmitted through the friction member 100.

[0096] Although not illustrated in the drawings, as discussed above with reference to friction member 100, the insert 210 can include an alignment feature, such as, pin alignment dimples or other visual or tactile alignment arrangements on the friction element 210 and/or insert 212 as discussed above with respect to the friction member 100 of Figures 6-12.

[0097] In this embodiment, when assembled, the bottom edge 244 of the friction element 210 fits flush with the bottom surface 220 of the insert when the insert 212 is assembled into the friction element 210 as illustrated, for example in Figure 12. Referring to Figure 12, the bottom surface 220 and the bottom edge 244, together, define the lower surface 204 of the friction member 200. The remainder of the insert 212 is covered by the friction element 210.

[0098] Although preferred embodiments are discussed above, other rotationally interlocking connections between the friction element and the insert can be used, such as rivets, adhesives separate from that in the friction material, and clips formed on or attached to the insert that resiliently engage the friction element. Also, a combination of

WO 03/022031

PCT/US02/27275

mechanical and chemical connections can be used to rotationally interlock the friction element to the insert.

[0099] It will be apparent to those skilled in the art that various modifications and variations can be made in the friction coupling of the present invention without departing
5 from the spirit or scope of the invention. Thus, it is intended that the present invention covers the modifications and variations of this invention provided they come within the scope of the appended claims and their equivalents.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

What is claimed is:

1. A torque transmitting element for use in an apparatus driven by a prime mover,
the torque transmitting element comprises:
a friction element including:
 - 5 a first friction engagement surface;
 - a second friction engagement surface in a different plane from the first
friction surface;
 - a third surface; and
 - at least one torque transmitter on the third surface; and
- 10 an insert secured to the friction element between the third surface and one of the
first friction surface and the second friction surface.
2. The torque transmitting element according to claim 1, wherein a volume
circumscribes the friction element; and
- 15 the insert is in the volume.
3. The torque transmitting element according to claim 1, wherein the friction
element is made from friction material and the insert is metallic.
- 20 4. The torque transmitting element according to claim 1, wherein the friction
element is made from friction material and the insert is made from powder metal.
5. The torque transmitting element according to claim 1, wherein the insert is
encapsulated in the friction element.
- 25 6. The torque transmitting element according to claim 1, wherein at least a portion
of the insert is exposed.
7. The friction coupling according to claim 1, wherein the insert has at least one
- 30 surface projection engaging the friction element.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

8. The friction coupling according to claim 1, wherein the friction element is a lining secured to the insert.
9. The friction coupling according to claim 1, wherein the insert further includes:
5 an inner peripheral surface; and
an outer peripheral surface including at least one projection; and
the friction element further includes:
an outer peripheral wall including:
an outer surface;
10 a rear surface on the other side from the outer surface; and
at least one recess on the rear surface aligned with the at least one
projection on the insert.
10. The friction coupling according to claim 9, wherein the at least one recess is
15 aligned with and extends into the at least one projection on the third surface.
11. The torque transmitting element according to claim 1, further including means for rotationally locking the insert to the friction element.
- 20 12. The torque transmitting element according to claim 1, wherein the friction
element includes a first mating surface;
the insert includes a second mating surface; and
at least one of the first and second mating surfaces includes a projection and the
other of the first and second mating surfaces includes a recess receiving the projection.
25
13. The torque transmitting element according to claim 1, further comprising an interlocking member disposed on at least one of the friction element and the insert.

WO 03/022031

PCT/US02/27275

14. The friction coupling according to claim 1, wherein the insert further includes:
 an inner peripheral surface including at least one groove; and
 an outer peripheral surface; and
 the friction element further includes at least one rib received in the at least one
 5 groove.
15. The friction coupling according to claim 14, wherein the at least one groove is
 aligned with the at least one projection of the insert.
- 10 16. The friction coupling according to claim 1, wherein the friction element is
 annular and further includes:
 an outer circumferential wall;
 an inner circumferential wall; and
 a radial wall extending between the outer and inner circumferential walls;
 15 the radial wall, the outer circumferential wall and the inner circumferential wall
 form a channel; and
 the insert is received in the channel.
17. The friction coupling according to claim 1, further comprising a torsional
 20 vibration damper secured to at least one of the friction element and the insert.
18. A brake and clutch assembly for a power apparatus comprising:
 an engine output member;
 a driven member; and
 25 a coupling having a first position and a second position, the coupling comprising:
 a friction member connected to one of the engine output member and the
 driven member, the friction member including:
 a brake surface and a clutch surface in a different plane from the
 brake surface; and
 30 an insert disposed intermediate the clutch surface and the brake
 surface;

WO 03/022031

PCT/US02/27275

- a spring located between the friction member and the one of the engine output member and the driven member;
- a brake member proximate to the brake surface; the brake member mounted relative to the friction member to permit relative rotation; and
- 5 a brake actuator connected to the brake member;
- the clutch surface being disengaged from the other one of the engine output member and the driven member and the brake member being engaged with the brake surface when the coupling is in the first position and the clutch surface is engaged with the other one of the engine output member and the driven member and the brake member
- 10 is disengaged from the brake surface when the coupling is in the second position.
19. The brake and clutch assembly according to claim 18, wherein the insert is encapsulated in the friction member.
- 15 20. The brake and clutch assembly according to claim 18, wherein a portion of the insert is exposed.
21. The blade brake and clutch assembly according to claim 18, wherein:
- the one of the engine output member and the driven member includes a plurality
- 20 circumferentially spaced axial projections;
- the friction member is annular and further includes:
- a plurality of circumferentially spaced radial projections, each of the radial projections extending between a respective pair of the axial projections;
- an outer circumferential wall;
- 25 a frusto-conical inner circumferential wall including at least one projection extending toward the outer circumferential wall; and
- a radial wall connecting the inner and outer circumferential walls;
- the clutch surface is located on the inner circumferential wall and the brake surface is located on the radial wall;
- 30 the outer circumferential wall, the inner circumferential wall and the radial wall forming a channel;

WO 03/022031

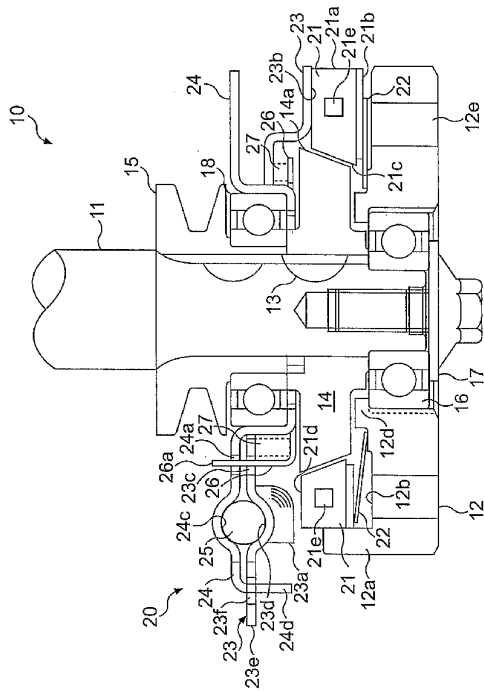
PCT/US02/27275

- at least one rib extending across the channel; and
at least one recess in the channel extending into one of the plurality of
radial projections; and
the insert is annular and is received in the channel, the insert further includes:
5 at least one groove receiving the at least one rib; and
at least one radial projection extending from the outer circumference of
the insert and into the at least one recess.
22. The blade brake and clutch assembly according to claim 21, wherein the friction
10 member further includes a torsional vibration damper secured to at least one of the
plurality of radial projections.
23. A torque transmitting element for use in an apparatus driven by a prime mover,
the torque transmitting element comprises:
15 a friction element including:
a first friction engagement surface;
a second friction engagement surface in a different plane from the first
friction surface;
a third surface; and
20 at least one torque transmitter on the third surface; and
means for reinforcing the transmission of torque from at least one of the first and
second friction engagement surfaces, said reinforcing means is secured to the friction
element between the third surface and the at least one of the first friction surface and the
second friction surface.
- 25 24. The torque transmitting element according to claim 23, wherein the reinforcing
means further includes means for rotationally locking the reinforcing means to the
friction element.

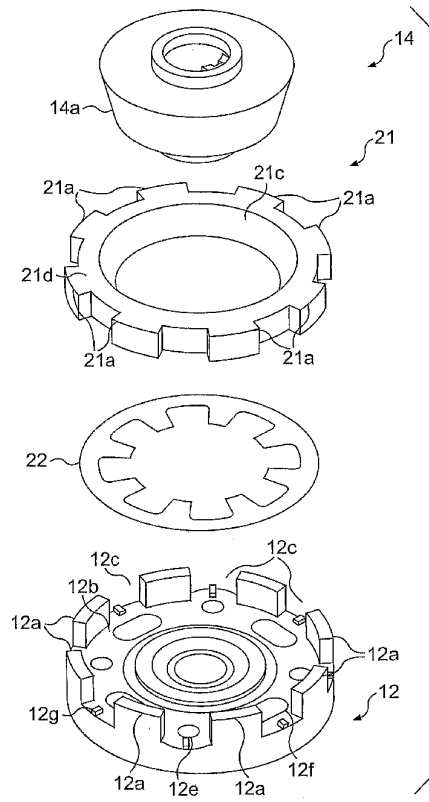
WO 03/022031

PCT/US02/27275

25. The torque transmitting element according to claim 23, wherein at least one of the reinforcing means and the friction element includes means for damping torsional vibrations.



2/13

**FIG. 2**

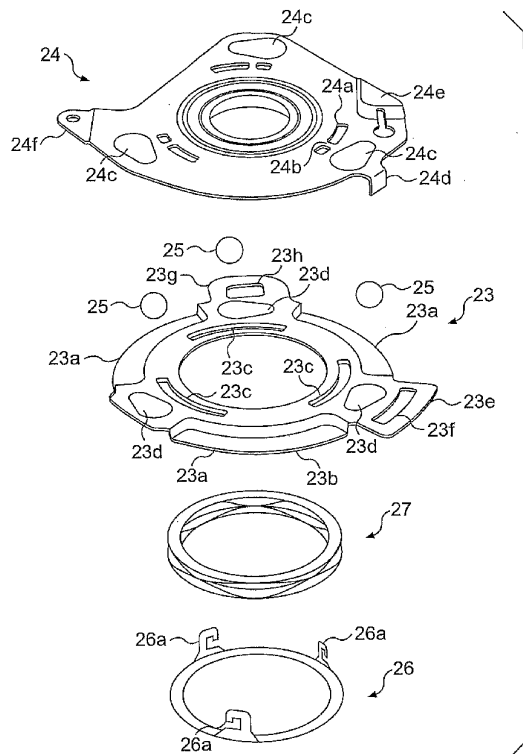


FIG. 3

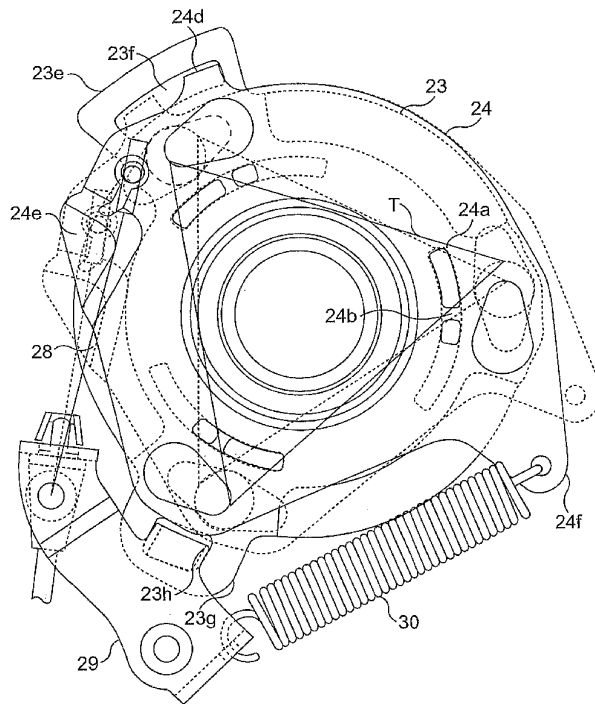
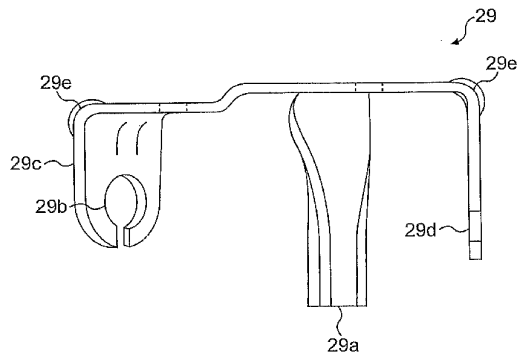


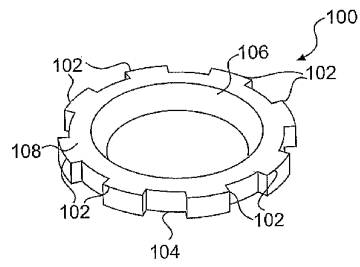
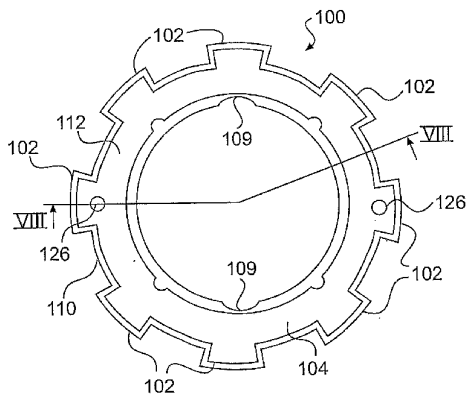
FIG. 4

**FIG. 5**

WO 03/022031

PCT/US02/27275

6/13

**FIG. 6****FIG. 7**

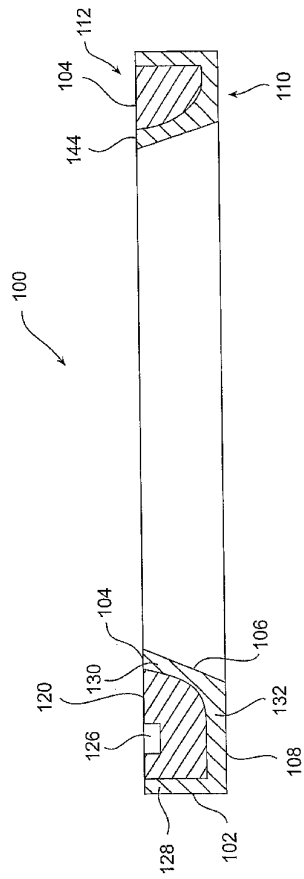
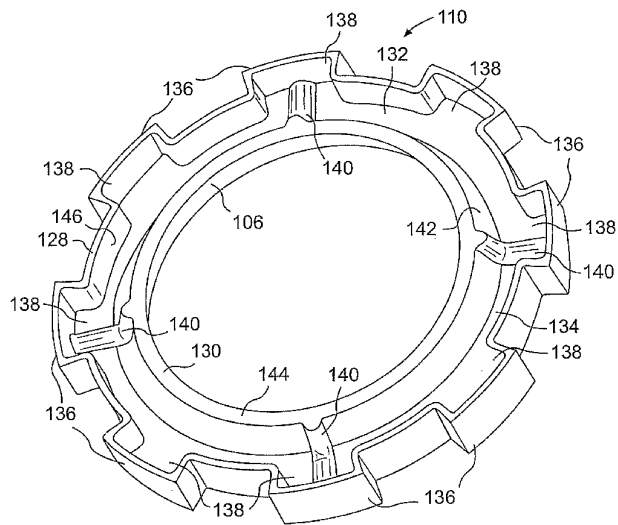
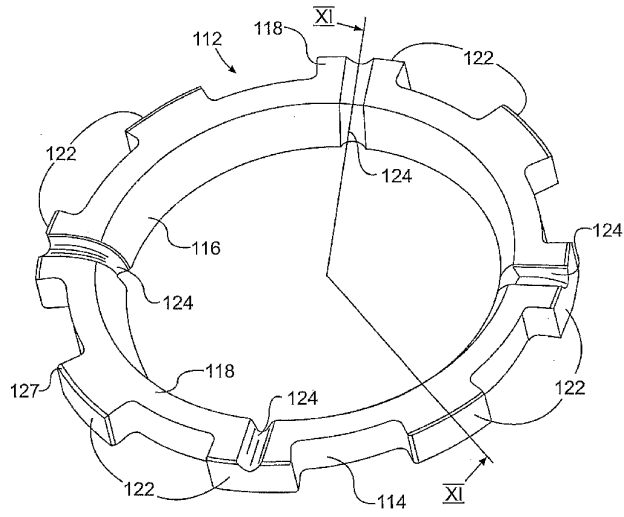
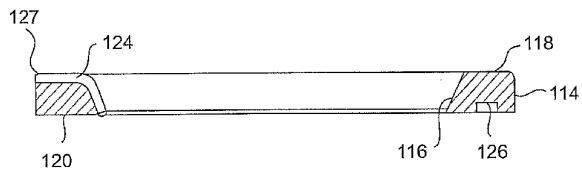


FIG. 8

**FIG. 9**

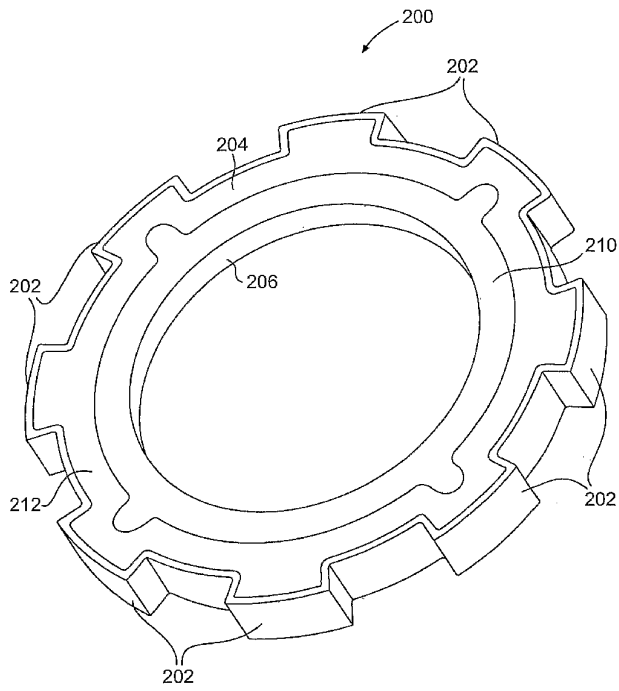
**FIG. 10**

**FIG. 11**

WO 03/022031

PCT/US02/27275

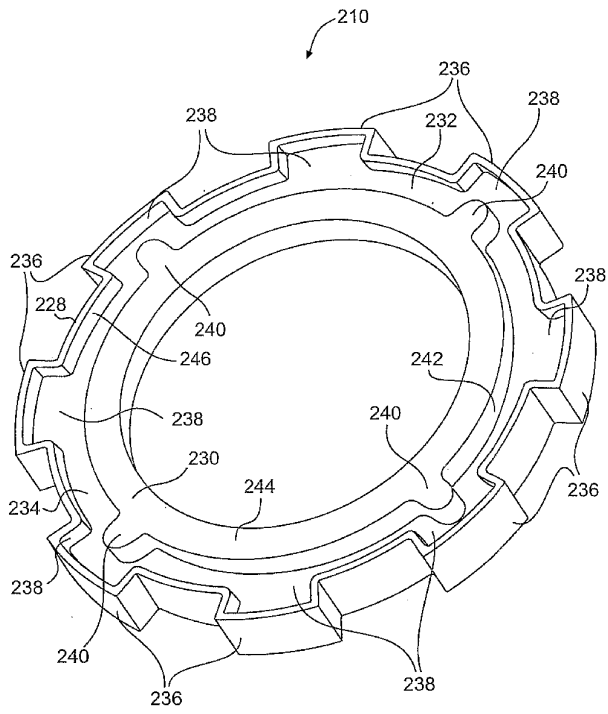
11/13

**FIG. 12**

WO 03/022031

PCT/US02/27275

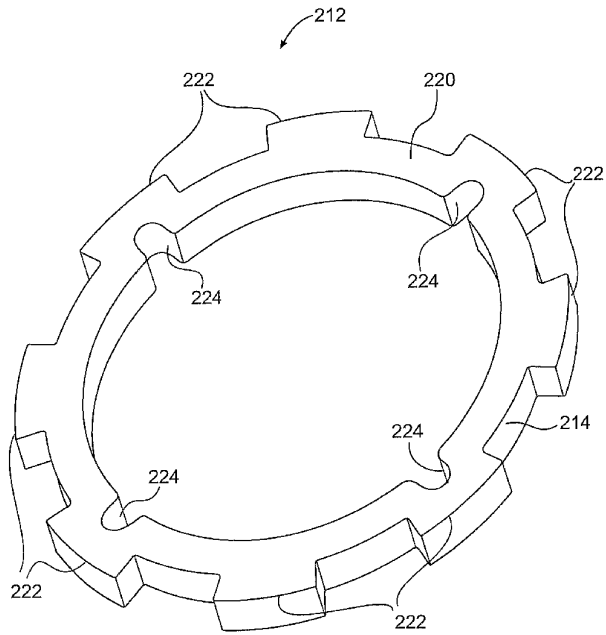
12/13

**FIG. 13**

WO 03/022031

PCT/US02/27275

13/13

**FIG. 14**

【手続補正書】

【提出日】平成15年8月15日(2003.8.15)

【手続補正1】

【補正対象書類名】特許請求の範囲

【補正対象項目名】全文

【補正方法】変更

【補正の内容】

【特許請求の範囲】

【請求項1】

原動機によって駆動される装置において用いるトルク伝達要素であって、該トルク伝達要素は、

摩擦要素であって、

第1の摩擦係合面と、

該第1の摩擦面とは異なる平面にある第2の摩擦係合面と、

第3の面と、

該第3の面上に少なくとも1つのトルクトランスミッタとを備える、摩擦要素と、

該第3の面と、該第1の摩擦面および該第2の摩擦面の一方との間の該摩擦要素に安定的に取り付けられたインサートと

を備える、トルク伝達要素。

【請求項2】

ボリウムが前記摩擦要素と外接し、

前記インサートが該ボリウム内にある、請求項1に記載のトルク伝達要素。

【請求項3】

前記摩擦要素は摩擦材料からなり、前記インサートは金属である、請求項1に記載のトルク伝達要素。

【請求項4】

前記摩擦要素は摩擦材料からなり、前記インサートは粉末金属からなる、請求項1に記載のトルク伝達要素。

【請求項5】

前記インサートは、前記摩擦要素内に被包される、請求項1に記載のトルク伝達要素。

【請求項6】

前記インサートの少なくとも一部分は、露出される、請求項1に記載のトルク伝達要素。

【請求項7】

前記インサートは、前記摩擦要素と係合する少なくとも1つの面凸部を有する、請求項1に記載のトルク伝達要素。

【請求項8】

前記摩擦要素は、前記インサートに安定的に取り付けられたライニングである、請求項1に記載のトルク伝達要素。

【請求項9】

前記インサートは、

内周面と、

少なくとも1つの凸部を備える外周面とをさらに備え、

前記摩擦要素は、

外周壁であって、

外面と、

該外面とは異なる別の側の裏面と、

該インサート上の該少なくとも1つの凸部と位置合わせされた該裏面上の少なくとも1つの凹部とを備える外周壁をさらに備える、請求項1に記載のトルク伝達要素。

【請求項10】

前記少なくとも1つの凹部は、前記第3の面上の前記少なくとも1つの凸部と位置合わせ

され、該少なくとも１つの凸部内に延びる、請求項９に記載のトルク伝達要素。

【請求項１１】

前記インサートを前記摩擦要素に回転可能にロックする手段をさらに備える、請求項１に記載のトルク伝達要素。

【請求項１２】

前記摩擦要素は、第１の嵌合面を備え、

前記インサートは、第２の嵌合面を備え、

該第１の嵌合面および該第２の嵌合面の少なくとも一方は、凸部を備え、該第１の嵌合面および該第２の嵌合面の他方は、該凸部を収容する凹部を備える、請求項１に記載のトルク伝達要素。

【請求項１３】

前記摩擦要素および前記インサートの少なくとも一方に配置されたインターロック部材をさらに備える、請求項１に記載のトルク伝達要素。

【請求項１４】

前記インサートは、

少なくとも１つの溝部を備える内周面と、

外周面とをさらに備え、

前記摩擦要素は、前記少なくとも１つの溝部に収容された少なくとも１つのリブをさらに備える、請求項１に記載のトルク伝達要素。

【請求項１５】

前記少なくとも１つの溝部は、前記インサートの前記少なくとも１つの凸部と位置合わせされる、請求項１４に記載のトルク伝達要素。

【請求項１６】

前記摩擦要素は環状であり、かつ、

外周壁と

内周壁と、

該外周壁と該内周壁との間に延びる半径方向の壁とをさらに備え、

該半径方向の壁と、該外周壁と、該内周壁とはチャンネルを形成し、

前記インサートは、該チャンネルに収容される、請求項１に記載のトルク伝達要素。

【請求項１７】

前記摩擦要素および前記インサートの少なくとも一方に安定的に取り付けられたトルク振動ダンパをさらに備える、請求項１に記載のトルク伝達要素。

【請求項１８】

請求項１に記載のトルク伝達要素を備えるパワー装置用のブレーキとクラッチとのアセンブリであって、該ブレーキとクラッチとのアセンブリは、

エンジン出力部材と、

被駆動部材と、

第１の位置および第２の位置を有するカプリングであって、該カプリングは、

該エンジン出力部材および該被駆動部材の一方に連結された摩擦要素と

該摩擦要素と、該エンジン出力部材および該被駆動部材の一方との間に配置されたばねとを備える、カプリングと、

該第１の摩擦係合面に近接したブレーキ部材であって、該ブレーキ部材は、該摩擦要素に対して取り付けられ、相対的回転を可能にする、ブレーキ部材と、

該ブレーキ部材に連結されたブレーキアクチュエータと

を備える、さらに備え、

該カプリングが第１の位置にあるときに、該第２の摩擦係合面は、該エンジン出力部材および該被駆動部材の他方から解放され、該ブレーキ部材は、該第１の摩擦係合面と係合し、該カプリングが第２の位置にあるときに、該第２の摩擦係合面は、該エンジン出力部材および該被駆動部材の他方と係合し、該ブレーキ部材は、該第１の摩擦係合面から解放される、ブレーキとクラッチとのアセンブリ。

【請求項 19】

前記インサートは、前記摩擦要素内に被包される、請求項 18 に記載のブレーキとクラッチとのアセンブリ。

【請求項 20】

前記インサートの一部分は露出される、請求項 18 に記載のブレーキとクラッチとのアセンブリ。

【請求項 21】

前記エンジン出力部材および前記駆動部材の一方は、円周方向に間隔をあけた複数の軸方向凸部を備え、

前記摩擦要素は環状であり、かつ、

円周方向に間隔をあけた複数の半径方向凸部であって、該半径方向凸部の各々は、該軸方向凸部のそれぞれの対の間に延びる、半径方向凸部と、

外周壁と、

該外周壁に向かって延びる少なくとも 1 つの凸部を備える切頭円錐形状内周壁と、

該内周壁と該外周壁とを連結する半径方向壁と

をさらに備え、

該第 2 の摩擦係合面は、該内周壁に配置され、該第 1 の摩擦係合面は、該半径方向壁に配置され、

該外周壁と、該内周壁と、該半径方向壁とはチャンネルを形成し、

少なくとも 1 つのリブが該チャンネルを横切って延び、

該チャンネル内の少なくとも 1 つの凹部が、該複数の半径方向凸部の 1 つに延び、

該インサートは環状であり、かつ、該チャンネルに収容され、該インサートは、

該少なくとも 1 つのリブを収容する少なくとも 1 つの溝部と、

該インサートの該外周から該少なくとも 1 つの凹部内に延びる、少なくとも 1 つの半径方向凸部と

をさらに備える、請求項 18 に記載のブレードブレーキとクラッチとのアセンブリ。

【請求項 22】

前記摩擦要素は、前記複数の半径方向凸部の少なくとも 1 つに安定的に取り付けられたねじれ振動ダンパをさらに備える、請求項 21 に記載のブレードブレーキとクラッチとのアセンブリ。

【請求項 23】

原動機によって駆動される装置において用いるトルク伝達要素であって、該トルク伝達要素は、

摩擦要素であって、

第 1 の摩擦係合面と、

該第 1 の摩擦面と異なる平面にある第 2 の摩擦係合面と、

第 3 の面と、

該第 3 の面上の少なくとも 1 つのトルクトランスミッタと

を備える、摩擦要素と、

該第 1 の摩擦係合面および該第 2 の摩擦係合面の少なくとも一方のトルクの伝達を強化する手段であって、該強化手段は、該第 3 の面と、該第 1 の摩擦面および該第 2 の摩擦面の少なくとも一方との間の該摩擦要素に安定的に取り付けられる、手段と

を備える、トルク伝達要素。

【請求項 24】

前記強化手段は、前記強化手段を前記摩擦要素に回転可能にロックする手段をさらに備える、請求項 23 に記載のトルク伝達要素。

【請求項 25】

前記強化手段および前記摩擦要素の少なくとも一方は、ねじれ振動をダンピングする、請求項 23 に記載のトルク伝達要素。

【 国際調査報告 】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International Application No. PCT/US 02/27275
A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC 7 A01D34/68 F16D67/02		
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) IPC 7 A01D F16D		
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, MPI Data, PAJ		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P, X	WO 02 09496 A (HONDA MOTOR CO LTD ; WIAN JEFFREY A (US)) 7 February 2002 (2002-02-07) the whole document	1-4,7,8, 18 5,9,21, 23,24
A	DE 31 16 673 A (NISSHIN KOGYO KK) 4 February 1982 (1982-02-04) page 23, last paragraph -page 26, paragraph 1; figures 1,3,8-10	1,3,6,7, 9-13,18, 20,23,24
A	US 4 466 233 A (THESMAN DANA F) 21 August 1984 (1984-08-21) abstract; figures 4-6 column 4, line 27 - line 57 -/-	1,9,10, 18,23
☒ Further documents are listed in the continuation of box C. ☒ Patent family members are listed in 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 claims 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 ** 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 ** 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 *S* document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 9 December 2002		Date of mailing of the international search report 16/12/2002
Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.B. 5810 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 apo nl, Fax (+31-70) 340-3016		Authorized officer Gertig, I

Form PCT/ISA/210 (second sheet) July 1999

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No.
PCT/US 02/27275

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 4 513 848 A (LO CHING P) 30 April 1985 (1985-04-30) column 4, line 32 -column 5, line 51; figures 2,5-7 -----	1,18,23

Form PCT/ISA/210 (continuation of second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No.

PCT/US 02/27275

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
WO 0209496	A	07-02-2002	US 6464055 B1 15-10-2002
		AU 8082501 A 13-02-2002	
		WO 0209496 A2 07-02-2002	
		US 2002027054 A1 07-03-2002	
DE 3116673	A	04-02-1982	JP 1358236 C 13-01-1987
			JP 56154913 A 30-11-1981
			JP 61023409 B 05-06-1986
			JP 56153128 A 27-11-1981
			JP 56153129 A 27-11-1981
			JP 1259681 C 12-04-1985
			JP 56153123 A 27-11-1981
			JP 59036136 B 01-09-1984
			AU 6985581 A 05-11-1981
			AU 550129 B2 06-03-1986
			CA 1196300 A1 05-11-1985
			DE 3116673 A1 04-02-1982
			US 4511023 A 16-04-1985
US 4466233	A	21-08-1984	NONE
US 4513848	A	30-04-1985	NONE

フロントページの続き

(51) Int.Cl.⁷

F I

テーマコード(参考)

F 1 6 D 13/66

F 1 6 D 13/66

(81)指定国 AP(GH,GM,KE,LS,MW,MZ,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,IE,IT,LU,MC,NL,PT,SE,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,BY,BZ,CA,CH,CN,CO,CR,CU,CZ,DE,DK,DM,DZ,EC,EE,ES, FI,GB,GD,GE,GH,GM,HR,HU,ID,IL,IN,IS,JP,KE,KG,KP,KR,KZ,LC,LK,LR,LS,LT,LU,LV,MA,MD,MG,MK,MN,MW,MX,MZ,N O,NZ,OM,PH,PL,PT,RO,RU,SD,SE,SG,SI,SK,SL,TJ,TM,TN,TR,TT,TZ,UA,UG,US,UZ,VC,VN,YU,ZA,ZM,ZW

(72)発明者 ワイアンズ, ジェフリー エイ.

アメリカ合衆国 ノースカロライナ 27302, メバーン, ホルト ストリート 314

Fターム(参考) 3D037 CA02 CB13

3J056 AA37 AA38 AA53 AA58 BA01 BA04 BC01 BE01 BE06 BE09

CA04 CA05 CA13 GA23

3J058 AB34 BA67 CC56 EA07 FA12