(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第4833405号
(P4833405)
(45)発行日　平成23年12月7日(2011.12.7)　(24)登録日　平成23年9月30日(2011.9.30)

(51)Int.Cl.		F I		
F16H 47/04	(2006.01)	F16H	47/04	Z
F16H 3/72	(2006.01)	F16H	3/72	Z

請求項の数 4　(全 37 頁)

(21)出願番号	特願2000-551178 (P2000-551178)
(86)(22)出願日	平成11年5月27日 (1999.5.27)
(65)公表番号	特表2002-516966 (P2002-516966A)
(43)公表日	平成14年6月11日 (2002.6.11)
(86)国際出願番号	PCT/AU1999/000411
(87)国際公開番号	WO1999/061820
(87)国際公開日	平成11年12月2日 (1999.12.2)
審査請求日	平成18年5月25日 (2006.5.25)
審判番号	不服2009-25693 (P2009-25693/J1)
審判請求日	平成21年12月25日 (2009.12.25)
(31)優先権主張番号	PP 3737
(32)優先日	平成10年5月27日 (1998.5.27)
(33)優先権主張国	オーストラリア(AU)

(73)特許権者　501002699
ウィリアムズ，ジェフリー　アラン
オーストラリア国，ビクトリア　３８２０，ウォーラグル，バトラーズ　トラック
(74)代理人　100099759
弁理士　青木　篤
(74)代理人　100092624
弁理士　鶴田　準一
(74)代理人　100102819
弁理士　島田　哲郎
(74)代理人　100110489
弁理士　篠崎　正海
(74)代理人　100145425
弁理士　大平　和由

最終頁に続く

(54)【発明の名称】車両変速パワートレイン

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
動力分割装置、アウターメイントランスミッションおよびインナー差動歯車アセンブリを含み、動力分割装置は可変相対回転速度を有する二つの回転出力を備え、
該装置は、パワーユニットによって回転軸の回りを駆動され第１回転出力を有する第１回転エレメントと、該回転軸の回りを回転可能で第２回転出力を有する第２回転エレメントと、該第１回転エレメントと接続する第１流体チャンバと、該第１回転エレメントの回転に応じて該第１チャンバ内の流体圧力を変えるための第１レギュレータと、該第２回転エレメントと接続する第２流体チャンバと、該第２回転エレメントの回転に応じて該第２チャンバ内の流体圧力を変えるための第２レギュレータと、第１および第２回転エレメントの回転中に第１および第２チャンバの間の閉じた流体流れの伝達を確立するために該第１回転エレメントの回転に応じて回転可能なコミュテータとを含み、該第１回転エレメントの回転に応じて該第２回転エレメントの回転速度は、該第１および第２チャンバ内の流体圧力変化それぞれによって決められる、パワートランスミッションユニットにおいて、
メイントランスミッションは該動力分割装置の第１回転出力と第２回転出力によってそれぞれ駆動される二つの回転入力手段を有し、二つの入力手段は回転出力手段に回転可能に接続され、それによって出力手段の回転速度が二つの入力手段の回転速度の代数平均に比例して変化し、
差動歯車アセンブリはメイントランスミッションの内部に配置されていて、二つの差動回転出力手段に作動可能に接続された回転入力手段を有し、その際、メイントランスミッ

ションの出力手段と差動歯車アセンブリの入力手段は作動可能に接続されている、パワートランスミッションユニット。
【請求項２】
該第１流体チャンバが回転しないように固定され、該コミュテータが該ハウジングとともに回転し、および該第２流体チャンバが該第２回転エレメントとともに回転する請求項１に記載のパワートランスミッションユニット。
【請求項３】
単一パワーユニットと、
動力分割装置と、アウターメイントランスミッションと、インナー差動歯車アセンブリを含むパワートランスミッションユニットとを含む、設定された作動範囲にわたって連続的に制御できる車両パワートレインにおいて、
前記動力分割装置は、可変相対回転速度を有する二つの回転出力を提供し、前記動力分割装置は、該パワーユニットによって回転軸の回りを駆動され第１回転出力を有する第１回転エレメントと、該回転軸の回りを回転可能で第２回転出力を有する第２回転エレメントと、該第１回転エレメントと接続する第１流体チャンバと、該第１回転エレメントの回転に応じて該第１チャンバ内の流体圧力を変えるための第１レギュレータと、該第２回転エレメントと接続する第２流体チャンバと、該第２回転エレメントの回転に応じて該第２チャンバ内の流体圧力を変えるための第２レギュレータと、第１および第２回転エレメントの回転中に第１および第２チャンバの間の閉じた流体流れの伝達を確立するために、該第１回転エレメントの回転に応じて回転可能なコミュテータとを含み、該第１回転エレメントの回転に応じた該第２回転エレメントの回転速度は、該第１および第２チャンバ内の流体圧力変化それぞれによって決められ、
該メイントランスミッションは、該動力分割装置の第１回転出力と第２回転出力によってそれぞれ対応して駆動される二つの回転入力手段を有し、二つの入力手段が回転出力手段に作動可能に接続されていて、その結果、出力手段の回転速度が二つの入力手段の回転速度の代数平均に比例して変化し、
該差動歯車アセンブリは、メイントランスミッションの内部に配置されていて、二つの異なる回転出力手段に作動可能に接続されている回転入力手段を有し、その際、メイントランスミッションの出力手段と差動歯車アセンブリの入力手段が作動可能に接続されている、車両パワートレイン。
【請求項４】
該第１流体チャンバが回転しないように固定され、該コミュテータが該ハウジングとともに回転し、および該第２流体チャンバが該第２回転エレメントとともに回転する請求項３に記載の車両パワートレイン。
【発明の詳細な説明】
【０００１】
発明の属する技術分野
本発明は、車両パワートレインに関する。
【０００２】
従来の技術
車両パワートレインは通常、動力源がクラッチ機構を介して接続された手動または一連のクラッチとブレーキによって歯車式トランスミッションを制御し、この両方は通常３若しくはそれ以上の異なる駆動比を提供する。ほとんどの車両は動力源としてまだ内燃機関を使用している。内燃機関は、通常、最大燃料効率と最小汚染を提供する「スイートスポット」としてそのトルクまたは駆動力に適合する狭い幅の運転回転数（ｒ．ｐ．ｍ）を持っている。
【０００３】
段階式トランスミッションの影響は、各ギヤまたは変速段においてエンジンが最初に低回転を必要とする高トルクを受けて、ピストンが燃焼行程において燃焼のフレームフロントよりも遅く動く、ラグ（あえぎ）を引き起こすことである。エンジン回転数が増加するに

つれて、バランスした運転のスイートスポットの回転数を通過し、およびフレームフロントと膨張空気の速度で動くピストンによるトルクを生じる。エンジン回転数はその後、回転数とトルク要求のバランスを超え、次の歯車段に噛合うまでオーバースピード状態に入り、そして上記のことが再び繰り返され、次の引き続く歯車段にシフトする。

【０００４】

広々としたハイウエーでは、オーバードライブギヤを有することによってさらなる効率が得られ、もう一度、エンジン回転数とトルク要求がぴったりとバランスする。これは通常固定歯車比であり、一般的に平坦若しくは適度にうねる地形を運転するためのほとんどエンジンの最大容量である。傾斜地に遭遇すると、ほとんどの自動トランスミッションでは運転手ドライバーが結果として生じる非効率に比較的大きく調和するより低いギヤ比にマニュアルボタンまたは自動的にキックダウンを操作することを必要とする。ミッドトップギヤ／オーバドライブレンジで負荷に遭遇した場合、トランスミッションはしばしば、比較的急なサイクルでアップおよびダウンシフトを繰り返し、その結果、運転手および乗客の両方に明らかな加速と減速が感じられる。

【０００５】

燃焼サイクルのフレームフロントと膨張ガスがバランスした必要なトルクとピストン速度でバランスしたエンジン回転数のスイートスポットでエンジンをコンスタントで調和して運転するためには、従来技術では可変速度入力を要求する種々の歯車駆動システムを組み合せる試みがある。一般的に、摩擦駆動円錐プーリまたはローラがテーパ付き円錐を互いに相対的にスライドさせることによって速度変動を達成するのに使用されている。この手段によって伝達することができるトルク量は最小であり、このオプションで生じる摩耗によって結果として作動不能になる。Ｖ形プーリおよび広いＶベルトを使うマッチング拡張式Ｖ形プーリは低馬力領域において限定された成功を収めている。

【０００６】

従来技術の油圧ポンプとモータを使用する可変速度トランスミッションでは、出力の回転数が増大するにつれて作動油の流量も増加し、流量増大のためにさらなる摩擦損失を引き起こすように設計されている。この損失を最小にする試みには、より高い圧力とより低い流量が使用されている。これによって非常に貧弱な低速トルク特性がもたらされる。エネルギー損失、熱を生成し、追加の回路および冷却器を介した冷却消散のための必要性を伴う効率と性能の結果として生じる損失によって、この形式のトランスミッションは高速度車両の応用のためには実行不可能であり、ただ低速度車両や移動機械にのみ適用されていることを意味する。

【０００７】

本出願人の国際特許出願ＰＣＴ／ＡＵ９７／００７１４号では、二つの回転入力によって制御されるアウタートランスミッションとインナー差動装置アセンブリによって設定運転範囲にわたって連続的に制御することができる車両パワートランスミッションおよびパワートレインを開示する。マイクロプロセッサからの入力はすべての重要な入力と出力は連続的にモニターされ、連続したリアルタイム・マイクロアジャストメントを行うことでドライバーおよび乗客に容易で円滑さ、燃料効率および汚染の減少を保証する。単一動力源でも、例えば油圧駆動システムを介して、二つの入力を駆動するためにを使用することができ、この国際出願では、主にスプリット・エンジンまたは二つの動力源、つまり一つのパワーユニットが最大燃料と汚染効率のためのスイートスポットで連続的に運転され、第２の動力源が可変入力の力をバランスするために使用されている。この国際出願ＰＣＴ／ＡＵ９７／００７１４の開示では、この中に相互参照によって組み込まれ、これ以降で「出願人の以前の出願」として参照される。

【０００８】

発明の開示

大量の自動車製造のために、主要なツーリング・コストを最小化するために、これは既存の高容積エンジン製造に使用することが有利である。これはまた、完全に単一動力源を最大バランスした回転数とトルクで、コンスタントに最大燃料効率と最小汚染のスイートス

ポットにおいて連続運転の利点を得るために、並びに当該運転を車両の全駆動範囲において正確に維持するために望ましいものである。

【０００９】

この発明の一つの観点の目的は、単一回転入力からの可変相対回転速度を有する二つの回転出力を備えた動力分割装置を提供することである。本発明の別の観点の目的は、設定された運転範囲にわたって連続的に制御することができる車両パワートレインとパワートランスミッションを提供することである。

【００１０】

第１の観点から本発明は、単一回転入力からの可変相対回転速度を有する二つの回転出力を備えた動力分割装置を提供し、該装置は、回転軸の回りを回転駆動され第１回転出力を有する第１回転エレメントと、該回転軸の回りを回転可能で第２回転出力を有する第２回転エレメントと、該第１回転エレメントと関連（接続）する第１流体チャンバと、該第１回転エレメントの回転に応じて該第１チャンバの容積を変えるための第１レギュレーティング手段と、該第２回転エレメントと関連（接続）する第２流体チャンバと、該第２回転エレメントの回転に応じて該第２チャンバの容積を変えるための第２レギュレーティング手段と、第１および第２回転エレメントの回転中に第１および第２チャンバの間の閉じた流体流れの伝達を少なくとも規則正しく確立するためのコミュテータ手段とを含み、該第１および第２チャンバの容積の変化の相対タイミングは該第１回転エレメントの回転に応じて該第２回転エレメントの回転速度を決める。

【００１１】

別の観点から本発明は、動力分割装置、アウターメイントランスミッションおよびインナー差動歯車アセンブリを含むパワートランスミッションユニットを提供し、

動力分割装置は可変相対回転速度を有する二つの回転出力を備え、該装置は、パワーユニットによって回転軸の回りを駆動され第１回転出力を有する第１回転エレメントと、該回転軸の回りを回転可能で第２回転出力を有する第２回転エレメントと、該第１回転エレメントと関連（接続）する第１流体チャンバと、該第１回転エレメントの回転に応じて該第１チャンバの容積を変えるための第１レギュレーティング手段と、該第２回転エレメントと関連（接続）する第２流体チャンバと、該第２回転エレメントの回転に応じて該第２チャンバの容積を変えるための第２レギュレーティング手段と、第１および第２回転エレメントの回転中に第１および第２チャンバの間の閉じた流体流れの伝達を少なくとも規則正しく確立するためのコミュテータ手段とを含み、該第１および第２チャンバの容積の変化の相対タイミングは、該第１回転エレメントの回転に応じて該第２回転エレメントの回転速度を決め、

メイントランスミッションは該動力分割装置の第１回転出力と第２回転出力によってそれぞれ駆動される二つの回転入力手段を有し、二つの入力手段は回転出力手段に回転可能に接続され、それによって出力手段の回転速度が二つの入力手段の回転速度の代数平均に比例して変化し、

差動歯車アセンブリはメイントランスミッションの内部に配置されていて、二つの差動回転出力手段に作動可能に接続された回転入力手段を有し、その際、メイントランスミッションの出力手段と差動歯車アセンブリの入力手段は作動可能に接続されている。

【００１２】

別の観点において、本発明は、単一パワーユニットと、

動力分割装置と、アウターメイントランスミッションと、インナー差動歯車アセンブリを含むパワートランスミッションユニットとを含む設定された作動範囲にわたって連続的に制御できる車両パワートレインにおいて、

動力分割装置は、可変相対回転速度を有する二つの回転出力を提供し、該パワーユニットによって回転軸の回りを駆動され第１回転出力を有する第１回転エレメントと、該回転軸の回りを回転可能で第２回転出力を有する第２回転エレメントと、該第１回転エレメントと関連（接続）する第１流体チャンバと、該第１回転エレメントの回転に応じて該第１チャンバの容積を変えるための第１レギュレーティング手段と、該第２回転エレメントと

関連（接続）する第２流体チャンバと、該第２回転エレメントの回転に応じて該第２チャンバの容積を変えるための第２レギュレーティング手段と、第１および第２回転エレメントの回転中に第１および第２チャンバの間の閉じた流体流れの伝達を少なくとも規則正しく確立するためのコミュテータ手段とを含み、該第１および第２チャンバの容積の変化の相対タイミングは、該第１回転エレメントの回転に応じて該第２回転エレメントの回転速度を決め、

メイントランスミッションは、該動力分割装置の第１回転出力と第２回転出力によってそれぞれ対応して駆動される二つの回転入力手段を有し、二つの入力手段が回転出力手段に作動可能に接続されていて、その結果、出力手段の回転速度が二つの入力手段の回転速度の代数平均に比例して変化し、

差動歯車アセンブリは、メイントランスミッションの内部に配置されていて、二つの異なる回転出力手段に作動可能に接続されている回転入力手段を有し、その際、メイントランスミッションの出力手段と差動歯車アセンブリの入力手段が作動可能に接続されている、車両パワートレインを提供する。

【００１３】

本発明に従って、単一パワーユニットは定速度である動力源回転数でトランスミッションの一つの駆動ライン、および流体の閉じ込め容積またはロッド、好適には作動油による同じパワーユニットから第２駆動ラインに供給し、トランスミッションの力をバランスしながらエネルギーの損失のない反動力が直接動力源に作用できる。

【００１４】

好適には、第２駆動ラインはトラップしたオイルの量を機械的に変えトランスミッションへの二つの入力の速度の変化が以下の式に従う出力の回転数の変化を引き起こす。

$V_{out} = 2 \times V_{secondary} - V_{primary}$

ここで、V_{out}は出力速度、$V_{secondary}$は動力分割装置の第２回転出力によって提供されるセカンダリ入力の速度であり、$V_{primary}$は動力分割装置の第１回転出力によって提供されるプライマリ入力速度である。

【００１５】

本発明に従う、動力分割装置は閉じ込めたオイルの比例制御のユニークな方法を使い、その結果、第２回転出力は、好適には常に、

第１回転出力と同じ方向に回り、

前進および後進で同じ速度が要求されるマシーン、この場合、第２回転出力はゼロ回転数に減少できる、において使用される場合を除いて、トランスミッション出力が後進のとき、第１回転出力の速度の３分の１未満で回転しない、

ニュートラル・ダイナミックロックのとき、第１回転出力の速度の半分で回り、フル前進運動のとき、第１回転出力と同じ速度で回る。

【００１６】

差動歯車アセンブリはメイントランスミッションの内部に配置されていて、二つの異なる回転出力手段に作動可能に接続されている回転入力手段を有し、その際、メイントランスミッションの出力手段と差動歯車アセンブリの入力手段が作動可能に接続されている。

【００１７】

制御手段は、コマンド入力を受け取るための手段およびパワートレインの作動に関連する性能パラメータを決定するための手段を提供しまた含んでいる。性能パラメータには、アウタートランスミッションの力を閉じ込めるセカンダリ駆動ラインの作動油の閉じ込められたロッドの圧力であるパワーユニットの負荷と、メイントランスミッションの第１プライマリ駆動ラインとセカンダリ駆動ラインの回転速度と、差動歯車アセンブリのそれぞれ二つの出力手段の負荷と、および差動歯車アセンブリのそれぞれ二つの出力手段の回転速度とを含む。

【００１８】

制御手段は、コマンド入力に応じて性能パラメータを連続的にモニターし、分析しおよび調整する閉ループフィードバック制御を提供する。

【００１９】
パワーユニットは、任意の範囲の在来の内燃機関形式－ガソリン（定容サイクル）エンジン、ディーゼルエンジン、圧縮膨張サイクル付き調整されたバランスド・ロータリエンジンを含むロータリエンジンまたはガスタービンエンジンと同様に在来の電気モータ形式のものから構成できる。ガソリンおよびディーゼル内燃機関は、比較的低生産コストで大量生産技術が確立されているので好ましい。
【００２０】
好適には、プライマリおよびセカンダリ駆動ラインの回転動力出力手段はパワートランスミッションユニットに対して同じ方向に回転する。
【００２１】
好適には二つの動力駆動ラインの少なくとも一つの回転動力出力手段が、クラッチ出力によってパワートランスミッションユニットのメイントランスミッションの入力手段に選択的に作動可能に接続されている。代替的には、停止ゼロ入力を検出するマイクロプロセッサが、作動油の閉じ込められたロッドのための制御機構がトランスミッション内のプライマリ駆動入力の回転速度の半分のセカンダリ駆動ライン回転速度を決めるように位置し、したがって２：１入力比がゼロ出力位置でダイナミックロックによってゼロ出力回転を引き起こすコマンドを出力する。
【００２２】
作動可能接続によってまた、歯車、チェーン、ベルト、電気、油圧または直接エンジン駆動軸接続手段を含むこともできる。
【００２３】
パワーユニット、プライマリとセカンダリドライブ、アウタートランスミッションおよびインターナル差動装置は、便利なように共通ハウジングによって囲むか、若しくはパワーユニットからアセンブリとして便利なように脱着できるようにすることもできる。
【００２４】
本発明のパワートレインは、異なる応用のために最適化したパワーユニット構成にできる。例えば、制動および減速をエネルギー再生するための発電機として使用できるように備わった定速電動モータである。一定の最大効率で運転している任意の形式のパワーユニットは、直接または真空のケースに入った高速フライホイール若しくは極度に低汚染ハイブリッドを提供する市中運転のような大きく変化するパワー要求および再生的な制動を供給するために使用される電磁ベアリングを介するいずれかである。
【００２５】
パワートランスミッションユニットのメイントランスミッションは有利なように、歯車列から構成される。好適には、メイントランスミッションの二つの入力手段は第１軸の回りを回転するように同軸に配置された第１傘歯車と遊星歯車アセンブリから成る。好適には、遊星歯車アセンブリは第１軸に対して垂直の軸を有する内部配置された遊星傘ピニオンを回転可能に担持する環状ピニオンキャリヤから成る。便利なように、第１傘歯車および環状ピニオンキャリヤは、単一動力源からのプライマリおよびセカンダリ駆動ラインまたはプライマリおよびセカンダリ駆動ラインの両方を介してトランスミッションユニットに動力を提供する単一出力軸付きの組合せハイブリッド動力源のように、それぞれ独立して作動可能に回転動力源に接続可能である。好適には、メイントランスミッションの出力手段は、第１軸の回りを回転するために両方の第１傘歯車および遊星歯車アセンブリと同軸に配置された第２課さ歯車から成る。有利なように、遊星歯車アセンブリは、第１および第２傘歯車両方が遊星傘ピニオン歯車と噛合う第１および第２傘歯車の間に配置されている。既述したように、メイントランスミッションは、連続的に可変のトランスミッションから構成され、その際、出力手段の速度は下記の式に従う入力手段の速度に従って変る。

$$V_{out} = 2 \times V_{secondary} - V_{primary}$$

ここで、V_{out}は出力速度、$V_{secondary}$はセカンダリ入力の速度（遊星歯車アセンブリ）であり、$V_{primary}$はプライマリ入力速度である。
【００２６】

好適には、パワートランスミッションユニットの差動歯車アセンブリの入力手段は、第１軸に対して垂直の軸の回りを回転するメイントランスミッションの半径方向内側に配置された差動傘ピニオン歯車から成る。好適には、差動歯車アセンブリの出力手段は、第１軸の回りを回転する差動ピニオン歯車と噛合うように同軸に配置された二つの差動傘サイド歯車から成る。

【００２７】

好適には、メイントランスミッションの第１および第２傘歯車はそれぞれ中央に形成され、軸方向に延びる穴を持っている。好適には、差動歯車アセンブリの二つの差動傘サイド歯車は、メイントランスミッションの第１および第２傘歯車内の穴を通して軸方向外側に伸び、好適には駆動ホイールに作動可能に接続可能のハーフアクスルのように、二つの同軸に整列したパワー出力メンバーの対向する端部の中央に装着されている。

【００２８】

好適には、メイントランスミッションは、メイントランスミッションの第２傘歯車に接続されている差動装置フレームによって差動歯車アセンブリに作動可能に接続されていて、差動装置フレームは差動歯車アセンブリの差動ピニオン歯車を担持する。既述したように、差動歯車アセンブリは、在来の自動車の差動歯車の機能性を持っている。この構成形態は、共通のパワーユニットと単一またはハイブリッド動力供給源からのプライマリおよびセカンダリ駆動ラインの間の無効エネルギーを制御するために中空軸付き「パンケーキ」形式の調整済みのロータリエンジン若しくはタービンまたは歯車、スプロケット若しくは軸方向および半径方向ピストン、油圧拘束および動力供給手段から成る中空軸付きプライマリおよびセカンダリ駆動ラインのようなプライマリおよびセカンダリ・パワーユニットおよび／または駆動ラインを使用するために特に有利である。

【００２９】

駆動ラインは、それぞれ対応するプライマリおよびセカンダリ駆動ラインを通って出る出力とともにトランスミッションの両方の側に便利なように配置することができ、極度に簡単、コンパクトで軽量のパワートレインを提供する。

【００３０】

パワーユニットがガソリンまたはディーゼルエンジンから成る場合、パワートランスミッションユニットは都合のよいように中央、パワーユニットの真下若しくは同じ側に位置し、プライマリおよびセカンダリ駆動ラインは、既述したように、中空歯車、スプロケットまたは中空センター付き半径方向若しくは軸方向油圧装置を介して入力する。

【００３１】

トランス軸前輪駆動アプリケーションの場合、パワートランスミッションユニットは、現在の大量生産車両に要求された位置およびスペースに適合するようにフロントホイールアセンブリの間に位置するパワーユニットと駆動ラインとの関係で都合のよい位置に配置される。

【００３２】

４輪駆動の自動車、トラクタ若しくはトラックの場合、パワートランスミッションユニットは、それぞれ対応するプライマリおよびセカンダリ駆動ラインを通しおよびメイントランスミッションの第１位および第２傘歯車の軸方向に伸びる穴を通した出力とパワートランスミッションを配置するように一直線にパワーユニットと駆動ラインを位置させる関係で都合のよい位置に配置され、したがって、差動歯車アセンブリの前部および後方に伸びるハーフアクスルのような動力出力部材を整列させ、次にはすべての４輪に対して前部および後部からフロントおよびリヤ差動およびアクスルにユニバーサルおよびトルク管を通して回転パワーを提供する。

【００３３】

２輪駆動トラック若しくは後輪駆動トラックの場合には、パワーユニットは通常の伝統的な方法で縦方向位置したままにすることができ、プライマリおよびセカンダリ駆動ラインは標準差動装置の通常の位置にあるパワートランスミッションに直接動力を供給する。これによって、通常１０から１２変速ギヤボックスを必要とする重負荷高トルクのトラック

およびトラクタを広範な運転条件にわたって要求される重負荷と高トルクの下でエンジン回転数とトルクを最適化するには、アウタートランスミッション部材の環状サポート内部に自由に回転できるピニオンを備えることによって、ギヤボックスに単純に追加のクラウン歯車とピニオンを標準クラウン歯車とピニオンに追加することが排除できることを意味する。これによって、プライマリおよびセカンダリ駆動ラインの間の比を単純に変えることによって後進からオーバードライブまでにわたって無段変速を提供する。

【００３４】

パワーユニットがロータリ、調整済みのロータリ、ガスタービンまたは電気エンジンである場合、パワートランスミッションユニットは、パワーユニット部材が中空のロータ若しくはタービンシャフトの中心を通って、またはトランスミッションユニットの反対側の中空セカンダリ駆動システムを通って伸びるように、プライマリ駆動ライン入力として一方の側のパワーユニットと既述したように反対側のセカンダリ駆動ラインの間の中央に都合のよいように搭載することもできる。さらに、パワートランスミッションユニットのハウジングはパワーユニットおよびセカンダリ駆動ラインの共通ケーシングと一体にすることもできる。

【００３５】

好適には、内燃機関はプライマリ直接駆動ラインとセカンダリ変速駆動ラインに二つの変速駆動ラインを構成する共通軸から供給することもできる。

【００３６】

この配置の利点は、標準の大量生産エンジンが単一動力源として使用することができまたはある応用ではフライホイール配置が機械エネルギーを保存する手段として備えることができる。フライホイールはパワーユニットに関連させたり、または関連させないこともできる。フライホイール配置は、ピークデマンド時における動力を補完する入力としておよび／または、再生ブレーキングを提供するものとして使用することができる。フライホイールは、エンジンとフライホイールの間の固定歯車装置およびオーバーラン・スプラグクラッチを使って、単一動力源または再生ブレーキングによる直接被動として使用することもでき、フライホイールはその後、共通出力軸を介してプライマリおよびセカンダリ駆動ラインに動力を供給する。代替的には、フライホイールはプライマリ若しくはセカンダリ駆動ラインの高速歯車位置として配置することができ、トランスミッションユニットプライマリまたはセカンダリ駆動入力まで適切な歯車装置によって下げることができる。

【００３７】

パワートランスミッションユニットは上述のように、単一動力源を一定の速度とトルクで運転中に最大燃料効率、最小汚染および円滑な車両性能を提供する入力回転動力を連続的に可変出力速度で二つの回転動力出力を差動伝達できるように、メイントランスミッションおよび差動歯車アセンブリの機能性を都合のよいように一体に組み合せている。

【００３８】

制御手段は好適には、例えば車両操縦者からの、コマンド入力を受け取るための入力装置を有するマイクロプロセッシング制御ユニット、および車両パワートレインの性能パラメータの閉ループフィードバック制御を提供するための複数の入力／出力インターフェース装置から構成される。複数の入力／出力インターフェース装置は、好適にはパワートレインの性能パラメータのデータをモニターし、分析しおよび送信するための複数の高性能センサから構成される。好適には、性能パラメータはマイクロプロセッシング制御ユニットによって連続的に制御され、さらに可変セカンダリ駆動ライン油圧と相互作用力および車両パワートレインを構成する制御装置を含むパワーユニット形式に特有の性能パラメータを含んでいる。例えば、パワーユニットが一つの内燃機関ピストンエンジンから構成される場合、マイクロプロセッシング制御ユニットによって連続的に制御される性能パラメータは、さらにマニホールド圧力および／またはブースト圧力のような最大効率燃料燃焼および最小汚染、エンジントルク、エンジン回転数、燃料空気混合気、燃料流れ、スプロケットタイミング、バルブタイミング、可変吸気マニホールド形状、可変圧縮、間接点火ディーゼルエンジンの場合の可変予燃焼室圧縮、燃焼室コンデション、圧縮比および排気ガ

スの化学的性質および温度に特有の性能パラメータを含む。

【００３９】

使用の際、マイクロプロセッシング制御ユニットは、好適にはドライバーからのコマンド入力に応じて性能パラメータを連続的にモニターし、分析しおよび相互依存して調整をする自己診断閉ループフィードバック制御を提供する。特に、マイクロプロセッシング制御ユニットは、好適にはコマンド入力および／または性能パラメータのデータの分析に適応応答してパワーユニットの速度とトルクおよび他のパワーユニット変数を連続的に制御し、燃料燃焼効率および最小汚染物質を維持し、一方、動力入力手段の相対速度およびプライマリ駆動ラインとセカンダリ可変駆動ライン油圧圧力と速度並びに変速機と二つの駆動ラインとパワーユニットの間の反応負荷分担を含む性能パラメータを相互依存して調整することによって運用要求に合致するパワートレインの最終出力速度とパワーを連続的に制御する。

【００４０】

好適には、マイクロプロセッシング制御ユニットは、性能アルゴリズムでプログラム可能であり、そのためパワートレイン性能を最適化するアルゴリズムに従って制御された性能パラメータを連続的に調整する。例えば、マイクロプロセッシング制御ユニットは、パワートレイン効率を最適化するためにプログラムすることもできる。その場合、車両ドライバーからのコマンド入力に応じて、マイクロプロセッシング制御ユニットは、単一パワーユニットからの二つのパワー駆動ラインのそれぞれの性能パラメータを連続的にモニターし、分析し、および相互依存的に調整され、ピーク範囲内でパワーユニットの効率を維持するために、パワーユニットとプライマリ駆動ラインの間の負荷分担および油圧圧力と閉じ込められたオイルのロッドの長さを変えることによってトランスミッションから伝達される反作用負荷に従って減少するセカンダリ駆動ラインの駆動速度の減少の許容量を同時に連続的にモニターし、調整することによって、運用要求に合致するトランスミッションの最終出力速度とパワーを相互依存的に制御するであろう。そのような機能において、総合的なパワーユニット効率は異なる運転状態の広範な範囲にわたって達成されるであろう。

【００４１】

パワーユニットが内燃機関形式のものである場合、燃料経済の大幅な改良およびこれに対応する排気ガス放出の大幅な減少が達成されるであろうということが理解されるであろう。さらに、総合パワーユニット効率を最適化するために、パワーユニットはロータリエンジン、圧縮と膨張サイクルについて調整済みのロータリエンジン、ガスタービンエンジン、ディーゼルエンジン、ガソリンエンジン、電動機、またはパワーユニットとエネルギー保存と再生ブレーキングシステムのハイブリッド組合せを包含することもできるということが理解されるであろう。これによって、例えば、内燃機関と高エネルギー低重量の効果的なバッテリ蓄電装置付きの発電機および電動モータパワーユニット、または組合せフライホイール再生ブレーキングパワーユニット付き内燃機関、発電機と組合せ電動機／発電機フライホイール付き内燃機関という一つのパワーユニットとしてエネルギー貯蔵と再生ブレーキングのための形式をとることもできる。さらなる例として、好適にはハイブリッドパワーユニット技術の組合せを本発明に使うことによって、燃料電池のようなものを使用することができ、燃料電池はメタノールを水素に変換し、水素は陽子交換膜を通して燃料電池に供給でき、燃料電池は大気中の酸素と結び付いて電動機の電力を提供し、次にこれは貯蔵エネルギーおよび再生ブレーキングのために電動機／発電機フライホイールに給電される。このパワーユニットは既述したように先進トランスミッションにパワーを供給し、パワーの使用および最適効率のための再生をリアルタイム相互作用精密制御する手段を提供し、汚染は水蒸気の排出だけに排除することもできるであろう。代替的に燃料電池および再生ブレーキングは直接若しくは既述したように先進トランスミッションへのエネルギー貯蔵フライホイールを介してのいずれかで接続される電気モータに電力を提供する有効なエネルギー貯蔵電池にエネルギーを供給することができるであろう。トランスミッション・マイクロプロセッサ制御によって、外部の大きく変化する負荷要求に対してシス

テムのオーバーロードを防止し、しかも最適パワー出力性能を与えるためにパワーユニットに適合した最適入力パワーを引き出すために即時に調整できるであろう。

【００４２】

セカンダリ駆動ラインのトランスミッションの反作用力のために圧力がかかってくる閉じ込めオイルの別の好適な使用では、エネルギー貯蔵および再生ブレーキングエネルギーは、市街地走行での停止／発進のような短いピーク値を要求するエネルギーを提供する窒素充填アキュムレータ内にオイル圧縮窒素によって貯蔵することもできる。

【００４３】

内燃機関において、点火された燃料空気混合物はシリンダの閉込め範囲の周辺部まで続くフレームフロント内で燃焼する。発生した膨張ガスは、ピストンをシリンダヘッドから押し離しそれによってクランクシャフトが回り、パワーストロークを提供する。ピストンが膨張ガスから離れるにつれて、シリンダ容積が増える。当初のシリンダ圧縮比が高いほど燃焼速度と対応する膨張率が速くなり、より高いエンジン回転数に匹敵するより速いピストン速度が必要となる。固定圧縮エンジンでは、ガスが最適シリンダ圧力で膨張する速さに適合するピストン速度を持つことが望ましく、その結果、最適な燃料効率と最低の汚染レベルとなる。本発明の好適実施例の狙いは、共通動力源からのプライマリおよびセカンダリ駆動の間の比を変えるためにトランスミッション反作用力の割合を変化できるオイルの可変ロッドの制御を利用することである。このように行うことによって、反作用力は共通駆動軸からの初期駆動によって釣り合い、可変負荷要求に適合するとともにまた望ましい車両速度を維持するために必要なエネルギーレベルと一致する最大効率の回転数とトルクの最適バランス状態を維持するために、プライマリおよびセカンダリ駆動ラインの速度変動はアウタートランスミッションにかかり、入力動力源を連続的に調整する。既述したようにステップレス変速コンスタントメッシュ・トランスミッションの機能を有することによって、例えエンジン回転数の変化および圧縮比と燃料空気混合比が変化しても最適燃料空気燃焼比を維持し、要求された精確な車両速度を提供し、最適運転状態は車両速度をエネルギー要求の全範囲にわたってリアルタイムで維持することができ、最小の汚染と最大の燃料効率を提供する。フレームフロントの速度のさらなる制御は、特に、ディーゼルエンジンに関連するが、可変容積予燃焼室および／またはメイン燃料室を持つことである。マイクロプロセッシングからの入力および出力の相互作用によって、エンジン速度、燃焼室圧縮比および／または予燃焼室ディスプレースメントの最適設定が可能となり、ピストンまたはロータリエンジンの拘束部材の対応する機械的運動および速度とともに燃料空気燃焼速度（フレームフロント）まで滑らかになる。

【００４４】

発明を実施する最適な態様

本発明の実施例は、添付の図面を参照して例示だけの方法で説明されるであろう。本発明の一部を形成するトランスミッションの作用原理について、第４図から第９図を参照して最初に説明されるであろう。

【００４５】

差動比および反作用力：

入力の３：１比：

図解によって第４図からわかるように、ラック１が矢印Ａの方向に３０歯だけ前方に動くとき、および歯車のスピンドル４が矢印Ｂの方向にパワー入力比３：１に等しいラック１の１０歯に等しい距離を前方に動くとき、歯車２は時計方向に２０歯だけ回転を引き起こし、その結果、歯車ラック３が矢印Ｃの方向に２０歯だけ動くことになる。一方、歯車２が矢印Ｂの方向に１０歯の距離だけ前方に動くにつれて、ラック３は矢印Ｃの方向に距離１０歯だけ動くことになる。総合した効果は、プライマリ駆動移動ラック１は前方に、そしてセカンダリ駆動移動歯車２のピボット４はプライマリ駆動ラック１での３：１の比で１／３の速度で前方に動く。ラック３はプライマリ駆動ラック１の１／３の入力速度で反対方向に動く。

【００４６】

３：１比に関連する反作用力によってラック１は矢印Ａの方向に力を必要とし、歯車２のスピンドル４は矢印Ｂの逆方向の力で拘束されねばならず、歯車４を軸２の回りに回転させ、またラック３に掛かる力を引き起こし、つまり矢印Ｃの方向に力が作用する。ラック１と歯車スピンドル４の両方が３：１の比で同じ方向に動き、しかし歯車スピンドル４を矢印Ｂに対して逆方向にそして矢印Ｃの方向に逆に行われる作用と同じ方向に拘束したときだけ、ラック３が逆方向に作用することがわかる。

【００４７】

入力の２：１比

第５図において、ラック１が距離３０歯だけ矢印Ａの方向に前方に動くとき、また歯車スピンドル４がラック１の１５歯に等しい距離だけ矢印Ｂの方向に前方に動くとき、これはプライマリおよびセカンダリパワー入力の間に２：１比を与えることになる。歯車スピンドル４がラック１の半分の距離だけ動いた場合、この場合、歯車は時計方向にスピンドル４の回りを１５歯回るが、しかし歯車スピンドル４が１５歯に等しい距離だけ前方に動くにつれて、ラック３はＣに静止したままであるということがわかるであろう。これはプライマリ駆動ラック１とセカンダリ駆動ライン歯車スピンドル４の両方が同じ方向に２：１の比で動くことによって、歯車ラック３がダイナミックニュートラルロック位置に静止したままになることがわかる。

【００４８】

プライマリ駆動ラック１とセカンダリ駆動ラインから歯車スピンドル４の間の２：１比についての反作用力は、生起する摩擦以外には必要な反作用力はなく、Ｃで静止している出力ラック３のいずれの方向にも負荷が掛からない。

【００４９】

ラック３に矢印Ｂの方向に負荷がかかる場合、Ｃにかかる力をバランスするために、反作用力がＢに対して逆方向に歯車スピンドルＢに等しい力が必要になるであろうし、またラック１に矢印Ａ方向に負荷がかかるとＣにあるラック３に作用する力から伝達されまたラック３に作用する力に等しいスピンドル４の周りの歯車２に作用する逆回転力は等しくなる必要があるであろう。総合した効果は矢印Ａ方向の歯車ラック１に必要な力は、等しくなる必要があり、またスピンドル４の周りを回転運動する歯車２を介して歯車ラック３に矢印Ｂ方向に歯車ラック３にかかる力に等しい力が伝達されるであろう、したがって、スピンドル４はラック１とラック３にかかる両方の力の合計を受け、矢印Ｂに対して反対方向に拘束する必要があるであろう。これがＣにある出力ラック３にかかる負荷に対してスピンドルＢに必要な拘束力が２倍になることである。

【００５０】

逆方向負荷がＣにあるパワー出力歯車ラック３に矢印Ｂの逆方向にかかると、その場合はスピンドル４には矢印Ｂ方向に２倍の力が必要となり、ラック１は矢印Ａに対して反対方向に反作用力がかかる。

【００５１】

プライマリおよびセカンダリパワー駆動ラインの２：１比によってラック３は静止したままであるがしかし歯車ラック３にかかる負荷の方向によって決まり、たとえプライマリおよびセカンダリパワー駆動ラインの両方が同じ方向に回り出力ラック３にかかる負荷の反作用エネルギーが逆になったとしても、プライマリ駆動ラインラック１およびセカンダリ駆動ライン歯車スピンドル４に反対方向の直接反作用力を引き起こし、その結果、前方駆動する拘束をオフにする負荷が逆になり、Ｃにおけるパワー出力ラック３にかかる負荷の方向がそれぞれ交互に変化する。

【００５２】

入力の１：１比

第６図において、プライマリパワー駆動ライン入力ラック１が矢印Ａの方向に３０歯だけ前方に動いたとき、およびセカンダリパワー駆動ラインがスピンドル４を矢印Ｂの方向に動かしたとき、スプロケット２がラック１によって同じ距離だけ移動することによって回転が拘束され、歯車スピンドル４と歯車２および歯車２の歯がラック１の歯と噛合って回

転を防いでいる。その結果、歯車ラック１とスプロケット２は両方とも固定質量として同じ速度で矢印ＡとＢの方向に移動する。歯車２の歯がラック３と噛合った状態で、また矢印Ｃの方向に同じ速度で移動する。

【００５３】

ほとんどの車両の運転では、１：１の比であり、トランスミッションは第６図のラック３の矢印Ｃの方向の逆スラストを断続的に受けるだけである。このような場合は、車両がブレーキとしてエンジンの圧縮を使って、若しくは排気ブレーキの手段によって減速されている。他のすべての場合、ラック３は矢印Ｃに対して反対方向に移動し反対方向の大きさが変化する力を受けるであろう。この力はラック３の歯と噛合う歯車２の歯の噛合いによって拘束される。矢印Ｃに対して反対方向にラック３によって歯車２にかかる力は、時計方向にスピンドル４の周りを歯車２を回転させるようにし、これは１：１の比で矢印Ａに対して反対方向に必要となる拘束力で歯車ラック１によって拘束されるであろう。矢印Ｂの方向にスピンドル４に必要な力は、矢印Ｃに対して反対であるラックの動きに対して反対方向にラック３の車両駆動負荷と運動の方向に反対方向にまた矢印Ａに対して反対方向にラック１にかかる拘束力としてスピンドル４の周りの回転から歯車２を拘束するのに必要な力との合計となるであろう。

【００５４】

１：１の比でスピンドル４においてセカンダリ駆動ラインに必要な力は矢印Ｂの方向になるであろう、また矢印Ｃに対して反対方向にパワー出力ラックＣに作用する力の２倍に等しいであろうことと、プライマリ駆動ライン１の力が矢印ＣおよびＡの反対方向のパワー出力ラック３に対して作用する力と同じ方向で等しいであろうということがわかる。

【００５５】

１：１．５比

１：１比を超えるすべての比はオーバードライブとして選択することができるが１：１．５の比の図解の目的についても選択されている。第６図に示したようにこの比を使うと、プライマリ駆動ラインラック１が矢印Ａの方向に３０歯の距離だけ前方に動くとき、およびスピンドル４がラック１の移動距離よりも１．５倍の距離、これは合計４５歯に等しい距離だけ前方に動くとき、歯車２のスピンドル４がラック１よりさらに１５歯だけ動くにつれて、歯車２は反時計方向に１５歯だけ回る。総合した作用力は、パワー出力ラック３がプライマリ駆動ラック１によって移動するのと同じ３０歯の距離を動き、これにプラスして、スプロケット２の反時計方向によって引き起こされる追加の３０歯の距離と合計６０歯の距離をラック３は矢印Ｃの方向に動き、したがってプライマリ駆動ライン速度のものより２倍のオーバードライブを引き起こすことになるであろう。

【００５６】

図解目的のための第７図はプライマリパワー入力駆動ラインを直線ラック１として、プライマリ駆動ラインをＡとして表示されるように示している。セカンダリパワー入力駆動ラインはスピンドル４と歯車２として示され、このスピンドル４と歯車２はスピンドル４の周りを自由に回転でき、セカンダリ駆動ラインＢとして表示されている。比および反作用力を組み合せた合成結果は、第４、５、および６図を参照して既に説明されていて、その結果の合成パワー出力は第７図においてラック３にＣとして示される。ラックと歯車の平坦線形形状は図解目的のために使用されるものであり、ラック１と３がクラウン歯車５と６の形状に取り換わりまた歯車とスピンドル４がピニオン７と軸受８に取り換えられた場合でも、同じ比と反作用力がかかることが容易に理解されるであろう。

【００５７】

ラック１が矢印Ａの方向に前方に動き、クラウン歯車５が上部表面から見てラックと同じ方向に動くにつれて、クラウン歯車はクラウン歯車５で矢印の方向に反時計方向に回る。ピニオン７は平坦輪郭歯車２と同じ作用を有しトップから見て時計方向に回る結果となり、ピニオン７はＣでパワー出力クラウン歯車の矢印の方向にクラウン歯車６を回す。

【００５８】

第４、５、および６図で説明したように、第７図に示したようにセカンダリパワー入力駆

動ラインは、スピンドル４と、したがって歯車２を矢印Ｂの方向に動かす。同じ作用は、軸受けアセンブル８を完備したピニオン７を軸Ａ－Ｃの周りを回るクラウン歯車５と６の中心軸のまわりを回すことによって受ける。

【００５９】

比および反作用力について３：１、２：１、１：１および１：１．５の比についてだけ説明したが、出力速度変動および反作用力は以下の式に従って入力手段に比例するということがわかる。

$V_{out}=2\times V_{secondary}-V_{primary}$

ここで、V_{out}は出力速度であり、$V_{secondary}$はセカンダリ入力の速度（遊星歯車アセンブリ）および$V_{primary}$はプライマリ入力の速度であり、二つの入力手段の反作用力のベクトル分析に対応する出力をともなう。

【００６０】

本発明は後進から静止ダイナミックロックを通してフルスピードまでそしてオーバードライブまでの間の無限の無段変速を提供する。生成された反作用力はＡで表されるプライマリパワー入力駆動ラインとＢで表されるセカンダリパワー入力駆動ラインの間で拘束されねばならず、その結果、これらは共通駆動軸に対して反作用を与え、したがってエネルギー損失を回避している。これを達成するために本発明は、パワー入力駆動ラインＡと駆動ラインＢの間の速度変動に対して閉じ込められたオイルのロッドの突出量の差動変動若しくは回転アセンブリ内のそのような適切な流体によって制御できるようにし、逆の差動油圧作用を与えて軸受８を自由に回転するピニオン７および第７図に示したように軸Ａ－Ｃの周りを回るクラウン歯車５と６の軸の周りピニオン軸受アセンブリ８の回転によって生成する反作用力の変速と制御を提供する。

【００６１】

これは第８図にさらに詳しく示してある。プライマリパワー入力駆動ラインは矢印Ａで示す傘歯車５に作動可能に接続されている。セカンダリパワー入力駆動ラインは差動可変速度手段によって制御されおよび可変反作用トルクは閉じ込められたオイルのダイナミック差動リバース油圧制御若しくは適切な流体によって制御され、軸受８に対して反作用力に応じて決まる回転可能または拘束するように作用する、軸受８の中をピニオン歯車７は軸Ａ－Ａの周りを回転するＢとして表される反作用対向回転力として自由に回転する。さらなる観点から本発明に関連して、出願者の以前の出願で開示された差動装置９がアウタートランスミッション１０の内部に含まれている。出力速度および力は以下の式に従って入力手段の速度に対応する。

$V_{out}=2\times V_{secondary}-V_{primary}$

ここで、V_{out}は出力速度であり、$V_{secondary}$はセカンダリ入力の速度（遊星歯車アセンブリ）および$V_{primary}$はプライマリ入力の速度であり、プライマリ駆動ラインＡとセカンダリ駆動ラインＢの反作用力のベクトル分析に対応する出力について傘歯車６に伝達される出力は出力パワーＣとして表示されている。傘歯車６は回転力を中央差動装置に回転キャリヤ２０によって伝え、Ｄとして表される。

【００６２】

本発明は、車両、トラックおよびトラクタの広範な範囲で実証され使用されたクラウン歯車、ピニオンおよび差動構成品を実証された有利な組み合せにしたものであるが、速度および反作用力を制御するための手段にユニークで斬新な組合せを使用している。

【００６３】

第９図は、本発明の最初の観点の好適実施例に基づくパワートランスミッション１０を示し、一般的に回転可能出力手段に作動可能に接続された二つの回転可能入力手段を有するアウターメイントランスミッション１１と、二つの差動回転可能出力手段に作動可能に接続された回転可能入力手段を有する内部差動歯車アセンブリ９から構成される。これらの構成品については、種々の好適実施例についての説明とともにさらに詳細に説明されるであろう。

【００６４】

パワートランスミッション１０のメイントランスミッション１１は好適には歯車列から成る。メイントランスミッション１１の二つの入力手段は第１傘歯車５と第１軸Ａ－Ａの周りを回転するように同軸に配置された遊星歯車アセンブリ１２から成る。遊星歯車アセンブリ１２は環状ピニオンキャリヤ１３と環状ピニオンキャリヤ１３が回転可能に担持する内部に配置された遊星傘ピニオン歯車７から成り、遊星傘ピニオン歯車７は第１軸Ａ－Ａに対して垂直な軸を有する。第９図において、文字ＡとＢで示したように、第１傘歯車５と環状ピニオンキャリヤ１３は、在来の手段である歯車、ベルト、チェーンによってまたは直接パワー入力プライマリおよびセカンダリ駆動ラインにそれぞれ独自に作動可能に接続可能である。メイントランスミッション１１の出力手段は、第１傘歯車５と遊星歯車アセンブリ１２の両方と同軸に配置された第２傘歯車１４から成り、第１軸Ａ－Ａの周りを回転する。メイントランスミッション１１の第１および第２傘歯車５、１４はそれぞれ中央に形成された軸方向に伸びる穴を有している。遊星歯車アセンブリ１２は第１および第２傘歯車５、１４の間に配置され、第１および第２傘歯車５、１４の両方と噛合う遊星傘ピニオン歯車７を伴う。

【００６５】

差動歯車アセンブリ９はメイントランスミッション１１の内部に配置されている。パワートランスミッション１０の差動歯車アセンブリ９の入力手段は、メイントランスミッション１１の内側に半径方向に配置されている差動傘ピニオン歯車１５から成り、第１軸Ａ－Ａに対して垂直な軸の周りを回転する。差動歯車アセンブリ９の出力手段は、差動傘ピニオン歯車１５と噛合うように同軸に配置された二つの差動傘サイド歯車１６、１７から成り、第１軸Ａ－Ａの周りを回転する。二つの差動傘サイド歯車１６、１７は二つの同軸に整列したハーフ・アクスルのようなパワー出力部材１８、１９の向い合った端部の中央に装着されていて、これはメイントランスミッション１１の第１および第２傘歯車５、１４内の穴を通って軸方向外側に伸びる。駆動輪（図示していない）または４輪駆動の場合にはパワートランスミッションユニットに作動可能に接続されているハーフ・アクスル１８、１９は、中心に装着することもでき、その場合、ハーフ・アクスル１８、１９はフロントおよびリヤ差動装置に作動可能に接続される。メイントランスミッション１１は差動フレーム２０によって差動歯車アセンブリ９に作動可能に接続され、差動フレーム２０はメイントランスミッション１１の第２傘歯車１４に接続されていて、これは差動歯車アセンブリ９の差動ピニオン歯車１５を担持する。

【００６６】

第１０図は、単一動力源からトランスミッションにパワー入力プライマリおよびセカンダリ駆動ラインを提供するために使用される本発明に基づくパワー分割装置の実際の実施例を示す。この装置は、可変回転数の差動ディスプレイスメントおよびダイナミック機械／油圧式制御並びにパワー入力プライマリおよびセカンダリ駆動ラインの間の反作用力の制御を提供する。単一パワー入力を有する共通軸に対して反作用することによって動力損失のないように制御されている反作用力が、直接単一動力源に接続されるか、または歯車、Ｖベルト、マルチＶパワーベルト（共通接続用フラットアウターベルト付き）、歯付きベルト、ローラまたは特別な高速若しくはサイレント・チェーン若しくは油圧出力によるような在来の手段によって接続されるかのいずれかである。

【００６７】

第１０図は図解目的のものであり、一つの好適実施例においてガソリン内燃機関またはディーゼルエンジンのようなパワーユニットが歯車２０によって作動可能に接続されていて、バランスドアセンブリ２１を回し、歯車２０はハウジング２２に固定されていて、ハウジング２２は回転可能ハウジングを介してプライマリ入力パワーラインを歯車２３に伝達する。歯車２３はハウジングに固定されている。ハウジングは、固定具２６によって回転が拘束されている固定軸２５上の軸受２４によって担持されている。ハウジングはさらに軸受２７によって反対側端部で担持されている。この手段によってパワーはプライマリ駆動ラインを介してパワーユニットから歯車２０を介してハウジング２２を通してＡ点の歯車２３に直接伝達される。出力速度は、エンジンまたはパワーユニットとアセンブリ２２

の間の歯車装置によって決まり、入力パワーユニットの回転数の変化は直接Ａ点の歯車２０によって決まる。

【００６８】

別々に回転可能であり軸２５から独立している第２軸２８は、軸受２９によって担持され、Ｂ点でパワー入力セカンダリ駆動ラインを提供する歯車３０を通した油圧／機械式差動パワーを伝える歯車３０に直接接続されている。

【００６９】

固定軸２５は静止円周ピストングループ３１を有し、静止円周ピストングループ３１は固定軸２５のスプラインによって回転が拘束されている。軸受２９によって担持されている回転可能軸２８は回転可能ピストングループ３２にスプラインによって装着されていて、したがってピストングループ３２に軸２８およびセカンダリ駆動ライン歯車若しくはスプロケット３０と作動可能に接続され、Ｂ点で反作用力を提供する。回転可能ハウジング２２はそれ自体にピストングループ３１、３２の間に共通ポーテイングおよびコミュテータプレート３３が装着されている。共通ポーテイングおよびコミュテータプレートアセンブリ３３はハウジング２２に固定され、またはハウジング２２と回転可能になっている。これによって、高圧および低圧のインゲン豆形状（Ｃ形状）のポーティングがアセンブリ３３の円周上の各側に常に存在し、回転ハウジング２２に関連して両方の反作用ディスプレイスメント回転グループ３１、スワッシュプレート制御スワッシュプレート３５、および固定ディスプレイスメントスワッシュプレート３６の固定ピボット点３４と整列する。

【００７０】

本発明は、プライマリパワー入力固定駆動ラインＡとセカンダリ可変パワー駆動ラインＢの間に差動油圧／機械式可変速度およびトルク力反作用制御を提供する。これは、ハウジング２２に固定されている入力Ａでプライマリ駆動ライン入力歯車若しくはスプロケット２０によって達成され、そして回転可能および作動可能にＡでプライマリパワー供給のためにプライマリ駆動ラインスプロケット若しくは歯車２３に直接接続され、Ａで歯車若しくはスプロケット２０への入力パワーユニットの速度およびトルクによって直接制御されているトルク力および回転数はＡで歯車若しくはスプロケット２３に直接伝達される。セカンダリパワー入力Ｂから伝達される反作用力は第４，５、６、７および８図で説明したように第１０図に示すようにＢでスプロケット若しくは歯車３０に対して直接作用する。歯車３０は軸２８と回転グループ３２によって回転が拘束され、これは次に、固定角度スワッシュプレート３６に関連して反作用力がピストングループ３２を回すにつれて固定角度スワッシュプレート３６と接触するピストン３８によってディスプレイスされているシリンダ３７内の閉じ込めオイルの制御によって回転が拘束され、オイル３７の閉じ込めロッドはピストンがシリンダ位置３５に向かって回転するにつれてピストン３８によってディスプレイスされる。許容回転量はスワッシュプレート３５の可変角度によって決まり、ディスプレイスされるオイルはコミュテータアセンブリ３３の円周上の各側のインゲン豆形状（Ｃ形状）のポーティングを介して自由に移動し、コミュテータアセンブリ３３は固定されたままで、スワッシュプレートピボット点３４に対応して、ハウジング２２とともに回転する。シリンダ３７に閉じ込められたオイルのロッドは円周上にほとんど１８０°伸びているインゲン豆形状（Ｃ形状）の部分を通して自由に移送でき、回転ピストンアセンブリ３１が静止していて、スワッシュプレート３５がハウジング２２の回転によって駆動されるにつれて、オイルがコミュテータアセンブリ３３を介してシリンダ４０と４１に移送されるということがわかる。スワッシュプレートがシリンダ位置４１に動くにつれて、シリンダ４０のディスプレイスメント空間は増加し、したがってシリンダ３７から３１、４１の間の膨張シリンダに閉じ込めオイルの移送の制御が可能となる。プライマリ入力歯車２０がハウジング２２を回すと、次に、ハウジング２２に応じて固定スワッシュプレートピボット点３４への通路を介してスワッシュプレート３５を駆動し、またスワッシュプレート制御角がスワッシュプレート３６の固定角に等しい位置１にセットされる場合、回転ピストンアセンブリ３２内の閉じ込めオイルのロッドのディスプレイスメントが固定回転ピストンアセンブリ３１の膨張するディスプレイスメントチャンバと等しくなるで

あろう、したがってアウタートランスミッションからの反作用力がＢで歯車３０に対して作用し、軸２８を介して後方にプライマリスプロケット２０とハウジング２２に応じて回転するということがわかるであろう。これはＡ点で歯車２０へのフルスピード入力およびフルパワー入力の下で、歯車３０の出力速度はゼロになるであろう、そして反作用力は、回転する機械的ハウジング２２内部で相互に機械的に作用する直接油圧／機械式可変制御によって、エネルギー損失なしに完全に拘束されることを意味する。

【００７１】

第１１図は第１０図のものと同じ一般的配置を示すが、しかし作動位置４にある調整可能手段によって軸３４の周りに制御されるスワッシュプレート３５が付いている。入力プライマリ駆動ラインＡでパワーが入るにつれて歯車２０とハウジング２２が回り、これはまたスワッシュプレート３５の角度の位置にかかわらず１：１の同じ比でスワッシュプレート３５を作動させる。スワッシュプレート３５の角度が位置４で軸２５の中心線に対して９０°である状態にセットされた場合、次にピストンチャンバ４０，４１の間にディスプレイスメントの変化がなく、シリンダ３７、３９からの閉じ込めオイルのすべての流れがゼロになるであろう。パワーがプライマリ駆動ラインに入力されるにしたがって、Ａで歯車２０を通してハウジング２２と歯車２３を介して第７、８、９図に示すようにアウター機械式トランスミッションプライマリ駆動ライン内の入力１に伝達され、第４、５、６、７および９図に記載した反作用力が第１１図に示すようにＢで歯車３０に対して作用する。歯車３０は軸２８によって拘束され、固定ピストンアセンブリ３１内のゼロ・ディスプレイスメント変化によって、回転ピストングループ３２はピストン３８とともにシリン３７内の閉じ込めオイルのロッドをコミュテータアセンブリ３３を通して移送することはできない。総合した効果は全体アセンブリ２１がプライマリパワー入力および出力スプロケット２０、２３とともに一体となって回転し、セカンダリ反作用パワー制御スプロケット３０はＢですべてが１：１の比で一致して回転する。

【００７２】

第１２図は、また第１０および１１図と同様のものであるが、しかしスワッシュプレート３５の５個の作動位置を図解のためにさらに示してある。位置１では出力歯車若しくはスプロケット２３がプライマリ駆動ラインを介して第１０および１１図で説明したようにパワーユニットによって提供された速度とトルクと直接相関関係を持ってＡのアウタートランスミッションスプロケット４２にパワーを供給する。スワッシュプレート３５の制御角が制御位置１に位置していれば、次に第１０図で説明したような機能が生起し、反作用力についてＢで環状ピニオンキャリヤ１３を通して伝達され、スプロケット若しくは歯車４３に接続され、入力および出力負荷の変動、並びに力の方向と直接相関関係をもって変化する反作用力を制御し、第４、５、６および７図で説明したようにその間依然としてゼロ回転を維持する。

【００７３】

スワッシュプレート３５制御角が位置２に変化したとき、次にディスプレイスメントによって歯車若しくはスプロケット３０にかかる反作用力をＢ点のセカンダリパワー駆動ラインで制御され、Ａ点でプライマリパワー駆動ラインの１／３になる。これは３：１比を生み出し、メイントランスミッション１１内に入力し、傘ピニオン歯車７を介してＣの傘歯車１４に伝達される速度とエネルギーの移送を介して逆転出力で入力回転数の１／３を与える。

【００７４】

第１２図は位置３にワッシュプレート角度をセットし、ディスプレイスメントがＢでセカンダリパワー駆動ラインをプライマリパワー駆動ラインＡの半分の速度で回転することを示している。この反作用力の効果は第４，５、６および７図で説明したように２：１の比でメイントランスミッション１１内に入り、メイントランスミッション１１からのゼロ出力でダイナミックロック中立位置を生み出し、第１２図に示すようにスワッシュプレート３５を位置４にセットし、ここで軸２５に対して９０°であることを示している。反作用の効果は、第１１図に完全に説明されているように、１：１の比でプライマリパワー駆動

ラインＡとセカンダリ反作用パワー制御駆動ラインＢの間に入力される。したがって、入力の１：１の比はメイントランスミッションの速度と相互作用するトルク力の相関関係を制御し、トランスミッションからＣの第２傘歯車１４を介して１：１フルフォワード出力を作り出し、総合した効果は第１２図に示したピストン回転グループからのオイル移送流れが、シリンダ３７でゼロになるであろう。ピストン回転グループ３２のハウジングに対する動きがなくなり、作動ディスプレイスメント油圧／機械式反作用パワー制御ユニット２１内のすべての構成品が固定軸２５を除いて一致して回転し、そして固定ピストングループ３１は常に静止したままである。

【００７５】

プライマリ駆動ラインＡおよびＢでの１：１の等しい回転数の供給およびパワー制御駆動ラインＢによる反作用エネルギーの制御によってメイントランスミッション１１のすべての構成品は動きがゼロになる。したがって、車両、トラック若しくはトラクタへの応用のためにゼロ速度ではただ２：１のバリエーションだけであり、プライマリおよびセカンダリパワー駆動ラインはセカンダリ駆動ラインＢとの速度がプライマリパワー駆動ラインの回転数の半分で行い、また１：１の比への円滑な移行によって、可変負荷に適合する最大効率を瞬時にまた精確に行うことができる。

【００７６】

第１２図に示すように、スワッシュプレート３５の制御位置が位置５まで進んだ場合、次に１：１．５の比が実行でき、その結果、Ｃのメイントランスミッションからのオーバードライブ出力は第６図で既に説明したように１．５倍に等しいプライマリ・パワー入力駆動ライン回転速度になる。

【００７７】

第１２図に示す本発明のさらなる観点は、油圧作動油で充填された回転ハウジング２２が回転するとき遠心力によって回転ハウジング２２の外周に向かってオイルの圧力と閉じ込められたオイル質量を作り出すということにある。この圧力は本発明の一つの実施例では、充填圧力として作用し半径方向に配置されたシリンダ４０、４１、３７、３９およびこれらの間の半径方向に配置されたシリンダを充填し、これらのシリンダはまたピストングループ３１、３２の外周で高圧油圧作動油のゾーンに配置されている。高圧および低圧チェックバルブの通常の使用は使用することができ、また一体組み込む充填ポンプのある種の応用に使用することもできる。

【００７８】

本発明のさらなる実施例（図示していない）では、回転ハウジング２２が伸張した冷却フィンおよび／またはロータリシールを有し、濾過および冷却のために油圧作動油をハウジング２２に出し入れできるように備えている。

【００７９】

別の実施例では、回転ピストングループおよび／またはコミュテータプレートは、高速、高圧、低潤滑性および高い有効性能のためにセラミック材料から作られるであろう。

【００８０】

可変角度スワッシュプレート３５は適切なアームおよびスラスト軸受若しくは適切な穴付き圧力制御装置または遠隔無線若しくは赤外線制御装置によって制御することができ、回転ハウジング２２の内部でスワッシュプレートの角度を制御できる。

【００８１】

第１３図は第９および１０図の一体に配置された実際の実施例を示し、軸受、シールおよびアセンブリを作動させるのに必要な取り付け構成形態を含んでいる。これらの構成品は実際には変更することもでき、またたとえその機能が当該技術分野の専門家には容易に理解できるであろうにしても、説明は本発明を理解するためには必要ないであろう。

【００８２】

使用に際して、上述のメイントランスミッション１１は連続可変トランスミッションから成り、その際、出力速度（第２傘歯車１４の回転速度）が一体組み込みアセンブリ２１から供給される二つの入力速度の和または差に比例し、ＡとＢで表されるプライマリおよび

セカンダリ可変速度およびトルク駆動ラインを備える（第１傘歯車５および遊星歯車アセンブリ１２の回転速度を制御）。したがって、第１傘歯車５と遊星歯車アセンブリ１２の速度が制御される場合、第２傘歯車１４の速度が、設計最大値から回転の第１方向でゼロを通り回転の第２反対方向である設計最大値まで連続的に変えることもできるということが理解されるであろう。また上述したように、差動歯車アセンブリ９は従来の自動車用の差動歯車の方法で作動する。パワートランスミッションユニット１０は上述したようにメイントランスミッション１１および差動歯車アセンブリ９を機能的に便利なように一体に組み合せ、その結果、入力回転パワーは連続可変出力速度で二つのハーフアクスル１８、１９に差動的に伝達することもできる。

【００８３】

上述したパワートランスミッションユニット１０の作動は、第９図において例示的な実施例を参照してさらに理解することもでき、その際、メイントランスミッション１１の第１傘歯車５と第２傘歯車１４がそれぞれ３０歯を有し、またメイントランスミッション１１の遊星傘ピニオン歯車７もそれぞれ１０歯を持っている。

【００８４】

第９図に図解した例示的実施例の軸Ａ－Ａの周りの同じ回転方向の入力の差の比の影響について以下に説明する。

【００８５】

油圧／機械式反作用パワー制御ユニット２０を形成するために一体に接続したプライマリおよびセカンダリパワー駆動ラインＡおよびＢからの入力の１：１比

第９図に示す第１傘歯車５が前方に１回転すると、傘歯車５の３０枚の歯が前方に回る。同時に環状ピニオンキャリヤ１３が前方に１回転同じ方向にＡ－Ａ軸の周りを回ると、各遊星傘ピニオン歯車７は静止したままとなる。その結果、第２傘歯車２０と歯を噛合わせた非回転傘ピニオン歯車７は傘歯車１４と差動フレーム２０をＡ－Ａ軸の周りに前方に完全に１回転回す。差動フレーム２０に担持された差動ピニオン歯車１５は、それぞれハーフアクスル１８、１９に作動可能に接続されている差動サイド歯車１６、１７によってのみ拘束され、これによって二つの駆動ホイール（図示していない）の間で通常の自動車差動装置の作用を行うことができる。

【００８６】

第１３図に示した結果は、第１３図に示した差動油圧／機械式反作用パワー制御ユニット２１によって提供される入力の比によって第１傘歯車５と環状ピニオンキャリヤ１３の間で１：１であり、パワートランスミッションユニット１０を通り差動フレーム２０までの速度比は１：１である。

【００８７】

差動パワー制御ユニット２１とパワートランスミッションユニット１０を統合した入力比２：１

第９図の第１傘歯車５が前方に１回転すると、前方に３０歯動き、環状ピニオンキャリヤ１３が同じ方向にＡ－Ａ軸の周りを前方に半回転（２：１）すると、各遊星傘ピニオン７はＡ－Ａ軸に対して垂直の軸の周りを逆方向に１５歯回り、第２傘歯車１４と噛合う点から１５歯だけ半回転して動く。第２傘歯車１４は３０枚の歯を持っているので、環状ピニオンキャリヤ１３と傘歯車７は半回転動き、したがって、３０歯の第２傘歯車１４と差動フレーム２０は静止したままになる。

【００８８】

その結果、第１３図に示したようにパワー制御ユニット２１によって提供される入力の比は第１傘歯車５と環状ピニオンキャリヤ１３の間で２：１であり、第２傘歯車１４と差動サイド歯車１６、１７はパワートランスミッションユニット１０からのゼロ出力で効果的にロックされた静止位置のままである。

【００８９】

入力の３：１比

第１傘歯車５が前方に３０歯分１回転すると、また環状ピニオンキャリヤ１３が同じ方向

にＡ－Ａ軸の周りを前方に１／３回転すると、各遊星傘ピニオン歯車７は２０歯だけ後方に逆回転し、その間第２傘歯車１４の周りを１０歯に等しい距離を動く。このため、第２傘歯車１４と差動フレーム２０は逆方向に１０歯、または逆方向に１／３回る。上記のように、差動歯車アセンブリ９は二つの駆動ホイール（図示していない）の間で通常の自動車差動装置の作用を行うことができる。

【００９０】

その結果、第１傘歯車５と環状ピニオンキャリヤ１３の間の入力の比は３：１であり、第２傘歯車１４と差動フレーム２０はＡ－Ａ軸の周りを逆方向に１／３回転する。

【００９１】

オーバードライブは１未満の入力比によって得られるということが理解されるであろう。上記の観点から、本発明の統合パワートランスミッションユニットの実施によって、コンパクトで一体組込みの連続可変トランスミッションを在来の自動車差動装置付きで提供し、これは特に、排他的ではないが、また前輪駆動車、４輪駆動車用のミッドマウント、トラックおよびトラクタの車両パワートレイン、本発明による後輪駆動差動アセンブリの換装によるギヤボックスの不要化をもたらし、本発明を車両、トラックおよびトラクタの車両パワートレインの使用に適したものであるということが理解されるであろう。特に、本発明のトランスミッションの実施例によって二つの車両駆動輪を連続的に可変速度で回転させて差動駆動し、またはフロントおよびリヤアクスルを差動駆動できる。

【００９２】

添付の図面第８、９および、１３図に示すように、本発明の第２の観点の好適実施例に従う一般的に差動油圧／機械式反作用パワー制御ユニット２１およびパワートランスミッションユニット１０と接続した単一パワー入力ユニット一体組立品から構成され、これらの一体組立については上述した。

【００９３】

第１４図に、パワーユニット４４、差動ディスプレイスメント油圧／機械式可変速度トルク反作用セカンダリパワー駆動ラインユニット２１、トランスミッションユニット１０および買いＣｌｏｓｅプロセッシング制御ユニット５が示してある。これらの構成品はここでさらに詳細に各種の好適実施例について説明する。

【００９４】

パワートランスミッションユニット１０の種々の構成品の構造、配置および作動についてのこれまでの詳細説明は以下の説明に参照されるであろう。

【００９５】

第１４図に図示した実施例において、パワーユニット４４は内燃機関であり代替的にはすべての形式の内燃機関形式－ガソリンエンジン、ディーゼルエンジン、ロータリエンジン、真のロータリバランスドエンジンガスタービンエンジン、または通常の電気モータ係止、燃料電池動力電気モータ、電気および／または機械的フライホイールも使用することができる任意の類似または非類似の組合せのものから構成される。ガソリンおよびディーゼル内燃機関が比較的低い生産コストで確立された技術をもつため好適である。第１４図に示す実施例において、パワーユニット４４はガソリンまたはディーゼルエンジンパワーユニットである。

【００９６】

作動油圧／機械式パワー制御ユニット２１は、エンジンの後部のクランクシャフトからギヤまたはスプロケット２０に適合するギヤ、チェーン、またはベルトを介して伝達し、プライマリおよびセカンダリパワー入力駆動ラインをエンジン／パワーユニット４４の中心まで歯車またはチェーンまたはベルトを介してパワー制御ユニット２１のプライマリおよびセカンダリ駆動Ａ、Ｂからパワートランスミッションユニット１０の駆動ギヤまたはスプロケット４２、４３まで伝達するために有利なように配置され、パワートランスミッションユニット１０は前輪駆動応用についてはもっとも適した位置である横置きエンジン４４に関連して中央に配置され、ハーフアクスル１８、１９については標準前輪駆動軸から前輪までに接続する適切な位置に配置されるであろう。

【００９７】
パワー制御ユニット２１およびパワートランスミッションユニット１０のハウジングはまたエンジン４４から容易に着脱ができるように有利なように配置される。
【００９８】
第１５図は、第９および１０図に示した車両パワートレイン４６の単純化した実施例を示し、ここではパワートランスミッションユニット１０の第２傘歯車１４が内部差動歯車アセンブリに作動可能に接続されていない、つまり、パワートランスミッションユニット１０だけはメイントランスミッション１１を含むが、しかしその代わりに駆動軸４７に作動可能に接続されている。第１５図に示す車両パワートレイン４６の単純化された実施例は好適にはガソリン、ディーゼル、ロータリ、真ノバランスドロータリまたはガスタービンエンジンを利用し、前輪および／または後輪駆動車両で使用するように適合し、駆動軸４７が単一在来自動車用差動歯車アセンブリに作動可能に接続されている。代替的には、第１５図に示す車両パワートレイン４７はミッドマウント式の４輪駆動車両にすることもでき、その際、駆動軸４７は在来の前輪および後輪４輪駆動差動歯車アセンブリに作動可能に接続される。
【００９９】
第１４図に示すマイクロプロセッシング制御ユニット４５は、車両ドライバからのコマンド入力を受信するための入力装置と車両パワートレインの性能パラメータの閉ループフィードバック制御を提供するための複数の入力／出力インターフェース装置（図示していない）を含んでいる。好適には、複数の入力／出力インターフェース装置（図示していない）は、パワートレインの性能パラメータのデータをモニターし、分析しおよび伝送するための複数の高性能センサから構成される。性能パラメータは好適には、エンジン４４の負荷、二つのプライマリおよびセカンダリパワー出力歯車またはスプロケット４２、４３のそれぞれの回転速度、油圧および回転数を含むパワー制御ユニットの負荷、二つのハーフアクスル１８、１９のそれぞれの負荷および二つのハーフアクスル１８、１９のそれぞれの回転速度を含む。好適には、性能パラメータはマイクロプロセッシング制御ユニット４５によって連続的に制御され、さらに車両パワートレインを構成するパワーユニットの形式に固有置または形式に関する性能パラメータを含む。
【０１００】
使用に際して、マイクロプロセッシング制御ユニット４５は、好適にはドライバからのコマンド入力に応じて性能パラメータを連続的にモニターし、分析しおよび相互に調整するための閉ループフィードバック制御を備えている。エンジン４４の始動の間、マイクロプロセッシング制御ユニット４５は第１２図に示すディスエンゲージ・セーフティクラッチおよび／またはスワッシュプレート３５の角度整列を都合のよいように制御し、それによってセカンダリパワー入力駆動ラインがプライマリ駆動ラインに対して２：１の比において、メイントランスミッション１１の出力傘歯車１４が始動時または駐車セーフティク位置で静止ダイナミックロック位置に止める。
【０１０１】
すなわち、始動時マイクロプロセッシング制御ユニット４５は、パワー出力歯車４２と４３の間の回転速度の比が２：１のときだけ、制御ユニット２１の第１歯車２０にエンジン４４の対応するパワー出力軸を接続する。
【０１０２】
パワートランスミッションユニット２１および１０の作動についての上記の説明から、パワートランスミッションユニット１０の各差動サイド歯車１６と１７は、したがって、ゼロ速度において安全静止位置に確実にロックされるであろうことが理解されるであろう。大部分の応用において、手動オーバーライド・クラッチはセーフティレベルを増大するために備わっているということが明らかになるであろう。パワートランスミッションユニット２１および１０の作動についての上記の説明から、その後に続く、例えば車両ドライバからのコマンド入力に応じてマイクロプロセッシング制御ユニット４５はパワー出力歯車２３と３０の相対速度を調整するためにエンジン４４とパワー制御ユニット２１の作動を

都合のよいように制御し、それによって、パワートランスミッションユニット１０の差動サイド歯車５と１４および、したがって二つのハーフアクスル１８と１９並びに二つの駆動輪（図示していない）は必要な方向に、必要な速度で回転するということもまた理解されるであろう。車両パワートレイン２１と１０の運転中、マイクロプロセッシング制御ユニット４５は、コマンド入力および／または性能パラメータのデータの分析に適応応答し、また二つのプライマリおよびセカンダリパワー駆動ラインＡとＢの相対速度およびＡとＢでの二つの駆動ライン２３と３０の間の反作用負荷制御を含む性能パラメータを相互対話式に調整することによって運用要求に合致する車両パワートレイン４８の最終出力速度とパワーを連続的に制御する。

【０１０３】

好適には、マイクロプロセッシング制御ユニット４５は、性能アルゴリズムによってプログラム可能であり、その結果、車両パワートレイン４８の性能を最適化するアルゴリズムに従って制御された性能パラメータを連続的に相互対話式に調整する。例えば、マイクロプロセッシング制御ユニット４５は、車両パワートレイン４８を効率的に最適化するためにプログラムすることもでき、その場合、コマンド入力に応じてマイクロプロセッシング制御ユニット４５は、ピーク値の範囲内でエンジン４４の効率を維持するために各プライマリおよびセカンダリパワー駆動ラインの性能パラメータを連続的にモニター、分析および相互対話式に調整し、一方では、運用供給に適合するためにパワートランスミッションユニット１０の最終出力速度とパワーを相互対話式に制御するパワー制御ユニット２１のプライマリおよびセカンダリ駆動ラインの間の負荷分担を瞬時に連続的にモニターし調整するであろう。そのような機能において、総エンジン効率は異なる運転条件の広範な範囲にわたって達成されるであろう。したがって、内燃機関に適用する実施例において、燃料経済の大幅な改良および対応する排気ガス放出の大幅な減少を達成することもできるということが理解されるであろう。

【０１０４】

例えば、パワーユニットが内燃ピストンエンジン（第１４図に示した実施例のように）であるとき、性能パラメータはマイクロプロセッシング制御ユニットによって連続的に制御され、好適にはさらに内燃ピストンエンジンに特有のマニホールド・ブースト圧、エンジントルク、エンジン回転数、燃料混合気、スパークタイミング、バルブタイミング、可変インテークマニホールド形状、燃焼室状態、圧縮比および排気ガス化学的性質のようなパラメータを含む。

【０１０５】

無段変速トランスミッションの機能を有することによって、要求された精密な車速を提供し、一方。エンジン回転数および相互に関連するパワー制御ユニット２１のプライマリおよびセカンダリパワー出力速度を変化させることによって、並びに燃料空気混合比を変化させることによって最適燃料空気燃焼率を維持し、最適運転条件を車両、トラックおよびトラクタについて速度とエネルギー要求条件の全範囲にわたってリアルタイムに維持することができ、最小汚染と最大燃料効率を提供する。

【０１０６】

上述の観点から、本発明の車両パワートレインの実施例はコンパクトな適応制御された車両パワートレインを提供し、特に重量とサイズが緊要である小型および中型の前輪駆動車両への応用に適したものであるということが理解されるであろう。

【０１０７】

第１６図は、第９図で説明した同じ原理の実施例であり、メイントランスミッション１１と差動歯車アセンブリ９の二つの入力手段を組合せてパワートランスミッションユニット１０を形成するものに関する。プライマリパワー入力駆動ラインから直接パワーの入る傘歯車５と環状ピニオンキャリヤ１３の間の速度変化が要求され、第４、５、６および７図に説明したように同じ反作用力を生成し制御する。

【０１０８】

第１６図は、本発明のパワー制御ユニットとパワートランスミッションユニット１０を

コンパクトに一体に組合せたものを示し、これは上記のように速度変化と反作用力の両方を差動ディスプレイスメントによって制御する。カムとラック４９（ａ）はプライマリパワー入力歯車スプロケットまたはプーリ４２に固定され、環状カムとラックはコミュテータプレート５０に固定され、コミュテータプレート５０は二つのインゲン豆形状（Ｃ形状）のコミュテータスロット５１と５２を有し、ほとんど１８０°に円形コミュテータプレートの両側に広がり、対向するセミサーキュラコミュテータスロットの間を十分にセパレートし、油圧作動油が高圧側から低圧側に移動しないように防止する、この圧力は第４、５、６および７図で説明した交互に作用する力である。第１６図に示す各コミュテータスロット５１と５２は、カムプレート４９（ａ）、４９（ｂ）と整列して恒久的に固定され、それによってサーキュラカムトラック４９（ｂ）の最高部位が二つのコミュテータセミサーキュラスロット５１と５２の分割点である。この手段によって、プライマリ入力スプロケットまたは歯車の回転にかかわらずカムトラック４９（ａ）、４９（ｂ）がコミュテータバルブプレート５０に固定され、コミュテータスロット５１と５２はまたカムトラックとともに回転し、カムトラックとコミュテータプレートの恒久的な整列を確実にし、油圧作動油またはオイルがシリンダ５５のピストン５４の後部にトラップされたとき、この手段によってピストンローテーティンググループ５４が差動的に回転するにつれて油圧作動油を受け入れおよび解放する。カムトラック４９（ａ）、４９（ｂ）にかかる反作用力によって、ピストンローテーティンググループがプライマリパワー入力歯車またはスプロケット４２と一致して回転する。ピストンローテーティンググループは環状ピニオンキャリヤ１３に装着され、環状ピニオンキャリヤ１３は内部に配置された遊星傘ピニオン歯車７を回転可能に担持している。これによって、出力速度の変化とトルク力を生じ、これはローテーティングピストングループ５３によって既述したような方法で拘束される。

【０１０９】

狭いセンタースロットとまた相互連結している湾曲経路にある一つのスロットまたは一連のサーキュラホールのいずれかである二つのセミサーキュラコミュテータスロットを制御するために、高圧コミュテータスロットを低圧側から分離する必要があり、またコミュテータスロット５１と５２は差動回転するので、ステーショナリコミュテータギャラリ５６をポートＡでギャラリ５７をポートＢで互いにＡ－Ａ軸に対してオフセットする必要がある。この手段によって、コミュテータプレートスロット５１と５２を介して差動回転するピストンローテーティンググループシリンダオイルギャラリ５１と５２は、常にそれぞれ対応する高圧および低圧ポートに隣接している。

【０１１０】

第１６図で説明したように本発明の利点は、プライマリおよびセカンダリパワー入力駆動ラインの間の差動的なパワー入力速度の要求された変化の制御並びに相互作用力の制御は、すべての車両、トラックおよびトラクタ若しくは通常前進および後進、変速および差動作用並びにさらにギヤボックスの削除を必要とする任意の当該機械の現行の位置に差動装置の換装のために適したコンパクトな一体ユニットに完成されている。

【０１１１】

第１６図で説明したように完全一体ユニットは、この実施例で示した差動反作用油圧／機械式パワートランスミッション５８であり、セカンダリパワー入力駆動ラインで作用力を制御するための反作用機構はサーキュラコンケーブカムトラックを走るボールを備えたピストンである。これはまた、軸受とシャフトによってピストンの端部に取り付けられたピストンリングとローラを装着することもでき、ローラは複数のローラの周りを自由に回ることができ、適切な形状のカムトラックに当接することができるピストンを使用する別の実施例を使用することもできる。このアセンブリはまた高トルクがピストンに伝達されるのを防止するためにサイドローラを装着することもできる。一つの実施例を後で第２３図に示し、さらなる実施例は第２４図に示す。

【０１１２】

第１６図で説明したように本発明は、ミッド・メインパワートランスミッションユニット１１と内部駆動差動装置９を備えたアウター油圧制御差動パワー制御ユニットを包含する

。
【０１１３】
車両に適用する差動キャリヤは通常のエンジン回転数に対して約４：１の比で回転するということがさらに理解されるであろう。この理由から本発明で使用する差動反作用油圧／機械式パワートランスミッション５８では、全速エンジン回転数であるいわゆる４、０００ｒｐｍはすべての構成品のロングライフおよび耐久性のためにただ１，０００ｒｐｍで回転する。
【０１１４】
外周にローテーティングピストングループ５３を設置することによって、低速での高トルクを保証し、またハーフアクスル１８、１９の間の幅が前輪駆動車両のフロントホイールの間のマウンティングを最小に保持することを保証し、またはハーフアクスルなしの標準スペースおよび標準アクスル内に車両、トラックおよびトラクタの標準差動装置を換装するために保証し、また無段反作用トランスミッションに説明したようなマイクロプロセッサコントローラの一体組み込みを含む。
【０１１５】
第１６図において、速度および反作用力はポートＡ５６とポートＢ５７の油圧作動油圧力および流量によって制御が影響されるということで説明を完結するものとする。第１７図において、パワーユニットからのプライマリパワー入力はスプロケットまたは歯車２０と噛合い、スプロケットまたは歯車２０は次にスプロケットまたは歯車４２と噛合い、歯車２０は軸６２に装着されていて、軸６２は軸受６３によって担持され、次に曲がり軸可変吐出ポンプ６９を駆動し、可変吐出ポンプ６９は次にポートＡ６０とポートＢ６１を介して油圧作動油を供給および受入れる。
【０１１６】
曲がり軸可変吐出ポンプのレンズ６４は、制御スクリュー６５の回転によってゼロから最大流量まで制御され、次に第１４図に示すマイクロプロセッシング制御ユニットからのコマンドを介して動かされるモータ６６によって連続的に制御される。曲がり軸可変吐出アキシャルピストンポンプのポート６０、６１についてはユニット化された差動反作用油圧／機械式パワートランスミッション５８のポート６７、６８とほぼ相互接続され、ピストンローテーティンググループ５３の反作用力と速度の制御を既述したように作用で行うことができる。
【０１１７】
第１７図で説明したように本発明は、コミュテータプレート５１に固定され、カムプレート４９に関して差動回転できるようにピストングループ５３と軸Ａ－Ａのシャフトの周りを回転するように担持されたカムトラック４０の同様の配置に作動可能に接続された曲がり軸可変吐出ポンプユニット６９とともに使用することもでき、そのサポーティング部材はまた上述のようにオフセットポートを介して曲がり軸ポンプアセンブリ６９に接続されたユニット５８とともに軸Ａ－Ａの周りを回転するが、しかし両方のユニットはパワートランスミッションユニット１０から独立した存在として第１３図で説明したような同じ方法でパワートランスミッションユニット１０に作動可能に接続される。また本発明のさらなる実施例では、ローテーティングピストングループを備えるために、上述の方法を使用したとき、記述したような同じ効果を得るためにアキシャルまたはラジアルピストンの形状でカムプレートに当接して作用するように位置させ、フラットサイデッドローラ付き、アクスルカーブドサイデッドローラ付き、アクスルまたはボールまたはローラ付き、またはアクスルなしで（当該実施例の一つについて後で第２３、２４図で示す）アキシャルまたはラジアル位置のいずれかでマッチングクローズドカムトラックに当接して作用する。
【０１１８】
本発明は、すべての形式の車両、トラックおよびトラクタ用の種々の実施例に適している。トラクタおよびトラックの場合には、要求条件および本発明の適用について理解するために、トラックおよびトラクタの両方に対する例外的なトルクの要求および外部の大幅に変動するエネルギー需要の極端さを受ける。高負荷および極度に変動するトルク要求条件

に適合する現在利用でき最も進歩した技術および方法を探究することは、トラクタ、トラックおよび他の重負荷運搬および各種機械のモードに本発明の機能と適用をよりよく理解するためには有益なことである。第１８図は２４段ギヤトランスミッションのスタート時の１段ギヤを６９で示し、３．４ｋｍ／ｈの前進速度が得られ、変速段が進むにつれて各変速段のギヤにおいてエンジンは各変速段のサイクルをそれぞれ繰り返していく、各サイクルはエンジンが低回転速度で始まり、高トルク負荷要求はエンジンが低速の間である。これはまたローパワーを作り出す点では結果として高い燃料消費を引き起こし、燃料空気混合気のパワーへの変換は低効率となる。エンジン回転数が増加するにつれて、エンジン回転数とトルクがバランスするまで、パワー出力が増加する。この点は通常各ギヤの中央部（ミッドレンジ）にあり、燃料消費が最も効率的な点である。エンジンが引き続いて回転数を増加すると、特別な変速ギヤにおいて、燃料消費が増加し、パワーに対する燃料変換効率が減少する。第１８図において、このサイクルは２４段ギヤを通してグラフで表されるように繰り返され、上記のようにエンジンがサイクルする。曲線７０は望ましい平均ギヤ比を表し、変数として、エンジンがエンジン回転数とトルク負荷の間でコンスタントにバランスして作動し、この点で燃料消費が最低であり、エンジン効率は燃料をパワーに変換するのが最大になる。エンジンを常にこのバランスした状態で運転し最大効率を得ることが本発明の目的である。

【０１１９】

第１９図は、第１８図に示した２４段変速ギヤを達成するために必要な複合パワートレインの線図である。

【０１２０】

第１９図のパワートレインの線図は、エンジン７１で始まる。エンジントルクおよび馬力（パワー）は、ギヤチェンジおよびクラッチの手動または自動のいずれかでの切り換え時に発生する衝撃負荷を滑らかにするためにトルクコンバータ７２を通して伝達され、またトルクコンバータは特に低速、高負荷始動時に使用される。トルクコンバータのエネルギー伝達の効率的な観点についてはさらにエネルギーのスリップによる熱として放散されるパワー損失を引き起こすことである。第１９図に示すようにトラクタについては、２４段の前進ギヤのほかにパワーシフト後進セット７３、ドライビングクラッチ７４、６段走行ギヤ７５およびクローラギヤ／ワーキングギヤ７６を必要とする。

【０１２１】

第２０図は、２４段ギヤトランスミッションの図解切断図であり、許容レベルまでパワー性能曲線を滑らかにする２４段またはギヤ比を有するように達成された複雑で高価なトランスミッションを示している。最小作動部品を使用し、低コストで一方パワートレインの効率を増大し、衝撃負荷を減少し、エンジンのあえぎまたはオーバースピードを排除し同時に燃料経済の改善および汚染の減少を備えた無段ギヤ比変換を達成することが本発明の目的である。

【０１２２】

第２０図はターボクラッチ／トルクコンバータ７６、パワーシフト後進セット７７、ドライブクラッチ７８、６段走行ギヤ７９、クローラギヤ／ワーキングギヤ８０、フロントアクスルへの４輪駆動出力８１を示す。

【０１２３】

第２１図は、ターボクラッチ／トルクコンバータ７６の図解切断図である。

【０１２４】

第２２図は、燃料効率の観点からエンジンのバランスした回転数およびトルクの効果のグラフである。ベースライン８２はトラクタの応用で使用されるようなディーゼルエンジンの実際の回転数範囲を示す。トルクレベルはニュートン・メータ（Ｎｍ）８３の単位で示し、トルクのグラフを８４で示している。パワーはキロワット（ＫＷ）８５の単位で示し、パワー曲線は８６で示される。燃料消費に対するエンジンの回転数とトルクの影響はグラフ上に燃料消費曲線８７としてみることができる。エンジンが１，０００ｒｐｍの低回転数８８のとき６４０Ｎｍの高トルクで、燃料消費が２１５ｇ／ｋｗｈであることが注目

されるであろう。エンジン回転数が１，４００ｒｐｍと１，６００ｒｐｍの間８９のときに、トルクが６５０Ｎｍであり、燃料消費が９２で最低の１９５ｇ／ｋｗｈであり、エンジン回転数が９０で２，２００ｒｐｍに増加すると、トルクは９１で８５Ｎｍに減少する。燃料消費は９２で２２５ｇ／ｋｗｈに増加する。

【０１２５】

本発明の目的は、常に大きく変動する負荷およびパワー要求にかかわらず最大効率範囲でエンジンを運転すること、これはグラフに示すように１，４５０ｒｐｍでトルクが６４０Ｎｍで燃料消費が１９５ｇ／ｋｗｈである当該特定のエンジンについて回転数およびトルクがバランスした点であることがわかる。

【０１２６】

第２２図のグラフは、本発明が提供する高度に変動する回転数とトルク範囲で最適に選択され反作用的に連続的に入力を変化させ、既述したように第１４図に示したマイクロプロセッシング制御ユニットから出力を制御することについての図解説明だけに使用するものである。

【０１２７】

第２３図は、高トルク高負荷の車両、特にトラックによる重牽引並びにトラクタの前進および後進での高トルク作業負荷に適した本発明の実施例である。

【０１２８】

メイントランスミッション１１は高負荷およびトルク要求に従う大きさになっているが第９図で説明した同じ原理を具現し、メイントランスミッション１１と差動歯車アセンブリ９の二つの入力に関してパワートランスミッションユニット１０を形成するために組み合わされる。傘歯車５の間に要求される速度変動はプライマリパワー入力駆動ラインと環状ピニオンキャリヤ１３から機械的にパワーが供給され、第４、５、６および７図で説明したように同じ反作用力が生起して制御する。

【０１２９】

第２３図は、本発明の一部として油圧／機械式差動パワー制御ユニットのコンパクトな一体組合せを示し、第１６図での説明と同じパワートランスミッション１０を一体化し、既述したように速度変動と反作用力を制御する。

【０１３０】

第２３図は本発明のこの実施例のコンパクトな特徴と高トルク特性を特に表現している。プライマリパワー入力駆動ライン４２は環状支持部材９２に装着され、環状支持部材９２は次に環状内部コンボリュートカム９３を支持し固定している。カムトラックおよびアキシャルピストンアセンブリの部分切断端面図は第２５図に示す。第２３図において、カム９３はポーテッドバルブボデー９４に固定されていて、カム９３と一緒に回転し、したがって回転位置にかかわらず油圧作動油ギャラリ９５と９６を正しく整列させて、高圧を供給しオイルの流れをリターンさせ、そして第２５図に示すカムホール９７に対して正しく位置させる。

【０１３１】

第２３図において、静止ハウジング９８はバルブボデー９９の非回転部分に装着されていて、部品１００、１０１によって該当するセパレート内部ギャラリに相互接続され、ローテーティングピストングループ１０２と連通し、それによって高圧およびリターンオイルがシリンダチャンバ１０３（ａ）、１０３（ｂ）内部に正しい時点に送り込み、ピストン１０４（ａ）、１０４（ｂ）を伸張し、ローラ１０５（ａ）、１０５（ｂ）がカムトラックの適切な位置で当接するように噛合い、ピストン１０４（ａ）、１０４（ｂ）の直線スラストを回転運動に接続しおよび／または傘歯車５に対する環状ピニオンキャリヤ１３の回転速度を制御するために拘束ユニットとして作用させる。これは直線状および放射状に分離している、対応するシリンダチャンバ１０３（ａ）、１０３（ｂ）と連通している直線ギャラリを含み、ギャラリ９５、９６によって達成され、他のシリンダは半径方向に配置されローテーティングピストングループ内に均一に配置され、この部分の断面図は第２５図に示す。

【０１３２】
内部に配置された遊星傘ピニオン歯車７を回転可能に担持する環状ピニオンキャリヤ１３に直接装着されているローテーティングピストングループ１０２の作用によって、出力速度の変化とトルク力を引き起こし、これはローテーティングピストングループ１０２によって拘束され、既述したように油圧差動方法でカムトラック９３に対して作用し合う。
【０１３３】
第２３図において、油圧差動速度制御はアキシャルピストンローラ１０５（ａ）、１０５（ｂ）によって、最大効率と最大トルク適用のためにパワートランスミッションパワートレインアセンブリ１０６の外周でカムトラック９３に対して作用し合う。
【０１３４】
ダイナミック油圧差動パワー制御は環状ピニオンキャリヤ１３の片側に位置していて、パワートランスミッションユニット１０とコンパクトに統合され一体アセンブリに形成される
【０１３５】
第２３図は、記述したすべての適用のために特に車両、トラックおよびトラクタに差動装置を直接換装するために適したコンパクト高トルクで効率的な形状で、後進からオーバドライブまでを無限小に可変できる無段トランスミッションと一方また差動エネルギーを両アクスル１８、１９に提供することの両方の作用をする本発明を示す。一つの実施例（図示していない）において、差動装置９は限定されたスリップまたは制御可能の差動ロックアセンブリを組み込んだものにすることもできる。本発明は第２３図で説明したように、第２６図に示すように４輪駆動車またはトラクタのユニバーサルおよびプロペラシャフトをフロントおよびリヤ差動装置とアクスルアセンブリに接続されていてハーフアクスル１８、１９付きの４輪駆動トラクタのミッドポイントに有利なように位置させることもできる。
【０１３６】
第２４図は、ピニオン１０７および傘歯車１０８を通して傘歯車５に伝達されまた歯車およびスプロケット４２を介して歯車またはスプロケット２０に伝達されこれは次に曲がり軸可変吐出ポンプ６９に装着され、これは次にポート６０と６１を介して油圧作動油を供給および受け取り、第２３図に説明したように一体化差動反作用油圧／機械式パワートランスミッション１０６内のポート１００、１０１と適切に接続されているポート６０と６１に適切に接続され、プライマリ機械式駆動ラインを備えた第２３図で説明した本発明の実施例である。第２４図で説明したように本発明はトランスミッションおよび差動装置の換装に特に適したものであり、車両および特にトラックおよびトラクタの差動装置の標準位置に位置していて、内蔵されていてＡ点で入力する高速テイルシャフトのみを必要とし、Ａ点はピニオン１０７に接続され、他の外部入力は第１７図で説明したようにモータエナージャイズドリードスクリュウ６６上の第１４図で説明したマイクロプロセッシング制御ユニット４５からの入力による制御装置である。
【０１３７】
既述したすべての差動油圧／機械式パワー制御ユニットについてはすべての図面において本発明との関連で説明したように、反作用力の逆転を受けるであろう、そして適切な箇所で、キャビテーションを防止するために油圧回路の低圧側に油圧作動油を引き込み可能なチェック弁が装着されるであろう。エネルギーの逆転が起きると、回路の両側のチェック弁は、回路の交互に低圧になる側に低圧油圧作動油を供給するために、圧力レリーフ弁および／または充填ポンプと一体化することもできる。
【０１３８】
第２５図は第２３図で既述したように機能する。第２５図においてカムトラック９３の扇形部分には、端面から見て、ローテーティングピストングループ１０２、シリンダチャンバ１０３（ａ）、１０３（ｂ）、１０３（ｃ）、ピストン１０４（ａ）、１０４（ｂ）、１０４（ｃ）、ローラ１０５（ａ）、１０５（ｂ）、１０５（ｃ）が示してある。カムトラック９３には対向する波形形状のトラックがあり、これは対称になっていてこのためバ

ランスが得られる。ピストン１０４（ａ）、１０４（ｂ）、１０４（ｃ）および他のピストンは半径方向に配置され、回転のバランスを維持するように作動される。ラジアルピストンローテーティンググループ１０２のシリンダおよびピストンの半径方向配置によって、カムトラック９３の波形形状に対応するように位置し、一方でピストン１０４（ｃ）とローラ１０５（ｃ）はカムトラック９３の波方形状にまたは波方形状からのいずれかでエネルギーの伝送の位置に入り、ローラ１０５（ｂ）とピストン１０４（ｂ）はサイクルを完了し、シリンダチャンバ１０３（ｂ）は最大吐出である。この作用はアセンブリの完全な円周の周りに複数のピストンと波形形状の上に段階的な方法で均一に占めるようにして、回転からオイルロッドの往復運動にスムースに移行し、第２４図に示す曲がり軸可変吐出アキシャルピストンポンプ６９によって連続的に移送され制御される。

【０１３９】

第２６図は第１７図で説明したように本発明１０６の一つの実施例についての４輪駆動トラクタの図解切断図を示し、これは好適には、フロントおよびリヤアクスル１０８と１０９に差動パワーを提供するために好都合なように装着されている。

【０１４０】

第２７図は、第２３および２４図で説明したように、本発明１１１の一つの実施例についてメイントランスミッション／ギヤボックスおよびプライマリ駆動差動装置を換装するタンデムドライブアセンブリ１１０の図解切断図を示す。

【０１４１】

直列設置エンジンからの機械的プログラムシャフトはパワーを提供し、１０９で接続され、エンジン機械的入力パワーが矢印１１２の方向である。トランスミッションアセンブリとともに取り付けられた差動装置デファレンシャル・ハウジングは矢印１１３で表示され、トランスミッション・デファレンシャル・フルアクスルは１１４と１１５で接続され、所定の位置にあれば両アクスル１１６、１１７にパワー出力を提供したであろう。一体組込みパワーユニット１１１は第２７図で説明されるようにタンデムおよび／または単一アクスル機械として使用することができるということが理解されるであろう。

【０１４２】

第２８図は本発明の実施例を示し、第９図で説明されるようにアウターメイントランスミッション１１には、遊星傘ピニオン歯車７を回転可能に担持する外部に配置した環状ピニオンキャリヤ１３を備えたアウターメイントランスミッション１１の片側に装着された差動装置歯車アセンブリ９を有することもできる。この手段によって非常に高トルクパワーのトランスミッションユニット１０を第１軸Ａ－Ａの周りを回転するように同軸に配置した第１傘歯車５と遊星アセンブリ１２を含むメイントランスミッション１１の最大直径を受け入れできる外径に減少して備えることができる。遊星歯車アセンブリ１２は内部に装着され、内部環状ピニオンキャリヤ１３上に担持されている。スピンドル４は放射状に出ていて、中空環状ピニオンキャリヤ１３に固定されている。スピンドル４は傘ピニオン歯車７を担持し、傘ピニオン歯車７は軸受８によってスピンドル４の周りを自由に回転する。スピンドル４の外側端部には歯車またはスプロケット４３が取り付けられる。トランスミッションユニット１０の機能は第８、９図で説明されていて、Ａとして第２８図で示すプライマリ駆動ライン、Ｂとして示すセカンダリ可変駆動ライン４３を備え、およびＣとして示す第２傘歯車６を介するパワー出力は次にＤで差動キャリヤ２０に直接固定される。

【０１４３】

これによって、メイントランスミッション１１の第２傘歯車６を介する出力駆動はメイントランスミッション１１の片側に伝達され片側に装着されている大きな直径の差動歯車アセンブリ９に伝達され、傘歯車５、６と等しい直径にすることができ、非常に高トルクパワーの標準デファレンシャル・トランスミッションを受入れできる。

【０１４４】

標準差動装置（デファレンシャル）機能はパワーをサイド歯車１７を介してアクスル１９にサイド歯車１６を介して中空傘歯車６、キャリヤアセンブリ１１８および傘歯車５を通

してアクスル１８によってパワーが供給する。

【０１４５】

差動装置は左または右に配置することができ、原則的には第９、１２、１３、１４、１５、１６、１７、２３、２４、２６図に示し説明したように各種の実施例に組み込むこともできることが理解されるであろう。第２８図に説明した本発明は、特に第２４および２７図で説明した実施例の応用に適していて、特に標準デファレンシャルの直接換装のために適し、第２７図に示すようにトラクタ、トラックおよび高負荷荷重車両のような極端に高トルク応用に使用するとき、それによってギヤボックスとデファレンシャルの機能の両方を狭い半径方向スペース内にグランドクリアランスのために直径の減少を受け入れている。第２８図で説明したように同じ技術を使用するためのスケールの問題だけであり、一体組込み先進パワートレインとしてすべての形式の車両、トラックおよびトラクタにデファレンシャルと同様の無段変速切替えを提供するメインパワートランスミッションユニットおよびサイド搭載デファレンシャルを備えた油圧制御油圧／機械式差動パワー制御ユニットの既述した実施例を組合せるということが理解できるであろう。

【０１４６】

さて本発明について好適実施例を特に参照して説明してきたが、本発明は種々の変更および改修について、先行する明細書に記載する事項から特に異なるものでも具現することを受け入れ可能である。これらの変更および改訂は本発明の範囲を逸脱しない限り可能である。

【図面の簡単な説明】

【図１】　トルクおよびエンジン回転数の変化に関連する内燃機関の効率のグラフである。

【図２】　パワー入力と車速のステップを示す車両用自動変速機のパワーパターンであるシフト一覧表である。

【図３】　従来の多段歯車付き機械式トランスミッションとセカンダリ駆動ラインのリバース油圧トランスミッションの形式の閉じ込めオイルによって制御する反作用力を使用する本発明のパワートレイントランスミッションの間の比較を示したグラフである。

【図４】　プライマリおよびセカンダリ入力パワー駆動ライン並びにアウタートランスミッションのパワー出力に関連する比と反作用力の線図である。

【図５】　プライマリおよびセカンダリ入力パワー駆動ライン並びにアウタートランスミッションのパワー出力に関連する比と反作用力の線図である。

【図６】　プライマリおよびセカンダリ入力パワー駆動ライン並びにアウタートランスミッションのパワー出力に関連する比と反作用力の線図である。

【図７】　直線形状からアウタートランスミッションのロータリ形状に変換された示す線図と部分断面概略図である。

【図８】　アウターおよびインナートランスミッション並びにプライマリおよびセカンダリパワー入力駆動ラインの関係と効果を含む本発明の第１の観点に従うパワートランスミッションユニットの実施例の部分断面概略図である。

【図９】　単一パワーユニットからのプライマリ・パワー駆動ラインとセカンダリ可変パワー駆動ラインとの関係を第８図に示したパワートランスミッションユニットの実際の実施例の断面図である。

【図１０】　最大吐出位置を示すアウターパワートランスミッションに反作用的に接続され制御される差動ディスプレイスメント油圧／機械式可変セカンダリ動力駆動ラインの実施例の部分断面概略図である。

【図１１】　第１０図に示したセカンダリパワー駆動ラインのゼロディスプレイスメント位置における部分断面図である。

【図１２】　吐出のフルレンジおよびプライマリおよびセカンダリパワー駆動ラインをアウターパワートランスミッションに直接接続された比および反作用力の合成制御および合成出力を示す第１０図および第１１図に示したセカンダリパワー駆動ラインの部分断面図である。

【図１３】　第１２図に部分的に図示したパワートランスミッションの実際の実施例の切断図であり、在来位置に配置されている場合の差動装置およびギヤボックスの直接取換えを含む前輪駆動、後輪駆動および４ＷＤ車両、トラクタ、並びにトラックの一般的配置および応用に適した第１０、１１、および１２図に示した差動ディスプレイスメントダイナミック油圧／機械式可変セカンダリパワー駆動ラインおよびプライマリパワー駆動ラインの一つの実施例の相互関係が、フロントおよびリヤアクスル駆動車両、トラックおよびトラクタで差動装置。
【図１４】　第１２図に図示したガソリンまたはディーゼルエンジン、プライマリおよびセカンダリパワーライン制御、および第１３図に図示したパワートランスミッションの前輪駆動車両に搭載する横置きエンジンに最適な配置のエンジンと関連するパワー出力付き好適実施例における相互関係を示す本発明の第２の観点に従うパワートレインのガソリンおよびディーゼルエンジン実施例の部分断面線図である。
【図１５】　車両、トラックおよびトラクタで伝統的な直線エンジン配置のリヤパワー出力に適した第１４図に示したパワートレインの単純化された実施例の部分断面線図である。
【図１６】　アウタートランスミッションとインナー差動装置を一体にしたダイナミック油圧／機械式可変セカンダリパワー駆動ラインおよびプライマリ駆動ラインの差動ディスプレイスメントの一つの実施例を組み合せる第１３図に図示したパワートランスミッションユニットの実際の実施例の断面図である。
【図１７】　プライマリおよびセカンダリ駆動ラインを一体にした第１６図に図示したパワートランスミッションの実施例の部分断面線図である。
【図１８】　従来技術の２４段歯車トランスミッションのための前進速度に対する選択歯車のグラフである。
【図１９】　第１８図に示した２４段歯車比を達成するために必要な従来技術のパワートレインの線図である。
【図２０】　第１９図に示した種類の２４段歯車トランスミッションの一部をカットした図である。
【図２１】　第２０図のトランスミッションで使用した種類のトルクコンバータの一部カットした図である。
【図２２】　代表的なディーゼルエンジンについてエンジン回転数に対する燃料消費、トルクおよびパワーの変化を示したグラフである。
【図２３】　高トルク負荷に適した本発明のパワートレインの実施例を示す。
【図２４】　第２３図に示した本発明の実施例の適用を示す。
【図２５】　第２３および２４図に示した構成配置の作動部分を示す。
【図２６】　本発明の実施例に従うパワートレインを組み込んだ４輪駆動トラクタの一部カットした図を示す。
【図２７】　本発明に従うパワートレインを組み込んだタンデム駆動アセンブリの一部カットした図を示す。
【図２８】　本発明に従うパワートレインのさらなる実施例を示す。

【図１】

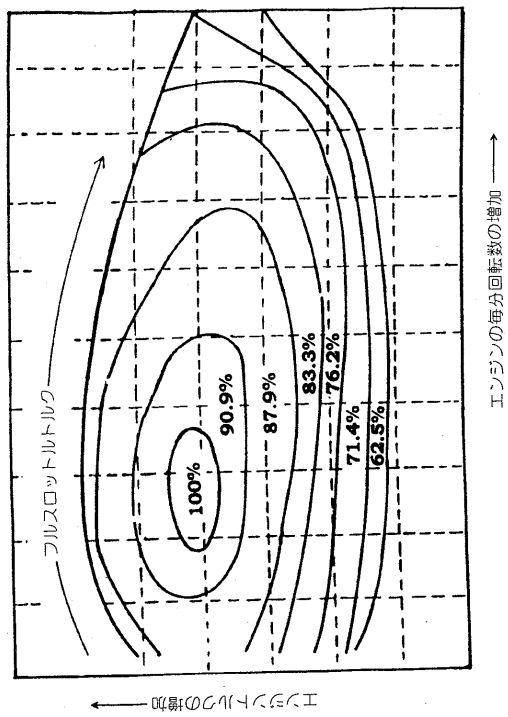


FIG 1

【図２】

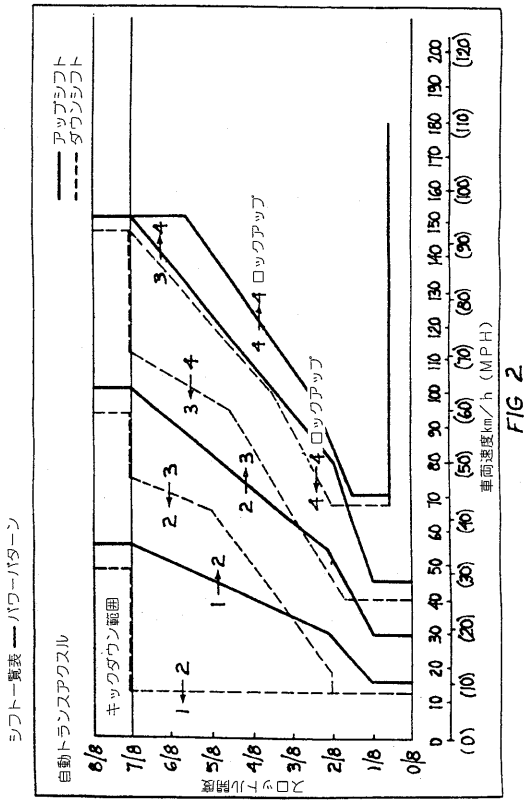


FIG 2

【図３】

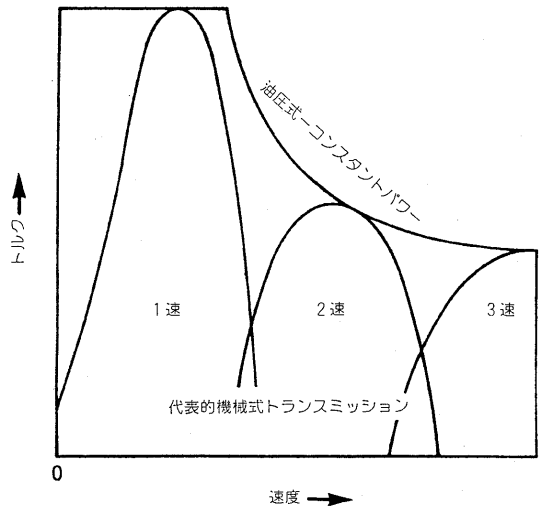


FIG 3

【図４】

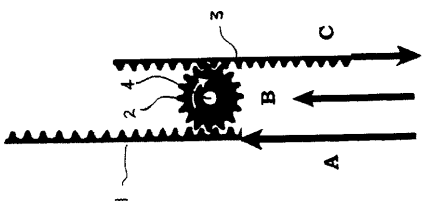


FIG 4

【図５】

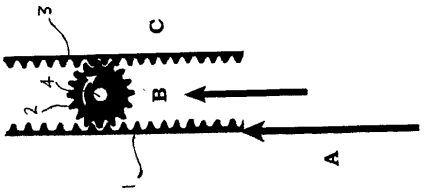


FIG 5

【図６】

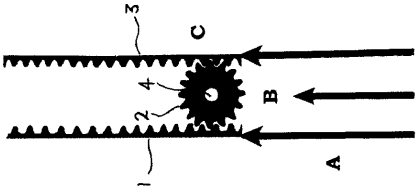


FIG 6

【図７】

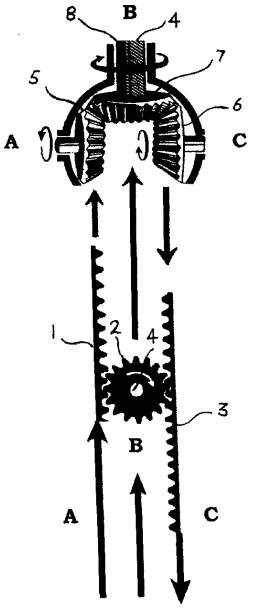


FIG 7

【図８】

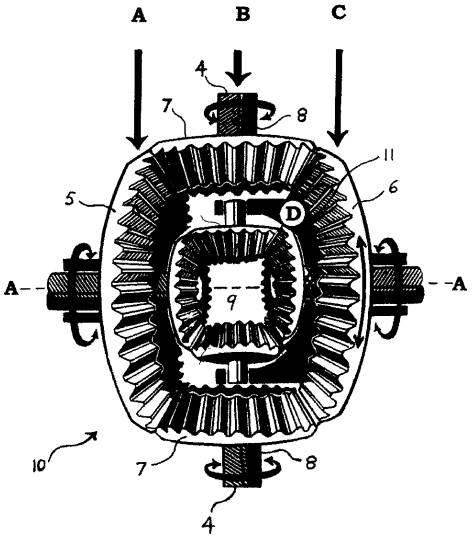


FIG 8

【図９】

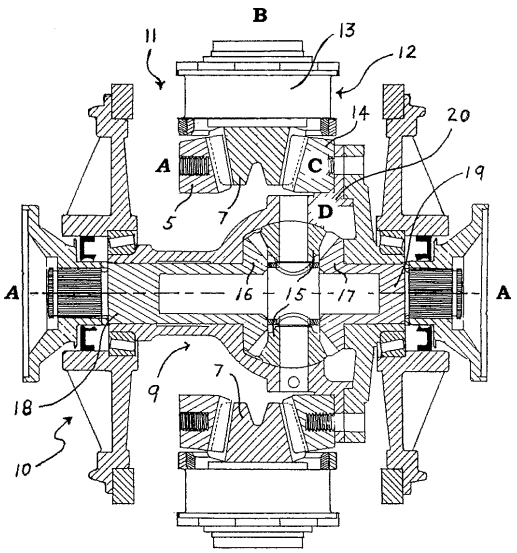


FIG 9

【図１０】

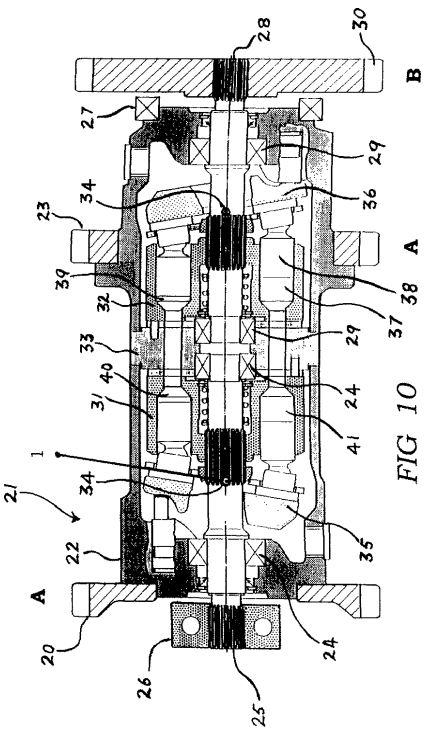


FIG 10

【図１１】

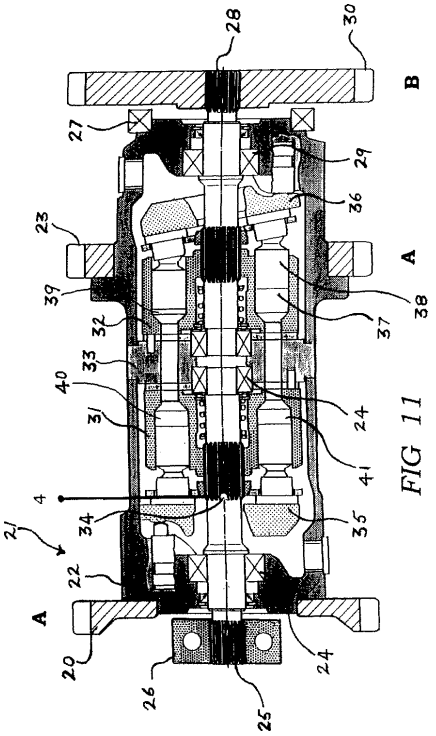


FIG 11

【図１２】

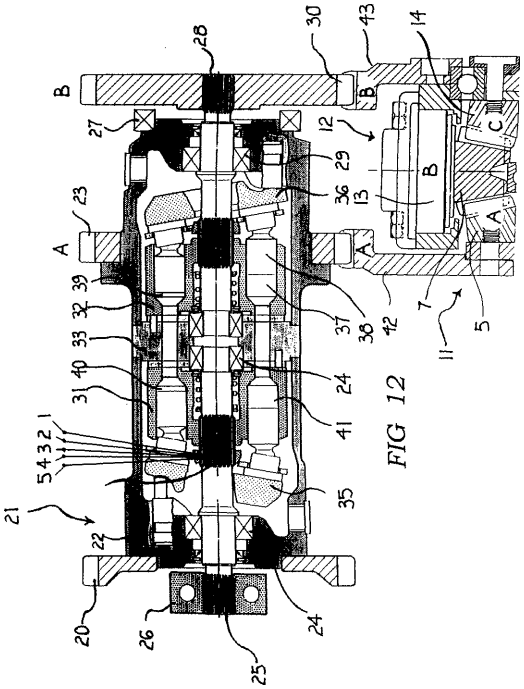


FIG 12

【図１３】

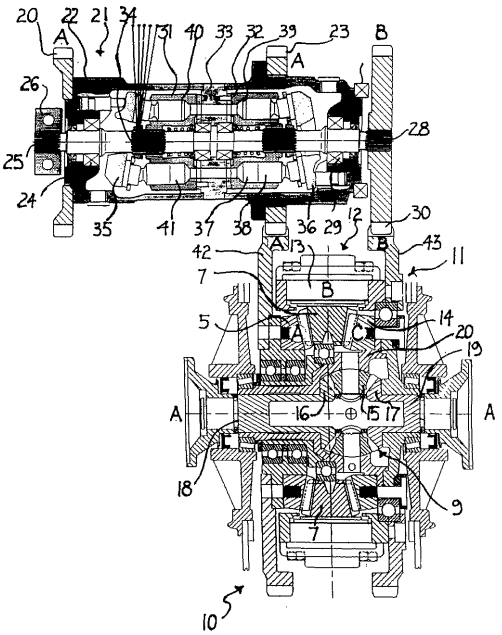


FIG 13

【図１４】

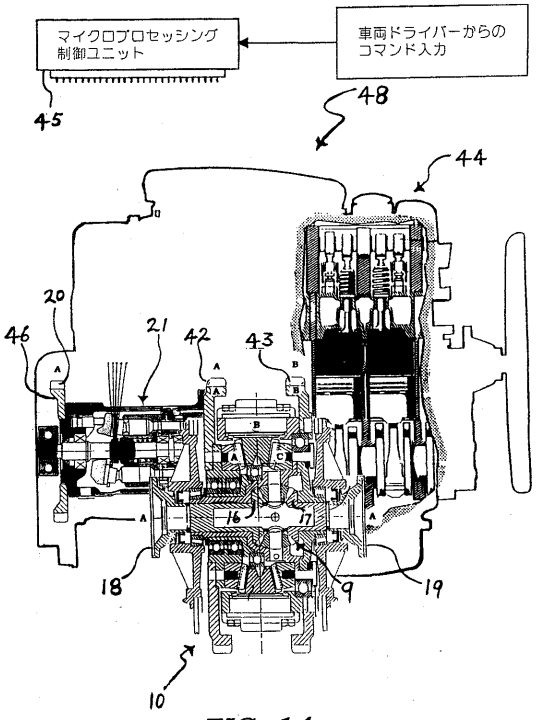


FIG 14

【図１５】

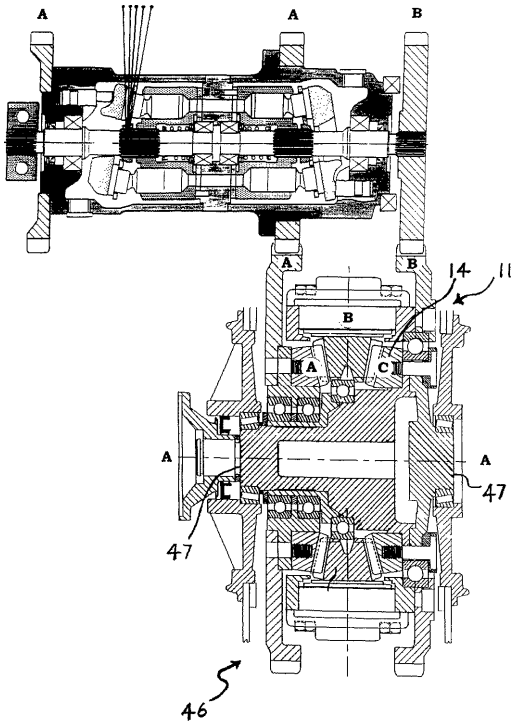


FIG 15

【図１６】

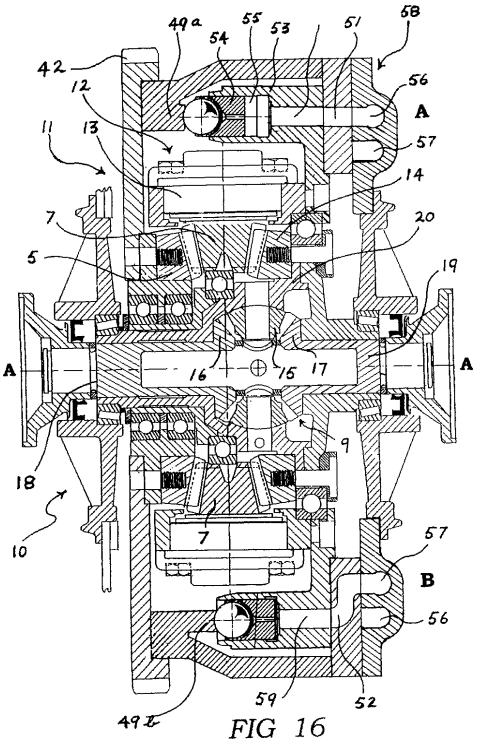


FIG 16

【図１７】

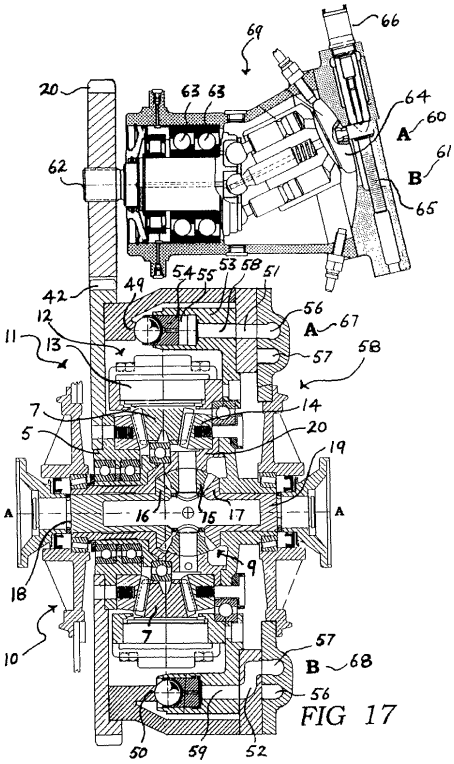


FIG 17

【図１８】

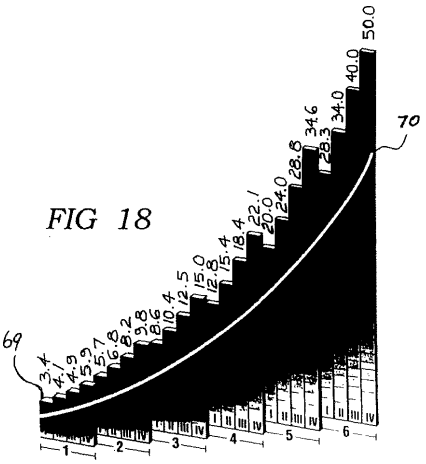


FIG 18

【図１９】

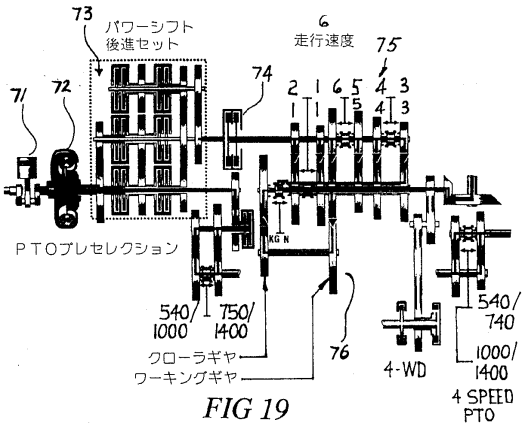


FIG 19

【図２０】

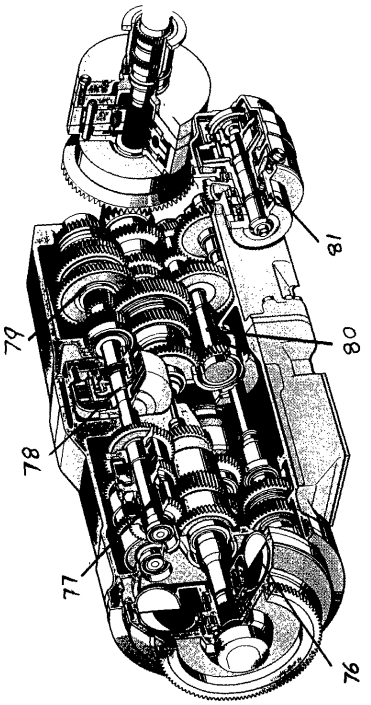


FIG 20

【図２１】

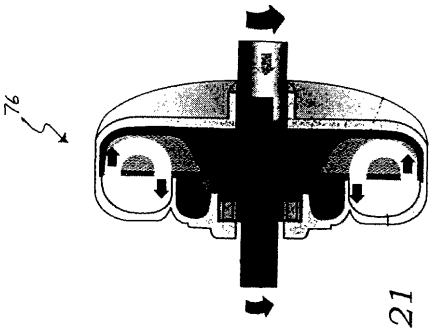


FIG 21

【図２－２】

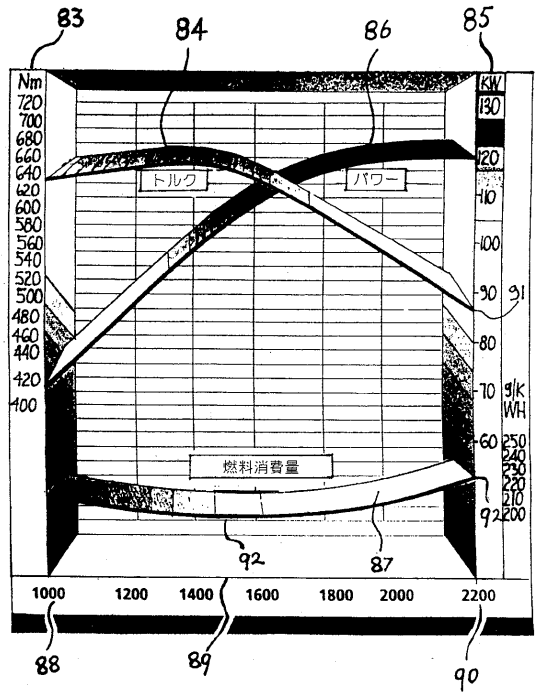


FIG 22

【図２３】

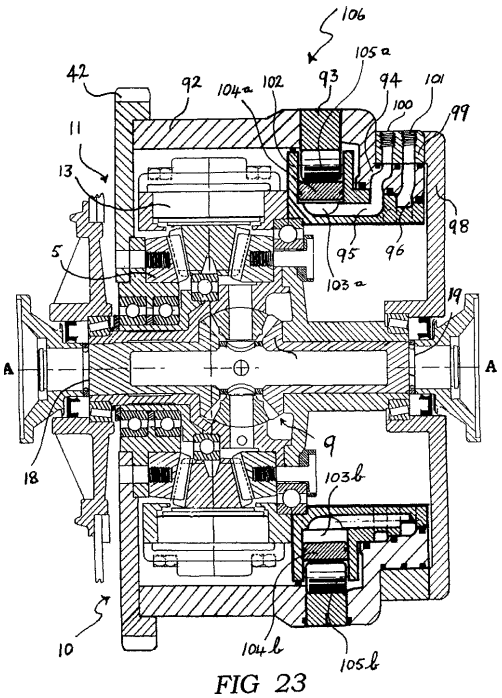


FIG 23

【図２４】

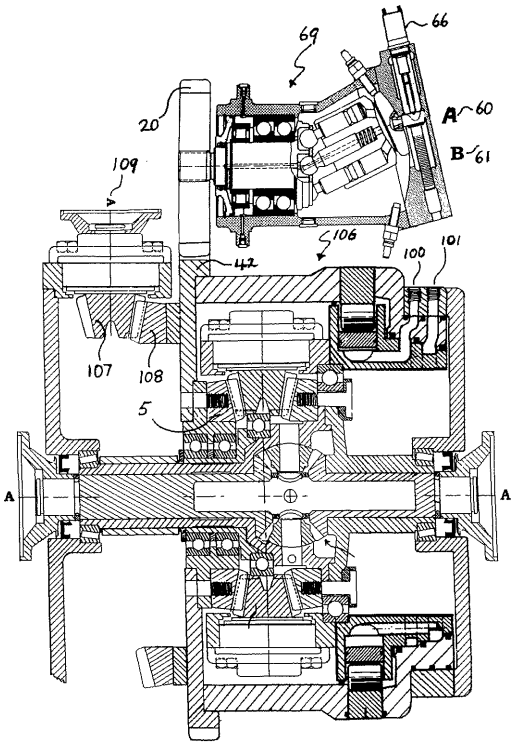


FIG 24

【図２５】

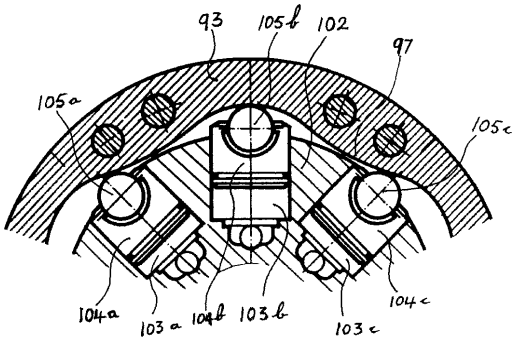


FIG 25

【図２６】

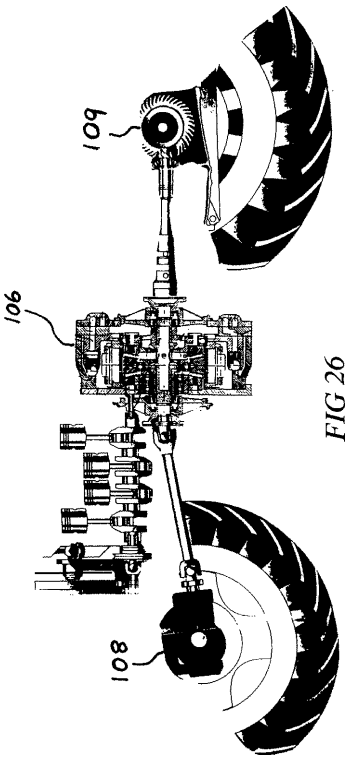


FIG 26

【図２６Ａ】

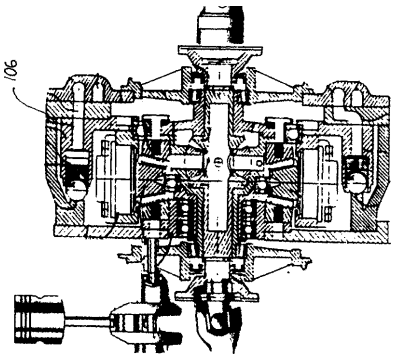


FIG 26A

【図２７】

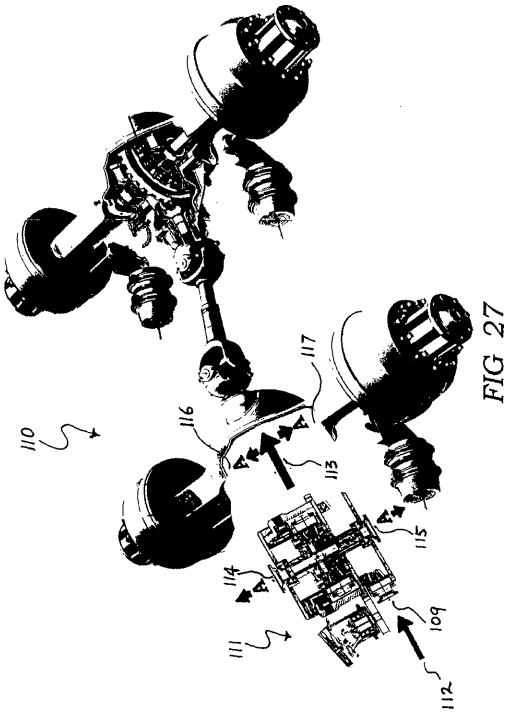


FIG 27

【図２７Ａ】

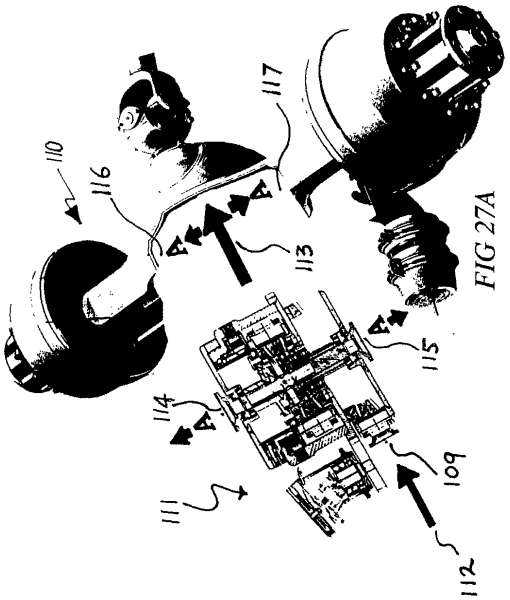


FIG 27A

フロントページの続き

(74)代理人 100153084
弁理士 大橋 康史
(72)発明者 ウィリアムズ，ジェフリー アラン
オーストラリア国，ビクトリア ３８２０，ウォーラグル，バトラーズ トラック

合議体
審判長 川上 溢喜
審判官 倉田 和博
審判官 川本 真裕

(56)参考文献 特公昭４６－２２４０４（ＪＰ，Ｂ１）
国際公開第９８／１７９２７パンフレット（WO，Ａ１）
特開平３－９２６５８（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
F16H39/08-39/14,47/02-47/04