(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3806755号
(P3806755)
(45)発行日　平成18年8月9日(2006.8.9)　(24)登録日　平成18年5月26日(2006.5.26)

(51)Int.Cl.　　F I
B60G 21/06 (2006.01)　　B60G 21/06
B60G 17/04 (2006.01)　　B60G 17/04

請求項の数 17　(全 19 頁)

(21)出願番号　特願平7-522029
(86)(22)出願日　平成7年2月27日(1995.2.27)
(65)公表番号　特表2000-505755(P2000-505755A)
(43)公表日　平成12年5月16日(2000.5.16)
(86)国際出願番号　PCT/AU1995/000096
(87)国際公開番号　WO1995/023076
(87)国際公開日　平成7年8月31日(1995.8.31)
審査請求日　平成14年2月27日(2002.2.27)
(31)優先権主張番号　PM4092
(32)優先日　平成6年2月25日(1994.2.25)
(33)優先権主張国　オーストラリア(AU)
(31)優先権主張番号　PM5962
(32)優先日　平成6年5月30日(1994.5.30)
(33)優先権主張国　オーストラリア(AU)

(73)特許権者
キネティック　リミテッド
オーストラリア国　６２８１　ウエスタン　オーストラリア　ダンスボーロー　クラーク　ストリート　９
(74)代理人
弁理士　秋元　輝雄
(72)発明者　ヘイリング，クリストファー，ブライアン
オーストラリア国　６２８１　ウエスタン　オーストラリア　イーグル　ベイ　フェルン　ロード　１１
(72)発明者　トンプソン，イアン，レジナルド
オーストラリア国　６０２３　ウエスタン　オーストラリア　ダンクレイグ　ジュニパー　ウエイ　２５

最終頁に続く

(54)【発明の名称】ピッチおよびロール・コントロールつきハイドロリック・サスペンション

(57)【特許請求の範囲】

【請求項１】

荷重を支持する車両車体をもち、該車両車体に連結していて、これを支持し、該車両車体に対しおおむね垂直方向へ動く少なくとも一対の接地前輪と少なくとも一対の接地後輪を有する車両のサスペンションシステムであって、該サスペンションシステムは、

各車輪と車両車体とを相互に接続する複動ラム（１、２、３、４）を備え、各ラムは、それぞれの車輪と車両車体との間の相対的な動きに応じて容積が変化する第１と第２の流体チャンバー（１ａ、１ｂ、２ａ、２ｂ、３ａ、３ｂ、４ａ、４ｂ）を含んでおり、各々の前輪ラムは、それぞれ対になっている流体連通導管（９と１０；１１と１２）によって、対角的に対抗している後輪ラムに接続していて、前記対の導管の第１のものは、前輪ラムの第１のチャンバーを後輪ラムの第２のチャンバーに接続させ、前記対の導管の第２のものは、前輪ラムの第２のチャンバーを後輪ラムの第１のチャンバーに接続させており、かくして各対の導管と前後輪のラムは相互に接続してそれぞれ閉鎖回路を構成することにより第１と第２の閉鎖回路が形成され；そして、

圧力分配手段（１３）が第１と第２の閉鎖回路の間に介在され、前記閉鎖回路間を実質的に圧力平衡させるようになっており、前記圧力分配手段は、二つの主圧力チャンバー（１３ａ、１３ｂ）を備え、これらは、それぞれ力伝達手段（１８ｄ、１９ｄ）によって二つの副圧力チャンバー（１４と１５；１６と１７）に分けられ、前記主圧力チャンバーの一つの前記二つの副圧力チャンバーは車両側面のラムの第１のチャンバーに接続し、前記主圧力チャンバーの他の一つの前記二つの副チャンバーは車両の他の側面のラムの第１のチ

ャンバーに接続し、これにより車両車体のロール運動が前記力伝達手段を通して抑制され；
前記主圧力チャンバーの一つの力伝達手段は、相互に動きを伝える相互接続手段により前記主圧力チャンバーの他方の力伝達手段と相互接続可能であり、
各前記主圧力チャンバーの一つの第１の副圧力チャンバーは前輪ラムまたは後輪ラムのいずれか一方のラムの第１のチャンバーに接続しまた各前記主圧力チャンバーの一つの第２の副圧力チャンバーは前輪ラムまたは後輪ラムのいずれか他方のラムの第１のチャンバーに接続し、そして前記相互接続手段は弾性手段（２０）を含み、
ここで、車両のピッチング動作の際、前記弾性手段である相互接続手段は第１の副圧力チャンバーの両方を拡張させそして第２の副圧力チャンバーの両方を収縮させるか、または第１の副圧力チャンバーの両方を収縮させそして第２の副圧力チャンバーの両方を拡張させるものであり、かくすることにより車両のローリング方向の弾性を増大させることなしに車両のピッチング方向に対してサスペンションシステムに付加的に弾性を付与するものであることを特徴とする、
前記各手段からなる前記サスペンションシステム。
【請求項２】
前記弾性手段（２０）が弾性部材により作用する請求項１に請求されたサスペンションシステム。
【請求項３】
前記相互接続手段が圧縮性ガス手段（２０ａ）により作用する請求項１に請求されたサスペンションシステム。
【請求項４】
前記力伝達手段（１８、１９）のそれぞれは、主圧力チャンバーから隔離された共通チャンバー（３５）の端部に隣接し、さらにその内部へ伸びており、前記共通チャンバーには、流体が充填されて、前記相互接続手段として各力伝達手段へ等しい圧力を作用させる請求項１に請求されたサスペンションシステム。
【請求項５】
アキュムレーター（３８）が、前記共通チャンバー（３５）と流体流れにより連通可能である請求項４に請求されたサスペンションシステム。
【請求項６】
前記可能な連通が、流速が選択的に可変である流路を介して行われる請求項５に請求されたサスペンションシステム。
【請求項７】
各力伝達手段（１８ｄ、１９ｄ）が、共通チャンバーに対して主圧力チャンバーの反対側に位置する第３のチャンバー（３３、３４）のそれぞれに延びていて、該第３のチャンバーがその間の流体流れに対して連通可能である請求項４、５または６のいずれか１項に請求されたサスペンションシステム。
【請求項８】
前記可能な連通が、その間の流体流れに対するアキュムレーター（３７）を含む請求項７に請求されたサスペンションシステム。
【請求項９】
前記可能な連通が、流速が選択的に可変である流路を介して行われる請求項８に請求されたサスペンションシステム。
【請求項１０】
手段（４０、４１）が前記第３のチャンバー（３３、３４）から選択的に流体を供給または流出させるように設けてなる請求項７、８または９のいずれか１項に請求されたサスペンションシステム。
【請求項１１】
前記共通チャンバーから選択的に流体を供給または流出させる手段が設けられている請求項４から１０のいずれか１項に請求されたサスペンションシステム。

【請求項１２】
流体が気体である請求項４から１１のいずれか１項に請求されたサスペンションシステム。
【請求項１３】
圧力分配手段を流体連通導管の前記対の少なくとも一方から選択的に隔離する手段（３０ａ、３０ｂ）が設けられている請求項１から１２のいずれか１項に請求されたサスペンションシステム。
【請求項１４】
力伝達手段（１８、１９）のそれぞれが相対する側から伸びるピストン（１８ｄ、１９ｄ）とピストンロッド（１８ａ、１８ｂ、１９ａ、１９ｂ）からなり、一方のピストンロッド部分は、第３のチャンバー（３３、３４）内に嵌合し、他方のピストンロッド部分は、共通のチャンバー（３５）内に嵌合する請求項７から１３のいずれか１項に請求されたサスペンションシステム。
【請求項１５】
前記一方のピストンロッドの直径が前記他方のピストンロッド部分の直径と異なっている請求項１４に請求されたサスペンションシステム。
【請求項１６】
二つの力伝達手段（１８、１９）の間の前記相互接続手段は、各力伝達手段から別のチャンバー（２１）へ突き出し、その中のそれぞれのコントロールピストン（１８ｃ、１９ｃ）にアタッチされているそれぞれのリジッドな部材を含み、前記コントロールピストンは、前記別のチャンバー内で前記二つのコントロールピストンの間に第１のコントロールチャンバー（２１ａ）を、コントロールピストンそれぞれの反対側に、それぞれ第２のコントロールチャンバー（２１ｂ、２１ｃ）を区分し、前記第１のコントロールチャンバーと前記第２のコントロールチャンバーそれぞれには、流体が充填されて、これらコントロールチャンバーを区分する該ピストンは通常は中央に位置し、その間をコントロールされた動きが行えるようにし、それによって、車両のピッチングとローリングとを個々にコントロールするようにした請求項１に請求されたサスペンションシステム。
【請求項１７】
前記二つのコントロールチャンバーは、並列の関係で配置され、前記コントロールピストンは、並列のチャンバーにそれぞれ配置されている請求項１６に請求されたサスペンションシステム。
【発明の詳細な説明】
この発明は、車両のサスペンション・システムにおける改良に関するものであり、特に、走行面の輪郭で車両が振動するときの地面に対する車両本体の配置をコントロールすることに関するものである。
最近では、走行面に対し車両を安定させ、車両本体の動きを少なくするために、ダンピングとスプリング率を可変にした弾性スプリング・サスペンション・システムへ向かう傾向がみられる。
液体の圧縮および／または移動をもとに作動するシステムを含む、車両に対する‘アクティブ’および‘セミアクティブ’サスペンションとして知られているサスペンションシステムが試みられていて、このような現在使用されているシステムは、ポンプを組み入れており、作動液体を必要な圧力に維持し、それを高速分布させ、精密制御機構を駆使し、感知した道路条件および／または車両運転条件によりサスペンションシステムの動作を規制するようになっている。ポンプと電子コントロールシステムとを組み入れた、これらの既知のシステムは、いずれも車両運転中、絶えず通常に動作するものであるが、製造、保守に比較的経費がかかり、エネルギーインプットもかなり大きい。したがって、それらを自動車産業に受け入れるには限界がある。
‘パッシブ’ハイドロニューマチック・ビヒクル・サスペンションシステムを記載した国際特許出願（国際公表番号ＷＯ　９３／－１９４８、国際出願番号ＰＣＴ／ＡＵ９２／００３６２および日付１９９３年２月４日）がさきに発行されている。この記載されたパッ

シブ・サスペンションシステムは、‘アクティブ’または‘セミアクティブ’サスペンションシステムの数多くの利点を有しており、そのシステムの複雑さと経費高を回避し、これによって自動車産業により一層受け入れやすくなっている。
前記特許に記載されたサスペンションシステムにおいては、前輪ラムと、これに対角線上に対向する後輪ラムとが後部ラムの低位チャンバーに連通している前部ラムの上位チャンバーおよび後部ラムの上位チャンバーに連通している前部ラムの下位チャンバーを有している。同様に、他の前部ラムと後部ラムのそれぞれのチャンバーも同じように接続される。このようにして、二つの独立した液体回路が設けられ、それぞれは、前部ラムと、これと対角線上に対向する後部ラムを有する。上位チャンバーと下位チャンバーそれぞれを接続する導管の各々は、これと接続している少なくとも一つのコンベンショナルの圧力アキュムレーターを有しているのが通常である。二つの回路は、圧力バランス装置に接続していて、この装置は、前記した国際特許出願第ＷＯ　９３／０１９４８号に詳しく記載されているように、二つの回路における圧力を実質的に等しく維持するようになっている。
この従来提案されているヴィヒクル・サスペンションシステムは、普通のスプリング（例えば、コイルスプリング、リーフスプリングまたはトーションバースプリング）、さらには、コンベンショナルな伸縮自在のダンパー（ショックアブソーバーと普通に呼ばれているもの）およびロール安定バーやスエイ安定バーを使用していない。
バネ性または弾性は、ガス充填アキュムレーターの口にダンパーバルブを位置させたアキュムレーターによって与えられる。アキュムレータースプリングが設けられたコンベンショナルなヴィヒクルは、最高速度でアンプリチュードが低い地表面を走行するとき、乗り心地にすぐれている。しかしながら、アキュムレーターは、ガスを供給してソフトな乗り心地を与えるが、ロールスタビライザーバーまたはスエイスタビライザーバーがないと、望ましくない横揺れと縦揺れを誘導し、これらの動きを激しくしてしまう。したがって、大半のハイドロニューマチック・サスペンションされたヴィヒクルは、各アクスルの両輪に機械的に、かつ、トランスバースに接続されたスプリングスチール製ロールバーまたはスエイバーを備えているのが通常である。
上記したサスペンションシステム（特許＃ＷＯ　９３／０１９４８）においては、ロールスタビライザーバーなしで過剰なロール運動が阻止され、ハイドロニューマチックにコントロールされ、許容されるロール運動量がラムのロッドの直径に対するラムのシリンドリカルなボアの直径（対角線上に対向するラムの）のレシオのファンクションにより、そして、ラムのストローク長さに関して、および、サスペンションシステムの種々のアキュムレーター内のガス量に関して定められる。
車輪ジオメトリーのタイプおよび種々の部品の位置と構造がある部品に他よりも機械的利点を与え、これによって、例えば、車両の後部に対する前部のロール強度の量を適当であるが異なるものにし、これによって或る程度、コーナリングのとき、車両がアンダーステアーかオーバーステアーかのいづれかになるかを定める。
コンベンショナルな車両においては、ロール力は、ロールバーまたはスエイバー、即ち、横方向に装着され、成形されたばね鋼バーで、車体ローリング発生に対し、ねじり変形するバーで抑止される。逆に、長さ方向面におけるピッチング運動は、ロールバーと均等の直接動作する機械的均等物を必要とせずに、前部スプリングと後部スプリングを適当に選択することで除かれるスプリング共鳴をもつサスペンション・ジオメトリーの構造で極く一部が抑止されるのが通常である。これは、長さ方向におけるピッチング作用が横ローリング作用よりも激しくないからである。
前記したシステムは、アクスル結合およびシングルホイールインプットのような多くの操作の間、関連した車輪移動位置と関係無しに適切な安楽さ、安定さおよび比較的一致した車輪荷重を与えるが、ピッチとロールのマグニチュードは、同じ部材で制御され、ピッチング又はローリングのいづれかにおいての車体に対する各車輪の有効なリニアー剛性は、同じであるのが一般であることが判明している。ホイールベースが短い車両の場合、ピッチ剛性とロール剛性のマグニチュードは、接近する。殆どの車両は、長さよりもはるかに幅の方が狭く、そして、他のジオメトリックイフェクツにより、上記したように、ロール

は、ピッチに比べコントロールするのが遥かに困難であることが分かっている。実際にサスペンションシステムがロールを適切に抑えるように設計すると、その結果、該システムにおいては、ピッチング運動を補償しすぎてしまう。この点を以下にさらに明らかにする。

比較的接近させて配置したラム（横方向）に対しての重心が高いことによる強いロール力を抑止するためには、ラムのロッド直径とボア直径とに大きな差をつけることが必要である。したがって、これが長さ方向におけるピッチを自動的に不必要に抑えたり、コントロールしてしまい、ある条件においては、乗り心地を悪くさせてしまう。特に、アクスル関節運動とシングルホイールインプットとにより車体の乱れた動きがなくなる一方、シングルアクスルに二重のホイールインプットを生じさせる路面（減速こぶのようなもの）またはサインカーブの道路プロファイルが前記したサスペンションシステムを無効にしてしまうことが判明している。この事態は、車両のホイールベース長さが路面にそって配置してあるこぶの間隔の半分程度の場合に生ずることが一般的である。このような種類の路面を円滑に（過度なピッチング運動が生じないように）走行するには、両アクスルを独立の動きとなるようにしなければならないが、前記した相関のハイドロニューマチックシステムは、これらの動きを高速のピッチング運動として判断し、したがって、それらが不快なピッチング運動でないものでも、それらを抑止しようとする。このような高速のピッチを抑止し、過度な補償をすることは、それ自体を不適切なあらっぽいピッチ運動として示すものであって、車両が幾重にもなったバンプやくぼみを乗り越えるとき、不快さが増し、過度で、不適切な共鳴リスポンスが増加することになる。

したがって、この発明の目的は、車両のピッチングとローリングとの関係をより最適なものにする車両のサスペンションシステムを提供することにある。

横方向と長さ方向に間隔をあけた関係で配置され、車体を支持する複数の車輪を有する車体のサスペンションシステムであって、前記サスペンションシステムは、各車輪と車体との間に配置された個々のラム手段を備え、該ラム手段は、シリンダー、ピストンおよびロッドを備えており、

第１と第２のバランス手段それぞれが二つのチャンバーと、これらチャンバーを分離し、それぞれのチャンバーにおける圧力条件に応答して移動可能な力トランスファー手段を有し、

各バランス手段の前記力トランスファー手段は、相互に力を伝達するように接続していて、二つのトランスファー手段の間にバランスされた状態をつくるようになっており；

各バランス手段の二つのチャンバーは、接続部に近接したインナーチャンバーと、対向するアウターチャンバーとを含み；

各バランス手段のインナーチャンバーは、車両の一方の端部においてラム手段とそれぞれ液体が連通するようになっており、各バランス手段のアウターチャンバーは、車両の対向の端部においてラム手段とそれぞれ液体が連通するようになっており、第１のバランス手段の両チャンバーは、車体の一方のサイドのラム手段と液体が連通するようになっており、第２のバランス手段の両チャンバーは、車体の対向のサイドのラム手段と液体が連通するようになっており；

前記力トランスファー手段の間の前記接続が前記力を伝え、前記力トランスファー手段相互に相対的な動きをさせて、車体のローリング方向に対する車体のピッチング方向に弾性を付加するように作用する。

上記したサスペンションシステムは、走行する路面、特に、オフロード運転時に経験するような極端に不規則な路面状況下にあって、すべての車輪を牽引接触するように維持するものである。さらに、車両の飛び跳ねピッチとロールを有効にコントロールすることが、車体に対し長さ方向に近接した、または、横方向に近接した二つの車輪の同時の一方向性の動きをコントロールする流体システムによって達成できる。すべての車輪を地面へ接地させるておくことは、それぞれのラムにおける圧力条件によって達成でき、ピッチングとローリングのコントロールは、ラムの間、そして、ラムとバランス手段との間の流体の圧力と動きによってなされる。

第１と第２のバランス手段は、それぞれの可動の壁で二つのキャビティに分けられている第１と第２のチャンバーを備えていることが好ましい。第１のコントロールチャンバーの二つのキャビティは、車両の一方の側の前輪と後輪のラムに連通しており、第２のコントロールチャンバーのキャビティは、車両の他方の側の前輪と後輪の流体シリンダーにそれぞれ連通している。力トランスファー手段は、前記可動の壁に接続して、それらの間の力を伝達し、それぞれのコントロールチャンバーの壁の間をバランスさせる。また、力トランスファー手段の間を接続には、前記力を伝達するに適した弾性手段が含まれ、可動の壁の間に相対的な動きを許容し、それぞれの壁に対する正味の力をバランスさせる。

前記弾性手段は、引張力と圧縮力の両者を伝えることができるようになっていることが好ましい。前記弾性手段は、金属スプリングまたは気体スプリングまたは、ゴムまたはプラスチックのような弾性マテリアル部材が好ましい。

可動の壁の一方または各々は、弾性変形できる形態とすることができ、その結果、流体に占拠されるコントロールチャンバーのトータルヴォリュムは、それぞれのチャンバーの二つのキャビティにおける圧力に応じて変化する。各可動の壁を接続する弾性手段に加えて、各可動の壁の一部に弾性手段を含ませることによって、ピッチング特性とローリング特性両者を個々に、そして、別々に調節させることが可能になる。

ハイドロリックラムは、ダブルまたはシングル作用のタイプのいずれかでよい。そのいずれかの構成において、車両を支持するラムのチャンバーは、バランス手段に接続している。バランス手段が車両の横方向ロールを抑止すべきものであっても、ある程度のピッチ弾性するようになっている場合、第１のバランス手段のチャンバーは、車両の一方の長さ方向側の車輪の流体チャンバーと連通し、第２のバランス手段のチャンバーは、車両の他方の側の車輪の流体シリンダーに連通している。

車両のピッチモーションが抑止すべき大きな要素であっても、ロール軸まわりには、いくらかの弾性が付加され、前輪の流体シリンダーは、第１のバランス手段と連通し、後輪の流体シリンダーは、第２のバランスチャンバーと連通する。

それぞれのコントロールチャンバーにおける可動の壁を接続する弾性手段を設けることで、少なくとも一方の壁の動きの一部がその間の弾性手段により吸収され、その結果、異なった度合いの動きが他方の可動の壁へ伝えられる。弾性手段は、弾性的に伸びるか、または、圧縮されるもので、かくして、それぞれの可動の壁の動く度合いの相違は、増えるか、または、減るかである。このような、それぞれの可動の壁の動き度合いの相違によって、動き度合いが弱くなって、他方の車輪へ伝えられる弱い動きである、同一方向における車両のアクスルへの厳しい、または、急速の両車輪の動きに応じて、他方の車輪へ伝えられ、かくして、前記の好ましくないピッチコントロール特性を減少させるか、または、逆転させる。可動の壁または部材に弾性手段が組み込まれて構成されている場合には、アキュムレーターのような他のタイプの弾性手段は、これを省くことができる。

荷重支持車体をもち、該車体に連結していて、これを支持し、各車輪が該車体に対し概ね垂直方向へ動く一対の接地前輪と一対の接地後輪を有する車両のサスペンションシステムであって、該サスペンションシステムは、各車輪と車体とに接続しているダブルアクティングラムを備え、各ラムは、それぞれの車輪と車体との間の相対的動きに応じて容積が変化する第１と第２の流体チャンバーを含んでいる。各々の前輪ラムは、それぞれ対になっている流体連通導管によって、対角線状に対向している後輪ラムに接続していて、前記対の導管の第１のものは、前輪ラムの第１のチャンバーを後輪ラムの第２のチャンバーに接続させ、前記対の導管の第２のものは、前記ラムの第２のチャンバーを後輪ラムの第１のチャンバーに接続させている。導管の各対と、これによって接続の前輪ラムおよび後輪ラムは、それぞれ閉鎖回路を構成し、これによって、第１と第２の閉鎖回路が形成され、圧力分配手段が第１と第２の閉鎖回路の間に介在され、前記閉鎖回路間を実質的に圧力平衡させるようになっており、前記圧力分配手段は、二つの主の圧力チャンバーを備え、これは、それぞれピストン手段によって二つの副圧力チャンバーに分けられ、前記主チャンバーのピストン手段は、それらの間に圧力を伝えるように接続され、コントロールされて個々に動いて、前記主チャンバー内におけるピストン手段の相対位置を変え、前記コントロ

ールされた個々の動きで、前記実質的な圧力平衡を維持し、ピッチ弾性を付加的にコントロールする。
この発明は、添付の図面を参照しての、ヴィヒクルサスペンションシステムの幾つかの代替実施例の以下の記述からさらに容易に理解される。
図面において、
図１は、サスペンションシステムの略図である。
図２は、図１に示したサスペンションシステムに組み込まれた荷重分配ユニットの拡大した略図である。
図３から図７は、図１に示したサスペンションシステムに用いられる荷重分配ユニットの種々の態様を示す。
図８と図９は、車体を支持する単動ハイドロリックラムを組み入れた一つの形態のサスペンションシステムをもった車両の略図である。
図１０は、さらに別の荷重分配ユニットを組み入れたサスペンションシステムの略図である。
図１１は、荷重分配ロックアウト構成をもつ図１に示したサスペンションシステムである。
図１を参照すれば、４個のハイドロリックシリンダーまたはラム１，２，３，４が車体またはシャーシ（図示せず）と車輪ユニット（図示せず）との間に配置され、各車輪は、該シャーシに対し動き、該ラムは、伸縮するようになっている。
図１に示すように、ラム１は、左前輪に機能的に関連し、ラム２は、同様に、右前輪に関連している。ラム３は、右後輪に関連し、ラム４は、左後輪とシャーシとの間に位置する。したがって、車両の前部は、頁の上部に向いている。
４つのコンベンショナルのオイル・オーバー・ガスアキュムレータースプリング５，６，７，８が示されていて、例えば、アキュムレーター５は、左前輪と関連し、アキュムレーター８は、左後輪と関連している。各アキュムレーターの部分またはチャンバー５ａ，６ａ，７ａ，８ａには、ガスが充填されており、ハイドロリックオイル充填の部分５ｂ，６ｂ，７ｂ，８ｂは、ガスチャンバー５ａ，６ａ，７ａ，８ａと連通している。オイルチャンバーとガスチャンバーとは、通常、フレキシブルなダイアフラムまたはフリーのピストンで仕切られている。ダンパーバルブ５ｃ，６ｃ，７ｃ，８ｃをアキュムレーター５，６，７，８の口部に配置しておくことが好ましい。
複動車輪ラムを用いるときは、これらを、大きなチャンバー１ａ，２ａ，３ａ，４ａと小さなチャンバー１ｂ，２ｂ，３ｂ，４ｂとを含む二つのレシプロカルのチャンバーに分け、小さなチャンバーは、ピストンロッドに適合するようになっている。
上位の大きなチャンバー１ａは、対角線上で対向する車輪の下位の小さなチャンバー３ｂとパイプまたは導管９を介して連通し、この車輪のアッパーチャンバー３ａは、第１のシリンダーのロアーチャンバー１ｂとパイプ１０を介して連通している。したがって、これらのパイプによって、対角線上で対向の一対の車輪、上下のチャンバーを接続する一対の流体回路が構成される。対角線上で対向の他方の一対の車輪も同様に導管１１を介して２ａから４ｂ、導管１２を介して４ａから２ｂを接続する。
荷重分配ユニット１３として述べる部材がどのような位置（中央）にでも、どのような態様でも配置される。
荷重分配ユニットの先行した態様は、出願人の先の特許ＷＯ　９３／０１９４８に記載されており、これは、固定壁によって仕切られたシリンドリカルなチューブから通常作られ、各チャンバーには、可動ピストンを有している。先に提案した構造における二つのピストンは、シリンダーの全長にわたって伸びるロッドにより直結されていて、両ピストンが一緒に動くようになっていて、二つのチャンバーが同時に拡張し、他の二つが同時にレシプロカルに収縮するようになる。この構造は、以下に述べる場合に固有の問題を惹き起こすことが分かっている。
先に記載の構造にあっては、ピストン・ロッド・アッセンブリーは、二つの直交するインプット（平行した減速こぶを越える動きのような場合）に応答して動くことができない。

荷重分配ユニットのチャンバーは、車輪にハイドロリックに接続されていて、二つの車輪の直交するインプットから生ずる流体圧力と容積の変化が互いに対抗し、荷重分配ユニット内のピストンの動きを阻止するように記載されている。オリジナルに提案のシステムは、荷重分配ユニットにおいて流体圧力と量の変化を誘導する対角アクスル関節運動に呼応して荷重分配ユニットにおいてピストンとロッドが動くのみにして、各四輪の走行位置に関係無く各四輪に最適な重量がかかるように特別に設計されている。

ピストンとロッドが二つの直交する車輪インプットに応答して動けない結果、サスペンションのピッチング運動が特定の状況にあって顕著になる。

例えば、減速こぶが道路を横切っているような障害物に車輪の対の前輪がさしかかったとき、流体は、まず、両フロントアームの上位チャンバーから排出され、この流体の一部がダンパーバルブを介して関連したアキュムレーターへ強制的に流入される。一般的にいって、これらのダンパーバルブによる抵抗が大きければ、流体量が増え、接続された他のハイドロリックシステムの部分へ押され、必然的に流体の一部が対角的に対向する下位チャンバーへ流れる。

流体がフロントアームから後部ラムの下位チャンバーへ移されて、関連したピストンを上方へ押し上げ、これによって、二つのラムを収縮させ、車両の後部が沈むようになる。後輪の一対の車輪が同じ減速こぶに出会ったとき、ある周期でのこの手順の遅れで車両後部は、依然として下がるか、沈み続け、車両後部においては急速な方向変化が必要なので、急速なピッチングリスポンスになる。後部アクスルの車輪に付加的にかかるインパクトもまた後部ラムを収縮し、これが関連したアキュムレーターにおけるガスを付加的に圧縮する。

後輪が減速こぶの下側から離れるにつれて、前輪インプットと後輪インプットが急速に続くことで後部アキュムレーター・ガスチャンバーにおけるガスが漸次圧縮されて膨張し、これによって、後部アキュムレーター流体チャンバーから流体を排出する。ついで、これによって後部ラムが過伸長し、車両の後部が通常の走行高さに立直るに必要なレベルを越えてしまう。車両が安定するまでに前輪が道路の多くのこぶに出会うときは、共鳴リスポンスをセットアップでき、車両の動きの急速な反転が行われるにつれ、誇張されたものになる。

これらの動きは、アキュムレーターの口部にあるダンパーと、導管に配置の制限器により少なくとも部分的に打ち消すことができる。それにも拘らず、例えばホイールベースの長さ、バンプの間の間隔、速度、緩衝レート、スプリングレートおよび車輪のジェオメトリーに対するラムの物理的位置によって、程度の低い道路面に対する不快な反応が数珠つなぎに生ずる。

本発明による荷重分配ユニット１３は、高頻度の小さな度合いのインプットを弱く、または、抑制する弾性を提供し、またさらに、ピッチ運動またはロール運動いずれにも特別に、ある程度の付加的な弾性を提供する。荷重分配ユニット１３は、４つのチャンバーが設けられている上記したユニットと構造的には類似している。しかしながら、先の明細書で触れているワンピースのピストンロッドは、２本のピストンロッドを接続する弾性バッファーをもつ２本のピストンロッドに置き換えられている。図１から図１１は、荷重分配ユニット１３の種々の代替構造を示すもので、該ユニットは、すべて概ね二つのシリンダー部分１３ａ，１３ｂに分けられ、それらの各々は、二つのレシプロカル・ヴォリュウムチャンバー１４，１５，１６，１７を備えている。相当する部材には、各図において同一符号が付してある。

図１と図２においては、主チャンバー１４，１５，１６，１７それぞれが分岐ライン９ａ，１２ａ，１０ａ，１１ａそれぞれと流体連通状態で直結している荷重分配ユニット１３が示されていて、これらは、導管９，１２，１０，１１を介してラムチャンバー１ａ，３ｂ；４ａ，２Ｂ；３ａ，１ｂ；２ａ，４ｂそれぞれと流体連通状態にある。

一つのシリンダー部分１３ａ内のチャンバー１４，１５は、その中でレシプロカルに動作し、他のシリンダー部分１３ｂにおけるチャンバー１６，１７も同様である。シリンダー部分１３ａ，１３ｂそれぞれは、ピストンアッセンブリー１８，１９を支持し、各ピスト

ンアッセンブリーは、ピストン１８ｄ，１９ｄ、アウターピストンロッド部分１８ａ，１９ａおよびインナーピストンロッド部分１８ｂ，１９ｂを有する。二つのアウターピストンロッド部分１８ａ，１９ａの端部は、各シリンダーの両端におけるチャンバーの外部にあるのが通常であって、ピストンがシリンダーに対し自由に動けるようになっている。
互いに対面するインナーピストンロッド部分１８ｂ，１９ｂの端部には、ロッド端部に１８ｃ，１９ｃとして符号がつけられて示されているディスクフィッティングのような便利なアタッチメントを設けてもよい。
対向しているピストンロッドアッセンブリーの間に、弾性部材またはバッファー２０を介在させて、圧縮又はテンションのいずれか、または、両者における弾性を付与させる。図２に示した実施例においては、弾性部材２０は、図２のディスク１８ｃ，１９ｃに結合または接合されたゴム部分を備える。
したがって、一対のレシプロカルチャンバー（シリンダー部分１３ａにおけるチャンバー１４，１５のような）における流体圧力とヴォリュウム変化による動きは、ロッド１８と弾性部材２０、更にロッド１９を介して、荷重分配ユニット１３の他のシリンダー部分１３ｂへ間接的に伝えられ、他の対になっているチャンバー１６，１７へ伝えられる。二つのシリンダー部分の間の、この間接的な接続／カップリングの目的は、以下に記載される。
図１に（図２と関連して）示されるように、前輪に関連のラムの上位チャンバー１ａ，２ａは、荷重平衡ユニット１３の対向するシリンダー部分内のチャンバー１４，１７と流体連通している。両前輪が同時に障害物（減速こぶのようなもの）に出会うと、流体が上位のチャンバー１ａ，２ａから追い出されるようになる。
流体の一部は、まず最初に直ぐ近くのアキュムレーター５，６へダンパーバルブ５ｃ，６ｃを経て流入し、一部が後部ラムとコントロールユニットへ分配される。したがって圧力が上昇している流体の一部は、ラム１，２の上位前部チャンバーと関連している分岐ライン９ａ，１１ａへ流入する。ついで、この流体は、分配ユニットの対向端部でチャンバー１４，１７へ流入し、これらのチャンバーを膨張させる。これらがヴォリュウム的に拡大するにつれ、二つのピストン・ロッドアッセンブリー１８，１９は、互いの方向へ強制的にスライドし、これによって、シリンダー部分１３ａ，１３ｂの間に介在する弾性部材２０を圧縮する。
二つのピストンアッセンブリー１８，１９は、互いの方向へ強制的に動かされ、チャンバー１５，１６（チャンバー１８，１９それぞれとレシプロカルになっている）は、徐々にサイズが小さくなって、流体を分岐ライン１２ａ，１０ａにそって流下させて、導管１２，１０へ至らせ、これによって、やや圧力が上がった流体をシリンダーチャンバー２ｂ，４ａ；１ｂ，３ａへ導入させる。このことは、ラム１，２内のピストンをプッシュアップすることによって、フロントアクスルに作用する減速バンプの衝撃を緩和させる作用を有するもので、さらに重要なことは、後部ラムの上位チャンバー３ａ，４ａへ流体を提供し、ラムを伸長させて車両の後部を上げ、後輪が同じ減速こぶに当たる基準をする点である。
したがって、弾性部材２０は、先に提案された構造に関連の車両の長さ方向面における不利なピッチリスポンスを大きく逆転し、そして、荒いピッチングを和らげ、共鳴ピッチング運動を安定化させる点に注目すべきである。
図１と図２とに関連して記載の構造は、ピッチング運動をモディファイし、和らげるものであるが、ロールスチフネスに影響を与えない点もまた理解されるべきである。しかしながら、ピッチングスチフネスをピッチスチフネスの代わりに下げるべきでることが必要であれば、分岐ライン導管を交換して荷重分配ユニットの適当な異なるチャンバーへ接続するだけでこと足りる。
弾性部材２０を荷重分配ユニットへ導入する他の利点は、車両の総体的柔らかさと安楽さとが、弾性部材２０の導入によって、横揺れ安定性を犠牲にせずに増強される点である。また、アキュムレーターのガスの量を、通常必要とされる量以下に減らすことができ、ガスヴォリュウムの減少は、安楽度に逆影響を与えずにロールスチフネスを付加する。さら

に車両へかかる重さが増えてもロールスチフネスは、減少せず、アキュムレーター内のガスは、より一層圧縮されてローリングを効果的に減らす。
しかしながら、ゴム部材２０のような弾性部材を導入することで、より速い小さなアクスル関節運動が生じたとき、車輪間を動的に分離することができる。オフロード走行のときのような極めて低速での走行のときにのみ、大きなアクスル関節運動が起きるので、その結果としては、弾性部材２０を動作させて動的分離を生じさせるような圧力スパイクが殆ど無く、したがって、スローな関節運動の間は、そのような動的分離は、気がつかれない。
弾性部材２０の柔らかさは、アクスル関節運動が生じたときなどに発生するシングルまたはスローの対角的に対向の車輪インプットがあったとき、二つのピストンアッセンブリー１８，１９が互いに実質的に追随する（または二つのピストンアッセンブリー１８，１９の間に異なった大きな動きまたはロスする大きな動きがなしに、互いに押したり、引っ張ったりする）程度のものであるべきであるが、弾性部材は、同じアクスルの二つの車輪が突然のバンプや凹所に同時に当たったとき弾性部材が直ちに変形せずに不利なピッチ運動における遅延リスポンスを可能にするような硬さであってはならない。
実用においては、圧力スパイクは、ある程度のスチフネスが必要なとき、二つの車輪の高速インプットの間、低速関節運動の間よりも遥かに大きく、したがって弾性部材の選択にある程度の許容度がある。これに関しては、弾性部材を、弾性部材をシャフト間に設けることなしに、一方のシャフトから他方のシャフトへ力と動きとを伝達するするのを同じように遅らせることができるスプリングのような適切な減衰メカニズムに選択的に置換できる。
図３から図７においては、弾性部材は、ゴムブロックまたはウレタンブロック、コイルスプリング、または、ガスアキュムレータータイプのような異なった形態で図示されている。この発明の範囲内においては、ディスクスプリングおよび他の弾性手段が等しく使用でき、スプリングメカニズムは、コンポーネントッパーツをそれらの正しい相対位置へ戻すように作用するのみであることを理解すべきである。
この点については、荷重分配ユニット１３の二つのシリンダー部分１３ａ，１３ｂは、互いに機械的に付着しているものと理解されるべきであり、その結果、それらのピストンアッセンブリー１８，１９が相対的に動いても、それらのハウジングシリンダーをも動かすものではない。従って、符号２１ａ，２１ｂが付されたアッチメントクリート（抑え部材）は、二つのシリンダー部分１３ａ，１３ｂそれぞれをシャーシ（または便宜的な部材）へ取り付ける手段を図解する。
弾性部材２０は、圧縮状態または引張状態のいずれかで保持されるのが通常であり、そのいずれかは、所定の時間において、車両のどちらの端部（または側部）が最も重く、かつ、相対的なシステム圧力を決めるラム１，２，３，４のボアとロッドの相対的サイズに関連して、どの流体導管がどのチャンバーへ接続されているかによるものである。したがって、すべてのコンポーネンツを相対的に設計し、その結果、弾性部材２０に適切なスプリングレートまたは硬度レートまたはデュロメータ率を設定し、バイアスおよび／または予期される重量変化を補償する。
弾性部材２０は、ある性質をもったスプリングである場合が多いので、ダンピングコンポーネントを荷重分配ユニットへ導入して、このユニット内における望ましくないスプリング共鳴を減衰させることができる点で便利である。減衰手段を該ユニット本体内に一体の部材として荷重分配ユニットに内蔵させる構成にできる。また別に、ダンパー（図２の符号２２のテレスコピックショックアブソーバーのようなもの）の両端を２本のロッド端部（１８ａ，１９ａにおけるものとして）に取り付け、その結果、該ダンパーは、関節運動が生じたときのようなときに、対角的な二つの車輪インプットによるものではなく、直交する二つの車輪インプットによる動きで直接応答して伸縮する。これにより、減衰は、減衰が必要なときに特別に、そして、必要なときにのみ生じ、アクスル関節運動の間、ダンパーによって摩擦抵抗をなくすことを確実にする．このことは、重要なことであって、最良で等しい接地圧が関節運動の間、車輪に発生し、後続アクスルをもつ車輪が平行な障害

物に当たったとき、付加的な減衰作用が生ずる。
ダンパーユニットは、サスペンションシステムにおいて、特定のファンクションをチューニングすることができる重要なオプショナル部材としてみなされるべきものである。ダンパーは、また、フロントアクスルとバックアクスルとの間のリスポンスとインターアクションとを遅延させるためにも使用でき、その結果、ホイールベース長さによる路面状態に起因する感知できる振動数のインプットは、車両の円滑な走行を阻害しない。ダンパーは、導管内における（選択的に可変の）制限器９ｂ，９ｃ，１２ｂ，１２ｃ，１１ｂ，１１ｃ，１０ｂ，１０ｃの形態をとることもでき、これによって、各種のコンポーネンツを個々にチューニングできる。例えば、制限器－ダンパー９ｂ，１０ｂ，１１ｂ，１２ｂを導入する場合、流体の下位チャンバー１ｂ，２ｂ，３ｂ，４ｂへの連通を制限でき、その結果、荷重分配ユニット１３の弾性作用は、最大になる。逆に、ダンパー９ｃ，１０ｃ，１１ｃ，１２ｃを主として使用するとき、これによって、ラムから荷重分配ユニットへの流体の自由な流れが妨げられ、流体は、下位ラムチャンバー１ｂ，，２ｂ，３ｂ，４ｂに強く作用し、非常に異なった結果になる。制限器９ｃ，１０ｃ，１１ｃ，１２ｃに関連させて、制限器９ｂ，１０ｂ，１１ｂ，１２ｂにより課せられる制限のバランスを調節することで、車両に作用するトータルの減衰力を適切にチューニングすることを許す能力が付与される。そのようなチューニングは、また、導管サイズを注意深く選び、適切な摩擦量が類似の減衰リスポンスに達するようにして行うこともできる。
図３は、荷重分配ユニット１３の構造の別の手段である。この実施例においては、二つのシリンダーピストン１３ａ，１３ｂが弾性手段２０ａによって離されて結合されていて、この手段は、図２のフランジ１９ｃにおいて、ロッド部分１９ｂに固定されたシリンドリカル部分１９ｃを備える。他方のロッドに面するシリンドリカル部分の端部には、ホールがあいていて、対向するロッド部分１８ｂが簡単に適合できるようになっている。
対向するロッド部分１８ｂの端部は、ホールを抜けてシリンダー１９ｃに入り、その結果、ロッド部分１８ｂの端部に設けらたフランジ１８ｃがチャンバー内でシリンダー１９ｃのセンターに向いて位置する。フランジ１８ｃの両サイドにもコイルスプリングまたはディスクスプリング、または、ゴムブロックのような弾性部材１８ｅ，１９ｅが設けられている。また別に、フランジまたはピストン１８ｃの両サイドのチャンバーにガスを充填し、ガススプリングとし、シリンダー１９ｃ内でピストン１８ｃを遠隔位置させてもよい。
弾性手段２０に対する弾性手段２０ａの一つの利点は、二つの弾性部材が異なって個々に構成され、サスペンションシステムの他のパーツに関連してのテンションまたはコンプレッション部材として、要求されるファンクションに最適である点である。
弾性部材２０ａは、また別に、ショックアブソーバー（ダンパーユニット）により構成されていてもよく、これには、テレスコピックコンポーネントとしての１本または２本の同心コイルスプリングが内側か、または、外側に設けてある。
図４は、図２のセントラル弾性部材２０の別の例を示す。この例は、シリンダー半体１８ｃ，１９ｃの二つが互いに離れたり、近づいたりするように動くこととは関係なしに、弾性部材２０がシリンダー半体１８ｃ，１９ｃ内に圧縮された状態で保たれている点で、図２に示したものと相違している。弾性手段を圧縮状態に保つことで、ゴムブロックをエンドのフランジ１８ｃと図２の例の１９ｃに接着する機械的問題点を除くことができる。
図５には、弾性部材をガス充填の例としてものが示されている。要点は、二つのロッド端部１８ｃ，１９ｃがシリンドリカルチャンバー２１内にピストンベアリングシールとして構成されていて、該チャンバーは、シリンダー部分１３ａ，１３ｂを延長したものである。二つのピストンが、図示のように、シリンダー２１を三つのマイナーなチャンバー２１ａ，２１ｂ，２１ｃに区分している。
セントラルチャンバー２１ａの両側にあるチャンバー２１ｂ，２１ｃは、通路２１ｄにより連通し、同じ圧力になっているが、ヴォリュウムが増減するようになっている。この目的は、ピストン１８ｃ，１９ｃに実質的に集中する偏りの発展を阻止し、均等な車輪荷重を伴うアクスル関節運動を制限する。
二つのガス充填バルブ２２ａ，２２ｂが設けられていて、一方のバルブ２２ａがチャンバ

ー２１ａに適切な圧力が充填されることを可能にし、車両後部の重量を越す車両前部の重量によるディファレンシャルな圧力に耐えるようにし、他方のバルブ２２ｂがチャンバー２１ｂ，２１ｃをまとめて充填し、ピッチング運動の間、車両の後部重量の方が重くなるとき、車両の高さを維持するに十分な弾性を付与する。

図６は、セントラル弾性手段の別の例であり、弾性手段の別のガス充填形態を示す。

この場合にあっては、二つのシリンダー部分１３ａ，１３ｂが平行に配置され、それらの端部１８ｃ，１９ｃは、互いに対面せず、同じ方向を向いている。中央に位置するシリンドリカルチャンバー２１は、分けられていて、その一方の半体が一方のシリンダー部分１３ａに隣接し、ピストン１８ｃに適合し、シリンダー２１の他方の半体は、他方のシリンダー部分１３ｂに隣接し、ピストン１９ｃに適合している。

チャンバー２１ｂ，２１ｃは、図６に示すように、通路２１ｄによりリンクされていて、それらは、実質的に等しい圧力を維持する。チャンバー２１ａは、ここでは、二つのセクション２１ａ(i)、２１ａ(ii)に分けられ、通路２１ｅにより同じようにリンクされている。

図６の例の作用は、図５に示したものと同じであるが、図６の例の利点は、荷重分配ユニット１３の全長が短くなっていて、納めやすい点である。

図７ａ、図７ｂは、荷重分配ユニットの他の例を示し、この例では、二つのシリンダー部分１３ａ，１３ｂが平行に位置する。しかしながら、この例では、弾性ガススプリングチャンバーが次のような手段でゴムブロックまたはコイルスプリングに置き換えられている；

図７ａは、図６に示したものに等しい類似の立面図である。図７ｂは、前記のものを直角方向にした他の立面略図で、明瞭にするために加えられたものである。

インナーピストンロッド部分１８ｂ，１９ｂは、ポイント１８ｄ，１９ｄへ延長されている。延長されたロッド部分の長さ方向にそった或るポイントに、ポイント１８ｃ，１９ｃがあり、これらは、他の図面において１８ｃ，１９ｃの符号がつけられたパーツの作用と均等のものである。これらの図面において、１８ｃ，１９ｃは、ディスクを備えていて、該ディスクは、ロッド１８ｂ，１９ｂにスライド自由に装着されている。これら二つのディスクのそれぞれの対向する側から、２本のスピゴットまたは小さなロッドが突出し、４本のアーム１８ｅ，１９ｅを支持している。これらのアームは、ポイント１８ｆ，１９ｆにおいて共通のロッカーアーム２３にフレキシブルに結合し、該アームは、荷重分配ユニット１３の本体部分に位置する部材にピボット連結している。ディスク・スピゴットユニット１８ｃ，１９ｃは、したがって、互いに機械的に、かつ、レシプロカルに連結され、一方がアップすれば、他方がダウンする関係になっている。

弾性部材２４ａ，２４ｂは、例えば、図３の弾性手段１８ｄ，１９ｄ、図６のガススプリング２１ａ(i)，２１ａ(ii)および２１ｂ，２１ｃと同じ作用のものである。図７の例では、弾性手段２４ａ，２４ｂは、ロッド１８ｂ，１９ｂのまわりに同心状に位置するゴムまたはウレタンブロックで、図示のように適宜の手段でロッドに固定されている符号２５ａ，２５ｂのエンドストッパーの間に保持されている。

したがって、車両の車輪の一方のアクスルが減速こぶに当たると、ロッド部分１８ａ，１９ａの両者は、スラストダウンし（図面に関連して）、セットになっているラバーブロック２４ａをディスク２５ａ，１８ｃ，１９ｃの間で圧縮する一方、他方のラバーブロック２４ｂを延長するようにする。前二輪のインパクトは、したがって、ブロック２４ａにより、ある程度負担され、同時の後二輪に対する同様のインパクトは、ラバーブロック２４ｂを圧縮させて、衝撃の一部を負担させる。

しかしながら、アクスル関節運動の間、衝撃が専ら対角的に対向の車輪に対する場合、４つのラバーブロックは、実質的に変形せず、一方のピストンロッドが一方向へ伸び、他方のピストンロッドが反対方向へ伸びる。このようにして、対角的な車輪の運動の間、荷重分布が最適に維持され、二つの直交する車輪インプットは、弾性手段２４により部分的に解消され、他の二つの直交配置の車輪へのロール力をハイドロリックに抵抗する。

再び図１を参照すると、各通路にそった或るポイントにおいて、固定または可変バルブが

オプショナルに配置されていて、該通路を通る流体の流れに対する抵抗度を変えるようになっている。これらのバルブには、符号９ｂ，１０ｂ，１１ｂ，１２ｂがつけてあり、小さなシリンダーチャンバーと分岐ライン９ａ，１９ａ，１１ａ，１２ａとの間に配置されているのが一般的であり、さらに、分岐ラインには、制限器９ｃ，１０ｃ，１１ｃ，１２ｃが配置されている。通常、これらのバルブは、大量の流体が（アクスル関節運動の間）低速度で流れるようにする一方、車輪が高速でバンプに当たり、車両の円滑な走行を妨げてしまうような高速度においては、流体の流れを絞る。

さらに、収納の理由から、車輪アーチ領域におけるアキュムレーターの設置基数を可能な限り少なくすることが望ましい場合があり、したがって、下位チャンバー１ｂ，２ｂ，３ｂ，４ｂ付近に第２の小さいアキュムレーターを配置させることで最良の乗り心地が得られるにしても、ハイドロリック回路当たりたった一つのアキュムレーターが示されている。さらに、図１から図７に示したレイアウト（荷重分布ユニット１３内の弾性手段の直接の結果として付加的なピッチ弾性が得られる）に関連して、ハイドロリックシリンダーの下位チャンバーに関連のアキュムレーターには、通常、低いガスヴォリュウムのみが必要であることが判明している。

図面の図８は、車両に実施した本発明を示すもので、ハイドロリックラム１，２，３，４は、図１に関連して記載した複動ラムに対し、単動ラムである。レアムが単動のみである結果、通路９，１０，１１，１２それぞれは、ラムのそれぞれの上位チャンバー１ａ，３ａ，２ａ，４ａを荷重分布ユニット１３のチャンバー１４，１６，１５，１７それぞれに接続している。かくして、ハイドロリックラムの下位チャンバー３ｂ，１ｂ，４ｂ，２ｂと接続する通路の部分を省略できる。

導管９，１０，１１，１２の部分に配置の流れ制限器９ｂ，１０ｂ，１１ｂ，１２ｂは、サスペンション特性をさらにチューニングするようになっていることが望ましい。可変の流れ制限器を本システムのセミアクティブ・エヴォリューションへ適合させることができる。

図８は、また、図１に図示の例にオプショナルに含ませることができる荷重分配ユニットの別の変形例を示す。図８において、アウターロッド部分１８ａ，１９ａは、インナーロッド部分１８ｂ，１９ｂと径を異にしている。これは、例えば、不均一な車両重量配分による、前部から後部へのディファレンシャルなシステム圧力を補償するために、ピストンの一方のサイドから他方のサイドへディファレンシャルな領域を作るに必要である。アウターロッド部分は、バイアスの方向に応じて、インナーロッド部分に比べて太く、又は、細くでき、該バイアスは、荷重配分ユニットへの導管の接続シーケンスにより指令される。

図９は、図８に示したと同じ回路構成を示すが、この例では、荷重配分ユニット１３が変形されている。図８にあっては、アウターロッド部分１８ａ，１９ａの径がインナーロッド部分１８ｂ，１９ｂのそれと異なっていたが、同じ理由で、要望があれば、アウターロッド部分１８ａ，１９ａを完全になくしてしまうことができる。車両の重量分布に応じて、上記したような、導管を荷重配分ユニットに接続するシーケンスを変える必要がある。

さらに、図２のピストン１８，１９に置き換え、図２に図示の弾性部材２０と全く同じにピストンを作ることで、図１と図２に示した荷重配分ユニット１３を図９におけるように変形する。図２における弾性部材２０をサンドイッチするディスクセクション１８ｃ，１９ｃと均等のものが作られて、図１と図２に示したシングルピストンと同じベーシックマナーでチャンバー１３ａ，１３ｂ内をレシプロケートするピストンとして作用する。しかしながら、中間に弾性部分をもつ、この構造のピストンを使用すると、図１と図２に関連して前記したような荷重配分ユニット２０の態様と同じ態様で、車輪の一つが突然のショック荷重を受けたとき、ピストンの二つのセクションの間での弾性運動を或る程度制限してしまう。ローリングの間の動きは、また、図８と図９に示した構造のロールスチフネスを減少させる。

図１０は、荷重配分ユニット１３の別の好ましい代替形状を示す。配分ユニット１３の前記した構造に設けられたチャンバー１４，１５，１６，１７に加えて、二つのピストンア

ッセンブリー１８，１９が圧縮ガスまたは流体を含む中央チャンバー３５で分かたれている。アキュムレーター３８が中央シリンダー３５に通じていて、相互へのピストンアッセンブリー１８，１９の動きは、中央チャンバー３５に内蔵のガスまたは流体により抵抗を受ける。アウターロッド部分１８ａ，１９ａは、インナーロッド部分１８ｂ，１９ｂよりも直径が太く、それぞれアウターチャンバー３３，３４内に納まっている。此れ等のアウターチャンバーは、導管３６により、この導管３６に設けられている別のアキュムレーター３７に接続している。流体は、アウターチャンバー３３，３４と接続導管３６内に含まれていて、互いの方向からのピストンアッセンブリー１８，１９の動きは、内蔵されている流体の抵抗を受ける。

この荷重配分ユニット１３は、ピッチングをコントロールでき、車両荷重が大きく変わっても適合できる。例えば、車両の後部に重い荷重が加えられても、荷重分配ユニット１３のピストンアッセンブリー１８，１９は、それらのインナーチャンバー１５，１６の圧力の増加ならびに流体ヴォリュウムの増加により、離されるように促される。インナーチャンバー１５，１６からの増えた荷重を補正するために、追加の流体がポンプ４０または他の手段によりアウターチャンバー３３，３４へ導入され、アウターロッド部分１８ａ，１９ａの端部に作用する圧力を増加し、これによって、車両における荷重が増加したにも拘らず、ピストン１８，１９をそれらの適正動作位置へ戻すようにする。逆に、ピストンアッセンブリーがともに接近し過ぎて動くときには、アウターチャンバー３３，３４から流体をタンク４１へ釈放し、車両から荷重を除くための補正、または、車両の前部へ加えられた荷重のための補正を行う。流体は、また、中央チャンバー３５から吸引またはドレインされ、ピストンアッセンブリーの位置をコントロールする。ピストン１８，１９をそれらの適正な動作位置へ戻すことで、ピストンアッセンブリーの動きに大きなクリアランスを与え、これによって、それらのそれぞれのシリンダー部分内におけるピストン１８，１９の動きが制約されないようにしている。したがって、センターチャンバー３５内の圧力設定のためには（理想的には、圧力レギュレーターバルブの使用によってなされる）、荷重配分ユニット１３をコントロールして、車両における荷重の変化を補正する。

代替の荷重分配ユニット１３へ、そして、該ユニットから流体の必要なフローをコントロールするためには、荷重分配ユニット位置センサー（ホール効果センサーが好ましい）が必要で、これで各ピストン１８，１９の位置を確かめることができる。前記ピストンを正しく位置決めするには、電子制御ユニットで荷重分配ユニットピストン位置センサーのシグナルを平均化し、アウターチャンバー３３，３４へ流体を出入させることで、ピストン１８，１９間に所望の初期の空間を作る。

この荷重分配ユニットのさらに詳細なことは、出願人の国際出願第ＰＣＴ／ＡＵ９４／００６４６号に開示されていて、詳細は、ここに参考文献として組み入れる。

上記したように、本発明によるサスペンションシステムは、車両が減速こぶ、または、他の障害物を乗り越えるとき、車両のピッチング運動を和らげるようにする。しかしながら、後輪が減速こぶに当たる直前まで、車両後部の高さを上げておき、後輪が該こぶを乗り越えるとき、後部ラムをリトラクトすることが好ましい。これによって、車両がこぶや他の障害物を乗り越えるときの車両のピッチング運動をさらに少なくさせる。

この目的のために、ソレノイドバルブのような速動バルブ４２を荷重分配ユニット１３のアキュムレーター３７，３８の一方または両者の口部に設ける。例えば、このバルブ４２は、図１０に示すように、センターチャンバー３５のアキュムレーター３８の口部に設けることができる。前輪がこぶにあたり、流体がフロントラム１，２のトップチャンバー１ａ，２ａから荷重分配ユニット１３へ排出されるとき、ガスまたは流体がアキュムレーター３８へ入り、ソレノイドバルブ４２がアキュムレーター３８を一時的に閉鎖し、これで加圧されたガスまたは流体を貯めることができる。電子コントロールユニットにより、こぶに後輪が当たる時を決定し、これで後輪がこぶを乗り越えるときにリアーラム３，４をリトラクトさせ、車両のピッチング運動がさらに後部アクスルへのインプットを減らす。

図１１は、“荷重分配ロックアウト”構成を組み入れて変形した図１のサスペンションシステムを示す。

出願人のサスペンションシステムは、各車輪における地面に対するノーマルな反動力に大きな影響を与えずに、大きな度合いのアクスル“関節運動”を許す利点をもち、これによって、極めて荒い地面の上の牽引アマウントをフラットな地面の上のものと同じように維持する。用語“関節運動”は、共通の方向における対角的配置の車輪の動きにあてはまる。さらに、これらのシステムは、車両がローリング・スタビライザーバーなしにコーナリングするときに発生する車体ローリング運動に対抗し、これによって制限する。

上記したサスペンションシステムを装備した車両においては、例えば、急速のコーナリングおよび急制動または急加速が組み合わされたときのような極端な状況下にあっては、車両の軽い荷重の車輪は、地面から完全に浮き上がってしまうことが判明している。このことは、車両全体の安定性に影響するものではないが、車両の車輪の一つが浮くことは、狼狽させることになる。

荷重配分ロックアウト構成は、分岐導管９ａ，１９ａ，１１ａ，１２ａの少なくとも一つに設けられた少なくとも一つの“ロックアウト”バルブ３０ａ，３０ｂを含む。図１１に示された構成においては、バルブ３０ａ，３０ｂは、荷重配分ユニット１３のアウターチャンバー１４，１７と通じている分岐導管９ａ，１１ａにそれぞれ設けられている。

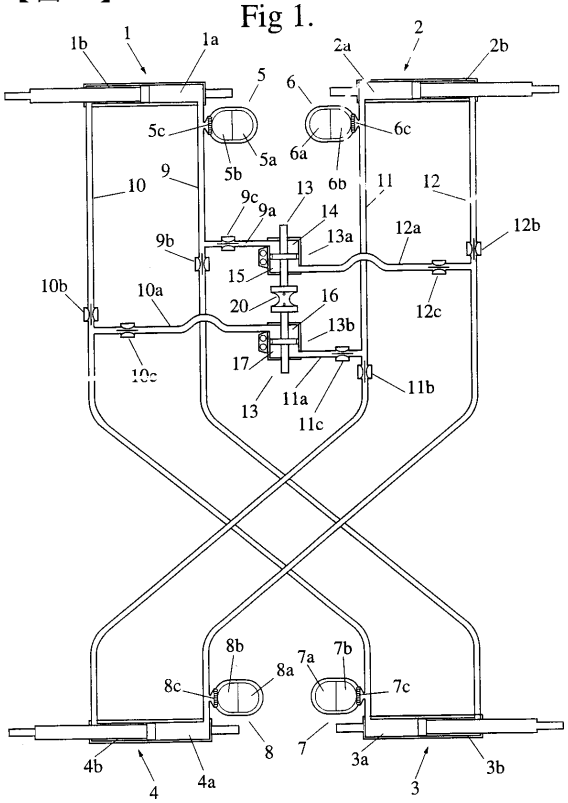
バルブ３０ａ，３０ｂが動作して、分岐導管を流れる流体の流れを阻止すると、これによってサスペンションシステムが動作せず、その結果サスペンションシステムにおける関節運動は、制限され、又は、妨げられる。これによって、上記した極端な走行状況における車輪の浮き上がりは、停止されるか、又は、なくなる。極端な走行状態は車両に装備したセンサーで検知でき、該センサーは、バルブ３０ａ，３０ｂを動作させる。

該センサー手段は、加速センサーを含む。また別に、または、さらに、該センサーは、車速センサーを含む。これらのセンサーは、プログラムできるプリセット値を越えた車両の横方向ならびに長さ方向の加速が同時に検知されたとき、コントロール手段へシグナルを与え、これによりコントロール手段は、ロッキング手段を動作する。該コントロール手段は、車速センサーからのシグナルがプリセット値を車速度が越えていることを指示するときにロッキング手段を作動させるのみである。これによって、車両が荒い地形を走行しているときの、ロッキング手段の作動を防ぐ。

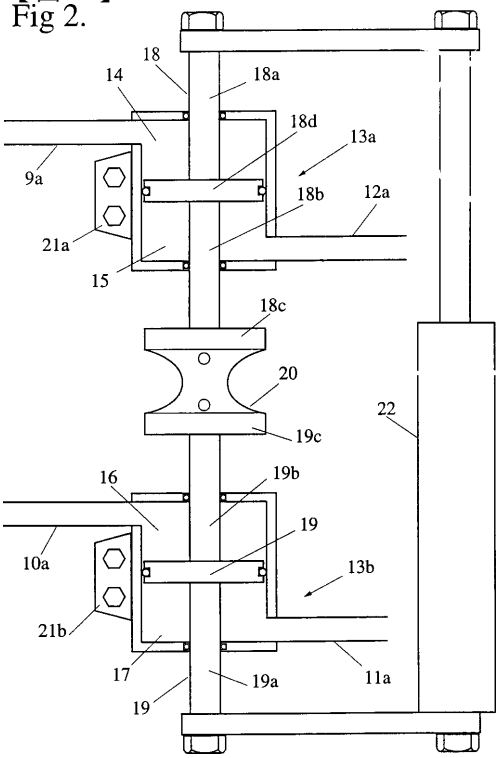
該センサー手段は、コントロール手段が利用できるインプットから車両に作用する横方向と長さ方向加速に対する適切な反応を決定することができるものである限り、沢山の種々のタイプのセンサーからなる。例えば、該センサー手段は、速度センサー、ステアリング角度センサー、スロットル位置センサーおよびブレーキペダル位置センサーから代替的に構成される。図９に示すように、荷重配分ユニット１３において、ピストンの代わりに弾性部材２０を使用することによって、サスペンションシステムにアキュムレーター５，６，７，８を使わずにすむことができる。これは、本発明によるサスペンションシステムの実施例のどれにも当てはめられる。

本発明による荷重配分ユニットは、車両のピッチング方向に付加的な弾性をもつ一方、車両のローリング方向へのコンプライアンスを増やさないサスペンションシステムを提供する。このことは、前輪が減速こぶ又は他の障害物に強く当たったときに、前輪は、後輪から実際に“デカップル”され、その結果、このような状況にあっては、後輪は、前輪の動きにほとんど影響されない。この結果、車両のピッチング運動は、穏やかになり、柔らかな乗り心地になる。

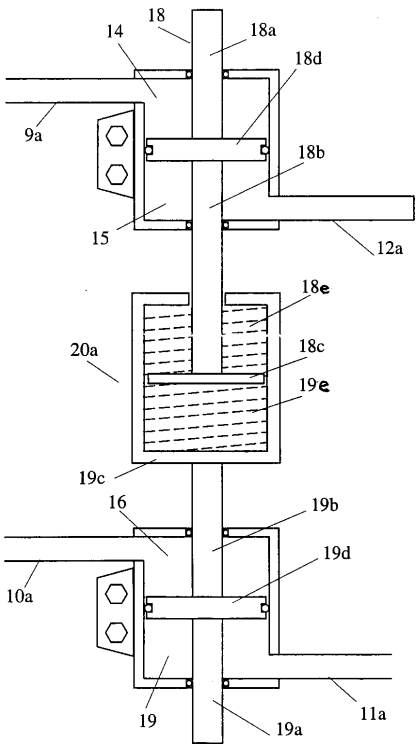
【図１】
Fig 1.



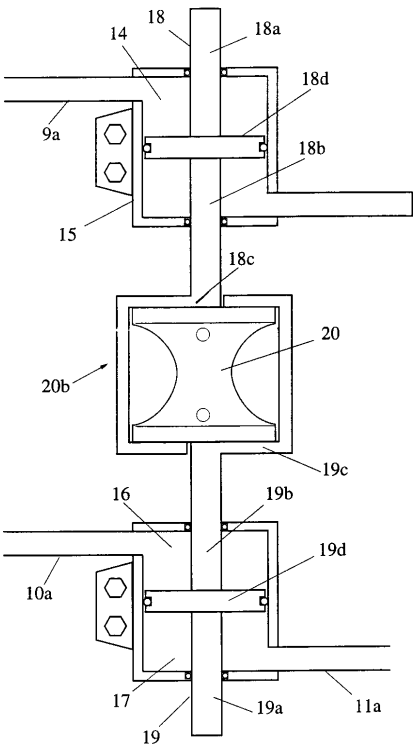
【図２】
Fig 2.



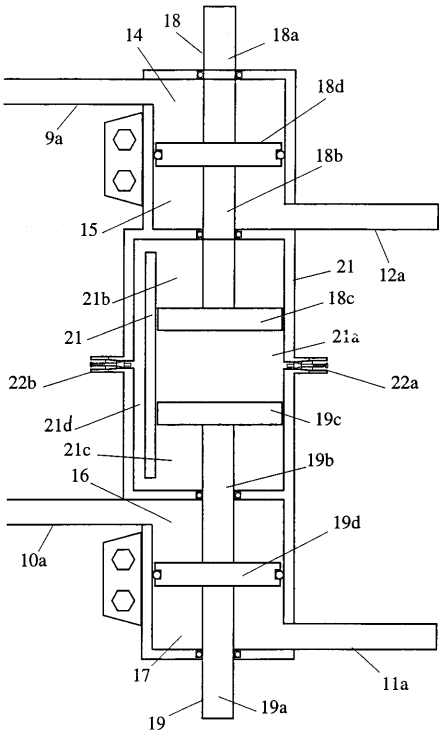
【図３】
Fig 3.



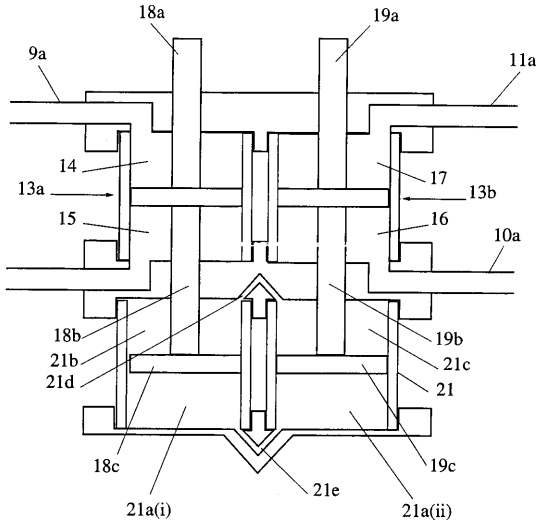
【図４】
Fig 4.



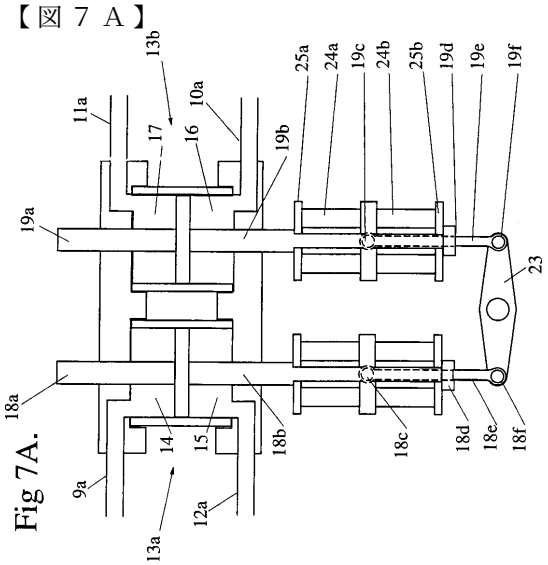
【図５】
Fig 5.



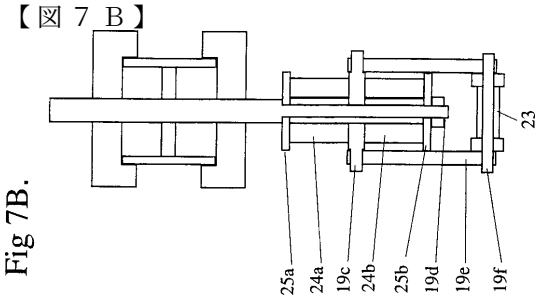
【図６】
Fig 6.



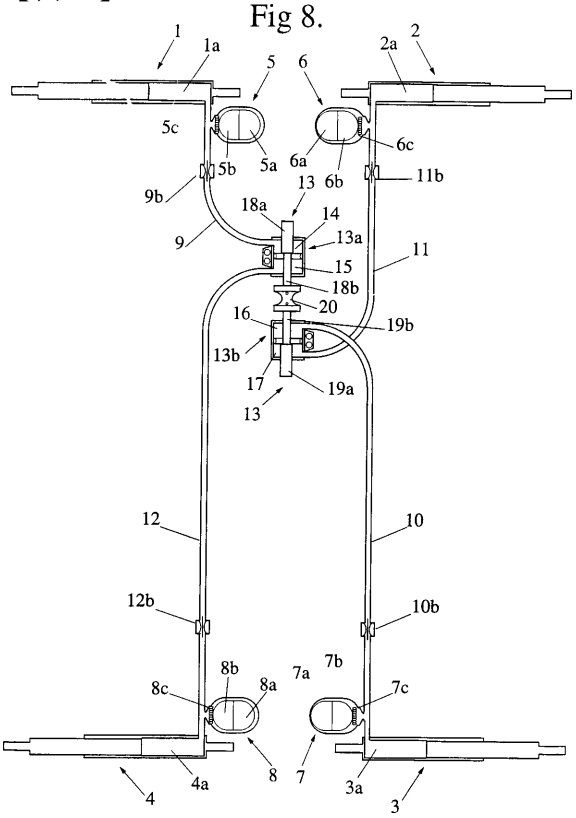
【図７Ａ】
Fig 7A.



【図７Ｂ】
Fig 7B.

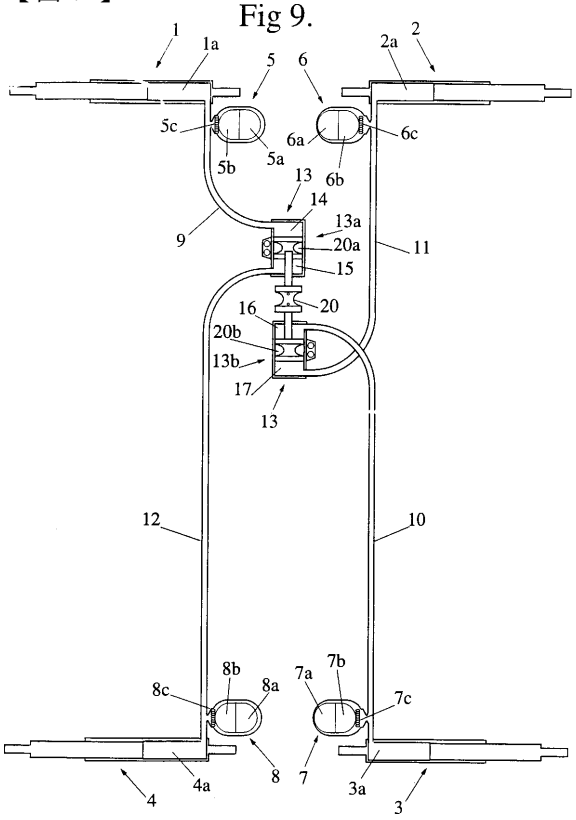


【図８】
Fig 8.



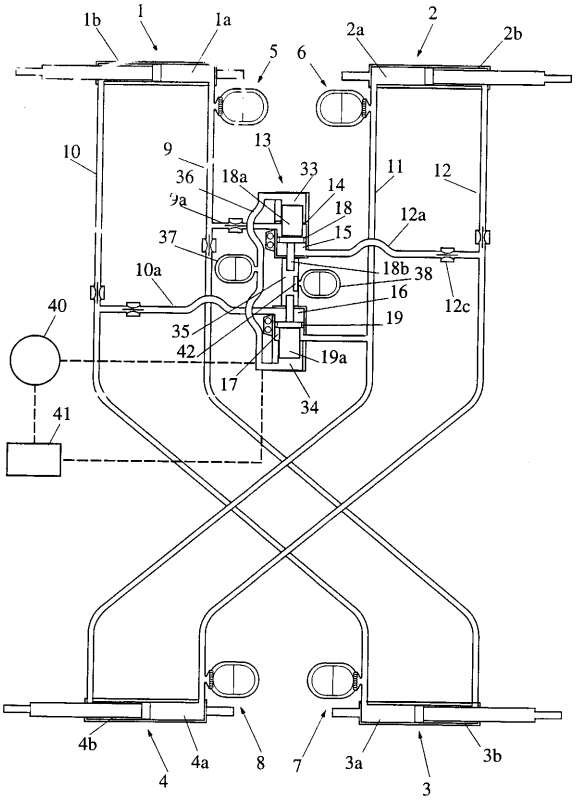
【図９】

Fig 9.



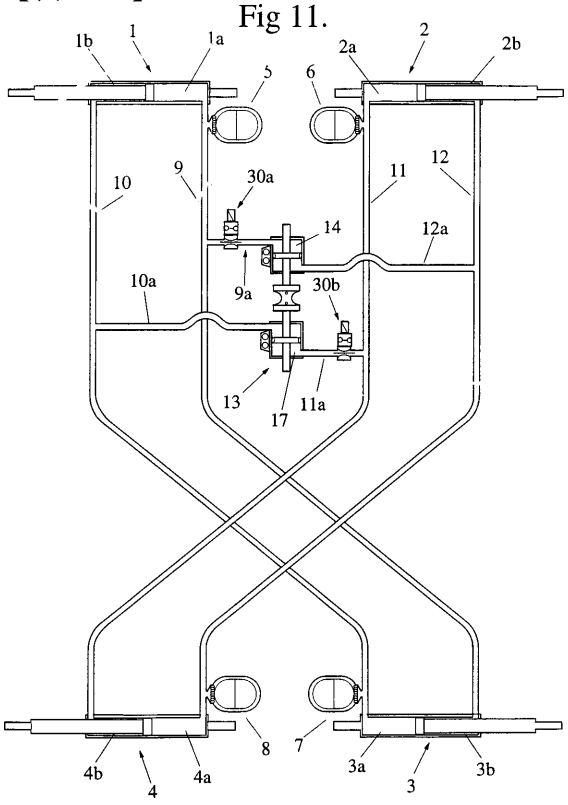
【図１０】

Fig 10.



【図１１】

Fig 11.



フロントページの続き

(31)優先権主張番号 PCT/AU94/00646
(32)優先日 平成6年10月26日(1994.10.26)
(33)優先権主張国 世界知的所有権機関(WO)

審査官 関 裕治朗

(56)参考文献 特開昭６４－０７８９１２（ＪＰ，Ａ）
米国特許第０３０６８０２３（ＵＳ，Ａ）
実開昭６３－１１０７０１（ＪＰ，Ｕ）
特表平０５－５０３２６５（ＪＰ，Ａ）
特表平０６－５０９９９７（ＪＰ，Ａ）
特公平０８－００９２８８（ＪＰ，Ｂ２）
米国特許第３０３２３４９（ＵＳ，Ａ）
米国特許第５５５６１１５（ＵＳ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl., ＤＢ名)
B60G 1/00 - 25/00