(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第4528615号
(P4528615)

(45)発行日　平成22年8月18日(2010.8.18)　(24)登録日　平成22年6月11日(2010.6.11)

(51)Int.Cl.　　F I
B60G 3/20 (2006.01)　　B60G 3/20
B60G 17/015 (2006.01)　　B60G 17/015　Z
B60G 21/055 (2006.01)　　B60G 21/055

請求項の数 12　(全 17 頁)

(21)出願番号　特願2004-522478 (P2004-522478)
(86)(22)出願日　平成15年7月17日 (2003.7.17)
(65)公表番号　特表2005-533711 (P2005-533711A)
(43)公表日　平成17年11月10日 (2005.11.10)
(86)国際出願番号　PCT/EP2003/007761
(87)国際公開番号　WO2004/009383
(87)国際公開日　平成16年1月29日 (2004.1.29)
審査請求日　平成18年6月22日 (2006.6.22)
(31)優先権主張番号　02/09625
(32)優先日　平成14年7月22日 (2002.7.22)
(33)優先権主張国　フランス(FR)

前置審査

(73)特許権者　599093568
ソシエテ　ド　テクノロジー　ミシュラン
フランス　エフ－６３０００　クレルモン
フェラン　リュー　ブレッシュ　２３
(73)特許権者　508032479
ミシュラン　ルシェルシュ　エ　テクニー
ク　ソシエテ　アノニム
スイス　ツェーハー１７６３　グランジュ
パコ　ルート　ルイ　ブレイヴ　１０
(74)代理人　100082005
弁理士　熊倉　禎男
(74)代理人　100067013
弁理士　大塚　文昭
(74)代理人　100088694
弁理士　弟子丸　健

最終頁に続く

(54)【発明の名称】車両ホイールのサスペンションシステム

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
ホイール支持体（３、３ａ）を車両のボディ（５）に連結すべく設計されたサスペンションシステム（１、１ａ、１１、１１ａ、１１ｂ、１５、１６、１７、１８）において、ボディに対する、互いに独立した或る度合いのキャンバ自由度および或る度合いのサスペンション撓み自由度をホイール支持体に付与する自由度付与手段を有し、該自由度付与手段は、一方でボディに連結されかつ他方でサスペンション要素に連結されたロッカ（４、４１）を更に有し、該ロッカがボディに連結されていることにより前記或る度合いのキャンバ自由度が得られ、前記サスペンションシステムは、前記車両のアクスルの反対側ホイール（２ｂ）を支持するように設計された反対側ホイール支持体（３ｂ）を更に有し、該反対側ホイール支持体（３ｂ）は、ホイール支持体（３ａ）のロッカ（４１）に対して対称的な構造をなしてロッカ（４１）に連結されており、前記サスペンションシステムは、ボディのロールを制御できるアンチロール装置を更に有し、該アンチロール装置は更に、前記ホイールのサスペンション撓みと、同一アクスル上にある反対側ホイールのサスペンション撓みとを比較した差の関数としてキャンバ変化に影響を与えるように構成されており、前記瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）は路面レベル（Ｓ）の下方に位置しており、接触領域（ＡＣ）にあるホイール（２、２ａ）に路面から加えられる横方向力（Fy）は、該横方向力が車両の内方を向いたときに、ボディに対してキャンバを減少させる方向に、かつ横方向力が車両の外方を向いたときに、キャンバを増大させる方向にホイール支持体（３、３ａ）を傾動させることを特徴とするサスペンションシステム。

【請求項２】
前記ホイール支持体は路面（Ｓ）と接触する半径「ｒ」のホイールを支持するように設計されており、ボディに対するホイール支持体のキャンバ運動は、路面レベルと路面レベルの下方１．０ｒとの間の範囲内に位置する瞬間回転中心（ＣＩＲ ｒ／ｃ）を有することを特徴とする請求項１記載のサスペンションシステム。
【請求項３】
ボディに対する前記ホイール支持体のキャンバ運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ ｒ／ｃ）は、路面レベルと路面レベルの下方０．５ｒとの間の範囲内に位置することを特徴とする請求項２記載のサスペンションシステム。
【請求項４】
前記アンチロール装置は捩り応力を受けるアンチロールバーを有し、該アンチロールバーは、ボディに対して回転できるように取付けられかつボディに対する並進が抑制されていることを特徴とする請求項１または２記載のサスペンションシステム。
【請求項５】
前記アンチロール装置は流体を収容できるチャンバを有し、該チャンバの体積はサスペンションシステムのサスペンション撓みの関数として変化することを特徴とする請求項１～３のいずれか１項記載のサスペンションシステム。
【請求項６】
前記アンチロール装置はアクティブに制御されることを特徴とする請求項１～５のいずれか１項記載のサスペンションシステム。
【請求項７】
前記ホイールは接触領域（ＡＣ）上で路面（Ｓ）に接触することを意図しており、アンチロール装置は、小さいサスペンション撓み時に路面から横方向力（Fy）が全く加えられないときのキャンバ変化が２°を超えないように構成されていることを特徴とする請求項１～６のいずれか１項記載のサスペンションシステム。
【請求項８】
前記アンチロール装置は、一方向の小さいサスペンション撓み時にサスペンションスプリングおよびアンチロール装置がサスペンション要素に作用することから生じるスラスト軸線が理想的スラスト軸線の一致点（Ｇ）から大きくても距離「ｄ」（ｄはアクスルの幅の６．５％に等しい）だけ隔てるように構成されていることを特徴とする請求項１～７のいずれか１項記載のサスペンションシステム。
【請求項９】
前記アンチロール装置は、キャンバ変化および同方向のボディロール角変化に影響を与えるように構成されていることを特徴とする請求項１～８のいずれか1項記載のサスペンションシステム。
【請求項１０】
前記アンチロール装置はサスペンション要素に連結されたロッド（１０２）を有し、該ロッドは、この上端部が下端部よりもホイール平面に近くなるような態様で、車両が公称荷重を支持しているときに水平路面上の直線内での走行に一致する平均位置において垂直に対して傾斜することを特徴とする請求項１～９のいずれか１項記載のサスペンションシステム。
【請求項１１】
前記ロッドは、公称荷重を支持しているときに水平路面上の直線内での走行に一致するサスペンションの平均位置において垂直に対して５°より大きい角度で傾斜することを特徴とする請求項１０記載のサスペンションシステム。
【請求項１２】
請求項１～１１のいずれか１項に記載のサスペンションシステムが設けられていることを特徴とする車両。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】

【０００１】
本発明は車両のシャーシシステム、より詳しくはサスペンションシステム、特にホイールの案内に関する。
【背景技術】
【０００２】
本発明の環境および本願で使用される用語は、特許文献１において正確に説明されている。これらについては、該特許文献１の最初の３頁を参照されたい。
本発明は、車両ボディに対する車両支持体に、互いに独立した或る度合いのキャンバ自由度および或る度合いのサスペンションの垂直撓み自由度を付与するサスペンションシステムに関する。下記特許文献２には、このような装置が開示されている。これらのシステムは、現在の大量生産車両に使用されているシステムと比較して、余分な度合いの自由度をホイールに付与する。このようなシステムは、「パッシブ」と呼ばれる態様で機能する。すなわち車両に作用する力が所望の方向でのキャンバ変化を発生する態様に構成できる。この変化は自由であり、制御手段により制御できる。これに対し、キャンバ変化が主としてアクチュエータにより発生される場合には、この作動は「アクティブ」と呼ばれている。
【０００３】
【特許文献１】国際特許公開ＷＯ ０１／７２５７２明細書
【特許文献２】欧州特許ＥＰ １０７０６０９号明細書
【発明の開示】
【発明が解決しようとする課題】
【０００４】
本発明の一目的は、例えば車両がカーブを走行しているときに、所望のキャンバ変化を増幅し、加速しまたは容易にすることにある。実際に、摩擦、剛性または慣性が存在することは不可避であり、キャンバ変化を制限または減衰させる傾向を有する。従って、少なくとも或る走行状況では、キャンバ変化がポジティブに影響を受けることが望ましい。
本発明の他の目的は、特に、サスペンションスプリングのスラスト軸線の位置に関するこのようなシステムの設計を容易にすることにある。実際に、荷重をボディからアクスルに伝達するサスペンションスプリングのスラスト軸線の位置がサスペンションシステムの動的平衡に大きい影響を与えることが判明している。この影響は、例えば、単一方向垂直力または交互変化垂直力が作用するときに非常に敏感である。従って、現在の技術レベルのシステムが最適作動するためには、スプリングのスラスト軸線を位置決めする自由度が殆ど存在しない。例えば、ボディ下の利用可能スペースの使用を最適化しまたはスプリングのマスを減少させることを可能にするスプリング位置を選択できるようにするため、この設計自由度を増大させることが望まれている。
【課題を解決するための手段】
【０００５】
上記目的は、キャンバに与える影響をボディのロール運動の関数として変化できるアンチロール装置を付加的に有している本発明による上記形式のサスペンションシステムにより達成される。
好ましくは、本発明のシステムは、ホイール支持体が、路面と接触する半径「ｒ」のホイールを支持するように設計されており、ボディに対するホイール支持体のキャンバ運動は、路面レベルの上方０．３ｒと路面レベルの下方１．０ｒとの間の範囲内、好ましくは路面レベルの下方０．５ｒに位置する瞬間回転中心を有している。
【０００６】
本発明によれば、アンチロール装置は、好ましくは、捩り応力を受けるアンチロールバーを有し、該アンチロールバーは、ボディに対して回転できるように取付けられかつボディに対する並進（translation）が抑制されている。
本発明の一実施形態によれば、アンチロール装置は流体を収容できるチャンバを有し、該チャンバの体積はサスペンションシステムの垂直撓みの関数として変化する。

アンチロール装置はアクティブに制御されることが好ましい。
好ましくは、本発明のアンチロール装置は、接触領域において路面からホイールに加えられかつサスペンションの垂直撓み時に発生される横方向力（Fy）が０．１Ｐ（Ｐはアクスル荷重）に等しい限度を超えることはなく、好ましくは０．０５Ｐである。
本発明の装置は、好ましくは、小さいサスペンション撓み時に路面から横方向力が全く加えられないときのキャンバ変化が２°を超えないように構成されている。
【０００７】
好ましくは、アンチロール装置は、一方向の小さいサスペンション撓み時にサスペンションスプリングおよびアンチロール装置がサスペンション要素に作用することから生じるスラスト軸線が理想的スラスト軸線の交差点から大きくても距離「ｄ」（ｄはアクスルの幅の６．５％に等しい）だけ隔てるように構成されている。
好ましくは、アンチロール装置は、キャンバ変化および同方向のボディロール角変化に影響を与えるように構成されている。
好ましくは、アンチロール装置はサスペンション要素に連結されたアームを有し、該アームは、この上端部が下端部よりもホイール平面に近くなるような態様で、車両が公称荷重を支持しているときに水平路面上の直線内での走行に一致するサスペンションの平均位置において垂直に対して傾斜し、垂直に対して５°より大きい角度で傾斜する。
【０００８】
好ましくは、サスペンションシステムは、一端がボディに連結されかつ他端がサスペンション要素に連結されたロッカを更に有し、該ロッカがボディに連結されていることにより前記或る度合いのキャンバ自由度が得られる。
好ましくは、前記瞬間回転中心は路面レベルの下方に位置しており、接触領域にあるホイールに路面から加えられる横方向力は、該横方向力が車両の内方を向いたときに、ボディに対してキャンバを減少させる方向に、かつ横方向力が車両の外方を向いたときに、キャンバを増大させる方向にホイール支持体を傾動させる。
好ましくは、本発明のシステムは車両のアクスルの反対側ホイールを支持するように設計された反対側ホイール支持体を更に有し、該反対側ホイール支持体は、ホイール支持体のロッカに対して対称的な構造をなしてロッカに連結されており、これにより、サスペンションシステムが１つの同一アクスル上の２つのホイールを案内しかつ懸架する。
好ましくは、本発明のサスペンションシステムは、ホイール支持体をロッカに連結するステアリング制御手段を有し、これらのステアリング制御手段はまた、ステアリングがキャンバ運動に基いて行なわれるようにして、ホイール支持体をロッカに連結できる。
【０００９】
本発明はまた、本発明によるサスペンションシステムが設けられた車両に関する。本発明の車両では、同一アクスルに２つの装置を設けることができ、該装置は、車両の長手方向軸線に対して本質的に対称的に配置されている。これらの２つの装置は、各ホイール支持体のキャンバ運動が連結されるようにして相互連結される。サスペンションシステム（単一または複数）が制御可能なアクチュエータを有する場合には、該アクチュエータは、車両の走行パラメータの関数として制御できる。本発明の車両はまた、同一アクスル上に２つの独立したサスペンションシステムを有し、各サスペンションシステムは、互いに独立したアクチュエータにより制御される。
【発明を実施するための最良の形態】
【００１０】
本発明の特徴を例示しかつ原理を説明するため、本発明の幾つかの実施形態を以下に説明する。多くの変更形態により示唆されるように、本発明の他の多くの実施形態が可能である。
尚、図面は必ずしも縮尺通りには描かれていない。
図１は、本発明によるサスペンションシステム１を長手方向から見た平坦図である。この平坦図（すなわち２次元図）は、本発明によるシステムが従来技術によるシステムとは異なっている態様を明瞭に示すことができるため非常に便利である。

【００１１】
サスペンションシステム１は、ホイール２の平面ＰＲを維持するように設計されたホイール支持体３と、アッパアーム７およびロアアーム８と、ロッカ４と、サスペンションスプリング６とを有している。半径「ｒ」のホイール２は、その接触領域ＡＣ上で路面Ｓ上に載っている。アッパアーム７およびロアアーム８は、これらの外端部（このシステムが使用される車両に対して外方の端部）がホイール支持体３に関節連結され、かつ内端部がロッカ４に関節連結されている。ロッカ４はボディ５（概略的に示されている）に関節連結されている。かくして、サスペンションシステム１は、ボディ５に対するキャンバ自由度（ホイール支持体３がボディ５に対して傾動できることによる）と、サスペンションの自由度（例えば、ホイール支持体３が、「マルチアーム」システムの態様で知られているような、本質的に垂直運動を受けることができることによる）とをホイール支持体３に付与するように構成されている。

【００１２】
本発明によれば、サスペンションシステム１は、アンチロール装置１００を有している。図１に概略的に示す例では、アンチロール装置１００は、車両に対して本質的に横方向に延びているバー１０１を有し、該バー１０１は、１つ以上のベアリング１０３を介して軸線１０４の回りでボディに対して枢着されている。アンチロールバー１０１は、軸線１０４に対するレバーアームとして作用する湾曲端１０５を有している。このほぼ垂直なレバーアームは、ロッド１０２を介して、サスペンションの可動要素（この場合にはロアアーム８）に連結されている。図面には、アンチロール装置１０１の左側半部が示されている。アンチロール装置の右側半部（左側半部と対称的である。図示せず）は、このような既知の方法で反対側ホイールのサスペンション要素に連結されている。

【００１３】
ホイール２と路面Ｓとの古典的な点接触の仮説を採用すると、平面運動での瞬間回転中心は共直線にならなくてはならないとする理論は、キャンバ運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）が、ホイール平面ＰＲと、他の２つの瞬間回転中心、すなわちボディに対するロッカ運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）およびロッカに対するホイール支持体のサスペンション運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｂ）が位置する直線との交点に位置することを可能にする。この運動理論は、サスペンションシステムの分野において一般的に適用されている。この場合、形状すなわちサスペンションシステムを構成する種々の要素の寸法および方向を選択することにより、キャンバ運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の所望位置を得ることができることを理解すべきである。図１には平均位置にあるサスペンションシステムが示されており、この平均位置は、車両が公称荷重を支持しているときに水平路面上の直線内での走行に一致する位置として定義できる。

【００１４】
アンチロール装置の１つの機能は、ボディロールを制限することである。実際に、ボディ５が傾動するとき（例えばコーナリング時）、すなわち一方のホイールの垂直撓みに対する他方のホイールの垂直撓みが反対方向であるときは、アンチロール装置は、サスペンションの最も撓んだ部分に力を加え、かつ、これとは逆に、撓みが小さいサスペンションの部分に伝達される荷重を減少させることによりこのローリング運動に対抗する。この機能自体は既知である。

【００１５】
本発明によれば、アンチロール装置１００の他の機能は、キャンバに影響を与えることである。実際に、アンチロール装置は、同じアクスル上の２つのホイールが反対方向の垂直撓みを受けるとき、サスペンション要素に伝達される力によってキャンバが修正されるように構成されている。好ましくは、アンチロール装置は、サスペンション要素に伝達される横方向の力が、ロールに影響を与えるのと同様にしてキャンバに影響を与えるように構成されている。すなわち、例えば、車両がカーブを右方に曲るときは、ボディは左方に傾動しようとする。このためアンチロール装置が偶力を発生し、この偶力がボディを右方（カーブの内側に向かう方向）に傾動させようとすると同時に、サスペンション要素に横

方向の力を加え、これにより、ホイール２を右方（従って、カーブの内側に向かう方向）に傾動させようとする。

このような装置の設計上の制約のうち、ボディ上へのロッカの関節連結点の位置が、路面に近接しているため図面の下部の方向に制限されることが図面に明瞭に示されている。かくして、車両に望まれる路面間隙に基いて、種々の構造を選択できる。

【００１６】

図１は、スプリングにより加えられる力Frが車両の内側に向かって傾斜している特定構造の場合を示している。接触領域において路面からホイールに加えられる横方向力が存在しない場合（力Fzが垂直の場合）には、ボディによりロッカに加えられる力Rcが図示の状態すなわち車両の内側に向かって僅かに傾斜しているときに平衡が得られる。この決定は、計算または図式構造（graphical construction）により行なうことができる。装置の種々の要素の平衡に基いたこのような図式構造が、図１において破線で示されている。平衡状態は、スプリングのスラストが傾斜する場合でも達成できる。

【００１７】

図１ａには、図１の構造に比べて興味ある変更形態が示されている。このサスペンションシステム１ａでは、ボディ５によりロッカ４ａに加えられる力Rcも垂直にすべきであると考えている。

図１および図１ａに示す図式構造は、システム１、１ａの種々の要素の平衡に基いたものである。２つの力（FzおよびRc）が垂直である図１ａの場合には、サスペンションシステムの全体的平衡のためには、第三の力（Fr）も垂直であることが必要である。この構造によれば車両の完全な静的平衡が得られる。なぜならば、図１の構造では車両の静的平衡が、ボディに作用する力の対称性により確保されるのに対し、ボディ（平均位置にあるボディ）は横方向の力を全く受けないからである。

【００１８】

図１ａにおける破線は、図１０に関連してより詳細に説明するように、ロッカ４ａが、反対側ホイールのサスペンションシステムのロッカ（本質的に対称的である）でもあるという事実を示すものである。

図１ａに示すアンチロール装置１００は、図１のアンチロール装置と全体的に同じである。しかしながら、この場合には、スプリング６がロアアーム８に連結されたままであるのに対し、ロッド１０２はアッパアーム７に連結される。

【００１９】

図２は、キャンバがネガティブな変化を受けている位置にある図１のサスペンションシステムを示している。ホイール２は、キャンバ運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の回りで回転することにより車両の内側に向かって傾動している。この点の位置は固定されないことに留意すべきである。なぜならば、ロアアーム８およびアッパアーム７の枢動により、サスペンションの瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｂ）の位置が僅かに変化するからである。もちろん、この可変性自体も、システムの幾何学的構造により決定される。

キャンバの瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）が接触領域の下に位置しているため、図２に示すキャンバ変化は、接触領域ＡＣにおいて路面Ｓがホイール２に作用する横方向力Fyによりもたらされる。車両の内側を向いたこの力Fyは、水平に対して傾斜したカーブすなわち路面Ｓの構造により引起こされる横方向加速時に生じる。

【００２０】

図３は、車両の外側を向いた横方向の力Fyによりもたらされるポジティブなキャンバ変化の場合における図１および図２の例を示すものである。

【００２１】

図４には、本発明の第二実施形態が、図１と同様な態様で示されている。第一実施形態との直接比較を可能にするため、瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｂ、ＣＩＲ　ｂ／ｃ、ＣＩＲ　ｒ／ｃ）は本質的に同じ位置を有している。しかしながら、これは一例に過ぎず（第一実施形態と同様）、無数の構造が可能である。図１の実施形態との相違は、ロッカ４１がボディ５に対して関節連結されていることにある。瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）の回

りでのロッカ４１の回転は２つのロッド９ａ、９ｂによる連結によって可能になる。これらのロッド９ａ、９ｂ自体は、図示の平均位置において両ロッドの軸線が、ボディ５に対するロッカ４１の瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）で出合うようにしてボディ５に関節連結されている。かくして、ロッカ４１は、仮想ピボット（すなわち前図におけるように固定点の回りのピボットリンクにより具体化されないピボット）によりボディに関節連結されている。これは２つの重要性を有している。すなわち、１つは、前記点の位置がロッカの振動中にかなり移動するので、ボディに対して固定されていないこと、および他は、その位置が、図１の場合における同じ点の位置となるようには路面に対して制限されないことである。図４のシステムはまた、前図の要素と同じ要素を備えたアンチロール装置１００有するが、この例では、アンチロール装置は車両に対して下方に配置されており、かつロッド１０２がホイール支持体３に連結されている。

【００２２】

図５は、同じサスペンションシステムが、図２に匹敵するキャンバ位置にあるところを示すものである（しかしながら、アンチロール装置は図面から省略されている）。

接触領域において路面から垂直力Fzを受けるときにシステムの完全な平衡を確保するためには、システムは、ホイールの平均位置においてシステムの各要素も平衡するように構成されなくてはならない。

【００２３】

図５ａおよび図５ｂには、この平衡状態を実現する手段が示されている。図４の例示構造から出発してここに示す構造は、一方のアーム（この場合にはロアアーム８）に垂直スラストFrを発生させるスプリングの仮設（hypothesis）に基いている。サスペンションシステムの平衡は、接触領域において路面から受ける垂直力Fz、スプリングによりアーム８に加えられる力Fr、およびロッド９ａ、９ｂによりロッカに加えられる力の合力Fbである外力に基いている。図５ｂには、システムの特徴的寸法が示されている。符号「Ｅ」は、水平線上に投影した、接触領域の中心と、スプリングを支持するアーム（８）へのホイール支持体３の関節連結点との間の距離である。符号「Ｅ′」は、水平線上に投影した、ボディに対するロッカの瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）と、ロッカ（４１）へのスプリングを支持するアーム（８）の関節連結点との間の距離である。符号「Ｈ」は、スプリングを支持しないアーム（７）の軸線からの、ホイール支持体３とスプリングを支持するアーム（８）との関節連結点のキャンバ平面内の距離である。符号「Ａ」は、接触領域の中心とスプリングのスラストFrの軸線との間のキャンバ平面内の距離である。符号「Ｂ」は、瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）とスプリングのスラストFrの軸線との間のキャンバ平面内の距離である。瞬間回転中心ＣＩＲ ｂ／ｃが車両の中心平面内にあるときは、距離ＡとＢとの合計は、車両のハーフ・トラックに等しいことに留意されたい。

【００２４】

これらの仮定に立って、種々の要素の平衡方程式を解くと次の条件が得られる。比（ＥＢＨ′）／（Ｅ′ＡＨ）が１に等しい場合に完全な平衡が得られる。これらの方程式は、リンクが摩擦または剛性をもたないとの仮定に基いている。実際には、システムが、例えば０．５～１．５の間のＥＢＨ′／Ｅ′ＡＨ比の値をもつ平衡状態に近付くように構成されるときに満足できる作動が得られる。もちろん、この基準は一般的態様で適用されかつ例示としてここに示す構造に限定されるものではない。所与の構造（Ａ＋Ｂ、Ｅ、Ｅ′、ＨおよびＨ′）にこの基準を適用する態様は、例えば、これから、ＡおよびＢを計算することにより、垂直スラストFrの理想的軸線の位置を演繹することである。

【００２５】

スラストが必ずしも垂直でない一般的な場合に、システムおよびその要素の平衡条件を完全に満たすためには、平衡方程式の解は、所与の構造について、スプリングのスラスト軸線が単一点を通らなければならないことを示している。この単一点は、理想的軸線の一致点として定義できる。

この一致点を決定するため、２つの異なる理想的軸線を決定しかつキャンバ平面内でのこれらの軸線の交点を探求することができる。前記点は、任意の理想的スラスト軸線と、

ボディに対するロッカの瞬間回転中心（ＣＩＲ ｂ／ｃ）を通りかつスプリングを支持するアームのロッカ上の枢着点を通る線との交点に位置することも判明している。後述のように、この判明により、ここに考察する構造から出発して、一致点を簡単に決定できる一致点の図式決定法を、図５の構造例を参照して図５ｃに示す。この点（Ｇ）を決定するため、この場合には特定の垂直な理想的スラスド軸線（Ｄｒｖ）が使用された。この軸線（Ｄｒｖ）は垂直であり、かつその位置はシステムの幾何学的特徴の関数として決定できる。実際に、垂直スラストの場合には、理想的スラスト軸線の位置は、比ＥＢＨ′／Ｅ′ＡＨが１に等しくなるという条件を満たすことが指摘されている（図５ｂ参照）。線Ｄcgは、瞬間回転中心ＣＩＲ ｂ／ｃと、スプリングを支持するアーム（この場合にはロワアーム８）が枢着された点とを通る線である。線Ｄｒｖは、点Ｇにおいて線Ｄegと交差する。従ってこの点Ｇは、完全な平衡を確保すべくスラスト軸線が通らなくてはならない、所与の構造の単一点である。この点Ｇは、理想的スラスト軸線の一致点である。ホイールの平均位置についての平衡条件を満たす理想的スラスト軸線の４つの例（Ａｒ１、Ａｒ２、Ａｒ３、Ａｒ４）が示されている。スプリングが概略的に示されている。実際には、スプリングは幾つかの形態で取付けることができ、関連する基準は、スラストの軸線（Ａｒ１、Ａｒ２、Ａｒ３、Ａｒ４）である。

【００２６】

サスペンション装置の作動中、種々の要素の変位のため、スプリングのスラスト軸線が変化する。次に、スプリングのスラスト軸線が点Ｇ（平均位置で決定される）から離れる方向に移動し、平衡は完全平衡から離れるであろう。

装置の作動中の変化以外に、スラスト軸線は、例えば製造誤差および／または関節の剛性等の設計上の妥協により、平均位置において一致点から離れることがある。しかしながら、好ましくは、サスペンションの大きい垂直撓み時に発生される、接触領域で路面からホイールに作用する横方向の力は、直線走行時に０．３Ｐ（Ｐはアクスル荷重）の限度を超えることはない。この条件を満たす方法は、大きい垂直撓み時の点Ｇとスプリングのスラスト軸線との間のキャンバ平面内の距離が、距離Ａ＋Ｂの２０％を超えないように確保することである。また、サスペンションの小さい垂直撓み時に発生される、接触領域で路面からホイールに作用する横方向の力が、０．１Ｐに等しい限度を超えることがないことが好ましい。この条件を満たす１つの方法は、平均位置での、点Ｇとスプリングのスラスト軸線とのキャンバ平面内での距離距離Ａ＋Ｂの１３％を超えないように確保することである。

【００２７】

上記第一距離基準を満たすべく大きい垂直撓み時にスラスト軸線が通るべきゾーンは、一致点Ｇに中心をもつ第一円Cd（この半径は距離Ａ＋Ｂの２０％に等しい）により概略的に示されている。

上記第二距離基準を満たすべくスラスト軸線が通るべきゾーンは、第二円Cs（この半径はＡ＋Ｂの１３％に等しい）により概略的に示されている。

【００２８】

図５ｃに示す例は特別な構造であるが、一致点（Ｇ）は本発明によるシステムの全ての構造について同様な態様で決定できること、およびこの原理に関連する平衡基準も適用可能であることは容易に理解されよう。

用語「理想的スラスト軸線（ideal thrust axis）」または「スラストの理想的軸線（ideal axis of thrust）」とは、接触領域において路面から加えられる横方向力が全く存在しないときに、装置がホイールの平均位置において完全平衡状態にあるような、スプリングの任意のスラスト軸線を意味すると理解すべきである。平均ホイール位置はその設計位置、すなわち各ホイールがその公称荷重を支持しているときのボディに対するホイールの位置として定義され、ホイール平面の方向は直線走行に一致する。

好ましくは、アンチロール装置は、サスペンションの小さい垂直撓み時に路面から加えられる横方向力（Fy）が存在しないときのキャンバ変化が２°を超えないように構成される。

【００２９】
本発明による装置の作動のために選択される基準を満たす興味ある方法は、構造のパラメータに関する一連の実験を行うことおよび最も好ましい構造を選択することからなる。
用語「大きい垂直撓み（large vertical deflection）」とは、ホイールの平均位置の両側でのサスペンションの本質的に垂直な撓みであって、サスペンションシステムにより許容される撓みの８０％に達する撓みを意味する。一方、「小さい垂直撓み」とは、ホイールの平均位置の両側でのサスペンションの本質的に垂直な撓みであって、サスペンションシステムにより許容される撓みの２０％までに制限される撓みを意味する。
用語「構造（configuration)」とは、ホイールの平均位置で決定される、サスペンションシステムの集合的幾何学的特徴を意味すると理解すべきである。
図５ａは、図１と同様のアンチロール装置１００を示す。
【００３０】
図６には、図４および図５と同様であるが、キャンバの瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）が異なる構造により得られる実施形態が示されている。実際にこの構造では、上方アーム７１および下方アーム８１が点（ＣＩＲ　ｒ／ｂ）に向かって収斂している。この点（ＣＩＲ　ｒ／ｂ）は低くかつ車両の外側に向かって位置している。ボディ５に対するロッカ４１の枢着点（すなわち、瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）も下げなくてはならない。図示の例では、この点は路面レベルＳより下にある。すなわちこの点はバーチャルな枢着点である。かくして、瞬間回転中心のこの構造は、図１～図３で説明したシステムにより作られる。図示の例は、本発明によるアンチロール装置の他の実施形態を示している。このアンチロール装置は、連通管の原理で作動する。ロッド１１２は、ボディ５に連結されたシリンダ１１４内で移動するピストン１１５を制御する。ピストン１１５は、流体（ガスおよび／または液体）が充填される２つのチャンバを分離する。これらのチャンバ内方の圧力は、パイプ１１１を介して、反対側ホイールのサスペンションシステムに作用する等価装置に伝達され、これによりホイール２のサスペンションの撓みが反対側ホイールに同じ方向の移動が発生される。このため、パイプ１１１は、例えば、シリンダ１１４の下方チャンバが反対側シリンダの上方チャンバに連結され、またこの逆の関係にも連結される。この流体回路には、アクティブまたはパッシブ制御装置を組込むこともできる。
【００３１】
図７には、これまで説明したものとは非常に異なっている実施形態が示されている。この実施形態では、キャンバの瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の所望位置は、高い位置にある、ボディ５に対するロッカ４４の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）と、アーム７２、８２の交点に位置する、ロッカに対するホイール支持体の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｂ）とを組合せることにより得られる。従って、ロッド（９ｅ、９ｆ）の方向は前述の構造に比べて反転しており、点ＣＩＲ　ｂ／ｃをこのような位置に定めることができる。本来的に、これは一例の実施形態に過ぎず、ロッカ４４の関節連結手段は、ボディ５に対して所望の高さで枢動を生じさせる、図１の形態にすることができる。この構造の１つの長所は、このようなサスペンションシステムのローリング中心が前述の構造のローリング中心よりかなり高いことである。これは、例えばＳＵＶ（「スポーツユーティリティビークル」）等のように比較的高い重心をもつ車両において興味深いものである。
【００３２】
図８には、前述のものと同じ機能をもつが、ロッカ４５に関節連結されたマクファーソンサスペンション構造（７３、８３）を使用している点で前述の実施形態とは非常に異なっている実施形態が示されている。かくして、キャンバの瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）の所望位置は、ボディ５に対するロッカ４５の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｂ／ｃ）と、ロワアーム８２の軸線とマクファーソン力ストラット７３の軸線に対する垂線との交点に位置する、ロッカに対するホイール支持体の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｂ）との組合せにより得られる。ロッド（９ｇ、９ｈ）が組込まれている点は、前述の実施形態と同じである。本来的に、本願で説明する殆どの例と同様に、ボディへのロッカの連結は、可動のバーチャルピボット（図８）または固定のリアルピボット（図１～図３）または固定バーチ

ャルピボットで構成できる。

【００３３】

図９には、本発明による車両が示されている。この車両には、本発明による２つのサスペンションシステムが設けられており、これらのサスペンションシステムは、車両の長手方向軸線方向に対して本質的に対称的に配置されている。ここに示すシステムは、図４および図５において前述のように説明したものである。これらのシステムは互いに独立させることができ、或いはプッシュロッド５０（破線で示す）のような連結手段によりリンクすることもできる。このような方法で、少なくともキャンバに関係する２つのホイール（２ａ、２ｂ）の挙動を連結する。このような連結は車両の平衡条件を容易に満たすことを可能にする。２つのシステムが独立している場合には、これらのシステムは独立的に制御できる。この独立的制御がアクティブ型である場合には、各ホイールについて異なる態様で作動される。例えば、カーブの外側のホイールのキャンバのみを修正できる。

図９には、互いに比較的近接して配置されたロッカ（４１ａ、４１ｂ）が示されているが、これは特別な構造であり、各ロッカはそれぞれのホイールに近接して配置することもできる。

【００３４】

或いは、同様な設計で、例えば横方向アーム（７ａ、８ａ、７ｂ、８ｂ）を長くするため、ロッカ４１ａ、４１ｂは車両の長手方向軸線に沿って僅かに異なる平面内に配置され、左側ホイール２ａを案内するアームを右側ロッカ４１ｂに枢着しかつこれとは逆に右側ホイール２ｂを案内するアームを左側ロッカ４１ａに枢着することができる。

ここには、アンチロール装置１００の全体が示されている。この場合には、ロッド（それぞれ１０２ａ、１０２ｂ）が上方アームまたはウィッシュボーン（それぞれ７ａ、７ｂ）に連結されている点を除き、このアンチロール装置１００は、図４のアンチロール装置１００と全く同じである。

【００３５】

図１０には、本発明による他の車両が示されている。この車両には本発明によるサスペンションシステム１８の好ましい実施形態が設けられている。前述のシステムに匹敵するこのシステムは、更に、車両のボディ５を支持するアクスルの反対側ホイール２ｂを支持するように設計された反対側ホイール支持体３ｂを有している。反対側ホイール支持体３ｂは、ホイール支持体３ａのロッカと対称的な構造でロッカ４１に連結されている。この実施形態の長所は、もちろん、図９に示した変更形態よりも部品点数が少ないことである。一般に、このことはコストに関して直接効果を及ぼす。この場合、他の長所は、図９でオプションとして説明した連結効果が全てである。図９の実施形態と比較した本発明による車両のこの実施形態の他の相違は、システムを省スペースで車両の下に取付けできることである。図９には特別な設計が示されているが、本来的に本発明の全ての実施形態（前述のものであるか否かは問わない）によりこの形式の単一アクスルを構成できることはもちろんである。

【００３６】

ここには、アンチロール装置１００が一体的に示されており、この例では、このアンチロール装置は図１のアンチロール装置と全体として同じである。

この図面には、アンチロール装置の作動が明瞭に示されている。例えば、左側ホイール２ａがボディ５に対して上方に移動する場合には、左側ロアアーム７ａの運動が、左側ロッド１０２ａによりアンチロールバー１０１の左側レバー１０５ａに伝達される。このとき、アンチロールバー１０１は、その軸線１０４の回りで旋回し、右側レバー１０５ｂおよびロッド１０２ｂを介して、右側ホイール２ｂをボディに対して上方に移動させようとする力を右側ロアアーム７ｂに伝達する。

図１１は、図１０の車両がロール状況にあるところを概略的に示すものである。車両が例えばカーブを右方に走行しているので、ボディは角度αだけ左方に傾動される。ボディが傾動すると、アンチロールバーの軸線も傾動し、アンチロール装置は、前述のようにサスペンションの左方部分に荷重を付与し、かつ右方部分の荷重を緩和する。また、アンチ

ロールバー１０１がその軸線の回りで捩られるという事実も（左側レバー１０５ａおよび右側レバー１０５ｂの非対称的表示により）概略的に示されている。この図面は、アンチロール装置１００もキャンバに影響を与えることを明瞭に示している。実際に、ローリング作用中は、ロッド１０２ａ、１０２ｂが垂直に対して傾動されるので、アンチロール装置は横方向力をロッカ４１に加え、これによりロッカ４１を枢動させる傾向を有する。この図面では、発生された力は、ホイールを図面の右方に傾動させる傾向を有する。すなわち、カウンタキャンバを外側ホイール（左側ホイール２ａ）に伝達し、かつキャンバを内側ホイール（右側ホイール２ｂ）に伝達する。

【００３７】

従って、この場合には、左側ホイール２ａの傾斜角βは、２つの効果、すなわちタイヤの接触領域内に加えられる横方向の効果（図５参照）およびアンチロール装置の効果の結果である。キャンバおよびボディのローリングの両者へのアンチロール装置の効果は、同一アクスル上の２つのホイールの垂直サスペンション撓み間の差の関数である。

これらの図面は、垂直に対するロッドの傾斜が大きいほど、キャンバに対する効果が大きいことを明瞭に示している。アンチロールバーの剛性は、ボディロールの必要制御を確保する態様でこの傾斜の関数として適合されなくてはならない。

上記構造は幾何学的特徴および技術的特徴を組合せたものであることは明らかである。非常に多数の組合せについて明白に説明したわけではないが、サスペンションシステムの当業者には、説明した要素および説明されてはいないが既知の他の要素を種々の態様で関連させることができることは明らかであろう。図面の目的は、本発明を特徴付ける原理を例示することにある。

【００３８】

理解されようが、要求される作動特性の関数として、キャンバ運動の瞬間回転中心（ＣＩＲ　ｒ／ｃ）について、路面レベルの上方０．３ｒから路面レベルの下方０．５ｒ（ここで、ｒはホイールの半径）の範囲内で位置を選択できる。この点が路面レベルの近くに位置するという事実は、ハーフ・トラック変化を制限することを可能にする。例えば、路面レベルから距離０．５ｒの位置に瞬間回転中心がありかつホイール半径が３００ｍｍである場合には、５°のキャンバによって、ボディに対して約１２ｍｍの接触領域の変位（ハーフ・トラック変化）が形成される。

図示の種々の例は、本発明のサスペンションシステムは、所望の運動学的定義が得られるという非常に異なるサスペンション原理に基いて作られるという事実を示している。より詳しくは、恣意的形状に示されたロッカは、関節連結軸線を適当に配置できかつもちろんサスペンション応力を支持できるようにする任意の適当な形状にできる。これと同じことは、横方向アームのような他の構成要素についてもいえる。

【００３９】

キャンバ平面とは、路面に対して直交し、車両に対して横方向で、かつ接触領域内で合力が付与される点を通る平面であると定義できる。図面は、この平面内に、本発明の原理および幾つかの実施形態を示している。この２次元表示は、本発明のシステムの本質的特徴（その対象は、制御されたキャンバ変化である）を明瞭に示すのに有利である。この表示では、キャンバ運動は、この平面内での枢着点（瞬間回転中心）の回りの回転である。しかしながら、実際には、回転は、リアル軸線またはバーチャル軸線（瞬間回転軸線）の回りで回転（３次元）が行なわれることを忘れてはならない。この軸線は、平面表示において１つの点で表される。この軸線は、キャンバ変化を予測できるようにするため、路面および車両の長手方向軸線に対して本質的に平行に構成できる。しかしながら、この軸線の方向を変えることにより、接触領域でホイールが受ける横方向の力（カーブ）および長手方向の力（制動、加速）の関数として、ステアリング、トウ・イン、トウ・アウトまたはトラッキングを作ることができる。当業者ならば、試験を行うことによりおよび／または理論的方法により、システムから期待できる挙動の関数として、採用すべき方向を決定できるであろう。例えば、実験により、枢軸線の傾斜を水平に対して６°にすることにより、キャンバ角の１／１０の角度での、キャンバにリンクしたステアリングが可能になる

。かくして、横方向力が５°のキャンバを誘起するときは、ステアリング効果は約０．５°となる。枢軸線の傾斜は、例えば、垂直に対して６°で傾斜した装置を車両に設けることにより得られる。

【００４０】

図面には、サスペンションシステムの部品として必要な全ての既知の要素が示されているわけではない。より詳しくは、当業者ならば、例えば長手方向アームにより、またはロッカを案内しかつロッカをウィッシュボーンまたは台形アームによりホイール支持体に連結することにより、ホイール平面の長手方向位置決めを確保する方法は理解されよう。同様に、ステアリング操作時のホイール平面の位置は、ステアリングシステムに連結された要素によりまたは非ステアリングアクスルのトラック・ロッドのような固定サイズの要素により確保される。しかしながら、本発明によるシステムの好ましい実施形態は、これらのステアリング制御要素がホイール支持体をロッカに直接連結することにより、本発明の装置により作られる実質的なキャンバ変化により引起こされる摂動を受けることなくステアリングを制御できる構成である。ロッカの運動が直接的にキャンバに関係するため、ホイール支持体へのロッカのこのリンキングは、キャンバの関数としてステアリング効果を誘起するのに使用されるのが好ましい。かくして、キャンバが横方向力により制御されるとき（本発明のシステムがパッシブに機能する場合）、ステアリングは横方向力により誘起される。従って、この効果は前述の枢軸線を傾斜させる効果と同じである。

【００４１】

前述のように、図面は、キャンバ平面内の平面表示すなわち２次元表示である。この表示は、本発明によるシステムの理論的キャンバおよびトラック変化関数を明瞭に示すものである。実際には、３次元でも、これらの特徴を２次元表示から忠実に推定することにより、これらの原理に適合するシステムを設計できる。この場合には、枢着点はキャンバ平面に対して垂直な軸線となる。しかしながら、この原理は、キャンバ平面上への投影表示は異なっているがキャンバ平面内でのその運動が２次元でここに説明したものと同じであるシステムにも適用できる。例えば、このようなシステムは、ロア・ウィッシュボーン、アッパ・ウィッシュボーンおよびトラック・ロッドで構成できる。キャンバ平面内でのシステムのこのような作動の並進（translation）は、２次元での等価構造の決定を越えて行なわれる。これは、この等価構造を演繹できる、キャンバ平面内の平均位置の回りでのホイール運動の実験的または理論的研究の結果である。

【００４２】

本発明によるサスペンションシステムの種々の要素の関節連結は、種々の態様で形成できる。路面接触システムの分野で現在使用されている弾性関節は、剛性を導入すべく、システムの平衡を得ることを一層簡単にする。また弾性関節は、車両の快適性の点でも好ましいことが知られている。

本発明のシステムは、現在の車両の路面接触システムの要素の変形を補償しかつ性能を向上させる目的で実施することもできる。換言すれば、本発明のシステムは、タイヤのあらゆる変形を可能にするため、ホイール平面が、あらゆる環境において路面平面に対して本質的に垂直にまたは僅かに傾斜した状態に維持されることを確保するのにも使用できる。この目的は、一般に、有効キャンバの大きさが数度に過ぎない本発明のシステムにより達成される。しかしながら、本発明のシステムは、非常に大きいキャンバ変化を可能にする目的にも実施できる。すなわち路面接触システムを、現在市販されている３輪以上のホイールを備えた車両の路面接触システム以外の自動二輪車の路面接触システムに良く似た態様で作動させることもできる。

【００４３】

回転アンチロールバーが使用される場合には、ベアリング１０３は、バーがボディに対して軸線方向に保持されて横方向力の伝達を可能にすることを確保しなければならない。これは、剛性当接または弾性接触により達成できる。好ましい実施形態は、バーが回転できかつ同時に横方向に保持することを確保するエラストマースリーブを使用する。

本発明のサスペンションシステムでは、アンチロール装置がキャンバに影響を与えるた

め、制御型アンチロール装置の制御によりキャンバに影響を与えることができる。種々のアクティブアンチロール装置または制御型アンチロール装置自体は既知である。

一般的な態様では、本発明の本質的特徴は接触領域に対する瞬間回転中心の位置にあり、図面には空気タイヤを備えたホイール（２）が示されているが、本発明は、弾性タイヤ（空気タイヤであるか否かを問わない）を備えているか否かにかかわらず、本来的にあらゆる種類のホイールに適用できる。

【図面の簡単な説明】

【００４４】

【図１】本発明の第一実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図１ａ】本発明の第一実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図２】本発明の第一実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図３】本発明の第一実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図４】本発明の第二実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図５】本発明の第二実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図５ａ】本発明の第二実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図５ｂ】本発明の第二実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図５ｃ】本発明の第二実施形態によるシステムの原理および作動を示す、長手方向から見た概略図である。

【図６】本発明の第二実施形態の変更形態を示す、長手方向から見た概略図である。

【図７】本発明の他の実施形態によるシステムの原理を示す、長手方向から見た概略図である。

【図８】本発明の他の実施形態によるシステムの原理を示す、長手方向から見た概略図である。

【図９】本発明による車両の原理を示す、長手方向から見た概略図である。

【図１０】本発明による車両の原理を示す、長手方向から見た概略図である。

【図１１】本発明による車両の原理を示す、長手方向から見た概略図である。

【符号の説明】

【００４５】

１　サスペンションシステム
２　ホイール
３　ホイール支持体
４　ロッカ
５　ボディ
６　サスペンションスプリング
７　アッパアーム
８　ロアアーム

【図１】

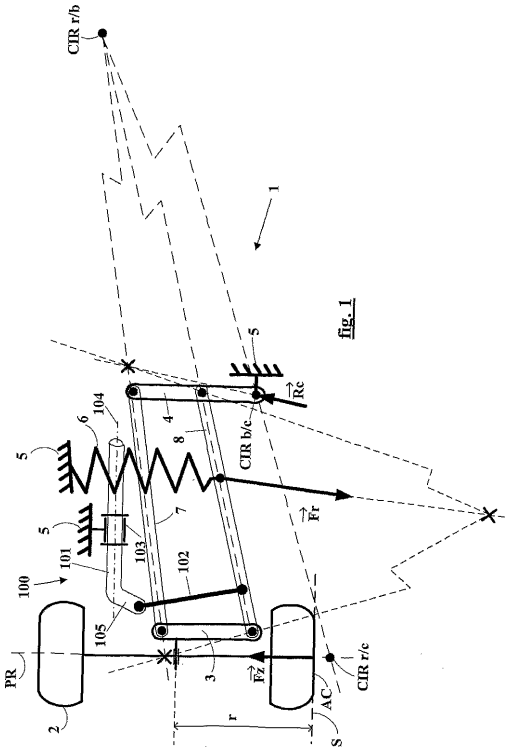


fig. 1

【図１ａ】

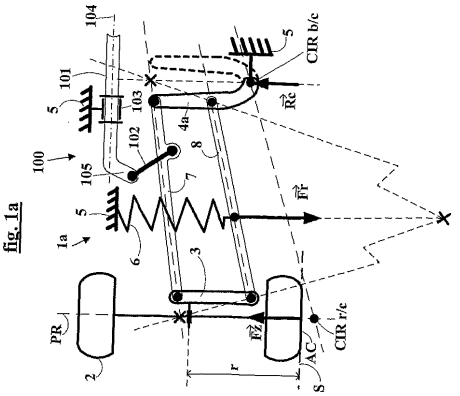


fig. 1a

【図２】

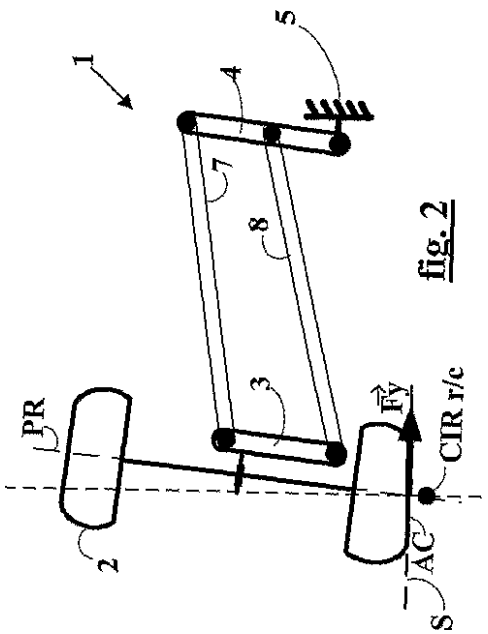


fig. 2

【図３】

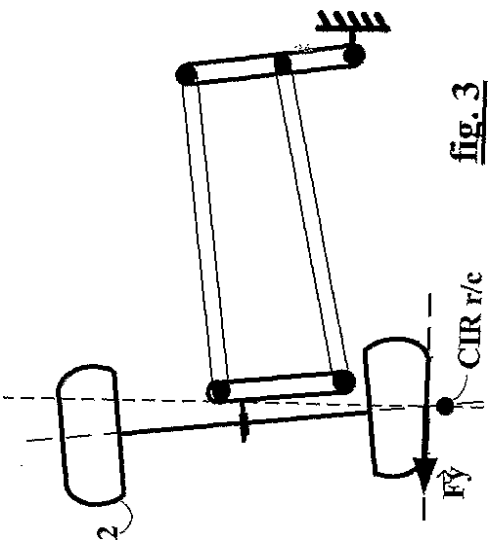


fig. 3

【図４】

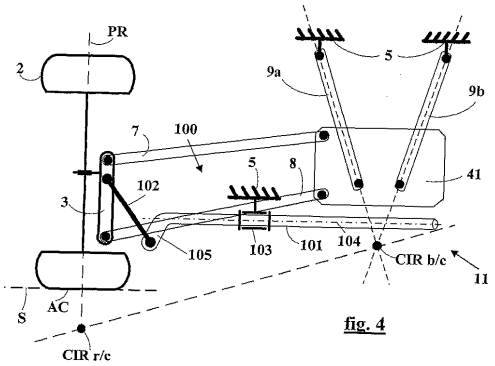


fig. 4

【図５】

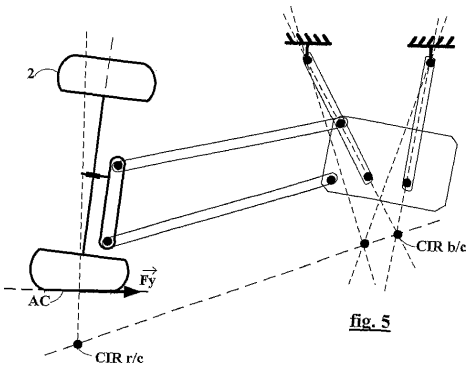


fig. 5

【図５ａ】

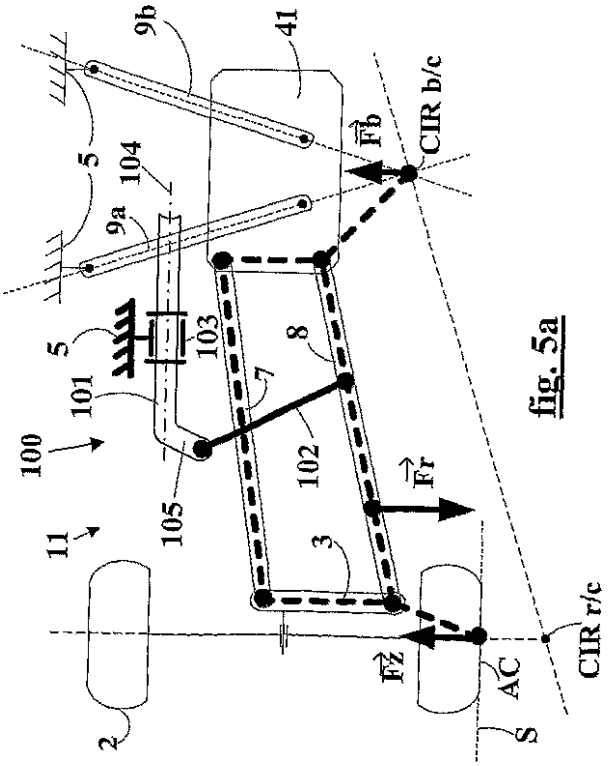


fig. 5a

【図５ｂ】

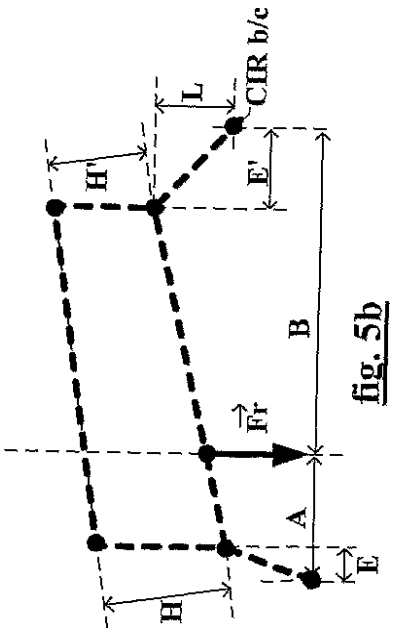


fig. 5b

【図５ｃ】

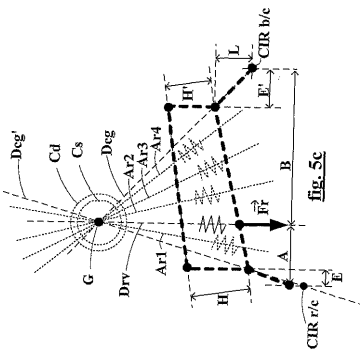


fig. 5c

【図６】

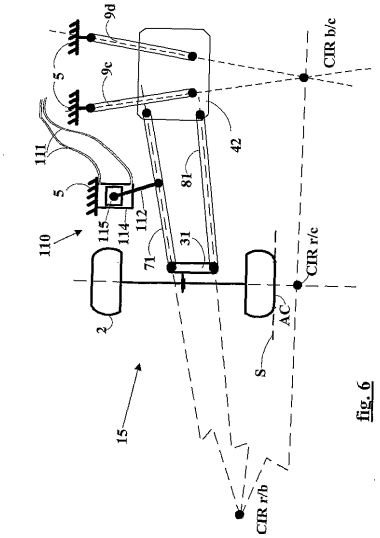


fig. 6

【図７】

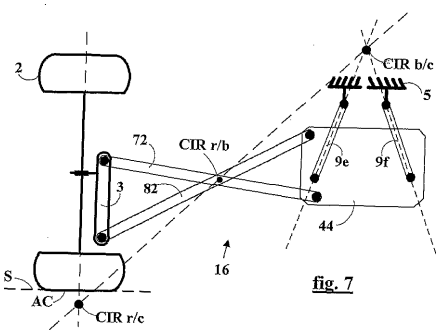


fig. 7

【図８】

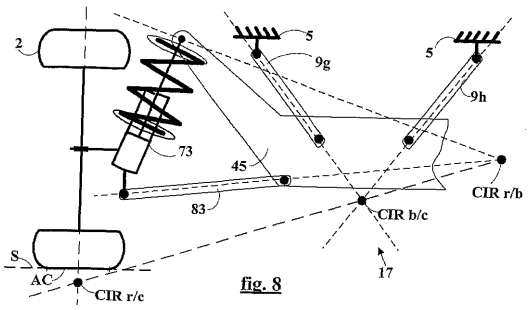


fig. 8

【図９】

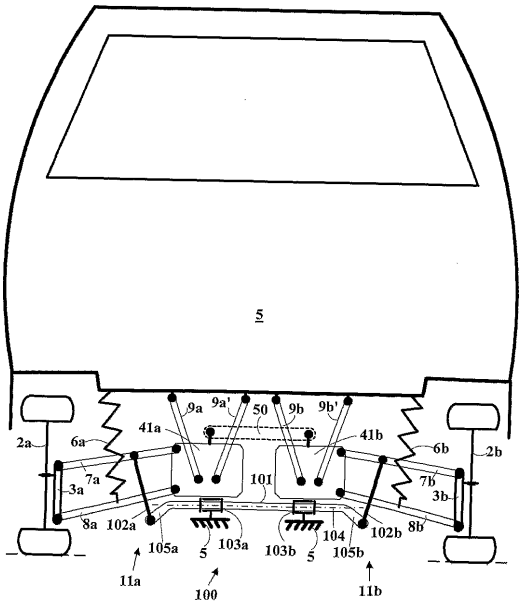


fig. 9

【図１０】

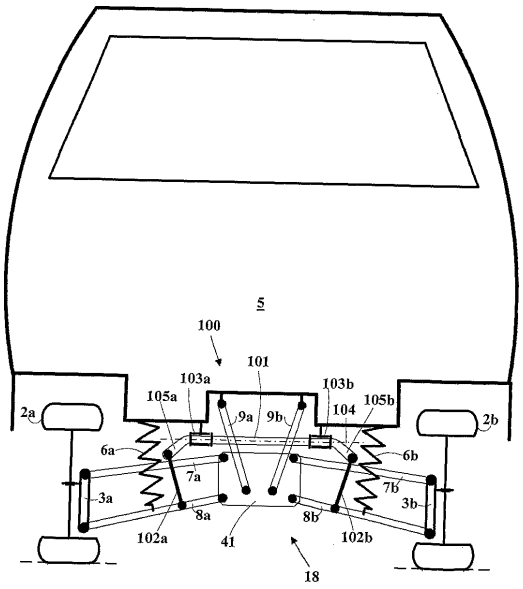


fig. 10

【図１１】

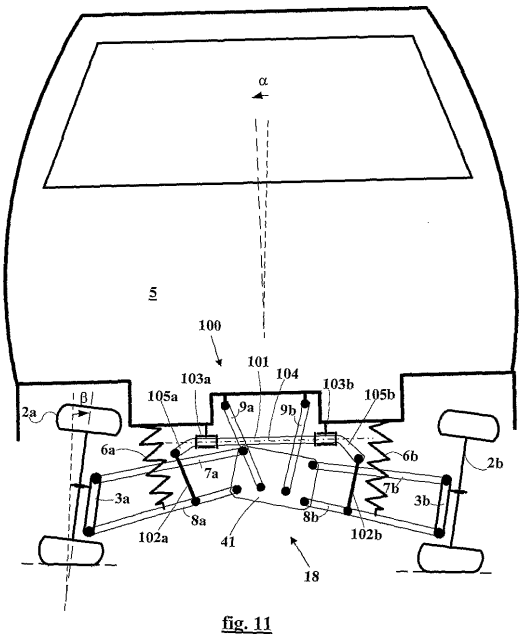


fig. 11

フロントページの続き

(74)代理人 100103609
弁理士 井野 砂里
(72)発明者 アンドレ フランソア
フランス エフ－６３５４０ ロマーニャ シュマン ド ジロー １３
(72)発明者 ブロンデール ミッシェル
フランス エフ－６３４５０ ル クレスト シュマン ド ラ クロア サン ヴェルニー
(72)発明者 ゴーギュ グリゴアール
フランス エフ－６３１７０ オービエール リュー ジョルジュ ビゼー ５
(72)発明者 セーラ ルア
フランス エフ－６３４５０ タレンド リュー ド ガルノード

審査官 近藤 利充

(56)参考文献 特開平０２－３０６８１１（ＪＰ，Ａ）
特開昭５９－０２３７１４（ＪＰ，Ａ）
特開平０２－１３６３１９（ＪＰ，Ａ）
特開平０７－１６４８４７（ＪＰ，Ａ）
特開平０６－０６４４２１（ＪＰ，Ａ）
特表２００３－５２８７７１（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
B60G 1/00 - 99/00