

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5147829号
(P5147829)

(45) 発行日 平成25年2月20日 (2013. 2. 20)

(24) 登録日 平成24年12月7日 (2012.12.7)

(51) Int. Cl.		F I
B 6 0 G	7/00	(2006.01)
B 6 0 G	7/02	(2006.01)
B 6 0 G	3/20	(2006.01)

請求項の数 12 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2009-503710 (P2009-503710)	(73) 特許権者	503336534
(86) (22) 出願日	平成19年3月30日 (2007. 3. 30)		システミ・ソスペンシオーニ・ソシエタ・
(65) 公表番号	特表2009-532273 (P2009-532273A)		ベル・アチオニ
(43) 公表日	平成21年9月10日 (2009. 9. 10)		S I S T E M I S O S P E N S I O N I
(86) 国際出願番号	PCT/IB2007/051152		S . p . A .
(87) 国際公開番号	W02007/113761		イタリア、イー20011コルベッタ (ミ
(87) 国際公開日	平成19年10月11日 (2007.10.11)		ラノ)、ヴィアーレ・アルド・ボルレッテ
審査請求日	平成22年2月1日 (2010. 2. 1)		ィ61/63番
(31) 優先権主張番号	T02006A000246	(74) 代理人	100101454
(32) 優先日	平成18年4月3日 (2006. 4. 3)		弁理士 山田 卓二
(33) 優先権主張国	イタリア (IT)	(74) 代理人	100081422
			弁理士 田中 光雄
		(74) 代理人	100098280
			弁理士 石野 正弘

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動車の独立懸架装置用アーム及びそれを備えた自動車用独立懸架装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車輪(10)のホイールキャリアを車体に連結するための自動車用独立懸架式サスペンション装置のアーム(12)であって、

その横方向の外端部(24, 28)で前記車輪に対して関節状に結合され、横方向の内端部(26, 30)で車体に対して関節状に結合される、一对の横方向のロッド(16, 18)と、前記ロッド(16, 18)を相互に結合し、或る面において当該面に垂直な方向における曲げ剛性よりも大きい曲げ剛性を有するように形成された、少なくとも一对の結合要素(20, 22)と、を備え、

前記ロッド(16, 18)の軸線に沿った2つの並進運動の自由度(DOF_x, DOF_y)と、前記面内における前記結合要素(20, 22)の幾何学上の配置と曲げ剛性によるだけでなく、前記ロッド(16, 18)の幾何学上の配置と捩り剛性により、大略横向きで水平な第1の軸(ESAY)の回りの第1の回転方向の自由度(DOF_y)と、を制御することができる、

アームにおいて、

前記ロッド(16, 18)は、前記アームがその物理的な囲いの外側に配置された弾性中心(EC)を有し、低剛性の前記垂直方向における前記結合要素(20, 22)の幾何学上の配置と曲げ剛性によるだけでなく、前記ロッド(16, 18)の幾何学上の配置と曲げ剛性により、大略鉛直な第2の軸(ESAZ)の回りの第2の回転方向の自由度(DOF_z)を制御することができるように収束し、

10

20

前記結合要素(20)の少なくとも一つはブッシュによって形成され、該ブッシュの方位は前記第1及び第2の軸(ESAy、ESAz)の方位に影響を及ぼすものである、ことを特徴とするアーム。

【請求項2】

前記ロッド(16, 18)は大略水平であることを特徴とする請求項1に記載のアーム。

【請求項3】

各ロッド(16, 18)は、その横方向の外端部に、ホイールキャリアへの関節結合のために第1ブッシュを受け合うための第1結合用受け座部(24, 28)を備え、横方向の内端部には、車体への関節結合のために第2ブッシュを受け合うための第2結合用受け座部(26, 30)を備えた、基本的に真っ直ぐで伸長した本体部を有している、ことを特徴とする請求項1又は2に記載のアーム。

10

【請求項4】

前記結合用の受け座部(24, 26, 28, 30)は、それぞれのロッド(16, 18)の伸長した本体部の端部に取り付けられた中空円筒要素によって形成されており、前記受け座部の軸線は、前記伸長した本体部の軸線に実質的に垂直である、ことを特徴とする請求項3に記載のアーム。

【請求項5】

前記ロッド(16, 18)の断面は、当該ロッドの外端部(24, 28)と「内端部(26, 30)とを結ぶ軸線に関して非対称であり、それにより、ロッドの方位が前記第1及び第2の軸(ESAy、ESAz)の方位に影響を及ぼす、ことを特徴とする請求項1から4の何れか一に記載のアーム。

20

【請求項6】

前記ロッド(16, 18)は大略平坦な構造を有していることを特徴とする請求項5に記載のアーム。

【請求項7】

前記結合要素(20, 22)の少なくとも別の一つは、その面内で実質的に剛性であるが、当該面に垂直な方向においては曲げにおいて撓み性があるように、大略平坦な要素である、ことを特徴とする請求項1から6の何れか一に記載のアーム。

【請求項8】

前記結合要素(20, 22)の前記少なくとも別の一つは大略鉛直であることを特徴とする請求項7に記載のアーム。

30

【請求項9】

前記ロッド(16, 18)は、打ち抜き部品として製作されている、ことを特徴とする請求項1から8の何れか一に記載のアーム。

【請求項10】

前記結合要素(20, 22)の前記少なくとも別の一つは、打ち抜き部品として製作されている、ことを特徴とする請求項7又は8に記載のアーム。

【請求項11】

前記ロッド(16, 18)のうちの一つによって単一の部品として形成された、ばねを支持するばね支持要素を更に備えている、ことを特徴とする請求項1から10の何れか一に記載のアーム。

40

【請求項12】

下側横アーム(12)として請求項1から11の何れか一に記載のアームを備え、更に、キャンバ制御ロッド(14)を備えている、ことを特徴とする自動車の独立懸架式サスペンション装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、請求項1の前文に特定されているように、独立懸架システム(独立懸架式の

50

サスペンションシステム)においてホイールキャリア(wheel carrier)を自動車の車体に結合するサスペンションアームに関する。

【背景技術】

【0002】

上述のように特定されたタイプのサスペンションアームは、本願出願人の名において出願された特許文献1により知られている。この文献は、特にその図4に示された実施形態を参照して、一对の棒状体(ロッド:rod)を備えた自動車の独立懸架装置(独立懸架式サスペンション装置)用のアームを開示しており、前記一对のロッドの各々は基本的に真っ直ぐに伸びる中央本体部によって形成され、横方向の内側端部と横方向の外側端部の対向する端部には、それぞれホイールキャリアと車体に対する関節状の結合のために、円筒状の受け座(シート:seat)部がそれぞれ取り付けられている。2本のロッドは、車両の実質的に横方向において互いに平行に伸長し、前記円筒状受け座部に近接した一对の可撓性のある要素(フレキシブルエレメント:flexible element)によって結合されている。

10

このフレキシブルエレメントは、当該フレキシブルエレメントに垂直な方向における曲げ剛性に対する、所定方向における曲げ剛性の高い比率によって特徴づけられる。特に、前記フレキシブルエレメントは、その中立面(ミドルプレーン:middle plane)において高い剛性を示すが、前記中立面に対して垂直な方向においては或る程度の可撓性(フレキシビリティ:flexibility)を示すように、金属または複合材料の板材(シート:sheet)から羽根(ブレード;blade)状に製作される。

このような取り合わせにより、前記アームは、2本のロッドの軸に沿ったホイールキャリアの2つの並進運動の自由度以外に、ホイールキャリアの回転方向の第3の自由度も拘束する。「自由度を無効にする(キャンセルアウト:cancel out)」なる表現は、その等価な表現である「自由度を制御(コントロール:control)する」と同様に、問題にしている方向における如何なる変位をも、或いは問題にしている方向の回りの如何なる回転をも阻害するという文字通りの語義を意図したのではなく、他の方向において許容される変位や回転よりも著しく小さい変位や回転は許容するという、より広い語義を意図したものである。

20

【0003】

上述の既知のサスペンションアームだけでなく、本特許出願のサスペンションアームの作動をより良く理解するために、SAE(Society of Automotive Engineers:自動車技術者協会)の研究論文:文献番号2005-01-1719に提案されたEEM(Equivalent Elastic Mechanism:等価弾性機構)技法を、以下に説明する。

30

EEM技法は、自動車のサスペンションシステムの弾性運動学上の挙動の設計および解析において補助を行うための手段として、本願出願人によって開発されたものである。EEMは、あらゆる弾性システムの、特に自動車用サスペンション装置の、線形的な弾性的挙動を、正確で十二分に再現することができる簡単な物理学的モデルである。

【0004】

線形的な弾性的システムの挙動を定義付けるためには、一般に、剛性マトリックス(matrix)、或いは剛性マトリックスの逆のマトリックスである撓み性(コンプライアンス:compliance)マトリックスが用いられる。これらのマトリックスは、システムに作用する力の、或いはシステムに加わる変位の、位置および方位にも拘わらず非常に複雑なものとなるかも知れない弾性的システムの挙動の表現に、非常にコンパクト(compact)で数学的な精密さと簡潔さとを備えた表現の仕方を与えるものである。

40

しかしながら、これらのマトリックスを用いることの不利な点は、それらが余り直観的なものではないことにある。というのは、剛性マトリックス自体を単に一見しただけでは、システムの実際の挙動を認識することが難しいからである。例えば、システムに加わる力の作用点の変位に対して、或いは力の方向の変化に対して、システムがどのように反応するかを、剛性マトリックスから見抜くことはできない。しかも、問題にしている弾性的システムの構成要素の一つの方位または剛性の変化の影響を、剛性マトリックスから認識することは、間違いなく不可能である。

50

【 0 0 0 5 】

E E M技法は、剛性マトリックスによって表現されるものと同様の弾性的挙動を与えると共に、作用する力および加えられた変位から独立することによって表現された剛性マトリックスの典型的な利点は保持しながらも、当該システム及び/又はそれに加わる力および変位のパラメータが変化するとき、当該システムの挙動を直ちにしかも明確に理解することを可能にする、線形的な弾性的システムを表示する物理学的なモデルを創り出すことを企図したものである。

【 0 0 0 6 】

E E Mは、直列に働く2つの単純なサブシステムに分割可能で、そのサブシステムの各々は、3次元の自由度を有すると共にその方位を定める独自の局所座標系を有している。E E Mの第1のサブシステムは、ホイールキャリアが、互いに垂直な3本の軸に沿って、回転することなく、どのようにして並進運動するかを表現する、3方向の純粋に並進運動の撓み性(以下、Translation-Only Complianceの頭文字である略号T O Cで表示される)によって定められる。T O C撓み性および並進運動の3軸の方位は、元の弾性的システムの剛性マトリックスから演算される。

E E Mの第2のサブシステムは、互いに垂直な3方向の弾性的な螺旋軸(以下、Elastic Screw Axisの頭文字である略号E S Aで表示される)によって定められる。各弾性螺旋軸には、前記軸回りの回転と、一様に前記回転に束縛され前記軸に沿った並進運動とに在る、弾性的なロトトランスレーション(rototranslation)の1つの自由度が関連付けられている。この場合もまた、前記3本のE S A軸に関連付けられた位置、方位および撓み性は、元の弾性的システムの剛性マトリックスから演算される。

【 0 0 0 7 】

添付図面の図1は、自動車の車輪(ホイール:wheel)のサスペンションシステムへのE E M技法の適用を示している。この図から分かるように、サスペンション装置のモデルは、3本の弾性的な回転の軸E S A x(車両の長手方向に沿って、若しくは長手方向に対し或る角度だけ傾けて、方向付けられている)、軸E S A y(車両の横方向に沿って、若しくは横方向に対し或る角度だけ傾けて、方向付けられている)、及び軸E S A z(車両の上下方向に沿って、若しくは上下方向に対し或る角度だけ傾けて、方向付けられている)、並びに3本の並進運動の撓み性のみの軸T O C x(長手方向の並進)、軸T O C y(横方向の並進)及び軸T O C z(上下方向の並進)に在る。符号Wは車両の車輪を、矢印Fは車両の進行方向を、それぞれ表しており、また、矢印I F, B F及びC Fは、車輪Wに作用する衝撃力、制動力および操舵力をそれぞれ表している。

【 0 0 0 8 】

一旦、サスペンション装置の3本のE S A軸の撓み性および方向が剛性マトリックスの分解によって演算されると、加えられる外力に対するサスペンション装置の応答は、並進運動の各自由度または各々のE S A軸回りの弾性的な回転の各自由度に対する力の複合した影響を考慮に入れることにより、簡単に推測することができる。

各E S A軸は、その軸回りに作用するトルクに対する、ホイールキャリアの応答の完全な説明をもたらすものである。ホイールキャリアに作用するトルクは、E S A軸によって定められるサブシステムの垂直な3方向に分解できるので、サスペンション装置によって構成される弾性システムの3本のE S A軸に関連する撓み性の総和は、システムに加えられる外部トルクの影響下にあるシステムの弾性変位の完全な説明をもたらす。

【 0 0 0 9 】

上述のように、E E Mの全ての要素は直列に作用し、従って、外部からの力/トルクに対するシステム全体としての応答は、前記の力/トルクの影響下で個々の単一の要素の撓みの単純な総和になる。

【 0 0 1 0 】

T O C要素に加わる力は、力の作用点に依存しない純粋な並進運動を生じさせ、また、この並進運動は、加わる力が前記で定められた第1のサブシステムの3方向の一つと平行でない限り、通常、これら3方向全ての成分を有している。T O C要素に加わるトルクは

、勿論、何らの撓みも生じさせることはない。

【0011】

E S A 軸上の力の影響は、その力の方向が E S A 軸の一つに略平行であるとすれば、想定することは容易である。螺旋状に捻ることの影響を無視すれば、力に平行な E S A 軸の撓みは何ら生じることはない。従って、力は、単に他の二つの E S A 軸回りの回転運動を生じさせるだけであり、その回転運動は、これら軸の回転方向の撓み性と、力と E S A 軸の間の距離と、に依存する。

【0012】

回転方向におけるシステムの応答は、従って、前記二つの E S A 軸回り回転の総和によって簡単に与えられる。各回転は、また、力の作用点で撓みを生じさせる。加えられた力に平行な二つの回転によって生じる撓みの成分の総和は、当のポイントでのシステムの並進方向の撓み性を表している。

【0013】

結局、螺旋状に捻ることの影響は無視できるので、一つの E S A 軸回りのトルクを加えることは、単に当該軸回りの回転を生じさせるだけであり、その回転は回転方向の撓みに依存する。

【0014】

自動車の車輪に対して標準的に作用する側方からの力および長手方向の力の下で、サスペンション装置の E E M モデルのパラメータ間の関連付け（リンク：link）、及びサスペンション装置の弾性運動学的な挙動についての深い理解のために、前記で引用した非特許刊行物が参照されるべきである。

【特許文献1】欧州特許出願第1361083号明細書

【非特許文献1】2005年4月に S A E（Society of Automotive Engineers：自動車技術者協会）により発行された研究論文：文献番号2005-01-1719

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0015】

冒頭にて引用した文献から公知であるサスペンションアームの構造を出発点として、アームを、より複雑で従ってより高価なものとすることなく、ホイールキャリアの更に一つの自由度を制御して、全部で4つの自由度を制御することができる、自動車の独立懸架式のサスペンション装置用のアームを提供することが、本発明の一つの目的である。

【0016】

この目的は、独立請求項1の特徴部分に述べられた特徴を有するサスペンションアームにより、本発明に従って十二分に達成される。

【課題を解決するための手段】

【0017】

車両の外部または内部に向かって収束する2本のロッドにより、アームの等価弾性システムの弾性中心（若しくは、並進運動の剛性中心）、よって軸 E S A z は、アームの囲いの外側に配置され、従って、当該アームは、前記軸の回りの回転の更なる自由度を制御することができる。ホイールキャリアの軸 E S A z 回りの回転は、アームの可撓性のある要素（フレキシブルエレメント）の屈曲を生じさせるので、この軸に関連した捩り剛性は、前記フレキシブルエレメントの曲げ剛性によって定まることになる。

【0018】

本発明に係るアームはホイールキャリアの4つの自由度を制御するものであるので、当該アームは、ホイールキャリアの残りの自由度を制御することができるキャンバ（camber）制御ロッドと組み合わされて、下側（ロア：lower）横アームとして、有利に使用することができる。それにより、構造が簡単で、低コストであるが高い弾性運動学的な性能を有するサスペンション装置を、たった2つの部品で得ることができる。経済的な利点に関する限りにおいては、本発明に係るアームを採用したサスペンション装置は、前記で議論された従来技術に係るアームを採用したサスペンション装置で必要とされる8個のブッシュ

10

20

30

40

50

(bush) に代えて、たった 6 個のブッシュ (ロアアーム用に 4 個とキャンバ制御ロッド用に 2 個) を要するだけである、ことが分かれば十分である。

【 0 0 1 9 】

本発明に係るサスペンションアームの好ましい実施態様は、従属請求項において特定されている。

【 0 0 2 0 】

好ましくは、関節状結合用のブッシュが剛 (リジッド: rigid) であるのに対して、前記サスペンションアームの 2 本のロッドは、捩りにおいて或る撓み性を示す。このやり方においては、制動トルクを受けているホイールキャリアの回転は、前記ロッドの捩り変形によって許容される。この代わりに、制動トルク作用時にホイールキャリアの或る回転を許容するようにブッシュが柔軟性に富んでいる (フレキシブル) のに対して、2 本のロッドは捩りにおいて剛 (リジッド) である。

10

【 0 0 2 1 】

結合要素は、好ましくは、中立面に垂直な方向において低い曲げ剛性を有するように、中空であってもよいが、ブレード状または板状の要素として形成される。

【 0 0 2 2 】

この代わりに、捩りについて剛 (リジッド) であるロッドを備えたアームの場合には、横方向外側に柔軟な要素をブッシュによって形成することができる。

【 0 0 2 3 】

本発明の特徴および利点は、添付図面を参照して、純粋に非限定的な例として挙げられた以下の詳細な説明に照らして、より良く理解されよう。

20

【発明を実施するための最良の形態】

【 0 0 2 4 】

詳細な説明及びそれに続く特許請求の範囲において、「長手方向」及び「横方向」, 「内」及び「外」, 「前」及び「後」, 「水平」及び「鉛直」, 「上」及び「下」なる用語は、車両への取付状態を参照されることを意図したものである。更に、自動車の分野において通常採用されている慣行によれば、車両の長手方向、横方向および上下方向は、それぞれ x 、 y 及び z で表示されよう。

【 0 0 2 5 】

図 2 をまず参照すれば、自動車の車輪 (10) のホイールキャリア (不図示) を自動車の車体 (やはり不図示) に結合するための自動車用独立懸架式サスペンション装置は、その全体が符号 12 で表示されるロアアームと、キャンバ制御ロッド 14 とを備えている。

30

アーム 12 とロッド 14 は両方共、横方向に方向付けられ、その横方向の外端部で車輪に対して関節で繋がり、横方向の内端部で車体に対して関節で繋がっている。例えば図 3 B から分かるように、アーム 12 の関節状結合のポイントは、ロッド 14 の関節状結合のポイントと同様に、実質的に水平な面内に位置している。

【 0 0 2 6 】

アーム 12 は、基本的には、一对の基本的には真っ直ぐなロッド 16 及び 18 と、その外端部および内端部でロッド 16 とロッド 18 とを互いに連結する一对の結合要素 20 及び 22 を含んでいる。

40

【 0 0 2 7 】

本発明の好ましい実施形態によれば、ロッド 16 及び 18 は、中空の例えば円形断面の伸長した本体部を有している。ロッド 16 は、その横方向の外端部に、ホイールキャリアへの関節状の結合のために第 1 ブッシュ (不図示) を受け合うための第 1 結合用受け座部 24 を備え、横方向の内端部には、車体への関節状の結合のために第 2 ブッシュ (不図示) を受け合うための第 2 結合用受け座部 26 を備えている。

同様に、ロッド 18 は、その横方向の外端部に、ホイールキャリアへの関節状の結合のために第 1 ブッシュ (不図示) を受け合うための第 1 結合用受け座部 28 を備え、横方向の内端部には、車体への関節状の結合のために第 2 ブッシュ (不図示) を受け合うための第 2 結合用受け座部 30 を備えている。

50

図示された実施態様では、前記結合用受け座部 24, 26, 28 及び 30 は、それぞれのロッド 16 及び 18 の伸長した本体部の端部に対して周知の方法によって（例えば、溶接によって）取り付けられた中空円筒要素で形成され、その軸線は、好ましくは、伸長した本体部の軸線に垂直で、互いに平行である。

【0028】

結合要素 20 及び 22 は、所定平面における剛性が当該所定平面に垂直な方向における剛性に対して高い割合を示すように考えられている。図 2 の実施態様に示されるように、結合要素 20 及び 22 は、その中立面においては剛（リジッド）であるが、前記面に垂直な方向では曲げ撓み性を有するように、金属または複合材（或いは、適切な機械的特性を有するものであれば、他のあらゆる材料）のシートから、ブレード状または板状の要素として好適に形成されている。

10

【0029】

前記結合要素 20 及び 22 は、その中立面を、ロッド 16 及び 18 の伸長した本体部の軸線に垂直にして（例えば、図 6A に示される要素 22 を参照）、或いは前記軸線に傾斜させて（例えば、図 6A に示される要素 20 を参照）、配置することができる。詳細な説明の後続する部分で説明されるように、ロッド 16 及び 18 の軸線に対する結合要素 20 及び 22 の傾斜度は、アーム 12 の弾性的な特性に、従って、サスペンション装置の挙動に、影響を及ぼす。

【0030】

前述のサスペンションアーム 12 は、4 点式の剛体（リジッド）サスペンションアームがそうであるように、ホイールキャリアの 4 つの自由度を「制御」することができるが、基本的には 2 つの理由により、剛体アームの典型的な挙動を呈するものではない

20

【0031】

まず第 1 に、結合要素の曲げ剛性およびロッドの捩り剛性が、アーム全体の弾性的な挙動を決定付けるに際して、根本的な役割を果たすことである。

【0032】

第 2 に、アームは剛（リジッド）ではないので、当該アームに関連した等価弾性システムの 2 本の軸 $E S A_y$ 及び $E S A_z$ の交差部に位置するアーム弾性中心は（並進運動の剛性中心も）、図 3A において符号 EC で表示されるように、当該アーム自体の物理的な囲いの外側に出ている。弾性中心のかかる位置取りは、リジッドなアームでも達成できるのであるが、半径方向の剛性に対する軸方向の剛性の比が高い好適に方位付けられたゴム製のブッシュが用いられ場合だけである。

30

従って、本発明に係るアームは、所定方向に低い剛性を有する好適に方位付けられたゴム製のブッシュをあてにする必要なく、弾性中心がアームの物理的な囲いの外側に移動させられるという、構造的に柔軟な（フレキシブル）特性を有する点において、従来の 4 点式リジッドアームとは区別される。対照的に、本発明に係るアームのブッシュは、弾性中心をアームの物理的な囲いの外側へ移動させることの効果であって、アームの構造上の撓み性による効果を、低減することがないようにするに十分な剛性を全ての方向において有する必要がある。

【0033】

40

サスペンションアーム 12 によって制御されるホイールキャリアの 4 つの自由度が、図 3A - 3B, 図 4A - 4B 及び図 5A - 5B を参照して説明される。これらの図は、前記アームの弾性螺旋軸 $E S A_y$ 及び $E S A_z$ の配置も示しており、これら弾性螺旋軸は、問題にしている又は問題にはしていない自由度に影響を及ぼす前記軸に関連したアームの回転方向の撓み次第で、実線または破線で描かれている。

【0034】

図 3A 及び図 3B は、サスペンションアーム 12 によって制御される 2 つの並進運動の自由度を示している。これら 2 つの自由度は、それぞれ $D O F_x$ 及び $D O F_y$ で表示され、また、図 3A に示されるように、2 本の軸 16 及び 18 の軸に沿った並進運動の自由度として、或いは、車両の長手方向 x 及び横方向 y に沿った並進運動の自由度として、心に

50

描くことができる。

前記2つの並進運動の自由度に関連したアーム12の剛性は、ロッドの軸方向におけるブッシュの剛性と直列に、2本のロッド16及び18の軸方向の剛性に依存する。これらの剛性が高いほど、アーム12の弾性中心ECは当該アームからより離間することになる。

【0035】

図4A及び図4Bを参照すれば、アーム12によって制御される第3の自由度はDOF_zで表示されており、図4Aにおいて破線で示されるように、この第3の自由度は、柔軟性のある結合要素20及び22の曲げ変形による軸ESA_z回りの回転方向の自由度である。

10

軸ESA_z回りのアーム12の回転方向の剛性は、結合要素20及び22の柔軟性が最も高い方向における当該結合要素の曲げ剛性に依存しており、これら結合要素の中立面は略鉛直であるので、結合要素の最も高い柔軟性は、図示された例では略水平な面内に位置している。軸ESA_z回りのアーム12の回転方向の剛性は、ロッド自体の曲げ剛性にだけでなく、水平な面内における及びロッド16及び18に垂直な方向におけるブッシュの剛性にも依存する。

【0036】

図5A及び図5Bを参照すれば、アーム12によって制御される第4の自由度はDOF_yで表示されており、この第4の自由度は軸ESA_y回りの回転方向の自由度である。軸ESA_y回りのアーム12の回転方向の剛性は、結合要素20及び22の剛性が最も大きい方向における当該結合要素の曲げ剛性に依存しており、これら結合要素の最大の剛性は、図示された例では略鉛直な面内に位置している。軸ESA_y回りのアーム12の回転方向の剛性は、結合要素20及び22間にあるロッド16及び18の部分の捩り剛性にだけでなく、鉛直な面内におけるブッシュの剛性にも依存する。

20

【0037】

サスペンションアーム12の弾性中心ECの位置は、水平面内における上述の剛性特性に依存する。軸ESA_z回りのアーム12の回転方向の剛性が零(ゼロ: zero)になる傾向が強くなるほど、すなわち、結合要素20及び22が限りなく薄くて柔軟になるほど(換言すれば、その中立面に垂直な方向における曲げ剛性に対する中立面における曲げ剛性の比が高くなるほど)、弾性中心ECは、2本のロッド16及び18の軸線の幾何学上の交差点に相当する理論上の位置に近づく傾向がより強くなる。

30

【0038】

サスペンションアーム12の挙動は、結合要素20及び22の曲げ剛性に依存して、4点式リジッドアームの挙動と一对の分離した結合ロッドの挙動との間にある。ESA_z軸回りの捩り剛性が小さくなると、アームの挙動は2本の分離したロッドの挙動になる傾向が強くなり、一方、ESA_z軸回りの捩り剛性が大きくなると、アームの挙動は4点式リジッドアームの挙動になる傾向が強くなる。

【0039】

サスペンションアーム12に関連した等価弾性システムの軸ESA_y及び軸ESA_zの方位は、まず第1に、アーム自体の方位、すなわちロッド16及び18の方位、によって定められ、第2に、結合要素20及び22の方位によって定められる。これに関連して、図6A及び図6Bは、外側結合要素20の中立面と2本のロッド16及び18が定置される中立面との間の角度の変動の結果、2つの軸ESA_y及びESA_zの方位がどのように変化するかを示している。

40

【0040】

一方、図7は、x-z面において、つまり長手方向の鉛直平面において軸ESA_zの傾きが、キャンバ制御ロッド14の位置によっても、どのように定められるかを示している。好ましくは、軸ESA_zは、車両の進行方向(図7において矢印Fで表示されている)に関して車輪中心より後方に配置されるように選択されている。

【0041】

50

更に、軸線に関して、例えばブレード状の板状など非対称形の断面を有するロッドが用いられている場合、当該ロッドの方位も2つの軸 $E S A y$ 及び $E S A z$ の方位に影響を及ぼす。

【0042】

本発明に係るサスペンションアームの変形例が図8に示されており、そこでは、図2から図7の部分および部品と同一または相当するものには、同じ参照数字が付されている。この変形例は、外側結合要素20が、ここでは、板状またはブレード状の要素によってではなくブッシュによって形成されており、このブッシュの方位が、アームの軸 $E S A y$ 及び軸 $E S A z$ の方位を変化させるために変化し得る点で、前述の実施形態と実質的に異なっている。

10

【0043】

前述の記載に照らして理解され得るように、本発明に係るサスペンションアームの主たる利点は、弾性中心自体の絶対位置ではなくて、サスペンション装置に要求される弾性運動学に適応する目的の見地から弾性中心の最も適切な位置を、設計段階で、広範な選択の自由をもって明確に定める可能性にある。アームの部品の、つまりロッド及び結合要素の幾何図形上の配置および剛性特性を好適に定めることにより、弾性中心の所望の位置およびアームに関連した等価弾性システムの軸 $E A S y$ および軸 $E S A z$ の所望の方位を得ることが、実際に可能である。

【0044】

当然ながら、本発明の本質は維持したままで、実施態様および構造の詳細は、純粋に非

20

【0045】

例えば、2本のロッドが車両の外側へ向かって収束するアームの形態が好ましいことになりはなしとしても、ロッドが車両の内側へ向かって収束する形態も適合するものである。

【0046】

更に、結合要素は、開断面（例えば、板状のブレード状要素）と閉断面（例えば、管状の要素）の何れでも有し得る。

【0047】

たとえ、殆どの適用（アプリケーション：application）においては、結合要素の鉛直あるいは実質的に鉛直の配置が、この場合には、鉛直面内での曲げ剛性が水平面内での曲げ剛性よりも著しく大きいので、好ましいとしても、これら要素の他のあらゆる方位も、明らかに本発明の範囲内のものである。

30

【0048】

同様に、たとえ、2つの直交する方向における曲げ剛性について高い比率を有する結合要素を用いることが好ましいとしても、2つの直交する方向における剛性について余り高い比率を有していない結合要素を用いてもよく、サスペンション装置は特定の弾性運動上の仕様に適合することであろう。

【0049】

更に、ブレード状または板状の結合要素の場合には、板厚が厚い一対の結合要素を用いることができ、或いは、この代わりに、アームにおけるより良好な応力分布を得るために、各結合要素を板厚が薄い複数の結合要素で置き換えることもできる。

40

【0050】

ロッドの断面としては、好適なものであれば如何なる形状でも取り得る。例えば、開断面あるいは中空断面を有するブレード状のロッドが、その方位がアームの $E S A$ 軸の方位を決定づけるパラメータ（parameter）として使用し得るようなやり方で、用いることができる。

【0051】

また、ロッドの反対側の端部での結合要素の位置は、非限定的であると考えられるべきである。

50

【 0 0 5 2 】

更に、ホイールキャリアに対する及び車体に対するアームの関節状の結合のための4点が、同一平面内に位置する必要はない。

【 0 0 5 3 】

最後に、詳細な説明および図面に示されたようにロッド及び柔軟性のあるブレード状の要素で形成された構造は、技術的な見地から、所要の剛性特性を有するために好適に形造られ寸法設定された断面を備えた打ち抜き部品の溶接によって得ることができよう。

特に、打ち抜き部品として製作されたロッドの場合には、ばねを支持するばね支持要素が、ロッドの一つで単一部品として、好都合に形成されることもできよう。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 5 4 】

【 図 1 】 自動車の車輪用のサスペンションシステムへの E E M 技法の適用を示す略図である。

【 図 2 】 本発明の好ましい実施形態に係るサスペンションアームを含む自動車用の独立懸架式サスペンション装置の斜視図である。

【 図 3 A 】 前記サスペンション装置に関連付けられた等価弾性システムの 2 本の軸 E S A y 及び E S A z の配置を示すと共に、ホイールキャリアの並進運動の二つの自由度がどのように制御されるかを示す、図 2 のサスペンションアームの斜視図である。

【 図 3 B 】 前記サスペンション装置に関連付けられた等価弾性システムの 2 本の軸 E S A y 及び E S A z の配置を示すと共に、ホイールキャリアの並進運動の二つの自由度がどのように制御されるかを示す、図 2 のサスペンション装置の正面図である。

【 図 4 A 】 軸 E S A z についての前記アームの挙動を示す、図 2 のサスペンションアームの平面図である。

【 図 4 B 】 軸 E S A z についての前記アームの挙動を示す、図 2 のサスペンション装置の正面図である。

【 図 5 A 】 軸 E S A y についての前記アームの挙動を示す、図 2 のサスペンションアームの斜視図である。

【 図 5 B 】 軸 E S A z についての前記アームの挙動を示す、図 2 のサスペンション装置の正面図である。

【 図 6 A 】 前記アームのフレキシブルエレメントの方位が変化するに連れて軸 E S A y 及び軸 E S A z の方位がどのように変化するかを示す、前記アームの正面図である。

【 図 6 B 】 前記アームのフレキシブルエレメントの方位が変化するに連れて軸 E S A y 及び軸 E S A z の方位がどのように変化するかを示す、図 2 のサスペンション装置の正面図である。

【 図 7 】 車両の x - z 面における軸 E S A z の方位を示す、図 2 のサスペンション装置の側面図である。

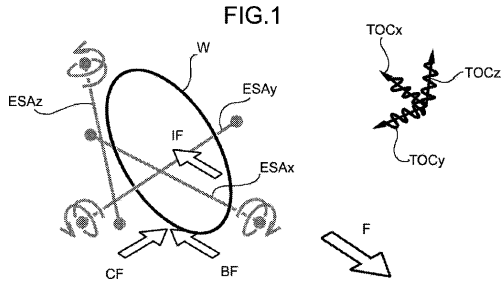
【 図 8 】 本発明の実施形態の変形例に係るサスペンションアームを含む自動車用の独立懸架式サスペンション装置の斜視図である。

10

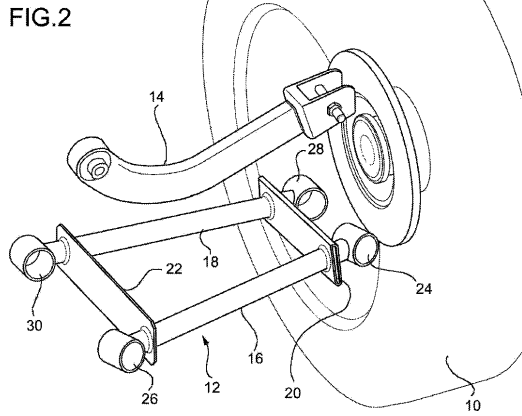
20

30

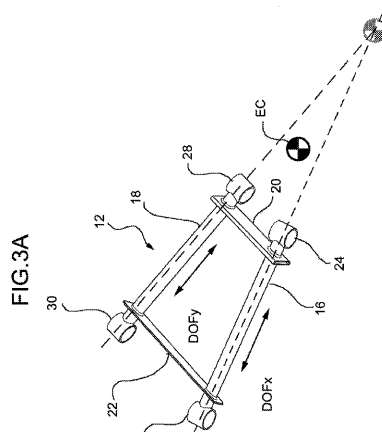
【 図 1 】



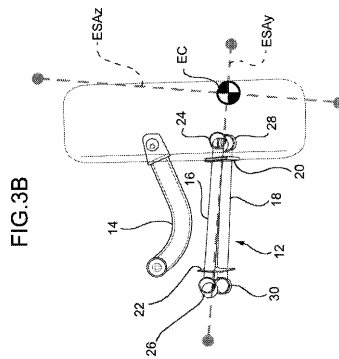
【 図 2 】



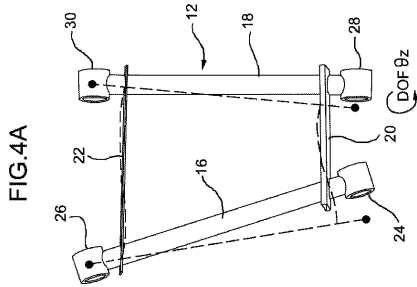
【 図 3 A 】



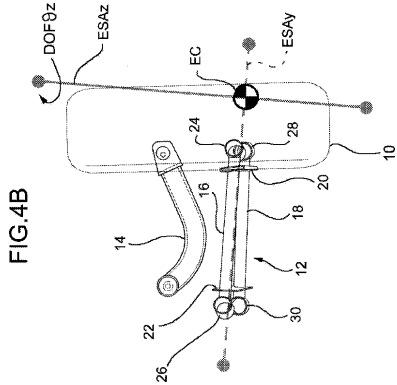
【 図 3 B 】



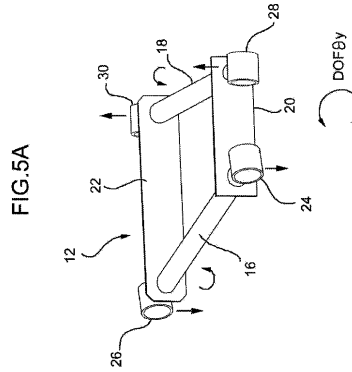
【 図 4 A 】



【 図 4 B 】



【 図 5 A 】



【 図 5 B 】

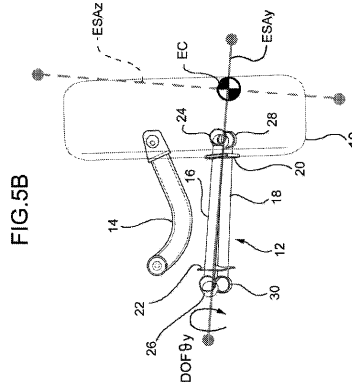
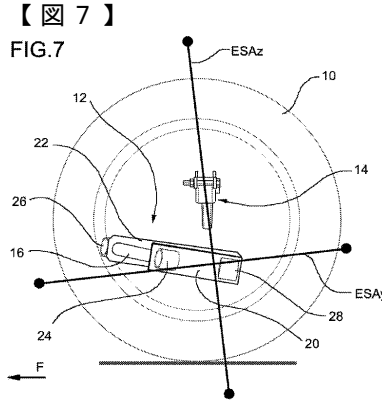
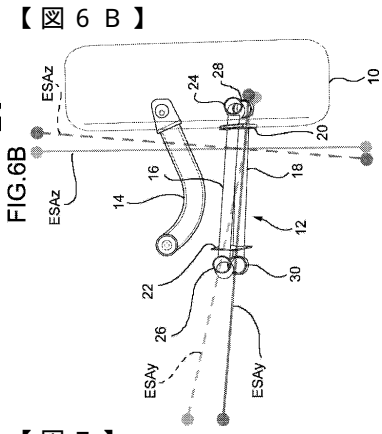
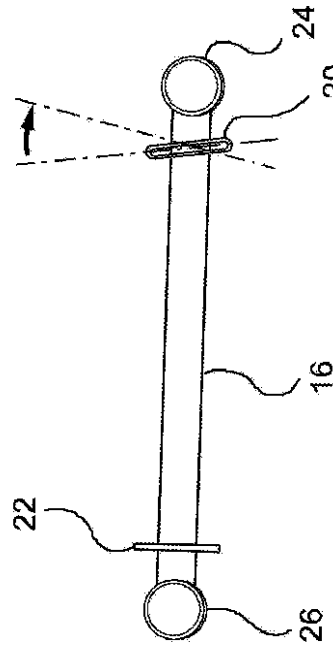
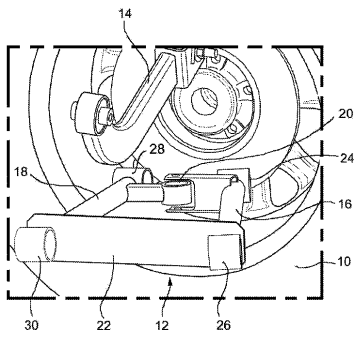


FIG.6A



【 8 】

FIG.8



フロントページの続き

(74)代理人 100100479

弁理士 竹内 三喜夫

(74)代理人 100112911

弁理士 中野 晴夫

(74)代理人 100125874

弁理士 川端 純市

(72)発明者 マイルズ・バーナビー・ジェラード

イタリア、イ - 1 0 1 2 4 トリノ、ヴィア・マッテオ・ペスカトーレ 17 番

審査官 岡 さき 潤

(56)参考文献 特開昭 6 2 - 2 3 4 7 0 5 (J P , A)

欧州特許出願公開第 0 1 3 6 1 0 8 3 (E P , A 2)

欧州特許出願公開第 0 1 2 8 8 0 2 8 (E P , A 2)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

B60G 7/00

B60G 3/20

B60G 7/02