

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3551630号

(P3551630)

(45) 発行日 平成16年8月11日(2004.8.11)

(24) 登録日 平成16年5月14日(2004.5.14)

(51) Int. Cl.⁷

F I

B 6 0 G 7/00

B 6 0 G 7/00

B 6 0 G 3/20

B 6 0 G 3/20

B 6 0 G 13/06

B 6 0 G 13/06

請求項の数 4 (全 14 頁)

(21) 出願番号	特願平8-174645	(73) 特許権者	000003997 日産自動車株式会社 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
(22) 出願日	平成8年7月4日(1996.7.4)	(74) 代理人	100066980 弁理士 森 哲也
(65) 公開番号	特開平10-16525	(74) 代理人	100075579 弁理士 内藤 嘉昭
(43) 公開日	平成10年1月20日(1998.1.20)	(74) 代理人	100103850 弁理士 崔 秀▲てつ▼
審査請求日	平成12年12月27日(2000.12.27)	(72) 発明者	笠原 民良 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産 自動車株式会社内
前置審査		(72) 発明者	川越 健次 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産 自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用リヤサスペンション

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車輪を回転自在に支持する車輪支持体を、複数のリンク部材を介して且つ上下方向に揺動可能に車体側に支持する車両用リヤサスペンションにおいて、前記複数のリンク部材のうち一のリンク部材を、車両前後方向に離隔した複数の弾性支持部材を介して車体に弾性支持されたサスペンションメンバと前記車輪支持体との間に介在させるとともに、上端側が車体側に連結されたショックアブソーバの下端側を前記一のリンク部材に支持させ、さらに、前記ショックアブソーバによる減衰力の前記サスペンションメンバへの入力点の車両前後方向位置が、前記複数の弾性支持部材のうち車両前側に位置する弾性支持部材よりも車両前方若しくは前記複数の弾性支持部材のうち車両後側に位置する弾性支持部材よりも車両後方となるように、前記一のリンク部材を前記サスペンションメンバ側に連結したことを特徴とする車両用リヤサスペンション。

【請求項2】

車体荷重を支持するバネ部材を、前記車輪支持体側の連結位置がホイールセンタを挟んで前記一のリンク部材とは車両前後方向で逆側となる他のリンク部材に支持させた請求項1記載の車両用リヤサスペンション。

【請求項3】

車輪を回転自在に支持する車輪支持体を、少なくとも二本のリンク部材を介して且つ上下方向に揺動可能に車体側に支持する車両用リヤサスペンションにおいて、前記リンク部材として、車体側と前記車輪支持体のホイールセンタよりも車両前後方向後側部位との間に

10

20

介在する第1のリンク部材と、車両前後方向に離隔した複数の弾性支持部材を介して車体に弾性支持されたサスペンションメンバと前記車輪支持体のホイールセンタよりも車両前後方向前側部位との間に介在するように略車両前後方向に延びる第2のリンク部材と、を設けるとともに、車体荷重を支持するバネ部材を前記第1のリンク部材に支持させ、上端側が車体側に連結されたショックアブソーバの下端側を前記第2のリンク部材に支持させ、さらに、前記第2のリンク部材の前記サスペンションメンバ側の連結位置の車両前後方向位置を、前記サスペンションメンバを弾性支持する前記複数の弾性支持部材のうち車両前側に位置する弾性支持部材よりも車両前方としたことを特徴とする車両用リヤサスペンション。

【請求項4】

10

前記車輪は駆動輪であり、前記サスペンションメンバに終減速装置を弾性支持した請求項1乃至請求項3のいずれかに記載の車両用リヤサスペンション。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、車両用リヤサスペンションに関し、特に、車輪を回転自在に支持する車輪支持体とサスペンションメンバとの間に介在するリンク部材を備えた車両用リヤサスペンションにおいて、サスペンションメンバのピッチング振動を有効に制振できるようにしたものである。

【0002】

20

【従来の技術】

従来の車両用リヤサスペンションとして、特開平2-37006号公報に開示されたもの(第1従来例)がある。即ち、この第1従来例にあつては、車輪を回転自在に支持する車輪支持体と車体又はサスペンションメンバとの間に複数のリンク部材を介在させていて、それらリンク部材の端部を二重円筒式の弾性ブッシュとすることにより車輪支持体を車体に対して上下方向に揺動可能としている。そして、車輪支持体の上部と車体との間にショックアブソーバが介在しており、そのショックアブソーバと同軸に車体荷重を支持するコイルスプリングが配設されていた。

【0003】

また、他の従来の車両用リヤサスペンションとして、特開昭57-121908号公報に開示されたもの(第2従来例)がある。即ち、この第2従来例にあつては、車輪支持体の車両前後方向後側部位と車体との間に介在するように車両略横方向に延びるリンク部材を有していて、そのリンク部材上にショックアブソーバ及びコイルスプリングが別々に支持されていた。

30

【0004】

さらに、他の従来の車両用リヤサスペンションとして、特開平6-64435号公報に開示されたもの(第3従来例)がある。即ち、この第3従来例にあつては、ショックアブソーバ及びコイルスプリングは、異なるリンク部材及び車体間に介在している。具体的には、ショックアブソーバを支持するリンク部材は、車輪支持体の車両前後方向前側部位と車体側との間に介在するように車両略横方向に延びる車両前側のリンク部材であつて、コイルスプリングを支持するリンク部材は、車輪支持体の車両前後方向後側部位と車体側との間に介在するように車両略横方向に延びる車両後側のリンク部材であつた。

40

【0005】

【発明が解決しようとする課題】

ここで、通常の駆動輪用のリヤサスペンションにあつては、終減速装置等の駆動系の振動が直接車体に伝達しないように、車体に対して弾性支持されたサスペンションメンバを設け、そのサスペンションメンバに終減速装置等を弾性支持させて防振効果を得るようにしているのが一般的である。

【0006】

しかし、かかるサスペンションメンバを設けたとしても、プロペラシャフト後端と終減速

50

装置の入力軸先端との連結に用いられるユニバーサルジョイントに生じるプロペラシャフトの回転1次振動入力がサスペンションメンバに入力され、ある回転数近傍でサスペンションメンバのピッチング共振を励起してしまい、これが防振支持装置を通じて車体に伝達されてフロア振動や車室内騒音の悪化等を招いてしまうという問題点(第1の問題点)があり、上記第1,第2及び第3従来例のような車両用リヤサスペンションでは、そのサスペンションメンバのピッチング振動を制振できなかった。このため、サスペンションメンバにダイナミックダンパを設ける、或いは流体共振による制振効果が得られる流体封入式の弾性支持部材を介してサスペンションメンバを車体に弾性支持する、等のコスト的に不利な対策を講じる必要があった。なお、前輪駆動車両のように後輪が従動輪であっても、サスペンションメンバに路面側や車体側から振動が入力されてピッチング共振が生じることがあるため、上記第1の問題点は駆動輪用のリヤサスペンションに限られたものではない。

10

【0007】

また、上記第1従来例にあつては、ショックアブソーバとコイルスプリングとは一体に組み付けられた状態で車両に取り付けられていたため、コイルスプリングの圧縮力によってそのコイルスプリング端部に曲げモーメントが発生してしまうと、その曲げモーメントがショックアブソーバに伝達して、ショックアブソーバ内の摺動部分の面圧が高まってフリクションが増大してしまい、車両の乗り心地が悪化してしまうという問題点(第2の問題点)を有している。さらに、上記第1従来例にあつては、車輪との干渉を避けるために、ショックアブソーバ上端部の車両内側への張出が大きくなってしまい、トランクルームに使用できる空間が少なくなってしまうという問題点(第3の問題点)も有していた。

20

【0008】

一方、上記第2従来例にあつては、一本のリンク部材にショックアブソーバ及びコイルスプリングを並べて配設する関係上、ショックアブソーバ及びコイルスプリングの配設位置の自由度が低かった。このため、ショックアブソーバのレバー比を下げて(つまりショックアブソーバを出来るだけ車両横方向内側に配設してショックアブソーバに必要なストローク量を小さくして)、ショックアブソーバ長を十分に短くすることができない場合があり、例えばワゴン車両のように車体後部フロア高を低くしつつフラットなフロア面の確保が要求される車両に対しては適用が困難又は実用性が低いという上記第3の問題点と同様の問題点を有していた。

30

【0009】

さらに、上記第2従来例にあつては、コイルスプリング及びショックアブソーバの両方を支持するリンク部材が車輪支持体のホイールセンタよりも車両後側部位に連結されており、ショックアブソーバには車輪の過大なバウンドを規制するためのゴム状弾性体等からなるバンブラバーが同軸に設けられているのが通常であるから、車輪バウンド時には、コイルスプリングによる弾性力とバンブラバーによる弾性力との両方がリンク部材を介して車輪支持体の車両後側部位に下向きの力として入力されて、その車輪支持体にワインドアップモーメントが生じるようになる。かかるワインドアップモーメントによって車輪支持体が回転してしまうと、サスペンションジオメトリが変化してしまうから、そのワインドアップモーメントに抗することができるよう、車輪支持体と車体側との間に介在する各リンク部材の強度を増大させなくてはならず、サスペンション軽量化の妨げとなっていた(第4の問題点)。

40

【0010】

なお、この第4の問題点は、上記第1従来例にあつても、ショックアブソーバ及びコイルスプリングをホイールセンタに対して前後させて車輪支持体に取り付けた場合には、顕在化してしまう。また、それを避けるために、ショックアブソーバ及びコイルスプリングをホイールセンタに対して前後させずに車輪支持体に連結することにすると、特に駆動輪用のリヤサスペンションの場合にはドライブシャフトを避けるためにショックアブソーバ下端部は車輪支持体の上側部位に連結しなくてはならないから、ショックアブソーバ及びコイルスプリングの車室内への張出が大きくなって、上記第2の問題点がより顕著になって

50

しまう。

【0011】

本発明は、このような従来の車両用リヤサスペンションが有する種々の問題点に着目してなされたものであって、ダイナミックダンパ等を設けなくても、サスペンションメンバのピッチング振動を有効に制振することができる車両用リヤサスペンションを提供すること、つまり上記第1の問題点を解決することを主目的としている。また、本発明は、上記第2、第3及び第4の問題点を解決することも目的としている。

【0013】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するために、請求項1に係る発明は、車輪を回転自在に支持する車輪支持体を、複数のリンク部材を介して且つ上下方向に揺動可能に車体側に支持する車両用リヤサスペンションにおいて、前記複数のリンク部材のうち一のリンク部材を、車両前後方向に離隔した複数の弾性支持部材を介して車体に弾性支持されたサスペンションメンバと前記車輪支持体との間に介在させるとともに、上端側が車体側に連結されたショックアブソーバの下端側を前記一のリンク部材に支持させ、さらに、前記ショックアブソーバによる減衰力の前記サスペンションメンバへの入力点の車両前後方向位置が、前記複数の弾性支持部材のうち車両前側に位置する弾性支持部材よりも車両前方若しくは前記複数の弾性支持部材のうち車両後側に位置する弾性支持部材よりも車両後方となるように、前記一のリンク部材を前記サスペンションメンバ側に連結した。

10

【0014】

そして、請求項2に係る発明は、上記請求項1に係る発明である車両用リヤサスペンションにおいて、車体荷重を支持するバネ部材を、前記車輪支持体側の連結位置がホイールセンタを挟んで前記一のリンク部材とは車両前後方向で逆側となる他のリンク部材に支持させた。

20

【0015】

一方、上記目的を達成するために、請求項3に係る発明は、車輪を回転自在に支持する車輪支持体を、少なくとも二本のリンク部材を介して且つ上下方向に揺動可能に車体側に支持する車両用リヤサスペンションにおいて、前記リンク部材として、車体側と前記車輪支持体のホイールセンタよりも車両前後方向後側部位との間に介在する第1のリンク部材と、車両前後方向に離隔した複数の弾性支持部材を介して車体に弾性支持されたサスペンションメンバと前記車輪支持体のホイールセンタよりも車両前後方向前側部位との間に介在するように略車両前後方向に延びる第2のリンク部材と、を設けるとともに、車体荷重を支持するバネ部材を前記第1のリンク部材に支持させ、上端側が車体側に連結されたショックアブソーバの下端側を前記第2のリンク部材に支持させ、さらに、前記第2のリンク部材の前記サスペンションメンバ側の連結位置の車両前後方向位置を、前記サスペンションメンバを弾性支持する前記複数の弾性支持部材のうち車両前側に位置する弾性支持部材よりも車両前方とした。

30

【0019】

さらに、請求項4に係る発明は、上記請求項1～請求項3に係る発明である車両用リヤサスペンションにおいて、前記車輪は駆動輪であり、前記サスペンションメンバに終減速装置を弾性支持した。

40

【0020】

ここで、請求項1に係る発明にあっては、車輪のバウンド又はリバウンドに伴って車輪支持体が上下方向に揺動すると、ショックアブソーバの下端側を支持するリンク部材の車輪支持体側端部も上下動するため、ショックアブソーバが伸縮して減衰力が発生し、バネ上・バネ下間の上下方向振動に対する制振作用が得られる。

【0021】

一方、サスペンションメンバにピッチング振動が生じると、ショックアブソーバの下端側を支持するリンク部材のサスペンションメンバ側端部も上下動するため、ショックアブソーバが伸縮して減衰力が発生する。すると、その発生した減衰力は、ショックアブソーバ

50

を支持するリンク部材を介してサスペンションメンバに入力されるが、その減衰力のサスペンションメンバへの入力点の車両前後方向位置を、サスペンションメンバを車体に支持する弾性支持部材のうち車両前側の弾性支持部材よりもさらに前方又は後側の弾性支持部材よりもさらに後方としているため、サスペンションメンバに入力された減衰力は、サスペンションメンバのピッチング振動を制振するのに有効に作用する。つまり、サスペンションメンバのピッチング振動は、サスペンションメンバを車体に弾性支持する弾性支持部材を通じて車体に伝達されることが問題なのであるから、前後方向に離隔した複数の弾性支持部材近傍におけるサスペンションメンバの上下方向振動を抑制することが、サスペンションメンバのピッチング振動を有効に制振することに繋がるのであり、従って、ショックアブソーバによる減衰力が、サスペンションメンバを車体に支持する弾性支持部材のうち車両前側の弾性支持部材よりもさらに前方又は後側の弾性支持部材よりもさらに後方に入力することが、サスペンションメンバのピッチング振動の抑制によって有効なのである。

10

【0023】

また、請求項2に係る発明にあっては、ショックアブソーバ及びバネ部材が異なるリンク部材に別々に配設されているため、バネ部材の圧縮力に伴う曲げモーメントが発生したとしても、ショックアブソーバのフリクション増大を招くことがない。また、ショックアブソーバ及びバネ部材が異なるリンク部材に配設されていれば、配設の自由度も大きくなるから、ショックアブソーバのレバー比を比較的容易に小さくでき、ショックアブソーバ上端部分の車室内への張出を小さくできる。しかも、ショックアブソーバを支持する一のリンク部材とバネ部材を支持する他のリンク部材とが、ホイールセンタを挟んで車両前後方向で逆側となるように車輪支持体に連結されているから、車輪バウンド時には、バネ部材による弾性力と、ショックアブソーバに設けられるパンブラバーによる弾性力とが、ホイールセンタ回りの回転方向で互いに逆向きに車輪支持体に入力されるようになる。すると、過大なワインドアップモーメントが車輪支持体に発生するようなことはなくなるから、車輪支持体と車体側との間に介在する各リンク部材の強度を従来のように増大させなくても済むようになる。

20

【0024】

請求項3に係る発明にあっては、ショックアブソーバを支持する第2のリンク部材は車両前後方向に延び、その後端側は車輪支持体の前側部位に連結され、その前端側はサスペンションメンバに連結されているから、車輪のバウンド及びリバウンドに対しては上記請求項1に係る発明と同様の制振作用が発揮される。また、この請求項3に係る発明にあっては、第2のリンク部材はサスペンションメンバの前側部位に連結されることになるから、サスペンションメンバがピッチングすることによりショックアブソーバに発生した減衰力は、第2のリンク部材を通じてサスペンションメンバの前端側に入力される。よって、そのショックアブソーバによる減衰力によって、サスペンションメンバのピッチング振動が有効に制振される。また、この請求項3に係る発明にあっては、上記請求項2に係る発明と同様の作用、即ち、ショックアブソーバのフリクション増大を招くことがなく、ショックアブソーバ上端部分の車室内への張出を小さくでき、リンク部材の強度を従来のように増大させなくても済むようになるという作用も得られる。

30

40

【0025】

そして、この請求項3に係る発明であれば、リンク部材を通じてのサスペンションメンバへの減衰力の入力点の車両前後方向位置が、前側の弾性支持部材よりもさらに前方となるから、上記請求項1に係る発明と同様に、サスペンションメンバのピッチング振動の振幅がより大きくなる位置に減衰力が入力されて、サスペンションメンバのピッチング振動に対してより顕著な制振作用が得られる。

【0028】

さらに、請求項4に係る発明は、上記請求項1～請求項3に係る発明を駆動輪用リヤサスペンションに適用したものであり、終減速装置側の振動がサスペンションメンバに入力されサスペンションメンバにピッチング振動が生じる可能性が高いが、上記請求項1～請求

50

項 7 に係る発明の作用によってそのピッチング振動が有効に制振される。

【 0 0 2 9 】

【 発明の効果 】

以上説明したように、請求項 1 に係る発明によれば、サスペンションメンバのピッチング振動をショックアブソーバの減衰力によって有効に制振できるから、ダイナミックダンパ等を設けることによるコストアップを招かずに、車体の振動レベルを低減でき、車両乗り心地を向上できるという効果がある。

【 0 0 3 1 】

そして、請求項 2 に係る発明によれば、上記請求項 1 に係る発明の作用に加えて、ショックアブソーバのフリクション増大を招かないからこれによる車両乗り心地の向上も図れるし、トランクスペース等の増大も期待でき、しかもリンク部材の軽量化によってパネ下質量が低減してこれによる車両乗り心地の向上も図れる、という効果も得られる。

【 0 0 3 2 】

また、請求項 3 に係る発明であれば、上記請求項 1 と同様の効果が得られるとともに、上記請求項 2 に係る発明による特有の効果と同様の効果が得られる。

【 0 0 3 3 】

さらに、請求項 4 に係る発明であれば、上記請求項 1 ~ 請求項 3 に係る発明の具体的な適用対象として極めて好適であり、終減速装置によるサスペンションメンバのピッチング振動を有効に制振することができる。

【 0 0 3 4 】

【 発明の実施の形態 】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

図 1 乃至図 6 は本発明の第 1 の実施の形態を示す図であって、図 1 は本発明に係る車両用リヤサスペンションの左側の構成を示した斜視図であり、図 2 は同側面図である。なお、車両用リヤサスペンションの右側の構成は、左側の構成と対象となることを除いては同一であるため、その図示及び説明は省略する。

【 0 0 3 5 】

先ず、構成を説明すると、本実施の形態の車両用リヤサスペンションは、後輪駆動車用又は四輪駆動車用のリヤサスペンションであって、車両横方向に延びるアクスル 1 を回転自在に支持する車輪支持体としてのアクスルハウジング 2 を有し、アクスル 1 のアクスルハウジング 2 から車両横方向の外側に突出した部分には車輪 W (図 2 にのみ想像線で図示) やディスクロータ (図示せず) が回転方向に一体に固定されていて、これにより、アクスルハウジング 2 に車輪 W が回転自在に支持されている。なお、アクスル 1 には、等速自在継手 1 A , 1 B 等を介して、終減速装置 2 0 から駆動力が伝達されるようになっている。

【 0 0 3 6 】

一方、車両の車体下方には、終減速装置 2 0 上方を前後方向から挟み込むように車両横方向に延びる横メンバ 3 A , 3 B 及びこれら横メンバ 3 A , 3 B の両端部間を連結するように車両前後方向に延びる縦メンバ 3 C (一方の縦メンバは図示せず) からなるサスペンションメンバ 3 が配設されていて、縦メンバ 3 C の前後両端部が、車両前後方向に離隔して配設される弾性支持部材としての弾性インシュレータ 4 A , 4 B を介して車体に弾性支持されている。弾性インシュレータ 4 A , 4 B としては、内筒及び外筒間に弾性ゴムを介在させてなる二重円筒式の弾性インシュレータが適用できる。図示しない他方の縦メンバも、縦メンバ 3 C と同様の構成で車体に結合されている。なお、終減速装置 2 0 は、その前側部位及び後側部位のそれぞれが、図示しない弾性インシュレータ等を介して横メンバ 3 A 又は 3 B に弾性支持されている。

【 0 0 3 7 】

そして、アクスルハウジング 2 が、複数本のリンク部材を介して、車体側としてのサスペンションメンバ 3 に上下方向に揺動可能に支持されている。

具体的には、アクスルハウジング 2 の前側下部には、車両略前後方向に延びるラジアスロッド 5 の後端側が例えば二重円筒式の弾性ブッシュ 5 A を介して揺動可能に連結され、そ

10

20

30

40

50

のラジアスロッド5の前端側は同様に二重円筒式の弾性ブッシュ5Bを介して縦メンバ3Cの前端部に揺動可能に連結されている。この場合、弾性ブッシュ5A, 5Bの揺動軸は互いに平行で、略水平面内で左斜め前から右斜め後方を向いている。

【0038】

さらに、本実施の形態では、図2からも明らかなように、弾性ブッシュ5Bの車両前後方向位置は、縦メンバ3Cを車体に弾性支持する前側の弾性インシュレータ4Aの車両前後方向位置よりもさらに車両前方となっている。

【0039】

また、アクスルハウジング2の前側下部には、ラジアスロッド5の後端部よりも下側に位置するように、車両略横方向に延びる車両前側のラテラルリンク6の外端側が例えば二重円筒式の弾性ブッシュ6Aを介して揺動可能に連結され、そのラテラルリンク6の内端側は同様に二重円筒式の弾性ブッシュ6Bを介して縦メンバ3Cの中央部よりも若干前寄りの裏面側に揺動可能に連結されている。この場合、弾性ブッシュ6A, 6Bの揺動軸は互いに平行で、略車両前後方向を向いている。

10

【0040】

これに対し、アクスルハウジング2の後側下部には、そこから車両後方に突出した腕部2Aが一体に形成されていて、かかる腕部2Aに、車両略横方向に延びる車両後側のラテラルリンク7の外端側が例えば二重円筒式の弾性ブッシュ7Aを介して揺動可能に連結され、そのラテラルリンク7の内端側は同様に二重円筒式の弾性ブッシュ7Bを介して横メンバ3Bの端部裏面側に揺動可能に連結されている。この場合、弾性ブッシュ7A, 7Bの揺動軸は互いに平行で、略車両前後方向を向いている。

20

【0041】

一方、アクスルハウジング2の上部前側にはそこから前側上方に突出した腕部2Bが一体に形成されていて、その腕部2Bには、車両略横方向に延びるアッパアーム8の外端側がボールジョイント8Aを介して揺動及び旋回可能に連結されている。アッパアーム8は、車両前側に湾曲しつつ、その内端側は車両前後方向に二股に分岐していて、分岐したそれぞれの内端部が弾性ブッシュ8B, 8Cを介して縦メンバ3Cに揺動可能に連結されている。この場合、弾性ブッシュ8B, 8Cの揺動軸は同一直線上にあり、略車両前後方向を向いている。

【0042】

このように、アクスルハウジング2は、その下部はラジアスロッド5及び二本のラテラルリンク6, 7を介してサスペンションメンバ3に支持され、その上部はアッパアーム8を介してサスペンションメンバ3に支持されている。

30

【0043】

また、車両後側のラテラルリンク7の中間部は車両前後方向に広がっていて、その広がった部分の上にバネ部材としてのコイルスプリング10が配設されている。かかるコイルスプリング10は略鉛直方向に延び、その上端部は図示しない車体に固定されていて、これにより、車体荷重がコイルスプリング10を介してラテラルリンク7に支持されている。ちなみに、ラテラルリンク7に加わった車体荷重は、弾性ブッシュ7A, 腕部2A, アクスルハウジング2及び車輪Wを介して路面に支持される。

40

【0044】

そして、本実施の形態では、ラジアスロッド5に、ショックアブソーバ11のシリンダ11Aの下端側が弾性ブッシュ12を介して結合されている。かかるショックアブソーバ11は、車両前方に傾きつつ上方に延びていて、図3に示すように、シリンダ11Aの上端部から同軸に突出したピストンロッド11B上端部に形成されたネジ部11Cには、スリーブ11aを介してブラケット11bが嵌められていて、このブラケット11bの上面とネジ部11Cの上端に螺合するナット11cの座金11dの下面との間に、車体13を上下から挟み込むように一対の弾性体14A, 14Bが配設されている。つまり、ショックアブソーバ11の上端部は、弾性体14A, 14Bで車体13を上下から挟み込んだ状態でナット11cを締結することにより、車体13に弾性的に連結される。

50

【 0 0 4 5 】

さらに、ブラケット 1 1 b はその周縁部が下方に向けて立ち上がった逆皿形状をしていて、その下面側には、ゴム状弾性体からなるバンブラバ 1 5 が同軸に配設されている。即ち、かかるバンブラバ 1 5 は、ピストンロッド 1 1 B を包囲する肉厚の円筒蛇腹状の弾性体であって、ショックアブソーバ 1 1 が通常のストローク範囲で伸縮する際には特に機能はしないが、車輪 W のバウンド時にショックアブソーバ 1 1 が大きく縮んでシリンダ 1 1 A の上端部がブラケット 1 1 b 側に大きく変位すると、そのシリンダ 1 1 A の上端部がバンブラバ 1 5 に当接しそのバンブラバ 1 5 を弾性変形させつつ上方に移動する結果、そのバンブラバ 1 5 のバネ力が車体（バネ上）及びアクスルハウジング 2（バネ下）間に作用して、車輪 W の過大なバウンドが抑制されて車輪 W 及び車体 1 3 間の衝突等が防

10

【 0 0 4 6 】

さらに、サスペンションメンバ 3 に弾性支持された終減速装置 2 0 には、概略側面図である図 4 及び概略平面図である図 5 に示すように、プロペラシャフト 2 1 を通じてエンジンの回転駆動力が伝達されるようになっており、そのプロペラシャフト 2 1 の後端部と終減速装置 2 0 の入力軸先端部との間には、両者の連結部分の屈曲を許容するユニバーサルジョイント 2 2 が介在している。なお、図 5 には、本実施の形態における車両用リヤサスペンションの概略構成を示しているが、アッパーム 8 の図示は省略している。

20

【 0 0 4 7 】

次に、本実施の形態の作用効果を説明する。

即ち、車両走行中に例えば路面上の凹凸を通過する或いは旋回走行時等に車輪 W がバウンド又はリバウンドすると、アクスルハウジング 2 も上下方向に移動するため、そのアクスルハウジング 2 に連結されたラジアスロッド 5、ラテラルリンク 6、7 及びアッパーム 8 の外端側も上下方向に移動する。ラテラルリンク 7 の外端側が上下動すれば、これに支持されたコイルスプリング 1 0 が伸縮し、その伸縮に伴うバネ力がアクスルハウジング 2 及び車体 1 3 間に作用するし、ラテラルリンク 5 の外端側が上下動すれば、これに支持されたショックアブソーバ 1 1 が伸縮し、その伸縮速度に応じた減衰力がアクスルハウジング 2 及び車体 1 3 間に作用する。このように、車輪 W が上下動すれば、コイルスプリング 1 0 によるバネ力及びショックアブソーバ 1 1 による減衰力がバネ上・バネ下間に作用するから、基本的な作用は従来の車両用リヤサスペンションと同様である。

30

【 0 0 4 8 】

一方、サスペンションメンバ 3 に弾性支持された終減速装置 2 0 に、プロペラシャフト 2 1 及びユニバーサルジョイント 2 2 を通じてエンジンの回転駆動力が伝達されると、図 4 に示すように、ユニバーサルジョイント 2 2 の回転トルク変動に起因して略上下方向にプロペラシャフト 2 1 の回転 1 次振動 M_1 が発生し、この回転 1 次振動が終減速装置 2 0 及びサスペンションメンバ 3 間の弾性支持部材を介してサスペンションメンバ 3 に伝達されて、サスペンションメンバ 3 にピッチング共振 M_2 を生じさせることがある。

【 0 0 4 9 】

そして、サスペンションメンバ 3 にピッチング共振 M_2 が発生すると、縦メンバ 3 C はその長手方向（車両前後方向）中央部よりも若干後方を通り車両横方向に延びる軸回りに揺動するようになるが、かかる縦メンバ 3 C の揺動は、弾性ブッシュ 5 B を通じてラジアスロッド 5 の前端部に入力される。すると、ラジアスロッド 5 は、その縦メンバ 3 C 側の端部がアクスルハウジング 2 側の端部を中心として相対的に揺動するようになるから、ラジアスロッド 5 の中途部分と車体 1 3 との間に介在するショックアブソーバ 1 1 が伸縮し、ショックアブソーバ 1 1 に減衰力が発生し、かかる減衰力は、ラジアスロッド 5 を通じて縦メンバ 3 C の前端部分に入力される。つまり、ショックアブソーバ 1 1 による減衰力のサスペンションメンバ 3 への入力点は、縦メンバ 3 C の前端部分となる。

40

【 0 0 5 0 】

50

このように、本実施の形態の構成であれば、車輪Wのバウンド・リバウンドに対する制振作用を得るためのショックアブソーバ11には、サスペンションメンバ3のピッチング共振 M_2 に応じた減衰力も発生するから、別途ダイナミックダンパ等を設けなくても、サスペンションメンバ3のピッチング共振 M_2 に対する制振作用を得ることができる。サスペンションメンバ3のピッチングが抑制されれば、それだけ車体13側の振動が低減し、車両乗り心地が向上する。

【0051】

しかも、本実施の形態では、ラジアスロッド5の前端部を弾性インシュレータ4Aよりも車両前側に位置するように縦メンバ3Cに連結しているため、サスペンションメンバ3に対するショックアブソーバ11の制振作用がより顕著になるという利点がある。つまり、概略側面図である図6に示すように、ラジアスロッド5の前端部が弾性インシュレータ4Aよりもさらに車両前方に位置すれば、サスペンションメンバ3のピッチング共振による振幅のより大きい部位にラジアスロッド5の前端部が位置することになるから、サスペンションメンバ3のピッチングによるショックアブソーバ11の伸縮速度がより高くなってそれだけ大きな減衰力が発生し、サスペンションメンバ3のピッチングに対する制振作用がより顕著になるのである。

【0052】

特に、本実施の形態のように、終減速装置20及びプロペラシャフト21間を連結するユニバーサルジョイント22の車両前後方向位置がサスペンションメンバ3の前側寄りであると、プロペラシャフト22の回転1次振動 M_1 は主として縦メンバ3A側に入力され、サスペンションメンバ3のピッチング振動による振幅はサスペンションメンバ3の後端側よりも前端側の方が大きくなる。すると、前側の弾性インシュレータ4Aよりもさらに車両前側にラジアスロッド5の前端部を配設すると、サスペンションメンバ3のピッチングに応じてショックアブソーバ11に発生する減衰力は可能な範囲で最大となり、サスペンションメンバ3のピッチングに対する制振作用は極めて顕著になる。

【0053】

また、本実施の形態であれば、コイルスプリング10及びショックアブソーバ11を、ラジアスロッド5又はラテラルリンク7に別々に配設しているため、コイルスプリング10の圧縮力に伴う曲げモーメントが発生したとしても、ショックアブソーバ11のフリクション増大を招くことがないから、ショックアブソーバ11のフリクション増大による車両乗り心地の悪化を招かないという利点もある。

【0054】

そして、コイルスプリング10及びショックアブソーバ11を異なるリンク部材に配設していれば、それらの配設の自由度が大きくなるという利点もある。その結果、ショックアブソーバ11のレバー比を比較的容易に低下できるから、ショックアブソーバ11の全長を容易に短くできる。すると、概略背面図である図7に示すように、コイルスプリング10及びショックアブソーバ11の上方への張出を極力小さくできるから、広くてフラットなトランクルームTを比較的容易に確保できるようになり、例えばワゴン車のように低くてフラットなフロア面が望ましい車両に好適となる。

【0055】

しかも、コイルスプリング10を支持するラテラルリンク7のアクスルハウジング2側端部(弾性ブッシュ7A側端部)と、ショックアブソーバ11を支持するラジアスロッド5のアクスルハウジング2側端部(弾性ブッシュ5A側端部)とが、ホイールセンタWCを挟んで車両前後方向で互いに逆側に位置している。このため、図8に示すように、ホイールセンタWCに過大な上向きの力 F_1 が入力され、車輪Wがバンブラバー15が圧縮する程にバウンド方向に大きく変位して、コイルスプリング10による下向きの弾性力 F_2 と、バンブラバー15による下向きの弾性力 F_3 とが同時に発生したとしても、弾性力 F_2 はアクスルハウジング2をウィンドアップ方向に回転させようとするのに対し、弾性力 F_3 はアクスルハウジング2をウィンドアップ方向とは逆方向に回転させようとするから、それら弾性力 F_2 及び F_3 は互いに打ち消し合うようになる。その結果、

10

20

30

40

50

過大なwindアップモーメントがアクスルハウジング2に発生するようなことが避けられるから、ラジアスロッド5やアップアーム8の強度を従来よりも低くできるようになる。そして、ラジアスロッド5やアップアーム8の強度が低下できれば、コスト低減が図られるばかりか、それだけパネ下質量を低減できるから、さらに車両乗り心地の向上にも繋がるという利点がある。

【0056】

ここで、本実施の形態では、ラジアスロッド5が一のリンク部材及び第2のリンク部材に対応し、ラテラルリンク7が他のリンク部材及び第1のリンク部材に対応し、弾性インシュレータ4Aが一の弾性支持部材に対応する。

【0068】

また、上記実施の形態では、ホイールセンタWCよりも車両前後方向前側に配設されるラジアスロッド5にショックアブソーバ11の下端部を支持させ、ホイールセンタWCよりも車両前後方向後側に配設されるラテラルリンク7にコイルスプリング10を支持させているが、これに限定されるものではなく、それらリンク部材のホイールセンタWCを挟んでの位置関係は逆になってもよい。ただし、ホイールセンタWCよりも後側に配設されるリンク部材、つまり、一端部がアクスルハウジング2の後側部位に連結されるリンク部材にショックアブソーバ11の下端部を支持させる場合には、そのリンク部材の他端側の車両前後方向位置は、後側の弾性インシュレータ4Bよりも車両後方とすることが望ましく、そのような位置関係とすれば、ショックアブソーバ11による減衰力は、これを支持するリンク部材を通じてサスペンションメンバ3のピッチング振動を抑制するように作用するから、上記実施の形態と同様の作用効果が得られるようになる。しかし、上述したように、サスペンションメンバ3に終減速装置20を弾性支持している場合、プロペラシャフト21の回転1次振動はユニバーサルジョイント22周辺に生じるから、上記各実施の形態のように、そのユニバーサルジョイント22に近い方の弾性インシュレータ4A側にショックアブソーバ11の減衰力が入力されるようにした方が、サスペンションメンバ3のピッチング振動の抑制作用はより顕著になる。

【0069】

そして、上記実施の形態では、本発明を車輪Wが駆動輪である車両用リヤサスペンションに適用した場合について説明したが、これに限定されるものではなく、車輪Wが従動輪である車両用リヤサスペンションにも適用可能である。そして、サスペンションメンバ3に終減速装置20が支持されていない場合であっても、外部から入力される振動によってサスペンションメンバ3にはピッチング振動が生じる場合があるから、サスペンションメンバ3のピッチング振動の抑制作用が得られる本発明は適用する利益がある。

【0070】

さらに、上記実施の形態では、ラジアスロッド5、ラテラルリンク6、7、アップアーム8のそれぞれの内端側を車体側としてのサスペンションメンバ3に連結しているが、ショックアブソーバ11を支持しないリンク部材については、車体側としての車体13に連結するようにしてもよい。

【0071】

また、弾性インシュレータ4A、4Bや弾性ブッシュ5A～8C等の形式は二重円筒式に限定されるものではなく、他の形式であってもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1の実施の形態における車両用リヤサスペンションの斜視図である。

【図2】第1の実施の形態の側面図である。

【図3】ショックアブソーバの正面図である。

【図4】終減速装置の支持構造を示す概略側面図である。

【図5】第1の実施の形態の概略平面図である。

【図6】第1の実施の形態の作用を説明する概略側面図である。

【図7】第1の実施の形態の概略背面図である。

【図8】第1の実施の形態の概略側面図である。

10

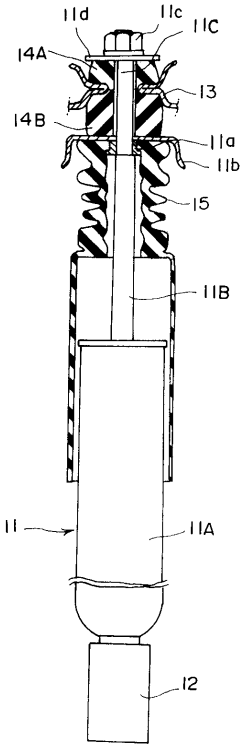
20

30

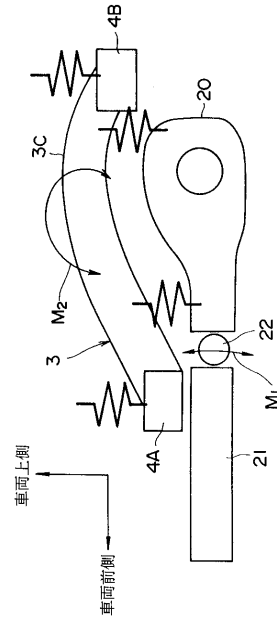
40

50

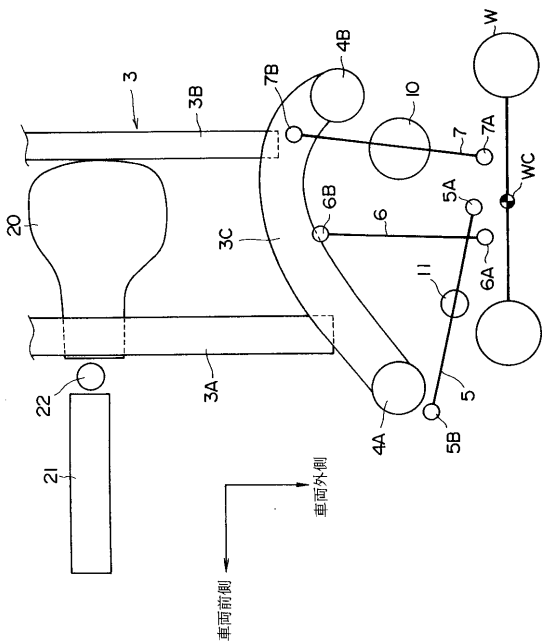
【 図 3 】



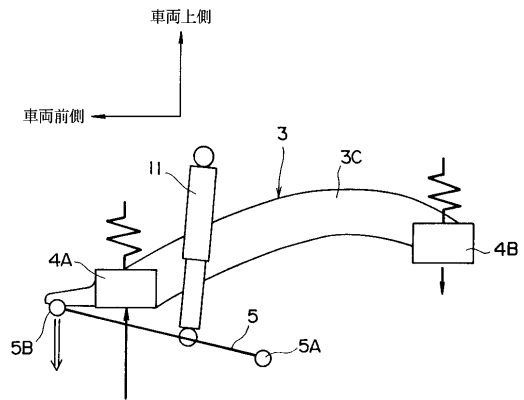
【 図 4 】



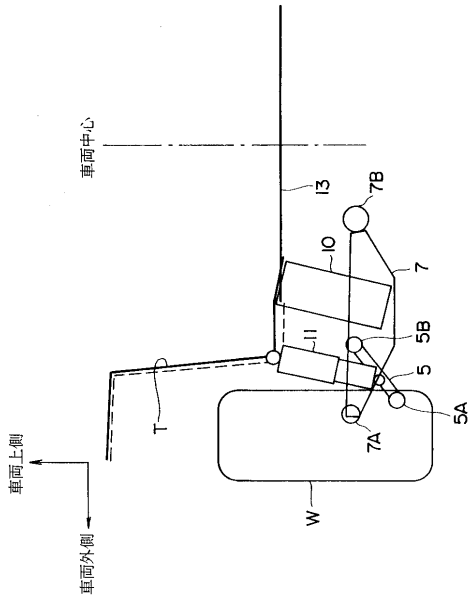
【 図 5 】



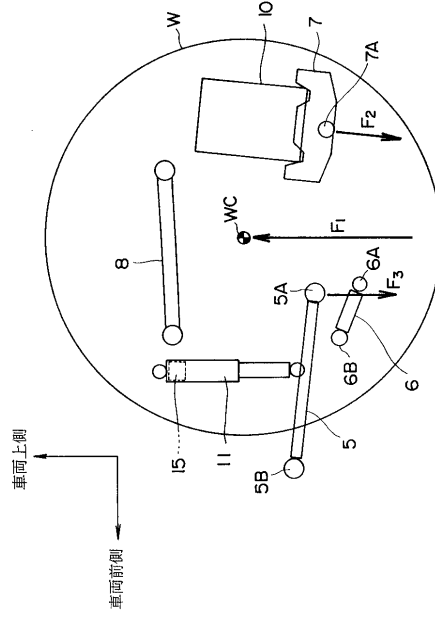
【 図 6 】



【 図 7 】



【 図 8 】



フロントページの続き

(72)発明者 村上 拓也

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

審査官 増岡 亘

- (56)参考文献 特開平2 - 306805 (JP, A)
実公平6 - 24243 (JP, Y2)
特開平4 - 362407 (JP, A)
実公昭62 - 24563 (JP, Y1)
特開昭57 - 130867 (JP, A)
特開平6 - 64427 (JP, A)
実開昭61 - 70106 (JP, U)
特開昭62 - 105709 (JP, A)
特開平7 - 179112 (JP, A)
特開昭63 - 240408 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

B60G 3/18-3/28

B60G 7/00