

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5934470号
(P5934470)

(45) 発行日 平成28年6月15日(2016.6.15)

(24) 登録日 平成28年5月13日(2016.5.13)

(51) Int.Cl. F1
B60G 17/015 (2006.01) B60G 17/015 A

請求項の数 3 (全 20 頁)

(21) 出願番号	特願2011-75573 (P2011-75573)	(73) 特許権者	509186579 日立オートモティブシステムズ株式会社 茨城県ひたちなか市高場2520番地
(22) 出願日	平成23年3月30日(2011.3.30)	(74) 代理人	100079441 弁理士 広瀬 和彦
(65) 公開番号	特開2012-206685 (P2012-206685A)	(72) 発明者	筑間 寛 神奈川県川崎市川崎区富士見一丁目6番3号 日立オートモティブシステムズ株式会社内
(43) 公開日	平成24年10月25日(2012.10.25)	(72) 発明者	平尾 隆介 神奈川県川崎市川崎区富士見一丁目6番3号 日立オートモティブシステムズ株式会社内
審査請求日	平成26年2月24日(2014.2.24)		
審判番号	不服2015-17581 (P2015-17581/J1)		
審判請求日	平成27年9月28日(2015.9.28)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 サスペンション装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両の車体側と車輪側との間に設けられアクチュエータにより減衰力を調整可能な緩衝器と、

前記アクチュエータを調整するコントローラと、からなるサスペンション装置において、

前記緩衝器には高周波の振動に対してフリーピストンの移動により減衰力を低減する周波数感応部を設け、

前記車両の運動であるロール、ピッチ、ヒープの少なくともいずれかを検出する姿勢変化検出手段を備え、

前記コントローラは、前記姿勢変化検出手段で検出されたロール、ピッチ、ヒープの少なくともいずれかの前記車両の運動のうち低周波の振動について、振動状態に応じて前記減衰力を調整し、前記車両の運動のうち前記低周波よりも高周波の振動について、振動状態に応じた減衰力調整を行わないことを特徴とするサスペンション装置。

【請求項2】

前記車両のロール、ピッチ、ヒープを検出する姿勢変化検出手段は、ドライバーの操作を検出する操作状態検出手段であることを特徴とする請求項1に記載のサスペンション装置。

【請求項3】

前記緩衝器は、前記アクチュエータにより調整可能な減衰力発生部を有し、

前記周波数感応部は、前記減衰力発生部をバイパスするバイパス通路と、該バイパス通路中に移動可能に設けられた前記フリーピストンとを含んでいることを特徴とする請求項1または2に記載の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、自動車等の車両に搭載され、車両の振動を緩衝するのに好適に用いられるサスペンション装置に関する。

【背景技術】

【0002】

一般に、4輪自動車等の車両には、車体側と各車輪側との間に緩衝器が設けられている。このような緩衝器にはアクチュエータにより減衰力が調整可能なものがあり、その減衰力特性を走行時の車両姿勢、上下振動等に応じて可変に制御する構成としたサスペンション装置が知られている（例えば、特許文献1参照）。

【0003】

この種の従来技術によるサスペンション装置は、車体の上下加速度を検出するGセンサからの信号に基づいて上下の絶対速度を求め、この絶対速度に従って緩衝器の減衰力特性を可変に調整すると共に、前記Gセンサからの信号に基づいて走行中の路面が良路であるか、悪路であるかを判定する。路面が良路の場合には不感帯を小さく、悪路の場合には不感帯を大きく設定することにより、悪路走行に伴う頻繁な上下振動の影響を小さくでき、悪路走行の場合にも乗り心地を確保できるようにしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開平7-232530号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、従来技術によるサスペンション装置は、車両走行時の低周波から高周波にわたる振動を緩衝器の減衰力発生機構（アクチュエータにより減衰力を調整する機構）により緩衝する構成である。このうち、高周波の振動に対応した制御を行うためには、高速対応が可能な高い応答性をもった制御が要求される。しかし、高速対応が可能なコントローラは高価であり、減衰力発生機構のアクチュエータについても高速対応が可能なものは、高価な機器を用いる必要がある。

【0006】

また、高速対応が可能な高価なコントローラ、アクチュエータを用いていないサスペンション装置は、高周波の振動域での減衰力制御を行わずに、高周波域での乗り心地、操縦安定性を犠牲にしており、高速対応が不要な低周波の振動域において減衰力制御を行っているのが実状である。

【0007】

本発明は上述した従来技術の問題に鑑みなされたもので、本発明の目的は、高価なコントローラ、アクチュエータを用いなくとも、車両走行時の低周波から高周波にわたる広い周波数域に対応した減衰力の制御を行うことができるようにしたサスペンション装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0008】

上述した課題を解決するために、請求項1の発明が採用する構成は、車両の車体側と車輪側との間に設けられアクチュエータにより減衰力を調整可能な緩衝器と、前記アクチュエータを調整するコントローラと、からなるサスペンション装置において、前記緩衝器には高周波の振動に対してフリーピストンの移動により減衰力を低減する周波数感応部を設

10

20

30

40

50

け、前記車両の運動であるロール、ピッチ、ヒープの少なくともいずれかを検出する姿勢変化検出手段を備え、前記コントローラは、前記姿勢変化検出手段で検出されたロール、ピッチ、ヒープの少なくともいずれかの前記車両の運動のうち低周波の振動について、振動状態に応じて前記減衰力を調整し、前記車両の運動のうち前記低周波よりも高周波の振動について、振動状態に応じた減衰力調整を行わない構成としたことにある。

【発明の効果】

【0009】

本発明によれば、上述の如き構成を有することにより、乗り心地と操縦安定性とを両立することができる。

10

【図面の簡単な説明】

【0010】

【図1】本発明の第1の実施の形態によるサスペンション装置が適用された4輪自動車をコントローラと共に示す全体構成図である。

【図2】図1中の自動車に搭載した緩衝器の要部を拡大して示す縦断面図である。

【図3】図1中のコントローラによるばね上制振制御部の構成を示すブロック図である。

【図4】路面状態に対する減衰力の制御指令値の特性を具体化して示す特性線図である。

【図5】車両走行時の振動周波数に対するばね上加速度の特性を従来品と比較して示す特性線図である。

【図6】第2の実施の形態で用いるコントローラの構成を示すブロック図である。

20

【図7】第3の実施の形態で用いるコントローラの構成を示すブロック図である。

【発明を実施するための形態】

【0011】

以下で説明の実施の形態は、上述の発明が解決しようとする課題の欄や発明の効果の欄に記載した内容に止まること無くその他にもいろいろな課題を解決し、効果を呈している。以下の実施の形態が解決する課題の主なものを、次に列挙する。

【0012】

〔特性改善〕

振動状態に応じて周波数感応部において、減衰力特性（ピストン速度に対する減衰力）を変更する際に、より滑らかに変更する等の特性設定が求められている。これは、小さな減衰力が発生する特性と、大きな減衰力が発生する特性の切り替わりが唐突に起こると、実際に発生する減衰力も唐突に切り替わるので、車両の乗り心地が悪化し、さらには減衰力の切り替わりが車両の操舵中に発生すると、車両の挙動が不安定となり、運転者が操舵に対して違和感を招く恐れがあるためである。特に、アクチュエータによる減衰力調整で高い減衰力にした際には、周波数に応じた減衰力の変化の幅が大きくなるので、より滑らかに変更することが重要となる。

30

【0013】

〔大型化の抑制〕

高周波に対応した高出力のアクチュエータは、ソレノイドを大きくする必要がありという課題がある。また、周波数感応部、アクチュエータによる減衰力調整部をピストン部に設けた場合、よりピストン部の軸長が長くなるので、アクチュエータを含めシリンダ装置全体が軸方向に長くなるということがあげられる。このためシリンダ装置が大型化すると、車体への取付け自由度が低下するため、シリンダ装置の軸方向長の増加は、大きな課題である。

40

【0014】

〔部品数の低減〕

高周波振動の制御を正確に行う場合は、振動状態（ばね上下速度、ばね下上速度、相対速度）を測定する高感度の加速度センサや車高センサ等が必要となる。この場合、センサを多数設けることは、部品数の増加という課題があり、さらに、配線も必要となるので、車両への取付けが悪くなるという課題も存在する。また、昨今では、これらセンサ数を減

50

らし、振動状態を推定するものが開発されているが、高周波を正確に制御する場合、推定では十分な精度が得られないという課題がある。

【0015】

以下、本発明の実施の形態によるサスペンション装置を、例えば4輪自動車に適用した場合を例に挙げ、添付図面に従って詳細に説明する。

【0016】

ここで、図1ないし図5は本発明の第1の実施の形態を示している。図1において、車両のボディを構成する車体1の下側には、例えば左、右の前輪2と左、右の後輪3(一方のみ図示)とが設けられている。左、右の前輪2側と車体1との間には、前輪側のサスペンション4、4(以下、前輪サスペンション4という)が介装して設けられている。

10

【0017】

左、右の前輪サスペンション4は、左、右の懸架ばね5(以下、ばね5という)と、該各ばね5と並列になって左、右の前輪2側と車体1との間に設けられた左、右の緩衝器6とにより構成されている。左、右の緩衝器6は、後述するように周波数感応部24が付設された減衰力調整式油圧緩衝器(即ち、減衰力調整+周波数感応緩衝器)により構成されている。

【0018】

後輪側のサスペンション7、7(以下、後輪サスペンション7という)は、左、右の後輪3側と車体1との間に介装して設けられている。左、右の後輪サスペンション7は、左、右の懸架ばね8(以下、ばね8という)と、該各ばね8と並列になって左、右の後輪3側と車体1との間に設けられた左、右の緩衝器9とにより構成されている。これらの緩衝器9についても、後述するように周波数感応部24が付設された減衰力調整式油圧緩衝器(即ち、減衰力調整+周波数感応緩衝器)により構成されている。なお、減衰力調整+周波数感応緩衝器を4輪に設けた例を示したが、前輪側または後輪側を減衰力調整のみや周波数感応のみの緩衝器としてもよい。

20

【0019】

ここで、図2を参照して前輪側、後輪側の緩衝器6(9)について説明する。なお、両者の構成は基本的に同一であるから、例えば前輪側の緩衝器6について説明し、後輪側の緩衝器9については、その説明を省略するものとする。

【0020】

図2において、緩衝器6(9)のシリンダを構成する内筒11は、緩衝器6(9)の外殻をなす外筒(図示せず)内に同軸に設けられている。内筒11の下端側は、ボトムバルブ(図示せず)を介して前記外筒の下端側に固定されている。内筒11の上端側は、ロッドガイド(図示せず)等を介して外筒の上端側に固定されている。内筒11内には作動流体としての油液が封入され、前記外筒と内筒11の間には、油液とガスが封入された環状のリザーバ室(図示せず)が形成されている。

30

【0021】

12は内筒11内に摺動可能に挿嵌されたピストンで、該ピストン12は、内筒11内をロッド側油室Aとボトム側油室Bとの2室に画成している。ピストン12には、ロッド側油室Aとボトム側油室Bとを連通可能な油路12A、12Bがそれぞれ複数個、周方向に離間して形成され、これらの油路12A、12Bは、ピストン12の軸線に対して斜めに傾いた油穴により構成されている。油路12A、12Bは、ロッド側油室Aとボトム側油室Bとの間で油液を流通させる主通路を構成している。

40

【0022】

また、ピストン12には、油路12Aの一侧開口を取囲むようにピストン12の一侧となる下側端面に形成された環状凹部12Cと、該環状凹部12Cの径方向外側に位置し伸長側のディスクバルブ13が離着座する環状弁座12Dと、油路12Bの他側開口を取囲むようにピストン12の他側となる上側端面に形成された環状凹部12Eと、該環状凹部12Eの径方向外側に位置し縮小側のディスクバルブ14が離着座する環状弁座12Fとが設けられている。

50

【 0 0 2 3 】

15は内筒11内を軸方向に延びたピストンロッドで、該ピストンロッド15は、一端側として下端側が内筒11内に挿入され、後述するハウジング25の蓋付ナット26等によりピストン12に固着して設けられている。また、ピストンロッド15の他端側としての上端側は、前記ロッドガイド等を介して前記外筒および内筒11の外部に突出している。ピストンロッド15の内周側には、その下端側に開口して形成され後述のシャッタ18が回動可能に挿嵌されるシャッタ装入穴15Aと、該シャッタ装入穴15Aの上端側から上向きに延びた小径のロッド挿入穴15Bとが軸方向に貫通して設けられている。

【 0 0 2 4 】

また、ピストンロッド15には、シャッタ装入穴15Aから径方向外向きに延びた複数の油孔15C, 15D, 15E, 15Fが軸方向と周方向とに離間して設けられている。これらの油孔15C~15Fのうち各油孔15C~15Eは、ロッド側油室Aに開口するように配置され、残りの各油孔15Fは、内筒11内のボトム側油室Bに開口するように配置されている。油孔15C~15Fのうち最も上側に位置する各油孔15Cは、後述するシャッタ18の内孔18Aに径方向の連通路18Bを介して常時連通している。

【 0 0 2 5 】

各油孔15Cの下側に位置する油孔15D, 15Eは、ピストンロッド15の周方向で互いに離間し、軸方向ではほぼ同一の位置に配置されている。しかし、油孔15D, 15Eは、その孔径(オリフィス径)が異なり、後述するシャッタ18の油溝18Cにより選択的に開, 閉される。これにより、後述の如く減衰力が可変に調整される。さらに、ピストンロッド15の外周側には環状の段部15Gが形成され、この段部15Gは、ピストン12との間で縮小側のディスクバルブ14を軸方向に位置決めしている。

【 0 0 2 6 】

前記ディスクバルブ13, 14のうちピストン12の一侧となる下端面に設けられた伸長側のディスクバルブ13は、ピストンロッド15の伸長行程でピストン12が上向きに摺動変位するとき、各油路12A内を流通する油液に抵抗力を与えて所定の減衰力を発生する。また、ピストン12の他側となる上端面に設けられた縮小側のディスクバルブ14は、ピストンロッド15の縮小行程でピストン12が下向きに摺動変位するとき、各油路12B内を流通する油液に抵抗力を与えて所定の減衰力を発生するものである。

【 0 0 2 7 】

16は後述する周波数感応部24の蓋付ナット26とピストン12との間に設けられたポート部材で、該ポート部材16は、ピストンロッド15の外周側に嵌合して設けられた環状のリング等により構成されている。ポート部材16は、ボトム側油室Bとピストンロッド15の油孔15Fとの間で油液を流入, 出させるものである。

【 0 0 2 8 】

17は本実施の形態で採用した減衰力可変機構で、該減衰力可変機構17は、後述のシャッタ18、コントロールロッド19およびステッピングモータ等のアクチュエータ20を含んで構成されている。減衰力可変機構17のアクチュエータ20は、例えばピストンロッド15の突出端側に設けられ、後述のコントロールロッド19を介してシャッタ18を回動操作する。このとき、シャッタ18は、ピストンロッド15の油孔15D, 15E等を開, 閉することにより、緩衝器6(9)の減衰力特性を2段階または3段階以上で断続的に調整する。

【 0 0 2 9 】

なお、減衰力可変機構17のアクチュエータ20は、前記減衰力特性を必ずしも断続的に調整する構成である必要はなく、油孔15D, 15Eを周方向で徐々に開口面積が変化する孔とすることで、減衰力特性を連続的に変化させる構成としてもよい。また、アクチュエータ20は、ハードな特性(硬特性)からソフトな特性(軟特性)に連続的に調整するため、ステッピングモータ等の電動モータに限らず、例えばソレノイド等からなるリニアアクチュエータで構成してもよい。

【 0 0 3 0 】

18はピストンロッド15のシャッタ装入穴15A内に回動可能に設けられたシャッタで、該シャッタ18は、減衰力可変機構17の開口面積調整部材を構成するものである。シャッタ18は、コントロールロッド19の下端側に一体回転するように設けられ、コントロールロッド19と一緒にピストンロッド15のシャッタ装入穴15A内で回動される。コントロールロッド19は、ピストンロッド15のロッド挿入穴15B内に挿通して設けられ、その上端側がアクチュエータ20の出力軸(図示せず)に連結されている。

【0031】

シャッタ18の内周側は、軸方向に延びる内孔18Aとなり、その下端側は後述するハウジング25内の上側室Cと常時連通している。また、シャッタ18には、ピストンロッド15の油孔15Cに内孔18Aを常時連通させる径方向の連通路18Bと、該連通路18Bからシャッタ18の軸方向に離間しシャッタ18の外周面に形成された油通路としての油溝18Cとが設けられている。油溝18Cはシャッタ18の軸方向に延び、その下端側は、ピストンロッド15の油孔15Fに常時連通している。また、油溝18Cの上端側は、シャッタ18の回動操作に応じてピストンロッド15の油孔15D, 15E等のいずれかに選択的に連通, 遮断される。

10

【0032】

ここで、シャッタ18の内孔18Aと油溝18Cとは、内筒11内のロッド側油室Aとボトム側油室Bとの間で互いに並列な2つの通路を構成している。2つの通路のうち第1通路100は、ピストンロッド15の油孔15D, 15E、シャッタ18の油溝18C、ピストンロッド15の油孔15Fおよびポート部材16等により構成される。第1通路100においては、ロッド側油室Aとボトム側油室Bとの間で油液が油溝18Cを流通するときに、シャッタ18の回動操作(例えば、油孔15D, 15E等の開口面積)に応じた減衰力が発生する。ピストンロッド15の油孔15D, 15Eは、アクチュエータ20によりシャッタ18を介して減衰力が調整可能な減衰力発生部を構成している。

20

【0033】

この場合、第1通路100は、ピストンロッド15の油孔15D, 15E、シャッタ18の油溝18C、ピストンロッド15の油孔15Fおよびポート部材16等により構成されており、伸び側と縮み側とで共通な同一の通路として形成される。これにより、内筒11内のロッド側通路Aとボトム側通路Bとを連通、遮断する流路(通路)の構造を単純化して簡素化することができる。

30

【0034】

一方、第2通路101は、ピストンロッド15の油孔15C、シャッタ18の連通路18B、内孔18Aおよび後述の上側室C等により構成される。第2通路101は、第1通路100側の前記減衰力発生部(油孔15D, 15E)をバイパスするバイパス通路でもある。第2通路101においては、ロッド側油室Aとボトム側油室Bとの間で油液がシャッタ18の内孔18A内を流通するときに、シャッタ18の回動位置に拘わりなく、後述の周波数感応部24により減衰力特性が可変に制御される。

【0035】

また、ピストンロッド15のシャッタ装入穴15A内には、シャッタ18の上側(軸方向の他側)に位置して筒状のガイド部材21とシール部材22とが設けられ、シャッタ18の下側(軸方向の一方側)には、前記第2通路101の一部を構成する筒体23が設けられている。シール部材22は、シャッタ装入穴15Aとコントロールロッド19との間から油液が外部に漏洩するのを阻止するものである。前記筒体23は、シャッタ18がシャッタ装入穴15Aから下方に脱落するのを防ぐ脱落防止部材を構成している。

40

【0036】

24はピストンロッド15の下端側に設けられた周波数感応部で、該周波数感応部24は、図2に示すように、ピストンロッド15と一体に内筒11内を変位する筒状のハウジング25と、該ハウジング25内に相対変位可能に設けられた後述のフリーピストン28、リング29, 30とを含んで構成されている。

【0037】

50

ハウジング 25 は、ピストンロッド 15 の下端側に螺合して設けられた蓋部材としての蓋付ナット 26 と、有底筒状体 27 とにより構成されている。蓋付ナット 26 は、ピストンロッド 15 の下端側外周に螺着された内側ナット部 26A と、該内側ナット部 26A の上端側から径方向外向きに延びた環状蓋部 26B と、該環状蓋部 26B の外周側から下向きに垂下され内周面がフリーピストン 28 に対するガイド面となった外側の筒状垂下部 26C とにより構成されている。筒状垂下部 26C の下端面は、後述のリング 29 が接触するハウジング接触面を構成する。

【0038】

有底筒状体 27 は、上端側が蓋付ナット 26 の環状蓋部 26B に外側からカシメ等の手段で固定され内筒 11 内を下向きに延びた筒状部 27A と、該筒状部 27A の下端側を閉塞する環状の底板部 27B とにより構成されている。底板部 27B の中心側には、後述の下側室 D とボトム側油室 B とを連通させる連通孔 27C が形成されている。

10

【0039】

筒状部 27A の内周側には、後述のリング 30 が接触するハウジング接触面としての傾斜円弧面 27D が形成され、この傾斜円弧面 27D は、後述するフリーピストン 28 の移動方向（即ち、軸方向）に対して傾斜した面で、かつ曲面を有する面を構成している。ここで、傾斜円弧面 27D は、フリーピストン 28 が下向きに変位するとき後述の環状凸部 28A との間でリング 30 を弾性的に圧縮変形させ、このときの抵抗力によりフリーピストン 28 のストロークエンドに向けた変位を抑制する機能を有している。

【0040】

20

28 はハウジング 25 内に摺動可能に設けられたフリーピストンで、該フリーピストン 28 は、図 2 に示す如く有底筒状のピストンとして形成され、その外周側には軸方向の中間位置から径方向外向きに突出する環状凸部 28A が設けられている。フリーピストン 28 は、軸方向の一側となる下端側が有底筒状体 27 の筒状部 27A 内に変位可能に挿嵌され、軸方向の他側となる上端側が蓋付ナット 26 の筒状垂下部 26C 内に変位可能に挿嵌されている。

【0041】

ハウジング 25 内を軸方向に相対変位するフリーピストン 28 は、蓋付ナット 26 の環状蓋部 26B と有底筒状体 27 の底板部 27B とに当接することによって、上、下方向のストロークエンドが規定される。フリーピストン 28 は、ハウジング 25 内（即ち、第 2 通路 101）を上流側、下流側の 2 室である上側室 C と下側室 D とに区画している。即ち、第 2 通路 101 の一部を構成するハウジング 25 内は、フリーピストン 28 により上側室 C と下側室 D とに画成されている。

30

【0042】

ここで、第 2 通路 101 は、フリーピストン 28 によって閉塞されており、ロッド側油室 A とボトム側油室 B 間で油液が置換する流れは生じない。しかし、フリーピストン 28 がハウジング 25 内で上、下に相対移動している間は、ロッド側油室 A の油液が上側室 C に流入、流出し、下側室 D からは同量の油液が有底筒状体 27 の連通孔 27C を介してボトム側室 B 側に流出、流入する。このため、前記第 2 通路 101 側でも、実質的に油液の流れが生じるものである。

40

【0043】

フリーピストン 28 の外周に設けた環状凸部 28A は、その上、下面側が傾斜円弧面 28B、28C として形成され、これらの傾斜円弧面 28B、28C は、後述のリング 29、30 が接触するフリーピストン接触面となっている。傾斜円弧面 28B、28C は、フリーピストン 28 の軸方向に対して傾斜した曲面を有する面を構成している。ここで、フリーピストン 28 の傾斜円弧面 28B は、リング 29 を挟んで筒状垂下部 26C の下端面と軸方向で対向し、傾斜円弧面 28C は、リング 30 を挟んで有底筒状体 27 の傾斜円弧面 27D と軸方向で対向するものである。

【0044】

29、30 は周波数感応部 24 の抵抗要素を構成する弾性体としてのリングで、該 O

50

リング 29, 30 は、ハウジング 25 の筒状部 27 A とフリーピストン 28 の外周面との間に配置され、両者の間を液密にシールしている。ハウジング 25 内の上側室 C と下側室 D とは、リング 29, 30 により互いに封止した状態に保持される。

【0045】

フリーピストン 28 がハウジング 25 内を上向きに変位するときには、筒状垂下部 26 C の下端面とフリーピストン 28 の環状凸部 28 A (傾斜円弧面 28 B) との間でリング 29 が弾性的に圧縮変形される。このときリング 29 は、フリーピストン 28 のストロークエンドに向けた上向き変位に対する抵抗力を発生する。また、フリーピストン 28 がハウジング 25 内を下向きに変位するときには、筒状部 27 A 側の傾斜円弧面 27 D とフリーピストン 28 の環状凸部 28 A (傾斜円弧面 28 C) との間でリング 30 が弾性的に圧縮変形される。このときリング 30 は、フリーピストン 28 のストロークエンドに向けた下向き変位に対する抵抗力を発生する。

10

【0046】

図 2 に示す如く内筒 11 内に位置してピストンロッド 15 の下端側に設けられた周波数感応部 24 は、車両走行時の高周波の振動に対してハウジング 25 内でフリーピストン 28 が軸方向に相対変位することにより、例えばシャッタ 18 の連通路 18 B を流通する油液の量が少なくなるので、発生する減衰力を低減する機能を有している。

【0047】

なお、本発明に用いることが可能な緩衝器は、周波数感応部とアクチュエータによる減衰力調整部を有しているものであればよく、周波数感応部は、フリーピストン 28 をコイルバネで支持するものであってもよく、また、フリーピストンによって、ロッド側油室 A とボトム側油室 B とを連通遮断するタイプのものであってもよい。また、アクチュエータによる減衰力調整部は、回転式のシャッタ 18 の例を示したが、上下方向に移動するものでもよく、また、パイロット制御型の減衰弁であってもよい。さらに、アクチュエータによる減衰力調整部は、外筒の側面に取り付けられるタイプであってもよい。さらに、上記緩衝器は複筒式の緩衝器を例に説明したが、モノチューブの緩衝器であってもよい。

20

【0048】

31 は車体 1 に設けられたばね上側の上下加速度センサ (以下、G センサ 31 という) で、該 G センサ 31 は、ばね上側となる車体 1 側で上、下方向の振動加速度を検出するものである。なお、本実施の形態にあつては、後述の CAN 32 からの車両運転情報や他の機器やセンサからの情報がコントローラ 37 に入力されるため、1 台の車体 1 に対して 1 個の G センサ 31 を設けるだけでよい。しかし、例えば合計 3 個の G センサ 31 を車体 1 に設ける構成としてもよい。この場合、G センサ 31 は、各前輪 2 側の緩衝器 6 の上端側 (ロッド突出端側) 近傍となる位置で車体 1 に取付けられると共に、左、右の後輪 3 間の中間位置でも車体 1 に取付けられる。

30

【0049】

32 は車体 1 に搭載されたシリアル通信部としての CAN を示し、該 CAN 32 は、車両に搭載された多数の電子機器とコントローラ 37 との間で車載向けの多重通信を行うものである。この場合、CAN 32 に送られる車両運転情報としては、例えば操舵角センサ 33、ブレーキ状態検出器 34、アクセルセンサ 35 および車輪速センサ 36 等からの検出信号 (情報) が挙げられる。

40

【0050】

操舵角センサ 33 は、図 1 中に示すように、車体 1 の運転席に近い位置に配置され、車両のステアリング操作を検出するものである。即ち、操舵角センサ 33 は、車両のステアリングハンドル (図示せず) の操作量を検出し、その検出信号を CAN 32 から後述のコントローラ 37 に出力する。また、車体 1 には、ブレーキ状態検出器 34、アクセルセンサ 35 および車輪速センサ 36 等が設けられている。

【0051】

ブレーキ状態検出器 34 は、例えばブレーキペダル (図示せず) の踏込み操作を検出したり、自動ブレーキによる制動状態を検出する。アクセルセンサ 35 は、例えばアクセル

50

ペダル（図示せず）の踏込み操作を検出する。車輪速センサ 36 は、例えば左、右の前輪 2 と左、右の後輪 3 とにそれぞれ近接して設けられ、各車輪の回転速度を車速として検出するものである。

【0052】

37 はマイクロコンピュータ等によって構成される制御手段としてのコントローラで、該コントローラ 37 は、図 1 に示すように、入力側が G センサ 31 および CAN 32 等に接続され、出力側は各緩衝器 6(9) のアクチュエータ 20 等に接続されている。コントローラ 37 は、G センサ 31 から車体 1 側の上、下振動を読み込み、CAN 32 からは、操舵角センサ 33、ブレーキ状態検出器 34、アクセルセンサ 35 および車輪速センサ 36 等から各種の検出信号をシリアル通信により読み込む。

10

【0053】

コントローラ 37 は、ROM、RAM、不揮発性メモリ等からなる記憶部（図示せず）と、車両の運動としての上、下方向の振動を推定する車体振動推定部 38 と、ばね上制振制御部 39、操縦安定制御部 40、車速感応制御部 41 および制御指令演算部 42 とを含んで構成されている。即ち、コントローラ 37 は、G センサ 31 および CAN 32 からのセンサ情報より車体振動推定部 38 で車体 1 の振動を推定し、操縦安定制御部 40 では車両の操舵状態を推定する。車速感応制御部 41 では車両の走行状態を推定する。

【0054】

制御指令演算部 42 は、互いに並列に接続されたばね上制振制御部 39、操縦安定制御部 40 および車速感応制御部 41 からの制御信号に従って、各緩衝器 6(9) のアクチュエータ 20 に出力すべき減衰力指令信号を制御指令値（電流値）として演算処理する。各緩衝器 6(9) のアクチュエータ 20 は、制御指令演算部 42 から出力された電流値（減衰力指令信号）に従ってシャッタ 18 を回動し、これにより、減衰力特性をハードとソフトの間で連続的に、または複数段で可変に制御する。

20

【0055】

コントローラ 37 の車体振動推定部 38 としては、例えば本出願人が先に提案した技術（例えば、特開 2009-83614 号公報、特開 2009-83641 号公報、特開 2009-262926 号公報、特開 2010-083329 号公報等）を利用し、車体 1 の振動（例えば、図 3 に示すばね上速度とピッチレイト）を推定するものである。

【0056】

ばね上制振制御部 39 は、図 3 に示すように、第 1、第 2 のフィルタ部 39A、39B、第 1、第 2 のゲイン乗算部 39C、39D、加算部 39E およびマップ演算部 39F を含んで構成されている。ばね上制振制御部 39 は、車体振動推定部 38 で推定されたばね上速度 V に対し、第 1 のフィルタ部 39A により低周波成分を抽出するフィルタ処理を行う。第 2 のフィルタ部 39B は、車体振動推定部 38 で推定されたピッチレイト P に対し、低周波成分を抽出するフィルタ処理を行う。即ち、第 1、第 2 のフィルタ部 39A、39B は、低周波成分を抽出するフィルタ処理を行うことにより、高周波成分を制御対象から外し、低周波成分に従って減衰力の調整制御を行わせるものである。

30

【0057】

ここで、第 1、第 2 のフィルタ部 39A、39B によるカットオフ周波数は、周波数感応部 24（図 2 参照）のカットオフ周波数以下に設定するのがよい。また、このカットオフ周波数は、ばね上共振を抽出できるように設定するとよい。次に、第 1 のゲイン乗算部 39C は、第 1 のフィルタ部 39A でフィルタ処理を行ったばね上速度に対し、予め決められたゲインを乗算して目標減衰力 F を算出する。第 2 のゲイン乗算部 39D は、第 2 のフィルタ部 39B でフィルタ処理を行ったピッチレイトに対し、予め決められたゲインを乗算して目標減衰力 F を算出する。

40

【0058】

加算部 39E は、第 1、第 2 のゲイン乗算部 39C、39D で算出したそれぞれの目標減衰力 F を加算する。マップ演算部 39F は、加算部 39E で加算した目標減衰力 F に対し、図 3 に示す特性線 43 に従ってマップ演算を行うことにより指令値 I を算出する。こ

50

の場合、通常のスライフック制御であれば、伸縮の行程（相対速度）とばね上速度に応じた目標減衰力の関係から制御量を算出する必要がある。これは、例えば、ばね上が上側に移動している際には、伸び側の減衰力は制振作用となるが、縮み側の減衰力は加振作用となるため、伸び行程であれば目標減衰力となるように信号を出力し、縮み行程であればソフトの減衰力となるように信号を出力する必要がある。しかし、本実施の形態では緩衝器 6（9）を、図 2 に示すように周波数感応部 24 が付設された減衰力調整式油圧緩衝器（即ち、減衰力調整 + 周波数感応緩衝器）により構成しているため、周波数感応部により減衰力の立ち上がりが遅れるなどにより、減衰力による加振作用が緩和されるため、目標減衰力 F を図 3 に示す特性線 43 のマップに代入するだけで指令値 I を算出したものを用いても、制御効果を得ることができ、制御演算を簡素化することができる。

10

【0059】

コントローラ 37 の操縦安定制御部 40 は、操舵角センサ 33 からの操舵角信号と車輪速センサ 36 からの車速信号とより制御量（例えば、横加速度を推定して行う演算式、制御則等に従って制御量）を算出し、算出した制御量を制御指令値として制御指令演算部 42 に出力する。即ち、操縦安定制御部 40 により、横加速度に応じて減衰力を制御するアンチロール制御が行われる。

【0060】

また、操縦安定制御部 40 は、ブレーキ状態検出器 34 やアクセルセンサ 35 からの検出信号により車体 1 の前、後方向加速度を推定し、これに応じて減衰力を制御するアンチダイブスクワット制御を行う機能も有している。一方、車速感応制御部 41 は、車速に

20

【0061】

図 4 に示す特性線 44 は、車両走行時の路面状態を一例として挙げたもので、路面凹凸が大きい悪路とうねり路と複合路とが表されている。複合路とは、車両走行時に低周波の振動と高周波の振動とが重畳して発生する路面状態である。図 4 に示す特性線 45 は、ばね上速度のフィルタ処理値を表し、ばね上制振制御部 39 の第 1 のフィルタ部 39A における出力信号である。特性線 45 に示すように悪路の場合は、低周波成分を抽出（フィルタ処理）することにより予め決められた不感帯の範囲内に収まる信号となっている。これに対して、うねり路と複合路とでは、低周波成分を抽出した状態でも不感帯の範囲を越

30

【0062】

図 4 中の特性線 46 は、第 1 のフィルタ部 39A から出力されるばね上速度（特性線 45 によるフィルタ処理値）に対し、第 1 のゲイン乗算部 39C でゲインを乗算して目標減衰力 F を算出した指令値の特性を表している。特性線 46 による指令値は、例えば時間 $T1$ までは目標減衰力がソフト特性となり、時間 $T1 \sim T2$ の間と時間 $T3 \sim T4$ の間

40

【0063】

従って、ばね上制振制御部 39 から出力される指令値は、図 4 に示す特性線 46 のように、車両走行時の路面が悪路の場合には乗り心地をよくするため、ソフトな特性の低減衰力を維持し、乗り心地を悪化させない制御を行う。また、うねり路では、例えば時間 $T1 \sim T2$ の間と時間 $T3 \sim T4$ の間でハードな特性に切換えることにより減衰力を高めることで、ばね上の変位を抑制でき、車体 1 側のフワつきを抑えることができる。

【0064】

低周波の振動と高周波の振動とが重畳した複合路では、例えば時間 $T5$ までソフトな特性に維持し、時間 $T5 \sim T6$ の間と時間 $T7 \sim T8$ の間にハードな特性に切換えて減衰力を高める制御を行う。このような場合、従来技術の制御では乗り心地の悪化を防止するた

50

め、減衰力をソフトとハードの中間（ミディアム）な特性に設定していた。しかし、本実施の形態では、緩衝器 6，9 に周波数感応部 24 を付設することにより、高周波の振動に対して周波数感応部 24 によりアクチュエータ等を用いることなく減衰力を低減できるため、時間 T5 ~ T6 の間と時間 T7 ~ T8 の間に高減衰力に設定することができ、制御の簡素化を図って低コストシステムとすることができる。

【0065】

第 1 の実施の形態によるサスペンション装置は、上述の如き構成を有するもので、次に、その作動について説明する。

【0066】

まず、緩衝器 6，9 を車両に実装するときには、ピストンロッド 15 の上端側が車両の車体 1 側に取付けられ、前記外筒のボトム側が車輪（前輪 2，後輪 3）側に取付けられる。車両の走行時には、路面の凹凸等により上，下方向の振動が発生すると、各緩衝器 6，9 は、ピストンロッド 15 が内筒 11 から伸長、縮小するように変位し、伸長側のディスクバルブ 13，14 と、シャッタ 18 およびアクチュエータ 20 等からなる減衰力可変機構 17 と、周波数感応部 24 とにより減衰力を発生することができ、車両の振動を緩衝することができる。

【0067】

即ち、ピストンロッド 15 の伸長行程では、ピストン 12 が内筒 11 内を上向きに摺動変位し、ロッド側油室 A 内がボトム側油室 B よりも高圧となるので、ロッド側油室 A 内の油液がピストン 12 の油路 12 A から環状凹部 12 C 内に流入する。この流入油は、伸長側のディスクバルブ 13 に設けた切欠き（図示せず）等を介してボトム側油室 B に流通することにより予め決められた減衰力を発生する。この状態で、ピストンロッド 15 の伸長速度が速くなり、油室 A，B 間の圧力差がリリーフ設定圧を越えるようになると、ディスクバルブ 13 が環状弁座 12 D から離座して開弁し、所定の伸長側減衰力を発生することができる。

【0068】

また、第 1 通路 100 においては、ロッド側油室 A の油液がピストンロッド 15 の油孔 15 C，15 D，15 E を介してシャッタ 18 内へと流れる。シャッタ 18 の油溝 18 C が油孔 15 D と連通しているときには、ロッド側油室 A の油液が油孔 15 D、油溝 18 C、油孔 15 F およびポート部材 16 を介してボトム側油室 B に流通し、このときには相対的にソフトな減衰力を発生できる。また、シャッタ 18 の油溝 18 C が油孔 15 E と連通しているときには、ロッド側油室 A の油液が油孔 15 E、油溝 18 C、油孔 15 F およびポート部材 16 を介してボトム側油室 B に流通し、このときには、オリフィス径の小さい油孔 15 E により相対的にハードな減衰力を発生することができる。

【0069】

第 2 通路 101 においては、ロッド側油室 A からピストンロッド 15 の油孔 15 C、シャッタ 18 の連通路 18 B、内孔 18 A を介して周波数感応部 24 の上側室 C へと流れた油液が、ハウジング 25（有底筒状体 27）内でフリーピストン 28 をリング 30 に抗して下向きに変位させる力を発生する。そして、ハウジング 25 内でフリーピストン 28 が下向きに変位したとき（振動周波数が高周波のとき）には、例えばシャッタ 18 の連通路 18 B 等を油液が流通することにより、ソフトな減衰力を発生させて緩衝器 6（9）が発生する減衰力を全体として低減することができる。

【0070】

また、ピストンロッド 15 の縮小行程では、ピストン 12 が内筒 11 内を下向きに摺動変位し、ボトム側油室 B 内がロッド側油室 A よりも高圧になるので、ボトム側油室 B 内の油液がピストン 12 の油路 12 B から環状凹部 12 E 内に流入する。この流入油は、縮小側のディスクバルブ 14 に設けた切欠き（図示せず）等を介してロッド側油室 A に流通することにより予め決められた減衰力を発生する。この状態で、ピストンロッド 15 の縮小速度が速くなり、油室 A，B 間の圧力差がリリーフ設定圧を越えるようになると、ディスクバルブ 14 が環状弁座 12 F から離座して開弁し、所定の縮小側減衰力を発生すること

10

20

30

40

50

ができる。

【 0 0 7 1 】

また、第 1 通路 1 0 0 においては、ボトム側油室 B の油液がポート部材 1 6 側からピストンロッド 1 5 の油孔 1 5 F を介してシャッタ 1 8 の油溝 1 8 C 内へと流れる。シャッタ 1 8 の油溝 1 8 C が油孔 1 5 D と連通しているときには、油溝 1 8 C から油孔 1 5 D を介してロッド側油室 A に流れる油液により相対的にソフトな減衰力を発生することができる。また、シャッタ 1 8 の油溝 1 8 C が油孔 1 5 E と連通しているときには、油溝 1 8 C から油孔 1 5 E を介してロッド側油室 A に流れる油液により相対的にハードな減衰力を発生することができる。

【 0 0 7 2 】

さらに、第 2 通路 1 0 1 においては、ピストンロッド 1 5 の縮小行程で、ボトム側油室 B 内の油液が周波数感应部 2 4 の下側室 D 内へとハウジング 2 5 (有底筒状体 2 7) の連通路 2 7 C を介して流入する。下側室 D 内に流入した油液は、ハウジング 2 5 内でフリーピストン 2 8 を Oリング 2 9 に抗して上向きに変位させる力を発生する。ハウジング 2 5 内でフリーピストン 2 8 が上向きに変位したとき(振動周波数が高周波のとき)には、ハウジング 2 5 内の上側室 C からシャッタ 1 8 の内孔 1 8 A、連通路 1 8 B、油孔 1 5 C を介してロッド側油室 A に油液が流出し、例えば連通路 1 8 B 等を油液が流通することにより、ソフトな減衰力を発生させて緩衝器 6 (9) が発生する減衰力を全体として低減することができる。

【 0 0 7 3 】

ここで、第 1 の実施の形態によれば、左、右の前輪サスペンション 4 の緩衝器 6 と左、右の後輪サスペンション 7 の緩衝器 9 とを、図 2 に示すように周波数感应部 2 4 が付設された減衰力調整式油圧緩衝器(即ち、減衰力調整 + 周波数感应緩衝器)により構成し、減衰力可変機構 1 7 のアクチュエータ 2 0 を駆動制御するコントローラ 3 7 は、車体 1 側の上下振動が低周波のときには、その上下振動に応じて減衰力可変機構 1 7 (シャッタ 1 8) による減衰力をソフトとハードとの間で可変に調整し、前記振動が前記低周波よりも高周波のときには、前記減衰力の調整制御を行わない構成としている。

【 0 0 7 4 】

これにより、例えば図 4 中の特性線 4 4 ~ 4 6 に示すように、低周波の振動と高周波の振動とが重畳した複合路でも、例えば時間 T5 までソフトな特性に維持し、時間 T5 ~ T6 の間と時間 T7 ~ T8 の間にハードな特性に切換えて減衰力を高める制御を行うだけで、車両の乗り心地を確保することができ、減衰力の制御処理を簡素化することができる。

【 0 0 7 5 】

このような場合、従来技術の制御では乗り心地の悪化を防止するため、減衰力をソフトとハードの中間(ミディアム)な特性に設定していた。しかし、本実施の形態では、緩衝器 6, 9 に周波数感应部 2 4 を付設することにより、高周波の振動に対して周波数感应部 2 4 で減衰力を低減できるため、時間 T5 ~ T6 の間と時間 T7 ~ T8 の間に高減衰力に設定することができ、その制御処理を単純にして簡素化を図ることができる。

【 0 0 7 6 】

図 5 に示す特性線 4 7 ~ 5 0 は、従来品のサスペンション装置(特性線 4 7 ~ 4 9)と本実施の形態によるサスペンション装置(実線で示す特性線 5 0)との乗り心地を比較するためのシミュレーション結果である。シミュレーションモデルは、車両モデルとしてばね上とばね下の振動を考慮したモデルを用いている。本実施の形態によるサスペンション装置の緩衝器 6, 9 は、周波数感应部 2 4 が付設された減衰力調整式油圧緩衝器(即ち、減衰力調整 + 周波数感应緩衝器)を油圧モデルで構築したモデルである。

【 0 0 7 7 】

従来品のサスペンション装置のうち、減衰力調整機能を持たない緩衝器の特性を点線の特性線 4 7 で示し、スカイフック制御を行うセミアクティブサスペンション(以下、セミアクティブという)の特性を二点鎖線の特性線 4 8 で示し、従来の減衰力調整式油圧緩衝器の特性を一点鎖線の特性線 4 9 で示している。図 5 に示す特性線 4 7 ~ 5 0 は、車両走

10

20

30

40

50

行時の振動周波数 f (Hz) に対するばね上加速度のパワースペクトル密度 PSD (dB) の特性をそれぞれ表している。

【 0 0 7 8 】

これにより、振動周波数 f が 1 Hz 前、後のばね上共振周波数領域では、点線で示す特性線 4 7 のように標準ダンパのばね上加速度が大きい。これに対し、これ以外のサスペンション装置（二点鎖線の特性線 4 8 で示すスカイフック制御のセミアクティブ、一点鎖線で示す特性線 4 9 の減衰力調整式油圧緩衝器、実線で示す特性線 5 0 の緩衝器 6 , 9 ）では、1 Hz 前、後のばね上共振周波数領域においてばね上加速度に差がなく、変位抑制に関しては差がないことがわかる。

【 0 0 7 9 】

振動周波数 f が 2 ~ 8 Hz のヒョコ領域では、二点鎖線で示す特性線 4 8 のようにスカイフック制御のセミアクティブが最もばね上加速度、振動レベルが小さい。本実施の形態による緩衝器 6 , 9 についても、実線で示す特性線 5 0 のようにばね上加速度、振動レベルが小さく、標準ダンパ（点線で示す特性線 4 7 ）、減衰力調整式油圧緩衝器（一点鎖線で示す特性線 4 9 ）に比較して小さく抑えることができている。

【 0 0 8 0 】

振動周波数 f が 8 Hz 以上の周波数領域においては、本実施の形態による緩衝器 6 , 9 （実線で示す特性線 5 0 ）がセミアクティブ（二点鎖線で示す特性線 4 8 ）に対して同等以上の制振効果を発揮しており、標準ダンパ（点線で示す特性線 4 7 ）、減衰力調整式油圧緩衝器（一点鎖線で示す特性線 4 9 ）と比較すると、周波数が 5 Hz までは同等であるが、それ以上の領域では振動レベルを大幅に低減できており、制振効果が高いことがわかる。

【 0 0 8 1 】

かくして、本実施の形態によれば、左、右の前輪サスペンション 4 の緩衝器 6 と左、右の後輪サスペンション 7 の緩衝器 9 とを、周波数感応部 2 4 が付設された減衰力調整式油圧緩衝器（即ち、減衰力調整 + 周波数感応緩衝器）により構成し、減衰力可変機構 1 7 のアクチュエータ 2 0 を駆動制御するコントローラ 3 7 は、走行時の振動周波数のうち低周波の振動に特化して制御を行う構成としている。

【 0 0 8 2 】

これにより、従来技術の減衰力調整（ダンパ装置）で課題となっていた悪路における乗り心地を、フワ抑制を犠牲にすることなく、改善することができる。また、スカイフック制御を用いた周波数感応部を持たないセミアクティブに対しても、緩衝器 6 , 9 は、ほぼ同等の乗り心地を確保することができ、ばね下情報の検出や算出を行わない簡素なシステムを用いることにより、制振効果を高めて乗り心地の確保を実現することができる。

【 0 0 8 3 】

即ち、前、後輪側の各緩衝器 6 , 9 には、減衰力可変機構 1 7 に周波数感応部 2 4 の機能を組合せることにより、スカイフック制御を用いた周波数感応部を持たないセミアクティブサスペンションよりも簡素で、かつ低コストで高性能なコストパフォーマンスの高いサスペンション装置を実現することができる。コントローラ 3 7 による制御処理は、高周波入力に対する対応を、緩衝器 6 , 9 のうち周波数感応部 2 4 に任せればよいので、ばね上の加速度の低周波成分やばね上速度の大きさに応じて、図 4 中の特性線 4 6 に示す如く、指令値がソフトからハードへと大きくなるように制御すればよい。

【 0 0 8 4 】

このため、車両走行時の振動周波数のうち高周波域での切換え回数（減衰力調整の回数）を低減でき、装置全体の耐久性を向上することができる。また、ばね下情報の検出や推定が必要ではないため、センサ入力ポートの削減やマイコン性能の低減、ECU回路の簡素化を図ることができ、製造コストを下げるができる。しかも、このようなシステムと制御にすることにより、従来システムで課題となっていたフワつきの低減と高周波域での乗り心地の確保との両立を低コストなシステムで実現することができる。

【 0 0 8 5 】

10

20

30

40

50

なお、上記第1の実施の形態では、ソフトとハードの間で、減衰力を制御する例を示したが、従来のスカイフック制御と同様にばね上速度をフィルタ処理した値に応じて、リアに減衰力を切換えてもよい。

【0086】

次に、図6は本発明の第2の実施の形態を示し、第2の実施の形態の特徴は、車両の運動として車体の姿勢を安定させる制御を行う構成としたことにある。なお、第2の実施の形態では、前述した第1の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

【0087】

ここで、本実施の形態で採用したコントローラ61は、第1の実施の形態で述べたコントローラ37とほぼ同様に構成され、その出力側は、左、右の前輪サスペンション4の緩衝器6と左、右の後輪サスペンション7の緩衝器9とのアクチュエータ20に接続されている。各緩衝器6(9)は、周波数感応部24が付設された減衰力調整式油圧緩衝器(即ち、減衰力調整+周波数感応緩衝器)により構成されている。しかし、この場合のコントローラ61は、姿勢変化検出部62と制御量算出部63とを含んで構成されている点で第1の実施の形態とは異なっている。

【0088】

コントローラ61の入力側に接続されるセンサ情報部64は、例えばGセンサ31、操舵角センサ33(図1参照)、車高センサ、ブレーキ状態検出器34、アクセルセンサ35および車輪速センサ36(図1参照)からの検出信号等を含んで構成される。また、センサ情報部64は、エンジンによる駆動力、ブレーキの制動力を検出した信号も含むと共に、車載のカメラ、カーナビゲーションからの情報も含んで構成される。また、コントローラ61の入力側に接続されるその他の情報部65としては、モードスイッチ(例えば、スポーツモードと通常モードとの選択スイッチ)等が含まれる。

【0089】

姿勢変化検出部62は、車両の運動であるロール、ピッチ、ヒープの少なくともいずれか一つを検出する姿勢変化検出手段を構成し、センサ情報部64からの情報に基づいて車体1の姿勢変化(例えば、ロール、ピッチ、ヒープの状態)を検出したり、予測したり、推定したりするものである。即ち、姿勢変化検出部62は、操作状態検出手段(例えば、操舵角、アクセル、ブレーキ、駆動力の検出信号、制動力の検出信号等)により車両の姿勢変化を予測する場合も含まれるものである。

【0090】

制御量算出部63は、姿勢変化検出部62から出力される姿勢変化信号に従って車体1の姿勢変化(即ち、ロール、ピッチ、ヒープ等)を抑え、車体1側の姿勢を安定させるように、左、右の前輪2側の緩衝器6と左、右の後輪3側の緩衝器9との減衰力を調整する制御信号を算出し、これを指令値として各緩衝器6(9)のアクチュエータ20に出力するものである。

【0091】

かくして、このように構成される第2の実施の形態でも、コントローラ61による制御処理は、高周波入力に対する対応を各緩衝器6,9の周波数感応部24に任せればよく、前述した第1の実施の形態とほぼ同様の作用効果を得ることができる。特に、第2の実施の形態では、車両の低周波の運動である姿勢変化(例えば、ロール、ピッチ、ヒープ等)を抑え、車体1側の姿勢を安定させることができ、低コストシステムにて悪路での乗り心地の悪化防止とフワつき抑制を両立することができる。

【0092】

次に、図7は本発明の第3の実施の形態を示し、第3の実施の形態の特徴は、車両の運動としての車体の上下振動を振動検出手段で検出し、その検出信号(振動周波数)に応じて減衰力を調整する制御を行う構成としたことにある。なお、第3の実施の形態では、前述した第1の実施の形態と同一の構成要素に同一の符号を付し、その説明を省略するものとする。

【 0 0 9 3 】

ここで、本実施の形態で採用したコントローラ 7 1 は、第 1 の実施の形態で述べたコントローラ 3 7 とほぼ同様に構成され、その出力側は、左、右の前輪サスペンション 4 の緩衝器 6 と左、右の後輪サスペンション 7 の緩衝器 9 とのアクチュエータ 2 0 に接続されている。各緩衝器 6 (9) は、周波数感応部 2 4 が付設された減衰力調整式油圧緩衝器 (即ち、減衰力調整 + 周波数感応緩衝器) により構成されている。しかし、この場合のコントローラ 7 1 は、制御ゲイン調整部 7 2、積分器 7 3、ゲイン乗算部 7 4 および掛算器 7 5 を含んで構成されている点で第 1 の実施の形態とは異なっている。

【 0 0 9 4 】

コントローラ 7 1 は、振動検出手段として G センサ 3 1 から車体 1 側の上、下振動を読み込み、その振動周波数を算出する。ここで、振動周波数の算出には、ローパスフィルタ (図示せず) を用いて低周波成分と高周波成分とを分離し、その値の大きさに応じて周波数を検出してもよいし、振動の周期から周波数を算出してもよい。また、FFT 解析等の手段を用いて周波数を算出してもよい。このように検出される振動周波数は、制御ゲイン調整部 7 2 に入力される。

10

【 0 0 9 5 】

制御ゲイン調整部 7 2 は、図 7 中に示す特性線 7 2 A に従って制御ゲイン (0 g a i n 1) を出力する。即ち、入力された振動周波数が低周波のときには制御ゲイン調整部 7 2 から、例えば制御ゲイン「 1 」を出力し、前記低周波よりも高周波のときには、例えば「 1 」より小さい制御ゲインを特性線 7 2 A に従って出力する。入力された振動周波数が所定の高周波以上になると、例えば制御ゲインは「 0 」となり、このときには後述の如く目標減衰力の指令値 (例えば、電流値) が零に制御される。

20

【 0 0 9 6 】

コントローラ 7 1 の積分器 7 3 は、G センサ 3 1 の信号 (上、下方向の振動加速度) を積分して上、下方向の絶対速度 (速度信号) を算出する。ゲイン乗算部 7 4 は、その速度信号にゲインを乗算して目標減衰力を算定する。次に、掛算器 7 5 は、制御ゲイン調整部 7 2 から出力される制御ゲイン (0 g a i n 1) とゲイン乗算部 7 4 で算定した目標減衰力とを掛算し、制御ゲインに応じた最終的な目標減衰力としての指令値を、例えば各緩衝器 6 (9) のアクチュエータ 2 0 に対して出力する。

【 0 0 9 7 】

かくして、コントローラ 7 1 から出力される最終的な目標減衰力としての指令値は、入力された振動周波数が低周波のときに、制御ゲイン調整部 7 2 による制御ゲインが「 1 」に設定されるので、相対的に大きくなり、前記指令値 (即ち、減衰力調整) のレベルを大きくできる。一方、入力された振動周波数が、前記低周波よりも高周波のときには、制御ゲイン調整部 7 2 による制御ゲインが「 1 」よりも漸次小さくなるので、前記指令値は相対的に小さくなり、減衰力調整のレベルを漸次小さくできる。そして、入力された振動周波数が所定の高周波以上になると、目標減衰力の指令値 (例えば、電流値) が零に制御され、車両の運動 (上下振動) に応じた減衰力調整を行わないようにできる。

30

【 0 0 9 8 】

従って、このように構成される第 3 の実施の形態でも、コントローラ 7 1 による制御処理は、高周波入力に対する対応を各緩衝器 6、9 の周波数感応部 2 4 に任せればよく、前述した第 1 の実施の形態とほぼ同様の作用効果を得ることができる。

40

【 0 0 9 9 】

なお、前記第 1 の実施の形態では、コントローラ 3 7 の入力側に G センサ 3 1 と C A N 3 2 とを接続する場合を例に挙げて説明した。しかし、本発明はこれに限らず、例えば左、右の前輪 2 および左、右の後輪 3 側にそれぞれ設けた合計 4 個の車輪速センサ 3 6 と操舵角センサ 3 3 とをコントローラの入力側に接続する構成としてもよい。この場合、合計 4 個の車輪速センサ 3 6 からの信号により車体 1 のピッチ (ダイブ、スクワット) 状態を検出でき、操舵角センサ 3 3 からの信号により車体 1 のロール状態を検出できる。そして、この点は第 2 の実施の形態についても同様である。

50

【 0 1 0 0 】

また、コントローラの入力側には、例えば前、後の車輪側に設けられた合計 2 個の G センサ 3 1 と、左、右の前輪 2 側にそれぞれ設けられた合計 2 個の車輪速センサ 3 6 と、操舵角センサ 3 3 とを接続する構成としてもよい。また、コントローラの入力側には、例えば左、右の前輪 2 側と左、右の後輪 3 間の中間位置とに設けられた合計 3 個の G センサ 3 1 と、左、右の前輪 2 側にそれぞれ設けられた合計 2 個の車輪速センサ 3 6 と、操舵角センサ 3 3 とを接続する構成としてもよい。

【 0 1 0 1 】

一方、コントローラの入力側には、1 個の車高センサと、左、右の前輪 2 側にそれぞれ設けられた合計 2 個の車輪速センサ 3 6 と、操舵角センサ 3 3 とを接続する構成としてもよい。また、コントローラの入力側には、例えば前輪 2 側と後輪 3 側とに設けられた合計 2 個の車高センサと、左、右の前輪 2 側にそれぞれ設けられた合計 2 個の車輪速センサ 3 6 と、操舵角センサ 3 3 とを接続する構成としてもよい。

10

【 0 1 0 2 】

また、コントローラの入力側には、例えば左、右の前輪 2 側と後輪 3 側とに設けられた合計 3 個の車高センサと、左、右の前輪 2 側にそれぞれ設けられた合計 2 個の車輪速センサ 3 6 と、操舵角センサ 3 3 とを接続する構成としてもよい。さらに、コントローラの入力側には、例えば左、右の前輪 2 側と左、右の後輪 3 側とに設けられた合計 4 個の車高センサと、左、右の前輪 2 側にそれぞれ設けられた合計 2 個の車輪速センサ 3 6 と、操舵角センサ 3 3 とを接続する構成としてもよい。

20

【 0 1 0 3 】

次に、上記の実施の形態に含まれる発明について記載する。即ち、本発明によると、低周波の運動は、車両の運動であるロール、ピッチ、ヒープの少なくともいずれかである構成としている。これにより、低周波の運動である車両のロール、ピッチ、ヒープ等の姿勢変化を抑え、車体側の姿勢を安定させることができ、低コストシステムにて悪路での乗り心地の悪化防止とフワつき抑制を両立することができる。

【 0 1 0 4 】

本発明によると、前記車両のロール、ピッチ、ヒープを検出する姿勢変化検出手段は、ドライバーの操作を検出する操作状態検出手段により構成している。この場合には、操作状態検出手段（例えば、操舵角、アクセル、ブレーキ、駆動力の検出信号、制動力の検出信号等）により車両の姿勢変化を予測、推定することができる。

30

【 0 1 0 5 】

本発明によると、運動状態を車両の上下振動とし、コントローラは、前記車両の上下振動が低周波のとき、車両の上下振動に応じて減衰力を調整し、前記車両の上下振動が前記低周波よりも高周波のときは、前記減衰力調整のレベルを前記低周波のときよりも小さくする構成としている。

【 0 1 0 6 】

本発明によると、運動状態を車両の上下振動とし、コントローラは、前記車両の上下振動のうち予め決められた低周波のときに、車両の上下振動に応じた減衰力調整を行う構成としている。

40

【 0 1 0 7 】

本発明によると、車両の車体側と車輪側との間に設けられアクチュエータにより減衰力を調整可能な緩衝器と、前記アクチュエータを調整するコントローラとからなるサスペンション装置において、前記緩衝器には高周波の振動に対して減衰力を低減する周波数感応部を設け、前記車両には当該車両のロール、ピッチ、ヒープのうち少なくともいずれかを検出する姿勢変化検出手段を設け、前記コントローラは、前記姿勢変化検出手段で検出された前記車両の姿勢状態に応じて前記減衰力を調整する構成としている。

【 0 1 0 8 】

本発明によると、サスペンション装置において、前記緩衝器には高周波の振動に対して減衰力を低減する周波数感応部を設け、前記車両には当該車両の振動を検出する振動検出

50

手段を設け、前記コントローラは、前記振動検出手段で検出された前記振動が低周波のときは、前記振動検出手段の検出値に応じて前記減衰力を調整し、前記振動検出手段で検出された前記振動が前記低周波より高周波のときは、前記振動検出手段の検出値に応じた前記減衰力調整のレベルを小さくする構成としている。

【0109】

本発明によると、前記緩衝器は、前記アクチュエータにより調整可能な減衰力発生部を有し、前記周波数感応部は、前記減衰力発生部をバイパスするバイパス通路と、該バイパス通路中に移動可能に設けられたフリーピストンとを含んでいる。これにより、周波数感応部は、車両走行時の高周波の振動に対してフリーピストンが軸方向に相対移動することにより、緩衝器が発生する減衰力を低減することができる。

10

【0110】

上述の各実施の形態では、アクチュエータが高周波に対応する必要がないため、小型のソレノイドを用いることができ、ピストンロッドに内蔵させることもできる。よって、シリンダ装置としての軸長を短くすることが可能となる。さらには、上述の通り制御を簡素化できるので、センサ数を減らすことが可能であり、車両への取付性も向上する。

【符号の説明】

【0111】

- 1 車体
- 2 前輪
- 3 後輪
- 4 前輪サスペンション
- 5, 8 ばね
- 6, 9 緩衝器(減衰力調整+周波数感応緩衝器)
- 7 後輪サスペンション
- 11 内筒
- 12 ピストン
- 13 伸長側のディスクバルブ
- 14 縮小側のディスクバルブ
- 15 ピストンロッド
- 15D, 15E 油孔(減衰力発生部)
- 17 減衰力可変機構
- 18 シャッタ(開口面積可変部材)
- 18A 内孔(バイパス通路)
- 18B 連通路
- 18C 油溝
- 19 コントロールロッド
- 20 アクチュエータ
- 24 周波数感応部
- 25 ハウジング
- 28 フリーピストン
- 29, 30 Oリング(弾性体、抵抗要素)
- 31 Gセンサ(ばね上側の上下加速度センサ)
- 33 操舵角センサ
- 34 ブレーキ状態検出器
- 35 アクセルセンサ
- 36 車輪速センサ(車速センサ)
- 37, 61, 71 コントローラ(制御手段)
- 38 車体振動推定部
- 39 ばね上制振制御部
- 39A, 39B フィルタ部

20

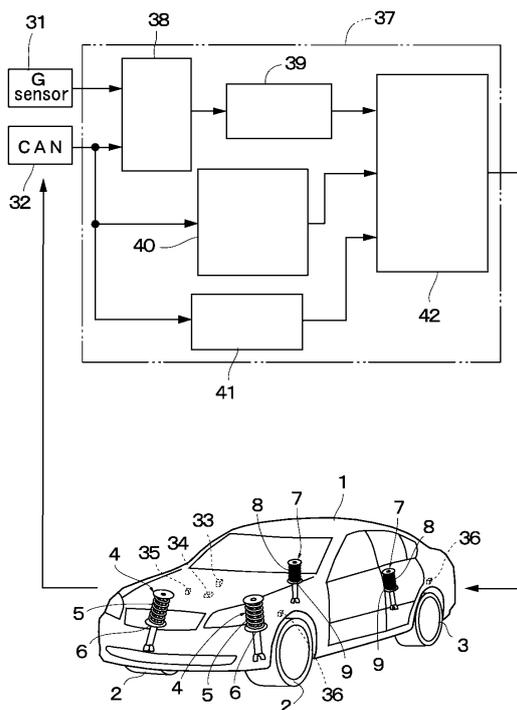
30

40

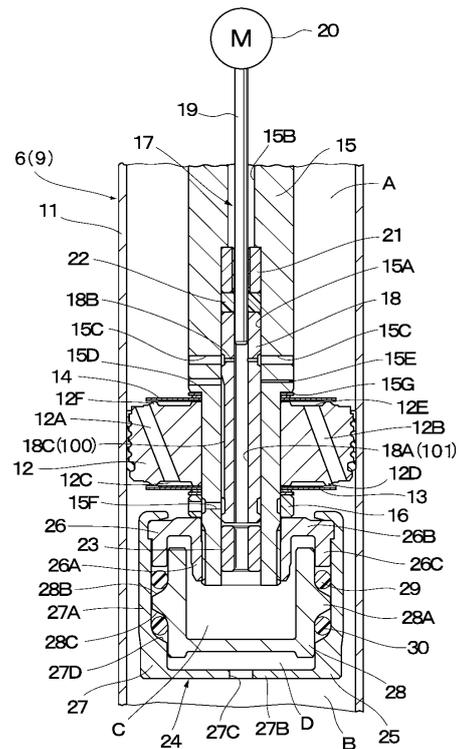
50

- 39C, 39D ゲイン乗算部
- 39E 加算部
- 39F マップ演算部
- 40 操縦安定制御部
- 41 車速感応制御部
- 42 制御指令演算部
- 62 姿勢変化検出部
- 63 制御量算出部
- 72 制御ゲイン調整部
- 73 積分器
- 74 ゲイン乗算部
- 75 掛算器
- 100 第1通路
- 101 第2通路(バイパス通路)
- A ロッド側油室
- B ボトム側油室
- C 上側室
- D 下側室

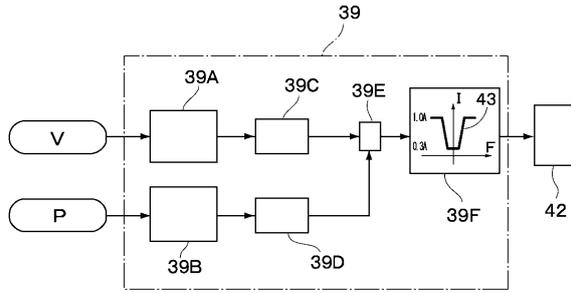
【図1】



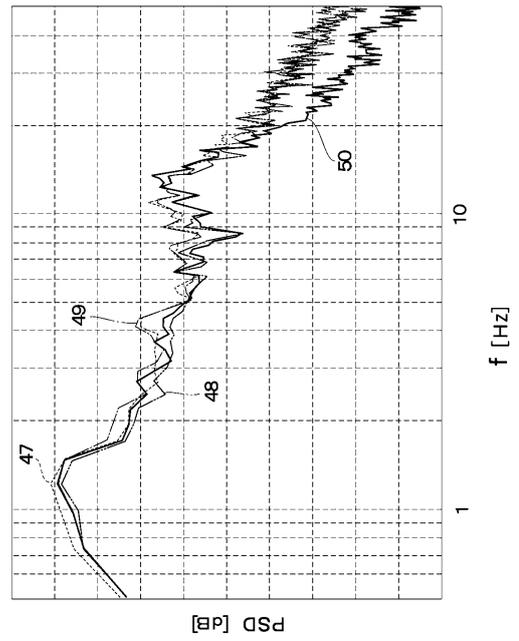
【図2】



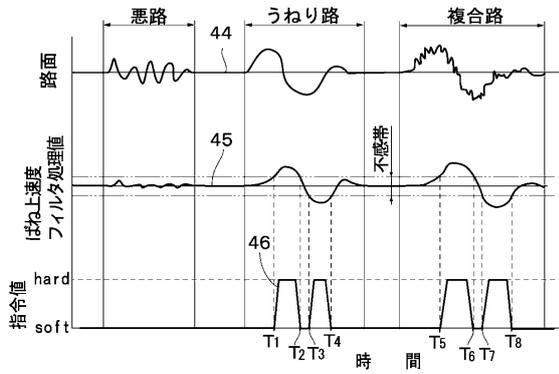
【図3】



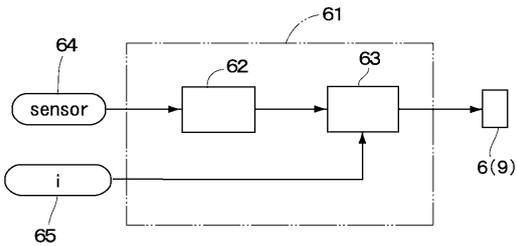
【図5】



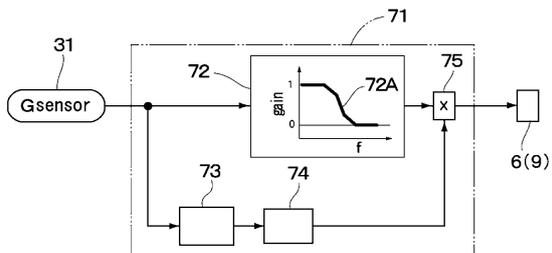
【図4】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

- (72)発明者 一丸 修之
神奈川県川崎市川崎区富士見一丁目6番3号 日立オートモティブシステムズ株式会社内
- (72)発明者 内山 正明
神奈川県綾瀬市小園1116番地 日立オートモティブシステムズ株式会社内

合議体

- 審判長 富岡 和人
審判官 森川 元嗣
審判官 小関 峰夫

- (56)参考文献 特開2008-298227(JP,A)
特開平6-166316(JP,A)
特開平7-172129(JP,A)
特開2006-336816(JP,A)
特開平9-175137(JP,A)
特開平8-132839(JP,A)

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