

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4737222号
(P4737222)

(45) 発行日 平成23年7月27日(2011.7.27)

(24) 登録日 平成23年5月13日(2011.5.13)

(51) Int.Cl.	F 1		
B 6 0 G 17/018 (2006.01)	B 6 0 G	17/018	
B 6 0 G 17/00 (2006.01)	B 6 0 G	17/00	
F 1 6 F 15/03 (2006.01)	F 1 6 F	15/03	G
F 1 6 F 15/02 (2006.01)	F 1 6 F	15/02	B
F 1 6 F 15/04 (2006.01)	F 1 6 F	15/04	A

請求項の数 5 (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2008-108714 (P2008-108714)	(73) 特許権者	000003207
(22) 出願日	平成20年4月18日(2008.4.18)		トヨタ自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2009-255805 (P2009-255805A)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(43) 公開日	平成21年11月5日(2009.11.5)	(74) 代理人	100079669
審査請求日	平成21年4月22日(2009.4.22)		弁理士 神戸 典和
		(74) 代理人	100111394
			弁理士 佐藤 光俊
		(72) 発明者	中村 倫道
			愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		審査官	近藤 利充

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用サスペンションシステム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ばね上部に連結されるばね上部側ユニットと、ばね下部に連結されてばね上部とばね下部との接近離間動作に伴って前記ばね上部側ユニットと相対動作可能なばね下部側ユニットと、電磁モータとを有し、その電磁モータの力に依拠して前記ばね上部側ユニットと前記ばね下部側ユニットとの相対動作に対する力であるアクチュエータ力を発生させる電磁式のアクチュエータと、

前記ばね上部側ユニットと前記ばね下部側ユニットとの一方を、その一方が連結されるばね上部とばね下部との一方に弾性的に支持させるための支持スプリングを有し、それら一方どうしを連結する連結機構と、

前記アクチュエータが発生させるべきアクチュエータ力である目標アクチュエータ力を、定められた制御規則に従って決定する目標アクチュエータ力決定部を有し、その目標アクチュエータ力に基づいて前記アクチュエータが発生させるアクチュエータ力を制御する制御装置と

を備えた車両用サスペンションシステムであって、

前記目標アクチュエータ力決定部が、アクチュエータ力が入力された場合に前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方の前記ばね上部とばね下部との一方に対する変位量が出力される伝達関数である第1伝達関数と、その変位量が入力された場合にばね上部とばね下部との間に実際に作用する力である実作用力が出力される伝達関数である第2伝達関数とを利用し、前記アクチュエータおよび前記連結機構によつてばね上部とばね

下部との間に作用させるべき力である必要作用力と、前記ばね上部とばね下部との一方が変位することによって前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方がもつ慣性力とに基づいて、目標アクチュエータ力を決定するように構成された車両用サスペンションシステム。

【請求項 2】

前記第 1 伝達関数と前記第 2 伝達関数の積である関数の逆数関数として、合成伝達関数が設定されており、

前記目標アクチュエータ力決定部が、前記合成伝達関数を利用して、その合成伝達関数に前記必要作用力を入力して得られる出力値と、前記慣性力とに基づいて、目標アクチュエータ力を決定するように構成された請求項 1 に記載の車両用サスペンションシステム。

10

【請求項 3】

前記目標アクチュエータ力決定部が、前記合成伝達関数に前記必要作用力を入力して得られる出力値と目標アクチュエータ力との差分が前記慣性力に相当するというそれらの出力値と慣性力との関係に従って、目標アクチュエータ力を決定するように構成された請求項 2 に記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 4】

前記連結機構が、

前記支持スプリングと並設され、前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方と前記ばね上部とばね下部との一方との相対動作に対する減衰力を発生させるとともに、それらの相対動作の方向によって減衰係数が異なる構造とされた液圧式のダンパを有し

20

、前記第 1 伝達関数および前記第 2 伝達関数が、前記ダンパの減衰係数に基づいて設定されており、

前記目標アクチュエータ力決定部が、前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方と前記ばね上部とばね下部との一方との相対動作の方向によって、利用する前記第 1 伝達関数および前記第 2 伝達関数を変更するように構成された請求項 1 ないし請求項 3 のいずれか 1 つに記載の車両用サスペンションシステム。

【請求項 5】

前記連結機構が、前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方としての前記ばね下部側ユニットと、前記ばね上部とばね下部との一方としてのばね下部とを連結し、前記支持スプリングが前記ばね下部側ユニットをばね下部に弾性的に支持させるように構成され、

30

前記目標アクチュエータ力決定部が、アクチュエータ力が入力された場合に前記ばね下部側ユニットのばね下部に対する変位量が出力される前記第 1 伝達関数と、その変位量が入力された場合にばね上部とばね下部との間に実際に作用する力である実作用力が出力される前記第 2 伝達関数とを利用し、前記必要作用力と、ばね下部が変位することによって前記ばね下部側ユニットがもつ前記慣性力とに基づいて、目標アクチュエータ力を決定するように構成された請求項 1 ないし請求項 4 のいずれか 1 つに記載の車両用サスペンションシステム。

【発明の詳細な説明】

40

【技術分野】

【0001】

本発明は、電磁式のアクチュエータを含んで構成されるサスペンションシステムに関する。

【背景技術】

【0002】

近年では、車両用サスペンションシステムとして、電磁モータの力に依拠してばね上部とばね下部とに対してそれらが接近・離間する方向の力を発生させる電磁式のアクチュエータを含んで構成されるいわゆる電磁式サスペンションシステムが検討されており、例えば、下記特許文献に記載のサスペンションシステムが存在する。この電磁式サスペンシ

50

ンシステムは、ばね上部とばね下部との相対移動に対する推進力をも発生させ得ることから、いわゆるスカイフック理論に基づく振動減衰特性を容易に実現できる等の利点を有し、高性能なサスペンションシステムとして期待されている。

【特許文献1】特開2007-203933号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0003】

上記特許文献に記載のサスペンションシステムには、例えば、周波数の高い振動への対処等を目的として、電磁式のアクチュエータに対して直列的に、スプリングが設けられている。ところが、このような構成のシステムにおいて、アクチュエータがアクチュエータ力を発生させた場合、そのアクチュエータ力が、スプリングを介してばね上部とばね下部とに伝達されるため、例えば、伝達されることによる時間的な遅れ等に起因して、そのまま伝達されないという問題を抱える。本発明は、そのような実情に鑑みてなされたものであり、アクチュエータおよび連結機構によってばね上部とばね下部との間に作用する力が適切化されたサスペンションシステムを提供することを課題とする。

【課題を解決するための手段】

【0004】

上記課題を解決するために、本発明のサスペンションシステムは、アクチュエータの構成要素であるばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方とその一方が連結されるばね上部とばね下部との一方とを弾性的に連結する連結機構を含んで構成され、目標アクチュエータ力を、アクチュエータ力が入力された場合にばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方のばね上部とばね下部との一方に対する変位量が出力される伝達関数である第1伝達関数と、その変位量が入力された場合にばね上部とばね下部との間に実際に作用する力である実作用力が出力される伝達関数である第2伝達関数とを利用し、アクチュエータおよび連結機構によってばね上部とばね下部との間に作用させるべき力である必要作用力と、ばね上部とばね下部との一方が変位することによってばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方がもつ慣性力とに基づいて決定することを特徴とする。

【発明の効果】

【0005】

本発明のサスペンションシステムは、アクチュエータ力とその力が連結機構を介して伝達されてばね上部とばね下部との間に実際に作用する力との関係を考慮し、さらに、連結機構によってばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方が連結されるばね上部とばね下部との一方の変位による影響をも考慮して、アクチュエータに発生させるべき力が決定されるため、ばね上部とばね下部との間に作用させる力の適切化が図られることになる。

【発明の態様】

【0006】

以下に、本願において特許請求が可能と認識されている発明（以下、「請求可能発明」という場合がある）の態様をいくつか例示し、それらについて説明する。各態様は請求項と同様に、項に区分し、各項に番号を付し、必要に応じて他の項の番号を引用する形式で記載する。これは、あくまでも請求可能発明の理解を容易にするためであり、それらの発明を構成する構成要素の組み合わせを、以下の各項に記載されたものに限定する趣旨ではない。つまり、請求可能発明は、各項に付随する記載、実施例の記載等を参酌して解釈されるべきであり、その解釈に従う限りにおいて、各項の態様にさらに他の構成要素を付加した態様も、また、各項の態様から何某かの構成要素を削除した態様も、請求可能発明の一態様となり得るのである。

【0007】

なお、以下の各項において、(1)項が請求項1に相当し、請求項1に(2)項の技術的特徴を付加したものが請求項2に、請求項2に(3)項の技術的特徴を付加したものが請求項3に、請求項1ないし請求項3のいずれかに(5)項ないし(7)項の技術的特徴

10

20

30

40

50

を付加したものが請求項 4 に、請求項 1 ないし請求項 4 のいずれかに (4) 項の技術的特徴を付加したものが請求項 5 に、それぞれ相当する。

【0008】

(1) ばね上部に連結されるばね上部側ユニットと、ばね下部に連結されてばね上部とばね下部との接近離間動作に伴って前記ばね上部側ユニットと相対動作可能なばね下部側ユニットと、電磁モータとを有し、その電磁モータの力に依拠して前記ばね上部側ユニットと前記ばね下部側ユニットとの相対動作に対する力であるアクチュエータ力を発生させる電磁式のアクチュエータと、

前記ばね上部側ユニットと前記ばね下部側ユニットとの一方を、その一方が連結されるばね上部とばね下部との一方に弾性的に支持させるための支持スプリングを有し、それら一方どうしを連結する連結機構と、

前記アクチュエータが発生させるべきアクチュエータ力である目標アクチュエータ力を、定められた制御規則に従って決定する目標アクチュエータ力決定部を有し、その目標アクチュエータ力に基づいて前記アクチュエータが発生させるアクチュエータ力を制御する制御装置と

を備えた車両用サスペンションシステムであって、

前記目標アクチュエータ力決定部が、アクチュエータ力が入力された場合に前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方の前記ばね上部とばね下部との一方に対する変位量が出力される伝達関数である第 1 伝達関数と、その変位量が入力された場合にばね上部とばね下部との間に実際に作用する力である実作用力が出力される伝達関数である第 2 伝達関数とを利用し、前記アクチュエータおよび前記連結機構によればばね上部とばね下部との間に作用させるべき力である必要作用力と、前記ばね上部とばね下部との一方が変位することによって前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方がもつ慣性力とに基づいて、目標アクチュエータ力を決定するように構成された車両用サスペンションシステム。

【0009】

電磁式のアクチュエータを有するサスペンションシステムにおいては、例えば、荒れた路面や連続的な凹凸のある路面を走行するような場合の高周波振動に対処すること等を目的として、アクチュエータに対してスプリングを直列的に設けたシステムが検討されており、本項に記載のシステムは、このように構成されたものを前提としている。サスペンションシステムがそのような構成とされた場合、アクチュエータが発生させるアクチュエータ力は、支持スプリングを介してばね上部とばね下部とに伝達されるため、そのまま伝達されず、ばね上部とばね下部とに実際に作用する力である実作用力とアクチュエータ力との間に差異が生じることになる。具体的には、例えば、支持スプリングを介して伝達されることによる時間的な遅れ等に起因して、アクチュエータ力の値と実作用力の値との間に差が生じる場合があるのである。そして、そのようなアクチュエータ力と実作用力との間の差異によって、車両に発生している振動を適切に減衰できない等の問題が生じることになる。

【0010】

本項に記載の態様によれば、上記第 1 伝達関数および第 2 伝達関数を利用し、必要作用力に基づくことで、アクチュエータ力が連結機構を介してばね上部とばね下部とに伝達される際のアクチュエータ力の伝達特性を考慮して目標アクチュエータ力が決定されるため、ばね上部とばね下部との間に作用させる力の適切化を図ることが可能である。つまり、減衰力等のアクチュエータ力の適切化が図られることとなる。

【0011】

本項に記載の「第 1 伝達関数」および「第 2 伝達関数」に基づけば、アクチュエータ力と実作用力との関係が分かることになる。つまり、そのアクチュエータ力と実作用力との関係を考慮すれば、実作用力が必要作用力となるように、アクチュエータに発生させるべき力を決定することが可能である。ところが、それら第 1 伝達関数および第 2 伝達関数は、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方のばね上部とばね下部との一方に対

10

20

30

40

50

する動作のみを考慮して設定されたものである。実際には、ばね上部とばね下部との一方は常に変位しているため、そのばね上部とばね下部との一方の変位による影響を考慮することが望ましい。そのことに鑑み、本項の態様は、上記第1伝達関数および第2伝達関数を利用して必要作用力に基づくとともに、ばね上部とばね下部との一方が変位することによってばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方がもつことになる慣性力にも基づいて、目標アクチュエータ力を決定するように構成されている。したがって、本項の態様によれば、上記ばね上部とばね下部との一方の変位による影響をも考慮することによって、ばね上部とばね下部との間に作用する力をより適切化することができ、効果的な振動減衰等が可能となる。そのことにより、例えば、連結機構をアクチュエータに対して直列的に配設したことによる車両の乗り心地、車両の操縦性、安定性等の悪化を抑制あるいは防止することが可能である。

10

【0012】

なお、第1伝達関数および第2伝達関数は、例えば、入力のラプラス変換に対する出力のラプラス変換の比で定義されるものであってもよく、あるいは、離散群上のラプラス変換と説明できるいわゆるz変換を用い、入力のz変換に対する出力のz変換の比で定義されるものであってもよい。本項に記載の「目標アクチュエータ力決定部」は、それにおける2つの伝達関数の演算を実行する部分の構成が特に限定されず、例えば、入力値に対して出力値を演算するための回路等の演算ユニットを含んで構成されるものであってもよく、その他の制御にも用いられるような汎用性のあるコンピュータ内に入力値に対して出力値を演算するためのプログラムが記憶され、そのプログラムの処理を実行する部分を含んで構成されるものであってもよい。

20

【0013】

例えば、ばね上部とばね下部との一方の変位に伴ってばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方が変位していると考え、本項に記載の「慣性力」を、ばね上部とばね下部との一方の上下方向の加速度に応じた大きさの力と考えることができる。また、慣性力は、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方の実際の質量に応じた大きさの慣性力のみを意味するわけではない。例えば、アクチュエータが、回転型モータの回転動作と、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの相対動作とを相互に変換するねじ機構を含んで構成される場合に、そのアクチュエータの構成要素のうち2つのユニットの相対動作に伴って回転する部分の慣性モーメントを慣性質量に換算して、その慣性質量に応じた大きさの力も慣性力の一部とみなし、上記慣性力が決定されてもよいのである。つまり、本項の態様は、いわゆる等価慣性質量を用いて、慣性力が決定されてもよいのである。

30

【0014】

本項の態様における「アクチュエータ」は、具体的な構成が特に限定されるものではなく、既に検討されている各種の電磁式のアクチュエータを広く採用することが可能である。アクチュエータが発生させる力は、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの相対動作に対する力であるが、この力は、相対動作に対する抵抗力のみならず、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとを積極的に相対動作させる力、つまり推進力や、外部からの入力に対してそれら2つのユニットを相対動作させないようにする力、つまり維持力も含まれる。アクチュエータが有する「電磁モータ」は、その型式等は特に限定されず、ブラシレスDCモータを始めとして種々の型式のモータを採用可能であり、また、動作に関して言えば、回転モータであっても、リニアモータであってもよい。

40

【0015】

目標アクチュエータ力を決定するための上記「制御規則」は、例えば、振動減衰を目的とした制御に関する規則等が含まれる。具体的には、ばね上振動に対する減衰力を発生させるいわゆるスカイフックダンパ理論に基づいた制御を実行するための規則等である。また、その振動減衰制御のみならず、車両の旋回に起因する車体のロールを抑制するためのロール抑制制御、車両の加減速に起因する車体のピッチを抑制するためのピッチ抑制制御や、ばね上部とばね下部との距離を調整する制御、つまり、いわゆる車高調整制御等を並行して実行するような規則であってもよい。なお、そのように複数の制御を並行して実行

50

するような制御規則である場合には、例えば、それら複数の制御の各々において発生させるべきアクチュエータ力の成分の和を必要作用力とし、その必要作用力、2つの伝達関数、および慣性力に基づいて、目標アクチュエータ力が決定されるような構成の態様とすることができる。

【0016】

本項の態様における「連結機構」は、例えば、主として、周波数が比較的高い振動に態様することを目的として設けることが可能である。連結機構は、支持スプリングを主体として構成されたものであればよいが、その支持スプリングを設けたことにより生じる振動を減衰させる目的として、後に詳しく説明する液圧式ダンパを有するものとされてもよい。なお、支持スプリングには、どのような構造のものをも採用可能であるが、後に説明するよう

10

【0017】

ちなみに、本明細書において「連結」という文言は、直接的に接続されることのみを意味するものではなく、何らかの部品、部材、ユニット等を介し、間接的に接続されることをも意味する。例えば、ばね上部側ユニット、ばね下部側ユニットがばね上部、ばね下部と連結されるとは、それらが直接的に連結される場合の他、それらの間にスプリング、液圧式ダンパ等を介して連結されるような場合も含まれる。

20

【0018】

(2)前記第1伝達関数と前記第2伝達関数の積である関数の逆数関数として、合成伝達関数が設定されており、

前記目標アクチュエータ力決定部が、前記合成伝達関数を利用して、その合成伝達関数に前記必要作用力を入力して得られる出力値と、前記慣性力とに基づいて、目標アクチュエータ力を決定するように構成された(1)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0019】

(3)前記目標アクチュエータ力決定部が、前記合成伝達関数に前記必要作用力を入力して得られる出力値と目標アクチュエータ力との差分が前記慣性力に相当するというそれらの出力値と慣性力との関係に従って、目標アクチュエータ力を決定するように構成された(2)項に記載の車両用サスペンションシステム。

30

【0020】

上記2つの項に記載の態様は、目標アクチュエータ力を演算する手法を具体化した態様である。上記2つの項に記載の「合成伝達関数」は、実作用力が入力された場合にアクチュエータ力が出力される伝達関数である。つまり、その合成伝達関数に必要作用力を入力すれば、アクチュエータが発生させるべきアクチュエータ力が出力されることになる。ただし、その合成伝達関数から出力されたアクチュエータ力についての出力値は、先にも述べたように、ばね上部とばね下部との一方の変位による影響を考慮していないため、その合成伝達関数からの出力値を、慣性力に基づいて補正するような態様とすることができる。具体的には、後者の態様のように、慣性力の働く方向を考慮して、その慣性力を、合成伝達関数からの出力値に足す、あるいは、引くことで、目標アクチュエータ力を決定する

40

【0021】

(4)前記連結機構が、前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方としての前記ばね下部側ユニットと、前記ばね上部とばね下部との一方としてのばね下部とを連結し、前記支持スプリングが前記ばね下部側ユニットをばね下部に弾性的に支持させるように構成され、

前記目標アクチュエータ力決定部が、アクチュエータ力が入力された場合に前記ばね下部側ユニットのばね下部に対する変位量が出力される前記第1伝達関数と、その変位量が入力された場合にばね上部とばね下部との間に実際に作用する力である実作用力が出力さ

50

れる前記第2伝達関数とを利用し、前記必要作用力と、ばね下部が変位することによって前記ばね下部側ユニットがもつ前記慣性力とに基づいて、目標アクチュエータ力を決定するように構成された(1)項ないし(3)項のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

【0022】

本項に記載の態様によれば、ばね下部とアクチュエータのばね下部側ユニットとの間に連結機構が配設されるため、車輪から入力されてアクチュエータに伝達される衝撃の緩和やばね下共振のような高周波振動への対処が可能である。つまり、本項の態様によれば、電磁モータへ伝達される衝撃や高周波振動が効果的に抑制されるため、信頼性の高いサスペンションシステムが実現することになる。

10

【0023】

例えば、車輪が路面の凸所や凹所を通過する場合を考える。そのような場合には、ばね下部が勢いよく動作させられ、ばね下部側ユニットも勢いよく動作させられることとなるため、ばね下部側ユニットがもつ慣性力が比較的大きくなる状況が頻繁に起こり得ると考えられる。したがって、本項の態様によれば、ばね下部の変位によってばね下部側ユニットがもつ慣性力を考慮して目標アクチュエータ力が決定されるため、アクチュエータ力が、より適切化されることになる。

【0024】

(5)前記連結機構が、

前記支持スプリングと並設され、前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方と前記ばね上部とばね下部との一方との相対動作に対する減衰力を発生させるダンパを有する(1)項ないし(4)項のいずれか1つに記載の車両用サスペンションシステム。

20

【0025】

(6)前記第1伝達関数および前記第2伝達関数が、前記ダンパの減衰係数に基づいて設定されている(5)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0026】

上記2つの項に記載の態様は、支持スプリングと並列的に液圧式ダンパが設けられた構成の連結機構を採用した態様である。「ダンパ」は、例えば、支持スプリングを補助する目的として、つまり、周波数の比較的高い振動を減衰させることを目的として設けることが可能である。したがって、上記2つの項の態様によれば、ばね下共振のような高周波振動をより効果的に減衰させることが可能となる。なお、ダンパは、その構造が特に限定されるものではないが、例えば、ハウジング、ピストン等を備えたシリンダ装置としての構造を有するものとするのが可能である。そして、連結機構がダンパを有する場合には、後者の態様のように、第1伝達関数および第2伝達関数は、ダンパの減衰係数を用いて設定されることになる。

30

【0027】

(7)前記ダンパが、前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方と前記ばね上部とばね下部との一方との相対動作の方向によって減衰係数が異なる構造とされており、

前記目標アクチュエータ力決定部が、前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方と前記ばね上部とばね下部との一方との相対動作の方向によって、利用する前記第1伝達関数および前記第2伝達関数を変更するように構成された(6)項に記載の車両用サスペンションシステム。

40

【0028】

本項の態様における「ダンパ」は、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方とばね上部とばね下部との一方とが接近する行程における減衰係数と、離間する行程における減衰係数とが異なる構造とされたものであり、例えば、車輪が路面の凸所を通過する場合の突き上げるような衝撃を効果的に緩和することを目的として、接近する行程における減衰係数を離間する行程における減衰係数に比較して小さくした構造とすることができる。連結機構がダンパを有する場合には、第1伝達関数および第2伝達関数は、ダンパの

50

減衰係数を用いて設定されるため、本項の態様は、例えば、第1伝達関数および第2伝達関数が、接近する行程の減衰係数を用いて設定したものと、離間する行程の減衰係数を用いて設定したものと間で選択的に変更される態様とすることが可能である。本項の態様によれば、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方とばね上部とばね下部との一方との相対動作の方向を推定し、その方向に応じて目標アクチュエータ力が決定されるため、ばね上部とばね下部との間に作用させる力を、より適切な大きさとすることが可能である。

【0029】

(8) 当該車両用サスペンションシステムが、ばね上部とばね下部との接近離間動作の動作量を検出する接近離間動作量センサと、前記電磁モータの動作量を検出するモータ動作量センサとを備え、

前記目標アクチュエータ力決定部が、前記接近離間動作量センサの検出値と前記モータ動作量センサの検出値とに基づいて、前記ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方と前記ばね上部とばね下部との一方との相対動作の方向を推定するように構成された(7)項に記載の車両用サスペンションシステム。

【0030】

本項に記載の態様は、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方とばね上部とばね下部との一方との相対動作する方向の推定手法を具体化した態様である。アクチュエータは、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの相対動作とモータの動作とが相互に対応する構造であるため、モータ動作量センサの検出値からばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの相対動作量(以下、「ユニット相対動作量」という場合がある)を推定できる。したがって、接近離間動作量センサにより検出されたばね上部とばね下部との接近離間動作の動作量と、モータ動作量センサの検出値から推定されたユニット相対動作量と差の変化から、ダンパの伸縮方向を推定可能である。そして、それら接近離間動作量センサおよびモータ動作量センサは、サスペンションシステムによって行われるアクチュエータ等の通常の制御に必要とされるセンサであるため、本項の態様によれば、余計にセンサを設ける必要がなく、システムが複雑化することを防止することが可能である。

【実施例】

【0031】

以下、請求可能発明の実施例およびその変形例を、図を参照しつつ詳しく説明する。なお、請求可能発明は、下記実施例の他、前記〔発明の態様〕の項に記載された態様を始めとして、当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を施した種々の態様で実施することができる。また、〔発明の態様〕の各項の説明に記載されている技術的事項を利用して、下記の実施例の変形例を構成することも可能である。

【0032】

<サスペンションシステムの構成>

図1に、請求可能発明の実施例である車両用サスペンションシステム10を模式的に示す。本サスペンションシステム10は、前後左右の車輪12の各々に対応する独立懸架式の4つのサスペンション装置を備えており、それらサスペンション装置の各々は、サスペンションスプリングとショックアブソーバとが一体化されたスプリング・アブソーバAssy 20を有している。車輪12、スプリング・アブソーバAssy 20は総称であり、4つの車輪のいずれに対応するものであるかを明確にする必要のある場合には、図に示すように、車輪位置を示す添え字として、左前輪、右前輪、左後輪、右後輪の各々に対応するものにFL、FR、RL、RRを付す場合がある。

【0033】

スプリング・アブソーバAssy 20は、図2に示すように、車輪12を保持してばね下部の一部分を構成するサスペンションロアアーム22と、車体に設けられてばね上部の一部分を構成するマウント部24との間に、それらを連結するようにして配設されている。スプリング・アブソーバAssy 20は、大きくは、電磁式のアクチュエータ30と、そのアクチュエータ30とロアアーム22とを連結するための連結機構32と、サスペンションス

10

20

30

40

50

プリングとしてのエアスプリング34とに区分することができ、それらを構成要素として含んで構成されており、それらが一体化されたものとなっている。

【0034】

アクチュエータ30は、ねじ溝が形成された雄ねじ部としてのねじロッド42と、ベアリングボールを保持してねじロッド42と螺合する雌ねじ部としてのナット44とを含んで構成されるボールねじ機構と、回転型の電磁モータ46(以下、単に「モータ46」という場合がある)と、そのモータ46を収容するケーシング48とを備えている。そのケーシング48が、ねじロッド42を回転可能に保持するとともに、外周部においてマウント部24に連結されている。モータ46は、中空とされたモータ軸50を有しており、そのモータ軸50には、その内側を貫通して上端部においてねじロッド42が固定されて

10

【0035】

また、アクチュエータ30は、上記ねじロッド42を挿通させた状態で上端部がケーシング48に固定されたアウトチューブ60と、そのアウトチューブ60に嵌め入れられてアウトチューブ60の下端部から下方に突出する段付状のインナチューブ62とを含んで構成されている。インナチューブ62の上端部は径が大きくされており、その上端部の内側には、上記ナット44が、ねじロッド42と螺合させられた状態で保持されている。アウトチューブ60には、その内壁面にアクチュエータ30の軸線の延びる方向(以下、「軸線方向」という場合がある)に延びるようにして1対のガイド溝64が設けられている。それらのガイド溝64の各々には、インナチューブ62の上端部に付設された1対のキ

20

【0036】

連結機構32は、液圧式のダンパ70を有している。そのダンパ70は、詳しい構造は省略するが、ツインチューブ式の液圧式ショックアブソーバに類似する構造のものである。そのダンパ70は、作動液を収容するハウジング72と、そのハウジング72にその内部において液密かつ摺動可能に嵌合されたピストン74と、そのピストン74に下端部が連結されてハウジング72の上方から延び出すピストンロッド76とを含んで構成されて

30

【0037】

ダンパ70のハウジング72には、その外周部に環状の下部リテーナ90が固定されて設けられている。その下部リテーナ90には、インナチューブ62、アウトチューブ60の下部およびダンパ70の上部を収容するカバーチューブ92が、その下端部において固定されている。また、インナチューブ62とピストンロッド76との連結部には浮動部材94が固定されている。その浮動部材94は、それと下部リテーナ90との間に配設された圧縮コイルスプリング96と、浮動部材94とカバーチューブ92の内部に形成された環状の突出部98(上部リテーナとして機能する)との間に配設された圧縮コイルスプリング100とによって挟持されている。

40

【0038】

エアスプリング34は、マウント部24に固定されたチャンバシエル120と、エアピストン筒として機能するカバーチューブ92と、それらを接続するダイヤフラム124とを含んで構成されている。チャンバシエル120は、その蓋部126が、防振ゴムを有するスプリングサポート128を介してアクチュエータ30のケーシング48に連結されている。また、蓋部126は、防振ゴムを有するアッパサポート130を介してマウント

50

部 2 4 に連結されている。ダイヤフラム 1 2 4 は、一端部がチャンバシェル 1 2 0 の下端部に固定され、他端部がカバーチューブ 9 2 の上端部に固定されており、それらチャンバシェル 1 2 0 とカバーチューブ 9 2 とダイヤフラム 1 2 4 とによって圧力室 1 3 2 が区画形成されている。その圧力室 1 3 2 には、流体としての圧縮エアが封入されている。このような構造から、エアスプリング 3 4 の圧縮エアの圧力によって、ロアアーム 2 2 とマウント部 2 4、つまり、車輪と車体とを相互に弾性的に支持しているのである。ちなみに、前述した圧縮コイルスプリング 9 6、1 0 0 を 1 つのばねと仮定した場合におけるばね定数が、エアスプリング 3 4 のばね定数よりも大きく設定されている。

【 0 0 3 9 】

上述のような構造から、アクチュエータ 3 0 は、ねじロッド 4 2、モータ 4 6、ケーシング 4 8、アウトチューブ 6 0 等を含んでマウント部 2 4 に連結されるばね上部側ユニットと、ナット 4 4、インナチューブ 6 2、浮動部材 9 4 等を含んでロアアーム 2 2 に連結されるばね下部側ユニットとを有する構造のものとなっている。また、アクチュエータ 3 0 は、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとが、相対回転不能、かつ、ばね上部とばね上部との接近離間動作に伴って軸線方向に相対移動可能な構造とされている。そして、上記連結機構 3 2 は、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの一方としてのばね下部側ユニットと、そのばね下部側ユニットと連結されるばね上部とばね下部との一方としてのばね下部との間に配設され、それらを連結するものとされており、2 つの圧縮コイルスプリング 9 6、1 0 0 が、支持スプリングとして機能するものとなっている（以下、「支持スプリング 9 6、1 0 0」という場合がある）。

【 0 0 4 0 】

アクチュエータ 3 0 は、ばね上部とばね下部とが接近離間動作する場合に、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとが軸線方向に相対移動可能、つまり、ねじロッド 4 2 とナット 4 4 とが軸線方向に相対移動可能とされ、その相対移動に伴って、ねじロッド 4 2 がナット 4 4 に対して回転する。それによって、モータ軸 5 0 も回転する。モータ 4 6 は、ねじロッド 4 2 に回転トルクを付与可能とされ、この回転トルクによって、ねじロッド 4 2 とナット 4 4 との相対回転に対して、その相対回転を阻止する方向の抵抗力を発生させることが可能である。この抵抗力を、ばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの相対移動に対する減衰力、ひいては、ばね上部とばね下部との接近離間動作に対する減衰力として作用させることで、アクチュエータ 3 0 は、いわゆるショックアブソーバとして機能するものとなっている。また、アクチュエータ 3 0 は、ばね上部とばね下部との相対動作に対する推進力をも発生させることが可能とされており、いわゆるスカイフックダンパ理論、擬似的なグランドフック理論等に基づく制御を実行することが可能とされている。さらに、モータ 4 6 の回転トルクによって、ばね上部とばね下部との間の距離（以下、「ばね上ばね下間距離」という場合がある）を任意の距離に維持することが可能であり、車両旋回時の車体のロール、車両加減速時の車体のピッチ等を効果的に抑制することや、車両の高さいわゆる車高を調整すること等が可能とされている。

【 0 0 4 1 】

また、アクチュエータ 3 0 のばね下部側ユニットとロアアーム 2 2 とは、ダンパ 7 0、圧縮コイルスプリング 9 6、1 0 0 を含んで構成される連結機構 3 2 によって連結されている。そのダンパ 7 0 は、ばね下部側ユニットとばね下部との相対動作に対して減衰力を発生させるものであり、ばね下部側ユニットとばね下部と相対振動を効果的に減衰させることが可能である。なお、詳しい説明は省略するが、ダンパ 7 0 は、その減衰係数が、縮む行程と伸びる行程とで異なる構造とされている。具体的には、車輪が路面の凸所を通過する場合の突き上げるような衝撃を効果的に緩和することを目的として、縮む行程、つまり、ばね下部側ユニットとばね下部とが接近する場合の減衰係数 C_c が、伸びる行程、つまり、ばね下部側ユニットとばね下部とが離間する場合の減衰係数 C_t より小さく設定されている。

【 0 0 4 2 】

ちなみに、アクチュエータ 3 0 の振動減衰機能に着目すれば、アクチュエータ 3 0 は、

10

20

30

40

50

5 Hz以下の比較的周波数の低い振動に対しては動作が円滑に追従し、そのような低周波振動に対しては、効果的な振動減衰が可能である。しかし、10 Hzを超えるような周波数の高い振動に対しては、自身の追従性から、効果的な振動減衰が難しい。本スプリング・アブソーバAssy 20では、上述した連結機構32によって、アクチュエータ30とロアアーム22が連結されており、その連結機構32によって、10 Hzを超えるような高周波振動であっても、その高周波振動のばね下部からばね上部への伝達が、効果的に抑制されることになる。

【0043】

サスペンションシステム10は、図1に示すように、各スプリング・アブソーバAssy 20が有するエアスプリング34に対して流体としてのエア（空気）を流入・流出させるための流体流入・流出装置、詳しく言えば、エアスプリング34の圧力室132に接続されて、その圧力室132にエアを供給し、圧力室132からエアを排出するエア給排装置160を備えている。詳しい説明は省略するが、本サスペンションシステム10は、エア給排装置160によって、各エアスプリング34の圧力室132内のエア量を調整することが可能とされており、エア量の調整によって、各エアスプリング34のばね長を変更し、各車輪12についてのばね上ばね下間距離を変化させることが可能とされている。具体的に言えば、圧力室132のエア量を増加させてばね上ばね下間距離を増大させ、エア量を減少させてばね上ばね下間距離を減少させることが可能とされている。つまり、本システム10は、いわゆる車高調整が可能とされているのである。

【0044】

本サスペンションシステム10は、制御装置としてのサスペンション電子制御ユニット200（以下、「ECU200」という場合がある）によって、スプリング・アブソーバAssy 20の作動、つまり、アクチュエータ30およびエアスプリング34の制御が行われる。サスペンションECU200は、CPU, ROM, RAM等を備えたコンピュータを主体として構成されたものである。そのサスペンションECU200には、エア給排装置160の駆動回路としてのドライバ202と、各アクチュエータ30が有するモータ46に対応して設けられて、そのモータ46を制御する駆動回路としてのインバータ204とが接続されている。サスペンションECU200は、ドライバ202を制御することによってエアスプリング34を制御し、4つのインバータ204を制御することによってアクチュエータ30が発生させるアクチュエータ力を制御する。それらドライバ202およびインバータ204は、コンバータ[CONV]206を介してバッテリー[BAT]208に接続されており、エア給排装置160が有する各制御弁、ポンプモータ等、および、各アクチュエータ30のモータ46には、そのコンバータ206とバッテリー208とを含んで構成される電源から電力が供給される。また、インバータ204は、起電力によってモータ46にて発電された電力を電源に回生可能な構造とされており、モータ46は、供給電流に依存したモータ力だけでなく、起電力に依拠したモータ力を発生可能となっている。そして、インバータ204は、電源からの供給電流であるか、起電力によって生じる発電電流であるかに拘わらず、モータ46を流れる電流、つまり、モータ46の通電電流を調整して、モータ力を制御する構造とされている。なお、通電電流は、各インバータ204がPWM（Pulse Width Modulation）によるパルスオン時間とパルスオフ時間との比（デューティ比）を変更することによって調整される。

【0045】

車両には、イグニッションスイッチ[I/G]220、車両走行速度（以下、「車速」と略す場合がある）を検出するための車速センサ[v]222、各車輪12についてのばね上ばね下間距離を検出する接近離間動作量センサとしての4つのハイトセンサ[h]224、車高変更指示のために運転者によって操作される車高変更スイッチ[HSW]226、ステアリングホイールの操作角を検出するための操作角センサ[]228、車体に実際に発生する前後加速度である実前後加速度を検出する前後加速度センサ[Gx]230、車体に実際に発生する横加速度である実横加速度を検出する横加速度センサ[Gy]232、各車輪12に対応する車体の各マウント部24の縦加速度（上下加速度）を検出

10

20

30

40

50

する4つのばね上縦加速度センサ [G z s] 2 3 4 , 各車輪 1 2 の縦加速度を検出する4つのばね下縦加速度センサ [G z g] 2 3 6 , アクセルスロットルの開度を検出するスロットルセンサ [S r] 2 3 8 , ブレーキのマスタシリンダ圧を検出するブレーキ圧センサ [B r] 2 4 0 , 各モータ 4 6 の回転角を検出するモータ動作量センサとしての4つのレゾルバ [] 2 4 2 等が設けられており、それらは E C U 2 0 0 のコンピュータに接続されている。 E C U 2 0 0 は、それらのスイッチ、センサからの信号に基づいて、スプリング・アブソーバ Assy 2 0 の作動の制御を行うものとされている。ちなみに、 [] の文字は、上記スイッチ、センサ等を図面において表わす場合に用いる符号である。また、 E C U 2 0 0 のコンピュータが備える R O M には、アクチュエータ 3 0 の制御に関するプログラム、各種のデータ等が記憶されている。

10

【 0 0 4 6 】

< サスペンションシステムの制御 >

本サスペンションシステム 1 0 では、4つのスプリング・アブソーバ Assy 2 0 の各々を独立して制御することが可能となっている。それらスプリング・アブソーバ Assy 2 0 の各々において、アクチュエータ 3 0 のアクチュエータ力が独立して制御されて、車体および車輪 1 2 の振動、つまり、ばね上振動およびばね下振動を減衰するための制御（以下、「振動減衰制御」という場合がある）が実行される。また、車両の旋回に起因する車体のロールを抑制するための制御（以下、「ロール抑制制御」という場合がある）、車両の加速に起因する車体のピッチを抑制するための制御（以下、「ピッチ抑制制御」という場合がある）が実行される。まず、上記振動減衰制御、ロール抑制制御、ピッチ抑制制御ごとのアクチュエータ力の成分である振動減衰成分、ロール抑制成分、ピッチ抑制成分を合計して、ばね上部とばね下部との間に作用させるべき力である必要作用力が求められ、ばね上部とばね下部との間に実際に作用する力が必要作用力となるように、目標アクチュエータ力が決定される。そして、アクチュエータ 3 0 がその目標アクチュエータ力を発生させるように制御されることで、上記振動減衰制御、ロール抑制制御、ピッチ抑制制御は、総合的に実行される。なお、以下の説明において、アクチュエータ力およびその成分は、ばね上部とばね下部とを離間させる方向（リバウンド方向）の力に対応するものが正の値、ばね上部とばね下部とを接近させる方向（パウンド方向）の力に対応するものが負の値となるものとして扱うこととする。

20

【 0 0 4 7 】

i) 振動減衰制御

振動減衰制御では、車体および車輪 1 2 の振動を減衰するためにその振動の速度に応じた大きさのアクチュエータ力を発生させるべく、アクチュエータ力の振動減衰成分 f_v が決定される。つまり、いわゆるスカイフックダンパ理論に基づいた制御と、擬似的なグラウンドフックダンパ理論に基づいた制御との両者を総合して行う制御である。具体的には、車体のマウント部 2 4 に設けられたばね上縦加速度センサ 2 3 4 によって検出されるばね上縦加速度から得られる車体のマウント部 2 4 の上下方向の動作速度、いわゆる、ばね上絶対速度 V_s と、ロアアーム 2 2 に設けられたばね下縦加速度センサ 2 3 6 によって検出されるばね下縦加速度から得られる車輪 1 2 の上下方向の動作速度、いわゆる、ばね下絶対速度 V_g とに基づいて、次式に従って、振動減衰成分 f_v が演算される。

40

$$f_v = C_s \cdot V_s - C_g \cdot V_g$$

ここで、 C_s は、車体のマウント部 2 4 の上下方向の動作速度に応じた減衰力を発生させるためのゲインであり、 C_g は、車輪 1 2 の上下方向の動作速度に応じた減衰力を発生させるためのゲインである。つまり、 C_s 、 C_g は、いわゆるばね上、ばね下絶対振動に対する減衰係数と考えることができる。

【 0 0 4 8 】

ii) ロール抑制制御

車両の旋回時においては、その旋回に起因するロールモーメントによって、旋回内輪側のばね上部とばね下部とが離間させられるとともに、旋回外輪側のばね上部とばね下部とが接近させられる。ロール抑制制御では、その旋回内輪側の離間および旋回外輪側の接近

50

を抑制すべく、旋回内輪側のアクチュエータ30にバウンド方向のアクチュエータ力を、旋回外輪側のアクチュエータ30にリバウンド方向のアクチュエータ力を、それぞれ、ロール抑制力として発生させる。具体的に言えば、まず、車体が受けるロールモーメントを指標する横加速度として、ステアリングホイールの操舵角と車速 v とに基づいて推定された推定横加速度 G_{yc} と、横加速度センサ232によって実測された実横加速度 G_{yr} とに基づいて、制御に利用される横加速度である制御横加速度 G_{y^*} が、次式に従って決定される。

$$G_{y^*} = K_1 \cdot G_{yc} + K_2 \cdot G_{yr} \quad (K_1, K_2: \text{ゲイン})$$

そのように決定された制御横加速度 G_{y^*} に基づいて、ロール抑制成分 f_R が、次式に従って決定される。

$$f_R = K_3 \cdot G_{y^*} \quad (K_3: \text{ゲイン})$$

【0049】

iii) ピッチ抑制制御

車体の制動時等の減速時において車体にノーズダイブが生じる場合には、そのノーズダイブを生じさせるピッチモーメントによって、前輪側のばね上部とばね下部とが接近させられるとともに、後輪側のばね上部とばね下部とが離間させられる。また、車体の加速時において車体にスクワットが生じる場合には、そのスクワットを生じさせるピッチモーメントによって、前輪側のばね上部とばね下部とが離間させられるとともに、後輪側のばね上部とばね下部とが接近させられる。ピッチ抑制制御では、それらの場合のばね上ばね下間距離の変動を抑制すべく、アクチュエータ力をピッチ抑制力として発生させる。具体的には、車体が受けるピッチモーメントを指標する前後加速度として、前後加速度センサ230によって実測された実前後加速度 G_x が採用され、その実前後加速度 G_x に基づいて、ピッチ抑制成分 f_p が、次式に従って決定される。

$$f_p = K_4 \cdot G_x \quad (K_4: \text{ゲイン})$$

なお、ピッチ抑制制御は、スロットルセンサ238によって検出されるスロットルの開度、あるいは、ブレーキ圧センサ240によって検出されるマスタシリンダ圧が、設定された閾値を超えることをトリガとして実行される。

【0050】

iv) 必要作用力の決定

上述のようにして、アクチュエータ力の振動減衰成分 f_v 、ロール抑制成分 f_R 、ピッチ抑制成分 f_p が決定されると、それらに基づき、ばね上部とばね下部との間に作用させるべき力である必要作用力 f_N が、次式に従って決定される。

$$f_N = f_v + f_R + f_p$$

次いで、その必要作用力 f_N に基づいて、アクチュエータ30が発生させるべきアクチュエータ力である目標アクチュエータ力 f^* が決定される。本サスペンションシステム10は、アクチュエータ30に対して、圧縮コイルスプリング96、100およびダンパ70を有する連結機構32が直列的に配設されているため、アクチュエータ力が、ばね上部とばね下部との間に連結機構32を介して伝達されることになる。そこで、本システム10においては、アクチュエータ力が連結機構32を介してばね上部とばね下部とに伝達される際のスプリング・アブソーバAssy20の伝達特性等を考慮して、目標アクチュエータ力 f^* が決定されるようになっている。

【0051】

v) 伝達特性

以下に、上記スプリング・アブソーバAssy20の伝達特性について詳しく説明する。図3は、スプリング・アブソーバAssy20をモデル化した図である。時間 t をパラメータとするアクチュエータ力を $f_A(t)$ とし、ばね下部側ユニットのばね下部に対する変位量を $x(t)$ とした場合において、ばね下部側ユニットに対する運動方程式は、次式によって表される。なお、変位 $x(t)$ は上方への変位を正としている。

$$m \cdot d^2 x(t) / dt^2 + C \cdot dx(t) / dt + k \cdot x(t) = -f_A(t) \cdot \dots (1)$$

ここで、 m はばね下部側ユニットの慣性質量、 C はダンパ70の減衰係数、 k は2つの圧

10

20

30

40

50

縮コイルスプリング 96, 100 を 1 つのばねと仮定した場合のばね定数である。(1)式を、ラプラス演算子である s をパラメータとしてラプラス変換することで、次式が求まる。

$$X(s) = -1 / (m \cdot s^2 + C \cdot s + k) \cdot F_A(s) \quad \dots (2)$$

なお、 $X(s)$ 、 $F_A(s)$ は、それぞれ $x(t)$ 、 $f_A(t)$ をラプラス変換した関数である。つまり、 $G_1(s) = -1 / (m \cdot s^2 + C \cdot s + k)$ が、アクチュエータ力が入力された場合にばね下部側ユニットのばね下部に対する変位量が出力される伝達関数である第 1 伝達関数である。

【0052】

また、ばね下部側ユニットのばね下部に対する変位量 $x(t)$ に対して、ばね下部に実際に作用する力である実作用力を $f_r(t)$ とした場合において、ばね下部に対する運動方程式は、次式によって表される。

$$f_r(t) = -C \cdot dx(t)/dt - k \cdot x(t) \quad \dots (3)$$

この(3)式を、ラプラス変換した式が次式である。

$$F_r(s) = - (C \cdot s + k) \cdot X(s) \quad \dots (4)$$

なお、 $F_r(s)$ は、 $f_r(t)$ をラプラス変換した関数である。つまり、 $G_2(s) = - (C \cdot s + k)$ が、ばね下部側ユニットのばね下部に対する変位量が入力された場合に実作用力が出力される伝達関数である第 2 伝達関数である。そして、上記(4)式に(2)式を代入すれば、次式が得られる。

$$F_r(s) = \{ (C \cdot s + k) / (m \cdot s^2 + C \cdot s + k) \} \cdot F_A(s) \quad \dots (5)$$

そして、実作用力 $f_r(t)$ が、必要作用力 f_N となるように、アクチュエータ 30 に発生させるべきアクチュエータ力 $f_A(t)$ を決定すればよい。次式に従ってアクチュエータ力を算出すればよいことになる。

$$F_A(s) = \{ (m \cdot s^2 + C \cdot s + k) / (C \cdot s + k) \} \cdot F_r(s) \quad \dots (6)$$

【0053】

vi) 目標アクチュエータ力の決定

ただし、図 3 に示したモデルは、ばね下部が固定されたものであり、ばね下部に対するばね下部側ユニットの動作のみを考えたものである。実際には、スプリング・アブソーバ Assy 20 は、車輪からの入力により常に変位しているため、そのばね下部の変位による影響を考慮することが望ましい。そこで、ばね下部の絶対変位を $x_1(t)$ とし、図 4 に示すような、ばね下部が変位しているスプリング・アブソーバ Assy 20 のモデルを考える。このモデルに従えば、ばね下部側ユニットは、ばね下縦加速度 $dx_1(t)/dt$ に応じた大きさの慣性力をもつと考えることができる。したがって、そのばね下部側ユニットのばね下縦加速度に応じた大きさの慣性力 $m \cdot dx_1(t)/dt$ を考慮して、目標アクチュエータ力 $f^*(t)$ をラプラス変換した $F^*(s)$ は、次式で表される。

$$F^*(s) = \{ (m \cdot s^2 + C \cdot s + k) / (C \cdot s + k) \} \cdot F_N(s) - m \cdot s^2 \cdot X_1(s) \quad \dots (7)$$

したがって、第 1 伝達関数と第 2 伝達関数との積である関数の逆数関数として設定された伝達関数である合成伝達関数 $G(s) = (m \cdot s^2 + C \cdot s + k) / (C \cdot s + k)$ に必要作用力を入力した場合のアクチュエータ力についての出力値と、ばね下部の変位によってばね下部側ユニットがもつ慣性力とに基づいて、目標アクチュエータ力が決定されるのである。

【0054】

ちなみに、図 4 に示したモデルに従ったばね下部側ユニット、ばね下部に対する運動方程式は、それぞれ、次の(8)式、(9)式によって表される。

$$m \cdot d^2 x_0(t) / dt^2 = -f_A(t) - C \cdot \{ dx_0(t) / dt - dx_1(t) / dt \} - k \cdot \{ x_0(t) - x_1(t) \} \quad \dots (8)$$

$$f_r(t) = -C \cdot \{ dx_0(t) / dt - dx_1(t) / dt \} - k \cdot \{ x_0(t) - x_1(t) \} \quad \dots (9)$$

それら(8)式、(9)式をラプラス変換した式が、次式の(10)式、(11)式である。

10

20

30

40

50

$$m \cdot s^2 \cdot X_0(s) = -F_A(s) - C \cdot s \cdot \{X_0(s) - X_1(s)\} - k \cdot \{X_0(s) - X_1(s)\} \quad \dots (10)$$

$$F_r(s) = -C \cdot s \cdot \{X_0(s) - X_1(s)\} - k \cdot \{X_0(s) - X_1(s)\} \quad \dots (11)$$

それら(10)式, (11)式を整理すると次式となる。

$$F_A(s) = \{ (m \cdot s^2 + C \cdot s + k) / (C \cdot s + k) \} \cdot F_r(s) - m \cdot s^2 \cdot X_1(s) \quad \dots (12)$$

つまり、上記(7)式と同様の式が得られることになる。

【0055】

上述したラプラス変換は、連続的な値、つまり、アナログデータを対象としたものである。しかし、合成伝達関数 $G(s)$ に入力される必要作用力 f_N は、後に説明するように、プログラムの実行毎に決定されるものであり、プログラム実行間隔 T_s 毎の離散的な値である。そこで、上記の合成伝達関数 $G(s)$ を、離散群上のラプラス変換と説明できるいわゆる z 変換を用いて離散化した伝達関数 $G(z)$ により演算されるようになっている。

10

【0056】

その z 変換について、その一例を簡単に説明する。ある時刻 t_n におけるデータを a , サンプル間隔を T_s とし、離散データの順番を表す演算子 z を用いて、 $a_{n+1} = z \cdot a_n$ と定義する。ここで、 $da(t_n)/dt$ を、離散的なデータを用いて近似すれば、次式のようなになる。

$$da(t_n)/dt = (a_n - a_{n-1}) / T_s \quad \dots (13)$$

20

上記の式を $a_{n+1} = z \cdot a_n$ を用いて変形すれば、次式が得られる。

$$da(t_n)/dt = \{ (1 - z^{-1}) / T_s \} \cdot a_n \quad \dots (14)$$

また、 $da(t_n)/dt$ を、ラプラス変換すると、 $s \cdot A(s)$ となる。つまり、前記(7)式において、ラプラス演算子 s を $(1 - z^{-1}) / T_s$ で置き換えるとともに、 $F^*(s)$, $F_N(s)$ をそれぞれ離散データである f^* , f_N に変換することで、次式が得られるのである。

$$f^* = G(z) \cdot f_N - m \cdot G_z g \quad \dots (15)$$

なお、 $s^2 \cdot X_1(s)$ は、ばね下縦加速度であるから、ばね下縦加速度センサ 236 によって検出されたばね下縦加速度 $G_z g$ に置き換えている。ちなみに、 $G(z)$ は、今回の出力値を、今回の入力値と、過去の入力値および出力値を用いて、演算されるようになっている。以上のように、上記(15)式に従った演算が行われ、目標アクチュエータ力 f^* が決定されるのである。

30

【0057】

また、ダンパ 70 は、先に述べたように、伸縮方向によって減衰係数 C が異なる構造とされている。そこで、ばね下部側ユニットとばね下部とが相対動作する方向によって、上記第1伝達関数および第2伝達関数に変更されるようになっている。詳しく言えば、第1伝達関数および第2伝達関数において設定されているダンパ 70 の減衰係数 C が、ばね下部側ユニットとばね下部とが接近する場合の減衰係数 C_c と、ばね下部側ユニットとばね下部とが離間する場合の減衰係数 C_t との間で選択的に変更される。なお、ばね下部側ユニットとばね下部との間の変位は、ハイトセンサ 224 により検出されたばね上部とばね下部との接近離間動作量と、レゾルバ 242 の検出結果から推定されるばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの相対動作量との差であるため、それらハイトセンサ 224 とレゾルバ 242 との検出結果に基づいて、ばね下部側ユニットとばね下部との相対動作の方向が推定される。

40

【0058】

上述のように決定された目標アクチュエータ力 f^* を発生させるようにアクチュエータ 30 が制御される。目標アクチュエータ力 f^* を発生させるためのモータ 46 の作動制御は、インバータ 204 によって行われる。詳しく言えば、上述のように決定された目標アクチュエータ力 f^* に基づいて、目標となるデューティ比が決定され、そのデューティ比に基づいた指令がインバータ 204 に送信される。インバータ 204 は、その適切なデュー

50

ーティ比の下、インバータ204の備えるスイッチング素子の開閉が制御されて、目標アクチュエータ力 f^* を発生させるようにモータ46を駆動するのである。

【0059】

vii) 車高変更制御

ちなみに、本サスペンションシステム10では、エアスプリング34によって、路面の起伏が大きい道路の走行への対処等を目的として運転者の意思に基づいて車両の車高を変更する制御(以下、「車高変更制御」という場合がある)も実行される。その車高変更制御について簡単に説明する。車高変更制御は、運転者の意図に基づく車高変更スイッチ166の操作によって実現すべき設定車高である目標設定車高が変更された場合において、実行される。その目標設定車高の各々に応じて、各車輪12についての目標となるばね上ばね下間距離が設定されており、ハイトセンサ224の検出値に基づいて、それぞれの車輪12についてのばね上ばね下間距離が目標距離になるように、エア給排装置140の作動が制御され、各車輪12のばね上ばね下間距離が目標設定車高に応じた距離に変更されるのである。さらに、この車高変更制御では、例えば、乗員数の変化、荷物の積載量の変化等による車高の変動に対処することを目的とした、いわゆるオートレベリングと呼ばれる制御も行われる。

【0060】

<制御プログラム>

前述のようなアクチュエータ30の制御は、図5にフローチャートを示すアクチュエータ制御プログラムが、イグニッションスイッチ220がON状態とされている間、短い時間間隔 T_s (例えば、数msec~数十msec)をおいてECU200により繰り返し実行されることによって行われる。以下に、その制御のフローを、図に示すフローチャートを参照しつつ、簡単に説明する。なお、アクチュエータ制御プログラムは、4つの車輪12にそれぞれ設けられたスプリング・アブソーバAssy20のアクチュエータ30の各々に対して実行される。以降の説明においては、説明の簡略化に配慮して、1つのアクチュエータ30に対してのプログラムによる処理について説明する。

【0061】

アクチュエータ制御プログラムにおいては、まず、ステップ1(以下、「S1」と略す、他のステップも同様である)~S3において、先に説明したような手法で、振動減衰成分 f_v 、ロール抑制成分 f_R 、ピッチ抑制成分 f_p が決定される。そして、S4において、それらの成分 f_v 、 f_R 、 f_p が合計されて、ばね上部とばね下部との間に作用させるべき力である必要作用力 f_N が決定される。次いで、S5において、ばね下部側ユニットとばね下部との相対変位量 x が、ハイトセンサ224の検出結果から得られるばね上部とばね下部との接近離間動作量と、レゾルバ242の検出結果から推定されるばね上部側ユニットとばね下部側ユニットとの相対動作量との差から求められる。そして、S6において、今回の相対変位量と前回の相対変位量とが比較され、ばね下部側ユニットとばね下部との相対動作の方向が推定され、それらが接近していると推定された場合には、S7においてダンパ70の減衰係数 C を C_0 に設定し、離間していると推定された場合には、S8において減衰係数 C を C_1 に設定する。

【0062】

続いて、S9において、先に説明した伝達関数 $G(s) = (m \cdot s^2 + C \cdot s + k) / (C \cdot s + k)$ に従った演算が行われ、入力値であるS4において決定された必要作用力 f_N に対して、アクチュエータ30に発生させるべきアクチュエータ力 f_A が出力される。そして、S10において、ばね下部の変位によってばね下部側ユニットがもつことになる慣性力 $m \cdot G z g$ を考慮して、目標アクチュエータ力 $f^* (= f_A - m \cdot G z g)$ が決定される。次いで、S11において、その目標アクチュエータ力 f^* に基づいて、モータ46の制御を行うためのデューティ比が決定され、そのデューティ比に基づいた指令がインバータ204に送信される。この処理により、各アクチュエータ30のモータ46の作動が制御されることで、各アクチュエータ30は、必要とされるアクチュエータ力を発生させることになる。

10

20

30

40

50

【 0 0 6 3 】

< 制御装置の機能構成 >

上述したようなアクチュエータ 30 の制御を実行する ECU 200 は、それらの各種の処理を実行する各種の機能部を有していると考えられる。詳しく言えば、図 6 に示すように、ECU 200 は、上記アクチュエータ制御プログラムにおける S1 ~ S4 に従った処理を実行して、必要作用力を決定する機能部、つまり、必要作用力決定部 300 を有している。そして、この必要作用力決定部 300 は、振動減衰成分 f_v を決定する機能部として振動減衰制御部 302 を、ロール抑制成分 f_R を決定する機能部としてロール抑制制御部 304 を、ピッチ抑制成分 F_p を決定する機能部としてピッチ抑制制御部 306 を、それぞれ有している。また、ECU 200 は、上記必要作用力が入力されて第 1 伝達関数および第 2 伝達関数の積である関数の逆数関数として設定された合成伝達関数による演算を行う機能部として、伝達関数依拠演算部 308 を有しており、その伝達関数依拠演算部 308 は、プログラムの S5 ~ S9 の処理を実行する部分が相当する。なお、その伝達関数依拠演算部 308 は、プログラムの S5 ~ S8 の処理を実行し、ばね下部側ユニットとばね下部とが相対動作する方向に応じてダンパの減衰係数を切り換えることで第 1 伝達関数および第 2 伝達関数を変更する伝達関数変更部 310 を有するものとなっている。さらに、ECU 200 は、プログラムの S10 の処理を実行し、伝達関数依拠演算部 308 から出力されたアクチュエータ力についての出力値を、ばね下部の変位によってばね下部側ユニットがもつ慣性力に基づいて補正して、目標アクチュエータ力を決定する慣性力依拠補正部 312 を有している。そして、それら必要作用力決定部 300、伝達関数依拠演算部 308、慣性力依拠補正部 312 を含んで目標アクチュエータ力決定部 314 が構成されている。ちなみに、ECU 200 は、エアスプリング 34 によって車高変更を行う車高変更制御部 316 をも有している。

【 0 0 6 4 】

以上のように、本サスペンションシステム 10 においては、目標アクチュエータ力が、アクチュエータ力が入力された場合にばね下部側ユニットのばね下部に対する変位量が出力される伝達関数である第 1 伝達関数と、その変位量が入力された場合にばね上部とばね下部との間に実際に作用する力である実作用力が出力される伝達関数である第 2 伝達関数とを利用し、アクチュエータ 30 および連結機構 32 によってばね上部とばね下部との間に作用させるべき力である必要作用力と、ばね下部が変位することによってばね下部側ユニットがもつ慣性力とに基づいて決定されることから、アクチュエータ力が連結機構 32 を介してばね上部とばね下部とに作用する力が適切化されることになる。つまり、本システム 10 によれば、連結機構をアクチュエータに対して直列的に配設したことによる車両の乗り心地、車両の操縦性、安定性等の悪化を防止することが可能である。

【 0 0 6 5 】

< 変形例 >

上記実施例のシステムにおいては、目標アクチュエータ力決定部が、図 7(a) に示すように、第 1 伝達関数と第 2 伝達関数との積である関数の逆数関数として設定された合成伝達関数 $G(s)$ に、必要作用力が入力されるように構成されていたが、図 7(b) に示す合成伝達関数 $H(s)$ を用いて演算されるように構成されてもよい。合成伝達関数 $H(s)$ は、上記実施例の伝達関数 $G(s)$ に近似させた伝達関数であり、次式のように表される。

$$H(s) = G'(s) / \{ 1 + G'(s) \cdot A(s) \}$$

ここで、 $G'(s)$ 、 $A(s)$ は、次式に示すような伝達関数である。

$$G'(s) = P + I / s + D \cdot s$$

$$A(s) = (C \cdot s + k) / (m \cdot s^2 + C \cdot s + k)$$

なお、 P 、 I 、 D は、それぞれ、比例ゲイン、積分ゲイン、微分ゲインであり、上記実施例の伝達関数 $G(s)$ に近似するように、適切な値に設定されたものである。上記実施例の伝達関数 $G(s)$ は、 s に関して 1 次の関数であるのに対して、本変形例における伝達関数 $A(s)$ は、 $1/s$ の項を有する関数となっている。そのため、本変形例における伝達関数 $A(s)$ は、上記実施例の伝達関数 $G(s)$ に比較して、安定した演算が可能となっている。

【図面の簡単な説明】

【0066】

【図1】請求可能発明の実施例である車両用サスペンションシステムの全体構成を示す模式図である。

【図2】図1に示すスプリング・アブソーバAssyを示す正面断面図である。

【図3】図2のスプリング・アブソーバAssyをモデル化した図である。

【図4】ばね下部の変位を考慮して図2のスプリング・アブソーバAssyをモデル化した図である。

【図5】図1に示すサスペンション電子制御ユニットによって実行されるアクチュエータ制御プログラムを表すフローチャートである。

10

【図6】図1に示すサスペンションシステムが有する制御装置の機能に関するブロック図である。

【図7】(a)が請求可能発明の実施例における目標アクチュエータ力決定部のブロック線図であり、(b)が変形例における目標アクチュエータ力決定部のブロック線図である。

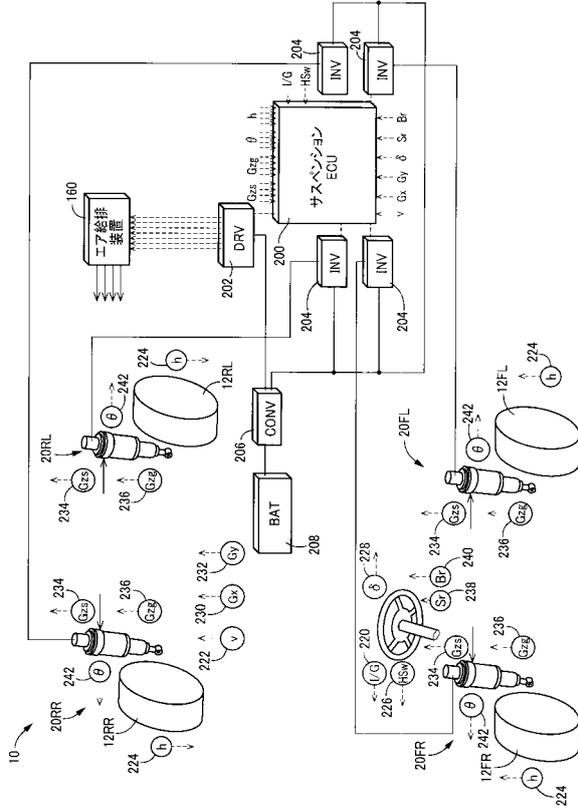
【符号の説明】

【0067】

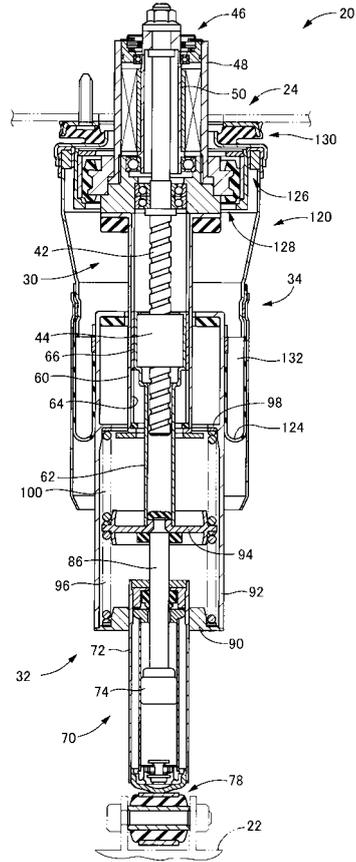
10：車両用サスペンションシステム 20：スプリング・アブソーバAssy 22
 :ロアアーム(ばね下部) 24：マウント部(ばね上部) 30：アクチュエータ
 32：ダンパ 34：エアスプリング 42：ロッド(雄ねじ部) 44：ボ
 ールねじナット(雌ねじ部) 46：電磁モータ 48：ケーシング 90：下部
 リテーナ 98：リテーナ 96, 100：圧縮コイルスプリング 160：エア
 給排装置 200：サスペンション電子制御ユニット(ECU, 制御装置) 204
 :インバータ 224：ハイトセンサ(接近離間動作量センサ) 234：ばね上縦
 加速度センサ 236：ばね下縦加速度センサ 242：レゾルバ(モータ動作量セ
 ンサ) 300：必要作用力決定部 302：振動減衰制御部 304：ロール抑
 制制御部 306：ピッチ抑制制御部 308：伝達関数依拠演算部 310：伝
 達関数変更部 312：慣性力依拠補正部 314：目標アクチュエータ力決定部

20

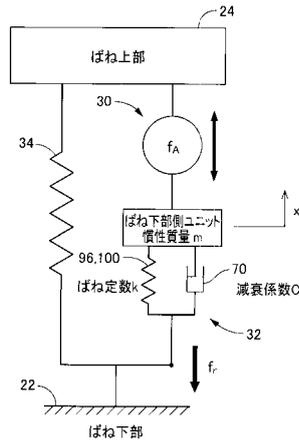
【図1】



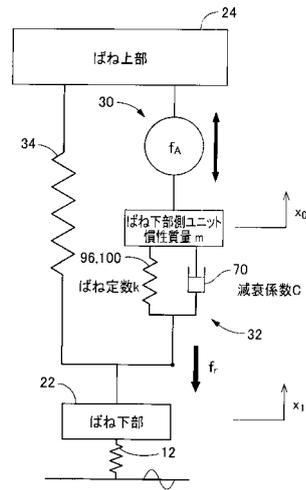
【図2】



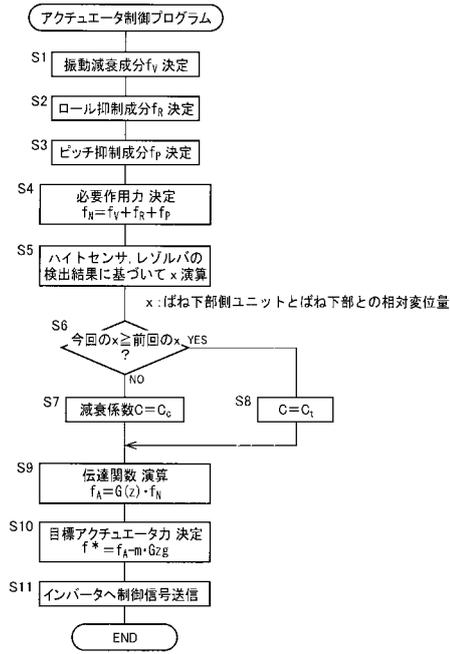
【図3】



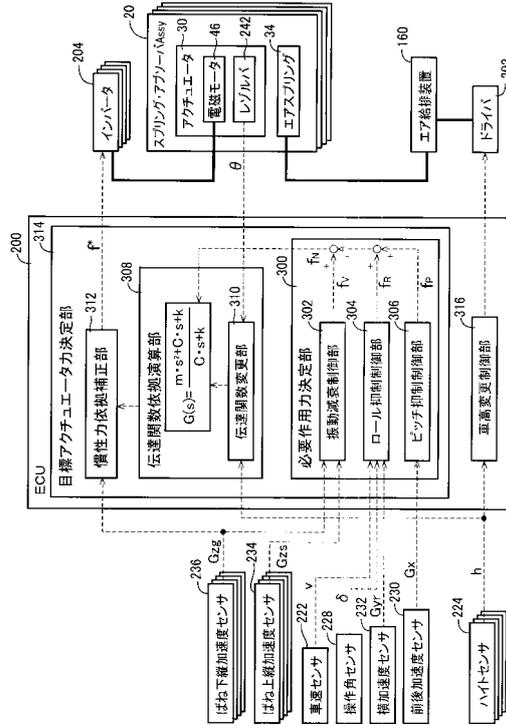
【図4】



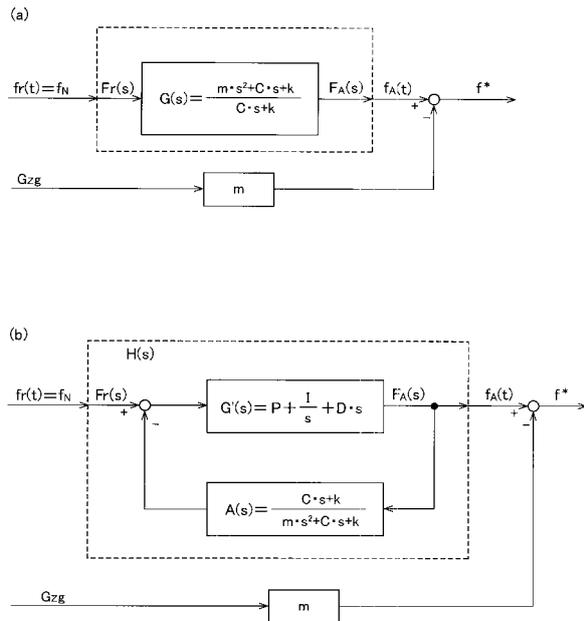
【図5】



【図6】



【図7】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開2008-195270(JP,A)
特開平8-197931(JP,A)
特開2007-203933(JP,A)
米国特許出願公開第2001/0044685(US,A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60G 1/00 - 99/00
F16F 15/00 - 15/36