

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2009-96366  
(P2009-96366A)

(43) 公開日 平成21年5月7日(2009.5.7)

(51) Int. Cl.	F 1	テーマコード (参考)
<b>B60G 17/015 (2006.01)</b>	B60G 17/015 Z	3D301
<b>B60G 17/0165 (2006.01)</b>	B60G 17/0165	
<b>B60G 21/055 (2006.01)</b>	B60G 21/055	

審査請求 有 請求項の数 14 O L (全 52 頁)

(21) 出願番号 特願2007-270568 (P2007-270568)  
(22) 出願日 平成19年10月17日 (2007.10.17)

(71) 出願人 000003207  
トヨタ自動車株式会社  
愛知県豊田市トヨタ町1番地  
(74) 代理人 100079669  
弁理士 神戸 典和  
(74) 代理人 100111394  
弁理士 佐藤 光俊  
(72) 発明者 香村 伸吾  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
(72) 発明者 徳積 仁  
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

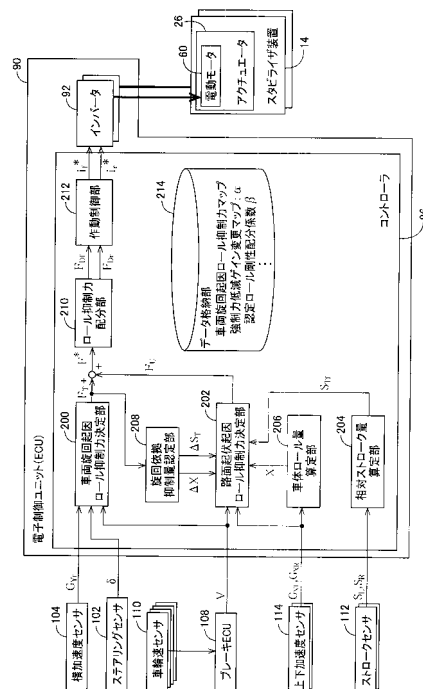
(54) 【発明の名称】 車体ロール抑制システム

(57) 【要約】

【課題】 実用性の高い車体ロール抑制システムを提供することを課題とする。

【解決手段】 ばね上部とばね上部との間に左右において互いに逆向きの力となるロール抑制力を発生させるとともにアクチュエータの作動によってそのロール抑制力を変更可能に構成されたアクティブスタビライザ装置14を、車両の前輪側および後輪側の各々に対して設けたシステムにおいて、それらスタビライザ装置の発生させるロール抑制力を当該車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロールを抑制するための力として作用させるための制御、つまり、路面起伏起因ロール抑制制御202を実行可能に構成される。例えば、従来のスタビライザ装置で行っていた車両の旋回に起因するロールを抑制する制御200に加え、上記路面起伏起因ロール抑制制御を実行可能とすれば、車両の乗り心地が向上する。

【選択図】 図11



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

(a)ばね上部とばね下部とを弾性的に連結するサスペンションスプリングと(b)ばね上部とばね下部との相対動作に対しての減衰力を発生させるダンパとを有するサスペンション装置を前輪側および後輪側の左右の車輪の各々に対して備えた車両に設けられ、当該車両の車体のロールを抑制するための車体ロール抑制システムであって、

それぞれが、左右の車輪の一方に対応するばね上部とばね下部とを接近させつつ左右の車輪の他方に対応するばね上部とばね下部とを離間させる力となるロール抑制力を発生させるとともに、アクチュエータを有して、そのアクチュエータの作動によってそのロール抑制力を変更可能に構成された前輪側および後輪側ロール抑制装置と、

それら前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が発生させるべきロール抑制力である目標装置個別ロール抑制力を決定し、その決定された目標装置個別ロール抑制力に基づいて前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が有する前記アクチュエータの作動を制御することで、その各々を制御する制御装置と

を備え、

前記制御装置が、

当該車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロールを抑制するために、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によって発生させるべきロール抑制力である目標路面起伏起因ロール抑制力を決定する路面起伏起因ロール抑制力決定部を有する車体ロール抑制システム。

## 【請求項 2】

前記制御装置が、

路面起伏起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力を、設定配分比に基づいて、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の目標装置個別ロール抑制力に配分するロール抑制力配分部を有する請求項 1 に記載の車体ロール抑制システム。

## 【請求項 3】

前記ロール抑制力配分部が、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の負荷に基づいて、前記設定配分比を変更するように構成された請求項 2 に記載の車体ロール抑制システム。

## 【請求項 4】

前記制御装置が、

当該車両の旋回に起因して生じる車体のロールを抑制するために、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によって発生させるべきロール抑制力である目標車両旋回起因ロール抑制力を決定する車両旋回起因ロール抑制力決定部を有する請求項 1 ないし請求項 3 のいずれか 1 つに記載の車体ロール抑制システム。

## 【請求項 5】

前記制御装置が、

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力を、設定配分比に基づいて、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の目標装置個別ロール抑制力に配分するロール抑制力配分部を有し、

そのロール抑制力配分部が、

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力と、前記車両旋回起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標車両旋回起因ロール抑制力とを合わせた力を、前記設定配分比に基づいて、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の目標装置個別ロール抑制力に配分するように構成された請求項 4 に記載の車体ロール抑制システム。

## 【請求項 6】

前記車両旋回起因ロール抑制力決定部が、

当該車両の旋回に起因して車体に作用するロールモーメントを指標する車両旋回起因口

10

20

30

40

50

ールモーメント指標の値に基づいて、前記目標車両旋回依拠ロール抑制力を決定するように構成された請求項4または請求項5に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項7】

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、当該車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロールを抑制するために設定された仮想的なロール挙動モデルに従って、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成された請求項1ないし請求項6のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【請求項8】

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、

前記ロール挙動モデルとして、車体のロールを抑制するためのスカイフックスプリングとスカイフックダンパとの少なくとも一方が配備されたスカイフックモデルを採用し、そのスカイフックモデルに従って、前記スカイフックスプリングと前記スカイフックダンパとの少なくとも一方が車体のロールを抑制する力の推定を行い、その推定された力に基づいて、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成されたスカイフック型ロール抑制力決定部と、

10

前記ロール挙動モデルとして、前記サスペンション装置が有するサスペンションスプリングおよびダンパによって発生させられる力であって、前輪側および後輪側の左右のばね下部の相対変位動作に依存して生じて車体のロールを生じさせる力であるロール強制力を、低減させるための強制力低減モデルを採用し、その強制力低減モデルに従って、前記サスペンションスプリングおよびダンパが実際に発生させるロール強制力と低減させたロール強制力との差である低減力の推定を行い、その推定に基づいて、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成された強制力低減型ロール抑制力決定部と

20

の少なくとも一方を有する請求項7に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項9】

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、少なくとも前記スカイフック型ロール抑制力決定部を有し、

そのスカイフック型ロール抑制力決定部が、

前記スカイフックモデルに従って車体のロール動作の推定を行い、その推定に基づいて、前記スカイフックスプリングとスカイフックダンパとの少なくとも一方が発生させるロール抑制力を推定するように構成された請求項8に記載の車体ロール抑制システム。

30

【請求項10】

前記スカイフック型ロール抑制力決定部が、

前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離の相対変動である前輪側の相対ストローク動作と後輪側の左右のばね上部とばね下部との距離の相対変動である後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づいて、前記車体のロール動作の推定を行うように構成され、かつ、

測定された前記前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離に基づく前記前輪側の相対ストローク動作と、その測定された前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離、当該車両の走行速度および当該車両のホイールベースに基づいて推定された前記後輪側の相対ストローク動作とに基づいて、前記車体のロール動作の推定を行うように構成された請求項9に記載の車体ロール抑制システム。

40

【請求項11】

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、少なくとも前記強制力低減型ロール抑制力決定部を有し、

前記ロール強制力が、前記前輪側のサスペンション装置が有する2つのサスペンションスプリングである前輪側スプリングによって発生させられる前輪側スプリング強制力と、前記前輪側のサスペンション装置が有する2つのダンパである前輪側ダンパによって発生させられる前輪側ダンパ強制力と、前記後輪側のサスペンション装置が有する2つのサスペンションスプリングである後輪側スプリングによって発生させられる後輪側スプリング強制力と、前記後輪側のサスペンション装置が有する2つのダンパである後輪側ダンパに

50

よって発生させられる後輪側ダンパ強制力とを成分として含み、

前記強制力低減モデルが、それら前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものをその1以上のものの各々に対して設定された低減率に基づいて低減させるように設定されたものである請求項8ないし請求項11のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【請求項12】

前記強制力低減モデルが、

前記前輪側スプリング強制力，前記後輪側スプリング強制力が、それぞれ、前記前輪側スプリングの各々のばね定数によって定まる前輪側ロールばね定数，前記後輪側スプリングの各々のばね定数によって定まる前輪側ロールばね定数に依拠した大きさの力となり、  
前記前輪側ダンパ強制力，前記後輪側ダンパ強制力が、それぞれ、前記前輪側ダンパの各々の減衰係数によって定まる前輪側ロール減衰係数，前記後輪側ダンパの各々の減衰係数によって定まる後輪側ロール減衰係数に依拠した大きさの力となるように設定され、かつ

10

それら前輪側ロールばね定数，後輪側ロールばね定数，前輪側ロール減衰係数，後輪側ロール減衰係数のうちの1以上のものを、その1以上の各々に対応する前記前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものに対して設定された前記低減率に基づいて低減させるように設定されたものである請求項11に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項13】

前記強制力低減モデルが、

車体のロールを抑制するための力を車体のロール量に応じて車体に作用させるロール抑制スプリングと車体のロール速度に応じて車体に作用させるロール抑制ダンパとの少なくとも一方が配備されたものであり、かつ、

20

前記前輪側ロールばね定数と前記後輪側ロールばね定数との少なくとも一方を低減させる場合には、それらの低減させる分に相当するロールばね定数を有する前記ロール抑制スプリングが少なくとも配備され、前記前輪側ロール減衰定数と前記後輪側ロール減衰定数との少なくとも一方を低減させる場合には、それらの低減させる分に相当するロール減衰定数を有する前記ロール抑制ダンパが少なくとも配備されたものである請求項12に記載の車体ロール抑制システム。

30

【請求項14】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものの各々に対して設定された前記低減率のうちの1以上のものを、当該車両の走行速度に基づいて変更するように構成された請求項11ないし請求項13のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【請求項15】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

当該車両の走行速度が設定閾速度以下である場合に、前記前輪側スプリング強制力および前記前輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を1とし、前記後輪側スプリング強制力および前記後輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を0とするように構成された請求項14に記載の車体ロール抑制システム。

40

【請求項16】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

当該車両の走行速度が設定閾速度以上である場合において、当該車両の走行速度が高いときに、低いときに比較して、(A)前記前輪側スプリング強制力に対して設定された前記低減率を大きくすることと、(B)前記前輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を小さくすることと、(C)前記後輪側スプリング強制力に対して設定された前記低減率を小さくすることと、(D)前記後輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を大きくすることとの、いずれか1以上を行うように構成された請求項14または請求項15に記

50

載の車体ロール抑制システム。

【請求項 17】

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、少なくとも前記強制力低減型ロール抑制力決定部を有し、

その強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記強制力低減モデルに従って前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行い、その推定に基づいて、前記低減力を推定するように構成された請求項 11 ないし請求項 16 のいずれか 1 つに記載の車体ロール抑制システム。

【請求項 18】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

(i) 前輪側における左輪側のばね上部とばね下部との距離と右輪側のばね上部とばね下部との距離との相対変動である前輪側の相対ストローク動作と、後輪側における左輪側のばね上部とばね下部との距離と右輪側のばね上部とばね下部との距離との相対変動である後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方と、(ii) 車体のロール動作との少なくとも一方に基づいて、前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行うように構成された請求項 17 に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項 19】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記前輪側の相対ストローク動作と後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づく推定と、前記車体のロール動作に基づく推定とを、択一的に行うように構成され、かつ、

当該車両の走行速度が設定閾速度より高い場合において、前記前輪側の相対ストローク動作と後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づく推定を行い、当該車両の走行速度が設定閾速度より低い場合において、前記車体のロール動作に基づく推定を行うように構成された請求項 18 に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項 20】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記前輪側の相対ストローク動作と後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づく推定を行う場合において、測定された前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離に基づく前記前輪側の相対ストローク動作と、その測定された前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離、当該車両の走行速度および当該車両のホイールベースに基づいて推定された前記後輪側の相対ストローク動作とに基づいて、前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行うように構成と、

前記車体のロール動作に基づく推定を行う場合において、測定された車体のロール量に基づく車体のロール動作と、当該車両の走行速度および当該車両のホイールベースとに基づいて、前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行う構成と

との少なくとも一方を有する請求項 18 または請求項 19 に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項 21】

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、

前記スカイフック型ロール抑制力決定部と前記強制力低減型ロール抑制力決定部との両方を有し、

前記スカイフック型ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力と、前記強制力低減型ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力とを、設定重み付け係数を用いた重み付けをして和することにより、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成された請求項 8 ないし請求項 20

10

20

30

40

50

のいずれか 1 つに記載の車体ロール抑制システム。

【請求項 2 2】

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、

当該車両が走行する路面に起因した車体のロール振動が、比較的高い周波数の振動成分が大きい場合には、前記スカイフック型ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力に対する重み付けを大きく、比較的低い周波数の振動成分が大きい場合には、前記強制力低減型ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力に対する重み付けを大きくするように構成された請求項 2 1 に記載の車体ロール抑制システム。

10

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両に搭載される車体ロール抑制システムに関し、詳しくは、車両が走行する路面の起伏に起因する車体のロールを抑制するための制御を実行可能な車体ロール抑制システムに関する。

【背景技術】

【0002】

自動車の分野では、近年、下記特許文献に記載されているような車体ロール抑制システム、つまり、車体のロールを抑制するロール抑制力を発生させるとともに、そのロール抑制力をアクチュエータの作動によって変更可能なロール抑制装置を備えたシステムの開発が始まっている。このようなシステムは、アクティブスタビライザシステム等と呼ばれ、既に一部の車両では、実際に搭載されるに至っている。

20

【0003】

これまでに検討されてきた車体ロール抑制システムは、専ら車両の旋回に起因して生じる車体のロールを対象としており、その車体のロールを効果的に抑制すべく、車両の旋回によって車体が受けるロールモーメントを推定し、その推定したロールモーメントに基づき、適切なロール抑制力を発生させるように構成されている。

【特許文献 1】特開 2006 - 321296 号公報

【特許文献 2】特開 2006 - 256459 号公報

30

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

車体のロールは、車両の旋回にのみ起因して生じるものではない。例えば、荒れた路面、凸凹な路面、段差のある路面等を車両が直進して通過する際にも、それらの路面の起伏に起因して生じる。これまでに検討されてきた車体ロール抑制システムでは、そのような車体のロールを対象としておらず、そのような車体のロールへの効果的な対処は、車体ロール抑制システムの実用性の向上に繋がることになる。本発明は、そのような実情に鑑みてなされたものであり、実用性の高い車体ロール抑制システムを提供することを課題とする。

40

【課題を解決するための手段】

【0005】

上記課題を解決するため、本発明の車体ロール抑制システムは、ばね上部とばね上部との間に左右において互いに逆向きの力となるロール抑制力を発生させるとともにアクチュエータの作動によってそのロール抑制力を変更可能に構成されたロール抑制装置を、車両の前輪側および後輪側の各々に対して設けたシステムであって、それらロール抑制装置の発生させるロール抑制力を当該車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロールを抑制するための力として作用させるための制御、つまり、路面起伏起因ロール抑制制御を実行可能に構成される。

【発明の効果】

50

## 【 0 0 0 6 】

本発明の車体ロール抑制システムでは、路面の起伏に起因して生じる車体のロールが、上記ロール抑制装置によって効果的に抑制されるため、当該の車両の乗り心地が向上させられることになる。その意味において、本発明の車体ロール抑制システムは、実用性の高いシステムとなる。

## 【 発明の態様 】

## 【 0 0 0 7 】

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。

## 【 0 0 0 8 】

なお、下記（１）項が、請求項１に相当し、（２）項ないし（６）項が請求項２ないし請求項６に、（８）項が請求項７に、（９）項が請求項８に、（１１）項が請求項９に、（１３）項が請求項１０に、（１８）項が請求項１１に、（１９）項が請求項１２に、（２０）項が請求項１３に、（２１）項が請求項１４に、（２２）項が請求項１５に、（２３）項ないし（２６）項を合わせたものが請求項１６に、（２７）項が請求項１７に、（２８）項が請求項１８に、（３０）項が請求項１９に、（３１）項と（３２）項とを合わせたものが請求項２０に、（３５）項が請求項１２に、（３６）項が請求項２２に、それぞれ相当する。

## 【 0 0 0 9 】

（１）(a)ばね上部とばね下部とを弾性的に連結するサスペンションスプリングと(b)ばね上部とばね下部との相対動作に対しての減衰力を発生させるダンパとを有するサスペンション装置を前輪側および後輪側の左右の車輪の各々に対して備えた車両に設けられ、当該車両の車体のロールを抑制するための車体ロール抑制システムであって、

それぞれが、左右の車輪の一方に対応するばね上部とばね下部とを接近させつつ左右の車輪の他方に対応するばね上部とばね下部とを離間させる力となるロール抑制力を発生させるとともに、アクチュエータを有して、そのアクチュエータの作動によってそのロール抑制力を変更可能に構成された前輪側および後輪側ロール抑制装置と、

それら前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が発生させるべきロール抑制力である目標装置個別ロール抑制力を決定し、その決定された目標装置個別ロール抑制力に基づいて前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が有する前記アクチュエータの作動を制御することで、その各々を制御する制御装置と

を備え、

前記制御装置が、

当該車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロールを抑制するために、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によって発生させるべきロール抑制力である目標路面起伏起因ロール抑制力を決定する路面起伏起因ロール抑制力決定部を有する車体ロール抑制システム。

## 【 0 0 1 0 】

本項に記載の態様は、簡単に言えば、車体ロール抑制システムを、車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロール（以下、「路面起伏起因ロール」という場合がある）を抑制するための力として上記前輪側および後輪側のロール抑制装置が発生する力を作用させる制御、つまり、「路面起伏起因ロール抑制制御」を実行可能に構成した態様である。これまでに検討されている車体ロール抑制システムは、専ら、車両の旋回に起因して生

10

20

30

40

50

じる車体のロール（以下、「車両旋回起因ロール」という場合がある）を抑制するための制御、つまり、「車両旋回起因ロール抑制制御」が実行されるシステムであり、本項の態様は、路面起伏起因ロール抑制制御を実行できるという点でユニークである。本項の態様によれば、路面起伏起因ロールを効果的に抑制できることから、車両の乗り心地を向上させることが可能となる。なお、本明細書において、「車体のロール」とは、特に断りのない限り、左右のばね下部を基準とした車体のロール、つまり、相対ロールではなく、車体の水平状態を基準とする車体のロール、つまり、絶対ロールを意味するものとして扱うこととする。

#### 【0011】

本項の態様における「ロール抑制装置」は、特にその構造が限定されるものではなく、例えば、いわゆるアクティブスタビライザ装置と呼ばれるような装置を採用できる。スタビライザ装置は、例えば、自身が備えるスタビライザバーによって、専ら、右側のばね上部とばね下部との間と左側のばね上部とばね下部との間に、同じ大きさであって互いに逆方向となるの力を作用させる装置であり、アクティブスタビライザ装置は、その力をアクチュエータによって積極的に変更することができる装置である。このアクティブスタビライザ装置の構造については、後に詳しく説明する。なお、本項の態様におけるロール抑制装置は、左右のそれぞれに独立して制御可能なアクチュエータを備え、それらのアクチュエータを連係させるように制御することで、ロール抑制力を発生させるような型式の装置であってもよい。

#### 【0012】

また、ロール抑制装置が備える「アクチュエータ」は、電動モータを主体として構成されるようなものであってもよく、油圧等の流体圧によって作動するようなアクチュエータであってもよい。また、「制御装置」は、例えば、コンピュータを主体として構成されたものを採用可能である。アクチュエータは、その種類に応じた駆動装置によって当該制御装置の制御下において駆動されるものが一般的であり、制御装置は、その駆動装置を自身の構成要素として含んで構成されるものであってもよく、また、外部に設けられた駆動装置を駆動するような構成のものであってもよい。

#### 【0013】

また、制御装置は、前輪側および後輪側のロール抑制装置に対して目標ロール抑制力を個別に決定し、それらロール抑制装置を個別に制御可能とされている。制御装置は、路面起伏起因ロール抑制制御を実行する主たる機能部として、上記「路面起伏起因ロール抑制力決定部」を有しており、また、それによって決定された上記「目標路面起伏起因ロール抑制力」に基づいて、前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の上記「目標装置個別ロール抑制力」を決定する機能をも有している。目標路面起伏起因ロール抑制力は、路面起伏起因ロール抑制制御において前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が発生させるべき個別のロール抑制力として決定されるものであってもよく、それらの装置によって発生させるべきロール抑制力の合計として決定されるものであってもよい。

#### 【0014】

(2) 前記制御装置が、

路面起伏起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力を、設定配分比に基づいて、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の目標装置個別ロール抑制力に配分するロール抑制力配分部を有する(1)項に記載の車体ロール抑制システム。

#### 【0015】

本項に記載の態様は、目標路面起伏起因ロール抑制力決定部が、前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が発生させるべきロール抑制力の合計を決定するように構成されている場合において、特に有効的な態様である。例えば、一般に、旋回において車両がアンダーステア傾向となるように前輪側および後輪側のロール剛性配分が設定される。本項における「設定配分比」は、例えば、そのように設定されたロール剛性配分に従った配分比とすることができる。設定配分比は、その値が変更不能に設定されていてもよく、その値が

何らかの状況，条件に応じて変更されるように設定されもるようなものであってもよい。ちなみに、車体は剛体とみなせるため、設定配分比を変更しても、車体のロールの抑制効果には、大きくは影響しない。

【0016】

(3) 前記ロール抑制力配分部が、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の負荷に基づいて、前記設定配分比を変更するように構成された(2)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0017】

本項の態様によれば、例えば、各ロール抑制装置に過度の負担をかけることが抑制若しくは防止できる。具体的に言えば、ロール抑制力配分部を、例えば、2つのロール抑制装置の一方の負荷が大きくなる場合に、その一方が担うべきロール抑制力の一部を他方に担わせるように設定配分比を変更するようにすればよい。さらに言えば、例えば、各ロール抑制装置の負担を指標する負担指標を設定しておき、一方のロール抑制装置の負担指標の値が設定閾値を超えることが予測される場合に、その一方が発生させるべきロール抑制力が小さくなりかつ他方が発生させるべきロール抑制力が大きくなるように、設定配分比を変更するような構成とすることも可能である。また、例えば、2つのロール抑制装置の負担指標が等しくなるように、設定配分比を変更するような構成とすることも可能である。なお、ロール抑制装置の負担指標としては、例えば、ロール抑制装置が発生させるべきロール抑制力そのものを採用することもできる。また、ロール抑制装置のアクチュエータが電動モータを駆動源として有するものである場合には、その電動モータに供給する電力、電流等を採用することも可能である。

10

20

【0018】

(4) 前記制御装置が、

当該車両の旋回に起因して生じる車体のロールを抑制するために、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によって発生させるべきロール抑制力である目標車両旋回起因ロール抑制力を決定する車両旋回起因ロール抑制力決定部を有する(1)項ないし(3)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0019】

本項の態様は、従来の車体ロール抑制システムが有している機能、つまり、車両旋回起因ロールを抑制するための機能を実現可能な態様である。本項の態様によれば、車両旋回起因ロール抑制制御と路面起伏起因ロール抑制制御との両者が実行可能であり、車両旋回起因ロールと路面起伏起因ロールとの両方が抑制される。したがって、本項の態様のシステムを搭載した車両は、その乗り心地が良好なものとなる。ちなみに、上記2つの制御は選択的に実行されるものであってもよいが、乗り心地を良好なものとするという観点からすれば、それらの制御は同時に実行されることが望ましい。つまり、車両旋回起因ロール抑制力決定部と路面起伏起因ロール抑制力決定部とは、同時期において機能するものであることが望ましいのである。なお、2つの制御を同時に実行する場合、車両旋回起因ロール抑制力決定部によって決定された目標車両旋回起因ロール抑制力と路面起伏起因ロール抑制力決定部によって決定された目標路面起伏起因ロール抑制力とを合計したものに基づいて、前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の目標装置個別ロール抑制力を決定すればよい。なお、目標路面起伏起因ロール抑制力と同様、車両旋回起因ロール抑制力決定部によって決定される目標車両旋回起因ロール抑制力は、車両旋回起因ロール抑制制御において前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が発生させるべき個別のロール抑制力として決定されるものであってもよく、それらの装置によって発生させるべきロール抑制力の合計として決定されるものであってもよい。

30

40

【0020】

(5) 前記制御装置が、

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力を、設定配分比に基づいて、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の目標装置個別ロール抑制力に配分するロール抑制力配分部を有し、

50

そのロール抑制力配分部が、

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力と、前記車両旋回起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標車両旋回起因ロール抑制力とを合わせた力を、前記設定配分比に基づいて、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の目標装置個別ロール抑制力に配分するように構成された(4)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0021】

本項の態様は、車両旋回起因ロール抑制制御と路面起伏起因ロール抑制制御とを同時に実行可能とされた態様において好適な態様である。

【0022】

(6)前記車両旋回起因ロール抑制力決定部が、

当該車両の旋回に起因して車体に作用するロールモーメントを指標する車両旋回起因ロールモーメント指標の値に基づいて、前記目標車両旋回依拠ロール抑制力を決定するように構成された(4)項または(5)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0023】

本項の態様は、車両旋回起因ロール抑制制御の具体的手法に関する限定を加えた態様である。上記「車両旋回起因ロールモーメント指標」の値に基づいて目標車両旋回依拠ロール抑制力を決定すれば、車両旋回起因ロールを効果的に抑制できる。

【0024】

(7)前記車両旋回起因ロール抑制力決定部が、

前記車両旋回起因ロールモーメント指標の値として、車体に生じる横加速度、当該車両のヨーレート、当該車両の走行速度、車両の操舵量から選ばれる1以上のものの値に基づいて、前記目標車両旋回依拠ロール抑制力を決定するように構成された(6)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0025】

本項の態様は、上記車両旋回起因ロールモーメント指標を、具体的に限定して採用する態様である。本項に列挙した車両旋回起因ロールモーメント指標は、いずれも、比較的簡便に検出でき、また、比較的正確に車両の旋回に起因するロールモーメントを推定可能である。

【0026】

(8)前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、当該車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロールを抑制するために設定された仮想的なロール挙動モデルに従って、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成された(1)項ないし(7)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0027】

上記「ロール挙動モデル」は、言い換えれば、車体のロール動作を推定するためのモデルであり、振動モデルの一種である「ロール運動モデル」、「ロール振動モデル」等とも呼ぶことのできるものである。上記ロール挙動モデルとして、種々のモデルを設定可能であり、制御の目的、車両の走行状態、車両が走行する路面の状態等に応じて好適なモデルを採用することができる。

【0028】

具体的に言えば、ロール挙動モデルの基本的モデルとして、車体を剛体とみなし、前輪側および後輪側の各々に相対ストローク対応スプリングおよび相対ストローク対応ダンパを備えた前後2輪モデルを採用することができる。この相対ストローク対応スプリングは、前輪側若しくは後輪側2つのサスペンションスプリングによって、左輪側のばね上部とばね下部との距離と右輪側のばね上部とばね下部の距離との差(以下、「相対ストローク量」という場合がある)に応じた弾性反力を発生させる仮想的なサスペンションスプリングであり、相対ストローク対応ダンパは、前輪側若しくは後輪側の2つのダンパによって、左輪側のばね上部とばね下部との距離と右輪側のばね上部とばね下部の距離との差の変化速度(以下、「相対ストローク速度」という場合がある)に応じた減衰力を発生させる

10

20

30

40

50

仮想的なダンパである。ちなみに、上記相対ストローク対応スプリングは、相対ストローク量に対しての特定のばね定数（以下、「ロールばね定数」という場合がある）を有し、上記相対ストローク対応ダンパは、相対ストローク速度に対しての特定の減衰係数（以下、「ロール減衰係数」という場合がある）を有している。

【0029】

そして、路面起伏起因ロール抑制制御においては、例えば、上記基本的モデルに基づき、2つのモデルを設定し、それらモデルの対照することによって、目標路面起伏起因ロール抑制力を決定すればよい。2つのモデルのうちの一つは、実際の装置構成に従ったモデル（以下、「実装置モデル」という場合がある）であり、上記基本的モデルに、前輪側および後輪側のロール抑制装置を追加したモデルである。もう一つは、理想的な制御状態に従うモデル（以下、「理想制御状態モデル」という場合がある）であり、上記基本的モデルに、例えば、車体のロールを抑制するための車体のロール量に応じた弾性反力を発生させる仮想的なスプリング（以下、「ロール抑制スプリング」という場合がある）と、車体のロール速度に応じた減衰力を発生させる仮想的なダンパ（以下、「ロール抑制ダンパ」という場合がある）との少なくとも一方を追加したようなモデルである。

10

【0030】

上記実装置モデルでは、相対ストローク対応スプリングおよび相対ストローク対応ダンパは、それぞれ、実際に車両に装備されたサスペンションスプリングのばね定数およびダンパの減衰係数に基づくロールばね定数およびロール減衰係数を有する。それに対して、上記理想制御状態モデルでは、相対ストローク対応スプリングおよび相対ストローク対応ダンパのロールばね定数およびロール減衰係数は、目標とする制御状態に応じて、実装置モデルにおけるそれらとは異なる値に設定してもよく、また、ロール抑制スプリングのばね定数（以下、「ロールばね定数」という場合がある）およびロール抑制ダンパの減衰係数（以下、「ロール減衰係数」という場合がある）は、目標とする制御状態に応じて、任意の値に設定すればよい。

20

【0031】

起伏のある路面を車両が走行し、その起伏によってばね下部が相対変位した場合であっても、上記理想制御状態モデルに従えば、車体のロールが抑制された状態が実現される。したがって、上記実装置モデルにおいて、前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によってどのような大きさのロール抑制力を発生させれば理想制御状態モデルに従った状態を実現させることができるかが、容易に推認できる。つまり、理想制御状態モデルに従った車体のロール状態を実現するために、それら理想制御状態モデルと実装置モデルとを対照し、実装置モデルにおいて前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によって発生させるべきロール抑制力を決定するのである。このような手法によって、目標路面起伏起因ロール抑制力を決定することにより、適切な路面起伏起因ロール抑制制御が実行可能となる。

30

【0032】

（9）前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、

前記ロール挙動モデルとして、車体のロールを抑制するためのスカイフックスプリングとスカイフックダンパとの少なくとも一方が配備されたスカイフックモデルを採用し、そのスカイフックモデルに従って、前記スカイフックスプリングと前記スカイフックダンパとの少なくとも一方が車体のロールを抑制する力の推定を行い、その推定された力に基づいて、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成されたスカイフック型ロール抑制力決定部と、

40

前記ロール挙動モデルとして、前記サスペンション装置が有するサスペンションスプリングおよびダンパによって発生させられる力であって、前輪側および後輪側の左右のばね下部の相対変位動作に依存して生じて車体のロールを生じさせる力であるロール強制力を、低減させるための強制力低減モデルを採用し、その強制力低減モデルに従って、前記サスペンションスプリングおよびダンパが実際に発生させるロール強制力と低減させたロール強制力との差である低減力の推定を行い、その推定に基づいて、前記目標路面起伏起因

50

ロール抑制力を決定するように構成された強制力低減型ロール抑制力決定部との少なくとも一方を有する(8)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0033】

本項の態様は、目標路面起伏起因ロール抑制力の決定のために採用する理想制御状態モデルに関する限定を加えた態様である。上記2種のロール抑制力決定部は、互いに異なる理想制御状態モデルに依拠して、目標路面起伏起因ロール抑制力を決定する。

【0034】

上記「スカイフック型ロール抑制力決定部」は、特定の理想制御状態モデルに従って、目標路面起伏起因ロール抑制力を決定する。その理想制御状態モデル、つまり、上記「スカイフックモデル」では、前述のロール抑制スプリングとロール抑制ダンパとの少なくとも一方として、上記「スカイフックスプリング」と「スカイフックダンパ」との少なくとも一方を備えている。それらスカイフックスプリングおよびスカイフックダンパは、車体のロールをスカイフック理論に基づいて抑制する機能を有する。したがって、例えば、車体のロールを抑制するためにスカイフックスプリングとスカイフックダンパとの少なくとも一方が発生させる力を、目標路面起伏起因ロール抑制力として決定すれば、効果的な路面起伏起因ロール抑制制御が実行可能なのである。なお、スカイフックスプリングのロールばね定数、スカイフックダンパのロール減衰係数は、目標とする制御状態に応じて、適切な値に設定すればよい。また、その値は、固定的なものであってもよく、車両の走行状態、車両が走行する路面の状態等に応じて変更されるものであってもよい。なお、本項にいう「左右のばね下部の相対変位動作」とは、相対変位量、相対変位速度、相対変位加速度等を含む概念である。

【0035】

路面の起伏によって左右のばね下部が相対変位させられた場合には、前述の相対ストローク対応スプリングが発生させる弾性反力と、前述の相対ストローク対応ダンパが発生させる減衰力とが、ばね上部すなわち車体に作用し、それら弾性反力と減衰力との作用によって車体がロールさせられることになる。そのことから、サスペンション装置が有するサスペンションスプリングおよびダンパは、車体のロールを生じさせる上記「ロール強制力」を発生させることになる。上記「強制力低減型ロール抑制力決定部」は、特定の理想制御状態モデルに従って、目標路面起伏起因ロール抑制力を決定する。その理想制御状態モデル、つまり、上記「強制力低減モデル」では、前輪側と後輪側との少なくとも一方において、前述の相対ストローク対応スプリングと相対ストローク対応ダンパとの少なくとも一方による弾性反力と減衰力との少なくとも一方が、実装置モデルにおけるそれらの少なくとも一方より小さくなるようにされている。この強制力低減モデルに従えば、上記ロール強制力が低減させられることで、車体のロールが抑制されることとなる。したがって、例えば、低減させられた分のロール強制力、つまり、上記「低減力」に相当する大きさのロール抑制力を、目標路面起伏起因ロール抑制力として決定すれば、効果的な路面起伏起因ロール抑制制御が実行可能なのである。なお、低減力の大きさ、詳しく言えば、低減されていないロール強制力に対する低減力の割合である「低減率」は、目標とする制御状態に応じて、適切な値に設定すればよい。また、その値は、固定的なものであってもよく、車両の走行状態、車両が走行する路面の状態等に応じて変更されるものであってもよい。

【0036】

(10)前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、少なくとも前記スカイフック型ロール抑制力決定部を有する(9)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0037】

本項は、スカイフック型ロール抑制力決定部を有する以下の態様、つまり、「スカイフック型ロール抑制制御」を実行可能な以下の態様の前提として位置付けられる項である。

【0038】

(11)前記スカイフック型ロール抑制力決定部が、前記スカイフックモデルに従って車体のロール動作の推定を行い、その推定に基づいて、前記スカイフックスプリングとスカイフックダンパとの少なくとも一方が発生させるロ

10

20

30

40

50

ール抑制力を推定するように構成された(10)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0039】

本項の態様は、スカイフック型ロール抑制制御における目標路面起伏起因ロール抑制力の決定手法に対して、具体的な限定を加えた態様である。なお、本項にいう「車体のロール動作」は、車体のロール量，車体のロール速度，車体のロール加速度等を含む概念である。なお、車体のロール量は、左側のばね上部と右側のばね上部の相対変位量と考えることができ、ロール速度，ロール加速度は、その相対変位の速度，加速度と考えることができる。

【0040】

(12)前記スカイフック型ロール抑制力決定部が、

前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離の相対変動である前輪側の相対ストローク動作と後輪側の左右のばね上部とばね下部との距離の相対変動である後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づいて、前記車体のロール動作の推定を行うように構成された(11)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0041】

本項にいう「相対ストローク動作」は、左輪側のばね上部とばね下部との距離と、右輪側のばね上部とばね下部との距離との差に変化を生じさせるような動作を意味し、相対ストローク量，相対ストローク速度，相対ストローク加速度等を含む概念である。スカイフックモデルに従えば、前輪側と後輪側との少なくとも一方の相対ストローク動作から車体のロール動作を容易に推定することが可能である。

【0042】

(13)前記スカイフック型ロール抑制力決定部が、

測定された前記前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離に基づく前記前輪側の相対ストローク動作と、その測定された前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離，当該車両の走行速度および当該車両のホイールベースに基づいて推定された前記後輪側の相対ストローク動作とに基づいて、前記車体のロール動作の推定を行うように構成された(12)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0043】

本項に記載の態様によれば、前輪側の左輪側および右輪側の各々のばね上部とばね下部との距離（以下、「ストローク量」という場合がある）と、車両の走行速度（以下、「車速」という場合がある）とを測定することにより、車体のロール動作が推定可能である。それら、ストローク量，車速は、いずれも、容易に測定可能であり、本項の態様によれば、簡便にロール動作を推定でき、ひいては、簡便に目標路面起伏起因ロール抑制力を決定することができる。

【0044】

(14)前記制御装置が、

当該車両の旋回に起因して生じる車体のロールを抑制するために、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によって発生させるべきロール抑制力である目標車両旋回依拠ロール抑制力を決定する車両旋回起因ロール抑制力決定部を有し、

前記スカイフック型ロール抑制力決定部が、

前記車両旋回起因ロール抑制力決定部によって決定された目標車両旋回依拠ロール抑制力によって生じる前記前輪側の相対ストローク動作と前記後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方を推定し、その推定された前記前輪側の相対ストローク動作と前記後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方を除外した前記前輪側の相対ストローク動作と前記後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づいて、前記車体のロール動作の推定を行うように構成された(12)項または(13)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0045】

車両旋回起因ロール抑制制御と路面起伏起因ロール抑制制御を同時に実行するような場合には、それぞれの制御におけるロール抑制力をロール抑制装置が発生させている。したがって、車両旋回起因ロール抑制制御でのロール抑制力の影響により、単に、ストローク

10

20

30

40

50

量等の測定データに基づく推定では、路面の起伏に起因する相対ストローク動作を正確に推定できない可能性がある。本項の態様によれば、車両旋回依拠ロール抑制制御におけるロール抑制力の影響を排除するようにして目標車両旋回起因ロール抑制力が決定されることになり、上記2つの制御が同時に実行される場合でも、適切な路面起伏起因ロール抑制制御が実行可能である。

【0046】

(15)前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、少なくとも前記強制力低減型ロール抑制力決定部を有する(9)項ないし(14)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0047】

本項は、強制力低減型ロール抑制力決定部を有する以下の態様、つまり、「強制力低減型ロール抑制制御」を実行可能な以下の態様の前提として位置付けられる項である。

【0048】

(16)前記強制力低減モデルが、車体のロールを抑制するため力を車体のロール量に応じて車体に作用させるロール抑制スプリングと車体のロール速度に応じて車体に作用させるロール抑制ダンパとの少なくとも一方が配備されたものである(15)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0049】

本項の態様は、前述のロール抑制スプリングとロール抑制ダンパとの少なくとも一方を有する強制力低減モデルを採用して強制力低減型ロール抑制制御を実行する態様である。ロール強制力を低減させた場合には、車体のロール量を小さくすることができるが、単にロール強制力を低減させただけのモデルに従う車体のロール挙動は、発生した車体のロールの減衰が考慮されていないことになる。本項の態様において採用する強制力低減モデルでは、上記ロール抑制スプリングとロール抑制ダンパとの少なくとも一方に、発生した車体のロールの速やかな減衰といった機能を持たせることが可能である。つまり、ロール抑制スプリングとロール抑制ダンパとの少なくとも一方のロールばね定数若しくはロール減衰係数を適切化することにより、より効果的に、路面起伏起因ロールが抑制されるのである。

【0050】

(17)前記ロール強制力が、前記前輪側のサスペンション装置が有する2つのサスペンションスプリングである前輪側スプリングによって発生させられる前輪側スプリング強制力と、前記前輪側のサスペンション装置が有する2つのダンパである前輪側ダンパによって発生させられる前輪側ダンパ強制力と、前記後輪側のサスペンション装置が有する2つのサスペンションスプリングである後輪側スプリングによって発生させられる後輪側スプリング強制力と、前記後輪側のサスペンション装置が有する2つのダンパである後輪側ダンパによって発生させられる後輪側ダンパ強制力とを成分として含み、

前記強制力低減モデルが、それら前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものを低減させるように設定されたものである(15)項または(16)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0051】

先に説明した前後2輪モデルである強制力低減モデルに従えば、ロール強制力は、前述の相対ストローク対応スプリングおよび相対ストローク対応ダンパごとの成分として、「前輪側スプリング強制力」，「前輪側ダンパ強制力」，「後輪側スプリング強制力」，「後輪側ダンパ強制力」の4つの成分力に分けることができる。本項の態様は、それらの成分力の少なくとも1つのものを低減させるような態様である。いずれのものをどれくらい低減させるかは、目標とする制御状態，車両の走行状態，路面の起伏状態等に応じて適切に設定すればよい。

【0052】

(18)前記強制力低減モデルが、前記前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものを、その1以上の

10

20

30

40

50

ものの各々に対して設定された低減率に基づいて低減させるように設定されたものである(17)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0053】

本項の態様は、上述したロール強制力の成分の少なくとも1つを「設定低減率」に基づいて低減させる強制力低減モデルを採用する態様である。この設定低減率は、各成分ごとに設定することができる。設定低減率、つまり、低減されていない各成分力に対する各成分の低減力の割合は、その値が、固定的なものであってもよく、車両の走行状態、車両が走行する路面の状態等に応じて変更されるものであってもよい。なお、低減率は、成分力を低減させてない場合を“0”と、すべて低減させる場合つまり成分力を発生させない場合を、“1”とする尺度で設定することができる。この尺度において、いずれかの成分の低減率をマイナスの値に設定して、反対方向に成分力を作用させるようにすることもでき、また、1を超える値に設定して、成分力を増大させることも可能である。本項の態様は、そのような場合をも含み得る。

10

【0054】

(19)前記強制力低減モデルが、

前記前輪側スプリング強制力、前記後輪側スプリング強制力が、それぞれ、前記前輪側スプリングの各々のばね定数によって定まる前輪側ロールばね定数、前記後輪側スプリングの各々のばね定数によって定まる前輪側ロールばね定数に依拠した大きさの力となり、前記前輪側ダンパ強制力、前記後輪側ダンパ強制力が、それぞれ、前記前輪側ダンパの各々の減衰係数によって定まる前輪側ロール減衰係数、前記後輪側ダンパの各々の減衰係数によって定まる後輪側ロール減衰係数に依拠した大きさの力となるように設定され、かつ

20

それら前輪側ロールばね定数、後輪側ロールばね定数、前輪側ロール減衰係数、後輪側ロール減衰係数のうちの1以上のものを、その1以上の各々に対応する前記前輪側スプリング強制力、前輪側ダンパ強制力、後輪側スプリング強制力、後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものに対して設定された前記低減率に基づいて低減させるように設定されたものである(18)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0055】

本項の態様は、上記成分力を低減させる場合に、その成分力が先に説明した相対ストローク対応スプリングによるものであれば、そのロールばね定数を、相対ストローク対応ダンパであれば、そのロール減衰係数を、上記設定低減率に従って低減させる態様である。

30

【0056】

(20)前記強制力低減モデルが、

車体のロールを抑制するための力を車体のロール量に応じて車体に作用させるロール抑制スプリングと車体のロール速度に応じて車体に作用させるロール抑制ダンパとの少なくとも一方が配備されたものであり、かつ、

前記前輪側ロールばね定数と前記後輪側ロールばね定数との少なくとも一方を低減させる場合には、それらの低減させる分に相当するロールばね定数を有する前記ロール抑制スプリングが少なくとも配備され、前記前輪側ロール減衰定数と前記後輪側ロール減衰定数との少なくとも一方を低減させる場合には、それらの低減させる分に相当するロール減衰定数を有する前記ロール抑制ダンパが少なくとも配備されたものである(19)項に記載の車体ロール抑制システム。

40

【0057】

本項の態様は、簡単に言えば、上記ロール抑制スプリングとロール抑制ダンパとの少なくとも一方によって、上述の低減力に応じた力を、車体のロールを抑制するための力として発生させるように設定された強制力低減モデルを、採用する態様である。この強制力低減モデルは、ロール強制力の低減によって生じた車体のロールの減衰能力の低下を、ロール抑制スプリングとロール抑制ダンパとの少なくとも一方の力によって、低減力に応じて補完するように設定されたモデルであるといえる。本項の態様によれば、ロール抑制スプ

50

リングのロールばね定数，ロール抑制ダンパの減衰係数が適切化され、効果的な路面起伏起因ロール抑制制御が実行可能となる。

【 0 0 5 8 】

( 2 1 ) 前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものの各々に対して設定された前記低減率のうちの1以上のものを、当該車両の走行速度に基づいて変更するように構成された(18)項ないし(20)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【 0 0 5 9 】

本項の態様は、車両の走行状態に基づいて強制力低減型ロール抑制制御の特性を変更する態様の一態様である。したがって、本項の態様によれば、車速に応じたきめ細かな強制力低減型ロール抑制制御が可能となる。

【 0 0 6 0 】

( 2 2 ) 前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

当該車両の走行速度が設定閾速度以下である場合に、前記前輪側スプリング強制力および前記前輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を0とし、前記後輪側スプリング強制力および前記後輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を1とするように構成された(21)項に記載の車体ロール抑制システム。

【 0 0 6 1 】

路面の起伏によって左右のばね下部の相対変位（以下、単に、「ばね下部の相対変位」という場合がある）が生じてから、サスペンションスプリングおよびダンパによってロール強制力が車体に作用させられるまでには、ある程度の時間的な遅れ（以下、「ロール強制力作用遅れ」という場合がある）が存在する。そのため、強制力低減モデルに従って決定される目標路面起伏起因ロール抑制力は、その遅れの影響を受けることになる。この遅れは、ロール強制力を低減させるほど大きくなる。一方で、同じ路面の起伏を前輪と後輪とが時間をおいて通過することから、後輪側のばね下部の相対変位は、前輪側のばね下部の相対変位に対して、車速に応じた遅れ（以下、「後輪側ばね下部変位遅れ」という場合がある）が生じる。これらの上に鑑みれば、前輪側においてロール強制力を低減させずに、その分後輪側においてロール抑制力を大きく低減させるような強制力低減モデルを採用することが、目標路面起伏起因ロール抑制力の決定において、ロール強制力作用遅れの影響を小さくできることになる。簡単にいえば、強制力低減ロール抑制制御を後輪側に特化することで、目標路面起伏起因ロール抑制力の決定精度が向上するのである。また、例えば、先に説明したロール抑制スプリングとロール抑制力ダンパとの少なくとも一方を採用する強制力低減モデルの場合には、前輪側の左右のばね下部の相対変位が開始した後、比較的早い時点で、ロール抑制スプリングとロール抑制力ダンパとの少なくとも一方による力を車体に作用させ得、後輪側の左右のばね下部の相対変位が開始するよりも比較的早い時点で、それらの少なくとも一方の力を車体に作用させ得るのである。この目標路面起伏起因ロール抑制力の決定精度を向上させる効果は、車速が低い場合に、高いものとなる。本項の態様は、そのことに考慮した態様であり、本項の態様によれば、低速走行時における制御の応答性の低下が抑制され、低速時においても、路面起伏起因ロールの抑制効果が十分に担保されることになる。

【 0 0 6 2 】

( 2 3 ) 前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

当該車両の走行速度が設定閾速度以上である場合において、当該車両の走行速度が高いときに、低いときに比較して、前記前輪側スプリング強制力に対して設定された前記低減率を大きくするように構成された(21)項または(22)項に記載の車体ロール抑制システム。

【 0 0 6 3 】

( 2 4 ) 前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

当該車両の走行速度が設定閾速度以上である場合において、当該車両の走行速度が高いときに、低いときに比較して、前記前輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を

10

20

30

40

50

小さくするように構成された(21)項ないし(23)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0064】

(25)前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

当該車両の走行速度が設定閾速度以上である場合において、当該車両の走行速度が高いときに、低いときに比較して、前記後輪側スプリング強制力に対して設定された前記低減率を小さくするように構成された(21)項ないし(24)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0065】

(26)前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

当該車両の走行速度が設定閾速度以上である場合において、当該車両の走行速度が高いときに、低いときに比較して、前記後輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を大きくするように構成された(21)項ないし(25)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

10

【0066】

車体に作用するロール強制力は、前輪側のロール強制力と後輪側のロール強制力の和と考えることができ、それらロール抑制力の各々は、スプリング強制力とダンパ強制力の合成された力と考えることができる。左右のばね下部の相対変位を振動と考えれば、その相対変位に対して、スプリング強制力は同じ位相にあるが、ダンパ強制力は位相において90°先行することとなる。その一方で、後輪側のばね下部の相対変位は、前輪側のばね下部の相対変位に対して、車速をホイールベース(前輪と後輪との水平距離)で除した時間だけ遅れる。つまり、先に説明した後輪側ばね下部変位遅れが発生するのである。これらのことに鑑みれば、4つのロール強制力の成分、つまり、前輪側スプリング強制力、前輪側ダンパ強制力、後輪側スプリング強制力、後輪側ダンパ強制力の低減のさせ方次第で、車体に作用するロール強制力を可及的に小さくすることが可能となる。強制力低減型ロール抑制制御は、ロール強制力を小さくすることを目的とする制御であり、上記4つの項の態様は、上述のことを考慮して、4つのロール強制力の成分の低減率の適切化を図ることを目的とする態様である。

20

【0067】

車体のロールの抑制を図る場合、車両の乗り心地の観点から、何某かの周波数を有するばね下部の相対変位、例えば、ロール共振周波数を有するばね下部の相対変位を対象の中心として考えることが望ましい。その周波数は、具体的には、1.5~3Hzの間の値とするのが望ましい。ホイールベースによって異なるが、上記周波数のばね下部の相対変位を想定して説明すれば、車速が30km/hである場合には、位相にして、概ね270°の後輪側ばね下部変位遅れが発生し、90km/hである場合には、概ね90°の後輪側ばね下部変位遅れが発生すると想定することができる。このような想定に基づく強制力低減型ロール抑制制御に関して望ましい態様が、上記の4つの態様であり、それらの態様によれば、車体に作用するロール強制力を好適に低減させて、車体のロールを効果的に抑制することが可能となる。

30

【0068】

なお、上記4つの態様において、低減率を変更する場合に、車速に応じて、その値が連続して漸変するように変更してもよく、また、その値がステップ的に変化するように変更してもよい。また、上記4つの項にいう「設定閾速度」は、それらが、同じ速度であることを要しない。それらの設定閾速度は、互いに独立して、互いに異なる速度に設定することが可能である。ちなみに、それら4つの設定閾速度は、先に説明した設定閾速度、つまり、前輪側のロール強制力を発生させないような強制力低減モデルを採用した態様における設定閾速度と同じであることも要しない。互いに独立して、互いに異なる速度に設定することが可能である。

40

【0069】

(27)前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

50

前記強制力低減モデルに従って前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行い、その推定に基づいて、前記低減力を推定するように構成された(15)項ないし(26)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0070】

強制力低減制御は、ばね下部の相対変位によるロール強制力の低減を目的とする制御であるため、本項の態様によれば、低減力を比較的精度よく推定可能である。

【0071】

(28)前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

(i)前輪側における左輪側のばね上部とばね下部との距離と右輪側のばね上部とばね下部との距離との相対変動である前輪側の相対ストローク動作と、後輪側における左輪側のばね上部とばね下部との距離と右輪側のばね上部とばね下部との距離との相対変動である後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方と、(ii)車体のロール動作との少なくとも一方に基づいて、前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行うように構成された(27)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0072】

前輪側および後輪側の相対ストローク動作と車体のロール動作は、いずれも、ばね下部の相対変位動作を好適に推定するための動作である。そのため、本項の態様によれば、効果的な強制力低減型ロール抑制制御が実行できる。

【0073】

(29)前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記前輪側の相対ストローク動作と後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づく推定と、前記車体のロール動作に基づく推定とを、択一的に行うように構成された(28)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0074】

本項の態様は、基づく動作が異なる2種のばね下部の相対変位動作の推定を選択的に行う態様であり、例えば、車両の走行状態、車両が走行する路面の状態等に応じて、適切な方を選択すればよい。

【0075】

(30)前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

当該車両の走行速度が設定閾速度より高い場合において、前記前輪側の相対ストローク動作と後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づく推定を行い、当該車両の走行速度が設定閾速度より低い場合において、前記車体のロール動作に基づく推定を行うように構成された(29)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0076】

例えば、後に説明するように、前輪側および後輪側の一方の相対ストローク量を測定して前輪側と後輪側との両方のばね下部の相対変位動作を推定する場合、車速が低いときには、上述した後輪側ばね下部変位遅れの推定精度が比較的悪いため、前輪側と後輪側との他方のばね下部の相対変位動作の推定精度も比較的悪くなる。一方で、車体のロール動作の推定は、車体のロール量を測定する等して行うが、その測定は、ばね上部の上下加速度センサ等を利用して行わなければならない、煩雑な処理を伴う。本項に記載の態様は、上記2種のばね下部の相対変位動作の推定を、それらの長所、短所等を比較考量し、車速に応じて切り換える態様である。なお、本項にいう「設定閾速度」は、他の項において説明した設定閾速度と同じであることを要しない。つまり、それら他の項の設定閾速度とは、互いに独立して、互いに異なる速度に設定することが可能である。

【0077】

(31)前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記前輪側の相対ストローク動作と後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づく推定を行う場合において、測定された前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離

に基づく前記前輪側の相対ストローク動作と、その測定された前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離，当該車両の走行速度および当該車両のホイールベースに基づいて推定された前記後輪側の相対ストローク動作とに基づいて、前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行うように構成された(28)項ないし(30)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0078】

本項の態様は、先に説明した相対ストローク動作に基づくばね下部の相対変位動作の推定に関して、その具体的な手法について限定した態様である。

【0079】

(32)前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、  
前記車体のロール動作に基づく推定を行う場合において、測定された車体のロール量に基づく車体のロール動作と、当該車両の走行速度および当該車両のホイールベースとに基づいて、前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行うように構成された(28)項ないし(31)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0080】

本項の態様は、先に説明した車体のロール動作に基づくばね下部の相対変位動作の推定に関して、その具体的な手法を限定した態様である。先に説明したように、車体のロール量の測定は、例えば、左右のばね上部の加速度等を検出し、その検出結果を基に演算処理等することによって行うことができる。

【0081】

(33)前記制御装置が、  
当該車両の旋回に起因して生じる車体のロールを抑制するために、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によって発生させるべきロール抑制力である目標車両旋回依拠ロール抑制力を決定する車両旋回起因ロール抑制力決定部を有し、

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、  
前記車両旋回起因ロール抑制力決定部によって決定された目標車両旋回依拠ロール抑制力によって生じる前記前輪側の相対ストローク動作と前記後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方と車体のロール動作との少なくとも一方を推定し、その推定された前記前輪側の相対ストローク動作と前記後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方と車体のロール動作との少なくとも一方を除外した前記前輪側の相対ストローク動作と前記後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方と車体のロール動作との少なくとも一方に基づいて、前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行うように構成された(28)項ないし(32)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0082】

車両旋回起因ロール抑制制御と路面起伏起因ロール抑制制御を同時に実行するような場合には、それぞれの制御におけるロール抑制力をロール抑制装置が発生させている。したがって、車両旋回起因ロール抑制制御でのロール抑制力の影響により、単に、ストローク量，車体のロール量等の測定データに基づく推定では、路面の起伏に起因する相対ストローク動作，車体のロール動作を正確に推定できない可能性がある。本項の態様によれば、車両旋回依拠ロール抑制制御におけるロール抑制力の影響を排除するようにして目標車両旋回起因ロール抑制力が決定されることになり、上記2つの制御が同時に実行される場合でも、適切な路面起伏起因ロール抑制制御が実行可能である。

【0083】

(34)前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、  
前記スカイフック型ロール抑制力決定部と前記強制力低減型ロール抑制力決定部との両方を有する(9)項ないし(33)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0084】

10

20

30

40

50

本項は、スカイフック型ロール抑制制御と強制力低減型ロール抑制制御との両者を実行可能な以下の態様の前提として位置付けられる項である。

【0085】

(35) 前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、

前記スカイフック型ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力と、前記強制力低減型ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力とを、設定重み付け係数を用いた重み付けをして和することにより、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成された(34)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0086】

スカイフック型ロール抑制制御と強制力低減型ロール抑制制御とは、互いに、依拠するロール挙動モデルが異なるため、互いに異なる特徴を有する。それらの両方を実行可能に構成されたロール抑制システムでは、車両の走行状態、車両が走行する路面の状態等に応じて、それらの一方を選択的に実行することが可能である。本項の態様は、単にそれらの一方を選択的に実行するのではなく、それら2つの制御の特徴を考慮する等して、それらを同時に実行可能な一態様である。本項にいう「設定重み付け係数」は、固定的に設定されたものであってもよく、また、何らかの状況、条件に応じて、段階的に、あるいは、無段階的に、つまり、連続的に変化するように設定されたものであってもよい。

【0087】

(36) 前記路面起伏起因ロール抑制力決定部が、

当該車両が走行する路面に起因した車体のロール振動が、比較的高い周波数の振動成分が大きい場合には、前記スカイフック型ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力に対する重み付けを大きく、比較的低い周波数の振動成分が大きい場合には、前記強制力低減型ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力に対する重み付けを大きくするように構成された(35)項に記載の車体ロール抑制システム。

【0088】

強制力低減型ロール抑制制御は、上述のロール強制力を低減させることを目的と制御であり、先に説明したように、ロール強制力作用遅れが影響して、目標路面起伏起因ロール抑制力の決定精度が悪化する虞がある。具体的に言えば、ばね下部の相対変位を振動と観念すれば、比較的高周波域のばね下部の相対変位についての目標路面起伏起因ロール抑制力の決定精度が比較的悪化する傾向にある。本項の態様は、スカイフック型ロール抑制制御と強制力低減型ロール抑制制御とを同時に実行する場合に、例えば上記傾向等を考慮して重み付け係数が変更される態様である。

【0089】

本項の態様において、振動成分の周波数の推定、特定周波数域の振動成分の強度の推定等は、例えば、車体のロール動作、ばね下部の相対変位動作等の経時的な変化をフィルタ処理等を行うことによって推定することが可能である。より具体的に言えば、本項の態様は、例えば、特定の高周波数域の振動の強度と特定の低周波数域の振動の強度との比等に基づいて、上記重み付け係数を設定、変更するような態様とすることができる。

【0090】

(37) 前記サスペンション装置の各々が、自身に対応する車輪を保持する車輪保持部材を有しており、

前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が、

左右のサスペンション装置が有する車輪保持部材に両端部が連結されてロール抑制力を発生させるスタビライザバーを備え、前記アクチュエータが自身の作動量に応じて前記スタビライザバーが発生させるロール抑制力を変更するように構成された(1)項ないし(36)項のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【0091】

本項に記載の態様は、ロール抑制装置の具体的な構造に限定を加えた態様であり、いわ

10

20

30

40

50

ゆるアクティブスタビライザ装置をロール抑制装置として備えたシステムに関する態様である。本項の態様において、ロール抑制装置の構成は、特に限定されるものではない。例えば、後に説明するように、1つのスタビライザバーを、中央部で2つに分離して1対のスタビライザバー部材によって構成し、それら1対のスタビライザバー部材の間にアクチュエータを配設して、上記電磁モータが発生させる力に依拠して、そのアクチュエータがそれら1対のスタビライザバー部材を相対回転させロール抑制力を変化させるような構成であってもよい。また、スタビライザバーの一方の端部と左右のサスペンション装置の一方が有する車輪保持部材との間にアクチュエータを配設して、そのアクチュエータがその一方の端部と車輪保持部材との間隔を変化させることでロール抑制力を変化させるような構成であってもよい。

10

## 【0092】

本項に記載のロール抑制装置では、例えば、スタビライザバーの振り反力に基づいてロール抑制力が発生され、アクチュエータの作動量に応じてスタビライザバーの振り量が変更されることによって、ロール抑制力が増減されるような構成となる。アクチュエータの作動量が0である場合、つまり、アクチュエータの動作位置が中立位置にある場合は、スタビライザバーは、そのスタビライザバーの振り剛性に応じたロール抑制力を発生させることになる。言い換えれば、ロール抑制装置は、コンベンショナルなスタビライザ装置、つまり、アクティブではないスタビライザ装置と同様の機能を有することになる。そして、アクチュエータを中立位置から作動させることにより、あたかも、そのスタビライザバーの剛性が増減されたのごとく、アクチュエータの作動量に応じた分、ロール抑制力が増減させられることになる。

20

## 【0093】

(38)前記スタビライザバーが、

それぞれが、車幅方向に延びる1つの軸線上に配設されるトーション部と、そのトーション部に連続してそのトーション部と交差して延びるとともに先端部において前記車輪保持部材に連結されるアーム部とを有する1対のスタビライザバー部材を含んで構成され、前記アクチュエータが、前記1対のスタビライザバー部材のトーション部を前記軸線のまわりに相対回転させるものである(37)項に記載の車体ロール抑制システム。

## 【0094】

本項に記載の態様は、ロール抑制装置の具体的構造、詳しく言えば、上記スタビライザバーとアクチュエータとの構成に関する限定を加えた態様である。本項の態様によれば、ロール抑制装置が発生させるロール抑制力を効率的に変更可能である。

30

## 【0095】

(39)前記アクチュエータが、ハウジングと、それぞれがそのハウジングに支持されて配設された電動モータおよびその電動モータの回転を減速させる減速機とを含んで構成され、前記1対のスタビライザバー部材の一方のトーション部が前記ハウジングに相対回転不能に接続され、他方のトーション部が前記減速機の出力部に相対回転不能に接続された(38)項に記載の車体ロール抑制システム。

## 【0096】

本項に記載の態様は、アクチュエータの構造、および、アクチュエータとスタビライザバーとの連結、配置関係を具体的に限定した態様である。本項の態様においてアクチュエータが有する減速機は、その機構が特に限定されるものではない。例えば、ハーモニックギヤ機構(「ハーモニックドライブ(登録商標)機構」,「ストレインウェーブギヤリング機構」等と呼ばれることもある)、ハイポサイクロイド減速機構等、種々の機構の減速機を採用することが可能である。電磁モータの小型化を考えれば、減速機の減速比は比較的大きい(電動モータの作動量に対するアクチュエータの作動量が小さいことを意味する)ことが望ましく、その点を考慮すれば、ハーモニックギヤ機構を採用する減速機は、本項の態様のシステムにおいて好適である。

40

## 【0097】

以上、請求可能発明の各種態様について説明したが、「車体のロール量」は、例えば、

50

左側のばね上部と右側のばね上部の相対変位量と解釈できるものであり、上記態様のうちのいくつかのものについては、その解釈に基づく説明を行っている。その解釈の他に、例えば、車体のロール量を、車体のロール角、つまり、左右のばね上部を結ぶ直線の傾斜角と解釈することも可能である。その解釈に従う場合には、例えば、上記「左右のばね下部の相対変位量」は、ロール角に換算した相対変位量、つまり、左右のばね下部を結ぶ直線の傾斜角として扱えばよい。そして、その場合には、上記「相対ストローク量」は、車体のロール角と、左右のばね下部を結ぶ直線の傾斜角との差分として扱えばよく、ロール速度および加速度、左右のばね下部の相対変位速度および加速度、相対ストローク速度および加速度等についても、車体のロール量に準じた扱いとすればよい。つまり、上記各種の態様において、車体のロール量を車体のロール角と擬制し、ばね上部およびばね下部の運動、ロール挙動モデル等をロール角に対応した単位系で表すこともでき、そのような表現が採用された態様も、請求可能発明の態様となり得るのである。

10

20

30

40

50

#### 【0098】

また、ロール抑制装置が上述のスタビライザバーを含んで構成されるような装置である場合には、その装置が発生させるロール抑制力は、基本ロール抑制力、制御ロール抑制力という2つの成分が合わさった力と考えることができる。基本ロール抑制力は、そのスタビライザバーが本来的に発生させるロール抑制力、つまり、アクチュエータの作動量が0である場合のロール抑制力であり、また、制御ロール抑制力は、アクチュエータの作動量に応じて増減させられるロール抑制力である。このような考え方の下では、便宜的に、基本ロール抑制力を、車体ロールを抑制するためにサスペンションスプリングが発生させる力と一体化させて、つまり、その力の一部であるとして扱い、制御ロール抑制力のみを、ロール抑制装置が発生させるロール抑制力として扱うことが可能である。そしてそのような扱いの下、上記ロール挙動モデルを設定して路面起伏依拠ロール抑制制御を行い、車両旋回起因ロール抑制制御を行うこともできるのである。そのようにして行っても、路面起伏依拠ロール抑制制御、車両旋回起因ロール抑制制御は、ともに、ロール抑制装置が実際に発生させるロール抑制力に基づいて行う場合のそれらの制御と等価なものとなる。したがって、上記各種の態様は、制御ロール抑制力のみをロール抑制装置が発生させるロール抑制力として扱った態様も、上記各種態様に含まれるものと解釈すべきであり、本願の請求可能発明の態様の一種なのである。

#### 【実施例】

#### 【0099】

以下、請求可能発明の実施例を、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。

#### 【0100】

車体ロール抑制システムの構成およびスタビライザ装置の機能等

##### (a) 全体構成

図1に、本実施例の車体ロール抑制システム10を模式的に示す。本車体ロール抑制システム10は、車両の前輪側、後輪側の各々に配設された1対のロール抑制装置である1対のスタビライザ装置14を含んで構成されている。スタビライザ装置14はそれぞれ、両端部において左右の車輪16を保持する車輪保持部材としてのサスペンションアーム(図2, 3参照)に連結されたスタビライザバー20を備えている。そのスタビライザバー20は、それが分割された1対のスタビライザバー部材22を含む構成のものとしてされている。それら1対のスタビライザバー部材22は、アクチュエータ26によって相対回転可能に接続されている。

#### 【0101】

##### (b) サスペンション装置の構成

本システム10を搭載する車両には、各車輪16に対応した4つのサスペンション装置が設けられている。転舵輪である前輪のサスペンション装置と非転舵輪である後輪のサスペンション装置とは、車輪を転舵可能とする機構を除き略同様の構成とみなせるため、説

明の簡略化に配慮して、後輪のサスペンション装置を代表して説明する。図2, 3に示すように、サスペンション装置30は、独立懸架式のものであり、マルチリンク式サスペンション装置とされている。サスペンション装置30は、それぞれがサスペンションアームである第1アップアーム32, 第2アップアーム34, 第1ロアアーム36, 第2ロアアーム38, トーコントロールアーム40を備えている。5本のアーム32, 34, 36, 38, 40のそれぞれの一端部は、車体に回動可能に連結され、他端部は、車輪16を回動可能に保持するアクスルキャリア42に回動可能に連結されている。それら5本のアーム32, 34, 36, 38, 40により、アクスルキャリア42は、車体に対して略一定の軌跡を描くような上下動が可能とされている。また、サスペンション装置30は、サスペンションスプリングであるコイルスプリング44と、ダンパである液圧式のショックアブソーバ46とを備えており、それらは、それぞれ、タイヤハウジングに設けられたマウント部と、第2ロアアーム38との間に、互いに並列的に配設されている。つまり、サスペンション装置30は、車輪16と車体とを、つまり、ばね下部とばね上部とを、弾性的に相互支持するとともに、それらの接近離間動作(以下、「ストローク動作」という場合がある)に対する減衰力を発生させる構造とされている。

10

20

30

40

50

#### 【0102】

##### (c) スタビライザ装置の構成

スタビライザ装置14の各スタビライザパー部材22はそれぞれ、図2, 3に示すように、概して車幅方向に延びるトーションパー部50と、トーションパー部50と一体をなしてそれと交差して概ね車両の前方に延びるアーム部52とに区分することができる。各スタビライザパー部材22のトーションパー部50は、アーム部52に近い箇所において、車体に固定的に設けられた保持具54によって回動可能に保持され、互いに同軸的に配置されている。各トーションパー部50の端部(アーム部52側とは反対側の端部)は、それぞれ、後に詳しく説明するようにアクチュエータ26に接続されている。一方、各アーム部52の端部(トーションパー部50側とは反対側の端部)は、リンクロッド56を介して第2ロアアーム38に連結されている。第2ロアアーム38には、リンクロッド連結部58が設けられ、リンクロッド56の一端部は、そのリンクロッド連結部58に、他端部はスタビライザパー部材22のアーム部52の端部に、それぞれ遥動可能に連結されている。

#### 【0103】

スタビライザ装置14の備えるアクチュエータ26は、図4に示すように、駆動源としての電動モータ60と、その電動モータ60の回転を減速して伝達する減速機62とを含んで構成されている。これら電動モータ60と減速機62とは、アクチュエータ26の外殻部材であるハウジング64内に設けられている。そのハウジング64の一端部には、1対のスタビライザパー部材22の一方のトーションパー部50の端部が固定的に接続されており、一方、1対のスタビライザパー部材22の他方は、ハウジング64の他端部からその内部に延び入る状態で配設されるとともに、後に詳しく説明するように、減速機62と接続されている。さらに、1対のスタビライザパー部材22の他方は、その軸方向の中間部において、プッシュ型軸受70を介してハウジング64に回動可能に保持されている。

#### 【0104】

電動モータ60は、ハウジング64の周壁の内面に沿って一円周上に固定して配置された複数のコイル72と、ハウジング64に回動可能に保持された中空状のモータ軸74と、コイル72と向きあうようにしてモータ軸74の外周に固定して配設された永久磁石76とを含んで構成されている。電動モータ60は、コイル72がステータとして機能し、永久磁石76がロータとして機能するモータであり、3相のDCブラシレスモータとされている。なお、ハウジング64内に、モータ軸74の回転角度、すなわち、電動モータ60の回転角度を検出するためのモータ回転角センサ78が設けられている。モータ回転角センサ78は、エンコーダを主体とするものであり、アクチュエータ26の制御、つまり、スタビライザ装置14の制御に利用される。

## 【 0 1 0 5 】

減速機 6 2 は、波動発生器（ウェーブジェネレータ）8 0，フレキシブルギヤ（フレクスプライン）8 2 およびリングギヤ（サーキュラスプライン）8 4 を備え、ハーモニックギヤ機構（「ハーモニックドライブ（登録商標）機構」，「ストレインウェーブギヤリング機構」等と呼ばれることもある）として構成されている。波動発生器 8 0 は、楕円状カムと、その外周に嵌められたボールベアリングとを含んで構成されるものであり、モータ軸 7 4 の一端部に固定されている。フレキシブルギヤ 8 2 は、周壁部が弾性変形可能なカップ形状をなすものとされており、周壁部の開口側の外周に複数の歯（本減速機 6 2 では、4 0 0 歯）が形成されている。このフレキシブルギヤ 8 2 は、先に説明した 1 対のスタビライザパー部材 2 2 の他方のトーションパー部 5 0 の端部に接続され、それによって支持されている。詳しく言えば、そのスタビライザパー部材 2 2 のトーションパー部 5 0 は、モータ軸 7 4 を貫通しており、それから伸び出す部分の外周面において、当該減速機 6 2 の出力部としてのフレキシブルギヤ 8 2 の底部を貫通する状態でその底部とスプライン嵌合によって相対回転不能に接続されているのである。リングギヤ 8 4 は、概してリング状をなして内周に複数の歯（本減速機 6 2 においては、4 0 2 歯）が形成されたものであり、ハウジング 6 4 に固定されている。フレキシブルギヤ 8 2 は、その周壁部が波動発生器 8 0 に外嵌して楕円状に弾性変形させられ、楕円の長軸方向に位置する 2 箇所においてリングギヤ 8 4 と噛み合し、他の箇所では噛み合わない状態とされている。このような構造により、波動発生器 8 0 が 1 回転（3 6 0 度）すると、つまり、電動モータ 6 0 のモータ軸 7 4 が 1 回転すると、フレキシブルギヤ 8 2 とリングギヤ 8 4 とが、2 歯分だけ相対回転させられる。つまり、減速機 6 2 の減速比は、1 / 2 0 0 とされている。

10

20

## 【 0 1 0 6 】

## ( d ) スタビライザ装置の機能等

以上の構成から、車両が旋回する場合にはその旋回に起因して、車両が起伏のある路面を走行する場合にはその路面の起伏に起因して、車体にロールモーメントが作用する。そのロールモーメントによって、各サスペンション装置 3 0 には、左右の車輪 1 6 の一方と車体との距離と、左右の車輪 1 6 の他方と車体との距離とを相対変化させる力、つまり、左右におけるばね上部とばね下部との距離を相対変動させる力が作用し、相対ストローク動作が発生する。この相対ストローク動作に対して、前輪側および後輪側の各々の左右のコイルスプリング 4 4 は、相対ストローク量を減少させる向きに弾性反力を発生させる。また、前輪側および後輪側の各々の左右のショックアブソーバ 4 6 は、相対ストローク速度に応じた減衰力を発生させる。上記弾性反力は、左右のコイルスプリング 4 4 のばね定数によって定まる特定のロールばね定数に依拠した大きさの力となり、上記減衰力は、左右のショックアブソーバ 4 6 の減衰係数によって定まる特定のロール減衰係数に依拠した大きさの力となる。

30

## 【 0 1 0 7 】

その一方で、スタビライザ装置 1 4 は、スタビライザパー 2 0 が上記相対ストローク動作によって振られることで、その振り反力に依拠して、左右の一方のばね上部とばね下部とを接近させ、他方のばね上部とばね下部とを離間させる力であるロール抑制力を発生させる。このロール抑制力は、スタビライザパー 2 0 の振りばね定数によって定まるそのロールばね定数に依拠した大きさの力となる。ちなみに、その状態は、アクチュエータ 2 6 によって左右のスタビライザパー部材 2 2 を相対回転させていない状態であり、つまり、アクチュエータ 2 6 が中立作動位置にある状態である。

40

## 【 0 1 0 8 】

それに対し、アクチュエータ 2 6 が所定の作動量だけ作動することにより、つまり、所定の角度だけ回転することにより、左右のスタビライザパー部材 2 2 がその所定角度だけ相対回転することになる。その状態においては、その相対回転角に応じて、上記ロール抑制力が変更されることになる。したがって、スタビライザ装置 1 4 は、アクチュエータ 2 6 の作動量に応じて、あたかもスタビライザパー 2 0 の振り剛性が増減したかのごとく、ロール抑制力を変化させるのである。つまり、スタビライザ装置 1 4 自体のロールばね定

50

数が増えたかのごとくロール抑制力が増減させられることになる。

【0109】

スタビライザ装置14が発生させるロール抑制力 $F'$ は、大まかには、次式(1')で表すことができる。

$$F' = K_S S_T + K_S D \quad \dots (1')$$

$K_S$  : スタビライザバのロールばね定数

$S_T$  : 相対ストローク量

$D$  : スタビライザ装置の作動量

10

ここで、スタビライザバ20のロールばね定数 $K_S$ は、2つのスタビライザバ部材22が一体化されたと仮定した場合のロールばね定数であり、スタビライザバ20自体の固有値である。相対ストローク量 $S_T$ は、左輪側のばね上部とばね下部との距離と右輪側のばね上部とばね下部との距離の差と考えることができる。また、スタビライザ装置14の作動量 $D$ とは、アクチュエータ26の作動によって相対ストローク量 $S_T$ 換算で自身がどのくらい作動したかを示す量と観念できるものであり、次式(2)で近似することができる。

$$D = A L_A / R \quad \dots (2)$$

20

$A$  : アクチュエータの作動量(回転角)

$L_A$  : スタビライザバ部材のアーム部の長さ

$R$  : 第2口アームのレバー比

ちなみに、アクチュエータの作動量 $A$ は、スタビライザ装置14の作動量 $D$ が0である状態を基準とした作動量、つまり、中立位置からの作動量である。

【0110】

上記の式から解るように、スタビライザ装置14が発生させるロール抑制力 $F'$ は、スタビライザバのロールばね定数 $K_S$ に依拠して本来的に発生させられる基本ロール抑制力( $K_S S_T$ )と、アクチュエータ26の制御によって基本ロール抑制力を増減させる制御ロール抑制力( $K_S D$ )との合計と捉えることができ、後者を制御によって変更することで、ロール抑制力 $F'$ が増減させられることになる。なお、以後の説明については、便宜的に、基本ロール抑制力( $K_S S_T$ )を、車体のロールを抑制すべくコイルスプリング44が発生させる力の一部と考え、制御ロール抑制力( $K_S D$ )を、スタビライザ装置14によるロール抑制力 $F$ として扱うものとする。このような扱いをすれば、上記式(1')は、下記式(1)となる。

30

$$F = K_S D \quad \dots (1)$$

【0111】

40

(e) 制御システムのハード構成

本車体ロール抑制システム10では、図1に示すように、2つのスタビライザ装置14を統括して制御する電子制御ユニット(ECU)90が設けられている。ECU90は、各スタビライザ装置14、詳しくは、各アクチュエータ26の作動を個別に制御可能な制御装置であり、それぞれが各アクチュエータ26が有する電動モータ60に対応した駆動回路である2つのインバータ92と、CPU, ROM, RAM等を備えたコンピュータを主体とするコントローラ96とを備えている(図11参照)。インバータ92の各々は、コンバータ98を介してバッテリー100に接続されており、対応するスタビライザ装置14の電動モータ60に接続されている。電動モータ60は定電圧駆動され、電動モータ60への供給電力は、供給電流量を変更することによって変更される。供給電流量の変更は

50

、インバータ 92 が P W M ( 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行われる。

【 0 1 1 2 】

コントローラ 96 には、上記モータ回転角センサ 78 とともに、ステアリングホイールの操作角 ( 操舵量の種類である ) を検出するためのステアリングセンサ 102 , 車体に実際に発生してい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 104 が接続されている。コントローラ 96 には、さらに、ブレーキシステムの制御装置であるブレーキ電子制御ユニット ( 以下、「ブレーキ E C U」という場合がある ) 108 が接続されている。ブレーキ E C U 108 には、4つの車輪のそれぞれに対して設けられてそれぞれの回転速度を検出するための車輪速センサ 110 が接続され、ブレーキ E C U 108 は、それら車輪速センサ 110 の検出値に基づいて、車速を推定する機能を有している。コントローラ 96 は、必要に応じ、ブレーキ E C U 108 から車速を取得するようにされている。さらに、コントローラ 96 には、ばね上部とばね下部との距離であるストローク量を検出するストロークセンサ 112 が接続されている。当該車両においては、ストロークセンサ 112 は、前側の左右の車輪 16 に対応して2つ設けられている。また、車体の左右の特定の部位における上下加速度を検出するために、1対の上下加速度センサ 114 が設けられており、それらも、コントローラ 96 に接続されている。コントローラ 96 は、各インバータ 92 とも接続され、それらを制御することで、各スタビライザ装置 14 の電動モータ 60 を制御する。なお、コントローラ 96 のコンピュータが備える R O M には、後に説明する各スタビライザ装置 14 の制御に関するプログラム、その制御のために必要な各種のデータ等が記憶されている。

10

20

【 0 1 1 3 】

ロール抑制制御

本車体ロール抑制システム 10 において行われるロール抑制制御は、車両の旋回に起因する車体のロールを抑制するための車両旋回起因ロール抑制制御と、車両が走行する路面の起伏に起因する車体のロールを抑制する路面起伏起因ロール抑制制御との2つの制御があり、本システム 10 では、それら2つの制御が同時に実行可能とされ、2つの制御のいずれにおいても、前輪側および後輪側のスタビライザ装置 14 が個別に制御される。以下に、上記2つの制御を順に説明し、その後、それらの制御が同時に実行された場合におけるロール抑制力の2つのスタビライザ装置への配分について説明する。

30

【 0 1 1 4 】

( a ) 車両旋回起因ロール抑制制御

車両旋回起因ロール抑制制御は、車両の旋回に起因して車体に作用するロールモーメント指標に基づいて、前輪側および後輪側のスタビライザ装置 14 の両者によって発生させるべきロール抑制力を、目標車両旋回起因ロール抑制力  $F_T$  として決定して行われる。決定された目標車両旋回起因ロール抑制力  $F_T$  は、前輪側および後輪側のスタビライザ装置 14 の各々が発生させるべきロール抑制力である目標装置個別ロール抑制力  $F_D$  ( 前輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$ 、後輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Dr}$  と区別して呼ぶ場合がある ) に配分され、その目標装置個別ロール抑制力  $F_D$  に基づいて、各スタビライザ装置 14 が制御作動させられることによって行われる。

40

【 0 1 1 5 】

目標車両旋回起因ロール抑制力  $F_T$  の決定処理においては、車両の旋回に起因して車体に作用するロールモーメントを指標する車両旋回起因ロールモーメント指標として、制御用横加速度が採用される。制御用横加速度  $G_Y^*$  は、次式 ( 3 ) で表されるものである。

$$G_Y^* = c G_{Yc} + r G_{Yr} \cdots (3)$$

$G_{Yc}$  : 推定横加速度

$G_{Yr}$  : 実横加速度

$c$  : 制御ゲイン

50

$r$  : 制御ゲイン

推定横加速度  $G_{Yc}$  は、ステアリングホイールの操作角  $\delta$  と車速  $v$  に基づいて推定される。操作角  $\delta$  は、車両の操舵量（操舵角）を指標するものであり、ステアリングセンサ 102 によって検出された値が用いられる。車速  $v$  は、ブレーキ ECU 108 において車輪速センサ 110 の検出値に基づいて推定され、ブレーキ ECU 108 から送られてくる値が用いられる。実横加速度  $G_{Yr}$  は、横加速度センサ 104 による検出値が用いられる。制御ゲイン  $c$ ,  $r$  は、車両旋回起因ロール抑制制御の応答性等に鑑み、適切な値に設定されている。

【0116】

目標車両旋回起因ロール抑制力  $F_T$  は、制御用横加速度  $G_{Y^*}$  に基づき、コントローラ 96 に格納されている車両旋回起因ロール抑制力マップを参照することによって行われる。このマップは、特定の規則、つまり、どの程度の制御用横加速度  $G_{Y^*}$  が生じている場合には、どの程度のロール量車体がロールし、そのロールをどの程度のロール量抑制すべきかが規定されたものである。なお、この車両旋回起因ロール抑制力マップは、参照することにより、逆に、目標車両旋回起因ロール抑制力  $F_T$  が作用している場合における車体のロールの抑制量として、抑制ロール量  $X$  および抑制相対ストローク量  $S_T$  を求められるようになっている。

【0117】

(b) 路面起伏起因ロール抑制制御

路面起伏起因ロール抑制制御は、設定されたロール挙動モデルに従って、前輪側および後輪側のスタビライザ装置 14 の両者によって発生させるべきロール抑制力の合計を、目標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$  として決定して行われる。決定された目標車両旋回起因ロール抑制力  $F_U$  は、前輪側および後輪側のスタビライザ装置 14 の各々が発生させるべきロール抑制力である目標装置個別ロール抑制力  $F_D$  に配分され、その目標装置個別ロール抑制力  $F_D$  に基づいて、各スタビライザ装置 14 が制御作動させられることによって行われる。

【0118】

路面起伏起因ロール制御における理想制御状態を示すロール挙動モデルは、2つ設定されている。路面起伏起因ロール制御は、一時期において、2つのモデルにそれぞれ対応した2つタイプの制御のうち的一方が、若しくは、両方が実行される。以下、先ず、それら2つの理想制御状態モデルと対照されるロール挙動モデルを説明した後、2つのタイプの制御の各々、2つのタイプの制御の選択および重み付けについて順次説明する。

【0119】

(i) システム構成に基づくロール挙動モデル

図5に、実際のサスペンション装置およびスタビライザ装置の構成に基づくロール挙動モデル（以下、「実装置モデル」という場合がある）を示す。このモデルは、路面起伏起因ロール抑制制御において目標となるロール抑制力である目標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$  を決定するために、後に説明する2つの理想制御状態モデルと対照されるモデルである。

【0120】

実装置モデルは、前輪側（図5における左側）において、車体 140 と車輪 16 との間、すなわち、ばね上部とばね下部との間に、前輪側相対ストローク対応スプリング 144 f と、前輪側相対ストローク対応ダンパ 146 f と、前輪側スタビライザ装置 14 f とが配備され、後輪側（図における右側）において、ばね上部とばね下部との間に、後輪側相対ストローク対応スプリング 144 r と、後輪側相対ストローク対応ダンパ 146 r と、後輪側スタビライザ装置 14 r とが配備されている。相対ストローク対応スプリング 144 は、前輪側若しくは後輪側2つのコイルスプリング 44 によって、前輪側若しくは後輪側の相対ストローク量に応じた弾性反力を発生させる仮想的なサスペンションスプリングであり、相対ストローク対応ダンパ 146 は、前輪側若しくは後輪側の2つのショックアブソーバ 46 によって、左輪側若しくは後輪側の相対ストローク速度に応じた減衰力を発

10

20

30

40

50

生させる仮想的なダンパである。なお、前輪側相対ストローク対応スプリング 1 4 4 f , 前輪側相対ストローク対応ダンパ 1 4 6 f , 後輪側相対ストローク対応スプリング 1 4 4 r , 後輪側相対ストローク対応ダンパ 1 4 6 r は、以下、それぞれ、前輪側スプリング 1 4 4 f , 前輪側ダンパ 1 4 6 f , 後輪側スプリング 1 4 4 r , 後輪側ダンパ 1 4 6 r と呼ぶ場合がある。

【 0 1 2 1 】

実装置モデルの運動方程式は、下記式 ( 4 ) のように表される。

$$[ I s^2 + (C_f + C_r) s + (K_f + K_r) ] X = (C_f s + K_f) X_f + (C_r s + K_r) X_r + K_{Sf} D_f + K_{Sr} D_r \quad \dots (4) \quad 10$$

s : ラプラス演算子、d / d t , i

I : 車体慣性モーメント

X : 車体ロール量

X<sub>f</sub> : 前輪側ばね下部相対変位量

X<sub>r</sub> : 後輪側ばね下部相対変位量

C<sub>f</sub> : 前輪側ダンパロール減衰係数

C<sub>r</sub> : 後輪側ダンパロール減衰係数

K<sub>f</sub> : 前輪側スプリングロールばね定数

K<sub>r</sub> : 後輪側スプリングロールばね定数

K<sub>Sf</sub> : 前輪側スタビライザバーのロールばね定数

K<sub>Sr</sub> : 後輪側スタビライザバーのロールばね定数

D<sub>f</sub> : 前輪側スタビライザ装置作動量

D<sub>r</sub> : 後輪側スタビライザ装置作動量

20

上記式 ( 4 ) に基づけば、前輪側および後輪側のスタビライザ装置 1 4 が発生させるロール抑制力 F ( 詳しくは、制御ロール抑制力 ) は、下記式 ( 5 ) のようになる。

$$F = K_{Sf} D_f + K_{Sr} D_r \quad \dots (5) \quad 30$$

先に説明したように、スタビライザバー 2 0 の基本的ロール抑制力は、車体のロールを抑制するために相対ストローク対応スプリング 1 4 4 によって発生させられる力の一部と擬制しているため、下記式 ( 6 ) , ( 7 ) が成立している。

$$K_f = K_{Cf} + K_{Sf} \quad \dots (6)$$

$$K_r = K_{Cr} + K_{Sr} \quad \dots (7)$$

K<sub>Cf</sub> : 前輪側相対ストローク対応スプリングのみに基づくロールばね定数

K<sub>Cr</sub> : 後輪側相対ストローク対応スプリングのみに基づくロールばね定数

40

また、前輪側のばね下部の相対変位に対しての後輪側のばね下部の相対変位の遅れ、つまり、後輪側ばね下部変位遅れに基づけば、下記式 ( 8 ) , ( 9 ) , ( 1 0 ) が成立する。

$$X_r = X_f e^{-s} \quad \dots (8)$$

$$e^{-s} = (2 - s) / (2 + s) \quad \dots (9)$$

$$= L / v \quad \dots (10)$$

L : ホイールベース

v : 車速

e<sup>-s</sup> : 後輪側ばね下部変位遅れ係数

50

ちなみに、上記式(9)は、近似のための式である。

【0122】

(ii) スカيفック型ロール抑制制御

前述の2つのタイプの制御のうちの一つであるスカيفック型ロール抑制制御では、上記実装置モデルと対照される理想制御状態モデルとして、図6に示すスカيفックモデルを採用する。このスカيفックモデルでは、前輪側(図における左側)のばね上部とばね下部との間に、前輪側スプリング144fおよび前輪側ダンパ146fとが配備され、後輪側(図における右側)のばね上部とばね下部との間に、後輪側スプリング144rおよび後輪側ダンパ146rが配備されている。そのような基本的モデルに加え、スカيفックモデルでは、スカيفックスプリング148およびスカيفックダンパ150が配備されている。それらスカيفックスプリング148およびスカيفックダンパ150は、車体140のロールをスカيفック理論に基づいて抑制する機能を有する。

10

【0123】

スカيفックモデルの運動方程式は、下記式(11)のように表される。

$$[I s^2 + (C_f s + K_f) + (C_r s + K_r) + (C s + K)] X = (C_f s + K_f) X_f + (C_r s + K_r) X_r \cdots (11)$$

C : スカيفックダンパのロール減衰係数

K : スカيفックスプリングのロールばね定数

20

ちなみに、上記式(11)の右辺は、いわゆるロール強制力と呼ぶことができる力を意味している。このロール強制力とは、左右のばね下部の相対変位動作に依存して生じ、車体のロールを生じさせる力と考えることができる。一方、左辺は、車体のロールを抑制するための力と考えることができる。

【0124】

スカيفック型ロール抑制制御では、スカيفックモデルに関する上記式(11)と、実装置モデルに関する先の式(4)とを対照して、前輪側および後輪側のスタビライザ装置14によって発生させるべきロール抑制力F、つまり、スカيفック型ロール抑制制御における目標路面起伏起因ロール抑制力F<sub>U</sub>が決定される。この目標路面起伏起因ロール抑制力F<sub>U</sub>は、スカيفック型ロール抑制力F<sub>S</sub>と呼ぶことができるものであり、下記式(12)のように決定される。

30

$$F_S = K_{Sf} D_f + K_{Sr} D_r = - (C s + K) X \cdots (12)$$

【0125】

上記式(12)から解るように、スカيفック型ロール抑制力F<sub>S</sub>の決定においては、車体のロール量Xを推定する必要がある。そこで、本システム10のスカيفック型ロール抑制制御では、車体のロール量Xは、前輪側の相対ストローク量S<sub>Tf</sub>に基づき、本スカيفックモデルに従って行われる。その前輪側の相対ストローク量S<sub>Tf</sub>は、下記式(13)で表され、2つのストロークセンサ112の検出値、つまり、前輪側の左右のストローク量S<sub>Lf</sub>, S<sub>Lr</sub>についての検出値に基づいて測定される。

40

$$S_{Tf} = X_f - X \cdots (13)$$

なお、本システム10では、先に説明したように、車両旋回起因ロール抑制制御も実行されており、測定された前輪側相対ストローク量S<sub>Tf</sub>は、その制御の影響を受けている。そこで、現時点で発生させられている目標車両旋回起因ロール抑制力F<sub>T</sub>に基づき、先に説明した車両旋回起因ロール抑制力マップが参照されて抑制相対ストローク量S<sub>T</sub>が求められ、その抑制相対ストローク量S<sub>T</sub>を除外する補正が、下記式(14)に従い、車

50

体のロール量  $X$  を推定に先立って行われる。

$$S_{Tf} = S_{Tf} - S_T \cdots (14)$$

【0126】

車体のロール量  $X$  の推定は、補正された前輪側相対ストローク量  $S_{Tf}$ 、ブレーキ ECU 108 から取得された車速  $v$ 、コントローラ 96 に格納されているホイールベース  $L$  の値に基づき、上記式 (11) に従って行われる。なお、後輪側の相対ストローク量  $S_{Tr}$  は測定されないため、前記式 (8) に示す推定、つまり、前輪側ばね下部相対変位量  $X_f$  に基づく後輪側ばね下部相対変位量  $X_r$  の推定が利用される。ちなみに、この推定での後輪側ばね下部変位遅れ係数  $e^{-s}$  の値は、実際は、前記式 (9) に従って近似された値が用いられる。推定された車体のロール量  $X$  は、下記式 (15) のように表される。

10

$$X = S_{Tf} [(C_f s + K_f) + (C_r s + K_r) e^{-s}] / [I s^2 + (1 - e^{-s})(C_r s + K_r) + (C_f s + K_f)] \cdots (15)$$

この推定された車体のロール量  $X$  に基づいて、先の式 (12) に従って、スカイフック型ロール抑制力  $F_s$  が決定されるのである。

【0127】

(iii) 強制力低減型ロール抑制制御

iii-a) 強制力低減モデル

20

前述の2つのタイプの制御のうちのもう1つである強制力低減型ロール抑制制御では、上記実装置モデルと対照される理想制御状態モデルとして、図7に示す強制力低減モデルを採用する。この強制力低減モデルでは、前述の基本的モデルに加え、ロール抑制スプリング 152 およびロール抑制ダンパ 154 が配備されている。

【0128】

強制力低減モデルの運動方程式は、下記式 (16) のように表される。

$$[I s^2 + [c_f C_f s + k_f K_f] + [c_r C_r s + k_r K_r] + [(1 - c_f) C_f + (1 - c_r) C_r] s + [(1 - k_f) K_f + (1 - k_r) K_r]] X = (c_f C_f s + k_f K_f) X_f + (c_r C_r s + k_r K_r) X_r \cdots (16)$$

30

$c_f$  : 前輪側ダンパ強制力低減ゲイン

$c_r$  : 後輪側ダンパ強制力低減ゲイン

$k_f$  : 前輪側スプリング強制力低減ゲイン

$k_r$  : 後輪側スプリング強制力低減ゲイン

上記式 (16) を簡単にすると、下記式 (17) のようになる。

$$[I s^2 + (C_f + C_r) s + (K_f + K_r)] X = (c_f C_f s + k_f K_f) X_f + (c_r C_r s + k_r K_r) X_r \cdots (17)$$

40

ちなみに、前記スカイフックモデルと同様、上記式 (16)、(17) の右辺は、いわゆるロール強制力を意味しており、左辺は、車体のロールを抑制するための力と考えることができる。

【0129】

前述のスカイフック型ロール抑制制御は、前記式 (11) の左辺にある車体のロール量  $X$  についての係数を大きくして、車体のロールを抑制しようとするを目的としている。それに対して、本強制力低減型ロール抑制制御は、上記式 (16)、(17) の右辺の値を小さくすることで、車体のロールを抑制することを目的としている。その目的の下、上記4つの強制力低減ゲイン  $c_f$ 、 $c_r$ 、 $k_f$ 、 $k_r$  は、それぞれ、4つのロール強制力

50

である前輪側ダンパ強制力 ( $C_f s X_f$ )、後輪側ダンパ強制力 ( $C_r s X_r$ )、前輪側スプリング強制力 ( $K_f X_f$ )、後輪側スプリング強制力 ( $K_r X_r$ )を低減させる制御ゲインである。それら強制力低減ゲインの各々は、その値が“0”となる場合において、対応するロール強制力を低減させず、“1”となる場合において、対応するロール強制力をすべて低減させる。したがって、(1 - )なる値が、各ロール強制力についての低減率としての意味を持っている。なお、以下の説明において、各強制力低減ゲイン  $c_f$ 、後輪側ダンパゲイン  $c_r$ 、前輪側スプリングゲイン  $k_f$ 、後輪側スプリングゲイン  $k_r$ と略すことがある。

【0130】

ロール抑制スプリング152およびロール抑制ダンパ154は、ロール強制力を低減した分の力である低減力に応じた力を、車体のロールを抑制するための力として発生させる機能を有すると考えることができる。そのため、ロール抑制スプリング152のロールばね定数  $K_C$ は、前輪側および後輪側スプリング144f、144rのロールばね定数  $K_f$ 、 $K_r$ の減少分に相当する値を有しており、ロール抑制ダンパ154のロール減衰係数  $C_C$ は、前輪側および後輪側ダンパ146f、146rのロール減衰係数  $C_f$ 、 $C_r$ の減少分に相当する値を有している。具体的には下記式(18)、(19)に表される値である。

$$K_C = (1 - k_f) K_f + (1 - k_r) K_r \quad \dots (18)$$

$$C_C = (1 - c_f) C_f + (1 - c_r) C_r \quad \dots (19)$$

つまり、ロール抑制スプリング152およびロール抑制ダンパ154は、ロール強制力の低減によって生じた車体のロールの減衰能力の低下を、低減力に応じて補完する機能を有するものと考えられるのである。この機能により、発生した車体のロールが効果的に減衰されることになる。

【0131】

強制力低減型ロール抑制制御では、強制力低減モデルに関する上記式(17)と、実装置モデルに関する先の式(4)とを対照して、前輪側および後輪側のスタビライザ装置14によって発生させるべきロール抑制力  $F$ 、つまり、強制力低減型ロール抑制力制御における目標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$ が決定される。この目標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$ は、強制力低減型ロール抑制力  $F_R$ と呼ぶことができるもので、下記式(20)ように決定される。

$$\begin{aligned} F_R &= K_{Sf} D_f + K_{Sr} D_r \\ &= - [(1 - c_f) C_f s + (1 - k_f K_f)] X_f \\ &\quad - [(1 - c_r) C_r s + (1 - k_r K_r)] X_r \quad \dots (20) \end{aligned}$$

【0132】

iii-b)ばね下部相対変位量を推定する2つの手法

上記式(20)から解るように、強制力低減型ロール抑制力  $F_S$ の決定においては、前輪側、後輪側の各々のばね下部相対変位量  $X_f$ 、 $X_r$ を推定する必要がある。そこで、本システム10の強制力低減型ロール抑制制御では、それらばね下部相対変位量  $X_f$ 、 $X_r$ の推定が行われるのであるが、その推定は、2つの互いに異なる推定手法のいずれかによって行われる。

【0133】

ばね下部相対変位量  $X_f$ 、 $X_r$ を推定するための1つの手法である第1推定手法は、前輪側の相対ストローク量  $S_{Tf}$ に基づき、本強制力低減モデルに従って行われる。推定にあたっては、先のスカイフック型ロール抑制制御と同様に、2つのストロークセンサ112の検出値に基づいて測定された相対ストローク量  $S_{Tf}$ に対して、前記式(13)に従う抑制相対ストローク量  $S_T$ を除外した補正が行われる。また、後輪側ばね下部変位遅れ係数  $e^{-s}$ に基づく推定、つまり、前記式(8)に従う後輪側ばね下部相対変位量  $X_r$ の推定が利用される。第1推定手法では、ばね下部相対変位量  $X_f$ 、 $X_r$ は、下記式(21)、(22

)に従って推定される。

$$X_f = S_{Tf} [ I s^2 + (C_f + C_r) s + (K_f + K_r) ] / B \cdots (21)$$

$$[ B = I s^2 + (1 - c_f) C_f s + (1 - c_r e^{-s}) C_r s + (1 - k_f) K_f + (1 - k_r e^{-s}) K_r ]$$

$$X_r = X_f e^{-s} \cdots (22)$$

#### 【0134】

ばね下部相対変位量  $X_f$ ,  $X_r$  を推定するためのもう1つの手法である第2推定手法は、車体のロール量  $X$  に基づき、本強制力低減モデルに従って行われる。この推定における車体のロール量  $X$  は、測定値であり、1対の上下加速度センサ114による車体の左右の所定部位の各々の上下加速度  $G_{XL}$ ,  $G_{XR}$  の検出値、すなわち、左右のばね上部の各々の上下加速度  $G_{XL}$ ,  $G_{XR}$  の検出値から求められる。また、この第2推定手法においても、車両旋回起因ロール抑制制御の影響を排除すべく、測定された車体のロール量  $X$  の補正が行われる。具体的には、現時点で発生させられている目標車両旋回起因ロール抑制力  $F_T$  に基づき、先に説明した車両旋回起因ロール抑制力マップが参照されて、抑制ロール量  $X$  が求められ、その抑制ロール量  $X$  を除外した補正が、下記式(23)に従って行われる。

$$X = X - X \cdots (23)$$

また、第2推定手法に従う推定においても、後輪側ばね下部変位遅れ係数  $e^{-s}$  に基づく推定、つまり、前記式(8)に従う後輪側ばね下部相対変位量  $X_r$  の推定が利用される。この第2推定手法では、ばね下部相対変位量  $X_f$ ,  $X_r$  は、下記式(24), (25)に従って推定される。

$$X_f = X [ I s^2 + (C_f + C_r) s + (K_f + K_r) ] / [ (c_f C_f s + k_f K_f) + (c_r C_r s + k_r K_r) e^{-s} ] \cdots (24)$$

$$X_r = X_f e^{-s} \cdots (25)$$

#### 【0135】

本強制力低減型ロール抑制力制御では、上記第1推定手法と第2推定手法とが選択的に採用される。後輪側ばね下部相対変位量  $X_r$  の推定には、前記式(9)の近似式が用いられる。それによる推定の精度等の理由から、車両が低速走行している場合には、第1推定手法に従うばね下部相対変位量  $X_f$ ,  $X_r$  の推定精度が悪くなってしまう。そこで、本強制力低減型ロール抑制制御では、車速  $v$  が設定閾速度  $v_0$  以下のときには、第2推定手法に従う推定が行われ、設定閾速度より大きい場合には、第1推定手法に従う推定が行われるようにされている。ちなみに、本システム10では、設定閾速度  $v_0$  は、20 km/h に設定されている。2つの推定手法のいずれが採用される場合であっても、前輪側および後輪側のばね下部相対変位量  $X_f$ ,  $X_r$  が推定され、その推定されたばね下部相対変位量  $X_f$ ,  $X_r$  に基づいて、上記式(20)に従って、強制力低減型ロール抑制力  $F_R$  が決定される。

#### 【0136】

##### iii-c) ロール抑制力の低減率の変更

次に、ロール強制力の低減率、つまり、上記抑制力低減ゲインの設定に関して説明する。本強制力低減モデルにおいて、ロール強制力は、前輪側および後輪側の左右のばね下部の相対変位に依存して、相対ストローク対応スプリング144f, 144rと相対ストローク対応ダンパ146f, 146rによって発生させられる力である。具体的には、前記式(16), (17)における右辺が示す力であり、前輪側ロール強制力  $F_{Ef}$ , 後輪側ロール強制力  $F_{Er}$  は、それぞれ、下記式(26), (27)のように表し、総称的にロール強制力  $F_E$  として表せば、下記式(28)のようになる。

$$F_{Ef} = (c_f C_f s + k_f K_f) X_f \cdots (26)$$

10

20

30

40

50

$$F_{E_r} = (c_r C_r s + k_r K_r) X_r \cdots (27)$$

$$F_E = (c C s + k K) X \cdots (28)$$

上記式(28)から解るように、 $(c C s X)$ は、ダンパ強制力であり、 $(k K X)$ は、スプリング強制力である。

【0137】

図8は、ばね下部相対変位，車体のロールを振動と考えた場合のロール強制力 $F_E$ の位相について説明するための概念図である。図8(a)に示すように、スプリング強制力(便宜的にベクトル $(k K X)$ とする)の位相は、ばね下部の相対変位(便宜的にベクトル $X$ とする)の位相と一致しており、ダンパ強制力(便宜的にベクトル $(c C s X)$ とする)の位相は、ばね下部の相対変位の位相に対して $90^\circ$ 進む状態となる。ロール強制力 $F_E$ は、スプリング強制力とダンパ強制力とが合成されたものであることから、スプリング強制力およびダンパ抑制力の各々の低減率 $(1 - \quad)$ 、つまり、上記強制力低減ゲインを変更することで、ロール強制力 $F_E$ の位相を変更することが可能となる。

10

【0138】

具体的に言えば、図8(b)に示すように、スプリング強制力の低減率 $(1 - k)$ をダンパ抑制力の低減率 $(1 - c)$ に対して大きくする、つまり、スプリング強制力の強制力低減ゲイン $k$ をダンパ強制力の強制力低減ゲイン $c$ に対して小さくすることにより、ロール強制力 $F_E$ の位相は、ばね下部の相対変位 $X$ の位相に対してより進むことになる。逆に、図8(c)に示すように、ダンパ抑制力の低減率 $(1 - c)$ をスプリング強制力の低減率 $(1 - k)$ に対して大きくする、つまり、ダンパ強制力の強制力低減ゲイン $c$ をスプリング強制力の強制力低減ゲイン $k$ に対して小さくすることにより、ロール強制力 $F_E$ の位相は、ばね下部の相対変位 $X$ の位相に近づくことになる。

20

【0139】

また、前輪側と後輪側の両方について考えれば、先に説明したように、後輪側のばね下部の相対変位 $X_r$ の位相は、前輪側のばね下部の相対変位 $X_f$ の位相に対して遅れる。つまり、前記式(8)に示すところの後輪側ばね下部変位遅れ(係数 $e^{-s}$ )が生じる。この遅れは、ばね下部の相対変位 $X$ の振動周波数に依存するものであり、また、車速 $v$ 、トレッド $T$ に依存する。一方、本システム10が搭載されている車両においては、ロール共振周波数が約2Hzとなっており、路面起伏起因ロール抑制制御では、その周波数およびその周波数近傍のロール振動を効果的に抑制することを主眼としている。そのことに鑑みて、2Hzの振動周波数を有するばね下部の相対変位 $X$ について考察すれば、本車両では、例えば、車速が90km/hの場合には、前輪側のばね下部の相対変位 $X_f$ の位相に対して、後輪側のばね下部の相対変位 $X_r$ の位相は、 $90^\circ$ 弱遅れ、例えば、車速が30km/hの場合には、 $270^\circ$ 弱遅れることになる。

30

【0140】

全体のロール強制力 $F_E$ は、前輪側ロール強制力 $F_{E_f}$ と後輪側ロール強制力 $F_{E_r}$ とが合成されたものであり、全体のロール強制力 $F_E$ を低減させることが、本強制力低減型ロール抑制制御の目的であることから、車速 $v$ に応じて、強制力低減ゲインを変更することが望ましいことになる。具体的に言えば、図9に示すように、例えば、車速が90km/hにおいては、前輪側スプリングゲイン $k_f$ が大きく、前輪側ダンパゲイン $c_f$ が小さく、後輪側スプリングゲイン $k_r$ が小さく、後輪側ダンパゲイン $c_r$ が大きい場合(図9(a)参照)に比べ、前輪側スプリングゲイン $k_f$ が小さく、前輪側ダンパゲイン $c_f$ が大きく、後輪側スプリングゲイン $k_r$ が大きく、後輪側ダンパゲイン $c_r$ が小さい場合(図9(b)参照)の方が、全体のロール強制力 $F_E$ が小さくなる。逆に、車速が30km/hにおいては、前輪側スプリングゲイン $k_f$ が小さく、前輪側ダンパゲイン $c_f$ が大きく、後輪側スプリングゲイン $k_r$ が大きく、後輪側ダンパゲイン $c_r$ が小さい場合(図9(c)参照)に比べ、前輪側スプリングゲイン $k_f$ が大きく、前輪側ダンパゲイン $c_f$ が小さく、後輪側スプリングゲイン $k_r$ が小さく、後輪側ダンパゲイン $c_r$ が大きい場合(図9(d)参照)の方が、全体のロール強制力 $F_E$ が小さくなる。

40

50

## 【0141】

したがって、大まかに言えば、車速  $v$  が高いときには、車速  $v$  が低いときに比較して、前輪側スプリングゲイン  $k_f$  を小さく、前輪側ダンパゲイン  $c_f$  を大きく、後輪側スプリングゲイン  $k_r$  を大きく、後輪側ダンパゲイン  $c_r$  を小さくすることが望ましいのである。つまり、前輪側スプリング強制力の低減率  $(1 - k_f)$  を大きく、前輪側ダンパ強制力の低減率  $(1 - c_f)$  を小さく、後輪側スプリング強制力の低減率  $(1 - k_r)$  を小さく、後輪側ダンパ強制力の低減率  $(1 - c_r)$  を大きくすることが望ましいのである。

## 【0142】

その一方で、上記減衰力低減モデルによれば、路面の起伏によってばね下部の相対変位が生じてから、相対ストローク対応スプリング 144 および相対ストローク対応ダンパ 146 によってロール強制力が車体に作用させられるまでには、ある程度の時間的な遅れ、つまり、ロール強制力作用遅れが存在する。この遅れは、ロール抑制スプリング 152 およびロール抑制ダンパ 154 がロールを抑制しようとする力の遅れにも繋がる。また、ロール強制力作用遅れは、ロール強制力を低減させるほど大きくなる。したがって、上述の後輪側ばね下部変位遅れをも加味して考えれば、前輪側ロール強制力  $F_{E_f}$  を低減させずに、その分後輪側ロール抑制力  $F_{E_r}$  を大きく低減させることが望ましい。そのように強制力低減ゲインを設定すれば、前輪側のばね下部相対変位から比較的早い段階で、後輪側のばね下部相対変位よりも比較的大きく先行して、ロール抑制スプリング 152 およびロール抑制力ダンパ 154 による力を車体に作用させることができるのである。

## 【0143】

上述したロール強制力作用遅れによる制御の応答性の悪化は、車速がある程度を超えて遅い場合に、比較的顕著であるため、本強制力低減型ロール抑制制御では、車速が前述の設定閾速度  $v_0$  ( $20 \text{ km/h}$ ) を超えた場合に、前輪側スプリングゲイン  $k_f$  および前輪側ダンパゲイン  $c_f$  の値を“1” (低減率 0) に、後輪側スプリングゲイン  $k_r$  および後輪側ダンパゲイン  $c_r$  の値を“0” (低減率 1) にしている。つまり、そのように設定された強制力低減モデルは、前輪側ロール強制力  $F_{E_f}$  が低減させられておらず、かつ、後輪側ロール強制力  $F_{E_r}$  が発生しないモデルとなる。さらに言えば、そのような強制力低減モデルを採用した強制力低減型ロール抑制制御は、当該制御を後輪側に特化した制御と考えることができるのである。

## 【0144】

以上のことに鑑みて、本強制力低減型ロール抑制制御においては、図 10 に示すように、車速  $v$  に応じて、各強制力低減ゲインが  $k_f, c_f, k_r, c_r$  変更される。詳しく説明すれば、車速  $v$  が、設定閾速度  $v_0$  以下では、前輪側スプリングゲイン  $k_f$  および前輪側ダンパゲイン  $c_f$  の値が、ともに“1”とされ、後輪側スプリングゲイン  $k_r$  および後輪側ダンパゲイン  $c_r$  の値が“0”とされる。車速  $v$  が設定閾速度  $v_0$  より高い場合には、後輪側スプリングゲイン  $k_r$  および後輪側ダンパゲイン  $c_r$  の値は、車速  $v$  が高くなるにつれて、大きくされる。車速  $v$  が設定閾速度  $v_1$  以上となった場合には、前輪側スプリングゲイン  $k_f$  の値は、車速  $v$  が高くなるにつれて小さくされる。車速  $v$  が設定閾速度  $v_2$  以上となった場合には、車速  $v$  に応じて大きくされていた後輪側ダンパゲイン  $c_r$  の値が、逆に、車速  $v$  が高くなるにつれて小さくなるようにされる。車速  $v$  が設定閾速度  $v_3$  以上となった場合には、前輪側ダンパゲイン  $c_f$  の値が、車速  $v$  が高くなるにつれて、大きくされる。これらの強制力低減ゲインの変更は、その値の変化が連続的になるように行われる。また、前輪側ダンパゲイン  $c_f$ 、後輪側スプリングゲイン  $k_r$  は、ある程度車速  $v$  が高くなると、その値が“1”を超えるように変化させられる。この図 10 に示す関係は、強制力低減ゲイン変更マップとして、コントローラ 96 に格納されている。

## 【0145】

(iv) 2つのタイプの制御の選択と重み付け

路面起伏起因ロール抑制制御では、上述した2つのタイプの制御、つまり、スカイフック型ロール抑制制御と強制力低減型ロール抑制制御が、状況に応じて、選択的に、あるいは、同時に実行される。

10

20

30

40

50

## 【 0 1 4 6 】

車両が低速走行している場合には、前記式(9)に従う後輪側ばね下部変位遅れの推定精度が比較的低い。そして、先に説明したように、前輪側スプリングゲイン  $K_f$  および前輪側ダンパゲイン  $C_f$  の値を“1”に、後輪側スプリングゲイン  $K_r$  および後輪側ダンパゲイン  $C_r$  の値を“0”にした場合の強制力低減型ロール抑制制御、つまり、後輪側に特化した強制力低減型ロール抑制制御を車両の低速域において実行すれば、路面起伏起因ロール抑制制御の応答性の改善が期待できる。そのため、本路面起伏起因ロール抑制制御では、車速  $v$  が先に説明した設定閾速度  $v_0$  (20 km/h) 以下である場合には、後輪側に特化した強制力低減型ロール抑制制御が実行され、スカイフック型ロール抑制制御は実行されないようにされている。したがって、下記式(29)のように、前記式(20)に従って決定される強制力低減型ロール抑制力  $F_R$  が、本路面起伏起因ロール抑制制御において前輪側および後輪側のスタビライザ装置14によって発生させられるべき目標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$  とされる。

$$F_U = F_R \cdots (29)$$

## 【 0 1 4 7 】

一方で、車両が比較的高速で走行している場合であっても、比較的高い周波数域のばね下部相対変位振動、ロール振動に対しては、上述の後輪側ばね下部変位遅れの推定精度が比較的悪いといった理由等から、スタビライザ装置14が発生させるべきロール抑制力の決定精度が比較的低いものとなる。そこで、本路面起伏起因ロール抑制制御では、車速  $v$  が、設定閾速度  $v_0$  を超えている場合に、発生しているロール振動の周波数に応じた重み付けをして、2つのタイプの制御を同時に行うようにされている。

## 【 0 1 4 8 】

具体的には、1対の上下加速度センサ114による前述の上下加速度  $G_{XL}$ ,  $G_{XR}$  の検出値に基づいて、発生しているロール振動の様子が推定される。その推定結果にフィルタ処理を施すことで、ロール振動の高周波成分と低周波成分が特定される。より詳しく言えば、2 Hz を超える振動をカットするハイカットフィルタによる処理で、低周波成分が特定され、2 Hz 以下の振動をカットするローカットフィルタによる処理で、高周波成分が特定され、それぞれの強度(例えば、振幅等)が求められる。求められた低周波振動成分強度  $I_L$  および高周波振動成分強度  $I_H$  に基づいて、下記式(30)に従って、スカイフック型ロール抑制力  $F_S$  と強制力低減型ロール抑制力  $F_R$  とが重み付けして合計される。この重み付け和が、路面起伏起因ロール抑制制御において前輪側および後輪側のスタビライザ装置14によって発生させられるべき目標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$  となる。ちなみに、 $I_L / (I_L + I_H)$  および  $I_H / (I_L + I_H)$  の各々は、設定重み付け係数としての機能を有する。

$$F_U = F_R I_L / (I_L + I_H) + F_S I_H / (I_L + I_H) \cdots (30)$$

$I_L$  : 低周波振動成分強度

$I_H$  : 高周波振動成分強度

この結果、車両走行速度が、設定閾速度  $v_0$  を超えている場合において、高周波振動成分が相対的に大きいときには、スカイフック型ロール抑制制御に重きが置かれ、低周波振動成分が相対的に大きいときには、強制力低減型ロール抑制制御に重きが置かれた路面起伏起因ロール抑制制御が実行されることになる。

## 【 0 1 4 9 】

(c) 2つのロール抑制制御の統合とスタビライザ装置の作動制御

以上のようにして決定された目標車両旋回起因ロール抑制力  $F_T$  および標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$  は、下記式(31)のようにして、単純に、合計される。その合計が、車両旋回起因ロール抑制制御と路面起伏ロール抑制制御とが統合されたロール抑制制御に

において、前輪側および後輪側のスタビライザ装置 1 4 によって発生させられるべきロール抑制力である目標ロール抑制力  $F^*$  となる。

$$F^* = F_T + F_U \quad \dots (31)$$

【0150】

上記のように決定された目標ロール抑制力  $F^*$  は、所定のロール剛性配分係数  $\alpha$  に基づき、下記式 (32), (33) に従って、目標前輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$  と目標後輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Dr}$  とに配分される。それらは、それぞれ、前輪側スタビライザ装置 1 4 f, 後輪側スタビライザ装置 1 4 r の目標装置個別ロール抑制力  $F_D$  である

$$F_{Df} = \alpha F^* \quad \dots (32)$$

$$F_{Dr} = (1 - \alpha) F^* \quad \dots (33)$$

上記式 (32), (33) から解るように、 $\alpha : (1 - \alpha)$  が、前輪側スタビライザ装置 1 4 f と後輪側スタビライザ装置 1 4 r への目標ロール抑制力  $F^*$  の設定配分比となる。

【0151】

ところが、目標前輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$  と目標後輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Dr}$  とのいずれか一方が、設定閾ロール抑制力  $F_{MAX}$  を超えている場合は、その一方に対応する前輪側スタビライザ装置 1 4 f と後輪側スタビライザ装置 1 4 r との一方に負荷があると判断される。その判断に基づき、上記ロール剛性配分係数  $\alpha$  が、調整ロール剛性配分係数  $\alpha'$  に変更され、その調整ロール剛性配分係数  $\alpha'$  に基づいて、上記式 (32), (33) に従い、目標前輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$  および目標後輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Dr}$  が調整される。つまり、上述の設定配分比が変更されるのである。

【0152】

詳しく説明すれば、この調整ロール剛性配分係数  $\alpha'$  に基づけば、設定閾ロール抑制力  $F_{MAX}$  を超えた目標前輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$  と目標後輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Dr}$  との一方が、設定閾ロール抑制力  $F_{MAX}$  とされる。そして、目標前輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$  と目標後輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Dr}$  との他方は、前記一方と設定閾ロール抑制力  $F_{MAX}$  との差分  $\Delta F$  が加算された大きさとなる。なお、その場合、その他方が、設定閾ロール抑制力  $F_{MAX}$  を超えるときには、その他方も、設定閾ロール抑制力  $F_{MAX}$  とされる。つまり、調整ロール剛性配分係数  $\alpha'$  は、目標前輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$  と目標後輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Dr}$  との両方もが設定閾ロール抑制力  $F_{MAX}$  を超えないような値に、変更されるのである。

【0153】

なお、厳密に言えば、スタビライザ装置 1 4 の負荷は、前述の基本ロール抑制力 ( $K_S S_T$ ) と制御ロール抑制力 ( $K_S D$ ) との合計に基づいて判断すべきである。しかし、多くの場合、両者の合計は、制御ロール抑制力 ( $K_S D$ ) が大きくなる程大きくなることから、本システム 10 におけるロール抑制制御では、制御処理の簡便化のため、制御ロール抑制力 ( $K_S D$ ) である上記目標装置個別ロール抑制力  $F_D$  をもってして、スタビライザ装置 1 4 の負荷を判断している。

【0154】

上述のように決定されたあるいは決定された後調整された目標前輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$  および目標後輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Dr}$  に基づき、前輪側および後輪側のスタビライザ装置 1 4 の各々の作動制御が行われる。先ず、下記式 (34), (35) に従って、前輪側スタビライザ装置 1 4 f の作動量  $D$  である前輪側スタビライザ装置作動量  $D_f$  と、後輪側スタビライザ装置 1 4 r の作動量  $D$  である後輪側スタビライザ装置作動量  $D_r$  とが決定される。

$$D_f = F_{Df} / K_{Sf} \quad \dots (34)$$

$$D_r = F_{Dr} / K_{Sr} \quad \dots (35)$$

10

20

30

40

50

【 0 1 5 5 】

上記決定された前輪側スタビライザ装置作動量  $D_f$  および後輪側スタビライザ装置作動量  $D_r$  に基づき、下記式 ( 3 6 ) , ( 3 7 ) に従って、前輪側スタビライザ装置 1 4 f のアクチュエータ 2 6 の目標作動量  $A_{f}^*$  および後輪側スタビライザ装置 1 4 r のアクチュエータ 2 6 の目標作動量  $A_{r}^*$  が決定される。ちなみに、下記式 ( 3 6 ) , ( 3 7 ) における  $R$  ,  $L_A$  は、それぞれ、第 2 ロアアーム 3 8 のレバー比、スタビライザバ 2 0 のアーム部 5 2 の長さである。

$$A_{f}^* = D_f R / L_A \dots (36)$$

$$A_{r}^* = D_r R / L_A \dots (37)$$

10

上記決定されたアクチュエータ 2 6 の目標作動量  $A_{f}^*$  ,  $A_{r}^*$  に基づき、前輪側および後輪側のスタビライザ装置 1 4 の各々のアクチュエータ 2 6 の作動制御が行われる。アクチュエータ 2 6 の作動量  $A$  と、電動モータ 6 0 の回転角であるモータ回転角  $\theta$  とは、減速機 6 2 の減速比によって対応付けられている。そのため、アクチュエータ 2 6 の作動制御はモータ回転角  $\theta$  に基づいて行われる。まず、各アクチュエータ 2 6 の目標作動量  $A_{f}^*$  ,  $A_{r}^*$  に基づいて、各電動モータ 6 0 の制御の目標となる目標モータ回転角  $\theta_{f}^*$  ,  $\theta_{r}^*$  が決定される。各電動モータ 6 0 の実際のモータ回転角である実モータ回転角  $\theta_f$  ,  $\theta_r$  は、モータ回転角センサ 7 8 によって検出されており、それぞれの電動モータ 6 0 の実モータ回転角  $\theta_f$  ,  $\theta_r$  が、それぞれの目標モータ回転角  $\theta_{f}^*$  ,  $\theta_{r}^*$  になるように、電動モータ 6 0 が制御されるのである。

20

【 0 1 5 6 】

電動モータ 6 0 の制御は、供給電流が決定され、その決定された供給電流を電動モータ 6 0 に供給することによって行われる。供給電流は、各電動モータ 6 0 の実モータ回転角  $\theta_f$  ,  $\theta_r$  の目標モータ回転角  $\theta_{f}^*$  ,  $\theta_{r}^*$  に対する偏差であるモータ回転角偏差  $\Delta\theta_f$  ,  $\Delta\theta_r$  ( =  $\theta_{f}^* - \theta_f$  ) に基づいて決定される。詳しく言えば、モータ回転角偏差  $\Delta\theta$  に基づくフィードバック制御の手法に従って決定される。具体的には、まず、各電動モータ 6 0 が備えるモータ回転角センサ 7 8 の検出値に基づいて、各電動モータ 6 0 の上記モータ回転角偏差  $\Delta\theta_f$  ,  $\Delta\theta_r$  が認定され、次いで、それらをパラメータとして、下記式 ( 3 8 ) , ( 3 9 ) に従って、各電動モータ 6 0 についての目標供給電流  $i_{f}^*$  ,  $i_{r}^*$  が決定される。

30

$$i_{f}^* = P_{\theta_f} \Delta\theta_f + I_{nt}(\Delta\theta_f) \dots (38)$$

$$i_{r}^* = P_{\theta_r} \Delta\theta_r + I_{nt}(\Delta\theta_r) \dots (39)$$

- $\Delta\theta_f$  ,  $\Delta\theta_r$  : モータ回転角偏差
- $I_{nt}(\Delta\theta_f)$  ,  $I_{nt}(\Delta\theta_r)$  : 偏差の時間的積分値
- $P$  : 比例項ゲイン
- $I$  : 積分項ゲイン

上記式は ( 3 8 ) , ( 3 9 ) は、P I 制御則に従う式であり、第 1 項、第 2 項は、それぞれ、目標供給電流  $i^*$  の、モータ回転角偏差  $\Delta\theta$  に関する比例項成分、積分項成分を意味する。このような供給電流が電動モータ 6 0 に供給されることにより、スタビライザ装置 1 4 は、適切な目標ロール抑制力  $F^*$  を発生させる。

40

【 0 1 5 7 】

制御装置の機能構成

本システム 1 0 における上記ロール抑制制御は、制御装置としての E C U 9 0 のコントローラ 9 6 が、所定のロール抑制制御プログラムを実行することによって行われる。コントローラ 9 6 は、そのプログラムの実行によって、それぞれが、自身に割り当てられた処理を実行する複数の機能部を有することになる。以下、コントローラ 9 6 の複数の機能部の各々と、その各々による処理を、ロール抑制制御についての先の説明を参照しつつ説明

50

する。

【0158】

コントローラ96は、図11に示すように、2つのロール抑制力決定部として、車両旋回起因ロール抑制力決定部200と、路面起伏起因ロール抑制力決定部202とを有している。車両旋回起因ロール抑制力決定部200は、ステアリングホイールの操作角および車速 $v$ と、実横加速度 $G_{Yr}$ とに基づいて、先に説明した処理を実行して目標車両旋回起因ロール抑制力 $F_T$ を決定する。路面起因起伏ロール抑制力決定部202は、測定された前輪側相対ストローク量 $S_{Tf}$ 若しくは車体のロール量 $X$ に基づいて、目標路面起伏起因ロール抑制力 $F_U$ を決定する。この決定部202の詳細については、後に詳しく説明する。

【0159】

上記前輪側相対ストローク量 $S_{Tf}$ は、ストロークセンサ112によって検出された前輪側の左右のストローク量 $S_{Lf}$ 、 $S_{Lr}$ に基づいて、相対ストローク量算定部204によって算定され、その算定部204から路面起因起伏ロール抑制力決定部202に入力される。また、上記車体のロール量 $X$ は、上下加速度センサ114によって検出された車体の左右の所定部位の上下加速度 $G_{XL}$ 、 $G_{XR}$ に基づいて、車体ロール量算定部206によって算定され、その算定部206から、路面起因起伏ロール抑制力決定部202に入力される。また、目標路面起伏起因ロール抑制力 $F_U$ の決定の際の車両旋回起因ロール抑制制御による影響を排除するため、旋回依拠抑制量認定部208によって、目標車両旋回起因ロール抑制力 $F_T$ に基づいて、抑制相対ストローク量 $S_T$ および抑制ロール量 $X$ が認定される。それら抑制相対ストローク量 $S_T$ および抑制ロール量 $X$ は、旋回依拠抑制量認定部208から、路面起因起伏ロール抑制力決定部202に入力される

【0160】

また、コントローラ96において、目標車両旋回起因ロール抑制力 $F_T$ と目標路面起伏起因ロール抑制力 $F_U$ とが加算されて、目標ロール抑制力 $F^*$ が決定される。コントローラ96は、ロール抑制力配分部210を有しており、その配分部210は、目標ロール抑制力 $F^*$ を、目標前輪側装置個別ロール抑制力 $F_{Df}$ と、目標後輪側装置個別ロール抑制力 $F_{Dr}$ とに配分する。この配分部210の詳細については、後に説明する。さらに、コントローラ96は、作動制御部212を有している。この作動制御部212は、前輪側および後輪側の装置個別ロール抑制力 $F_{Df}$ 、 $F_{Dr}$ から、先に説明したような処理に従って、左右のスタビライザ装置14の各々のアクチュエータ26が有する電動モータ60への目標供給電流 $i_f^*$ 、 $i_r^*$ を決定し、それら目標供給電流 $i_f^*$ 、 $i_r^*$ に関する指令を、各インバータ92に送る。なお、ロール抑制制御において使用されるマップ、データ等は、データ格納部214に格納されている。具体的に言えば、データ格納部214には、先に説明した車両旋回起因ロール抑制力マップ、強制力低減ゲインに関する強制力低減ゲイン変更マップ、設定ロール剛性配分係数等が格納されている。

【0161】

路面起伏起因ロール抑制力決定部202は、図12に示すように、2つのロール抑制力決定部として、スカイフック型ロール抑制力決定部216および強制力低減型ロール抑制力決定部218を有している。詳細については後に説明するが、これらの決定部216、218は、先に説明した処理に従って、前輪側相対ストローク量 $S_{Tf}$ 、車体のロール量 $X$ 、抑制相対ストローク量 $S_T$ および抑制ロール量 $X$ のうちの必要なものに基づいて、それぞれ、スカイフック型ロール抑制力 $F_S$ 、強制力低減型ロール抑制力 $F_R$ を決定する。

【0162】

上記決定された2つのロール抑制力 $F_S$ 、 $F_R$ は、重み付け加算部220において合計される。重み付け加算部220は、先に説明したように、ロール振動の周波数成分に基づく重み付けを行う。具体的に言えば、周波数成分強度算出部222において、車体の左右の所定部位の上下加速度 $G_{XL}$ 、 $G_{XR}$ に基づいて、ロール振動の低周波振動成分強度 $I_L$ および高周波振動成分強度 $I_H$ が求められる。これら強度 $I_L$ 、 $I_H$ に基づいて、スカイフック重み付け部224、強制力低減重み付け部226は、それぞれ、スカイフック型ロール抑制力 $F_S$ 、強制力低減型ロール抑制力 $F_R$ に対する重み付けを行う。先に説明したように、各

10

20

30

40

50

重み付け部 2 2 4 , 2 2 6 による重み付けには、設定重み付け係数として、それぞれ  $I_H / (I_L + I_H)$  ,  $I_L / (I_L + I_H)$  の値が用いられる。

【 0 1 6 3 】

また、路面起伏起因ロール抑制力決定部 2 0 2 は、抑制力選択部 2 2 8 を有している。この抑制力選択部 2 2 8 では、重み付けして加算された上記 2 つのロール抑制力  $F_S$  ,  $F_R$  の加算値と、強制力低減型ロール抑制力  $F_R$  との一方を目標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$  とするための選択処理が実行される。具体的には、先に説明したように、車速  $v$  が設定閾速度  $v_0$  以下の場合には、強制力低減型ロール抑制力  $F_R$  が、設定閾速度  $v_0$  を超えている場合には、上記 2 つのロール抑制力  $F_S$  ,  $F_R$  の加算値が、それぞれ、目標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$  とされる。この抑制力選択部 2 2 8 は、車速  $v$  が設定閾速度  $v_0$  以下の場合において、スカイフック型ロール抑制制御を実行されないようにする機能を有している。

10

【 0 1 6 4 】

スカイフック型ロール抑制力決定部 2 1 6 は、図 1 3 に示すような機能構成を有しており、先に説明したスカイフックモデルに従って、車体のロール量  $X$  を推定し、その推定結果に基づいて、スカイフック型ロール抑制力  $F_S$  を決定する。その機能を発揮するため、当該決定部 2 1 6 は、車体ロール推定部 2 3 0 と、抑制力算出部 2 3 2 とを有している。当該決定部 2 1 6 では、測定された前輪側相対ストローク量  $S_{Tf}$  に対する抑制相対ストローク量  $S_T$  による補正処理が行われる。車体ロール推定部 2 3 0 は、その補正処理が施された前輪側相対ストローク量  $S_{Tf}$  を基に、前述の推定式に従って、車体のロール量  $X$  を推定する。抑制力算出部 2 3 2 は、推定された車体のロール量  $X$  に基づいて、前述の決定式に従って、スカイフック型ロール抑制力  $F_S$  を決定する。

20

【 0 1 6 5 】

強制力低減型ロール抑制力決定部 2 1 8 は、図 1 4 に示すような機能構成を有しており、先に説明した強制力低減モデルに従って、前輪側ばね下部相対変位量  $X_f$  , 後輪側ばね下部相対変位量  $X_r$  を推定し、その推定結果に基づいて、強制力低減型ロール抑制力  $F_R$  を決定する。当該決定部 2 1 8 では、上記ばね下部相対変位量  $X_f$  ,  $X_r$  の推定手法として 2 つの手法を選択的に行うようにされており、それら 2 つの推定手法に対応して、第 1 前輪ばね下部変位量推定部 2 3 4 , 第 2 前輪ばね下部変位量推定部 2 3 6 の 2 つの推定部を有している。

30

【 0 1 6 6 】

当該決定部 2 1 8 では、測定された前輪側相対ストローク量  $S_{Tf}$  および車体のロール量  $X$  に対して、それぞれ、抑制相対ストローク量  $S_T$  , 抑制ロール量  $X$  による補正処理が行われる。第 1 前輪ばね下部変位量推定部 2 3 4 は、補正が施された前輪側相対ストローク量  $S_{Tf}$  を基に、前述した第 1 推定手法における推定式に従って、前輪側ばね下部相対変位量  $X_f$  を推定する。一方、第 2 ばね下部変位量推定部 2 3 6 は、補正が施された車体のロール量  $X$  を基に、前述した第 2 推定手法における推定式に従って、前輪側ばね下部相対変位量  $X_f$  を推定する。

【 0 1 6 7 】

上記 2 つの推定部 2 3 4 , 2 3 6 によって推定された前輪側ばね下部相対変位量  $X_f$  のうちのいずれを採用するかが、変位量選択部 2 3 8 に決められる。変位量選択部 2 3 8 では、車速  $v$  が上記設定閾速度  $v_0$  以下の場合に、第 2 ばね下部変位量推定部 2 3 6 によって推定された前輪側ばね下部相対変位量  $X_f$  が選択され、設定閾速度  $v_0$  を超えている場合に、第 1 ばね下部変位量推定部 2 3 4 によって推定された前輪側ばね下部相対変位量  $X_f$  が選択される。後輪ばね下部変位量推定部 2 4 0 は、選択された前輪側ばね下部相対変位量  $X_f$  に基づき、前述の推定式に従い、後輪側ばね下部相対変位量  $X_r$  を推定する。そして、前輪抑制力決定部 2 4 2 , 後輪抑制力決定部 2 4 4 は、それぞれ、推定された前輪側および後輪側のばね下部ばね下部相対変位量  $X_f$  ,  $X_r$  に基づき、前述の決定式に従って、前輪側ロール抑制力  $F_{Rf}$  , 後輪側ロール抑制力  $F_{Rr}$  を決定する。それら、ロール抑制力  $F_{Rf}$  ,  $F_{Rr}$  が合計されて、強制力低減型ロール抑制力  $F_R$  が決定される。

40

【 0 1 6 8 】

50

上述した前輪側ばね下部相対変位量  $X_f$  の推定式に用いられている強制力低減ゲインは、それらの値がデータ格納部 2 1 4 に格納された上述した強制力低減ゲイン変更マップを参照して設定される。図 1 0 に示すように、強制力低減ゲインは、車速  $v$  に応じて変更され、強制力低減型ロール抑制力  $F_R$  が比較的小さくなるような値とされる。ちなみに、強制力低減ゲインは、上記設定閾速度  $v_0$  以下の場合には、前輪側ロール抑制力  $F_{Rf}$  が発生しないような値に設定される。その一方で、その場合には、先に説明したように、抑制力選択部 2 2 8 によって、スカイフック型ロール抑制力  $F_S$  が目標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$  には含まれないようにされる。したがって、車速  $v$  が設定閾速度  $v_0$  以下の場合には、後輪側に特化された強制力低減型ロール抑制力  $F_R$  が、目標路面起伏起因ロール抑制力  $F_U$  に決定されることになる。

10

#### 【 0 1 6 9 】

前述のロール抑制力配分部 2 1 0 は、図 1 5 に示すように構成されている。ロール抑制力配分部 2 1 0 は、前輪配分部 2 4 6 , 後輪配分部 2 4 8 を有し、それら前輪配分部 2 4 6 , 後輪配分部 2 4 8 は、設定ロール剛性配分係数に基づいて、目標ロール抑制力  $F^*$  を、目標前輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$  と、目標後輪側装置個別ロール抑制力  $F_{Dr}$  とに配分する。配分調整部 2 5 0 は、先に説明したように、配分された前輪側および後輪側の目標装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$  ,  $F_{Dr}$  のいずれもが、設定閾ロール抑制力  $F_{MAX}$  を超えないようにする機能を有している。具体的には、それら目標装置個別ロール抑制力  $F_{Df}$  ,  $F_{Dr}$  のいずれかが設定閾ロール抑制力  $F_{MAX}$  を超えた場合に、新たな係数として、調整ロール剛性配分係数  $\alpha$  を設定する。そして、前輪配分部 2 4 6 , 後輪配分部 2 4 8 は、その新たな係数  $\alpha$  を用いて目標ロール抑制力  $F^*$  の再配分を行う。すなわち、本ロール抑制力配分部 2 1 0 は、ロール剛性配分を変更することでスタビライザ装置 1 4 の負荷が過大とならないようにする機能を有しているのである。

20

#### 【 図面の簡単な説明 】

#### 【 0 1 7 0 】

【 図 1 】 請求可能発明の実施例である車体ロール抑制システムの全体構成を示す斜視図である。

【 図 2 】 図 1 のシステムが有するロール抑制装置としてのスタビライザ装置を示す平面図である。

【 図 3 】 図 1 のシステムが有するロール抑制装置としてのスタビライザ装置を示す正面図である。

30

【 図 4 】 図 2 および図 3 のスタビライザ装置が有するアクチュエータを示す断面図である。

【 図 5 】 図 1 の車体ロール抑制システムで実行される路面起伏起因ロール抑制制御において依拠される実装置モデルを示す概念図である。

【 図 6 】 図 1 の車体ロール抑制システムで実行される路面起伏起因ロール抑制制御において依拠されるスカイフックモデルを示す概念図である。

【 図 7 】 図 1 の車体ロール抑制システムで実行される路面起伏起因ロール抑制制御において依拠される強制力低減モデルを示す概念図である。

【 図 8 】 図 7 のモデルに従う制御において用いられる強制力低減ゲインの設定手法を説明するための概念図である。

40

【 図 9 】 図 7 のモデルに従う制御において用いられる強制力低減ゲインの設定手法を説明するためのもう 1 つの概念図である。

【 図 1 0 】 図 7 のモデルに従う制御において用いられる強制力低減ゲインを設定するためのマップデータを示すグラフである。

【 図 1 1 】 図 1 のシステムが有する制御装置の機能を説明するためのブロック図である。

【 図 1 2 】 図 1 1 の制御装置が有する路面起伏起因ロール抑制力決定部の機能を説明するためのブロック図である。

【 図 1 3 】 図 1 2 の路面起伏起因ロール抑制力決定部が有するスカイフック型ロール抑制力決定部の機能を説明するためのブロック図である。

50

【図14】図12の路面起伏起因ロール抑制力決定部が有する強制力低減型ロール抑制力決定部の機能を説明するためのブロック図である。

【図15】図11の制御装置が有するロール抑制力配分部の機能を説明するためのブロック図である。

【符号の説明】

【0171】

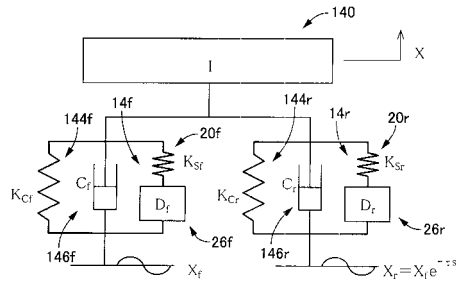
10 : 車体ロール抑制システム      14f, 14r : スタビライザ装置 (ロール抑制装置)  
 20 : スタビライザバー      22 : スタビライザバー部材      26 : アクチュエータ  
 30 : サスペンション装置      44 : コイルスプリング (サスペンションスプリング)  
 46 : ショックアブソーバ (ダンパ)      50 : トーションバー部      52 : アーム部  
 60 : 電動モータ (駆動源)      62 : 減速機      64 :ハウジング      90 : 電子制御ユニット (ECU)      96 : コントローラ (制御装置)      102 : ステアリングセンサ  
 104 : 横加速度センサ      108 : ブレーキ電子制御ユニット (ブレーキECU)      110 : 車輪速センサ      112 : ストロークセンサ      114 : 上下加速度センサ  
 140 : 車体      144f, 144r : 相対ストローク対応スプリング  
 148 : スカイフックスプリング      150 : スカイフックダンパ      152 : ロール抑制スプリング      154 : ロール抑制ダンパ      200 : 車両旋回起因ロール抑制力決定部  
 202 : 路面起伏起因ロール抑制力決定部      204 : 相対ストローク量算定部  
 206 : 車体ロール量算定部      208 : 旋回依拠抑制量認定部      210 : ロール抑制力配分部  
 212 : 作動制御部      214 : データ格納部      216 : スカイフック型ロール抑制力決定部  
 218 : 強制力低減型ロール抑制力決定部      220 : 重み付け加算部  
 222 : 周波数成分強度算出部      224 : スカイフック重み付け部  
 226 : 強制力低減重み付け部      228 : 抑制力選択部      230 : 車体ロール量推定部  
 232 : 抑制力算出部      234 : 第1前輪ばね下部変位量推定部      236 : 第2前輪ばね下部変位量推定部  
 238 : 変位量選択部      240 : 後輪ばね下部変位量推定部  
 242 : 前輪抑制力決定部      244 : 後輪抑制力決定部      246 : 前輪配分部  
 248 : 後輪配分部      250 : 配分比調整部

10

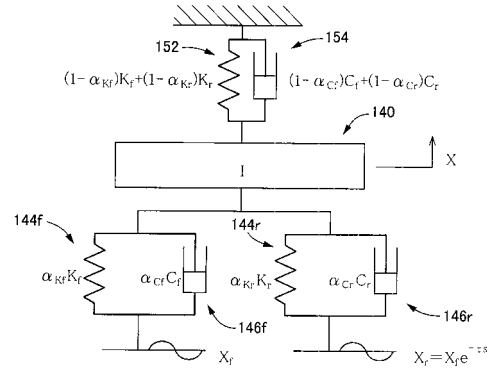
20



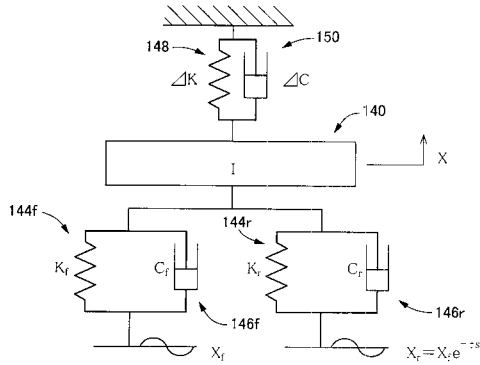
【 図 5 】



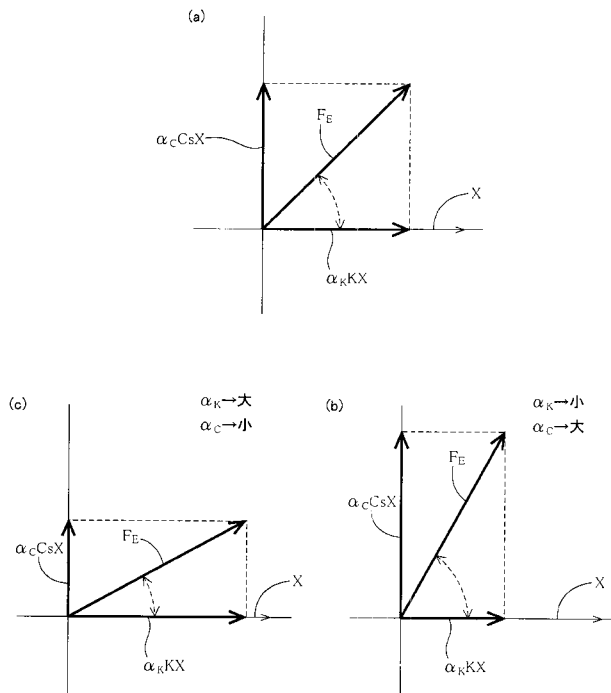
【 図 7 】



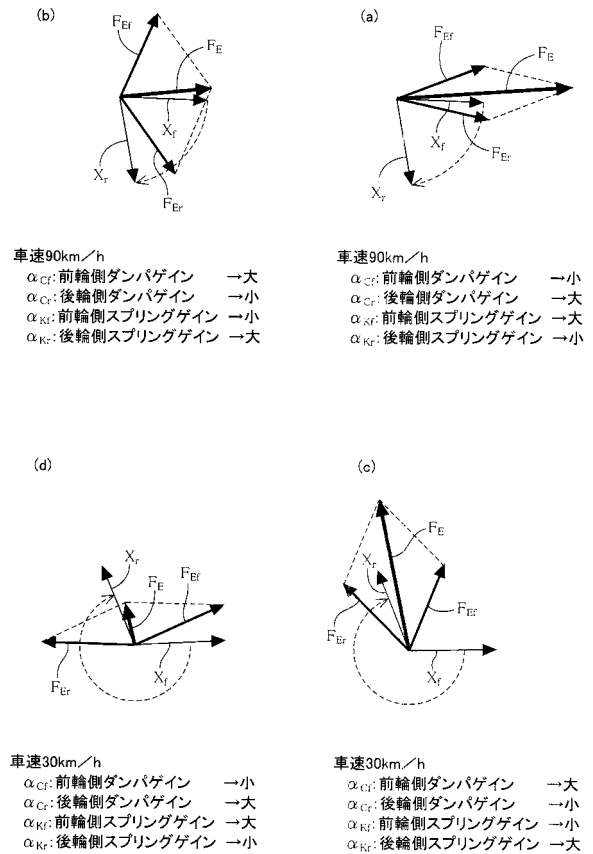
【 図 6 】



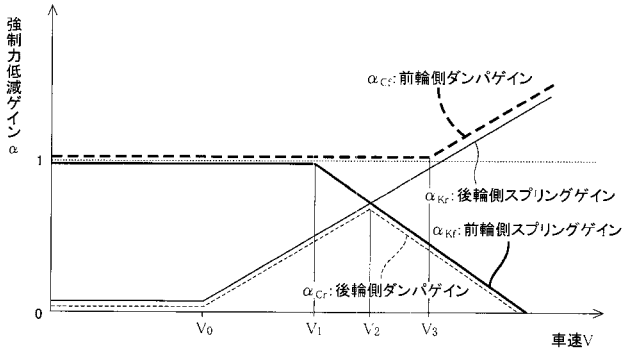
【 図 8 】



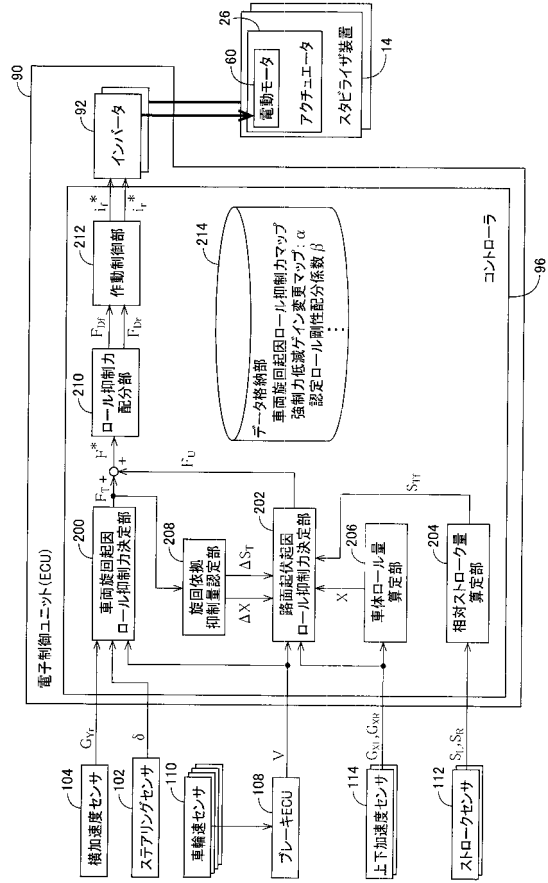
【 図 9 】



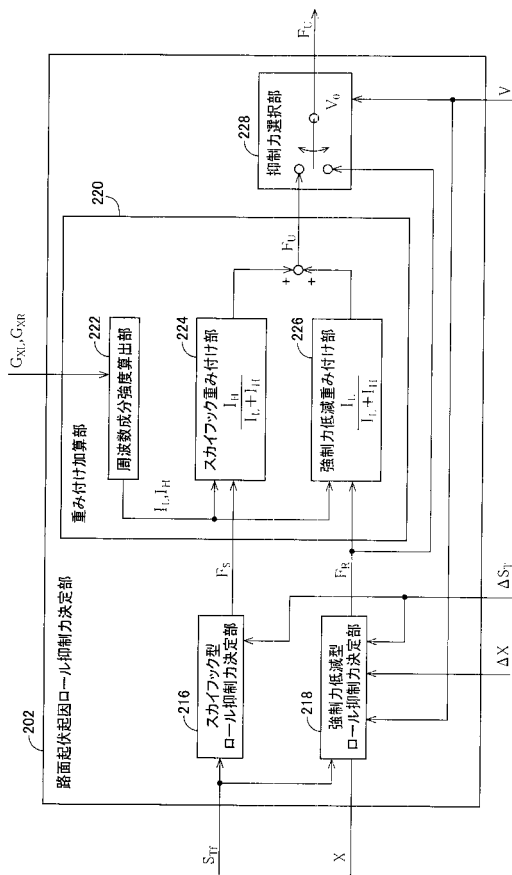
【図 10】



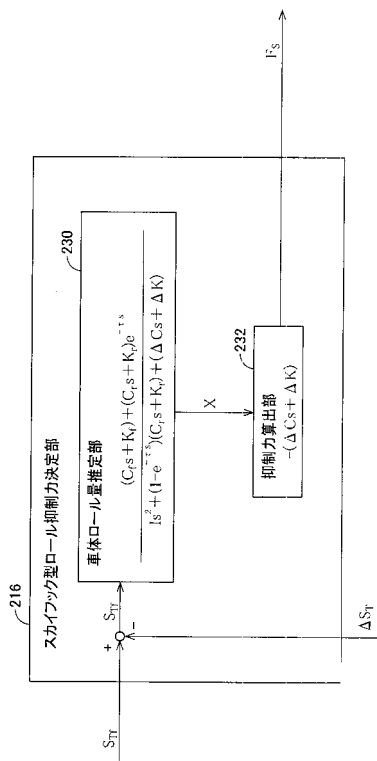
【図 11】



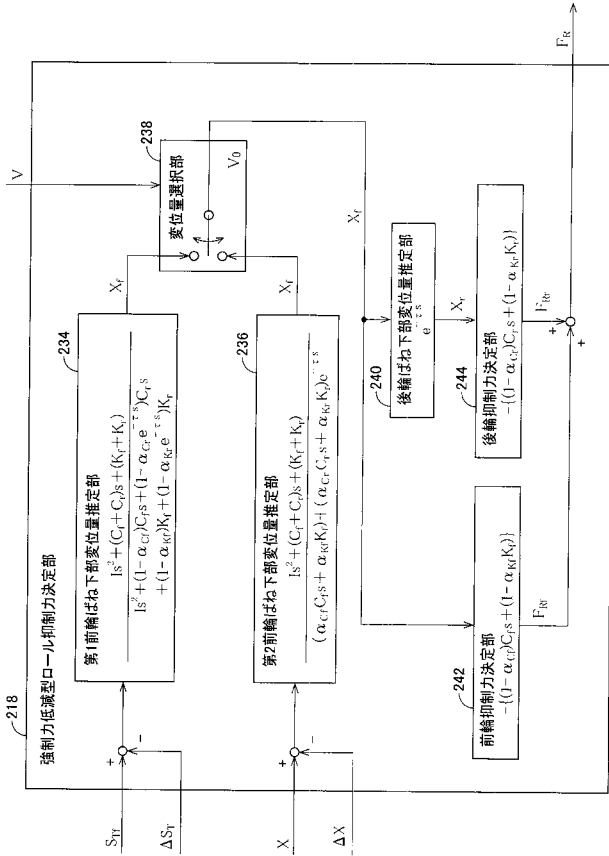
【図 12】



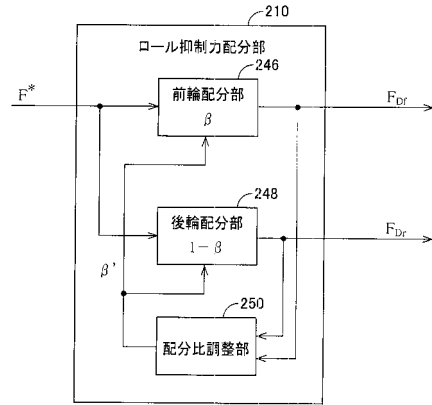
【図 13】



【 図 1 4 】



【 図 1 5 】



【 手続 補正 書 】

【 提出 日 】 平成 21 年 2 月 13 日 (2009.2.13)

【 手続 補正 1 】

【 補正 対 象 書 類 名 】 特 許 請 求 の 範 囲

【 補正 対 象 項 目 名 】 全 文

【 補正 方 法 】 変 更

【 補正 の 内 容 】

【 特 許 請 求 の 範 囲 】

【 請 求 項 1 】

(a)ばね上部とばね下部とを弾性的に連結するサスペンションスプリングと(b)ばね上部とばね下部との相対動作に対しての減衰力を発生させるダンパとを有するサスペンション装置を前輪側および後輪側の左右の車輪の各々に対して備えた車両に設けられ、当該車両の車体のロールを抑制するための車体ロール抑制システムであって、

それぞれが、左右の車輪の一方に対応するばね上部とばね下部とを接近させつつ左右の車輪の他方に対応するばね上部とばね下部とを離間させる力となるロール抑制力を発生させるとともに、アクチュエータを有して、そのアクチュエータの作動によってそのロール抑制力を変更可能に構成された前輪側および後輪側ロール抑制装置と、

それら前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が発生させるべきロール抑制力である目標装置個別ロール抑制力を決定し、その決定された目標装置個別ロール抑制力に基づいて前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が有する前記アクチュエータの作動を制御することで、その各々を制御する制御装置と

を備え、

前記制御装置が、

当該車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロールを抑制するために、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によって発生させるべきロール抑制力である

目標路面起伏起因ロール抑制力を決定する路面起伏起因ロール抑制力決定部を有し、  
その路面起伏起因ロール抑制力決定部が、

当該車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロールを抑制するために設定された仮想的なロール挙動モデルに従って、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成され、かつ、前記ロール挙動モデルとして、前記サスペンション装置が有するサスペンションスプリングおよびダンパによって発生させられる力であって、前輪側および後輪側の左右のばね下部の相対変位動作に依存して生じて車体のロールを生じさせる力であるロール強制力を、低減させるための強制力低減モデルを採用し、その強制力低減モデルに従って、前記サスペンションスプリングおよびダンパが実際に発生させるロール強制力と低減させたロール強制力との差である低減力の推定を行い、その推定に基づいて、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成された強制力低減型ロール抑制力決定部を有し、

前記ロール強制力が、前記前輪側のサスペンション装置が有する2つのサスペンションスプリングである前輪側スプリングによって発生させられる前輪側スプリング強制力と、前記前輪側のサスペンション装置が有する2つのダンパである前輪側ダンパによって発生させられる前輪側ダンパ強制力と、前記後輪側のサスペンション装置が有する2つのサスペンションスプリングである後輪側スプリングによって発生させられる後輪側スプリング強制力と、前記後輪側のサスペンション装置が有する2つのダンパである後輪側ダンパによって発生させられる後輪側ダンパ強制力とを成分として含み、

前記強制力低減モデルが、それら前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものをその1以上のものの各々に対して設定された低減率に基づいて低減させるように設定されたものであることを特徴とする車体ロール抑制システム。

【請求項2】

前記強制力低減モデルが、

前記前輪側スプリング強制力，前記後輪側スプリング強制力が、それぞれ、前記前輪側スプリングの各々のばね定数によって定まる前輪側ロールばね定数，前記後輪側スプリングの各々のばね定数によって定まる後輪側ロールばね定数に依拠した大きさの力となり、前記前輪側ダンパ強制力，前記後輪側ダンパ強制力が、それぞれ、前記前輪側ダンパの各々の減衰係数によって定まる前輪側ロール減衰係数，前記後輪側ダンパの各々の減衰係数によって定まる後輪側ロール減衰係数に依拠した大きさの力となるように設定され、かつ、

それら前輪側ロールばね定数，後輪側ロールばね定数，前輪側ロール減衰係数，後輪側ロール減衰係数のうちの1以上のものを、その1以上の各々に対応する前記前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものに対して設定された前記低減率に基づいて低減させるように設定されたものである請求項1に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項3】

前記強制力低減モデルが、

車体のロールを抑制するための力を車体のロール量に応じて車体に作用させるロール抑制スプリングと車体のロール速度に応じて車体に作用させるロール抑制ダンパとの少なくとも一方が配備されたものであり、かつ、

前記前輪側ロールばね定数と前記後輪側ロールばね定数との少なくとも一方を低減させる場合には、それらの低減させる分に相当するロールばね定数を有する前記ロール抑制スプリングが少なくとも配備され、前記前輪側ロール減衰係数と前記後輪側ロール減衰係数との少なくとも一方を低減させる場合には、それらの低減させる分に相当するロール減衰係数を有する前記ロール抑制ダンパが少なくとも配備されたものである請求項2に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項4】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものの各々に対して設定された前記低減率のうちの1以上のものを、当該車両の走行速度に基づいて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つに記載の車体ロール抑制システム。

【請求項5】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

当該車両の走行速度が設定閾速度以下である場合に、前記前輪側スプリング強制力および前記前輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を1とし、前記後輪側スプリング強制力および前記後輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を0とするように構成された請求項4に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項6】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

当該車両の走行速度が設定閾速度以上である場合において、当該車両の走行速度が高いときに、低いときに比較して、(A)前記前輪側スプリング強制力に対して設定された前記低減率を大きくすることと、(B)前記前輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を小さくすることと、(C)前記後輪側スプリング強制力に対して設定された前記低減率を小さくすることと、(D)前記後輪側ダンパ強制力に対して設定された前記低減率を大きくすることとの、いずれか1以上を行うように構成された請求項4または請求項5に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項7】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記強制力低減モデルに従って前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行い、その推定に基づいて、前記低減力を推定するように構成された請求項1ないし請求項6のいずれか1つに記載の車体ロール抑制システム。

【請求項8】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

(i)前輪側における左輪側のばね上部とばね下部との距離と右輪側のばね上部とばね下部との距離との相対変動である前輪側の相対ストローク動作と、後輪側における左輪側のばね上部とばね下部との距離と右輪側のばね上部とばね下部との距離との相対変動である後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方と、(ii)車体のロール動作との少なくとも一方に基づいて、前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行うように構成された請求項7に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項9】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記前輪側の相対ストローク動作と後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づく推定と、前記車体のロール動作に基づく推定とを、択一的に行うように構成され、かつ、

当該車両の走行速度が設定閾速度より高い場合において、前記前輪側の相対ストローク動作と後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づく推定を行い、当該車両の走行速度が設定閾速度より低い場合において、前記車体のロール動作に基づく推定を行うように構成された請求項8に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項10】

前記強制力低減型ロール抑制力決定部が、

前記前輪側の相対ストローク動作と後輪側の相対ストローク動作との少なくとも一方に基づく推定を行う場合において、測定された前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離に基づく前記前輪側の相対ストローク動作と、その測定された前輪側の左右のばね上部とばね下部との距離，当該車両の走行速度および当該車両のホイールベースに基づいて推定された前記後輪側の相対ストローク動作とに基づいて、前記前輪側の左右のばね下部の相

対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行うように構成と、

前記車体のロール動作に基づく推定を行う場合において、測定された車体のロール量に基づく車体のロール動作と、当該車両の走行速度および当該車両のホイールベースとに基づいて、前記前輪側の左右のばね下部の相対変位動作と前記後輪側の左右のばね下部の相対変位動作との少なくとも一方の推定を行う構成と

の少なくとも一方を有する請求項 8 または請求項 9 に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項 11】

前記制御装置が、

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力を、設定配分比に基づいて、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の目標装置個別ロール抑制力に配分するロール抑制力配分部を有する請求項 1 ないし請求項 10 のいずれか 1 つに記載の車体ロール抑制システム。

【請求項 12】

前記制御装置が、

当該車両の旋回に起因して生じる車体のロールを抑制するために、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によって発生させるべきロール抑制力である目標車両旋回起因ロール抑制力を決定する車両旋回起因ロール抑制力決定部を有する請求項 1 ないし請求項 10 のいずれか 1 つに記載の車体ロール抑制システム。

【請求項 13】

前記制御装置が、

前記路面起伏起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標路面起伏起因ロール抑制力と、前記車両旋回起因ロール抑制力決定部によって決定された前記目標車両旋回起因ロール抑制力とを合わせた力を、設定配分比に基づいて、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々の目標装置個別ロール抑制力に配分するロール抑制力配分部を有する請求項 12 に記載の車体ロール抑制システム。

【請求項 14】

前記車両旋回起因ロール抑制力決定部が、

当該車両の旋回に起因して車体に作用するロールモーメントを指標する車両旋回起因ロールモーメント指標の値に基づいて、前記目標車両旋回依拠ロール抑制力を決定するように構成された請求項 12 または請求項 13 に記載の車体ロール抑制システム。

【手続補正 2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0005

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0005】

上記課題を解決するため、本発明の車体ロール抑制システムは、

(a)ばね上部とばね下部とを弾性的に連結するサスペンションスプリングと(b)ばね上部とばね下部との相対動作に対しての減衰力を発生させるダンパとを有するサスペンション装置を前輪側および後輪側の左右の車輪の各々に対して備えた車両に設けられ、当該車両の車体のロールを抑制するための車体ロール抑制システムであって、

それぞれが、左右の車輪の一方に対応するばね上部とばね下部とを接近させつつ左右の車輪の他方に対応するばね上部とばね下部とを離間させる力となるロール抑制力を発生させるとともに、アクチュエータを有して、そのアクチュエータの作動によってそのロール抑制力を変更可能に構成された前輪側および後輪側ロール抑制装置と、

それら前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が発生させるべきロール抑制力である目標装置個別ロール抑制力を決定し、その決定された目標装置個別ロール抑制力に基づいて前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の各々が有する前記アクチュエータの作動を制御することで、その各々を制御する制御装置と

を備え、

前記制御装置が、

当該車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロールを抑制するために、前記前輪側および後輪側のロール抑制装置の両方によって発生させるべきロール抑制力である目標路面起伏起因ロール抑制力を決定する路面起伏起因ロール抑制力決定部を有し、

その路面起伏起因ロール抑制力決定部が、

当該車両が走行する路面の起伏に起因して生じる車体のロールを抑制するために設定された仮想的なロール挙動モデルに従って、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成され、かつ、前記ロール挙動モデルとして、前記サスペンション装置が有するサスペンションスプリングおよびダンパによって発生させられる力であって、前輪側および後輪側の左右のばね下部の相対変位動作に依存して生じて車体のロールを生じさせる力であるロール強制力を、低減させるための強制力低減モデルを採用し、その強制力低減モデルに従って、前記サスペンションスプリングおよびダンパが実際に発生させるロール強制力と低減させたロール強制力との差である低減力の推定を行い、その推定に基づいて、前記目標路面起伏起因ロール抑制力を決定するように構成された強制力低減型ロール抑制力決定部を有し、

前記ロール強制力が、前記前輪側のサスペンション装置が有する２つのサスペンションスプリングである前輪側スプリングによって発生させられる前輪側スプリング強制力と、前記前輪側のサスペンション装置が有する２つのダンパである前輪側ダンパによって発生させられる前輪側ダンパ強制力と、前記後輪側のサスペンション装置が有する２つのサスペンションスプリングである後輪側スプリングによって発生させられる後輪側スプリング強制力と、前記後輪側のサスペンション装置が有する２つのダンパである後輪側ダンパによって発生させられる後輪側ダンパ強制力とを成分として含み、

前記強制力低減モデルが、それら前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの１以上のものをその１以上のものの各々に対して設定された低減率に基づいて低減させるように設定されたものであることを特徴とする。

【手続補正３】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】０００８

【補正方法】変更

【補正の内容】

【０００８】

なお、下記（１）項，（８）項，（９）項，（１５）項，（１７）項，（１８）項を合わせたものが、請求項１に相当し、請求項１に（１９）項の技術的特徴を付加したものが、請求項１２に、請求項２に（２０）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１つに（２１）項の技術的特徴を付加したものが、請求項４に、請求項４に（２２）項の技術的特徴を付加したものが、請求項５に、請求項４または請求項５に（２３）項ないし（２６）項の技術的特徴を付加したものが、請求項６に、請求項１ないし請求項６のいずれか１つに（２７）項の技術的特徴を付加したものが、請求項７に、請求項７に（２８）項の技術的特徴を付加したものが、請求項８に、請求項８に（３０）項の技術的特徴を付加したものが、請求項９に、請求項８または請求項９に（３１）項，（３２）項の技術的特徴を付加したものが、請求項１０に、それぞれ相当する。また、請求項１ないし請求項１０のいずれか１つに（２）項の技術的特徴を付加したものが、請求項１１に、請求項１ないし請求項１０のいずれか１つに（４）項の技術的特徴を付加したものが、請求項１２に、請求項１２に（５）項の技術的特徴を付加したものが、請求項１３に、請求項１２または請求項１３に（６）項の技術的特徴を付加したものが、請求項１４に、それぞれ相当する。

【手続補正４】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】 0 0 5 4

【補正方法】 変更

【補正の内容】

【 0 0 5 4 】

( 1 9 ) 前記強制力低減モデルが、

前記前輪側スプリング強制力，前記後輪側スプリング強制力が、それぞれ、前記前輪側スプリングの各々のばね定数によって定まる前輪側ロールばね定数，前記後輪側スプリングの各々のばね定数によって定まる後輪側ロールばね定数に依拠した大きさの力となり、前記前輪側ダンパ強制力，前記後輪側ダンパ強制力が、それぞれ、前記前輪側ダンパの各々の減衰係数によって定まる前輪側ロール減衰係数，前記後輪側ダンパの各々の減衰係数によって定まる後輪側ロール減衰係数に依拠した大きさの力となるように設定され、かつ、

それら前輪側ロールばね定数，後輪側ロールばね定数，前輪側ロール減衰係数，後輪側ロール減衰係数のうちの1以上のものを、その1以上の各々に対応する前記前輪側スプリング強制力，前輪側ダンパ強制力，後輪側スプリング強制力，後輪側ダンパ強制力のうちの1以上のものに対して設定された前記低減率に基づいて低減させるように設定されたものである(18)項に記載の車体ロール抑制システム。

【手続補正5】

【補正対象書類名】 明細書

【補正対象項目名】 0 0 5 6

【補正方法】 変更

【補正の内容】

【 0 0 5 6 】

( 2 0 ) 前記強制力低減モデルが、

車体のロールを抑制するための力を車体のロール量に応じて車体に作用させるロール抑制スプリングと車体のロール速度に応じて車体に作用させるロール抑制ダンパとの少なくとも一方が配備されたものであり、かつ、

前記前輪側ロールばね定数と前記後輪側ロールばね定数との少なくとも一方を低減させる場合には、それらの低減させる分に相当するロールばね定数を有する前記ロール抑制スプリングが少なくとも配備され、前記前輪側ロール減衰係数と前記後輪側ロール減衰係数との少なくとも一方を低減させる場合には、それらの低減させる分に相当するロール減衰係数を有する前記ロール抑制ダンパが少なくとも配備されたものである(19)項に記載の車体ロール抑制システム。

【手続補正6】

【補正対象書類名】 明細書

【補正対象項目名】 0 1 0 2

【補正方法】 変更

【補正の内容】

【 0 1 0 2 】

( c ) スタビライザ装置の構成

スタビライザ装置14の各スタビライザパー部材22はそれぞれ、図2，3に示すように、概して車幅方向に延びるトーションパー部50と、トーションパー部50と一体をなしてそれと交差して概ね車両の前方に延びるアーム部52とに区分することができる。各スタビライザパー部材22のトーションパー部50は、アーム部52に近い箇所において、車体に固定的に設けられた保持具54によって回転可能に保持され、互いに同軸的に配置されている。各トーションパー部50の端部(アーム部52側とは反対側の端部)は、それぞれ、後に詳しく説明するようにアクチュエータ26に接続されている。一方、各アーム部52の端部(トーションパー部50側とは反対側の端部)は、リンクロッド56を介して第2ロアアーム38に連結されている。第2ロアアーム38には、リンクロッド連結部58が設けられ、リンクロッド56の一端部は、そのリンクロッド連結部58に、他

端部はスタビライザバ一部分材 2 2 のアーム部 5 2 の端部に、それぞれ揺動可能に連結されている。

【手続補正 7】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0 1 2 6

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0 1 2 6】

車体のロール量  $X$  の推定は、補正された前輪側相対ストローク量  $S_{Tf}$ 、ブレーキ ECU 108 から取得された車速  $v$ 、コントローラ 96 に格納されているホイールベース  $L$  の値に基づき、上記式 (11) に従って行われる。なお、後輪側の相対ストローク量  $S_{Tr}$  は測定されないため、前記式 (8) に示す推定、つまり、前輪側ばね下部相対変位量  $X_f$  に基づく後輪側ばね下部相対変位量  $X_r$  の推定が利用される。ちなみに、この推定での後輪側ばね下部変位遅れ係数  $e^{-s}$  の値は、実際は、前記式 (9) に従って近似された値が用いられる。推定された車体のロール量  $X$  は、下記式 (15) のように表される。

$$X = S_{Tf} [(C_f s + K_f) + (C_r s + K_r) e^{-s}] / [I s^2 + (1 - e^{-s})(C_r s + K_r) + (C_f s + K_f)] \cdots (15)$$

この推定された車体のロール量  $X$  に基づいて、先の式 (12) に従って、スカイフック型ロール抑制力  $F_s$  が決定されるのである。

【手続補正 8】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0 1 2 9

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0 1 2 9】

前述のスカイフック型ロール抑制制御は、前記式 (11) の左辺にある車体のロール量  $X$  についての係数を大きくして、車体のロールを抑制しようとすることを目的としている。それに対して、本強制力低減型ロール抑制制御は、上記式 (16)、(17) の右辺の値を小さくすることで、車体のロールを抑制することを目的としている。その目的の下、上記 4 つの強制力低減ゲイン  $c_f, c_r, k_f, k_r$  は、それぞれ、4 つのロール強制力である前輪側ダンパ強制力  $(C_f s X_f)$ 、後輪側ダンパ強制力  $(C_r s X_r)$ 、前輪側スプリング強制力  $(K_f X_f)$ 、後輪側スプリング強制力  $(K_r X_r)$  を低減させる制御ゲインである。それら強制力低減ゲインの各々は、その値が “0” となる場合において、対応するロール強制力を低減させず、“1” となる場合において、対応するロール強制力をすべて低減させる。したがって、 $(1 - \text{ゲイン})$  なる値が、各ロール強制力についての低減率としての意味を持っている。なお、以下の説明において、各強制力低減ゲイン  $c_f, c_r, k_f, k_r$  を、前輪側ダンパゲイン  $c_f$ 、後輪側ダンパゲイン  $c_r$ 、前輪側スプリングゲイン  $k_f$ 、後輪側スプリングゲイン  $k_r$  と略すことがある。

---

フロントページの続き

Fターム(参考) 3D301 AA04 AA09 AB02 AB21 CA13 DA08 DA33 DA38 DA66 DA74  
DA76 DA89 DA96 DB50 EA04 EA14 EA15 EA19 EA21 EA43  
EA77 EA82 EB13 EB22 EB38 EC01 EC05 EC08 EC21 EC26  
EC37 EC41 EC43 EC44 EC45 EC64