(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2013 年 8 月 1 日(01.08.2013)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2013/111739 A1

(51) 国際特許分類:
B60G 17/015 (2006.01) *B60G 17/018* (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2013/051179

(22) 国際出願日: 2013 年 1 月 22 日(22.01.2013)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2012-012590 2012 年 1 月 25 日(25.01.2012) JP

(71) 出願人: 日産自動車株式会社 (NISSAN MOTOR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒2210023 神奈川県横浜市神奈川区宝町２番地 Kanagawa (JP).

(72) 発明者: 菊池 宏信 (KIKUCHI Hironobu); 〒2430123 神奈川県厚木市森の里青山１－１ 日産自動車株式会社 知的財産部内 Kanagawa (JP).
平山 勝彦 (HIRAYAMA Katsuhiko); 〒2430123 神奈川県厚木市森の里青山１－１ 日産自動車株式会社 知的財産部内 Kanagawa (JP).

(74) 代理人: 綾田 正道 (AYATA Masamichi); 〒2120014 神奈川県川崎市幸区大宮町２２－２ ロイヤルシャトー川崎２０３ Kanagawa (JP).

(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

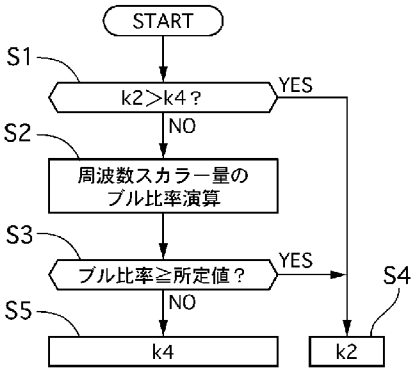
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) **Title**: VEHICLE CONTROL SYSTEM AND VEHICLE CONTROL METHOD

(54) 発明の名称 : 車両の制御装置及び車両の制御方法

[図18]



S2 Calculate buru ratio of frequency scalar quantities
S3 Is buru ratio ≥ prescribed value?

(57) **Abstract**: This vehicle control system is provided with: variable damping force shock absorbers, the damping forces of which can be changed; a sprung damping control means for calculating a sprung damping control amount, which is a damping force that minimizes sprung vibrations; an unsprung damping control means for calculating an unsprung damping control amount, which is a damping force that minimizes unsprung vibrations; and a damping force control means for calculating a damping force control amount on the basis of the larger control amount among the sprung damping control amount and the unsprung damping control amount, and controlling the damping force of the variable damping force shock absorbers.

(57) 要約: 減衰力を変更可能な減衰力可変ショックアブソーバと、ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算するばね上制振制御手段と、ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算するばね下制振制御手段と、前記ばね上制振制御量と前記ばね下制振制御量とのうち、大きい方の制御量に基づいて減衰力制御量を演算し、前記減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御する減衰力制御手段と、を備えた。

WO 2013/111739 A1

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

明　細　書

発明の名称 ： 車両の制御装置及び車両の制御方法

技術分野

[0001] 本発明は、車両の状態を制御する制御装置に関する。

背景技術

[0002] 車両の制御装置に関する技術として、特許文献１に記載の技術が開示されている。この公報には、減衰力を変更可能なサスペンション制御装置を用いてばね上姿勢を制御する技術が開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開平７－１１７４３５号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかしながら、ばね上姿勢制御量に基づいてショックアブソーバの減衰力を制御した場合、ばね下の共振周波数領域でばね下の接地感が低減するおそれがあった。

[0005] 本発明は、上記問題に着目してなされたもので、乗員への違和感を低減しつつ、車体姿勢を制御可能な車両の制御装置を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0006] 上記目的を達成するため、本発明の車両の制御装置では、ばね上制振制御量とばね下制振制御量とのうち、大きい方の制御量に基づいて減衰力制御量を演算し、減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御することとした。

発明の効果

[0007] よって、ばね上制振制御により安定した車両姿勢を維持しつつ、ばね下がばたつくことによる接地感不足を回避することができる。

図面の簡単な説明

[0008] [図1]実施例１の車両の制御装置を表すシステム概略図である。

[図2]実施例１の車両の制御装置の制御構成を表す制御ブロック図である。

[図3]実施例１のロールレイト抑制制御の構成を表す制御ブロック図である。

[図4]実施例１のロールレイト抑制制御の包絡波形形成処理を表すタイムチャートである。

[図5]実施例１の走行状態推定部の構成を表す制御ブロック図である。

[図6]実施例１のストローク速度演算部における制御内容を表す制御ブロック図である。

[図7]実施例１の基準車輪速演算部の構成を表すブロック図である。

[図8]車体振動モデルを表す概略図である。

[図9]実施例１のピッチ制御を行う際の各アクチュエータ制御量算出処理を表す制御ブロック図である。

[図10]実施例１のブレーキピッチ制御を表す制御ブロック図である。

[図11]車輪速センサにより検出された車輪速周波数特性と、実施例では搭載していないストロークセンサのストローク周波数特性とを同時に書き表した図である。

[図12]実施例１のばね上制振制御における周波数感応制御を表す制御ブロック図である。

[図13]各周波数領域における人間感覚特性を表す相関図である。

[図14]実施例１の周波数感応制御によるフワ領域の振動混入比率と減衰力との関係を表す特性図である。

[図15]ある走行条件において車輪速センサにより検出された車輪速周波数特性を表した図である。

[図16]実施例１のばね下制振制御の制御構成を表すブロック図である。

[図17]実施例１の減衰力制御部の制御構成を表す制御ブロック図である。

[図18]実施例１のスタンダードモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

[図19]実施例１のスポーツモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチ

ャートである。

[図20]実施例１のコンフォートモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

[図21]実施例１のハイウェイモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

[図22]うねり路面及び凹凸路面を走行する際の減衰係数変化を表すタイムチャートである。

[図23]実施例１の減衰係数調停部において走行状態に基づくモード選択処理を表すフローチャートである。

符号の説明

[0009] １　エンジン

１ａ　エンジンコントローラ（エンジン制御部）

２　ブレーキコントロールユニット

２ａ　ブレーキコントローラ（ブレーキ制御部）

３　Ｓ/Ａ（減衰力可変ショックアブソーバ）

３ａ　Ｓ/Ａコントローラ

５　車輪速センサ

６　一体型センサ

７　舵角センサ

８　車速センサ

２０　ブレーキ

３１　ドライバ入力制御部

３２　走行状態推定部

３３　ばね上制振制御部

３３ａ　スカイフック制御部

３３ｂ　周波数感応制御部

３４　ばね下制振制御部

３５　減衰力制御部

３３１　第１目標姿勢制御量演算部

３３２　エンジン姿勢制御量演算部

３３３　第２目標姿勢制御量演算部

３３４　ブレーキ姿勢制御量演算部

３３５　第３目標姿勢制御量演算部

３３６　ショックアブソーバ姿勢制御量演算部

発明を実施するための形態

[0010] 〔実施例１〕

図１は実施例１の車両の制御装置を表すシステム概略図である。車両には、動力源であるエンジン１と、各輪に摩擦力による制動トルクを発生させるブレーキ２０（以下、個別の輪に対応するブレーキを表示するときには右前輪ブレーキ：２０ＦＲ、左前輪ブレーキ：２０ＦＬ、右後輪ブレーキ：２０ＲＲ、左後輪ブレーキ：２０ＲＬと記載する。）と、各輪と車体との間に設けられ減衰力を可変に制御可能なショックアブソーバ３（以下、Ｓ／Ａと記載する。個別の輪に対応するＳ／Ａを表示するときには右前輪Ｓ／Ａ：３ＦＲ、左前輪Ｓ／Ａ：３ＦＬ、右後輪Ｓ／Ａ：３ＲＲ、左後輪Ｓ／Ａ：３ＲＬと記載する。）と、を有する。

[0011] エンジン１は、エンジン１から出力されるトルクを制御するエンジンコントローラ（以下、エンジン制御部とも言う。動力源制御手段に相当）１ａを有し、エンジンコントローラ１ａは、エンジン１のスロットルバルブ開度や、燃料噴射量、点火タイミング等を制御することで、所望のエンジン運転状態（エンジン回転数やエンジン出力トルク）を制御する。また、ブレーキ２０は、各輪のブレーキ液圧を走行状態に応じて制御可能なブレーキコントロールユニット２から供給される液圧に基づいて制動トルクを発生する。ブレーキコントロールユニット２は、ブレーキ２０の発生する制動トルクを制御するブレーキコントローラ（以下、ブレーキ制御部とも言う）２ａを有し、運転者のブレーキペダル操作によって発生するマスタシリンダ圧、もしくは内蔵されたモータ駆動ポンプにより発生するポンプ圧を液圧源とし、複数の

電磁弁の開閉動作によって各輪のブレーキ２０に所望の液圧を発生させる。

[0012] Ｓ／Ａ３は、車両のばね下（アクスルや車輪等）とばね上（車体等）との間に設けられたコイルスプリングの弾性運動を減衰する減衰力発生装置であり、アクチュエータの作動により減衰力を可変に構成されている。Ｓ／Ａ３は、流体が封入されたシリンダと、このシリンダ内をストロークするピストンと、このピストンの上下に形成された流体室の間の流体移動を制御するオリフィスとを有する。更に、このピストンには複数種のオリフィス径を有するオリフィスが形成され、Ｓ／Ａアクチュエータの作動時には、複数種のオリフィスから制御指令に応じたオリフィスが選択される。これにより、オリフィス径に応じた減衰力を発生することができる。例えば、オリフィス径が小さければピストンの移動は制限されやすいため、減衰力が高くなり、オリフィス径が大きければピストンの移動は制限されにくいため、減衰力は小さくなる。

[0013] 尚、オリフィス径の選択以外にも、例えばピストンの上下に形成された流体を接続する連通路上に電磁制御弁を配置し、この電磁制御弁の開閉量を制御することで減衰力を設定してもよく、特に限定しない。Ｓ／Ａ３は、Ｓ／Ａ３の減衰力を制御するＳ／Ａコントローラ３ａ（減衰力制御手段に相当）を有し、Ｓ／Ａアクチュエータによりオリフィス径を動作させて減衰力を制御する。

[0014] また、各輪の車輪速を検出する車輪速センサ５（以下、個別の輪に対応する車輪速を表示するときには右前輪車輪速：５ＦＲ、左前輪車輪速：５ＦＬ、右後輪車輪速：５ＲＲ、左後輪車輪速：５ＲＬと記載する。）と、車両の重心点に作用する前後加速度、ヨーレイト及び横加速度を検出する一体型センサ６と、運転者のステアリング操作量である操舵角を検出する舵角センサ７と、車速を検出する車速センサ８と、エンジントルクを検出するエンジントルクセンサ９と、エンジン回転数を検出するエンジン回転数センサ１０と、マスタシリンダ圧を検出するマスタ圧センサ１１と、ブレーキペダル操作が行なわれるとオン状態信号を出力するブレーキスイッチ１２と、アクセル

ペダル開度を検出するアクセル開度センサ１３と、を有する。これら各種センサの信号は、Ｓ／Ａコントローラ３ａに入力される。尚、一体型センサ６の配置は車両の重心位置でもよいし、それ以外の場所であっても、重心位置における各種値が推定可能な構成であればよく、特に限定しない。また、一体型である必要は無く、個別にヨーレイト、前後加速度及び横加速度を検出する構成としてもよい。

[0015] 図２は実施例１の車両の制御装置の制御構成を表す制御ブロック図である。実施例１では、コントローラとして、エンジンコントローラ１ａと、ブレーキコントローラ２ａと、Ｓ／Ａコントローラ３ａとの３つで構成されている。Ｓ／Ａコントローラ３ａ内には、運転者の操作（ステアリング操作、アクセル操作及びブレーキペダル操作等）に基づいて所望の車両姿勢を達成するドライバ入力制御を行うドライバ入力制御部３１と、各種センサの検出値に基づいて走行状態を推定する走行状態推定部３２と、推定された走行状態に基づいてばね上の振動状態を制御するばね上制振制御部３３と、推定された走行状態に基づいてばね下の振動状態を制御するばね下制振制御部３４と、ドライバ入力制御部３１から出力されたショックアブソーバ姿勢制御量と、ばね上制振制御部３３から出力されたばね上制振制御量と、ばね下制振制御部３４から出力されたばね下制振制御量とに基づいて、Ｓ／Ａ３に設定すべき減衰力を決定し、Ｓ／Ａの減衰力制御を行う減衰力制御部３５とを有する。

[0016] 実施例１では、コントローラとして、３つのコントローラを備えた構成を示したが、例えば、減衰力制御部３５をＳ／Ａコントローラ３ａから除外して姿勢制御コントローラとし、減衰力制御部３５をＳ／Ａコントローラとして４つのコントローラを備えた構成としてもよいし、各コントローラを全て一つの統合コントローラから構成してもよく特に限定しない。尚、実施例１においてこのように構成したのは、既存の車両におけるエンジンコントローラとブレーキコントローラをそのまま流用してエンジン制御部１ａ及びブレーキ制御部２ａとし、別途Ｓ／Ａコントローラ３ａを搭載することで実施例

１の車両の制御装置を実現することを想定したものである。

[0017] （車両の制御装置の全体構成）

実施例１の車両の制御装置にあっては、ばね上に生じる振動状態を制御するために、３つのアクチュエータを使用する。このとき、それぞれの制御がばね上状態を制御するため、相互干渉が問題となる。また、エンジン１によって制御可能な要素と、ブレーキ２０によって制御可能な要素と、Ｓ／Ａ３によって制御可能な要素はそれぞれ異なり、これらをどのように組み合わせて制御するべきかが問題となる。

例えば、ブレーキ２０はバウンス運動とピッチ運動の制御が可能であるが、両方を行なうと減速感が強く運転者に違和感を与えやすい。また、Ｓ／Ａ３はロール運動とバウンス運動とピッチ運動の全てを制御可能であるが、Ｓ／Ａ３によって全ての制御を行う場合、Ｓ／Ａ３の製造コストの上昇を招き、また、減衰力が高くなる傾向があることから路面側からの高周波振動が入力されやすく、やはり運転者に違和感を与えやすい。言い換えると、ブレーキ２０による制御は高周波振動の悪化を招くことは無いが減速感の増大を招き、Ｓ／Ａ３による制御は減速感を招くことは無いが高周波振動の入力を招くというトレードオフが存在する。

[0018] そこで、実施例１の車両の制御装置にあっては、これらの課題を総合的に判断し、それぞれの制御特性として有利な点を活かしつつ、相互の弱点を補完しあう制御構成を実現することで、安価でありながらも制振能力に優れた車両の制御装置を実現するために、主に、以下に列挙する点を考慮して全体の制御システムを構築した。

（１）エンジン１及びブレーキ２０による制御を優先的に行うことで、Ｓ／Ａ３による制御量を抑制する。

（２）ブレーキ２０の制御対象運動をピッチ運動に限定することで、ブレーキ２０による制御での減速感を解消する。

（３）エンジン１及びブレーキ２０による制御量を実際に出力可能な制御量よりも制限して出力することで、Ｓ／Ａ３での負担を低減しつつ、エンジン

１やブレーキ２０の制御に伴って生じる違和感を抑制する。

（４）全てのアクチュエータによりスカイフック制御を行う。このとき、一般にスカイフック制御に必要とされるストロークセンサやばね上上下加速度センサ等を使用することなく、全ての車両に搭載されている車輪速センサを利用して安価な構成でスカイフック制御を実現する。

（５）Ｓ／Ａ３によるばね上制御を行なう際、スカイフック制御のようなベクトル制御では対応が困難な高周波振動の入力に対し、新たにスカラー制御（周波数感応制御）を導入する。

（６）走行状態に応じて、Ｓ／Ａ３が実現する制御状態を適宜選択することで、走行状況に応じた適切な制御状態を提供する。

以上が、実施例において構成した全体の制御システムの概要である。以下、これらを実現する個別の内容について、順次説明する。

[0019] （ドライバ入力制御部について）

まず、ドライバ入力制御部について説明する。ドライバ入力制御部３１は、エンジン１のトルク制御によって運転者の要求する車両姿勢を達成するエンジン側ドライバ入力制御部３１ａと、Ｓ／Ａ３の減衰力制御によって運転者の要求する車両姿勢を達成するＳ／Ａ側ドライバ入力制御部３１ｂと、を有する。エンジン側ドライバ入力制御部３１ａ内では、前輪と後輪の接地荷重変動を抑制する接地荷重変動抑制制御量、舵角センサ７や車速センサ８からの信号に基づいて運転者の達成したい車両挙動に対応するヨー応答制御量を演算し、エンジン制御部１ａに対して出力する。

Ｓ／Ａ側ドライバ入力制御部３１ｂでは、舵角センサ７や車速センサ８からの信号に基づいて運転者の達成したい車両挙動に対応するドライバ入力減衰力制御量を演算し、減衰力制御部３５に対して出力する。例えば、運転者が旋回中において、車両のノーズ側が浮き上がると、運転者の視界が路面から外れやすくなることから、この場合にはノーズ浮き上がりを防止するように４輪の減衰力をドライバ入力減衰力制御量として出力する。また、旋回時に発生するロールを抑制するドライバ入力減衰力制御量を出力する。

[0020] （Ｓ／Ａ側ドライバ入力制御によるロール制御について）

ここで、Ｓ/Ａ側ドライバ入力制御によって行われるロール抑制制御について説明する。図３は実施例１のロールレイト抑制制御の構成を表す制御ブロック図である。横加速度推定部31b1では、舵角センサ７により検出された前輪舵角δｆと、後輪舵角δｒ（後輪操舵装置を備えた場合は実後輪舵角を、それ以外の場合は適宜０でよい。）と、車速センサ８により検出された車速VSPに基づいて横加速度Ygを推定する。この横加速度Ygは、ヨーレイト推定値γを用いて以下の式により算出される。

$Yg = VSP \cdot \gamma$

なおヨーレイト推定値γは以下の式により算出される。

$$\begin{Bmatrix} \beta \\ \gamma \end{Bmatrix} = \mathbf{N} \begin{Bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} \beta \\ \gamma \end{Bmatrix} = \mathbf{M}^{-1}\mathbf{N} \begin{Bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{Bmatrix}$$

ここで、

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix}, \mathbf{N} = \begin{bmatrix} n_{11} & n_{12} \\ n_{21} & n_{22} \end{bmatrix}$$

$$m_{11} = -(Ktf \cdot Lf - Ktv \cdot Lv)$$

$$m_{12} = -\frac{1}{V}(Ktf \cdot Lf^2 - Ktv \cdot Lv^2)$$

$$m_{21} = -2(Ktf + Ktv)$$

$$m_{22} = -\frac{2}{V}(Ktf \cdot Lf - Ktv \cdot Lv) - M \cdot V$$

$$n_{11} = -Ktf \cdot Lf$$

$$n_{12} = Ktv \cdot Lr$$

$$n_{21} = -2 \cdot Ktf$$

$$n_{22} = -2 \cdot Ktv$$

車体すべり角	β
車体ヨーレイト	γ
前輪舵角	δ_f
後輪舵角	δ_r
車体	V
前輪CP	Ktf
後輪CP	Ktv
前軸～重心点距離	Lf
後軸～重心点距離	Lr
車体質量	M

[0021] ９０°位相進み成分作成部31b2では、推定された横加速度Ygを微分して横加速度微分値ｄYgを出力する。９０°位相遅れ成分作成部31b3では、横加速度微分値dYgの位相を９０°遅らせた成分F（dYg）を出力する。成分F（dYg）は、９０°位相進み成分作成部31b2において低周波領域が除去された成分の位相を横加速度Ygの位相に戻したものであって、横加速度YgのDCカット成分、つまり横加速度Ygの過渡成分である。９０°位相遅れ成分作成部31b4では、推定された横加速度Ygの位相を９０°遅らせた成分F（Yg）を出力する。

ゲイン乗算部31b5では、横加速度Yg、横加速度微分値dYg、横加速度DCカット成分F（dYg）、９０°位相遅れ成分F（Yg）にそれぞれゲインを乗算する。各ゲインは、操舵角に対するロールレイト伝達関数に基づいて設定する。また各ゲインは、後述する４つの制御モードに応じて調整しても良い。二乗演算部31b6では、ゲインを乗算した各成分の二乗して出力する。合成部31b7では、二乗演算部31b6が出力した値を足し合わせる。ゲイン乗算部31b8では、足し合わせた各成分の二乗の値にゲインを乗算して出力する。平方根演算部31b9は、ゲイン乗算部31b7が出力した値の平方根を演算することで、ロールレイト抑制制御用のドライバ入力姿勢制御量を演算し、減衰力制御部３５に対して出力する。

９０°位相進み成分作成部31b2、９０°位相遅れ成分作成部31b3、９０°位相遅れ成分作成部31b4、ゲイン乗算部31b5、二乗演算部31b6、合成部31b7、ゲイン乗算部31b8、平方根演算部31b9は、ヒルベルト変換を利用した包絡波形を生成するヒルベルト変換部31b10に相当する。

[0022] 図４は実施例１のロールレイト抑制制御の包絡波形形成処理を表すタイムチャートである。

時刻ｔ１において、運転者が操舵を開始すると、ロールレイトが徐々に発生し始める。このとき、９０°位相進み成分dYgを加算して包絡波形を形成し、包絡波形に基づくスカラー量に基づいてドライバ入力姿勢制御量を演算することで、操舵初期におけるロールレイトの発生を抑制することができる。さらに、横加速度DCカット成分F（dYg）を加算して包絡波形を形成すること

で、運転者が操舵を開始もしくは終了する際の過渡的な状態において発生するロールレイトを効率的に抑制することができる。言い換えると、ロールの発生が安定している定常旋回状態では、過度に減衰力を高めることがなく、乗り心地の悪化を回避できる。

次に、時刻ｔ２において、運転者が保舵状態となると、９０°位相進み成分dYgおよび横加速度DCカット成分F（dYg）は無くなり、今度は９０°位相遅れ成分F（Yg）が加算される。このとき、定常旋回状態でロールレイト自体の変化はさほどない場合であっても、一旦ロールした後に、ロールの揺り返しに相当するロールレイト共振成分が発生する。仮に、位相遅れ成分F(Yg)が加算されていないと、時刻ｔ２から時刻ｔ３における減衰力は小さな値に設定されてしまい、ロールレイト共振成分による車両挙動の不安定化を招くおそれがある。このロールレイト共振成分を抑制するために９０°位相遅れ成分F(Yg)を付与するものである。

[0023] 時刻ｔ３において、運転者が保舵状態から直進走行状態に移行すると、横加速度Ygは小さくなり、ロールレイトも小さな値に収束する。ここでも９０°位相遅れ成分F（Yg）の作用によってしっかりと減衰力を確保しているため、ロールレイト共振成分による不安定化を回避することができる。

[0024] （走行状態推定部について）

次に、走行状態推定部について説明する。図５は実施例１の走行状態推定部の構成を表す制御ブロック図である。実施例１の走行状態推定部３２では、基本的に車輪速センサ５により検出された車輪速に基づいて、後述するばね上制振制御部３３のスカイフック制御に使用する各輪のストローク速度、バウンスレイト、ロールレイト及びピッチレイトを算出する。まず、各輪の車輪速センサ５の値がストローク速度演算部３２１に入力され、ストローク速度演算部３２１において演算された各輪のストローク速度からばね上速度を演算する。

[0025] 図６は実施例１のストローク速度演算部における制御内容を表す制御ブロック図である。ストローク速度演算部３２１は、輪ごとに個別に設けられて

おり、図６に示す制御ブロック図は、ある輪に着目した制御ブロック図である。ストローク速度演算部３２１内には、車輪速センサ５の値と、舵角センサ７により検出された前輪舵角δｆと、後輪舵角δｒ（後輪操舵装置を備えた場合は実後輪舵角を、それ以外の場合は適宜０でよい。）と、車体横速度と、一体型センサ６により検出された実ヨーレイトとに基づいて基準となる車輪速を演算する基準車輪速演算部３００と、演算された基準車輪速に基づいてタイヤ回転振動周波数を演算するタイヤ回転振動周波数演算部３２１ａと、基準車輪速と車輪速センサ値との偏差（車輪速変動）を演算する偏差演算部３２１ｂと、偏差演算部３２１ｂにより演算された偏差をサスペンションストローク量に変換するＧＥＯ変換部３２１ｃと、変換されたストローク量をストローク速度に校正するストローク速度校正部３２１ｄと、ストローク速度校正部３２１ｄにより校正された値にタイヤ回転振動周波数演算部３２１ａにより演算された周波数に応じたバンドエリミネーションフィルタを作用させてタイヤ回転一次振動成分を除去し、最終的なストローク速度を算出する信号処理部３２１ｅとを有する。

[0026] 〔基準車輪速演算部について〕

ここで、基準車輪速演算部３００について説明する。図７は実施例１の基準車輪速演算部の構成を表すブロック図である。基準車輪速とは、各車輪速のうち、種々の外乱が除去された値を指すものである。言い換えると、車輪速センサ値と基準車輪速との差分は、車体のバウンス挙動、ロール挙動、ピッチ挙動又はばね下上下振動によって発生したストロークに応じて変動した成分と関連がある値であり、実施例では、この差分に基づいてストローク速度を推定する。

[0027] 平面運動成分抽出部３０１では、車輪速センサ値を入力として車体プランビューモデルに基づいて各輪の基準車輪速となる第１車輪速V0を演算する。ここで、車輪速センサ５により検出された車輪速センサ値をω（rad/s）、舵角センサ７により検出された前輪実舵角をδｆ（rad）、後輪実舵角をδｒ（rad）、車体横速度をVx、一体型センサ６により検出されたヨーレイトをγ（ra

d/s）、算出される基準車輪速ω0から推定される車体速をV（m/s）、算出すべき基準車輪速をVFL、VFR、VRL、VRR、前輪のトレッドをTf、後輪のトレッドをTr、車両重心位置から前輪までの距離をLf、車両重心位置から後輪までの距離をLrとする。以上を用いて、車体プランビューモデルは以下のように表される。

[0028] （式１）

$VFL=(V-Tf/2\cdot\gamma)\cos\delta f+(Vx+Lf\cdot\gamma)\sin\delta f$

$VFR=(V+Tf/2\cdot\gamma)\cos\delta f+(Vx+Lf\cdot\gamma)\sin\delta f$

$VRL=(V-Tr/2\cdot\gamma)\cos\delta r+(Vx-Lr\cdot\gamma)\sin\delta r$

$VRR=(V+Tr/2\cdot\gamma)\cos\delta r+(Vx-Lr\cdot\gamma)\sin\delta r$

尚、車両に横滑りが発生してない通常走行時を仮定すると、車体横速度Vxは０を入力すればよい。これをそれぞれの式においてVを基準とする値に書き換えると以下のように表される。この書き換えにあたり、Vをそれぞれの車輪に対応する値としてV0FL、V0FR、V0RL、V0RR（第１車輪速に相当）と記載する。

（式２）

$V0FL=\{VFL-Lf\cdot\gamma\sin\delta f\}/\cos\delta f+Tf/2\cdot\gamma$

$V0FR=\{VFR-Lf\cdot\gamma\sin\delta f\}/\cos\delta f-Tf/2\cdot\gamma$

$V0RL=\{VRL+Lr\cdot\gamma\sin\delta r\}/\cos\delta r+Tr/2\cdot\gamma$

$V0RR=\{VRR+Lf\cdot\gamma\sin\delta f\}/\cos\delta r-Tr/2\cdot\gamma$

[0029] ロール外乱除去部３０２では、第１車輪速V0を入力として車体フロントビューモデルに基づいて前後輪の基準車輪速となる第２車輪速V0F、V0Rを演算する。車体フロントビューモデルとは、車両を前方から見たときに、車両重心点を通る鉛直線上のロール回転中心周りに発生するロール運動によって生じる車輪速差を除去するものであり、以下の式で表される。

$V0F=(V0FL+V0FR)/2$

$V0R=(V0RL+V0RR)/2$

これにより、ロールに基づく外乱を除去した第２車輪速V0F、V0Rが得られる

。

[0030] ピッチ外乱除去部３０３では、第２車輪速V0F、V0Rを入力として車体サイドビューモデルに基づいて全輪の基準車輪速となる第三車輪速VbFL、VbFR、VbRL、VbRRを演算する。ここで、車体サイドビューモデルとは、車両を横方向から見たときに、車両重心点を通る鉛直線上のピッチ回転中心周りに発生するピッチ運動によって生じる車輪速差を除去するものであり、以下の式で表される。

（式３）

$$VbFL＝VbFR＝VbRL＝VbRR＝\{Lr/(Lf+Lr)\}V0F＋\{Lf/(Lf＋Lr)\}V0R$$

基準車輪速再配分部３０４では、（式１）に示す車体プランビューモデルのVにVbFL（＝VbFR＝VbRL＝VbRR）をそれぞれ代入し、最終的な各輪の基準車輪速VFL、VFR、VRL、VRRを算出し、それぞれタイヤ半径r0で除算して基準車輪速ω0を算出する。

[0031] 上述の処理により、各輪における基準車輪速ω0が算出されると、この基準車輪速ω0と車輪速センサ値との偏差が演算され、この偏差がサスペンションストロークに伴う車輪速変動であることから、ストローク速度Vz_sに変換される。基本的に、サスペンションは、各輪を保持する際、上下方向にのみストロークするのではなく、ストロークに伴って車輪回転中心が前後に移動すると共に、車輪速センサ５を搭載したアクスル自身も傾きを持ち、車輪との回転角差を生じる。この前後移動に伴って車輪速が変化するため、基準車輪速と車輪速センサ値との偏差がこのストロークに伴う変動として抽出できるのである。尚、どの程度の変動が生じるかはサスペンションジオメトリに応じて適宜設定すればよい。

[0032] ストローク速度演算部３２１において、上述の処理により各輪におけるストローク速度Vz_sFL、Vz_sFR、Vz_sRL、Vz_sRRが算出されると、ばね上速度演算部３２２においてスカイフック制御用のバウンスレイト、ロールレイト及びピッチレイトが演算される。

[0033] （推定モデルについて）

スカイフック制御とは、Ｓ／Ａ３のストローク速度とばね上速度の関係に基づいて減衰力を設定し、ばね上を姿勢制御することでフラットな走行状態を達成するものである。ここで、スカイフック制御によってばね上の姿勢制御を達成するには、ばね上速度をフィードバックする必要がある。今、車輪速センサ５から検出可能な値はストローク速度であり、ばね上に上下加速度センサ等を備えていないことから、ばね上速度は推定モデルを用いて推定する必要がある。以下、推定モデルの課題及び採用すべきモデル構成について説明する。

[0034] 図８は車体振動モデルを表す概略図である。図８（ａ）は、減衰力が一定のＳ/Ａを備えた車両（以下、コンベ車両と記載する。）のモデルであり、図８（ｂ）は、減衰力可変のＳ/Ａを備え、スカイフック制御を行う場合のモデルである。図８中、Ｍｓはばね上の質量を表し、Ｍｕはばね下の質量を表し、Ｋｓはコイルスプリングの弾性係数を表し、ＣｓはＳ/Ａの減衰係数を表し、Ｋｕはばね下（タイヤ）の弾性係数を表し、Ｃｕはばね下（タイヤ）の減衰係数を表し、Ｃｖは可変とされた減衰係数を表す。また、ｚ２はばね上の位置を表し、ｚ１はばね下の位置を表し、ｚ０は路面位置を表す。

[0035] 図８（ａ）に示すコンベ車両モデルを用いた場合、ばね上に対する運動方程式は以下のように表される。なお、ｚ１の１回微分（即ち速度）をｄｚ１で、２回微分（即ち加速度）をｄｄｚ１で表す。

（推定式１）

Ｍｓ・ｄｄｚ２＝－Ｋｓ（ｚ２－ｚ１）－Ｃｓ（ｄｚ２－ｄｚ１）

この関係式をラプラス変換して整理すると下記のように表される。

（推定式２）

ｄｚ２＝－（１/Ｍｓ）・（１/s^2）・（Ｃｓ・ｓ＋Ｋｓ）（ｄｚ２－ｄｚ１）

ここで、ｄｚ２－ｄｚ１はストローク速度（Vz_sFL、Vz_sFR、Vz_sRL、Vz_sRR）であることから、ばね上速度はストローク速度から算出できる。しかし、スカイフック制御によって減衰力が変更されると、推定精度が著しく低下

するため、コンベ車両モデルでは大きな姿勢制御力（減衰力変更）を与えられないという問題が生じる。

[0036] そこで、図８（ｂ）に示すようなスカイフック制御による車両モデルを用いることが考えられる。減衰力を変更するとは、基本的にサスペンションストロークに伴ってＳ/Ａ３のピストン移動速度を制限する力を変更することである。ピストンを積極的に望ましい方向に移動することはできないセミアクティブなＳ／Ａ３を用いるため、セミアクティブスカイフックモデルを採用し、ばね上速度を求めると、下記のように表される。

（推定式３）

ｄｚ２＝－（１/Ｍｓ）・（１/ｓ^2）・{（Ｃｓ＋Ｃｖ）・ｓ＋Ｋｓ}（ｄｚ２－ｄｚ１）

ただし、

ｄｚ２・（ｄｚ２－ｄｚ１）≧０のとき　Ｃｖ＝Ｃｓｋｙ・{ｄｚ２/（ｄｚ２－ｄｚ１）}

ｄｚ２・（ｄｚ２－ｄｚ１）＜０のとき　Ｃｖ＝０

すなわち、Ｃｖは不連続な値となる。

[0037] 今、簡単なフィルタを用いてばね上速度の推定を行いたいと考えた場合、セミアクティブスカイフックモデルでは、本モデルをフィルタとして見た場合、各変数はフィルタ係数に相当し、擬似微分項{（Ｃｓ＋Ｃｖ）・ｓ＋Ｋｓ}に不連続な可変減衰係数Ｃｖが含まれるため、フィルタ応答が不安定となり、適切な推定精度が得られない。特に、フィルタ応答が不安定となると、位相がずれてしまう。ばね上速度の位相と符号との対応関係が崩れると、スカイフック制御を達成することはできない。そこで、セミアクティブなＳ／Ａ３を用いる場合であっても、ばね上速度とストローク速度の符号関係に依存せず、安定的なＣｓｋｙを直接用いることが可能なアクティブスカイフックモデルを用いてばね上速度を推定することとした。アクティブスカイフックモデルを採用し、ばね上速度を求めると、下記のように表される。

[0038] （推定式４）

ｄｚ２＝－（１／ｓ）・{１／（ｓ＋Ｃｓｋｙ/Ｍｓ）}・{（Ｃｓ/Ｍｓ）ｓ＋（Ｋｓ/Ｍｓ）}（ｄｚ２－ｄｚ１）

この場合、擬似微分項{（Ｃｓ/Ｍｓ）ｓ＋（Ｋｓ/Ｍｓ）}には不連続性が生じず、{１／（ｓ＋Ｃｓｋｙ/Ｍｓ）}の項はローパスフィルタで構成できる。よって、フィルタ応答が安定し、適切な推定精度を得ることができる。尚、ここで、アクティブスカイフックモデルを採用しても、実際にはセミアクティブ制御しかできないことから、制御可能領域が半分となる。よって、推定されるばね上速度の大きさはばね上共振以下の周波数帯で実際よりも小さくなるが、スカイフック制御において最も重要なのは位相であり、位相と符号との対応関係が維持できればスカイフック制御は達成され、ばね上速度の大きさは他の係数等によって調整可能であることから問題はない。

[0039] 以上の関係によって、各輪のストローク速度が分かれば、ばね上速度を推定できることが理解できる。次に、実際の車両は１輪ではなく４輪であるため、これら各輪のストローク速度を用いてばね上の状態を、ロールレイト、ピッチレイト及びバウンスレイトにモード分解して推定することを検討する。今、４輪のストローク速度から上記３つの成分を算出する場合、対応する成分が一つ足りず、解が不定となるため、対角輪の動きを表すワープレイトを導入することとした。ストローク量のバウンス項をxsB、ロール項をxsR、ピッチ項をxsP、ワープ項をxsWとし、Vz_sFL、Vz_sFR、Vz_sRL、Vz_sRRに対応するストローク量をz_sFL、z_sFR、z_sRL、z_sRRとすると、以下の式が成り立つ。

[0040] （式１）

$$\begin{Bmatrix} z_sFL \\ z_sFR \\ z_sRL \\ z_sRR \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} xsB \\ xsR \\ xsP \\ xsW \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} xsB \\ xsR \\ xsP \\ xsW \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} z_sFL \\ z_sFR \\ z_sRL \\ z_sRR \end{Bmatrix}$$

以上の関係式から、xsB、xsR、xsP、xsWの微分ｄxsB等は以下の式で表される。

ｄxsB＝1/4 (Vz_sFL＋Vz_sFR＋Vz_sRL＋Vz_sRR)

ｄxsR＝1/4（Vz_sFL－Vz_sFR＋Vz_sRL－Vz_sRR）

ｄxsP＝1/4（－Vz_sFL－Vz_sFR＋Vz_sRL＋Vz_sRR）

ｄxsW＝1/4（－Vz_sFL＋Vz_sFR＋Vz_sRL－Vz_sRR）

[0041] ここで、ばね上速度とストローク速度との関係は上記推定式４より得られているため、推定式４のうち、－（１／ｓ）・{１／（ｓ＋Ｃｓｋｙ/Ｍｓ）}・{（Ｃｓ/Ｍｓ）ｓ＋（Ｋｓ/Ｍｓ）}部分をＧと記載し、それぞれＣｓｋｙ，Ｃｓ及びＫｓのバウンス項、ロール項、ピッチ項に応じたモーダルパラメータ（ＣｓｋｙＢ，ＣｓｋｙＲ，ＣｓｋｙＰ，ＣｓＢ，ＣｓＲ，ＣｓＰ，ＫｓＢ，ＫｓＲ，ＫｓＰ）を考慮した値をＧＢ，ＧＲ，ＧＰとし、各バウンスレイトをｄB、ロールレイトをｄR、ピッチレイトをｄPとすると、ｄB、ｄR、ｄPは以下の値として算出できる。

ｄB＝ＧＢ・ｄxsB

ｄR＝ＧＲ・ｄxsR

ｄP＝ＧＰ・ｄxsP

以上から、各輪のストローク速度に基づいて、実際の車両におけるばね上の状態推定が達成できる。

[0042] （ばね上制振制御部）

次に、ばね上制振制御部３３の構成について説明する。図２に示すように、ばね上制振制御部３３は、上述のばね上速度推定値に基づいて姿勢制御を行うスカイフック制御部３３ａと、路面入力周波数に基づきばね上振動を抑制する周波数感応制御部３３ｂとを有する。

[0043] 〔スカイフック制御部の構成〕

実施例１の車両の制御装置にあっては、ばね上姿勢制御を達成するアクチュエータとして、エンジン１と、ブレーキ２０と、Ｓ/Ａ３の三つを備えている。このうち、スカイフック制御部３３ａでは、Ｓ/Ａ３についてはバウンスレイト、ロールレイト、ピッチレイトの３つを制御対象とし、エンジン１についてはバウンスレイト及びピッチレイトを制御対象とし、ブレーキ２０についてはピッチレイトを制御対象とする。ここで、作用の異なる複数のアク

チュエータに対して制御量を割り付けてばね上状態を制御するには、それぞれに共通の制御量を用いる必要がある。実施例１では、上述の走行状態推定部３２により推定されたばね上速度を用いることで、各アクチュエータに対する制御量を決定することができる。

[0044] バウンス方向のスカイフック制御量は、

ＦＢ＝ＣｓｋｙＢ・ｄＢ

ロール方向のスカイフック制御量は、

ＦＲ＝ＣｓｋｙＲ・ｄＲ

ピッチ方向のスカイフック制御量は、

ＦＰ＝ＣｓｋｙＰ・ｄＰ

となる。ＦＢはエンジン１及びＳ／Ａ３にバウンス姿勢制御量として送信され、ＦＲはＳ/Ａ３においてのみ実施される制御であることから、ロール姿勢制御量として減衰力制御部３５に送信される。

[0045] 次に、ピッチ方向のスカイフック制御量ＦＰについて説明する。ピッチ制御は、エンジン１，ブレーキ２０及びＳ/Ａ３により行なわれる。

図９は実施例１のピッチ制御を行う際の各アクチュエータ制御量算出処理を表す制御ブロック図である。スカイフック制御部３３ａは、全てのアクチュエータに共通して使用可能な制御量である第１目標姿勢制御量である目標ピッチレイトを演算する第１目標姿勢制御量演算部３３１と、エンジン１によって達成するエンジン姿勢制御量を演算するエンジン姿勢制御量演算部３３２と、ブレーキ２０によって達成するブレーキ姿勢制御量を演算するブレーキ姿勢制御量演算部３３４と、Ｓ／Ａ３によって達成するＳ／Ａ姿勢制御量を演算するＳ／Ａ姿勢制御量演算部３３６とを有する。

[0046] 本システムのスカイフック制御では、ピッチレイトを抑制するように作動することを第１優先としていることから、第１目標姿勢制御量演算部３３１ではピッチレイトをそのまま出力する（以下、このピッチレイトを第１目標姿勢制御量と記載する。）。エンジン姿勢制御量演算部３３２では、入力された第１目標姿勢制御量に基づいてエンジン１が達成可能な制御量であるエ

ンジン姿勢制御量を演算する。

[0047] エンジン姿勢制御量演算部３３２内には、運転者に違和感を与えないためにエンジン姿勢制御量に応じたエンジントルク制御量を制限する制限値が設定されている。これにより、エンジントルク制御量を前後加速度に換算したときに所定前後加速度範囲内となるように制限している。よって、第１目標姿勢制御量に基づいてエンジントルク制御量を演算し、制限値以上の値が演算された場合には、制限値によって達成可能なピッチレイトのスカイフック制御量（エンジン１によって抑制されるピッチレイトにＣｓｋｙＰを乗算した値：以下、エンジン姿勢制御量と記載する。）を出力する。このとき、後述する第２目標姿勢制御量演算部３３３に対しては換算部３３２ａにおいてピッチレイトに換算した値が出力される。また、エンジン制御部１ａでは、制限値に対応するエンジン姿勢制御量に基づいてエンジントルク制御量が演算され、エンジン１に対して出力される。

[0048] 第２目標姿勢制御量演算部３３３では、第１目標姿勢制御量と換算部３３２ａにおいてエンジン姿勢制御量をピッチレイトに換算した値との偏差である第２目標姿勢制御量が演算され、ブレーキ姿勢制御量演算部３３４に出力される。ブレーキ姿勢制御量演算部３３４内には、エンジン１と同様に運転者に違和感を与えないために制動トルク制御量を制限する制限値が設定されている（尚、制限値の詳細については後述する。）。

[0049] これにより、制動トルク制御量を前後加速度に換算したときに所定前後加速度範囲内（乗員の違和感、アクチュエータの寿命等から求まる制限値）となるように制限している。よって、第２目標姿勢制御量に基づいてブレーキ姿勢制御量を演算し、制限値以上の値が演算された場合には、制限値によって達成可能なピッチレイト抑制量（以下、ブレーキ姿勢制御量と記載する。）を出力する。このとき、後述する第３目標姿勢制御量演算部３３５に対しては換算部３３４４においてピッチレイトに換算した値が出力される。また、ブレーキ制御部２ａでは、制限値に対応するブレーキ姿勢制御量に基づいて制動トルク制御量（もしくは減速度）が演算され、ブレーキコントロール

ユニット２に対して出力される。

[0050] 第３目標姿勢制御量演算部３３５では、第２目標姿勢制御量とブレーキ姿勢制御量との偏差である第３目標姿勢制御量が演算され、Ｓ／Ａ姿勢制御量演算部３３６に出力される。Ｓ／Ａ姿勢制御量演算部３３６では、第３目標姿勢制御量に応じたピッチ姿勢制御量を出力する。

[0051] 減衰力制御部３５では、バウンス姿勢制御量，ロール姿勢制御量及びピッチ姿勢制御量（以下、これらを総称してＳ／Ａ姿勢制御量と記載する。）に基づいて減衰力制御量が演算され、Ｓ／Ａ３に対して出力される。

[0052] 〔ブレーキピッチ制御〕

ここで、ブレーキピッチ制御について説明する。一般に、ブレーキ２０については、バウンスとピッチの両方を制御可能であることから、両方を行うことが好ましいとも言える。しかし、ブレーキ２０によるバウンス制御は４輪同時に制動力を発生させるため、制御優先度が低い方向にも関わらず、制御効果が得にくい割には減速感が強く、運転者にとって違和感となる傾向があった。そこで、ブレーキ２０についてはピッチ制御に特化した構成とした。図１０は実施例１のブレーキピッチ制御を表す制御ブロック図である。車体の質量をｍ、前輪の制動力をＢＦｆ、後輪の制動力をＢＦｒ、車両重心点と路面との間の高さをＨｃｇ、車両の加速度をａ、ピッチモーメントをＭｐ、ピッチレイトをＶｐとすると、以下の関係式が成立する。

[0053] ＢＦｆ＋ＢＦｒ＝ｍ・ａ

ｍ・ａ・Ｈｃｇ＝Ｍｐ

Ｍｐ＝（ＢＦｆ＋ＢＦｒ）・Ｈｃｇ

ここで、ピッチレイトＶｐが正、つまり前輪側が沈み込んでいるときには制動力を与えてしまうと、より前輪側が沈み込み、ピッチ運動を助長してしまうため、この場合は制動力を付与しない。一方、ピッチレイトＶｐが負、つまり前輪側が浮き上がっているときには制動ピッチモーメントが制動力を与えて前輪側の浮き上がりを抑制する。これにより、運転者の視界を確保し、前方を見やすくすることで、安心感、フラット感の向上に寄与する。以上

から、

Ｖｐ＞０（前輪沈み込み）のとき　　Ｍｐ＝０

Ｖｐ≦０（前輪浮き上がり）のとき　Ｍｐ＝ＣｓｋｙＰ・Ｖｐ

の制御量を与えるものである。これにより、車体のフロント側の浮き上がり時のみ制動トルクを発生させるため、浮き上がりと沈み込み両方に制動トルクを発生する場合に比べて、発生する減速度を小さくすることができる。また、アクチュエータ作動頻度も半分で済むため、低コストなアクチュエータを採用できる。

[0054] 以上の関係に基づいて、ブレーキ姿勢制御量演算部３３４内は、以下の制御ブロックから構成される。不感帯処理符号判定部3341では、入力されたピッチレイトＶｐの符号を判定し、正のときは制御不要であるため減速感低減処理部3342に０を出力し、負のときは制御可能と判断して減速感低減処理部3342にピッチレイト信号を出力する。

[0055] 〔減速感低減処理〕

次に、減速感低減処理について説明する。この処理は、ブレーキ姿勢制御量演算部３３４内で行なわれる上記制限値による制限に対応する処理である。２乗処理部3342aでは、ピッチレイト信号を２乗処理する。これにより符号を反転させると共に、制御力の立ち上がりを滑らかにする。ピッチレイト２乗減衰モーメント演算部3342bでは、２乗処理されたピッチレイトに２乗処理を考慮したピッチ項のスカイフックゲインＣｓｋｙＰを乗算してピッチモーメントＭｐを演算する。目標減速度算出部3342cでは、ピッチモーメントＭｐを質量ｍ及び車両重心点と路面との間の高さＨｃｇにより除算して目標減速度を演算する。

[0056] ジャーク閾値制限部3342dでは、算出された目標減速度の変化率、すなわちジャークが予め設定された減速ジャーク閾値と抜きジャーク閾値の範囲内であるか否か、及び目標減速度が前後加速度制限値の範囲内であるか否かを判断し、いずれかの閾値を越える場合は、目標減速度をジャーク閾値の範囲内となる値に補正し、また、目標減速度が制限値を超える場合は、制限値内に

設定する。これにより、運転者に違和感を与えないように減速度を発生させることができる。

[0057] 目標ピッチモーメント変換部3343では、ジャーク閾値制限部3342dにおいて制限された目標減速度に質量ｍと高さＨｃｇとを乗算して目標ピッチモーメントを算出し、ブレーキ制御部２ａ及び目標ピッチレイト変換部3344に対して出力する。目標ピッチレイト変換部3344では、目標ピッチモーメントをピッチ項のスカイフックゲインＣｓｋｙＰで除算して目標ピッチレイト（ブレーキ姿勢制御量に相当）に変換し、第３目標姿勢制御量演算部３３５に対して出力する。

[0058] 以上のように、ピッチレイトについては、第１目標姿勢制御量を演算し、次に、エンジン姿勢制御量を演算し、第１目標姿勢制御量とエンジン姿勢制御量との偏差である第２目標姿勢制御量からブレーキ姿勢制御量を演算し、第２姿勢制御量とブレーキ姿勢制御量との偏差である第３目標姿勢制御量からＳ／Ａ姿勢制御量を演算する。これにより、Ｓ／Ａ３が行なうピッチレイト制御量を、エンジン１及びブレーキ２０の制御によって減少させることができるため、Ｓ／Ａ３の制御可能領域を比較的狭くすることができ、安価なＳ／Ａ３によりばね上姿勢制御を達成することができる。

[0059] また、Ｓ／Ａ３による制御量を増大させると、基本的に減衰力が増大する。減衰力の増大とは、硬いサスペンション特性となることを意味するため、路面側から高周波振動が入力された場合、高周波入力を伝達しやすくなり、乗員の快適性を損なう（以下、高周波振動特性の悪化と記載する。）。これに対し、エンジン１及びブレーキ２０といった路面入力による振動伝達特性に影響を及ぼさないアクチュエータによってピッチレイトを抑制し、Ｓ／Ａ３の制御量を低下させることで高周波振動特性の悪化を回避することができる。以上の効果は、Ｓ／Ａ３より先にエンジン１の制御量を決めること、Ｓ／Ａ３より先にブレーキ２の制御量を決めることによって得られる。

[0060] 〔周波数感応制御部〕

次に、ばね上制振制御部内における周波数感応制御処理について説明する

。実施例１では、基本的に車輪速センサ５の検出値に基づいてばね上速度を推定し、それに基づくスカイフック制御を行うことでばね上制振制御を達成する。しかしながら、車輪速センサ５では十分に推定精度が担保出来ないと考えられる場合や、走行状況や運転者の意図によっては積極的に快適な走行状態（車体フラット感よりも柔らかな乗り心地）を担保したい場合もある。このような場合には、スカイフック制御のようにストローク速度とばね上速度の符号の関係（位相等）が重要となるベクトル制御では僅かな位相ずれによって適正な制御が困難となる場合があることから、振動特性のスカラー量に応じたばね上制振制御である周波数感応制御を導入することとした。

[0061] 図１１は車輪速センサにより検出された車輪速周波数特性と、実施例では搭載していないストロークセンサのストローク周波数特性とを同時に書き表した図である。ここで、周波数特性とは、周波数に対する振幅の大きさをスカラー量として縦軸に取った特性である。車輪速センサ５の周波数成分とストロークセンサの周波数成分とを見比べると、ばね上共振周波数成分からばね下共振周波数成分にかけて概ね同じようなスカラー量を取ることが理解できる。そこで、車輪速センサ５の検出値のうち、この周波数特性に基づいて減衰力を設定することとした。ここで、ばね上共振周波数成分が存在する領域を、乗員の体全体が振れることで乗員が空中に放り投げらたような感覚、更に言い換えると、乗員に作用する重力加速度が減少したような感覚をもたらす周波数領域としてフワ領域（０．５～３Ｈｚ）とし、ばね上共振周波数成分とばね下共振周波数成分との間の領域を、重力加速度が減少するような感覚ではないが、乗馬で速足（trot）を行う際に人体が小刻みに跳ね上がるような感覚、更に言い換えると、体全体が追従可能な上下動をもたらす周波数領域としてヒョコ領域（３～６Ｈｚ）とし、ばね下共振周波数成分が存在する領域を、人体の質量が追従するまでの上下動ではないが、乗員の太ももといった体の一部に対して小刻みな振動が伝達されるような周波数領域としてブル領域（６～２３Ｈｚ）と定義する。

[0062] 図１２は実施例１のばね上制振制御における周波数感応制御を表す制御ブ

ロック図である。バンドエリミネーションフィルタ３５０では、車輪速センサ値のうち、本制御に使用する振動成分以外のノイズをカットする。所定周波数領域分割部３５１では、フワ領域、ヒョコ領域及びブル領域のそれぞれの周波数帯に分割する。ヒルベルト変換処理部３５２では、分割された各周波数帯をヒルベルト変換し、周波数の振幅に基づくスカラー量（具体的には、振幅と周波数帯により算出される面積）に変換する。

車両振動系重み設定部３５３では、フワ領域、ヒョコ領域及びブル領域の各周波数帯の振動が実際に車両に伝播される重みを設定する。人間感覚重み設定部３５４では、フワ領域、ヒョコ領域及びブル領域の各周波数帯の振動が乗員に伝播される重みを設定する。

[0063] ここで、人間感覚重みの設定について説明する。図１３は周波数に対する人間感覚特性を表す相関図である。図１３に示すように、低周波数領域であるフワ領域にあっては、比較的周波数に対して乗員の感度が低く、高周波数領域に移行するに従って徐々に感度が増大していく。尚、ブル領域以上の高周波領域は乗員に伝達されにくくなっていく。以上から、フワ領域の人間感覚重みＷｆを０．１７に設定し、ヒョコ領域の人間感覚重みＷｈをＷｆより大きな０．３４に設定し、ブル領域の人間感覚重みＷｂをＷｆ及びＷｈより更に大きな０．３８に設定する。これにより、各周波数帯のスカラー量と実際に乗員に伝播される振動との相関をより高めることができる。尚、これら二つの重み係数は、車両コンセプトや、乗員の好みにより適宜変更してもよい。

[0064] 重み決定手段３５５では、各周波数帯の重みのうち、それぞれの周波数帯の重みが占める割合を算出する。フワ領域の重みをａ、ヒョコ領域の重みをｂ、ブル領域の重みをｃとすると、フワ領域の重み係数は（ａ／（ａ＋ｂ＋ｃ））であり、ヒョコ領域の重み係数は（ｂ／（ａ＋ｂ＋ｃ））であり、ブル領域の重み係数は（ｃ／（ａ＋ｂ＋ｃ））である。

スカラー量演算部３５６では、ヒルベルト変換処理部３５２により算出された各周波数帯のスカラー量に重み決定手段３５５において算出された重み

を乗算し、最終的なスカラー量を出力する。ここまでの処理は、各輪の車輪速センサ値に対して行なわれる。

[0065] 最大値選択部３５７では、４輪においてそれぞれ演算された最終的なスカラー量のうち最大値を選択する。尚、下部における０．０１は、後の処理において最大値の合計を分母とすることから、分母が０になることを回避するために設定したものである。比率演算部３５８では、各周波数帯のスカラー量最大値の合計を分母とし、フワ領域に相当する周波数帯のスカラー量最大値を分子として比率を演算する。言い換えると、全振動成分に含まれるフワ領域の混入比率（以下、単に比率と記載する。）を演算するものである。ばね上共振フィルタ３５９では、算出された比率に対してばね上共振周波数の１．２Ｈｚ程度のフィルタ処理を行い、算出された比率からフワ領域を表すばね上共振周波数帯の成分を抽出する。言い換えると、フワ領域は１．２Ｈｚ程度に存在することから、この領域の比率も１．２Ｈｚ程度で変化すると考えられるからである。そして、最終的に抽出された比率を減衰力制御部３５に対して出力し、比率に応じた周波数感応減衰力制御量を出力する。

[0066] 図１４は実施例１の周波数感応制御によるフワ領域の振動混入比率と減衰力との関係を表す特性図である。図１４に示すように、フワ領域の比率が大きいときには減衰力を高く設定することで、ばね上共振の振動レベルを低減する。このとき、減衰力を高く設定しても、ヒョコ領域やブル領域の比率は小さいため、乗員に高周波振動やヒョコヒョコと動くような振動を伝達することはない。一方、フワ領域の比率が小さいときには減衰力を低く設定することで、ばね上共振以上の振動伝達特性が減少し、高周波振動が抑制され、滑らかな乗り心地が得られる。

[0067] ここで、周波数感応制御とスカイフック制御とを対比した場合における周波数感応制御の利点について説明する。図１５はある走行条件において車輪速センサ５により検出された車輪速周波数特性を表した図である。これは、特に石畳のような小さな凹凸が連続するような路面を走行した場合に表れる特性である。このような特性を示す路面を走行中にスカイフック制御を行う

と、スカイフック制御では振幅のピークの値で減衰力を決定するため、仮に高周波振動の入力に対して位相の推定が悪化すると、誤ったタイミングで非常に高い減衰力を設定してしまい、高周波振動が悪化するという問題がある。

これに対し、周波数感応制御のようにベクトルではなくスカラー量に基づいて制御する場合、図１５に示すような路面にあってはフワ領域の比率が小さいことから低い減衰力が設定されることになる。これにより、ブル領域の振動の振幅が大きい場合であっても十分に振動伝達特性が減少するため、高周波振動の悪化を回避することができるものである。以上から、例え高価なセンサ等を備えてスカイフック制御を行ったとしても位相推定精度が悪化することで制御が困難な領域では、スカラー量に基づく周波数感応制御によって高周波振動を抑制できるものである。

[0068] （ばね下制振制御部）

次に、ばね下制振制御部の構成について説明する。図８（ａ）のコンベ車両において説明したように、タイヤも弾性係数と減衰係数を有することから共振周波数帯が存在する。ただし、タイヤの質量はばね上の質量に比べて小さく、弾性係数も高いため、ばね上共振よりも高周波数側に存在する。このばね下共振成分により、ばね下においてタイヤがバタバタ動いてしまい、接地性が悪化するおそれがある。また、ばね下でのバタつきは乗員に不快感を与えるおそれもある。そこで、ばね下共振によるバタつきを抑制するために、ばね下共振成分に応じた減衰力を設定するものである。

[0069] 図１６は実施例１のばね下制振制御の制御構成を表すブロック図である。ばね下共振成分抽出部３４１では、走行状態推定部３２内の偏差演算部３２１ｂから出力された車輪速変動にバンドパスフィルタを作用させてばね下共振成分を抽出する。ばね下共振成分は車輪速周波数成分のうち概ね１０～２０Ｈｚの領域から抽出される。包絡波形成形部３４２では、抽出されたばね下共振成分をスカラー化し、EnvelopeFilterを用いて包絡波形を成形する。ゲイン乗算部３４３では、スカラー化されたばね下共振成分にゲインを乗算

し、ばね下制振減衰力制御量を算出し、減衰力制御部３５に対して出力する。尚、実施例１では、走行状態推定部３２内の偏差演算部３２１ｂから出力された車輪速変動にバンドパスフィルタを作用させてばね下共振成分を抽出することとしたが、車輪速センサ検出値にバンドパスフィルタを作用させてばね下共振成分を抽出する、もしくは、走行状態推定部３２において、ばね上速度に併せてばね下速度を推定演算し、ばね下共振成分を抽出するようにしてもよい。

[0070] （減衰力制御部の構成について）

次に、減衰力制御部３５の構成について説明する。図１７は実施例１の減衰力制御部の制御構成を表す制御ブロック図である。等価粘性減衰係数変換部３５ａでは、ドライバ入力制御部３１から出力されたドライバ入力減衰力制御量と、スカイフック制御部３３ａから出力されたＳ／Ａ姿勢制御量と、周波数感応制御部３３ｂから出力された周波数感応減衰力制御量と、ばね下制振制御部３４から出力されたばね下制振減衰力制御量と、走行状態推定部３２により演算されたストローク速度が入力され、これらの値を等価粘性減衰係数に変換する。

[0071] 減衰係数調停部３５ｂでは、等価粘性減衰係数変換部３５ａにおいて変換された減衰係数（以下、それぞれの減衰係数をドライバ入力減衰係数ｋ１、Ｓ／Ａ姿勢減衰係数ｋ２、周波数感応減衰係数ｋ３、ばね下制振減衰係数ｋ４と記載する。）のうち、どの減衰係数に基づいて制御するのかを調停し、最終的な減衰係数を出力する。制御信号変換部３５ｃでは、減衰係数調停部３５ｂで調停された減衰係数とストローク速度に基づいてＳ／Ａ３に対する制御信号（指令電流値）に変換し、Ｓ／Ａ３に対して出力する。

[0072] 〔減衰係数調停部〕

次に、減衰係数調停部３５ｂの調停内容について説明する。実施例１の車両の制御装置にあっては、４つの制御モードを有する。第１に一般的な市街地などを走行しつつ適度な旋回状態が得られる状態を想定したスタンダードモード、第２にワインディングロードなどを積極的に走行しつつ安定した旋

回状態が得られる状態を想定したスポーツモード、第３に低車速発進時など、乗り心地を優先して走行する状態を想定したコンフォートモード、第４に直線状態の多い高速道路等を高車速で走行する状態を想定したハイウェイモードである。

[0073] スタンダードモードでは、スカイフック制御部３３ａによるスカイフック制御を行いつつ、ばね下制振制御部３４によるばね下制振制御を優先する制御を実施する。

スポーツモードでは、ドライバ入力制御部３１によるドライバ入力制御を優先しつつ、スカイフック制御部３３ａによるスカイフック制御とばね下制振制御部３４によるばね下制振制御とを実施する。

コンフォートモードでは、周波数感応制御部３３ｂによる周波数感応制御を行いつつ、ばね下制振制御部３４によるばね下制振制御を優先する制御を実施する。

ハイウェイモードでは、ドライバ入力制御部３１によるドライバ入力制御を優先しつつ、スカイフック制御部３３ａによるスカイフック制御にばね下制振制御部３４によるばね下制振制御の制御量を加算する制御を実施する。

以下、これら各モードにおける減衰係数の調停について説明する。

[0074] （スタンダードモードにおける調停）

図１８は実施例１のスタンダードモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

ステップＳ１では、Ｓ／Ａ姿勢減衰係数ｋ２がばね下制振減衰係数ｋ４より大きいか否かを判断し、大きいときはステップＳ４に進んで減衰係数としてｋ２を設定する。

ステップＳ２では、周波数感応制御部３３ｂにおいて説明したフワ領域、ヒョコ領域及びブル領域のスカラー量に基づいて、ブル領域のスカラー量比率を演算する。

ステップＳ３では、ブル領域の比率が所定値以上か否かを判断し、所定値以上の場合は高周波振動による乗り心地悪化が懸念されることからステップ

Ｓ４に進み、減衰係数として低い値であるｋ２を設定する。一方、ブル領域の比率が上記所定値未満の場合は減衰係数を高く設定しても高周波振動による乗り心地悪化の心配が少ないことからステップＳ５に進んでｋ４を設定する。

[0075] 上述のように、スタンダードモードでは、原則としてばね下の共振を抑制するばね下制振制御を優先する。ただし、ばね下制振制御が要求する減衰力よりスカイフック制御が要求する減衰力が低く、かつ、ブル領域の比率が大きいときには、スカイフック制御の減衰力を設定し、ばね下制振制御の要求を満たすことに伴う高周波振動特性の悪化を回避する。これにより、走行状態に応じて最適な減衰特性を得ることができ、車体のフラット感を達成しつつ、高周波振動に対する乗り心地悪化を同時に回避できる。

[0076] （スポーツモードにおける調停）

図１９は実施例１のスポーツモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

ステップＳ１１では、ドライバ入力制御により設定された４輪のドライバ入力減衰係数ｋ１に基づいて４輪減衰力配分率を演算する。右前輪のドライバ入力減衰係数をｋ１fr、左前輪のドライバ入力減衰係数をｋ１fl、右後輪のドライバ入力減衰係数をｋ１rr、左後輪のドライバ入力減衰係数をｋ１rl、各輪の減衰力配分率をｘfr、ｘfl、ｘrr、ｘrlとすると、

ｘfr＝ｋ１fr／（ｋ１fr＋ｋ１fl＋ｋ１rr＋ｋ１rl）

ｘfl＝ｋ１fl／（ｋ１fr＋ｋ１fl＋ｋ１rr＋ｋ１rl）

ｘrr＝ｋ１rr／（ｋ１fr＋ｋ１fl＋ｋ１rr＋ｋ１rl）

ｘrl＝ｋ１rl／（ｋ１fr＋ｋ１fl＋ｋ１rr＋ｋ１rl）

により算出される。

[0077] ステップＳ１２では、減衰力配分率ｘが所定範囲内（αより大きくβより小さい）か否かを判断し、所定範囲内の場合は各輪に対する配分はほぼ均等であると判断してステップＳ１３に進み、いずれか１つでも所定範囲外の場合はステップＳ１６に進む。

ステップＳ１３では、ばね下制振減衰係数ｋ４がドライバ入力減衰係数ｋ１より大きいか否かを判断し、大きいと判断した場合はステップＳ１５に進み、第１減衰係数ｋとしてｋ４を設定する。一方、ばね下制振減衰係数ｋ４がドライバ入力減衰係数ｋ１以下であると判断した場合はステップＳ１４に進み、第１減衰係数ｋとしてｋ１を設定する。

[0078] ステップＳ１６では、ばね下制振減衰係数ｋ４がＳ／Ａ３の設定可能な最大値maxか否かを判断し、最大値maxと判断した場合はステップＳ１７に進み、それ以外の場合はステップＳ１８に進む。

ステップＳ１７では、４輪のドライバ入力減衰係数ｋ１の最大値がばね下制振減衰係数ｋ４となり、かつ、減衰力配分率を満たす減衰係数を第１減衰係数ｋとして演算する。言い換えると、減衰力配分率を満たしつつ減衰係数が最も高くなる値を演算する。

ステップＳ１８では、４輪のドライバ入力減衰係数ｋ１がいずれもｋ４以上となる範囲で減衰力配分率を満たす減衰係数を第１減衰係数ｋとして演算する。言い換えると、ドライバ入力制御によって設定される減衰力配分率を満たし、かつ、ばね下制振制御側の要求をも満たす値を演算する。

[0079] ステップＳ１９では、上記各ステップにより設定された第１減衰係数ｋがスカイフック制御により設定されるＳ／Ａ姿勢減衰係数ｋ２より小さいか否かを判断し、小さいと判断された場合はスカイフック制御側の要求する減衰係数のほうが大きいためステップＳ２０に進んでｋ２を設定する。一方、ｋがｋ２以上であると判断された場合はステップＳ２１に進んでｋを設定する。

[0080] 上述のように、スポーツモードでは、原則としてばね下の共振を抑制するばね下制振制御を優先する。ただし、ドライバ入力制御側から要求される減衰力配分率は、車体姿勢と密接に関連し、特にロールモードによるドライバの視線変化との関連も深いことから、ドライバ入力制御側から要求された減衰係数そのものではなく、減衰力配分率の確保を最優先事項とする。また、減衰力配分率が保たれた状態で車体姿勢に姿勢変化をもたらす動きについて

はスカイフック制御をセレクトハイで選択することで、安定した車体姿勢を維持することができる。

[0081] （コンフォードモードにおける調停）

図２０は実施例１のコンフォートモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

ステップＳ３０では、周波数感応減衰係数ｋ３がばね下制振減衰係数ｋ４より大きいか否かを判断し、大きいと判断した場合はステップＳ３２に進んで周波数感応減衰係数ｋ３を設定する。一方、周波数感応減衰係数ｋ３がばね下制振減衰係数ｋ４以下であると判断した場合はステップＳ３２に進んでばね下制振減衰係数ｋ４を設定する。

[0082] 上述のように、コンフォートモードでは、基本的にばね下の共振を抑制するばね下共振制御を優先する。もともとばね上制振制御として周波数感応制御を行い、これにより路面状況に応じた最適な減衰係数を設定しているため、乗り心地を確保した制御を達成でき、ばね下がばたつくことによる接地感不足をばね下制振制御で回避することができる。尚、コンフォートモードにおいても、スタンダードモードと同様に、周波数スカラー量のブル比率に応じて減衰係数を切り替えるように構成してもよい。これにより、スーパーコンフォートモードとして更に乗り心地を確保することができる。

[0083] （ハイウェイモードにおける調停）

図２１は実施例１のハイウェイモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。尚、ステップＳ１１からＳ１８までは、スポーツモードにおける調停処理と同じであるため、説明を省略する。

ステップＳ４０では、ステップＳ１８までで調停された第１減衰係数ｋにスカイフック制御によるＳ／Ａ姿勢減衰係数ｋ２を加算して出力する。

[0084] 上述のように、ハイウェイモードでは、調停された第１減衰係数ｋにＳ／Ａ姿勢減衰係数ｋ２を加算した値を用いて減衰係数を調停する。ここで、図を用いて作用を説明する。図２２はうねり路面及び凹凸路面を走行する際の減衰係数変化を表すタイムチャートである。例えば高車速走行時にわずかな

路面のうねり等の影響で車体がゆらゆらと動くような動きを抑制しようとした場合、スカイフック制御のみで達成しようとすると、僅かな車輪速変動を検知する必要があることから、スカイフック制御ゲインをかなり高く設定する必要がある。この場合、ゆらゆらと動くような動きを抑制することはできるが、路面の凹凸などが発生した場合、制御ゲインが大き過ぎて過剰な減衰力制御を行うおそれがある。これにより、乗り心地の悪化や車体姿勢の悪化が懸念される。

[0085] これに対し、ハイウェイモードのように第１減衰係数ｋを常時設定しているため、ある程度の減衰力は常時確保されることになり、スカイフック制御による減衰係数が小さくても車体がゆらゆらと動くような動きを抑制できる。また、スカイフック制御ゲインを上昇させる必要がないため、路面凹凸に対しても通常の制御ゲインにより適切に対処できる。加えて、第１減衰係数ｋが設定された状態でスカイフック制御が行われるため、セミアクティブ制御領域内において、減衰係数制限とは異なり、減衰係数の減少工程の動作が可能となり、高速走行時において安定した車両姿勢を確保することができる。

[0086] （モード選択処理）

次に、上記各走行モードを選択するモード選択処理について説明する。図２３は実施例１の減衰係数調停部において走行状態に基づくモード選択処理を表すフローチャートである。

ステップＳ５０では、舵角センサ７の値に基づいて直進走行状態か否かを判断し、直進走行状態と判断された場合にはステップＳ５１に進み、旋回状態と判断された場合にはステップＳ５４に進む。

ステップＳ５１では、車速センサ８の値に基づいて高車速状態を表す所定車速VSP1以上か否かを判断し、VSP1以上と判断された場合にはステップＳ５２に進んでスタンダードモードを選択する。一方、VSP1未満と判断された場合にはステップＳ５３に進んでコンフォートモードを選択する。

ステップＳ５４では、車速センサ８の値に基づいて高車速状態を表す所定

車速VSP1以上か否かを判断し、VSP1以上と判断された場合にはステップＳ５５に進んでハイウェイモードを選択する。一方、VSP1未満と判断された場合にはステップＳ５６に進んでスポーツモードを選択する。

[0087] すなわち、直進走行状態において、高車速走行する場合にはスタンダードモードを選択することで、スカイフック制御による車体姿勢の安定化を図り、かつ、ヒョコやブルといった高周波振動を抑制することで乗り心地を確保し、更に、ばね下の共振を抑制することができる。また、低車速走行する場合にはコンフォートモードを選択することで、ヒョコやブルといった振動の乗員への入力を極力抑えながら、ばね下の共振を抑制することができる。

[0088] 一方、旋回走行状態において、高車速走行する場合にはハイウェイモードを選択することで、減衰係数を加算した値によって制御されるため、基本的に高い減衰力が得られる。これにより、高車速であってもドライバ入力制御によって旋回時の車体姿勢を積極的に確保しつつ、ばね下共振を抑制することができる。また、低車速走行する場合にはスポーツモードを選択することで、ドライバ入力制御によって旋回時の車体姿勢を積極的に確保しつつ、スカイフック制御が適宜行われながら、ばね下共振を抑制することができ、安定した車両姿勢で走行できる。

[0089] 尚、モード選択処理については、実施例１では走行状態を検知して自動的に切り替える制御例を示したが、例えば運転者が操作可能な切換スイッチ等を設け、これにより走行モードを選択するように制御してもよい。これにより、運転者の走行意図に応じた乗り心地や旋回性能が得られる。

[0090] 以上説明したように、実施例１にあっては下記に列挙する作用効果を奏する。

（１）減衰力を変更可能なＳ／Ａ３（減衰力可変ショックアブソーバ）と、ばね上の振動を抑制する減衰力であるドライバ入力減衰力制御量、Ｓ／Ａ姿勢制御量、周波数感応減衰力制御量（ばね上制振制御量）を演算するドライバ入力制御部３１ｂ及びばね上制振制御部３３（ばね上制振制御手段）と、ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振減衰力制御量（ばね下制

振制御量）を演算するばね下制振制御部３４（ばね下制振制御手段）と、ばね上制振制御量とばね下制振制御量とのうち、大きい方の制御量に基づいて減衰力制御量を演算し（図１８：Ｓ１→Ｓ４、図１９：Ｓ１１→Ｓ１２→Ｓ１３→Ｓ１４→Ｓ１９→Ｓ２０、図２０：Ｓ３０→Ｓ３２、図２１：Ｓ１１→Ｓ１２→Ｓ１３→Ｓ１５等）、減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御する減衰係数調停部３５ｂ，制御信号変換部３５ｃ（減衰力制御手段）と、を備えた。

よって、ばね上制振制御により安定した車両姿勢を維持しつつ、ばね下がばたつくことによる接地感不足を回避することができる。

[0091] （２）ドライバ入力制御部３１ｂは、目標姿勢に対応する各輪の減衰力配分率に基づいてドライバ入力減衰力制御量を演算する制御部であり、減衰係数調停部３５ｂは、ドライバ入力減衰力制御量がばね下制振減衰力制御量以下のときは、ばね下制振減衰力制御量に基づいて減衰力配分率を維持するよう減衰係数（減衰力制御量）を演算する（図１９，２１：Ｓ１１→Ｓ１２→Ｓ１６→Ｓ１８）。

具体的には、スポーツモードやハイウェイモードにおけるステップＳ１８に示すように、４輪のドライバ入力減衰係数ｋ１がいずれもｋ４以上となる範囲で減衰力配分率を満たす減衰係数を第１減衰係数ｋとして演算する。言い換えると、ドライバ入力制御によって設定される減衰力配分率を満たし、かつ、ばね下制振制御側の要求をも満たす値を演算する。

よって、安定した車体姿勢を維持しつつばね下の制振制御も達成することができる。

[0092] （３）減衰係数調停部３５ｂは、ドライバ入力減衰係数ｋ１（減衰力制御量）が最大値max（予め設定された所定値）より大きいときは、最大値maxに基づいて減衰力配分率を維持するよう減衰係数ｋを演算する（図１９，２１：Ｓ１１→Ｓ１２→Ｓ１６→Ｓ１７）。

具体的には、スポーツモードやハイウェイモードにおけるステップＳ１７に示すように、４輪のドライバ入力減衰係数ｋ１の最大値がばね下制振減衰

係数ｋ４となり、かつ、減衰力配分率を満たす減衰係数を第１減衰係数ｋとして演算する。言い換えると、減衰力配分率を満たしつつ減衰係数が最も高くなる値を演算する。

ドライバ入力制御側から要求される減衰力配分率は、車体姿勢と密接に関連し、特にロールモードによるドライバの視線変化との関連も深いことから、ドライバ入力制御側から要求された減衰係数そのものではなく、減衰力配分率の確保を最優先事項とし、減衰力配分率が保たれた状態で車体姿勢を制御することで、安定した車体姿勢を維持することができる。

[0093] （４）ばね上制振制御部３３は、車輪速の変化に基づいてばね上制振制御量を演算する。

これにより、ばね上上下加速度センサや、ストロークセンサといった高価なセンサを備える必要がなく、一般的にどの車両にも搭載されている車輪速センサ５から全ての状態を推定することで、部品点数の削減及びコストの削減を図ることができ、車両搭載性を向上できる。

[0094] （５）ばね下制振制御部３４は、車輪速の変化に基づいてばね下制振制御量を演算する。

これにより、ばね上上下加速度センサや、ストロークセンサといった高価なセンサを備える必要がなく、一般的にどの車両にも搭載されている車輪速センサ５から全ての状態を推定することで、部品点数の削減及びコストの削減を図ることができ、車両搭載性を向上できる。

[0095] （６）ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算し、ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算し、ばね上制振制御量とばね下制振制御量とのうち、大きい方の制御量に基づいて減衰力制御量を演算するＳ／Ａコントローラ３ａ（コントローラ）と、減衰力制御量に応じた減衰力を発生するＳ／Ａ３と、を備える。

よって、ばね上制振制御により安定した車両姿勢を維持しつつ、ばね下がばたつくことによる接地感不足を回避することができる。

[0096] （７）Ｓ／Ａコントローラ３ａが、ばね上の振動を抑制する減衰力である

ばね上制振制御量を演算し、ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算し、ばね上制振制御量とばね下制振制御量とのうち、大きい方の制御量に基づいて減衰力制御量を演算し、この減衰力制御量に応じてＳ／Ａ３の減衰力を制御する。

よって、ばね上制振制御により安定した車両姿勢を維持しつつ、ばね下がばたつくことによる接地感不足を回避することができる。

請求の範囲

[請求項1] 減衰力を変更可能な減衰力可変ショックアブソーバと、

ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算するばね上制振制御手段と、

ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算するばね下制振制御手段と、

前記ばね上制振制御量と前記ばね下制振制御量とのうち、大きい方の制御量に基づいて減衰力制御量を演算し、前記減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御する減衰力制御手段と、

を備えたことを特徴とする車両の制御装置。

[請求項2] 請求項１に記載の車両の制御装置において、

前記ばね上制振制御手段は、目標姿勢に対応する各輪の減衰力配分率に基づいて前記ばね上制振制御量を演算する手段であり、

前記減衰力制御手段は、前記ばね上制振制御量が前記ばね下制振制御量以下のときは、前記ばね下制振制御量に基づいて前記減衰力配分率を維持するよう前記減衰力制御量を演算することを特徴とする車両の制御装置。

[請求項3] 請求項２に記載の車両の制御装置において、

前記減衰力制御手段は、前記減衰力制御量が予め設定された所定値以上のときは、前記所定値に基づいて前記減衰力配分率を維持するよう前記減衰力制御量を演算することを特徴とする車両の制御装置。

[請求項4] 請求項１ないし３いずれか一つに記載の車両の制御装置において、

前記ばね上制振制御手段は、車輪速の変化に基づいてばね上制振制御量を演算することを特徴とする車両の制御装置。

[請求項5] 請求項１ないし４いずれか一つに記載の車両の制御装置において、

前記ばね下制振制御手段は、車輪速の変化に基づいてばね下制振制御量を演算することを特徴とする車両の制御装置。

[請求項6] ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算し、

ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算し、前記ばね上制振制御量と前記ばね下制振制御量とのうち、大きい方の制御量に基づいて減衰力制御量を演算するコントローラと、

前記減衰力制御量に応じた減衰力を発生する減衰力可変ショックアブソーバと、

を備える車両の制御装置。

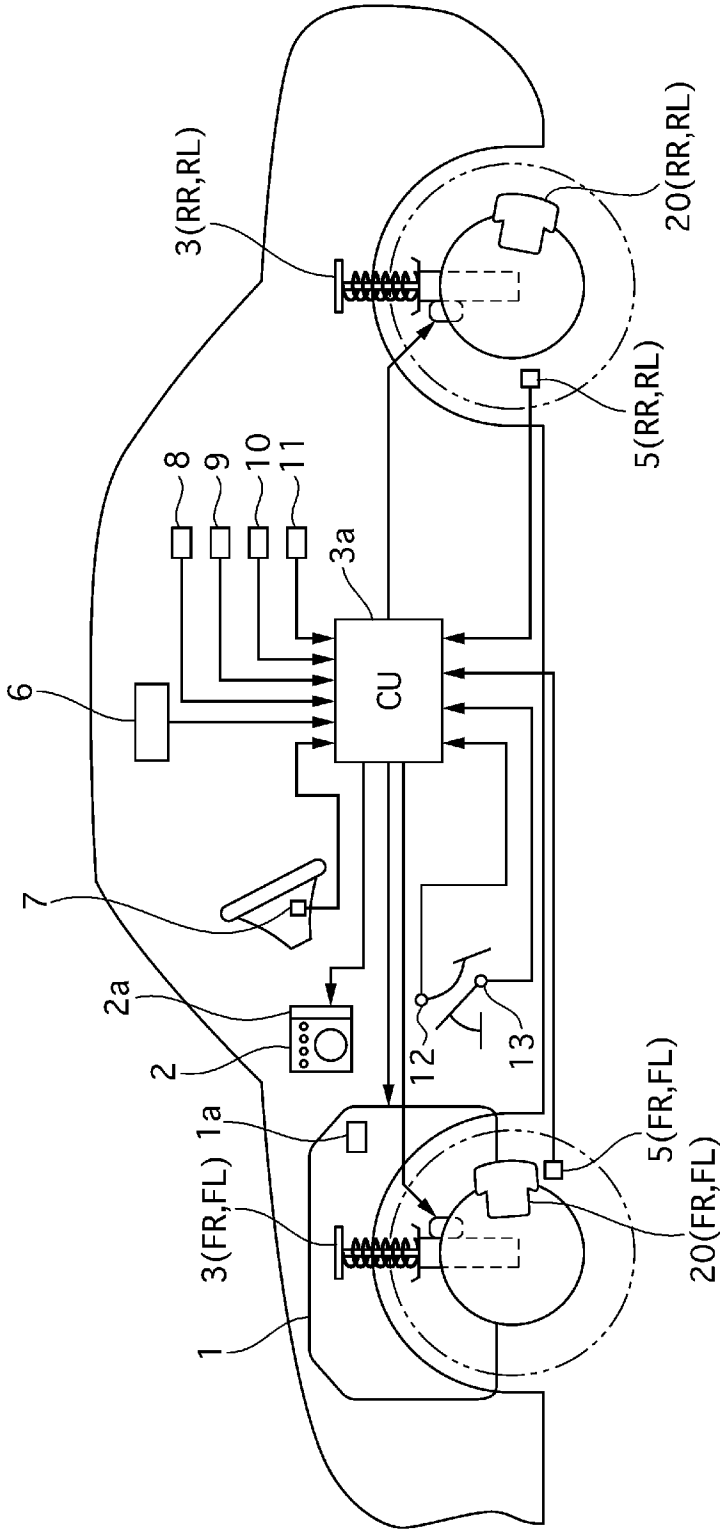
［請求項7］ コントローラが、

ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算し、

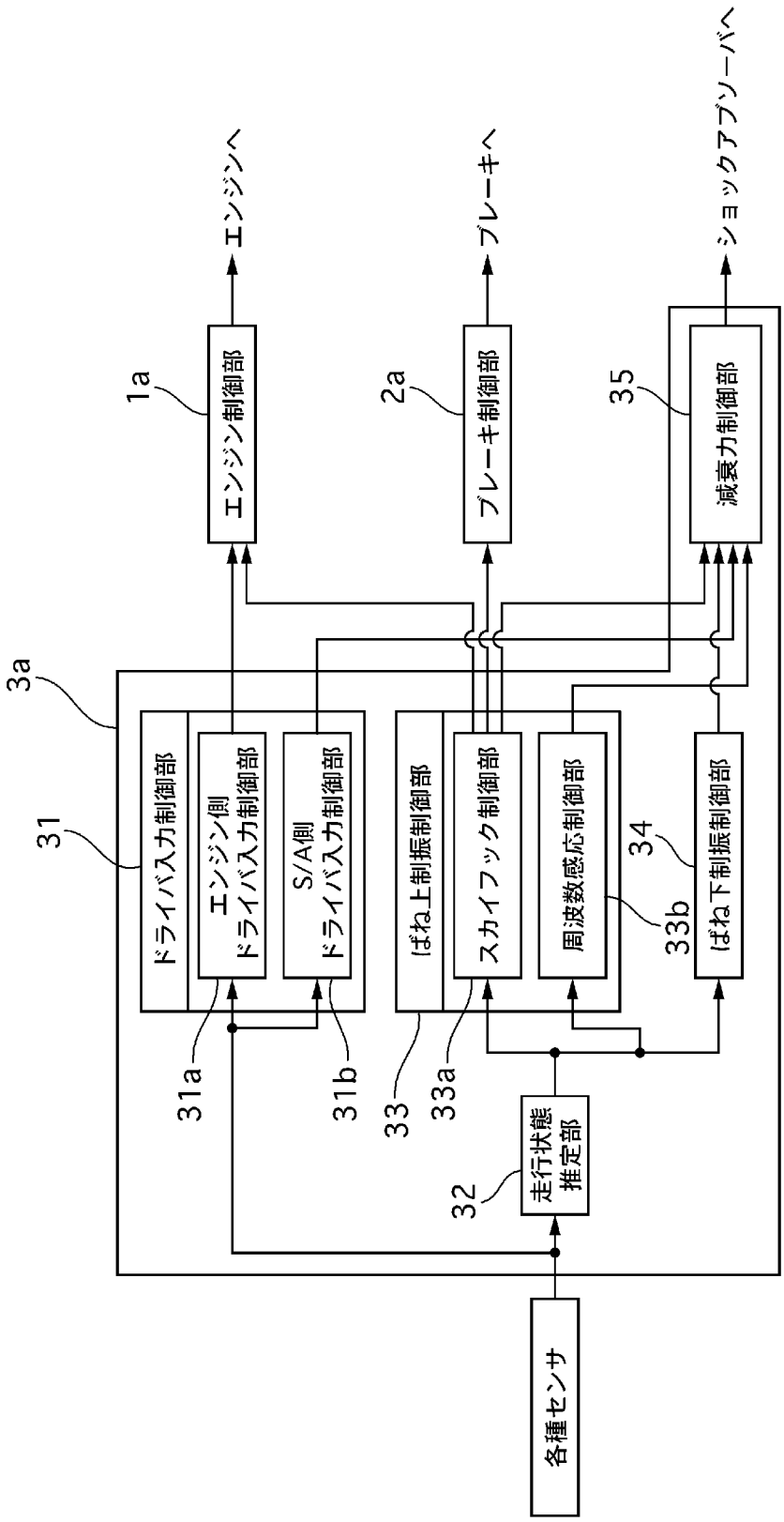
ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算し、

前記ばね上制振制御量と前記ばね下制振制御量とのうち、大きい方の制御量に基づいて減衰力制御量を演算し、前記減衰力制御量に応じて減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御することを特徴とする車両の制御方法。

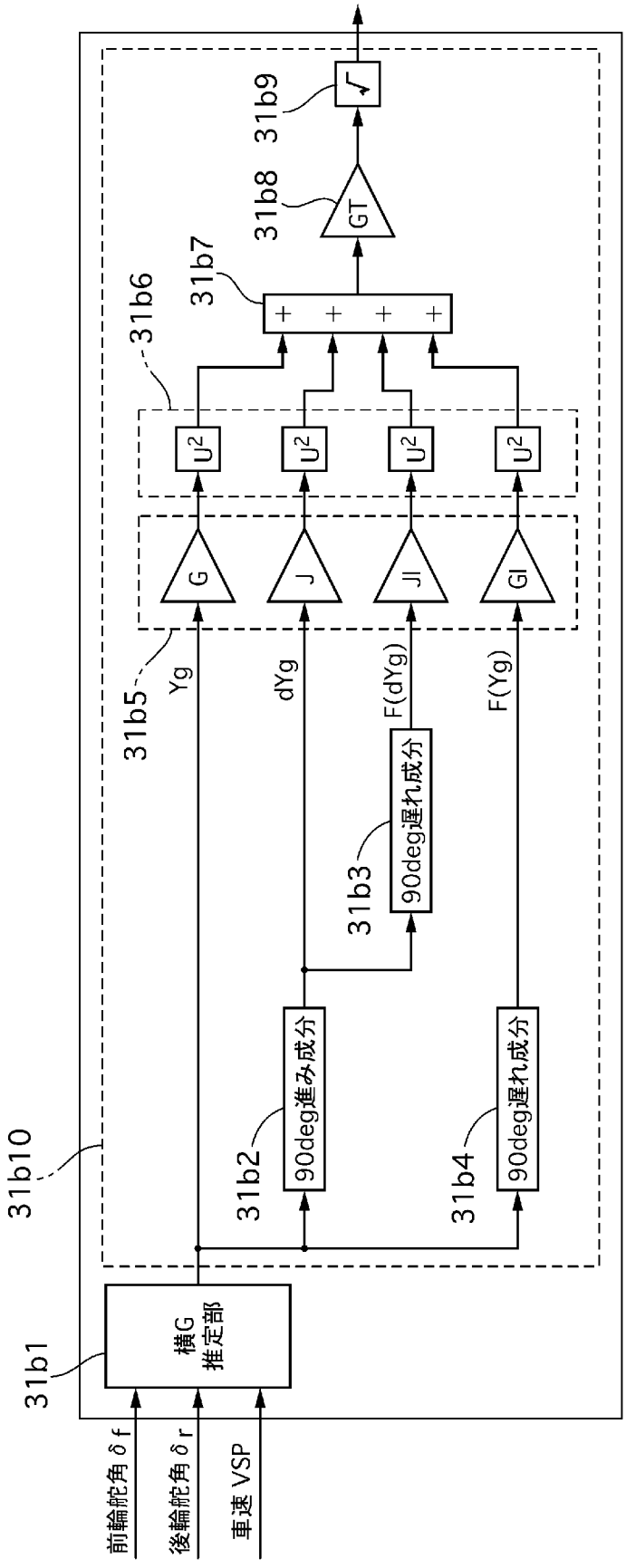
[図1]


3(RR,RL)
20(RR,RL)
5(RR,RL)
8
9
10
11
3a
CU
6
7
2a
2
12
13
1a
3(FR,FL)
1
5(FR,FL)
20(FR,FL)

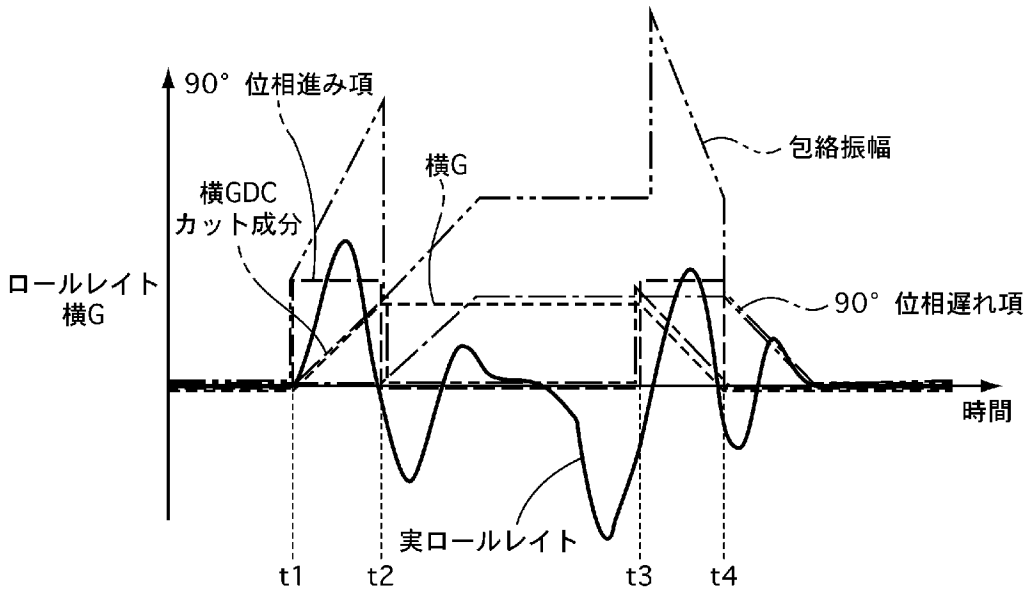
[図2]


エンジンへ
ブレーキへ
ショックアブソーバへ
1a
2a
35
エンジン制御部
ブレーキ制御部
減衰力制御部
3a
31
ドライバ入力制御部
エンジン側
ドライバ入力制御部
S/A側
ドライバ入力制御部
ばね上制振制御部
スカイフック制御部
周波数感応制御部
ばね下制振制御部
34
33b
31a
31b
33
33a
32
走行状態
推定部
各種センサ

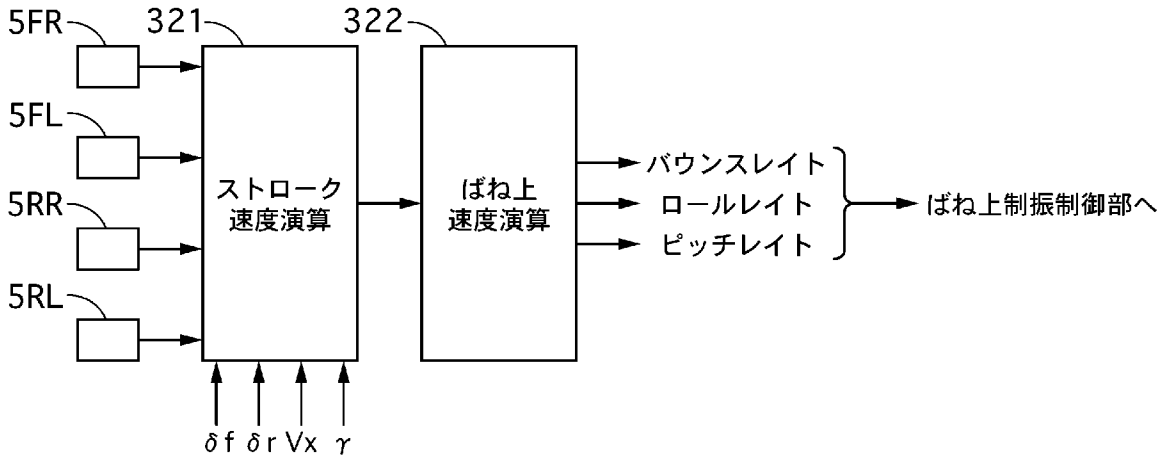
[図3]


31b10
31b1
横G
推定部
前輪舵角 δf
後輪舵角 δr
車速 VSP
31b2
90deg進み成分
31b3
90deg遅れ成分
31b4
90deg遅れ成分
31b5
Yg
dYg
F(dYg)
F(Yg)
G
J
Jl
Gl
31b6
U2
U2
U2
U2
31b7
+ + + +
31b8
GT
31b9

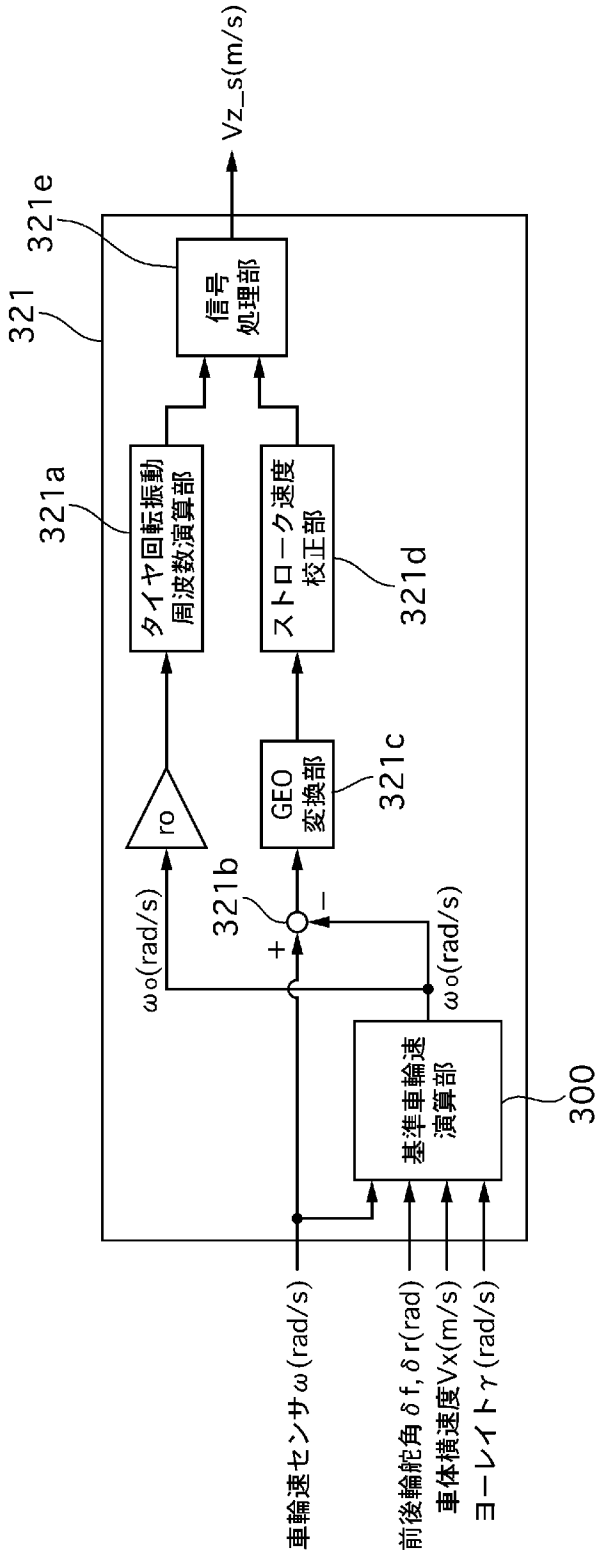
[図4]


90° 位相進み項
横GDC
カット成分
横G
包絡振幅
ロールレイト
横G
90° 位相遅れ項
時間
実ロールレイト
t1
t2
t3
t4

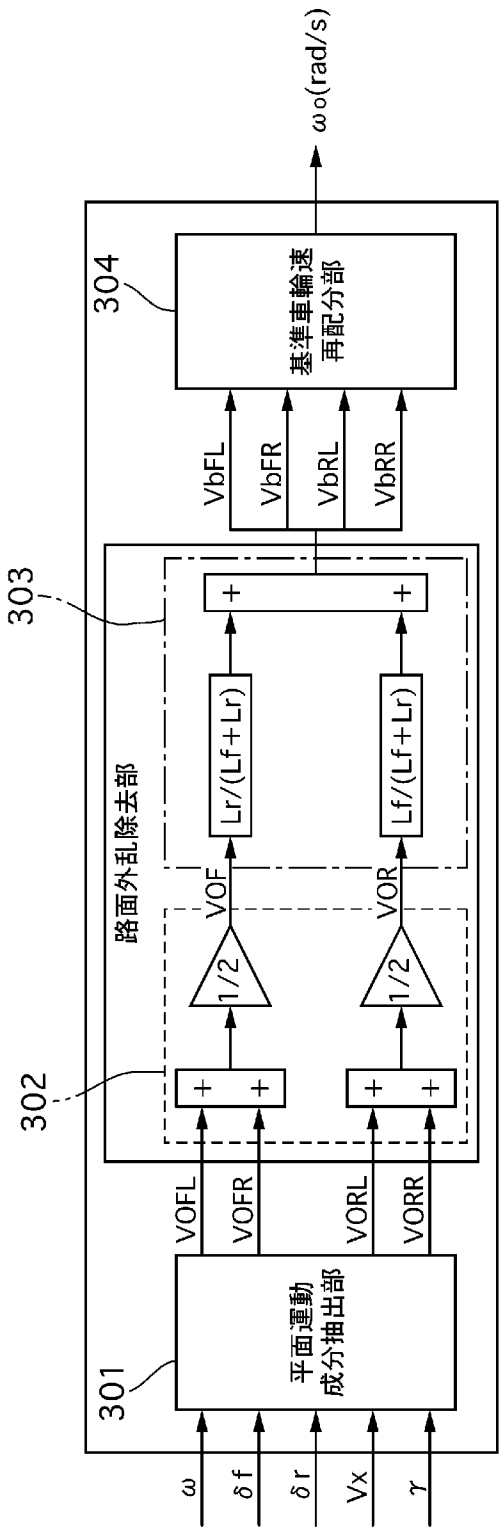
[図5]


5FR
321
322
5FL
5RR
5RL
ストローク
速度演算
ばね上
速度演算
バウンスレイト
ロールレイト
ピッチレイト
ばね上制振制御部へ
δf δr Vx γ

[図6]

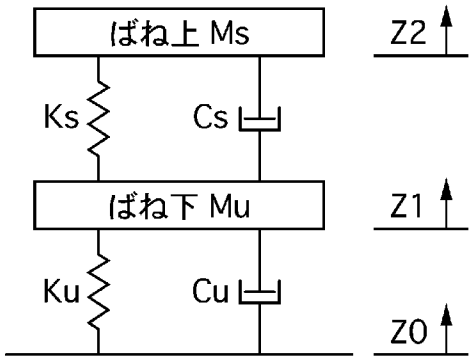

Vz_s(m/s)
321e
321
信号処理部
321a
タイヤ回転振動周波数演算部
ストローク速度校正部
321d
GEO変換部
321c
ro
321b
+
−
ωo(rad/s)
ωo(rad/s)
基準車輪速演算部
300
車輪速センサω(rad/s)
前後輪舵角δf,δr(rad)
車体横速度Vx(m/s)
ヨーレイトγ(rad/s)

[図7]

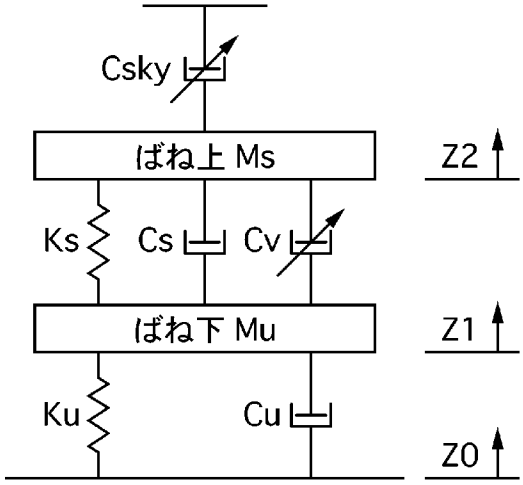

ωo(rad/s)
304
基準車輪速
再配分部
VbFL
VbFR
VbRL
VbRR
303
路面外乱除去部
Lr/(Lf+Lr)
Lf/(Lf+Lr)
VOF
VOR
1/2
1/2
302
VOFL
VOFR
VORL
VORR
301
平面運動
成分抽出部
ω
δf
δr
Vx
γ

[図8]

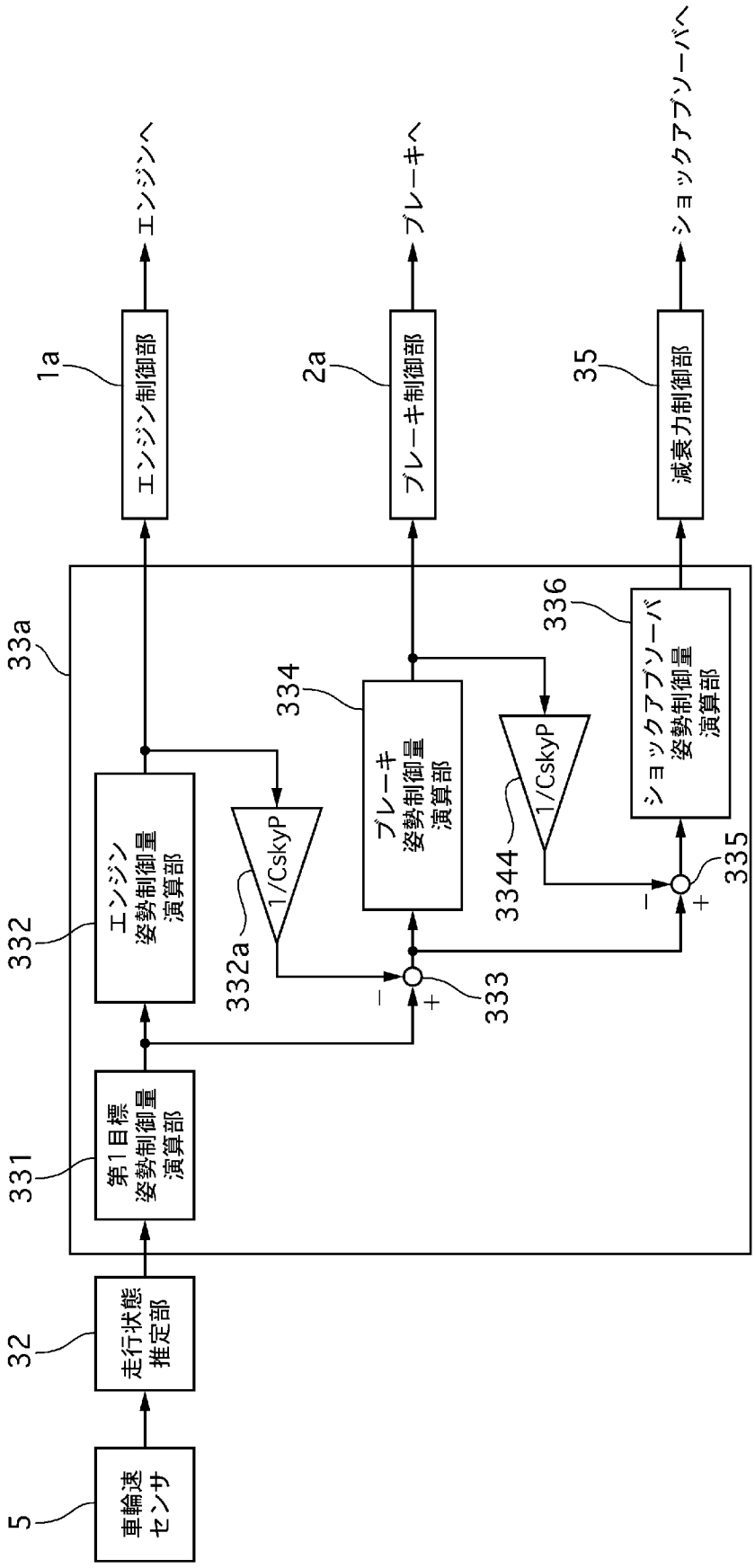
(a)


ばね上 Ms
Z2
Ks
Cs
ばね下 Mu
Z1
Ku
Cu
Z0

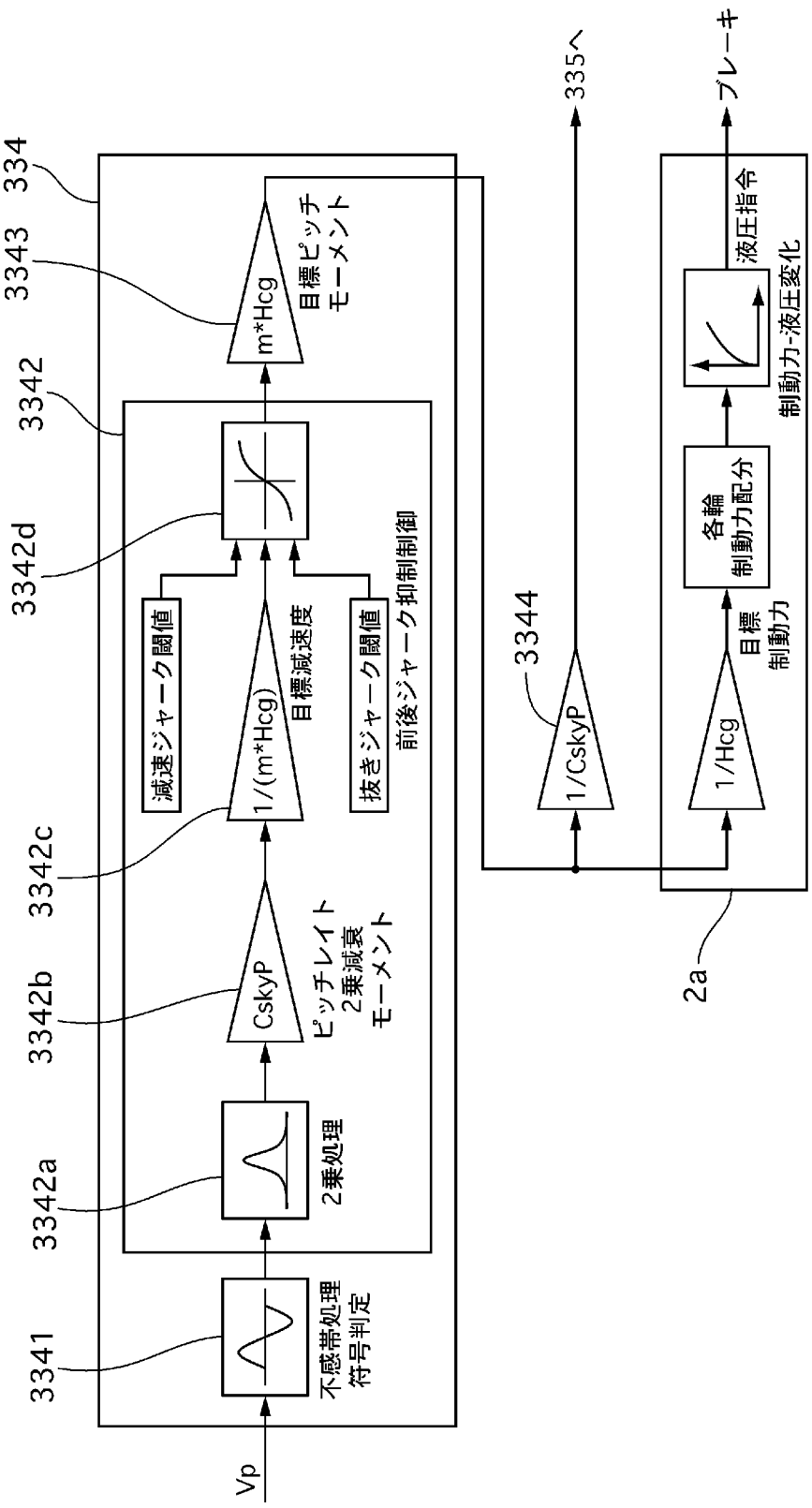
(b)


Csky
ばね上 Ms
Z2
Ks
Cs
Cv
ばね下 Mu
Z1
Ku
Cu
Z0

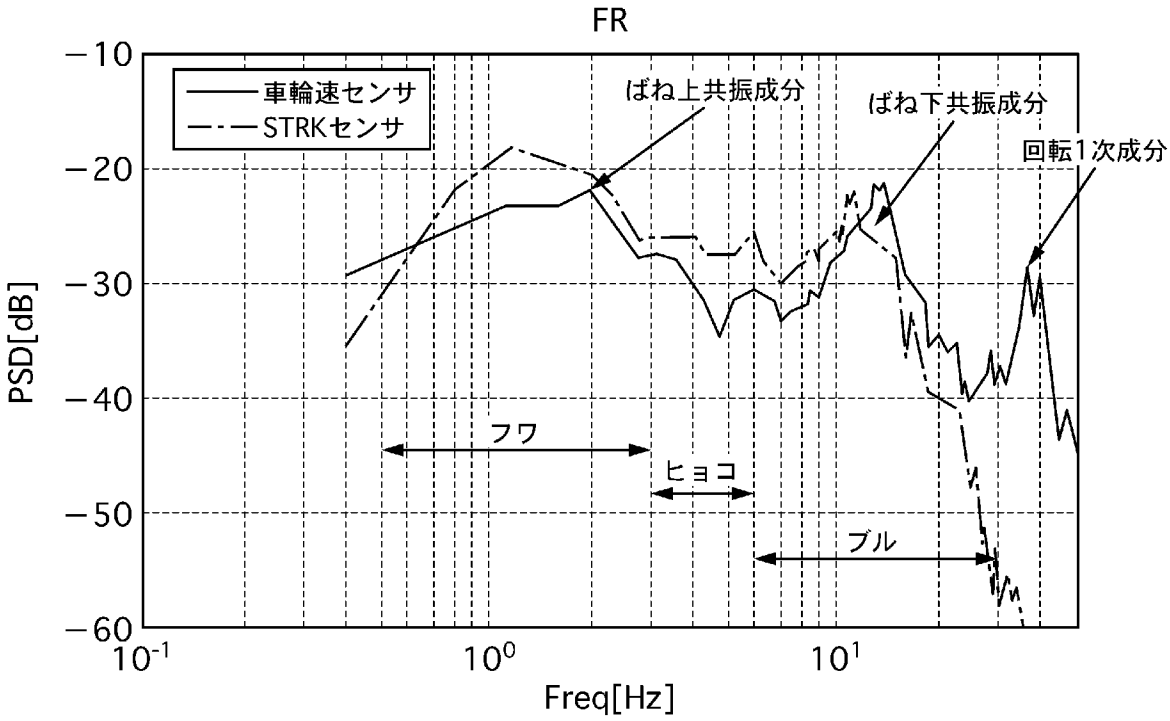
[図9]


車輪速センサ
5
走行状態推定部
32
第1目標姿勢制御量演算部
331
エンジン姿勢制御量演算部
332
1/CskyP
332a
33a
ブレーキ姿勢制御量演算部
334
1/CskyP
3344
ショックアブソーバ姿勢制御量演算部
336
333
335
エンジン制御部
1a
ブレーキ制御部
2a
減衰力制御部
35
エンジンへ
ブレーキへ
ショックアブソーバへ

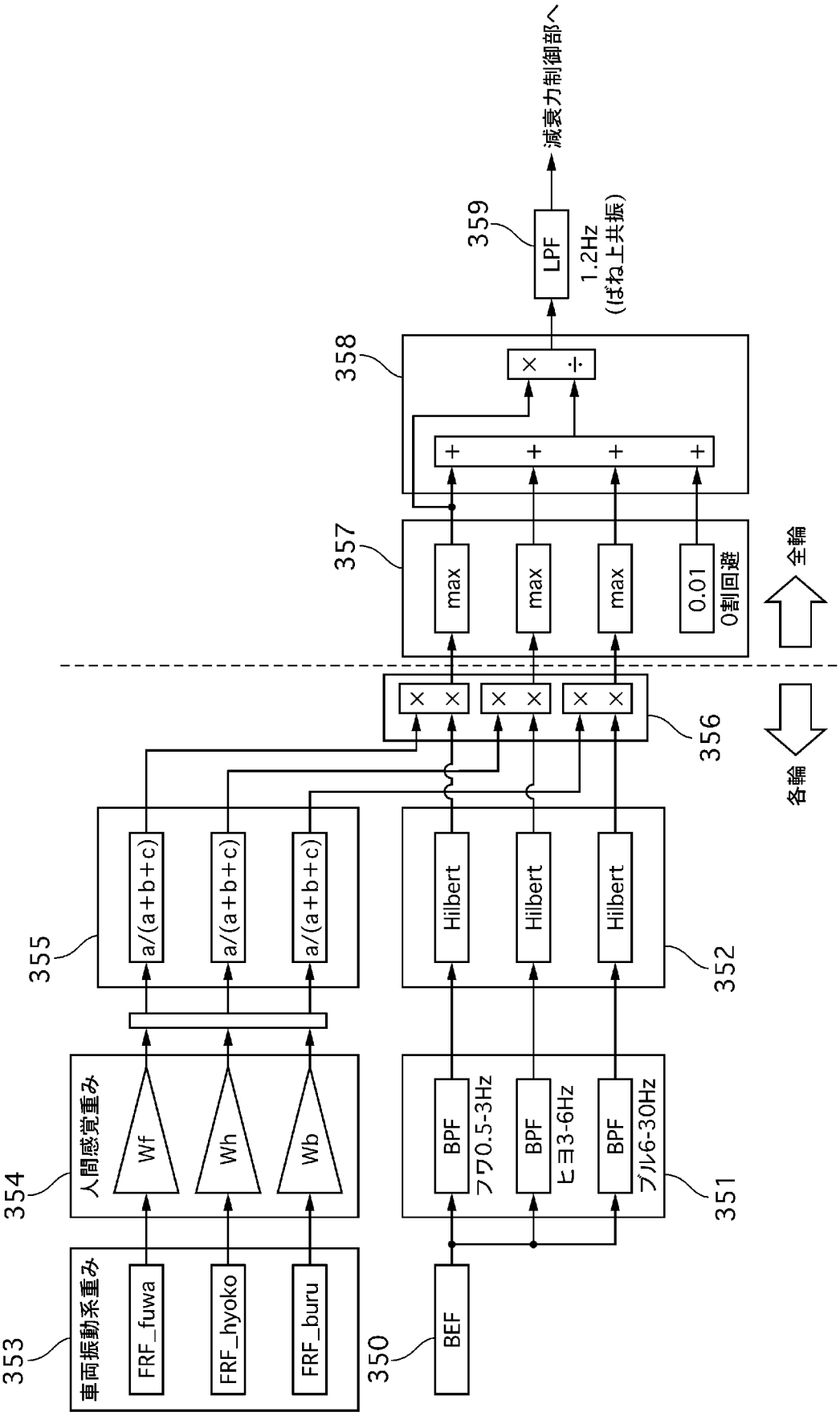
[図10]


Vp
3341
不感帯処理
符号判定
3342a
2乗処理
3342b
CskyP
ピッチレイト
2乗減衰
モーメント
3342c
1/(m*Hcg)
目標減速度
減速ジャーク閾値
抜きジャーク閾値
前後ジャーク抑制制御
3342d
3342
3343
m*Hcg
目標ピッチ
モーメント
3344
1/CskyP
335へ
2a
1/Hcg
目標
制動力
各輪
制動力配分
液圧指令
制動力-液圧変化
ブレーキ
334

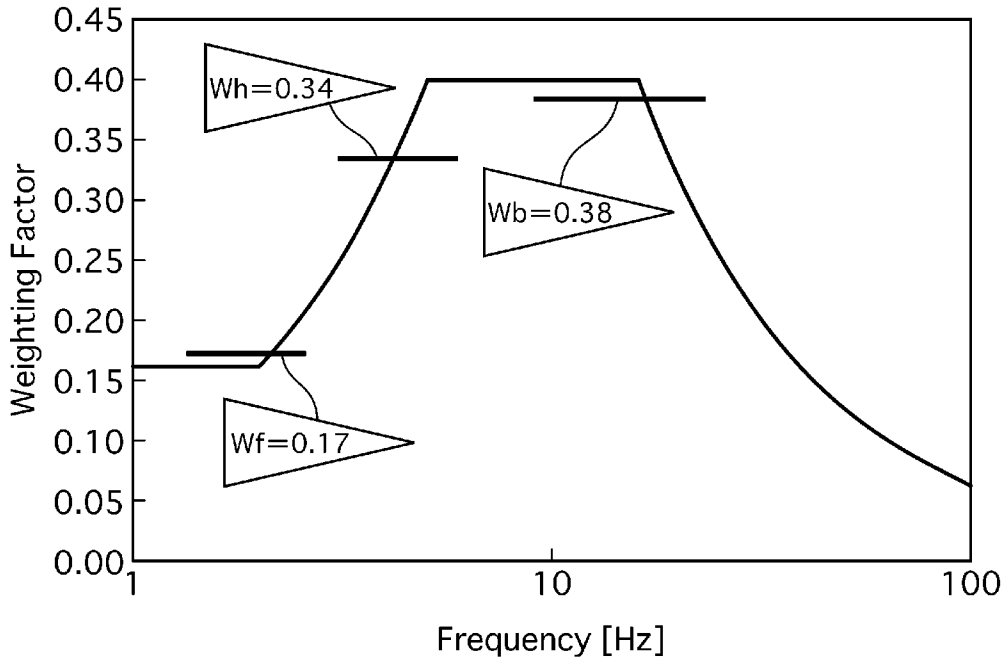
[図11]


FR
車輪速センサ
STRKセンサ
ばね上共振成分
ばね下共振成分
回転1次成分
フワ
ヒョコ
ブル
PSD[dB]
−10
−20
−30
−40
−50
−60
10-1
100
101
Freq[Hz]

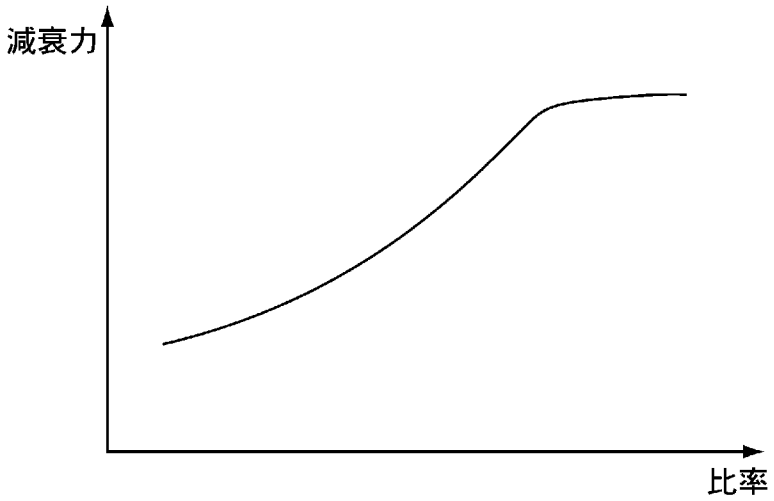
[図12]


減衰力制御部へ
359
LPF
1.2Hz
(ばね上共振)
358
×
÷
+
+
+
+
357
max
max
max
0.01
0割回避
全輪
各輪
356
×
×
×
×
×
×
355
a/(a+b+c)
a/(a+b+c)
a/(a+b+c)
Hilbert
Hilbert
Hilbert
352
354
人間感覚重み
Wf
Wh
Wb
BPF
フワ0.5-3Hz
BPF
ヒヨ3-6Hz
BPF
ブル6-30Hz
351
353
車両振動系重み
FRF_fuwa
FRF_hyoko
FRF_buru
350
BEF

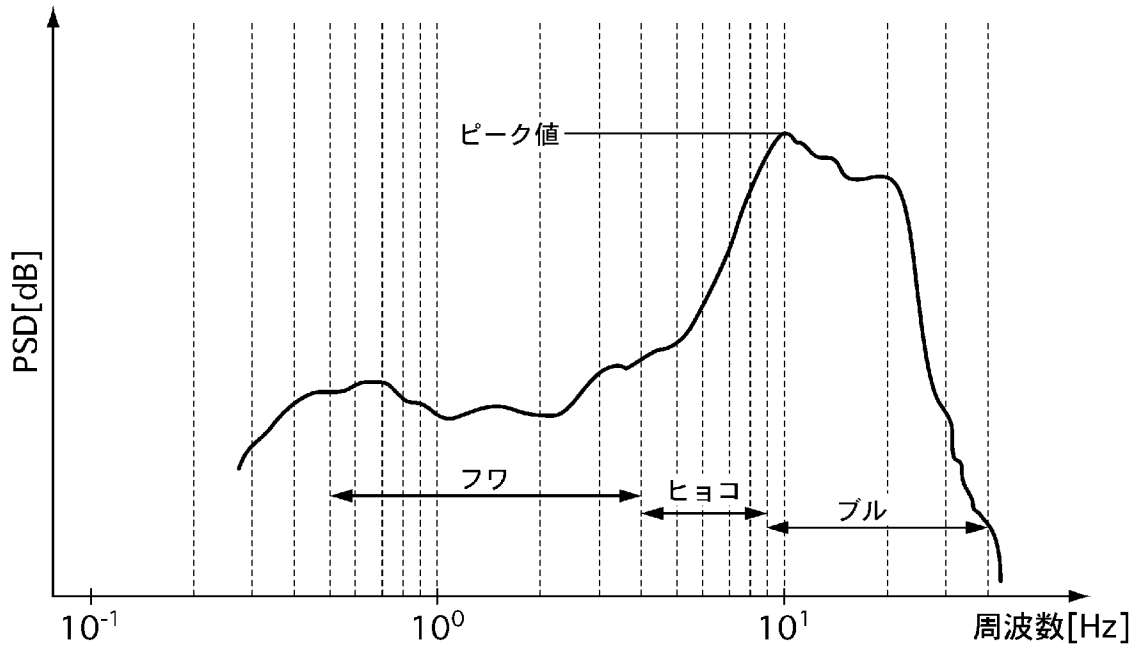
[図13]


0.45
0.40
0.35
0.30
0.25
0.20
0.15
0.10
0.05
0.00
Weighting Factor
Wh=0.34
Wb=0.38
Wf=0.17
1
10
100
Frequency [Hz]

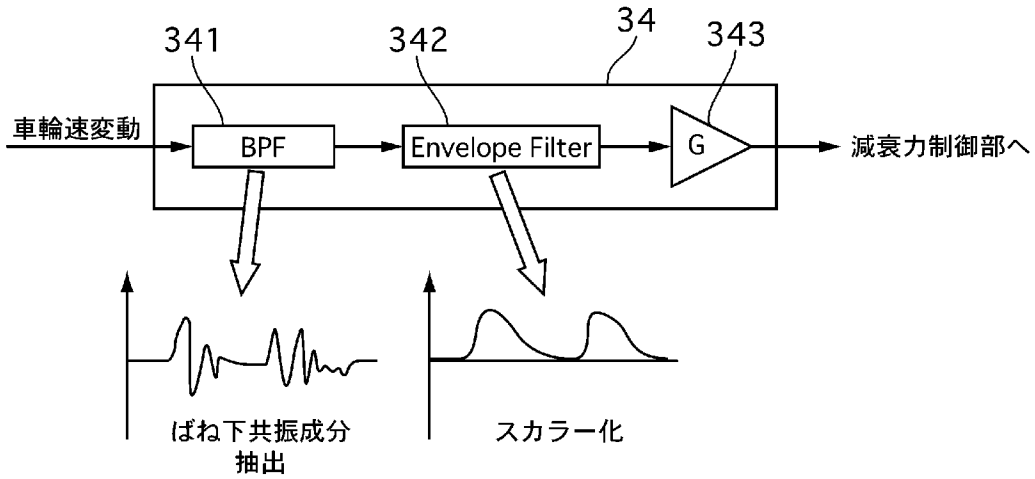
[図14]


減衰力
比率

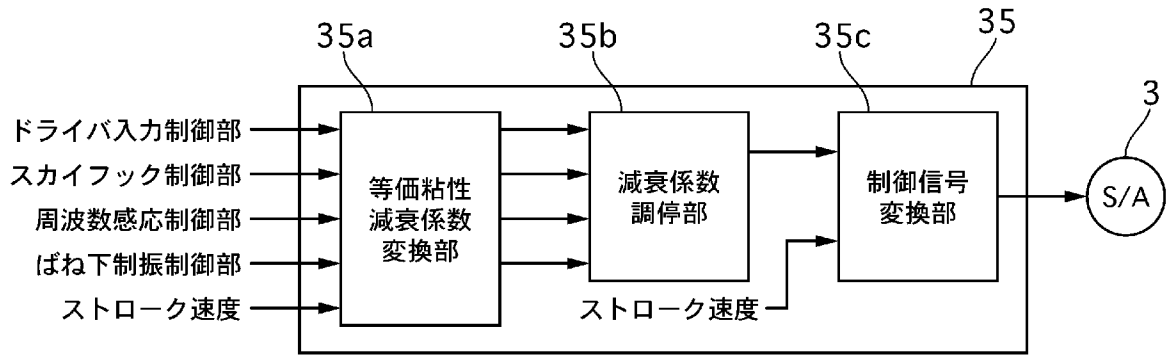
[図15]


PSD[dB]
ピーク値
フワ
ヒョコ
ブル
10^{-1}
10^{0}
10^{1}
周波数[Hz]

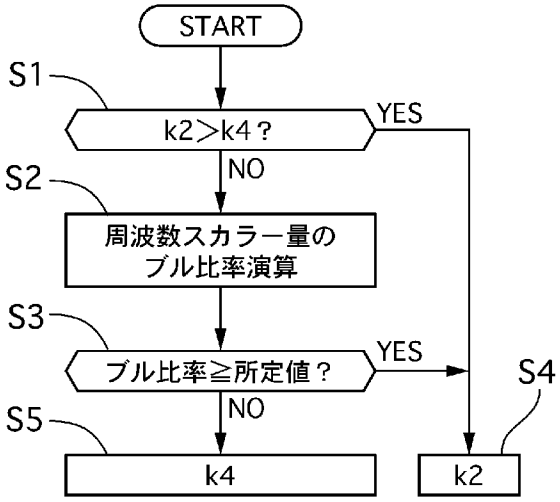
[図16]


341
342
34
343
車輪速変動
BPF
Envelope Filter
G
減衰力制御部へ
ばね下共振成分
抽出
スカラー化

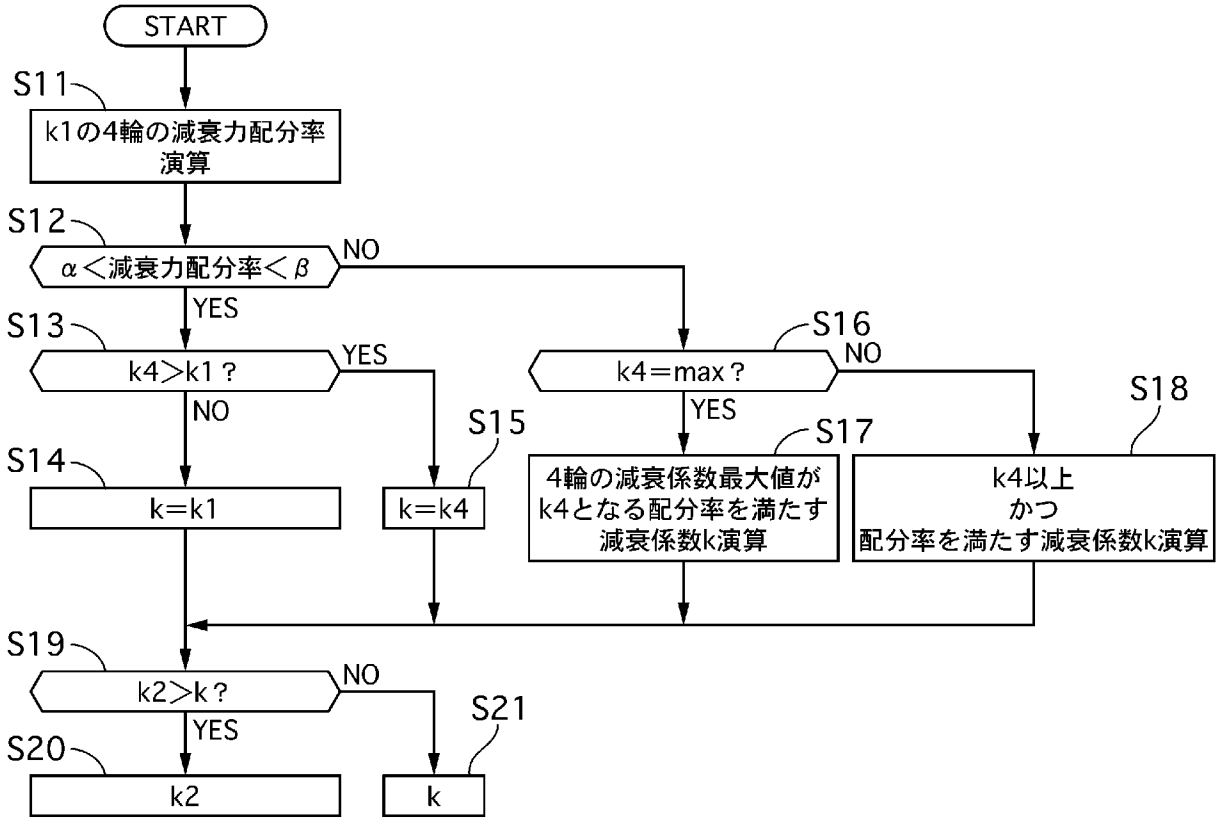
[図17]


35a
35b
35c
35
3
ドライバ入力制御部
スカイフック制御部
周波数感応制御部
ばね下制振制御部
ストローク速度
等価粘性
減衰係数
変換部
減衰係数
調停部
制御信号
変換部
S/A
ストローク速度

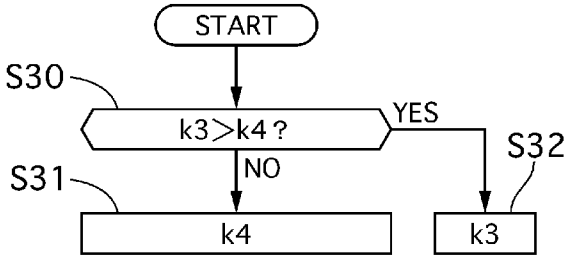
[図18]


START
S1
k2>k4？
YES
NO
S2
周波数スカラー量の
ブル比率演算
S3
ブル比率≧所定値？
YES
NO
S4
S5
k4
k2

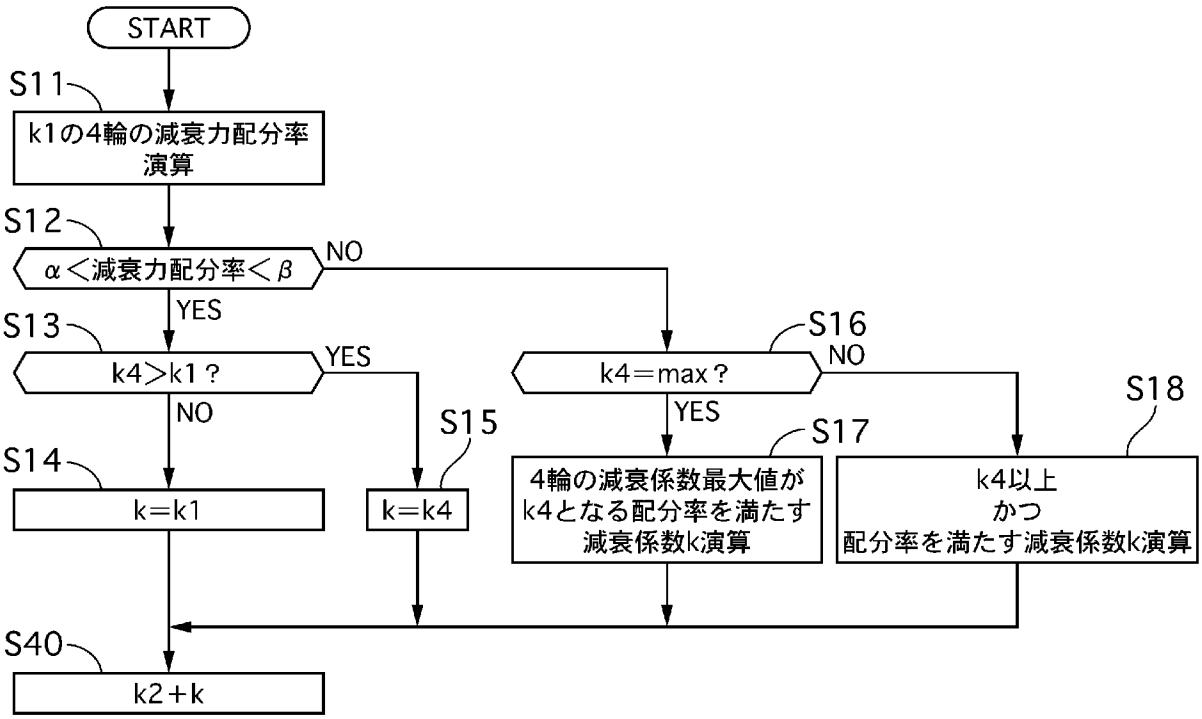
[図19]


START
S11
k1の4輪の減衰力配分率
演算
S12
α＜減衰力配分率＜β
NO
YES
S13
k4>k1？
YES
NO
S14
k=k1
S15
k=k4
S16
k4=max？
NO
YES
S17
4輪の減衰係数最大値が
k4となる配分率を満たす
減衰係数k演算
S18
k4以上
かつ
配分率を満たす減衰係数k演算
S19
k2>k？
NO
YES
S20
k2
S21
k

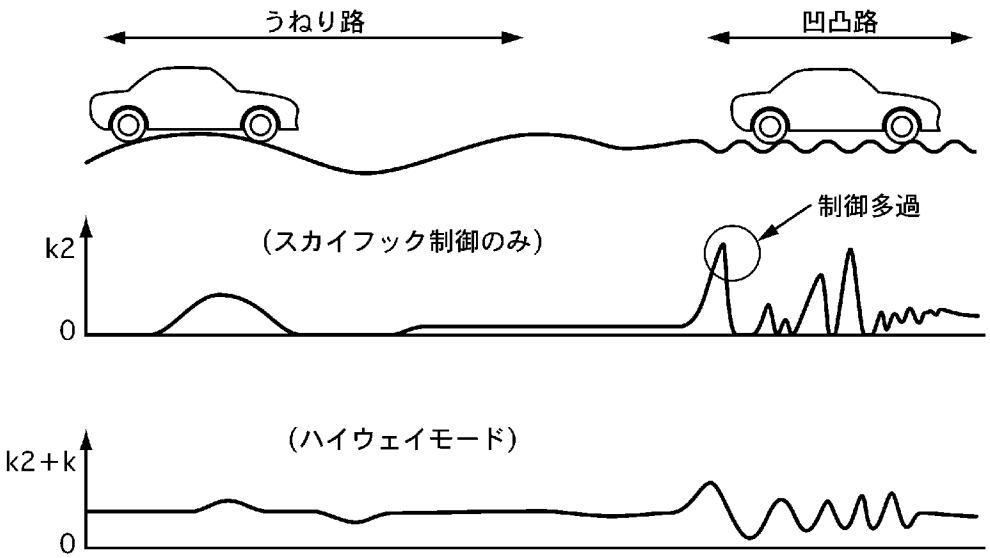
[図20]


START
S30
k3>k4？
YES
NO
S31
k4
S32
k3

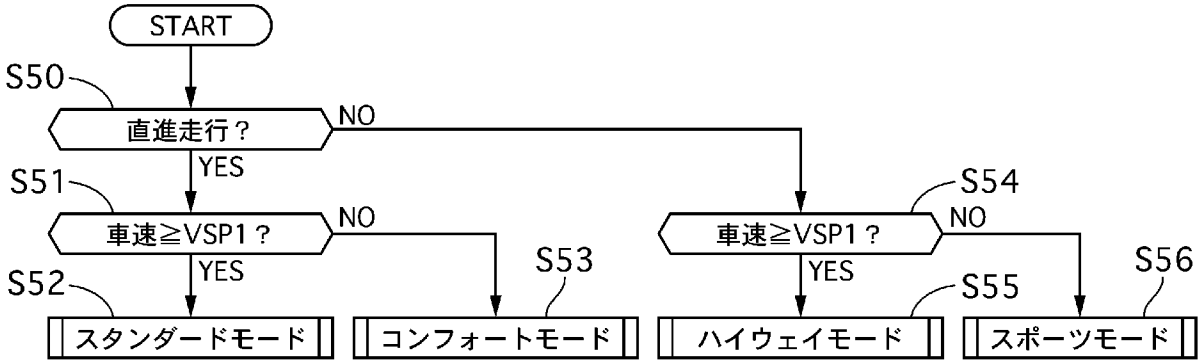
[図21]


START
S11
k1の4輪の減衰力配分率
演算
S12
α＜減衰力配分率＜β
NO
YES
S13
k4＞k1？
YES
NO
S14
k＝k1
S15
k＝k4
S16
k4＝max？
NO
YES
S17
4輪の減衰係数最大値が
k4となる配分率を満たす
減衰係数k演算
S18
k4以上
かつ
配分率を満たす減衰係数k演算
S40
k2＋k

[図22]


うねり路
凹凸路
制御多過
k2
(スカイフック制御のみ)
0
(ハイウェイモード)
k2＋k
0

[図23]


START
S50
直進走行？
NO
YES
S51
車速≧VSP1？
NO
YES
S52
スタンダードモード
S53
コンフォートモード
S54
車速≧VSP1？
NO
YES
S55
ハイウェイモード
S56
スポーツモード

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/051179

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
B60G17/015(2006.01)i, *B60G17/018*(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
B60G17/015, B60G17/018

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 2009-214715 A (Honda Motor Co., Ltd.), 24 September 2009 (24.09.2009), claims; paragraphs [0016] to [0020] (Family: none)	1,6-7 2-5
X	JP 2005-75238 A (Toyota Motor Corp.), 24 March 2005 (24.03.2005), claim 2; paragraph [0032] (Family: none)	1,6-7
Y	JP 2009-35220 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 19 February 2009 (19.02.2009), paragraph [0021] (Family: none)	2-5

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
04 April, 2013 (04.04.13)	16 April, 2013 (16.04.13)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/051179

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2009-234454 A (Honda Motor Co., Ltd.), 15 October 2009 (15.10.2009), paragraphs [0034] to [0037] (Family: none)	2-5
Y	JP 11-20443 A (Mitsubishi Motors Corp.), 26 January 1999 (26.01.1999), paragraphs [0026] to [0031]; fig. 1 (Family: none)	4-5
A	JP 5-229328 A (Nippondenso Co., Ltd.), 07 September 1993 (07.09.1993), entire text; all drawings & US 5444621 A & DE 4219012 A1	2-3
A	JP 5-319069 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 03 December 1993 (03.12.1993), entire text; all drawings (Family: none)	4-5

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１３／０５１１７９

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　B60G17/015(2006.01)i, B60G17/018(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　B60G17/015, B60G17/018

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１３年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１３年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１３年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
X Y	JP 2009-214715 A（本田技研工業株式会社）2009.09.24,【特許請求の範囲】,段落【００１６】－【００２０】（ファミリーなし）	１，６－７ ２－５
X	JP 2005-75238 A（トヨタ自動車株式会社）2005.03.24,【請求項２】,段落【００３２】（ファミリーなし）	１，６－７
Y	JP 2009-35220 A（日産自動車株式会社）2009.02.19,段落【００２１】（ファミリーなし）	２－５

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。

☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 ０４．０４．２０１３	国際調査報告の発送日 １６．０４．２０１３
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ） 郵便番号１００－８９１５ 東京都千代田区霞が関三丁目４番３号	特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｑ　３３３０ 岡▲さき▼　潤 電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３８１

Ｃ（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
Ｙ	JP 2009-234454 A（本田技研工業株式会社）2009.10.15，段落【００３４】－【００３７】（ファミリーなし）	２－５
Ｙ	JP 11-20443 A（三菱自動車工業株式会社）1999.01.26，段落【００２６】－【００３１】，【図１】（ファミリーなし）	４－５
Ａ	JP 5-229328 A（日本電装株式会社）1993.09.07，全文，全図 & US 5444621 A & DE 4219012 A1	２－３
Ａ	JP 5-319069 A（日産自動車株式会社）1993.12.03，全文，全図（ファミリーなし）	４－５