

(11) 特許出願公表番号

特表2009-508751

(P2009-508751A)

(43) 公表日 平成21年3月5日(2009.3.5)

(51) Int.Cl.

F 1

テーマコード (参考)

B60G 17/015 (2006.01)

B 6 0 G 17/015

A

3 D 3 0 1

B60G 17/018 (2006.01)

B 6 O G 17/018

審查請求 未請求 予備審查請求 未請求 (全 71 頁)

(21) 出願番号 特願2008-531749 (P2008-531749)

(86) (22) 出願日 平成18年9月13日 (2006. 9. 13)

(85) 翻訳文提出日 平成20年5月23日 (2008. 5. 23)

(86) 國際出願番号 PCT/FR2006/050887

(87) 国際公開番号 W02007/034103

(87) 国際公開日 平成19年3月29日 (2007. 3. 29)

(31) 優先權主張番号 0509703

(32) 優先日 平成17年9月22日 (2005. 9. 22)

(33) 優先権主張国 フランス (FR)

(71) 出願人 507274799

プジョー シトロエン オートモビル エ

ス アー

フランス国 エフ-78140、 ヴェリ

ジー ヴィラクーブレイ、 ルート ドウ
ジシー

(74) 代理人 100109726

弁理士 園田 吉隆

(74) 代理人 100101199

弁理士 小林 義教

(72) 発明者 ポワルブ, フランソワ

フランス国 エフ-75002 パリ、

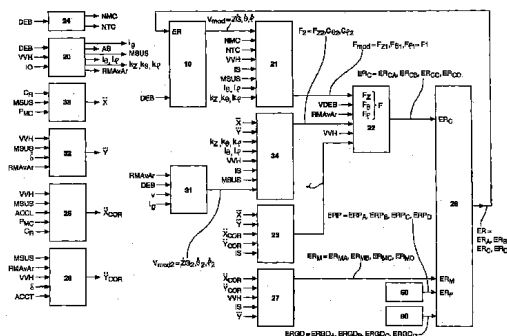
リュ　サン　ドウニ　265

[最終頁に続く](#)

(54) 【発明の名称】 サスペンション制御装置、同装置を具備する車両、実現方法およびプログラム

(57) 【要約】

本発明は自動車の車体のサスペンションの制御装置に関する。本発明によれば、装置は、－ 車体の少なくとも1つの絶対モーダル速度 (V_{mod}) の関数としてショックアブソーバの第1設定モーダル抗力 F_1 を計算する第1手段(21)と、－ 車輪の平均面に対する車体の1つの相対モーダル速度 (V_{mod2}) の関数としてショックアブソーバの第2設定モーダル抗力 F_2 を計算する第2手段(34)と、－ 車両に対する1つの応力を検出する手段(22)と、－ 重み付け係数 α を計算し、式 $F = (1 - \alpha) \cdot F_1 + \alpha \cdot F_2$ 、に従ってショックアブソーバの設定モーダル抗力 F を計算する手段(23)とを含む。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

車輪（A）上の自動車の車体（2）のサスペンションの制御装置であって、サスペンション（S）の少なくとも1つの可変ショックアブソーバ（AM）のアクチュエータ（M）の制御量（ER）を、車両上で推定される少なくとも1つの車体モーダル速度の関数として計算されるショックアブソーバの設定モーダル抗力（F）の関数として計算する手段を有するコンピュータ（CSS）を備える、サスペンション制御装置において、前記コンピュータ（CSS）が、

ショックアブソーバの第1設定モーダル抗力F1を、車両上で推定される、車体の少なくとも1つの絶対モーダル速度（ V_{mod} ）の関数として計算する第1手段（21）と、

ショックアブソーバの第2設定モーダル抗力F2を、車両上で推定される、車輪の平均面に対する車体の少なくとも1つの相対モーダル速度（ V_{mod2} ）の関数として計算する第2手段（34）と、

車両に対する少なくとも1つの応力を検出する手段（22）と、

第1設定モーダル抗力F1と第2設定モーダル抗力F2の重み付け係数 α を計算し、それにより式

$$F = (1 - \alpha) \cdot F1 + \alpha \cdot F2$$

（式中、重み付け係数は0以上、1以下であり、通常は0であり、少なくとも検出された応力が規定のしきい値を超えたとき、値1をとる）

に従ってショックアブソーバの設定モーダル抗力Fを計算する手段（23）と

を備えることを特徴とするサスペンション制御装置。

【請求項 2】

車体（2）に対する車輪の変位のセンサ（CAP-DEB）と、ショックアブソーバの変位速度（VDEB）を、対応する車輪の変位の関数として計算する手段（10）と、ショックアブソーバ（AM）の設定力（FA1）を、前記少なくとも1つの設定モーダル抗力（F）の関数として計算する手段（22）と、ショックアブソーバのアクチュエータ（M）の制御量（ER）を、この設定力（FA1）および車輪の変位速度（VDEB）の関数として計算する手段（22）とを備えることを特徴とする請求項1に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項 3】

制御量（ER）が、ショックアブソーバの変位速度（VDEB）の関数としてショックアブソーバの力（FA）を課す複数の異なる減衰則（ER）のうちから決定された減衰則であることを特徴とする請求項1から2のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項 4】

少なくとも1つの最小減衰則（ERM）を、車両速度（VVH）、補正縦方向加速度、補正横方向加速度、予測横方向ジャークのうちの少なくとも1つの関数として計算する手段（27）と、設定減衰則（ER）の最大値および前記少なくとも1つの最小減衰則（ERM）を採用することにより制御量（ER）を計算する手段（28）とを備えることを特徴とする請求項3に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項 5】

重み付け係数 α の計算手段（23）が、重み付け係数 α を、予測縦方向ジャーク（

$$\ddot{X}$$

）、予測横方向ジャーク（

$$\ddot{Y}$$

）、補正縦方向加速度（

$$\ddot{X}_{COR}$$

10

）、補正横方向加速度（

$$\ddot{Y}_{COR}$$

）のうちの少なくとも1つの関数として計算することができ、車両の計器板上のスポーツ運転制御ボタンの位置によって課せられるスポーツ性に関する情報（IS）が、スポーツ運転位置、またはスポーツ運転オフ位置になることができることを特徴とする請求項1から4のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置。

20

【請求項6】

車両速度（VVH）測定手段と、車両の縦方向加速度（ACCL）の測定手段（CAPL）と、

制動マスターシリンダの圧力（P_{MC}）の測定手段（CAP-P）と、補正縦方向加速度

$$\ddot{X}_{COR}$$

30

を、測定車両速度（VVH）、車両のばね上重量（MSUS）、測定縦方向加速度（ACCL）、制動マスターシリンダの圧力（P_{MC}）および車輪への予測駆動トルク（C_R）の関数として計算する手段（25）とを備えることを特徴とする請求項4または5に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項7】

補正縦方向加速度（

$$\ddot{X}_{COR}$$

40

）を計算する手段（25）が、予測縦方向加速度

$$\ddot{X}_{ANT}$$

を、測定車両速度（VVH）、車両のばね上重量（MSUS）、制動マスターシリンダの圧力（P_{MC}）および車輪への予測エンジントルク（C_R）の関数として計算することができ、

50

式

$$\ddot{X}_{COR} = ACCL + PH(\ddot{X}_{ANT} - ACCL)$$

(式中、ACCLは測定縦方向加速度であり、

$$PH(\ddot{X}_{ANT} - ACCL)$$

は、補正縦方向加速度 (

10

$$\ddot{X}_{COR}$$

)を計算する手段(25)の高域フィルタ(PH)によってろ波された差

$$\ddot{X}_{ANT} - ACCL$$

である)に従って補正縦方向加速度 (

20

$$\ddot{X}_{COR}$$

)を計算することができることを特徴とする請求項6に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項8】

補正縦方向加速度 (

30

$$\ddot{X}_{COR}$$

)を計算する手段(25)が、

— マスターシリンダの制動抗力をマスターシリンダの圧力の関数として与える予め登録された表または曲線から、マスターシリンダの測定圧力(P_{MC})に対応するこの制動抗力の値(EFR)0を抽出し、

— 車輪に対する予測エンジントルク(C_R)を、車輪の予め登録された平均半径(R_{moy})で割った値に等しい、車輪に対する予測エンジン抗力(EMR)を計算し、

40

$$ETR = COEF \cdot (VVH)^2 + DEC$$

(式中、COEFは予め登録された係数であり、DECは予め登録された偏移である)に従って、縦方向抵抗抗力ETRを車両速度VVHの関数として計算し、

— 制動抗力(EFR)と、車輪に対する予測エンジン抗力(EMR)と、縦方向抵抗抗力(ETR)との合計に等しい縦方向合計抗力(ELT)を計算し、

— ばね上重量($MSUS$)を基にして車両の総重量(MOT)を計算し、

— 縦方向合計抗力(ELT)を総重量(MOT)で割って、予測縦方向加速度 (

$$\ddot{X}_{ANT}$$

)を求めることにより、予測縦方向加速度

$$\ddot{X}_{ANT}$$

10

を計算することができることを特徴とする請求項7に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項9】

車両速度(VVH)測定手段と、車両の横方向加速度(ACCT)の測定手段(CAP-ACCT)と、補正横方向加速度

$$\ddot{Y}_{COR}$$

20

を、車両のばね上重量(MSUS)、車両のフロントとリアの間の重量配分値(RMAvAr)、車両の測定速度VVH、ハンドルの回転角度 δ および車両の測定横方向加速度(ACCT)の関数として式

$$\ddot{Y}_{ANT} = \frac{D\delta.VVH^2}{e(1+K.VVH^2)}$$

(式中、Dは車両のハンドルの所定の減速比であり、eは車両の所定のホイールベースであり、Kは、フロントとリアの間の重量配分値(RMAvAr)およびばね上重量(MSUS)の関数として計算されるオーバーステアリングゲインの定数である)に従って計算された予測横方向加速度

30

$$\ddot{Y}_{ANT}$$

の関数として計算する手段(26)とを備えることを特徴とする請求項4から8のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項10】

40

補正横方向加速度

$$\ddot{Y}_{COR}$$

を計算する手段(26)が、式

$$\ddot{Y}_{COR} = ACCT + PH2(\ddot{Y}_{ANT} - ACCT)$$

(式中、ACCTは測定縦方向加速度であり、

$$PH2(\ddot{Y}_{ANT} - ACCT)$$

は補正横方向加速度

$$\ddot{Y}_{COR}$$

10

を計算する手段(26)の高域フィルタ(PH2)によってろ波された差

$$\ddot{Y}_{ANT} - ACCT$$

である)に従って補正横方向加速度

$$\ddot{Y}_{COR}$$

20

を計算することができることを特徴とする請求項9に記載のサスペンションの制御装置。
。

【請求項11】

応力検出手段(22)が、予測縦方向ジャーク(

$$\ddot{X}$$

30

)、予測横方向ジャーク(

$$\ddot{Y}$$

)、補正縦方向加速度(

$$\ddot{X}_{COR}$$

40

)、補正横方向加速度(

$$\ddot{Y}_{COR}$$

)のうちの少なくとも1つが規定のしきい値を超えたときに応力存在状態となる少なくとも1つの応力検出信号を計算することができ、

応力検出信号が応力存在状態にあるとき、重み付け係数 α の計算手段(23)が重み付

50

け係数 α を 1 にすることができることを特徴とする請求項 5 から 10 のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項 12】

応力検出手段 (22) が、
 ー 予測縦方向ジャーク (

$$\ddot{X}$$

ー) モジュールがスポーツ性情報 (IS) の関数としての規定のしきい値を超えたとき、
 あるいは補正縦方向加速度 (

10

$$\ddot{X}_{COR}$$

ー) がスポーツ性情報 (IS) の関数としての規定のしきい値を超えたとき、応力存在状態になり、そうでなければ応力不在状態になる、主縦方向応力検出信号 (SSOLL)、
 ー 主縦方向応力検出信号 (SSOLL) が応力存在状態にありかつ予測縦方向ジャーク (

20

$$\ddot{X}$$

ー) モジュールが別の予め登録されたしきい値を超えたとき、応力存在状態になり、そうでなければ応力不在状態になる、第 2 縦方向応力検出信号 (SL2)、
 ー 主縦方向応力検出信号 (SSOLL) が応力存在状態にありかつ補正縦方向加速度の変動 (

$$\ddot{X}_{COR}$$

30

ー) が所定のしきい値を超えたとき、応力存在状態になり、そうでなければ応力不在状態になる、第 3 縦方向応力検出信号 (SL3)、
 ー 予測横方向ジャーク (

$$\ddot{Y}$$

40

ー) モジュールがスポーツ性情報 (IS) の関数としての規定のしきい値を超えたとき、あるいは補正横方向加速度

$$\ddot{Y}_{COR}$$

がスポーツ性情報 (IS) の関数としての規定のしきい値を超えたとき、応力存在状態になり、そうでなければ応力不在状態になる、主横方向応力検出信号 (SSOLT)、
 ー 主横方向応力検出信号 (SSOLT) が応力存在状態にありかつ予測横方向ジャーク

50

ク（

$\ddot{Y}$

）モジュールが所定のしきい値を超えたとき、応力存在状態になり、そうでなければ応力不在状態になる第4横方向応力検出信号（ST4）、

－ 主横方向応力検出信号（SSOLT）が応力存在状態にありかつ補正横方向加速度の変動（

10

$\ddot{Y}_{COR}$

）が所定のしきい値を超えたとき、応力存在状態になり、そうでなければ応力不在状態になる第5横方向応力検出信号（ST5）

のうちの少なくとも1つの応力検出信号を計算することができ、

－ 前記応力検出信号が応力不在状態から応力存在状態に移行したとき、重み付け係数 α の計算手段（23）が重み付け係数 α を0から増加させることができることを特徴とする請求項5から10のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置。

20

【請求項13】

重み付け係数 α の計算手段（23）が、

－ 0に初期化するステップ（S10）、

－ 応力検出信号（SSOL、SL2、SL3、ST4、ST5）が応力不在状態から応力存在状態に移行する毎に中間重み付け係数 α_{INTER} を1にするステップ（S11）

－ これらの各移行の後、所定の不動時間（TMORT）の間、中間重み付け係数 α_{INTER} を1に維持するステップ（S12）、

－ この不動時間（TMORT）の後、変調時間（TMOD）の間、中間重み付け係数 α_{INTER} を0まで減少させるステップ（S13）、

30

によって、中間重み付け係数（ α_{INTER} ）を計算することができ、

主縦方向応力検出信号（SSOLL）および／または主横方向応力検出信号（SSOLT）が応力存在状態になったとき、運転者要請論理信号（SSOL）が値1になり、

負勾配リミッタ内で運転者要請論理信号（SSOL）をろ波することにより運転者要請の限定論理信号（SSOLLIMIT）が計算され、少なくとも変調時間（TMOD）中その信号が1から0に移行し、

重み付け係数 α の計算手段（23）が、中間重み付け係数 α_{INTER} に運転者要請の限定論理信号（SSOLLIMIT）を乗じることによって、重み付け係数 α を計算することができる、

ことを特徴とする請求項12に記載のサスペンションの制御装置。

40

【請求項14】

制動マスターシリンダ圧の測定装置と、予測縦方向ジャーク（

$\ddot{X}$

）を、制動マスターシリンダ圧、車輪に対する予測エンジントルク、および車両のばね上重量（MSUS）の関数として計算することができる予測縦方向ジャーク（

$$\ddot{X}$$

）の計算手段（３３）を備えることを特徴とする請求項５から１２のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項１５】

予測縦方向ジャーク（

$$\ddot{X}$$

10

）の計算手段（３３）が、マスターシリンダの制動抗力をマスターシリンダ圧の関数として与える予め登録された表または曲線から、マスターシリンダ圧（ P_{MC} ）に対応するこの制動抗力の値（ EFR ）を抽出することができ、

予測縦方向ジャーク（

$$\ddot{X}$$

20

）の計算手段（３３）が、制動抗力（ EFR ）の低域フィルタと、ろ波制動抗力（ EFR ）の微分

$$\dot{E}_{FRF}$$

を得るためのろ波制動抗力（ EFR ）の微分器とを備え、
予測縦方向ジャーク（

30

$$\ddot{X}$$

）の計算手段（３３）が、車輪に対する予測エンジントルク（ C_R ）を車輪の予め登録された平均半径（ $R_{ moy}$ ）で割った値に等しい、車輪に対する予測エンジン抗力（ EMR ）を計算することができ、予測縦方向ジャーク（

$$\ddot{X}$$

40

）の計算手段（３３）が、車輪に対するこの予測エンジン抗力（ EMR ）の低域フィルタと、ろ波エンジン抗力（ EFR ）の微分

$$\dot{E}_{MRF}$$

を得るための予測ろ波エンジン抗力（ EMR ）の微分器とを備え、
予測縦方向ジャーク

$$\ddot{X}$$

が

$$\ddot{X} = \frac{\dot{E}_{FRF} + \dot{E}_{MRF}}{MTOT}$$

10

（式中、MTOTは車両の所定総重量MTOTである）に等しいことを特徴とする請求項14に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項16】

車両速度（VVH）の測定手段と、車両速度（VVH）におけるエンジン回転速度 ω_{MOT} の計算手段と、式

$$C_R = C_M \cdot R_{EMBR}(i)$$

（ただし、 $R_{EMBR}(i) = \omega_{MOT} / \omega_{ROUE}$ であり、

式中、 $R_{EMBR}(i)$ は、番号*i*を有するクラッチ比であり、 ω_{ROUE} は車輪の回転速度であり、 C_M は所定のエンジントルクである）

に従って車輪に対する予測エンジントルク C_R を計算する手段（40）とを備えることを特徴とする請求項15に記載のサスペンションの制御装置。

20

【請求項17】

予測横方向ジャーク

$$\ddot{Y}$$

を、ばね上重量（MSUS）、フロントとリアの間の重量配分値（RMAR）、車両速度VVH、およびハンドルの回転速度

30

$$\dot{\delta}$$

の関数として、式

$$\ddot{Y} = \frac{D\dot{\delta}VVH^2}{e(1+K.VVH^2)}$$

（式中、Dは車両のハンドルの所定の減速比であり、eは車両の所定のホイールベースであり、Kは、フロントとリアの間の重量配分値（RMAR）およびばね上重量（MSUS）の関数として計算されたオーバーステアリングゲインの定数である）に従って計算することができる、予測横方向ジャーク（

40

$$\ddot{Y}$$

）の計算手段（32）を備えることを特徴とする請求項4から16のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項18】

— 車両速度（VVH）の測定手段と、

50

ー 各車輪（A、B、C、D）ごとに、車体（2）に対する車輪の変位のセンサ（CAP-DEB）と、

ー 車両のフロント静的姿勢（ASav）およびリア静的姿勢（ASar）を、変位センサ（CAP-DEB）から供給される変位の測定値（DEBF）の関数として計算する手段（20）と、

ー フロントみかけ動的質量（MDAAV）およびリアみかけ動的質量（MDAAR）を、変位センサ（CAP-DEB）から供給される変位の測定値（DEB）の関数として計算する手段（20）と、

ー フロント空力バイアス（BAAV）およびリア空力バイアス（BAAR）を、車両速度（VVH）の関数として計算する手段（20）と、

ー 車両のばね上重量（MSUS）ならびに車両のフロントとリアの間の重量配分値（RMAvAr）を、フロントみかけ動的質量（MDAAV）およびリアみかけ動的質量（MDAAR）、フロント空力バイアス（BAAV）およびリア空力バイアス（BAAR）の関数として計算する手段（20）と

を備えることを特徴とする請求項6から10、13から17のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項19】

車両のフロント静的姿勢（ASav）およびリア静的姿勢（ASar）を計算する手段（20）が、フロント静的姿勢（ASav）およびリア静的姿勢（ASar）を、それぞれ前輪（A、B）および後輪（C、D）の変位（DEB）の平均変位（DEBAVMOY）を低域フィルタでろ波したものとして計算することができ、次いでろ波された平均変位にフロントおよびリア姿勢の偏移定数が付加されることを特徴とする請求項18に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項20】

フロントおよびリアみかけ動的質量（MDAAV、MDAAR）を計算する手段（20）が、

ー それぞれ前輪（A、B）および後輪（C、D）の変位（DEB）の平均変位に等しいフロントおよびリア相対変位を計算し、次いでそれぞれフロントおよびリア変位定数を加える手段と、

ー フロントばね動的たわみ抗力EDFAVをフロント相対変位の関数として与える登録された表または曲線からそれぞれフロントばね動的たわみ抗力EDFAVおよびリアばね動的たわみ抗力EDFARを抽出する手段と、

ー 式

$$MDAAV = (EDFAV \cdot 2 / g) + \text{フロント定数}$$

$$MDAAR = (EDFAR \cdot 2 / g) + \text{リア定数}$$

（式中、gは重力加速度定数＝9.81m・s⁻²である）に従って、それぞれフロントみかけ動的質量MDAAVおよびリアみかけ動的質量MDAARを計算する手段と

を備えることを特徴とする請求項18および19のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項21】

車両のばね上重量（MSUS）および車両のフロントとリアの間の重量配分値（RMAvAr）を計算する手段（20）が、それぞれフロントばね上重量（MSUSAV）およびリアばね上重量（MSUSAR）を求めるために、フロントみかけ動的質量（MDAAV）およびリアみかけ動的質量（MDAAR）とフロント空力バイアス（BAAV）およびリア空力バイアス（BAAR）の合計の低域フィルタ（PB1、PB2）を少なくとも1つ備え、

ばね上重量（MSUS）が、フロントばね上重量（MSUSAV）とリアばね上重量（MSUSAR）の合計に等しく、

車両のフロントとリアの間の重量配分値（RMAvAr）が、フロントばね上重量（MSUSAV）を車両のばね上重量（MSUS）で割った値に等しい

10

20

30

40

50

ことを特徴とする請求項 18 から 20 のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項 22】

開口部情報（IO）の入力手段を備え、

車両のばね上重量（MSUS）および車両のフロントとリアの間の重量配分値（RMAvAr）を計算する手段が、それぞれフロントばね上重量（MSUSAV）およびリアばね上重量（MSUSAR）の連続する値を登録することができ、

— 車両速度（VVH）が所定の下側しきい値（VVH1）と所定の上側しきい値（VVH2）の間に含まれない、

— 開口部情報（IO）が、車両のこの開口部が開いていることを示し、車両速度（VVH）が規定のしきい値（VVH3）より高くない、 10

— それぞれフロントばね上重量（MSUSAV）およびリアばね上重量（MSUSAR）の先に登録された値（MSUSEAVF（n-1））と、その次の値（MSUSEAVF（n））の差が絶対値で規定の差（Δ）以下である

の条件のうちの少なくとも 1 つが実現されたとき、前記その次の値ではなく、先に登録された、それぞれフロントばね上重量（MSUSAV）およびリアばね上重量（MSUSAR）の値を保持することができることを特徴とする請求項 21 に記載のサスペンションの制御装置。

【請求項 23】

車体（2）、車輪（A、B、C、D）、車輪（A、B、C、D）上の車体（2）のサスペンション（S）、および請求項 1 から 22 のいずれか一項に記載のサスペンション（S）の制御装置を含む自動車（1）。 20

【請求項 24】

自動車を実現する方法であって、

自動車が、車輪、車体、車輪上に車体の少なくとも 1 つの可変減衰ショックアブソーバを有するサスペンション、およびサスペンション制御装置を具備し、制御装置が、サスペンションの前記少なくとも 1 つのショックアブソーバ（AM）のアクチュエータ（M）の制御量（ER）を計算することができる少なくとも 1 つのコンピュータ（CSS）を有し、

車両にコンピュータ（CSS）を取り付ける段階を含む、方法において、 30

請求項 1 から 22 のいずれか一項に記載のサスペンションの制御装置の計算手段を用いるプログラム命令を含む少なくとも 1 つのプログラムに従ってコンピュータをプログラミングする少なくとも 1 つの段階を含むことを特徴とする方法。

【請求項 25】

請求項 1 から 22 のいずれか一項に記載のサスペンション制御装置内で走らせるとき、ショックアブソーバの少なくとも 1 つの第 1 設定モーダル抗力 F1 を、車体の少なくとも 1 つの絶対モーダル速度（V_{mod}）の関数として計算し、ショックアブソーバの第 2 設定モーダル抗力 F2 を、車輪の平均面に対する車体の少なくとも 1 つの相対モーダル速度（V_{mod2}）の関数として計算し、車両に対する少なくとも 1 つの応力を検出し、第 1 設定モーダル抗力 F1 と第 2 設定モーダル抗力 F2 の重み付け係数 α を計算し、式 40

$$F = (1 - \alpha) \cdot F1 + \alpha \cdot F2$$

（式中、重み付け係数 α は 0 以上、1 以下であり、通常は 0 であり、少なくとも検出された応力が規定のしきい値を超えたとき、値 1 になる）に従ってショックアブソーバの設定モーダル抗力を計算し、サスペンション（S）の少なくとも 1 つの可変ショックアブソーバ（AM）のアクチュエータ（M）の制御量（ER）を、ショックアブソーバの前記設定モーダル抗力（F）の関数として計算するためのプログラム命令を含む、コンピュータ（CSS）制御用情報処理プログラム。

【発明の詳細な説明】

【発明の開示】

【0001】

本発明は自動車のサスペンションの制御装置に関する。

【0002】

本発明の適用分野は、ばねサスペンション、ハイドロニューマチックサスペンション、あるいはその他の種類のサスペンションを有する自動車に関する。

【0003】

これらのサスペンションは、車両に搭載されたコンピュータによって制御されるアクチュエータによって調節可能な可変減衰則ショックアブソーバを各車輪上に有する。

【0004】

コンピュータはセンサから供給される測定値を入力部で受け取り、これらの測定値を基にして、ショックアブソーバのアクチュエータの1つまたは複数の制御量を計算する。

10

【0005】

コンピュータは特に、たとえば垂直方向のモーダルポンピング加速度、縦軸周りのモーダルロール加速度および横軸周りのモーダルピッチ加速度など、走行中に車体が受ける加速度を考慮に入れる。

【0006】

コンピュータは積分により車体の対応するモーダル速度を計算する。

【0007】

コンピュータが、ポンピング時の垂直モーダル速度、ロール時のモーダル角速度、ピッチ時のモーダル角速度を0に向かわせるように制御を実施する装置が知られているが、この論理は一般に「Skyhook」と呼ばれ、車内の人間の快適性を向上させるものでなければならない。

20

【0008】

これらの装置についての問題の1つは、これらの装置では車両のロードホールディングが常に保証されるとは限らないことである。

【0009】

実際、大きな応力のように状況によっては、Skyhook型の論理によって制御されるサスペンションは、タイヤへの垂直抗力を犠牲にして作動する。たとえば、地面のこぶでは、Skyhookは、垂直抗力を犠牲にして快適性を優先させるために、何よりもショックアブソーバの柔らかさを優先する。

【0010】

30

同様に、車両の運転者から課される要請は、地面から来る車体に向けての抗力を全くまたはほとんど上昇させず、したがって安心感がほとんど感じられず、あるいは運転者に、自分の行動が車両に対して効果がなかった印象を与える。

【0011】

したがって、車体の保持に重きを置きつつSkyhook論理によってもたらされる快適性もそれほど損ねずに道路プロファイルを車体が追跡するようにする論理の必要性が存在する。

【0012】

実際、車体が道路プロファイルしか追跡しないような論理は、道路の凹凸が全て車体および運転者に直接伝達されるので、サスペンションの快適性における諸要件に合致しなくなるであろう。

40

【0013】

本発明は、先行技術の欠点を解消し、Skyhook論理と車体保持論理の間のトレードオフを行うサスペンション制御装置を得ることを目的とする。

【0014】

特に、本発明による制御装置内で用いられる論理は、ポンピング、ロール、ピッチなど、少なくとも1つの車体モードを処理しなければならない。

【0015】

このために、本発明の第1の目的は、車輪上の自動車の車体のサスペンションの制御装置であって、サスペンションの少なくとも1つの可変ショックアブソーバのアクチュエー

50

タの制御量を、車両上で推定される少なくとも1つの車体モーダル速度の関数として計算されるショックアブソーバのモーダル設定抗力の関数として計算する手段を有するコンピュータを備えるサスペンション制御装置において、

- ー ショックアブソーバの第1設定モーダル抗力F1を、車両上で推定される、車体の少なくとも1つの絶対モーダル速度の関数として計算する第1手段と、
- ー ショックアブソーバの第2設定モーダル抗力F2を、車両上で推定される、車輪の平均面に対する車体の少なくとも1つの相対モーダル速度の関数として計算する第2手段と
- ー 車両に対する少なくとも1つの応力を検出する手段と
- ー 第1設定モーダル抗力F1と第2設定モーダル抗力F2の重み付け係数 α を計算し、それにより式

$$F = (1 - \alpha) \cdot F1 + \alpha \cdot F2$$

(式中、重み付け係数 α は0以上、1以下であり、通常は0であり、少なくとも検出された応力が規定のしきい値を超えたとき、値1になる)に従ってショックアブソーバの設定モーダル抗力Fを計算する手段と

を備えることを特徴とするサスペンションの制御装置である。

【0016】

本発明によれば、第1計算手段は、第1のSkyhook論理、すなわち快適性論理を実施する。

【0017】

第2計算手段は、第2のRoadhook型論理、すなわち道路のプロフィールを追跡する論理を実施し、この論理は、車体保持論理または挙動論理とも呼ばれる。

【0018】

デフォルトでは、すなわち大半の時間は、第1の快適性論理が用いられる。第2の車体保持論理は、大きな応力が検出されたとき、一時的に第1の快適性論理の代りになる。

【0019】

本発明の第2の目的は、車体、車輪、車輪上の車体のサスペンション、および上記のようなサスペンション制御装置を含む自動車である。

【0020】

本発明の第3の目的は、自動車を実現する方法であって、自動車が、車輪、車体、車輪上に車体の少なくとも1つの可変減衰ショックアブソーバを有するサスペンション、およびサスペンション制御装置を具備し、制御装置が、サスペンションの前記少なくとも1つのショックアブソーバのアクチュエータの制御量を計算することができる少なくとも1つのコンピュータを有し、

車両にコンピュータを取り付ける段階を含む、方法において、

上記のようなサスペンション制御装置の計算手段を用いるプログラム命令を含む少なくとも1つのプログラムに従ってコンピュータをプログラミングする少なくとも1つの段階を含むことを特徴とする方法である。

【0021】

本発明の第4の目的は、上記のようなサスペンション制御装置内で走らせるとき、ショックアブソーバの少なくとも1つの第1設定モーダル抗力F1を、車体の少なくとも1つの絶対モーダル速度の関数として計算し、ショックアブソーバの第2設定モーダル抗力F2を、車輪の平均面に対する車体の少なくとも1つの相対モーダル速度の関数として計算し、車両に対する少なくとも1つの応力を検出し、第1設定モーダル抗力F1と第2設定モーダル抗力F2の重み付け係数 α を計算し、式

$$F = (1 - \alpha) \cdot F1 + \alpha \cdot F2$$

(式中、重み付け係数は0以上、1以下であり、通常は0であり、少なくとも検出された応力が規定のしきい値を超えたとき、値1になる)に従ってショックアブソーバの設定モーダル抗力Fを計算し、サスペンションの少なくとも1つの可変ショックアブソーバのアクチュエータの制御量を、ショックアブソーバの前記設定モーダル抗力の関数として計算するためのプログラム命令を含む、コンピュータ制御用情報処理プログラムである。

10

20

30

40

50

【0022】

本発明は、専ら非限定的例として示し添付の図面を参照して行う以下の説明を読むことにより、よりよく理解されよう。

【0023】

図1から図3において、車両1は、4つの車輪、すなわち左前輪A、右前輪B、右後輪C、左後輪D上に取り付けられた車体2を含む。

【0024】

各車輪A、B、C、Dは、その独自のストッパ間ばねサスペンションRシステムSによって車体2に連結されるが、これはハイドロニューマチックサスペンションとすることもできる。

【0025】

各サスペンションシステムSは、オンボードコンピュータCSSによって制御されるアクチュエータMを具備するショックアブソーバAMを含む。

【0026】

このアクチュエータMはたとえば、ショックアブソーバAM内のオイルの通過断面積を変えることができるモータである。したがって、ショックアブソーバ内のオイルの各通過断面積に対し、ショックアブソーバとは異なる減衰則が対応する。この減衰則は、減衰状態とも呼ばれ、曲線、数値表、数式、その他の形態で記憶される。図15はこれらの減衰則ERを示しており、そこでは各減衰則は、ショックアブソーバAMの変位速度VDEBに応じてこのショックアブソーバから車体側に加えられる力の所定の曲線であり、変位速度が一定であるとする、法則がきついほど、力が大きくなる。減衰状態ERは、減衰状態がよりきつくなる、すなわち一定の変位速度VDEBのとき減衰力が大きくなる順に番号が付与される。したがって最小の減衰状態は、最小のきつさを有する、すなわち各変位速度VDEBに対する最小値以上の減衰力に対応する減衰状態に相当する。

【0027】

有用な信号（車両速度、ABS制御、制動システムから供給される横方向加速度および縦方向加速度、ユーザーとのインタフェース（インテリジェントサーボ制御ボックス）から供給される運転者が要求するスポーツ性など）の大部分を回収するためにコンピュータCSSが車両のネットワークCANに接続される。またコンピュータは、各瞬間の車の動きを知るために自前のセンサを使用する（センサと直接電線で接続する）。さらにコンピュータは、自身が制御を行うアクチュエータにも接続される。

【0028】

モータは、ショックアブソーバAMが一定数Nの離散減衰則を有するステッピングモータとするか、ショックアブソーバAMが無限の減衰則を有する位置サーボ制御直流モータとすることができる。

【0029】

たとえばステッピングモータ方式アクチュエータは9つの異なる安定位置をとることができ、それにより、ソフトからハードまで9つの減衰則を得ることができる。実際、オイルの通過断面積が小さいほど、減衰抗力は大きくなり、減衰はハードになる。

【0030】

安定な則も不安定な則も存在し得る。安定な則の場合、ステッピングモータがその角度設定値を見い出すようステッピングモータを制御するだけでよい。安定な則のアクチュエータは、制御が終了すれば、たとえ電源が供給されなくなってもこの位置に留まる。反対に、不安定な則の場合、モータはこの則内に留まるためには、電源が供給されたままの状態に維持しなければならない。たとえば、一実施形態においては、安定な則と不安定な則の双方があり、不安定な則はたとえば連続する2つの安定な則の間に位置する。たとえば図15では安定な則が9個、不安定な則が8個ある。別の実施形態では、たとえば16個など、全ての則が安定である。

【0031】

各アクチュエータMは、アクチュエータMの複数の位置のうちから1つの位置を選択し

10

20

30

40

50

て、この位置に対応する所定の減衰則を課す、制御量 E R をコンピュータ C S S から受け取るために、このコンピュータに接続された制御入力部 C O M を有する。

【 0 0 3 2 】

本発明によれば、車両の車輪 A、B、C、D のうちの少なくとも 1 つ上、好ましくは各車輪 A、B、C、D 上に変位センサ C A P − D E B が設けられる。したがって各センサ C A P − D E B は、車体 2 に対する車輪の変位 D E B を測定する。

【 0 0 3 3 】

車輪変位センサ C A P − D E B はたとえば角度によるものであり、車輪の回転軸と車体 2 との間の角度の瞬間値を示す。たとえば図 1 から図 1 8 では、各変位センサ C A P − D E B は、車体 2 に固定されたたとえばハウジングのような固定部分 C A P F と、車輪に固定された要素に結合された可動部分 C A P M とを含む。コネクティングロッド B I E L は可動部分 C A P M を固定部分 C A P F に連結し、車体 2 に対して車輪が上昇または下降するとき、固定部分 C A P F に含まれる角度測定装置 M E S を回転させる。可動部分 C A P M はたとえば車輪の回転軸 A X の支持要素 S U P 上に固定される。この支持要素 S U P は車体 2 に対してほぼ縦方向の軸 S U P L 周りで可動である。可動要素 C A P M は回転軸 S U P L から距離をおいたところにある支持要素 S U P 上に固定される。

【 0 0 3 4 】

車輪 A、B、C、D の変位の測定値 D E B は、センサ C A P − D E B から、対応する入力部 E − D E B を含むコンピュータ C S S に送られる。

【 0 0 3 5 】

モーダル加速度

コンピュータ C S S は、車輪の変位の測定値 D E B を基にして、車体のポンピング時のモーダル加速度

$$\ddot{z}G$$

、ロール時のモーダル角加速度

$$\ddot{\theta}$$

、およびピッチ時のモーダル角加速度

$$\ddot{\phi}$$

を、次式に従って計算する。

$$\begin{cases} \ddot{z}G = \frac{FA + FB + FC + FD}{M} \\ \ddot{\theta} = \frac{\frac{v}{2}(FB + FC - FA - FD) + C_{BAD} + C_{\theta}}{I_{\theta}} \\ \ddot{\phi} = \frac{(e - lg)(FC + FD) - lg(FA + FB) + C_{\phi}}{I_{\phi}} \end{cases}$$

(式中、G は車体 2 の重心であり、 $\ddot{z}G$ は上向き垂直方向 Z における G の高さであり、 θ は、G を通り後方から前方に向いた長手方向軸 X 周りで車体 2 のロール角であり、 ϕ は、G を通り右から左に向いた横方向軸周りで車体 2 のピッチ角であり、軸 X、Y、Z は

正規直交系を形成する。

【0036】

F A、F B、F C、F Dは、車輪A、B、C、DからそれらのサスペンションSを介して車体2にそれぞれ加えられる力であり、

v は車体2のトレッド、すなわち右輪と左輪との間の横方向における距離であり、

e は車両のホイールベースであり、

l_g は重心Gと前輪AおよびBの横方向軸の間の長手方向における距離であり、

Mは、車両に乗客がない場合の車体2の所定の質量であり、

I_θ はロール時の慣性モーメントであり、 I_ϕ はピッチ時の慣性モーメントであり、

C B A Dは、アンチロールバーB A Dから車体2に加えられるトルクであり、

C_θ はロールトルクであり、 C_ϕ はピッチトルクである)

10

【0037】

以下、本発明による制御方法を使用する種々の計算手段について説明する。

【0038】

コンピュータC S S内のモーダル加速度の計算方法はたとえば図4および図5に示すモジュール10が使用する。

【0039】

図に示すモジュラーブロックは、任意の適当な自動手段、特にソフトウェアによってコンピュータC S S内で使用される。

【0040】

20

モジュール10は、車輪の変位の測定値D E Bを入力部で受け取って、モーダル加速度

$$\ddot{z}_G, \ddot{\theta} \text{ 及び } \ddot{\phi},$$

を計算する第1の手段C A Lを含む。

【0041】

手段C A Lは、

- アンチロールバーB A Dによって発生するトルク $C_{B A D}$ の推定器11と、
 - 各車輪A、B、C、Dから車体2に加えられる力F A、F B、F C、F Dの推定器12と、
 - 手段C A Lの入力部に供給される変位の測定値D E Bのフィルタ13と
- を含む。

30

【0042】

フィルタ13は、センサC A P—D E Bから供給される変位の測定値D E Bの低周波を除去する。

【0043】

このフィルタ13は、たとえば、0.2 Hz以上の低域遮断周波数を有する高域フィルタを含む。したがってフィルタ13は、たとえば、通過帯域において十分に一定の位相を保持することができる、たとえば8 Hz以上の高域遮断周波数をさらに有する帯域フィルタで作製される。

40

【0044】

車輪の変位の測定値D E Bを基にしてフィルタ13の出力部に供給されるろ波された車輪の変位D E B Fは、推定器11の入力部ならびに推定器12の別の入力部に送られる。フィルタ13は、センサC A P—D E Bからそれぞれの車輪A、B、C、Dに供給される4つの変位測定値D E B (A)、D E B (B)、D E B (C)、D E B (D)を基にして、4つのろ波された変位測定値D E B F (A)、D E B F (B)、D E B F (C)、D E B F (D)を供給する。

【0045】

50

アンチロールバー

推定器 11 は、アンチロールバーのトルク $C_{B A D}$ を、フィルタ 13 から供給されるろ波された変位の値 $D E B F$ の関数として以下のように計算する：

－ 左前輪の場合：

$$C_{B A D}(A) = (D E B F(A) - D E B F(B)) \cdot (K b a d a v) / v^2、$$

－ 右前輪の場合：

$$C_{B A D}(B) = -C_{B A D}(A)$$

－ 左後輪の場合：

$$C_{B A D}(D) = (D E B F(D) - D E B F(C)) \cdot (K b a d a r) / v^2、$$

－ 右後輪の場合：

$$C_{B A D}(C) = -C_{B A D}(D)$$

(式中、 $K b a d a v$ は、フロントアンチロールバー $B A D$ の剛性に対応する所定のパラメータであり、

$K b a d a r$ は、図示しないリアアンチロールバーの剛性に対応する所定のパラメータである)

【0046】

サスペンションの抗力

サスペンションの抗力の推定器 12 は、ろ波された変位 $D E B F$ のための入力部、非ろ波変位 $D E B$ のための入力部、アクチュエータの実状態 $E R$ 、すなわちアクチュエータが現在使用している減衰則 $E R$ のための入力部であってこの実状態およびその変化がたとえば記憶される入力部、前輪への静的抗力 $D E A V$ 、および後輪への静的抗力 $D E A R$ を含む。

【0047】

次に、左前輪 A へのサスペンションの抗力 $F A$ を計算するために、例として、図 5 においてこの推定器 12 について説明する。もちろん、他の抗力 $F B$ 、 $F C$ 、 $F D$ についても計算は同様であり、専ら車輪 A のみに関する値を車輪 B 、 C または D に対応する値に置き換えることによって行われる。

【0048】

推定器 12 内では、車輪 A 上のセンサ $C A P - D E B$ によって測定された変位 $D E B(A)$ が、変位 $D E B(A)$ の通過帯域を制限する低域フィルタ $P B$ に送られ、このフィルタに続いて、車輪 A に関する変位速度 $V D E B$ を得るための微分モジュール $D E R$ がある。車輪の変位速度 $V D E B$ は推定器 12 およびモジュール 10 の出力部に供給される。

【0049】

ショックアブソーバ $A M$ によって車体 2 に加えられる減衰力 $F A M$ の計算モジュール $M F A M$ は、当該車輪の実状態 $E R$ および変位速度 $V D E B$ を入力部において受け取る。ショックアブソーバ $A M$ の減衰則はたとえば事前に記憶するか、状態 $E R$ が指定された時点で再計算することができる。各減衰則 $E R$ により、変位速度 $V D E B$ を、ショックアブソーバ $A M$ によって加えられる減衰力 $F A M$ の関数として計算または決定することが可能となり、逆も可能である。モジュール $M F A M$ は、状態 $E R$ を基にして車輪 A のショックアブソーバ $A M$ に対する現在有効な減衰則を求め、たとえば、則の曲線の読み取りによって、選択されたこの則に関する車輪 A の変位速度 $V D E B(A)$ から、車輪 A の減衰力 $F A M$ を求める。

【0050】

車輪 A のショックアブソーバ $A M$ の乾燥摩擦力 $F S E C$ の別の計算モジュール $M F S E C$ は、車輪の変位速度 $V D E B$ も入力部で受け取り、次式により乾燥摩擦力 $F S E C$ を計算する：

$$F s e c = (F s A v) \cdot \tanh(V D E B / 10^{-2})$$

(式中、 $V D E B$ の単位は $c m / 秒$ であり、 $F s A v$ は試験台で予め計算された前輪の乾燥摩擦係数であり、たとえばおよそ 200 ニュートンに等しい)

【0051】

この摩擦係数は、後輪に関する摩擦係数 F_{sAr} で置き換えられる。

【0052】

静的特性の推定器

静的姿勢 AS の計算モジュール MAS は、4 輪 A 、 B 、 C 、 D の変位 DEB を入力部で受け取り、これらの変位から、水平な地面上に車両が停止しているときのサスペンションの静的安定位置 S を表す静的姿勢 AS を計算する。このモジュール MAS はフロント静的姿勢 AS_{av} およびリア静的姿勢 AS_{ar} を計算する。フロント静的姿勢 AS_{av} はたとえば、前輪 A 、 B の変位 DEB の平均変位 $DEBAVMOY$ （ハーフサム）を、たとえば二次 $Butterworth$ タイプの低域フィルタでろ波したものと計算され、次いで、このろ波平均変位にフロント姿勢の偏移定数が付加される。リア静的姿勢 AS_{ar} はたとえば、後輪 C 、 D の変位 DEB の平均変位 $DEBARMOY$ （ハーフサム）を、たとえば二次 $Butterworth$ タイプの低域フィルタでろ波したものと計算され、次いで、このろ波平均変位にリア姿勢の偏移定数が付加される。リア静的姿勢 AS_{ar} はたとえば、後輪 C 、 D の変位 DEB の平均変位 $DEBARMOY$ （ハーフサム）を、たとえば二次 $Butterworth$ タイプのローパスフィルタでろ波したものと計算され、次に、このろ波平均変位にリア姿勢のシフト定数が付加される。変位センサ $CAP-DEB$ はこの静的姿勢 AS を基準とする変位を測定するように較正されているものと仮定する。加算器 $AD1$ は車輪 A のろ波済み変位 $DEBF-A$ を車輪 A について計算された静的 AS すなわちフロント静的姿勢に加算して、車輪 A に対するばね R の実長を得る。

【0053】

静的姿勢 AS の計算モジュール MAS はたとえば、4 輪 A 、 B 、 C 、 D の変位 DEB 、ハイドロニューマチックサスペンションの場合のフロント静的圧力およびリア静的圧力、車両速度 VVH 、開口部情報 IO を入力部で受け取る、図 6 に示すような静的特性推定器 20 の一部を成す。車両速度 VVH は、たとえば速度センサあるいはその他の任意の計算手段から供給される。

【0054】

静的特性推定器 20 は、

- ー 変位 DEB の関数としてフロントみかけ動的質量 $MDAAV$ およびリアみかけ動的質量 $MDAAR$ を計算する手段と、
- ー 車両速度 VVH の関数としてフロント空力バイアス $BAAV$ およびリア空力バイアス $BAAR$ を計算する手段と、
- ー フロントみかけ動的質量 $MDAAV$ およびリアみかけ動的質量 $MDAAR$ ならびにフロント空力バイアス $BAAV$ およびリア空力バイアス $BAAR$ の関数として車両のばね上重量 $MSUS$ ならびに車両のフロントとリアの間の重量配分値 $RMAvAr$ を計算する手段と、
- ー ばね上重量 $MSUS$ およびリアばね上重量 $MSUSAR$ の関数としてロール時の慣性モーメント I_{θ} およびピッチ時の慣性モーメント I_{ϕ} を計算する手段と、
- ー 重心 G と前輪 A 、 B の軸との間の長さ lg を計算する手段と、
- ー 静的姿勢 AS およびフロントとリアとの間の重量配分値 $RMAvAr$ の関数としてポンピング時のモーダルばね定数 k_z 、ピッチ時のモーダルばね定数 k_{ϕ} 、およびロール時のモーダルばね定数 k_{θ} を計算する手段とを含む。

【0055】

フロントみかけ動的質量 $MDAAV$ は、

- ー 前輪 A 、 B の変位 DEB の平均変位（ハーフサム）に等しいフロント相対変位を計算し、次にフロント変位定数を加え、
- ー フロント相対変位の関数としてフロントばね動的たわみ抗力 $EDFAV$ を与える登録された表または曲線からこの抗力 $EDFAV$ を抽出し、
- ー 式

$$MDAAV = (EDFAV \cdot 2 / g) + \text{フロント定数}$$

(式中、 g は重力加速度 $= 9.81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ である) によってフロントみかけ動的質量 $MDAAV$ を計算することによって計算される。

【0056】

リアみかけ動的質量 $MDARR$ は、
 ー 後輪 C、D の変位 DEB の平均変位量 (ハーフサム) に等しいリア相対変位を計算し、次にリア変位定数を加え、
 ー リア相対変位の関数としてリアばね動的たわみ抗力 $EDFAR$ を与える登録された表または曲線からこの抗力 $EDFAR$ を抽出し、
 ー 式

$MDARR = (EDFAR \cdot 2 / g) + \text{リア定数}$
 によってリアみかけ動的質量 $MDARR$ を計算することによって計算される。

【0057】

ばね動的たわみ抗力はその静的位置に対応するばねの平衡位置においては 0 であり、フロント相対変位は静的平衡位置を基準とする変位であり、抽出はたとえば表の補間によって行われるが、 $EDFAV$ 、 $EDFAR$ の登録された曲線を基にして行うこともできる。

【0058】

ハイドロニューマチックサスペンションの場合、フロント静的圧力およびリア静的圧力を用いて質量 $MDARR$ および質量 $MDAAV$ が計算される。

【0059】

kg を単位とする質量において均一なフロント空力バイアス $BAAV$ は、式 $BAAV = (CAV \cdot VVH^2) / g$ によって計算される。

(式中、 CAV はフロントの所定の空力係数である)

【0060】

kg を単位とする質量において均一なリア空力バイアス $BAAR$ は、式 $BAAR = (CAR \cdot VVH^2) / g$ によって計算される。

(式中、 CAR はリアの所定の空力係数である)

【0061】

車両のばね上重量 $MSUS$ および重量配分値 $RMAVAR$ の計算

まず、フロントアクスルのばね上重量 $MSUSEAV$ を計算する。これを行うには、図 7 および図 8 に示すように、ステップ S1 で、合計 (フロントみかけ動的質量 $MDAAV$ + フロント空力バイアス $BAAV$) を低域フィルタ PB1 によってろ波し、ろ波されたフロントアクスルのばね上重量 $MSUSEAVF$ を得る。

【0062】

次に、

ー ステップ S2 で、車両速度 VVH が所定の下側しきい値 $VVH1$ と上側しきい値 $VVH2$ との間にあるかどうかを確認し、
 ー ステップ S3 で、開口部情報 IO が「閉」であるか、あるいは車両速度 VVH が規定のしきい値 $VVH3$ より大きいかどうかを確認し、
 ー ステップ S4 で、ろ波されたフロントアクスルのばね上重量 $MSUSEAVF(n)$ とその前にメモリに登録されたその値 $MSUSEAVF(n-1)$ との差が充分である (絶対値で規定の差 Δ より大きい) かどうかを確認する。

【0063】

これらの条件が実現される場合、フロントアクスルのばね上重量 $MSUSEAV$ はろ波済みフロントアクスルばね上重量 $MSUSEAVF$ に等しいとされ、ステップ S5 でメモリ MEM 内ならびに図 7 に示すソフトウェアスイッチ COMLOG の位置に登録される。

【0064】

10

20

30

40

50

これらの条件のうちの1つ、複数、あるいは全てが実現しない場合、フロントアクスルのばね上重量MSUSEAV (n)は変化せず、直前のステップS6でメモリMEM内ならびにソフトウェアスイッチCOMLOGの他の位置に登録されたMSUSEAV (n-1)の値に等しいままである。

【0065】

次に、ステップS7で、フロントアクスルのばね上重量MSUSEAVを低域フィルタPB2によってろ波し、場合によっては、このろ波により上側しきい値より上、および下側しきい値より下で得られた値を飽和させることにより、フロントばね上重量MSUSAVを計算する。

【0066】

低域フィルタPB1およびPB2は、たとえばそれぞれが0.02Hzの遮断周波数を有する一次フィルタである。

【0067】

リアアクスルのばね上重量MSUSEARおよびリアばね上重量のMSUSARを計算する場合も、作業の進行は同様であるが、MDAAV+BAAVをMDAAR+BAARで置き換え、MSUSEAVFをMSUSEARFで置き換えて行う。

【0068】

次に、フロントばね上重量MSUSAVおよびリアばね上重量MSUSARの合計を求めることにより、車両のばね上重量MSUSが計算される。

$$MSUS = MSUSAV + MSUSAR$$

【0069】

次に、フロントばね上重量MSUSAVを車両のばね上重量MSUSで割ることにより、フロントーリア重量配分値RMAVARが計算される。

$$RMAVAR = MSUSAV / MSUS$$

【0070】

慣性モーメントの計算

ロール時の慣性モーメント I_{θ} は、次式によりリアばね上重量MSUSARの関数として計算される。

$$I_{\theta} = A_y \cdot MSUSAR + B_y$$

ただし、 $MSUSAR = (1 - RMAVAR) \cdot MSUS$

(式中、 A_y および B_y は所定のパラメータである)

【0071】

ピッチ時の慣性モーメント I_{ϕ} は、次式によりばね上重量MSUSの関数として計算される。

$$I_{\phi} = A_x \cdot MSUS + B_x$$

(式中、 A_x および B_x は所定のパラメータである)

【0072】

長さlgおよびモーダルばね定数の計算

フロントサスペンションばね定数kAVおよびリアサスペンション定数kARを計算する。

【0073】

フロントサスペンションばね定数kAVは、フロントサスペンションのばね定数をフロント静的姿勢ASavの関数として与える所定の表または曲線から、たとえば線形補間により、フロント静的姿勢ASavに対応するフロントばね定数値を差し引くことによって得られる。

【0074】

リアサスペンションばね定数kARは、リアサスペンションのばね定数をリア静的姿勢の関数として与える所定の表または曲線から、たとえば線形補間により、リア静的姿勢ASarに対応するリアばね定数値を差し引くことによって得られる。

【0075】

10

20

30

40

50

長さ l_g は次式によって計算される：

$$l_g = (1 - RMAvAr) \cdot e$$

【0076】

図4のモジュールCGIはこの長さ l_g の計算を使用し、たとえば推定器20の一部を成す。

【0077】

ポンピング時のモーダルばね定数 k_z は、フロントサスペンションばね定数 k_{AV} とリアサスペンションばね定数 k_{AR} の合計として計算される。

$$k_z = k_{AV} + k_{AR}$$

【0078】

ピッチ時のモーダルばね定数 k_ϕ は次式により計算される

$$k_\phi = k_{AV} \cdot (l_g)^2 + k_{AR} (e - l_g)^2$$

【0079】

ローリング時のモーダルばね定数 k_θ は次式により計算される

$$k_\theta = k_{badav} + k_{badar} + v^2 \cdot (k_{AV} + k_{AR}) / 4$$

【0080】

車体のモーダル加速度の計算

図5でモジュールMLRは、たわみ力をばねRの長さの関数として与える登録された表または曲線を基にして、この長さの実入力値LRに対応する絶対たわみ力FLEX-ABSを計算する。この登録されたたわみの曲線は、たとえばゴム製であって、ばねがショックアブソーバAMのストローク端でサスペンションストップにてこれらのストップを押圧したとき、より大きな抗力を車体に加えるバンプストップも考慮に入れる。

【0081】

さらに、モジュールMDEAは静的姿勢ASを入力部で受け取り、この姿勢の関数として、前輪への対応する静的たわみ抗力DEAV、ならびに後輪への対応する静的たわみ抗力DEARを計算する。

【0082】

減算器SOUTSは、計算された絶対たわみ力FLEX-ABSから、静的抗力DEAVまたはDEAR、たとえば前輪Aの場合は抗力DEAVを減算して、スプリングRおよびエンドストップによって車体2に加えられる力に対応するばねおよびバンプエンドのたわみ力FLBを得る。

【0083】

加算器AD2は、減衰力FAM、乾燥摩擦力FSECならびにスプリングおよびバンプエンドのたわみFLBを加算し、次式によって力FAを得る。

$$FA = FAM + FSEC + FLB$$

【0084】

モジュールCAL-ACCは、モジュール11によって計算されたトルク C_{BAD} 、推定器12によって計算されたサスペンション力FA、FB、FC、FD、ならびに車体質量M、ロール時の慣性モーメント I_θ 、およびピッチ時の慣性モーメント I_ϕ を入力部で受け取る。これらは、トルク C_θ および C_ϕ の影響を無視する、すなわちある実施形態において $C_\theta = 0$ かつ $C_\phi = 0$ とすることにより、モーダル加速度

$$\ddot{z}_G, \ddot{\theta} \text{ 及び } \ddot{\phi},$$

をそれらの関数として計算するために予め登録されている。

【0085】

下記の改良形態では、モーダル加速度の計算においてトルク C_θ および C_ϕ も考慮する。

10

20

30

40

50

【0086】

慣性量計算モジュールCGIは、M、 I_{θ} 、 I_{ϕ} ならびに車両のフロントとリアの間の重量配分の入力値RMAvArの関数として、たとえば、67kgの人間4人が車両の居住空間内におり28kgの荷物が後部荷室内にあるような車両の標準荷重を考慮に入れた総重量MTOT=MREF、およびモジュールCAL-ACCに入力される、重心Gと前輪A、Bの軸との間の長さlgを計算する。重量配分値RMAvArは、変位センサCAP-DEBから供給される変位DEBを用い、変位DEBの計算平均値にこれらの各値を比較することによって推定される。

【0087】

総重量MTOTおよび横方向加速度ACCTの再設定値RECTも入力部で受け取るロールトルク推定器14に横方向加速度ACCTを供給するために、車両上に加速度計CAP-ACCTが設けられる。

10

【0088】

横方向加速度計CAP-ACCTは、ロール中心CRではなく重心G上に位置する。横方向加速度の再設定値RECTは、モジュールCAL-ACCにより以下のように計算される：

$$RECT(n) = ACCT(n) - \ddot{\theta}(n-1) \cdot (HCdG - hRoulis)$$

(式中、

20

$$\ddot{\theta}$$

はロールの非正弦波モダル加速度であり、

nは現在のサイクルにおける変数の値を指し、(n-1)は1つ前のサイクルにおける変数の値を指す)

【0089】

推定器14は、以下のようにロールトルク C_{θ} を計算する：

30

$$C_{\theta} = (ACCT - RECT) \cdot (MTOT) \cdot d(G, CR)$$

(式中、 $d(G, CR) = HCdG - hRoulis$ は、重心Gとロール中心CRの間の距離であり、予め登録される)

【0090】

ピッチトルク C_{ϕ} の推定器15は、長さlg、総重量MTOT、車体内に配設された縦方向加速度計CAPLから供給される縦方向加速度ACCL、制動情報IF、およびモジュールCAL-ACCによって計算された縦方向加速度の再設定値RECLを入力部で受け取る。

【0091】

縦方向加速度の再設定値RECLは、モジュールCAL-ACCにより以下のように計算される：

40

$$RECL(n) = ACCL(n) - \ddot{\phi}(n-1) \cdot (HCdG)$$

(式中、

$$\ddot{\phi}$$

は非正弦波ピッチモダル加速度である)

50

【0092】

推定器15は、ピッチトルク C_ϕ を次式に従って計算する。

$$C_\phi = (ACC L - RECL) \cdot (MTO T) \cdot h_G + C_{\phi B}$$

$h_G = HCD G$ は、ピッチ中心CTに対する重心Gの軸Z方向の高さであり、予め登録される。

【0093】

トルク C_ϕ の成分 $C_{\phi B}$ は、Brouilhet効果によるピッチトルクの成分であり、制動情報IFの関数として計算される。決定モジュール16は、制動情報IFをマスターシリンダ圧 P_{MC} の値の関数として供給し、この値自体はブレーキのマスターシリンダ圧のセンサCAP-Pから供給される。

10

【0094】

トルク C_θ および C_ϕ の計算値はモジュールCAL-ACCに入力され、このモジュールは、これらの値および他の入力値を基にして、ポンピング時のモーダル加速度

$$\ddot{z}G$$

、ロール時のモーダル加速度

$$\ddot{\theta}$$

20

、ピッチ時のモーダル加速度

$$\ddot{\phi}$$

、ならびに再設定値RECTおよびRECLを計算し、出力部に供給する。ロール時のモーダル加速度

30

$$\ddot{\theta}$$

およびピッチ時のモーダル加速度

$$\ddot{\phi}$$

はそれぞれ2つの度ラジアン毎秒変換器C1およびC2に送られ、

40

$$\ddot{z}G$$

とともにろ波されていない3つのモーダル加速度のための出力部SACCに供給され、次に、モジュール10の出力部SACC2から外部に供給される。

【0095】

さらに、モジュール10の出力部SACCで提示されるこれら3つのモーダル加速度は、たとえば0.1Hz、0.2Hz、または0.3Hzの低域遮断周波数より下の低周波を除去するフィルタ17にそれぞれ送られる。フィルタ17はこの高域通過成分に加えて、たとえば低域通過成分を有し、その結果、帯域フィルタが形成される。フィルタ17の

50

低域遮断周波数は、モーダル加速度

$$\ddot{z}_G, \ddot{\theta} \text{ 又は } \ddot{\phi}$$

に応じて変えることができる。

【0096】

次に、フィルタ17の出力部においてろ波されたモーダル加速度は、高域フィルタを出力部に含む積分モジュール18に送られ、このモジュールは、車体のポンピング時のモーダル速度

10

$$\dot{z}_G$$

、車体のロール時のモーダル速度

$$\dot{\theta}$$

、および車体のピッチ時のモーダル速度

20

$$\dot{\phi}$$

など車体の推定モーダル速度をモジュール10の出力部に出力する。

【0097】

これらの、ポンピング時

$$\dot{z}_G$$

、ロール時

30

$$\dot{\theta}$$

、ピッチ時

$$\dot{\phi}$$

の車体のモーダル速度は、ガリレオ座標を基準とする絶対速度であり、快適性についての Skyhook 論理に関して車体の一次モーダル速度と呼ばれる。

40

【0098】

次にコンピュータCSSは、計算されたこれらのモーダル速度

$$\dot{z}_G, \dot{\theta} \text{ 及び } \dot{\phi},$$

の関数として車輪Aおよびその他の車輪B、C、DのショックアブソーバAMのアクチュエータMの制御量ERを計算し、このようにして計算された制御量ERを、その制御入力部COM上の対応するアクチュエータMに供給する。

50

【0099】

「Skyhook」型制御

以下では、快適性すなわち「Skyhook」型ショックアブソーバの制御のための、ショックアブソーバの可変減衰モーダルゲイン b_{mod} および第1設定モーダル抗力 F_{mod} について説明する。

【0100】

このSkyhook型論理は、モジュール10によって生成される、ポンピング時

$$\dot{z}G$$

10

、ロール時

$$\dot{\theta}$$

、ピッチ時

$$\dot{\phi}$$

20

の車体の一次絶対モーダル速度（以下の説明では、総称記号 V_{mod} で表す）を利用する。

【0101】

車体の運動レベルおよび車体の振動レベル

車輪の変位 DEB の関数として車体の運動レベル NMC および車体の振動レベル NTC を計算するために推定器24が設けられる。

【0102】

図9において、車体の運動レベル NMC および車体の振動レベル NTC は、推定器24により、

- ー 前輪A、Bの変位の平均 $DEBAVM OY$ を計算し、
- ー 帯域フィルタPB3によりフロント変位の平均値 $DEBAVM OY$ をろ波し、ろ波量 $DEBAVM OY F$ を得、
- ー 再構築モジュールRED内で、ろ波量 $DEBAVM OY F$ の絶対値を取得し、再構築量 $|DEBAVM OY F|$ を得、
- ー 保持モジュールMAX内で、車体の運動レベル NMC を示す再構築量 $|DEBAVM OY F|$ の最大値を保持することによって得られる。

30

【0103】

車体の運動レベル NMC を計算するには、帯域フィルタPB3は、比較的低い車体の振動周波数を通過させるように調節される。車体の運動の帯域フィルタPB3はたとえば0.5Hzから2.5Hzに調節されるのでサスペンションの共振周波数に近い。フィルタはたとえば、減衰運動レベル NMC および非減衰運動レベル NMC を得るための2つの勾配の間で選択することができる。

40

【0104】

車体の振動レベル NTC を計算するには、帯域フィルタPB3は、比較的高い車体の振動周波数を通過させるように調節される。車体の振動の帯域フィルタPB3はたとえば3Hzの低域遮断周波数および8Hzまたはそれ以上の高域遮断周波数に調節される。フィルタはたとえば、減衰振動レベル NTC および非減衰振動レベル NTC を得るための2つの勾配の間で選択することができる。

【0105】

50

保持モジュールMMA Xは、パラメータ化可能な立ち下がり勾配とパラメータ化可能な最大値保持タイマをもつことができる。最大値保持タイマは、車体の振動レベルNTCを得る場合には、車体の運動レベルNMCを得る場合よりも短くなるよう選択する。

【0106】

Skyhook設定モーダル抗力およびモーダルゲイン

式 $F_{m o d} = -b_{m o d} \cdot V_{m o d}$ に従って、可変減衰のモーダルゲイン $b_{m o d}$ および減衰の第1設定モーダル抗力 $F_{m o d}$ を計算するために推定器21が設けられる。

【0107】

したがって、

— 第1ポンピングモーダル抗力

10

$$F_{z1} = -b_z \cdot \dot{z}G$$

を計算するためのポンピングモーダルゲイン b_z

— 第1ロールモーダル抗力

$$F_{\theta 1} = -b_{\theta} \cdot \dot{\theta}$$

20

を計算するためのロールモーダルゲイン b_{θ}

— 第1ピッチモーダル抗力

$$F_{\phi 1} = -b_{\phi} \cdot \dot{\phi}$$

を計算するためのピッチモーダルゲイン b_{ϕ} がある。

【0108】

30

モーダルゲイン b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} は車輪A、B、C、Dの変位DEBの関数として可変であり、推定器21により、車輪A、B、C、Dのこれらの変位DEBの関数として前に計算された量の関数として計算される。

【0109】

モーダルゲイン b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} は、たとえば以下のような増倍係数を含めた単数または複数の増倍係数を含むことができる：

— それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の基準増倍係数 $b_{z R E F}$ 、 $b_{\theta R E F}$ 、 $b_{\phi R E F}$

— ポンピング時、ロール時、ピッチ時の減衰増倍係数 $b_{z A T T}$ 、 $b_{\theta A T T}$ 、 $b_{\phi A T T}$

40

— ポンピング時、ロール時、ピッチ時の再設定増倍係数 $b_{z R E C}$ 、 $b_{\theta R E C}$ 、 $b_{\phi R E C}$

— ポンピング時、ロール時、ピッチ時の運転タイプ増倍係数 $b_{z T Y P}$ 、 $b_{\theta T Y P}$ 、 $b_{\phi T Y P}$

【0110】

図6に示す実施形態においては、推定器21は以下の数値を入力部において受け取る：

— 推定器24から供給される車体運動レベルNMC

— 推定器24から供給される車体振動レベルNTC

— 車両速度V V H

— 推定器24から供給されるモーダルばね定数：ポンピング時モーダルばね定数 k_z 、

50

ロール時モーダルばね定数 k_{θ} 、およびピッチ時モーダルばね定数 k_{ϕ}

ー モジュール 10 から供給されるモーダル速度 V_{mod} ：車体ポンピング時モーダル速度

$\dot{z}G$

、ロール時モーダル速度

$\dot{\theta}$

10

、およびピッチ時モーダル速度

$\dot{\phi}$

ー 推定器 20 から供給されるモーダル慣性モーメント：ロール時慣性モーメント I_{θ} およびピッチ時慣性モーメント I_{ϕ}

ー 推定器 20 から供給されるばね上重量 $MSUS$

ー 運転者によりスポーツ運転位置またはスポーツ運転不在位置において車両のダッシュボードの対応するボタンが押されたのに応じて、スポーツ性不在ブル状態 0 または他のスポーツ性ブル状態 1 になることができるスポーツ性情報 IS

20

【0111】

各モーダルゲイン b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} について、それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の基準増倍係数 b_{zREF} 、 $b_{\theta REF}$ 、 $b_{\phi REF}$ は、基準増倍係数を車両速度の関数として与える予め登録された基準表または曲線から、たとえば直線補間により、車両の速度の入力値 V_{VH} に対応する基準増倍係数の値 b_{zREF} 、 $b_{\theta REF}$ 、 $b_{\phi REF}$ を抽出することによって得られる。

【0112】

各モーダルゲイン b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} について、それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の減衰増倍係数 b_{zATT} 、 $b_{\theta ATT}$ 、 $b_{\phi ATT}$ は、

30

ー 式

$$R_z = NTC - \beta_z \cdot NMC$$

$$R_{\theta} = NTC - \beta_{\theta} \cdot NMC$$

$$R_{\phi} = NTC - \beta_{\phi} \cdot NMC$$

(式中、 β_z 、 β_{θ} 、 β_{ϕ} は、2つのレベル NMC および NTC の間の比を調節することが可能な予め登録されたパラメータであり、これらのパラメータ β_z 、 β_{θ} 、 β_{ϕ} はたとえば 0.5 から 1 の間に調節される)に従って、

ー 車体の運動レベル NMC および車体の振動レベル NTC の関数として、それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の抵抗 R_z 、 R_{θ} 、 R_{ϕ} を計算し、

40

ー 減衰増倍係数 b_{zATT} 、 $b_{\theta ATT}$ 、 $b_{\phi ATT}$ を、それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の抵抗の関数として与える予め登録された表または曲線から、たとえば直線補間により、抵抗 R_z 、 R_{θ} 、 R_{ϕ} の計算値に対応する減衰増倍係数の値 b_{zATT} 、 $b_{\theta ATT}$ 、 $b_{\phi ATT}$ を抽出することによって得られる。

【0113】

それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の減衰増倍係数 b_{zATT} 、 $b_{\theta ATT}$ 、 $b_{\phi ATT}$ は、

ー 式

$$b_{zATT} = 1 / (1 + a_z \cdot R_z)$$

50

$$b_{\theta A T T} = 1 / (1 + a_{\theta} \cdot R_{\theta})$$

$$b_{\phi A T T} = 1 / (1 + a_{\phi} \cdot R_{\phi})$$

(式中、 a_z 、 a_{θ} 、 a_{ϕ} は予め登録されたパラメータである)

によって得られる。

【0114】

得られた $b_{z A T T}$ 、 $b_{\theta A T T}$ 、 $b_{\phi A T T}$ の値は、たとえば、関係する抵抗 R_z 、 R_{θ} 、 R_{ϕ} が規定のしきい値より大きい場合にしか採用されない。関係する抵抗 R_z 、 R_{θ} 、 R_{ϕ} がこの規定のしきい値以下である場合、減衰増倍係数 $b_{z A T T}$ 、 $b_{\theta A T T}$ 、 $b_{\phi A T T}$ として 1 が採用される。

【0115】

各モーダルゲイン b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} について、それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の再設定増倍係数 $b_{z R E C}$ 、 $b_{\theta R E C}$ 、 $b_{\phi R E C}$ は、
一 式

$$b_{z R E C} = \sqrt{\frac{k_z \cdot MSUS}{k_{z R E F} \cdot M R E F}}$$

$$b_{\theta R E C} = \sqrt{\frac{k_{\theta} \cdot I_{\theta}}{k_{\theta R E F} \cdot I_{\theta R E F}}}$$

$$b_{\phi R E C} = \sqrt{\frac{k_{\phi} \cdot I_{\phi}}{k_{\phi R E F} \cdot I_{\phi R E F}}}$$

(式中、 $k_{z R E F}$ は、ポンピング時の基準ばね定数で、一定であり、

$k_{\theta R E F}$ は、ロール時の基準ばね定数で、一定であり、

$k_{\phi R E F}$ は、ピッチ時の基準ばね定数で、一定であり、

$I_{\theta R E F}$ は、ロール時の基準慣性モーメントで、一定であり、

$I_{\phi R E F}$ は、ピッチ時の基準慣性モーメントで、一定であり、

$k_{z R E F}$ 、 $k_{\theta R E F}$ 、 $k_{\phi R E F}$ 、 $M R E F$ 、 $I_{\theta R E F}$ 、 $I_{\phi R E F}$ は、たとえば、67 kg の人間 4 人が車両の居住空間内にあり 28 kg の荷物が後部荷室内にある、車両の標準荷重に対応する予め登録されたパラメータである) に従って得られる。

【0116】

各モーダルゲイン b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} について、それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の運転タイプの増倍係数 $b_{z T Y P}$ 、 $b_{\theta T Y P}$ 、 $b_{\phi T Y P}$ は、スポーツ性情報 I_S がスポーツ性ブル状態 1 にある場合には、予め登録されたスポーツ性のゲイン $G S_z$ 、 $G S_{\theta}$ 、 $G S_{\phi}$ に等しく、スポーツ性情報 I_S がスポーツ性不在ブル状態 0 にある場合には、1 に等しい。

【0117】

モーダルゲイン b_z 、 b_{θ} 、 b_{ϕ} は、式

$$b_z = b_{z R E F} \cdot b_{z A T T} \cdot b_{z R E C} \cdot b_{z T Y P}$$

$$b_{\theta} = b_{\theta R E F} \cdot b_{\theta A T T} \cdot b_{\theta R E C} \cdot b_{\theta T Y P}$$

$$b_{\phi} = b_{\phi R E F} \cdot b_{\phi A T T} \cdot b_{\phi R E C} \cdot b_{\phi T Y P}$$

によって、増倍係数の関数として計算される。

【0118】

ポンピング第 1 モーダル抗力 $F_{z 1}$ 、ロール第 1 モーダル抗力 $F_{\theta 1}$ 、ピッチ第 1 モーダル抗力 $F_{\phi 1}$ が計算されるが、これらは快適性すなわち「skyhook」モーダル抗力とも呼ばれる。ポンピング第 1 モーダル抗力 $F_{z 1}$ 、ロール第 1 モーダル抗力 $F_{\theta 1}$ 、ピッチ第 1 モーダル抗力 $F_{\phi 1}$ は推定器 21 の出力部に供給される。

【0119】

10

20

30

40

50

R o a d h o o k 論理

以下では、R o a d h o o k 型、すなわち道路プロフィールに従う論理について説明するが、この論理は、車体保持論理または挙動論理とも呼ばれる。

【 0 1 2 0 】

この車体保持論理の原理は、車輪面に対する単数または複数の車体モーダル加速度、すなわちポンピング時のモーダル加速度、ロール時のモーダル加速度、ピッチ時のモーダル加速度を 0 に向かうようにするか最小化することである。

【 0 1 2 1 】

図 1 0 において、装置は、車輪 A、B、C、D の測定変位 D E B の関数としての車輪の平均面に対する車体のモーダル速度 $V_{m o d 2}$ の推定器 3 1 を含む。車輪の平均面に対する車体のこれらのモーダル速度 $V_{m o d 2}$ は相対速度と呼ばれ、ポンピング時の車体の相対モーダル速度

10

$$\dot{z}_{G2}$$

、ピッチ時の車体の相対モーダル速度

$$\dot{\phi}_2$$

20

、ロール時の車体の相対モーダル速度

$$\dot{\theta}_2$$

を含む。

【 0 1 2 2 】

相対モーダル速度 $V_{m o d 2}$ のこの推定器 3 1 は以下のものを入力部で受け取る：

- 車輪 A、B、C、D 上で測定された変位 D E B
- トレッド v
- フロントとリアの間の重量配分値 $R M A v A r$ 、重心 G と前輪 A、B の軸の間の長さ $l g$ 、ホイールベース e というパラメータのうちの少なくとも 2 つ

30

【 0 1 2 3 】

変位 D E B はまず、低周波変位のみを得て高周波振動の大部分は除去するように、たとえば B u t t e r w o r t h タイプの二次低域フィルタによってろ波される。

【 0 1 2 4 】

次に、車輪 A、B、C、D の R o a d h o o k 変位速度を得るために、このようにろ波された変位 D E B を微分器が微分する。

【 0 1 2 5 】

40

次に、次式に従って、相対モーダル速度 $V_{m o d 2}$ が計算される：

- 車輪の平均面に対するポンピング時の車体の相対モーダル速度：

$$\dot{z}_{G2} = \frac{(e - lg)}{e} \frac{\dot{d}_A + \dot{d}_B}{2} + \frac{lg}{e} \frac{\dot{d}_C + \dot{d}_D}{2}$$

- 車輪の平均面に対するピッチ時の車体の相対モーダル速度：

$$\dot{\phi}_2 = \frac{\dot{d}_A + \dot{d}_B - \dot{d}_C - \dot{d}_D}{2e}$$

ー 車輪の平均面に対するロール時の車体の相対モーダル速度：

$$\dot{\theta}_2 = \frac{\dot{d}_A - \dot{d}_B - \dot{d}_C + \dot{d}_D}{2v}$$

ただし、

10

$\dot{d}_A$ = 左前輪Aの変位速度VDEB

$\dot{d}_B$ = 右前輪Bの変位速度VDEB

$\dot{d}_C$ = 右後輪Cの変位速度VDEB

$\dot{d}_D$ = 左後輪Dの変位速度VDEB

【0126】

予測横方向ジャーク

20

任意の適当なセンサまたは手段で測定した、車両のハンドルの測定回転角度が δ であるとき、測定車両速度VVHおよびこのハンドルの回転速度

$\dot{\delta}$

を基にして、予測横方向ジャーク

$\ddot{Y}$

30

(時間に対する座標値Yの三次微分係数)を計算するために推定器32が設けられる。

【0127】

この推定器32は、

- ー ばね上重量MSUS
- ー フロントとリアの間の重量配分値RM A v A r
- ー 車両速度VVH
- ー ハンドルの回転速度

$\dot{\delta}$

40

を入力部で受け取る。

【0128】

予測横方向ジャーク

$\ddot{Y}$

は、次式に従って推定される。

50

$$\ddot{Y} = \frac{D\dot{\delta}VH^2}{e(1+K.VH^2)}$$

(式中、Dはハンドルの減速比であり、Kは、フロントとリアの間の重量配分値 RMA_v A_r およびばね上重量 $MSUS$ の関数として計算されるオーバーステアリングゲイン定数である。オーバーステアリングゲイン K は、車両上での測定によって決まる車両についての量である)

【0129】

車輪に対する予測モータトルク

10

C_R で指定される、車輪に対するこの予測エンジントルクを計算するために、推定器 40 が設けられる。

【0130】

これを行うために、たとえば 1 から 5 になる、車両の変速機のクラッチ比 $R_{EMB_R}(i)$ の番号 i を推定する。

【0131】

エンジンの規定の回転速度 ω_{MOT1} において、車両がもつことになる、クラッチ入位置においてクラッチ比 R_{EMB_R} にしか依存しない速度 V_{VH1} を、式

$$V_{VH1} = V_{VH} \cdot \omega_{MOT1} / \omega_{MOT}$$

(式中、 ω_{MOT} は車両速度 V_{VH} におけるエンジンの回転速度である) に従って計算する。 20

【0132】

たとえば、 $\omega_{MOT1} = 1000$ 回転/分である。

【0133】

各クラッチ比 i について、パラメータ $P_1 = 0.5 \cdot (V_{VH1}(i) + V_{VH1}(i+1))$ を計算する。

【0134】

V_{VH1} を P_1 と比較し、 V_{VH1} に最も近い値 P_1 を選んで、クラッチ比 i を推定する。

【0135】

30

すると、車輪に対する予測エンジントルク C_R は以下ようになる：

$$C_R = C_M \cdot R_{EMB_R}(i)$$

ただし、 $R_{EMB_R}(i) = \omega_{MOT} / \omega_{ROUE}$

(式中、 $R_{EMB_R}(i)$ は番号 i を有するクラッチ比であり、

C_M は、たとえばエンジン制御コンピュータなど任意の適切な手段により求められたエンジントルクであり、

ω_{ROUE} は車輪の回転速度である)

【0136】

予測縦方向ジャーク

予測エンジントルクの微分係数およびマスターシリンダ圧 P_{MC} の微分係数

40

$$\dot{P}_{MC}$$

を基にして、予測縦方向ジャーク

$$\ddot{X}$$

50

(時間に対する座標値 X の三次微分係数) を計算するために推定器 33 が設けられる。

【0137】

この推定器 33 は、

- ー ばね上重量 $MSUS$
 - ー マスターシリンダ圧 P_{MC}
 - ー 車輪に対する予測エンジントルク C_R
- を入力部で受け取る。

【0138】

計算は次のようにして行われる。

【0139】

まず、マスターシリンダの制動抗力をマスターシリンダ圧の関数として与える予め登録された表または曲線から、たとえば直線補間により、マスターシリンダ圧 P_{MC} に対応するこの制動抗力の値 EFR を抽出する。次に、たとえば *Butterworth* タイプの一次低域フィルタをこの制動抗力 EFR に適用し、このようにしてろ波された制動抗力 EFR を微分器内で微分し、ろ波抗力 EFR の微分係数

$$\dot{E}_{FRF}$$

10

20

を得る。

【0140】

車輪に対する予測エンジントルク C_R を車輪の予め登録された所定の平均半径 R_{moy} で割った値に等しい、車輪に対する予測エンジン抗力 EMR を計算する。次に、たとえば *Butterworth* タイプの一次低域フィルタをこの車輪に対する予測エンジン抗力 EMR に適用し、このようにしてろ波された予測エンジン抗力 EMR を微分器内で微分し、ろ波抗力 EMR の微分係数

$$\dot{E}_{MRF}$$

30

を得る。

【0141】

すると予測縦方向ジャーク

$$\ddot{X}$$

は、微分係数

40

$$\dot{E}_{FRF}$$

$$\dot{E}_{MRF}$$

50

の合計を総重量 $MTOT$ 、で割った値に等しくなる。すなわち

$$\ddot{X} = \frac{\dot{E}_{FRF} + \dot{E}_{MRF}}{MTOT}$$

【0142】

上式において、総重量 $MTOT$ はばね上重量 $MSUS$ を含み、車輪重量を含んでもよく、2つのしきい値の間に限定することもできる。

【0143】

これらのジャーク

10

$$\ddot{Y}$$

および

$$\ddot{X}$$

は推定されるもので、ノイズおよび遅延が過大な加速度計の微分から送られてくるものではない。 20

【0144】

予測モーダル抗力項

たとえば、

- $C_{\phi 2ant}$ で表す、ピッチ時の予測モーダルトルク
- $C_{\theta 2ant}$ で表す、ロール時の予測モーダルトルク

などの予測モーダル抗力項を計算するためにモジュール34が設けられる。

【0145】

以下に述べるように、ポンピング時には $Roadhook$ 補正モーダル抗力だけが作用するので、ポンピング時予測モーダル抗力は計算されない。 30

【0146】

図11に示す実施形態においては、推定器34は

- 推定器32から供給される予測横方向ジャーク

$$\ddot{Y}$$

- 推定器33から供給される予測縦方向ジャーク

$$\ddot{X}$$

40

- 車両速度 V_{VH}
- 推定器24から供給されるモーダルばね定数：ポンピング時モーダルばね定数 k_z 、ピッチ時モーダルばね定数 k_{ϕ} 、およびロール時モーダルばね定数 k_{θ}
- 推定器31から供給される車輪の平均面に対する相対モーダル速度 V_{mod2} ：車体のポンピング時の相対モーダル速度

$$\dot{z}_{G2}$$

、車体のロール時の相対モーダル速度

$$\dot{\theta}_2$$

10

、車体のピッチ時の相対モーダル速度

$$\dot{\phi}_2$$

ー モジュール 20 から供給されるモーダル慣性モーメント：ロール時慣性モーメント I_{θ} およびピッチ時慣性モーメント I_{ϕ}

ー 推定器 20 から供給されるばね上重量 $M S U S$

ー スポーツ性情報 $I S$

を入力部で受け取る。

20

【0147】

図 11 に示すように、ピッチ時の予測モーダル抗力項 $C_{\phi 2 a n t}$ およびロール時の予測モーダル抗力項 $C_{\theta 2 a n t}$ はそれぞれ、予測縦方向ジャーク

$$\ddot{X}$$

および予測横方向ジャーク

$$\ddot{Y}$$

30

を処理して、処理済予測縦方向ジャーク

$$\ddot{X}_T$$

および予測横方向ジャーク

40

$$\ddot{Y}_T$$

を得、次に、

$$C_{\phi 2 a n t} = G_{S X} \cdot \ddot{X}_T$$

$$C_{\theta 2 a n t} = G_{S Y} \cdot \ddot{Y}_T$$

に従って、縦方向応力ゲイン $G_{S X}$ を乗じてピッチ時の予測モーダルトルク $C_{\phi 2 a n t}$ を得、横方向応力ゲイン $G_{S Y}$ を乗じてロール時の予測モーダルトルク $C_{\theta 2 a n t}$ を得

50

ることによって計算される。

【0148】

縦方向応力ゲイン G_{s_x} および横方向応力ゲイン G_{s_y} は、運転者の要請の下で良好な車体保持効果を得るために車両上試験により決定した所定の調整パラメータである。

【0149】

この調整を、予測縦方向ジャーク

$$\ddot{X}$$

10

を基にして、 $C_{\phi_{2ant}}$ で表すピッチ時の予測モーダルトルクの計算、すなわち
 ー 時間中、縦方向ジャークのアクティブ化の正の上側しきい値 $SHJL$ および縦方向ジャークのアクティブ化の負の下側しきい値 $SBJL$ の間に位置する予測縦方向ジャークの値

$$\ddot{X}$$

を0の値で置き換えるために、縦方向ジャークのアクティブ化の正の上側しきい値 $SHJL$
 L および縦方向ジャークのアクティブ化の負の下側しきい値 $SBJL$ を有する小振幅減衰
 フィルタ 341 に予測縦方向ジャーク

20

$$\ddot{X}$$

を通し、

ー

$$\ddot{X}_{fmax}$$

30

で示す、ろ波され最大値に保持されたジャークを得るために、パラメータ化可能な最大値保持タイマをもつことができる最大値保持モジュール 342 に、フィルタ 341 からのろ波された予測縦方向ジャーク

$$\ddot{X}$$

を通し、

ー 処理された予測縦方向ジャーク

40

$$\ddot{X}_T$$

を得るために、ろ波され最大値に保持されたジャーク

$$\ddot{X}_{f\max}$$

の立ち下がり勾配を絶対値において制限する勾配制限モジュール 3 4 3 に、モジュール 3 4 2 からのろ波され最大値に保持されたジャーク

$$\ddot{X}_{f\max}$$

10

を通し、次に、ピッチ時の予測モーダルトルク $C_{\phi 2ant}$ を得るために縦方向応力ゲイン G_{sx} を乗じる
場合について以下に説明する。

【0150】

タイマは、Roadhook 補正項（上記を参照のこと）が単純な作用（単純なカーブ走行、制動または加速）に対し有意になる時間をもつようにするために十分に長くなければならず、かつ Roadhook 動作を妨害したり不要な減衰を要求したりしないよう充分短くなければならない。

20

【0151】

横方向ジャークのアクティブ化の正の上側しきい値 $SHJT$ および横方向ジャークのアクティブ化の負の下側しきい値 $SBJT$ を有する減衰フィルタ 3 4 1 に予測横方向ジャーク

$$\ddot{Y}$$

を通し、次に、最大値保持モジュール 3 4 2 に通すことにより、

30

$$\ddot{Y}_{f\max}$$

で表されるろ波され最大値に保持されたジャークが生じ、このジャークは、ロール時の予測モーダルトルク $C_{\theta 2ant}$ を出力部に供給するために、横方向応力のゲイン G_{sy} を有する勾配制限モジュール 3 4 3 に送られる。上側しきい値 $SHJT$ および $SHJL$ は等しくすることができ、等しい下側しきい値 $SBJT$ および $SBJL$ とは反対にすることができる。これらのしきい値はパラメータ化が可能であり、不意の作動が制限されることと、小さい応力が処理されないことの間のトレードオフである。好ましくは各しきい値 $SHJT$ 、 $SHJL$ 、 $SBJT$ 、 $SBJL$ は $1\text{ m}\cdot\text{s}^{-3}$ から $10\text{ m}\cdot\text{s}^{-3}$ の間に含まれる。

40

【0152】

予測項を用いることにより、車体が所定の速度を得るまでにアクチュエータを良好な状態にするための応答時間を節減することができる。その結果、車体の保持が著しく向上する。

【0153】

補正モーダル抗力項

モジュール 3 4 はまた、車輪の平均面に対する相対モーダル速度

$$V_{\text{mod}2} = \dot{z}_{G2}, \dot{\phi}_2, \dot{\theta}_2$$

の関数として、一般式

$$F_{2COR} = -b_{\text{mod}2} \cdot V_{\text{mod}2}$$

すなわち

- F_{z2cor} で表される、ポンピング時の第2補正モーダル力
 - $C_{\phi2cor}$ で表される、ピッチ時の第2補正モーダルトルク
 - $C_{\theta2cor}$ で表される、ロール時の第2補正モーダルトルク
- に従い、かつ式

10

$$F_{z2cor} = -b_{z2} \cdot \dot{z}_{G2}$$

$$C_{\phi2cor} = -b_{\phi2} \cdot \dot{\phi}_2$$

$$C_{\theta2cor} = -b_{\theta2} \cdot \dot{\theta}_2$$

($b_{\text{mod}2}$ は第2補正モーダルゲインであり、

b_{z2} は、ポンピング時の第2補正モーダル力 F_{z2cor} を計算するための第2ポンピング補正モーダルゲインであり、

20

$b_{\theta2}$ は、ロール時の第2補正モーダルトルク $C_{\theta2cor}$ を計算するための第2ロール補正モーダルゲインであり、

$b_{\phi2}$ は、ピッチ時の第2補正モーダルトルク $C_{\phi2cor}$ を計算するための第2ピッチ補正モーダルゲインである) に従って、少なくとも1つの第2補正モーダル抗力項 F_{2COR} をも計算する。

【0154】

第2補正モーダルゲイン b_{z2} 、 $b_{\theta2}$ 、 $b_{\phi2}$ は、たとえば以下のような増倍係数を有する単数または複数の増倍係数を含むことができる：

- それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の第2基準増倍係数 b_{zREF2} 、 $b_{\thetaREF2}$ 、 $b_{\phiREF2}$
- それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の第2再設定減衰増倍係数 b_{zREC2} 、 $b_{\thetaREC2}$ 、 $b_{\phiREC2}$
- それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の第2運転タイプ増倍係数 b_{zTYP2} 、 $b_{\thetaTYP2}$ 、 $b_{\phiTYP2}$

30

【0155】

各第2モーダルゲイン b_{z2} 、 $b_{\theta2}$ 、 $b_{\phi2}$ について、それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の第2基準増倍係数 b_{zREF2} 、 $b_{\thetaREF2}$ 、 $b_{\phiREF2}$ は、車両速度の関数として第2基準増倍係数を与える予め登録された Roadhook 論理用の第2基準表または曲線から、たとえば直線補間により、車両速度の入力値 V_{VH} に対応する第2基準増倍係数の値 b_{zREF2} 、 $b_{\thetaREF2}$ 、 $b_{\phiREF2}$ を抽出することによって得られる。

40

【0156】

各第2モーダルゲイン b_{z2} 、 $b_{\theta2}$ 、 $b_{\phi2}$ について、第2再設定増倍係数 b_{zREC2} 、 $b_{\thetaREC2}$ 、 $b_{\phiREC2}$ は、たとえば、それぞれ上述したポンピング時、ロール時、ピッチ時の第1再設定増倍係数 b_{zREC} 、 $b_{\thetaREC}$ 、 $b_{\phiREC}$ に等しい。

$$b_{zREC2} = b_{zREC}, b_{\thetaREC2} = b_{\thetaREC}, b_{\phiREC2} = b_{\phiREC}$$

【0157】

各第2モーダルゲイン b_{z2} 、 $b_{\theta2}$ 、 $b_{\phi2}$ について、それぞれポンピング時、ロール時、ピッチ時の第2運転タイプ増倍係数 b_{zTYP2} 、 $b_{\thetaTYP2}$ 、 $b_{\phiTYP2}$ は

50

、たとえば、上述した第1運転タイプ増倍係数 $b_{z\ T\ Y\ P}$ 、 $b_{\theta\ T\ Y\ P}$ 、 $b_{\phi\ T\ Y\ P}$ に等しい：

$$b_{z\ T\ Y\ P\ 2} = b_{z\ T\ Y\ P}、b_{\theta\ T\ Y\ P\ 2} = b_{\theta\ T\ Y\ P}、b_{\phi\ T\ Y\ P\ 2} = b_{\phi\ T\ Y\ P}$$

【0158】

第2補正モーダルゲイン $b_{z\ 2}$ 、 $b_{\theta\ 2}$ 、 $b_{\phi\ 2}$ は、式

$$b_{z\ 2} = b_{z\ R\ E\ F\ 2} \cdot b_{z\ R\ E\ C\ 2} \cdot b_{z\ T\ Y\ P\ 2}$$

$$b_{\theta\ 2} = b_{\theta\ R\ E\ F\ 2} \cdot b_{\theta\ R\ E\ C\ 2} \cdot b_{\theta\ T\ Y\ P\ 2}$$

$$b_{\phi\ 2} = b_{\phi\ R\ E\ F\ 2} \cdot b_{\phi\ R\ E\ C\ 2} \cdot b_{\phi\ T\ Y\ P\ 2}$$

に従って、第2増倍係数の関数として計算される。

【0159】

Roadhook モーダル抗力

次に推定器34は、

ー ピッチ時の第2モーダルトルクまたは抗力 $C_{\phi\ 2}$ を出力部で得るために、ピッチ時の予測モーダルトルク $C_{\phi\ 2\ a\ n\ t}$ とピッチ時の第2補正モーダルトルク $C_{\phi\ 2\ c\ o\ r}$ の間の合成を行い、

ー ロール時の第2モーダルトルクまたは抗力 $C_{\theta\ 2}$ を出力部で得るために、ロール時の予測モーダルトルク $C_{\theta\ 2\ a\ n\ t}$ とロール時の第2補正モーダルトルク $C_{\theta\ 2\ c\ o\ r}$ の間の合成を行う。

【0160】

$F_{z\ 2\ c\ o\ r}$ で表すポンピング時の第2補正モーダル力は、出力において、ポンピング時 $F_{z\ 2} = F_{z\ 2\ c\ o\ r}$ の第2モーダル力または抗力 $F_{z\ 2}$ とみなされる。

【0161】

これらの第2抗力 $C_{\phi\ 2}$ 、 $C_{\theta\ 2}$ および $F_{z\ 2}$ は、挙動またはロードホールディングまたは「Roadhook」モーダル抗力と呼ばれる。

【0162】

合成は、下表に記載する方法により、項の値に応じて予測項または補正項を選択することによって行われる。

予測項→	小	大
補正項↓		
小	ケース1：補正項	ケース3：予測項
大	ケース2：補正項	ケース4： ー 同符号の場合、両者の最大値 ー 反対符号の場合、補正項

【0163】

ピッチ時の第2モーダル抗力 $C_{\phi\ 2}$ を得ようとする場合、この抗力は、

ー ピッチ時の予測トルク $C_{\phi\ 2\ a\ n\ t}$ の絶対値がピッチ時の第1規定値 $V1\ \phi$ 以下であるとき（表中のケース1および2であって、予測項が小の場合に相当）は、ピッチ時の第2補正モーダルトルク $C_{\phi\ 2\ c\ o\ r}$ に等しく、

ー ピッチ時の予測トルク $C_{\phi\ 2\ a\ n\ t}$ の絶対値がピッチ時の第1規定値 $V1\ \phi$ より大きく、かつピッチ時の補正モーダルトルク $C_{\phi\ 2\ c\ o\ r}$ の絶対値がピッチ時の第2規定値 $V2\ \phi$ 以下であるとき（表中のケース3で、補正項が小であり予測項が大の場合に相当）は、ピッチ時の予測モーダルトルク $C_{\phi\ 2\ a\ n\ t}$ に等しい。

【0164】

ピッチ時の予測トルク $C_{\phi\ 2\ a\ n\ t}$ の絶対値がピッチ時の第1規定値 $V1\ \phi$ より大きく、かつピッチ時の補正モーダルトルク $C_{\phi\ 2\ c\ o\ r}$ の絶対値がピッチ時の第2規定値 $V2\ \phi$ よりも大きいとき（表中のケース4で、補正項が大であり予測項が大の場合に相当）は、

ー ピッチ時の補正モーダルトルク $C_{\phi\ 2\ c\ o\ r}$ およびピッチ時の予測トルク $C_{\phi\ 2\ a\ n\ t}$

10

20

30

40

50

t が同じ符号であれば、ピッチ時の第 2 モーダル抗力 $C_{\phi 2}$ は $\max(|C_{\phi 2 \text{ cor}}|, |C_{\phi 2 \text{ ant}}|) \cdot \text{sgn}(C_{\phi 2 \text{ ant}})$ に等しい

(式中、 sgn は符号関数を指し、 $\max$ は最大関数を指す)

ー ピッチ時の補正モーダルトルク $C_{\phi 2 \text{ cor}}$ およびピッチ時の予測トルク $C_{\phi 2 \text{ ant}}$ が同じ符号ではない場合、ピッチ時の第 2 モーダル抗力 $C_{\phi 2}$ はピッチ時の補正モーダルトルク $C_{\phi 2 \text{ cor}}$ に等しい。

【0165】

ロール時の第 2 モーダル抗力 $C_{\theta 2}$ を得ることは、上述したのと同様であり、 $C_{\phi 2 \text{ cor}}$ および $C_{\phi 2 \text{ ant}}$ の代りに $C_{\theta 2 \text{ cor}}$ および $C_{\theta 2 \text{ ant}}$ を基にして、 $V1\phi$ の代りにロール時の第 1 規定値 $V1\theta$ 、および $V2\phi$ の代りにロール時の第 2 規定値 $V2\theta$ を用いる。

10

【0166】

Skyhook と Roadhook の合成

推定器 21 から供給されるポンピング時第 1 モーダル抗力 F_{z1} 、ロール時第 1 モーダル抗力 $F_{\theta 1}$ 、ピッチ時第 1 モーダル抗力 $F_{\phi 1}$ (通常、第 1 設定モーダル抗力 $F1$ で表される Skyhook 論理による快適性モーダル抗力)、ならびに推定器 34 から供給されるポンピング時第 2 モーダル抗力 F_{z2} 、ロール時第 2 モーダル抗力 $F_{\theta 2}$ 、ピッチ時第 2 モーダル抗力 $F_{\phi 2}$ (通常、第 2 設定モーダル抗力 $F2$ で表される Roadhook 論理による挙動モーダル抗力) が、各ショックアブソーバに対する設定値、すなわち車輪 A、B、C、D についての設定力 $FA1$ 、 $FB1$ 、 $FC1$ 、 $FD1$ 、の推定器 22 に送られる。

20

【0167】

各モードについて、推定器 22 は、設定モーダル抗力 F を計算するために、第 1 の快適性抗力 $F1$ および第 2 の挙動抗力 $F2$ の重み付けを行う。

【0168】

推定器 22 は、

ー 第 1 の快適性についてのポンピング抗力 F_{z1} 、第 2 の挙動についてのポンピング抗力 F_{z2} 、重み付け係数 α の関数として、式

$$F_z = \alpha \cdot F_{z2} + (1 - \alpha) \cdot F_{z1}$$

に従って、ポンピング時の設定モーダル抗力 $F = F_z$ を

30

ー 第 1 の快適性についてのピッチモーダル抗力 $F_{\phi 1}$ 、第 2 の挙動についてのピッチモーダル抗力 $C_{\phi 2}$ 、重み付け係数 α の関数として、式

$$F_{\phi} = \alpha \cdot C_{\phi 2} + (1 - \alpha) \cdot F_{\phi 1}$$

に従って、ピッチング時の設定モーダル抗力 $F = F_{\phi}$ を

ー 第 1 の快適性についてのロールモーダル抗力 $F_{\theta 1}$ 、第 2 の挙動についてのロールモーダル抗力 $C_{\theta 2}$ 、重み付け係数 α の関数として、式

$$F_{\theta} = \alpha \cdot C_{\theta 2} + (1 - \alpha) \cdot F_{\theta 1}$$

に従って、ロール時の設定モーダル抗力 $F = F_{\theta}$ を計算する。

【0169】

40

検出された応力の関数としてこの重み付け係数 α を決定する方法を以下に説明する。

【0170】

Skyhook 論理の第 1 の快適性抗力 F_{z1} 、 $F_{\theta 1}$ および $F_{\phi 1}$ を設定モーダル抗力に追従させるために、重み付け係数は通常は 0 である。

【0171】

補正縦方向加速度

補正縦方向加速度

$$\ddot{X}_{COR}$$

は、縦方向加速度計 C A P L から供給される測定縦方向加速度 A C C L を基にして推定器 2 5 により計算される。

【0 1 7 2】

推定器 2 5 は、

- － 測定車両速度 V V H
 - － 推定器 2 0 から供給されるばね上重量 M S U S
 - － 測定縦方向加速度 A C C L
 - － センサ C A P - P から供給されるブレーキのマスタースリンダ圧 P M C
 - － 推定器 4 0 から供給される車輪に対する予測エンジントルク C R
- を入力部で受け取る。

10

【0 1 7 3】

計算は以下のようにして行われる。

【0 1 7 4】

まず、マスタースリンダ圧の関数としてマスタースリンダの制動抗力を与える予め登録された表または曲線から、マスタースリンダ圧 P M C に対応するこの制動抗力の値 E F R をたとえば直線補間により抽出する。

20

【0 1 7 5】

車輪に対する予測エンジントルク C R を、所定の予め登録された車輪の平均半径 R m o y で割った値に等しい車輪への予測エンジン抗力 E M R を計算する。

【0 1 7 6】

式

$$E T R = C O E F \cdot (V V H)^2 + D E C$$

(式中、C O E F は所定の予め登録された係数であり、D E C は所定の予め登録された偏移である)に従って、車両速度 V V H の関数として縦方向抵抗抗力 E T R を計算する。

【0 1 7 7】

その結果、縦方向合計抗力 E L T は、制動抗力 E F R、車輪に対する予測エンジン抗力 E M R および縦方向抵抗抗力 E T R の合計、すなわち

30

$$E L T = E F R + E M R + E T R$$

に等しい。

【0 1 7 8】

総重量 M T O T はばね上重量 M S U S を含み、車輪重量を含んでもよく、2 つのしきい値の間に限定することもできる。

【0 1 7 9】

予測縦方向加速度

40

$$\ddot{X}_{ANT}$$

は縦方向合計抗力 E L T を総重量 M T O T で割ること、すなわち

$$\ddot{X}_{ANT} = E L T / M T O T$$

によって計算される。

【0 1 8 0】

50

次に、場合によっては予測縦方向加速度

$$\ddot{X}_{ANT}$$

が2つのしきい値の間に限定される。

【0181】

次に、

— 測定縦方向加速度ACCLが減算される予測縦方向加速度

10

$$\ddot{X}_{ANT}$$

に等しい縦方向加速度の変化量EVAL、すなわち

$$EVAL = \ddot{X}_{ANT} - ACCL$$

を計算し、

20

—

$$PH(\ddot{X}_{ANT} - ACCL)$$

に等しいろ波された縦方向変化量EVALを得るために、たとえば一次Butterworthタイプの高域フィルタPHを縦方向加速度のこの変化量EVALに適用し、

— 補正縦方向加速度

$$\ddot{X}_{COR}$$

30

を得るために、ろ波された縦方向変化量EVALを測定縦方向加速度ACCLに加えること、すなわち

$$\ddot{X}_{COR} = ACCL + PH(\ddot{X}_{ANT} - ACCL)$$

により、補正縦方向加速度

$$\ddot{X}_{COR}$$

40

を計算する。

【0182】

高域フィルタPHの遮断周波数により、測定値に対する推定の再設定速度を調節することができる。

【0183】

補正横方向加速度

補正横方向加速度

50

$$\ddot{Y}_{COR}$$

は、横方向加速度計 C A P - A C C T から供給される測定横方向加速度 A C C T を基にして推定器 2 6 により計算される。

【 0 1 8 4 】

推定器 2 6 は、

- ー ばね上重量 M S U S
 - ー フロントとリアの間の重量配分値 R M A v A r
 - ー 車両速度 V V H
 - ー ハンドルの回転角度 δ
 - ー 測定横方向加速度 A C C T
- を入力部で受け取る。

10

【 0 1 8 5 】

予測横方向加速度

$$\ddot{Y}_{ANT}$$

20

は、式

$$\ddot{Y}_{ANT} = \frac{D\delta.VVH^2}{e(1+K.VVH^2)}$$

（式中、D はハンドルの所定の減速比であり、K は、フロントとリアの間の重量配分値 R M A v A r およびばね上重量 M S U S の関数として計算されるオーバーステアリングゲインの定数である）に従って推定される。オーバーステアリングゲインの定数 K は、車両上での測定によって決定される車両の大きさである。

30

【 0 1 8 6 】

次に、場合によっては予測横方向加速度

$$\ddot{Y}_{ANT}$$

が 2 つのしきい値の間に限定される。

40

【 0 1 8 7 】

次に、

- ー 測定横方向加速度 A C C T が減算される予測横方向加速度

$$\ddot{Y}_{ANT}$$

に等しい横方向加速度の変化量 E V A T、すなわち

$$EVAT = \ddot{Y}_{ANT} - ACCT$$

を計算し、

—

$$PH2(\ddot{Y}_{ANT} - ACCT)$$

に等しいろ波された横方向変化量 EVAT を得るために、たとえば一次 Butterworth タイプの高域フィルタ PH2 を横方向加速度のこの変化量 EVAT に適用し、

— 補正横方向加速度

10

$$\ddot{Y}_{COR}$$

を得るために、ろ波された横方向変化量 EVAT を測定横方向加速度 ACCT に加えること、すなわち

$$\ddot{Y}_{COR} = ACCT + PH2(\ddot{Y}_{ANT} - ACCT)$$

20

により、補正横方向加速度

$$\ddot{Y}_{COR}$$

が計算される。

【0188】

高域フィルタ PH2 の遮断周波数により、測定値に対する推定の再設定速度を調節することができる。

30

【0189】

応力の検出ならびに Skyhook 抗力と Roadhook 抗力の重み付け係数

図12において、推定器23は、第1の快適性抗力と第2の挙動抗力の重み付け係数 α を計算する。

【0190】

推定器23は、

— 推定器33から供給される予測縦方向ジャーク

$$\ddot{X}$$

40

— 推定器32から供給される予測横方向ジャーク

$$\ddot{Y}$$

— 推定器25から供給される補正縦方向加速度

$$\ddot{X}_{COR}$$

－ 推定器 26 から供給される補正横方向加速度

$$\ddot{Y}_{COR}$$

10

－ スポーツ性情報 I S

を入力部で受け取る。

【0191】

デフォルトでは、設定モーダル抗力として S k y h o o k 論理の第 1 の快適性抗力 F_{z1} 、 $F_{\theta 1}$ および $F_{\phi 1}$ が選択され、すなわち重み付け係数 α は 0 である。これらの入力によって採用される値から応力が検出される。いったん応力が検出されると、重み付け係数 α は、設定モーダル抗力として第 2 の挙動抗力 F_{z2} 、 $C_{\theta 2}$ 、 $C_{\phi 2}$ を選択するために、「フル挙動」状態すなわち R o a d h o o k、つまり 1 の状態になる。応力内で、典型的には図 14 のような大きな高速道路カーブ内で安定化が検出されると、快適性を向上させるために、S k y h o o k 論理において重み付け係数 α を次第に 0 まで上げていく可能性がある。この安定化において、加速量の変化が検出されると、配分は直ちに「フル挙動」すなわち 1 になる。

20

【0192】

補正加速度または予測ジャークのパラメータ化可能なしきい値を超えると、「横方向運転者要請」ブール信号 (S S O L T) および「縦方向運転者要請」ブール信号 (S S O L L) が生成される。

【0193】

以下のイベント

- － 縦方向運転者要請の立ち上がり
 - － 横方向運転者要請の立ち上がり
 - － 縦方向運転者要請における縦方向ジャーク発生時のしきい値の超過
 - － 縦方向運転者要請における縦方向加速度の変動時のしきい値の超過
 - － 横方向運転者要請における横方向ジャーク発生時のしきい値の超過
 - － 横方向運転者要請における横方向加速度の変動時のしきい値の超過
- が検出されると、重み付け係数は 1 になり、タイマは再初期化される。

30

【0194】

推定器 23 は、スポーツ性情報 I S の関数として縦方向しきい値変調 M O D L および横方向しきい値変調 M O D T を求める。

【0195】

スポーツ性情報 I S が 1 に等しい場合、縦方向しきい値変調 M O D L は 1 未満の縦方向規定値に等しく、横方向しきい値変調 M O D T は 1 未満の横方向規定値に等しい。

40

【0196】

スポーツ性情報 I S が 0 に等しい場合、縦方向しきい値変調 M O D L は 1 に等しく、横方向しきい値変調 M O D T は 1 に等しい。

【0197】

次に、

- － もし

$$|\ddot{X}_{COR}| > THAL_1 \cdot MODL$$

または

$$|\ddot{X}| > THJL_1 \cdot MODL$$

であれば $SSOLL = 1$ 、

— そうでなければ $SSOLL = 0$

— もし $SSOLL = 1$ かつ

$$|\ddot{X}| > THJL_2$$

であれば $SL2 = 1$ 、

— そうでなければ $SL2 = 0$

— 縦方向加速度 γ_L が 0 に初期化される。

— もし

$$|\ddot{X}_{COR} - \gamma_L| > THAL_2 \cdot |\gamma_L|$$

であれば

・

$$\gamma_L = \ddot{X}_{COR}$$

が次回の $SL3$ の計算時に登録され、

・ もし $SSOLL = 1$ であれば、 $SL3 = 1$ であり、そうでなければ $SL3 = 0$

— もし

$$|\ddot{X}_{COR} - \gamma_L| \leq THAL_2 \cdot |\gamma_L|$$

であれば、 $SL3 = 0$

— もし

$$|\ddot{Y}_{COR}| > THAT_1 \cdot MODT$$

または

$$|\ddot{Y}| > THJT_1 \cdot MODT$$

であれば、 $SSOLT = 1$

— そうでなければ $SSOLT = 0$

10

20

30

40

50

- もし
S S O L T = 1 かつ

$$|\ddot{Y}| > THJT_2$$

であれば、S T 4 = 1

- そうでなければ S T 4 = 0

- 横方向加速度 γ_T が 0 に初期化される。

- もし

10

$$|\ddot{Y}_{COR} - \gamma_T| > THAT_2 \cdot |\gamma_T|$$

であれば

・

$$\gamma_T = \ddot{Y}_{COR}$$

が次回の S T 5 の計算時に登録され、

- ・ もし S S O L T = 1 であれば、S T 5 = 1 であり、そうでなければ S T 5 = 0

20

- もし

$$|\ddot{Y}_{COR} - \gamma_T| \leq THAT_2 \cdot |\gamma_T|$$

であれば、S T 5 = 0

(式中、

THAL₁ は縦方向加速度の第 1 しきい値であり、

THAL₂ は縦方向加速度の変化の第 2 しきい値であり、

THJL₁ および THJL₂ は縦方向ジャークの第 1 および第 2 しきい値であり、

30

THAT₁ は横方向加速度の第 1 しきい値であり、

THAT₂ は横方向加速度の変化の第 2 しきい値であり、

THJT₁ および THJT₂ は横方向ジャークの第 1 および第 2 しきい値であり、これらのしきい値は予め登録されている)

のように、応力検出信号、すなわち、応力についての縦方向論理信号 S S O L L、第 2 の縦方向論理信号 S L 2、第 3 の縦方向論理信号 S L 3、応力についての横方向論理信号 S S O L T、第 4 の横方向論理信号 S T 4、第 5 の横方向論理信号 S T 5 を求める。

【0198】

検出信号の状態 1 は応力が存在する状態に相当し、状態 0 は応力がない状態に相当する

。

40

【0199】

運転者要請論理信号 S S O L は、応力についての第 1 の縦方向論理信号 S S O L L が 1 でありかつ／または応力についての横方向論理信号 S S O L T が 1 であるとき（非排他的論理 O R 演算子）、1 に等しいとされる。

【0200】

第 1 論理信号 S L 1 は運転者要請論理信号 S S O L に等しくなるようにされる。

【0201】

スポーツ性情報 I S の関数として、第 1 の S k y h o o k 抗力と第 2 の R o a d h o o k 抗力の間の変調時間 T M O D を求める。すなわち

- もし I S = 1 であれば、変調時間 T M O D は T M O D = T P E R . M O D S P O R T

50

に等しく、

－ そうでなければ、 $TMOD = TPER$ 、

(式中、 $TPER$ は、予め登録された所定の恒常状態時間であり、 $Roadhook$ 論理から確立状態 $Skyhook$ 論理への移行時間を表し、 $MODSPORT$ は、スポーツ運転を選択した場合の変調時間の増倍係数であり、1より大きく、予め登録された所定の値である)

【0202】

時間 t の関数としてのタイミングチャートを示す図13では、次に以下のようにして中間重み付け係数 α_{INTER} が計算される：

－ 0に初期化する (ステップS10)

－ 第1、第2、第3、第4、第5論理信号のうちの1つ、複数、あるいは全てについて各立ち上がりが検出されたとき $SL1 = SSOL$ 、 $SL2$ 、 $SL3$ 、 $ST4$ 、 $ST5$ 、中間重み付け係数 α_{INTER} を1にする (ステップS11)

－ これらの各立ち上がりが検出された後、予め登録された所定の不動時間 $TMORT$ の間、中間重み付け係数 α_{INTER} を1に保持する (ステップS12)

－ この不動時間 $TMORT$ の後の変調時間 $TMOD$ の間、中間重み付け係数 α_{INTER} をたとえば直線的に0まで減少させる (ステップ13)

－ 新しい立ち上がりが検出されたら、ステップS11に従って中間重み付け係数 α_{INTER} を再度1にし、上述したプロセスS11、S12、S13を再度開始する、

【0203】

負勾配制限器内で運転者要請論理信号 $SSOL$ をろ波することにより、運転者要請の限定論理信号 $SSOLLIMIT$ を計算し、少なくとも変調時間 $TMOD$ のうちにその信号が1から0に移行するようにする。

【0204】

重み付け係数 α は、中間重み付け係数 α_{INTER} に運転者要請限定論理信号 $SSOLLIMIT$ を乗じたものに等しい。すなわち

$$\alpha = \alpha_{INTER} \cdot SSOLLIMIT$$

【0205】

図14は、カーブ走行の開始時および終了時に重み付け係数 α が1に移行する、単純なカーブ走行中のハンドルの角度 δ のタイミングチャートを示し ($Roadhook$)、重み付け係数 α は、カーブ走行前、カーブ走行後、およびカーブ走行中、0になる ($Skyhook$)。

【0206】

車輪に対する設定力

フロントとリアの間の重量配分値の関数としてフロントへの抗力配分係数を与える予め登録された表または曲線から、たとえば直線補間により、フロントとリアの間の重量配分値 $RMAVAR$ に対応するフロントへの抗力配分係数 CAV を抽出する。このフロントへの抗力配分係数 CAV は0以上、1以下である。

【0207】

車両速度 VVH の関数としてアンチロールレシオ RAD を計算するが、この値は0以上、1以下である。たとえば、車両速度の関数としてアンチロールレシオを示す予め登録された表または曲線から、たとえば直線補間により、車両速度 VVH に対応するアンチロールレシオ RAD の値を抽出する。

【0208】

推定器22は、次式

－ 左前輪Aについての力 F_{A1} の設定値；

$$F_{A1} = \frac{F_z \cdot CAV}{2} - \frac{F_\phi}{2.e} - \frac{F_\theta \cdot RAD}{v}$$

10

20

30

40

50

－ 右前輪 B についての力 F_{B1} の設定値；

$$FB1 = \frac{F_z \cdot CAV}{2} - \frac{F_\phi}{2.e} + \frac{F_\theta \cdot RAD}{v}$$

－ 右後輪 C についての力 F_{C1} の設定値；

$$FC1 = \frac{F_z \cdot (1 - CAV)}{2} + \frac{F_\phi}{2.e} + \frac{F_\theta \cdot (1 - RAD)}{v}$$

－ 左後輪 D についての力 F_{D1} の設定値；

$$FD1 = \frac{F_z \cdot (1 - CAV)}{2} + \frac{F_\phi}{2.e} - \frac{F_\theta \cdot (1 - RAD)}{v}$$

10

に従い、設定モーダル抗力 F_z 、 F_θ および F_ϕ の関数として車輪 A、B、C、D に対するショックアブソーバ AM の力の設定値を計算する。

【0209】

次に推定器は、車輪 A、B、C、D に対するショックアブソーバ AM の力 F_{A1} 、 F_{B1} 、 F_{C1} 、 F_{D1} の設定値、ならびにこれらの車輪 A、B、C、D それぞれに対する有効な変位速度 $VDEB$ を基にして、たとえば点 ($VDEB(A)$ ； F_{A1}) を図 15 のグラフ上にプロットし、最も近い減衰則 ER を求めることにより、車輪 A、B、C、D のショックアブソーバ AM が採用すべき設定減衰則 $ER_C = ER_{CA}$ 、 ER_{CB} 、 ER_{CC} 、 ER_{CD} を決定する。

20

【0210】

最小状態

推定器 27 は減衰についての最小状態を計算する。この機能によって、入力部における以下の異なる 4 つの $flux$ の関数として最小状態 ER_M すなわち最小減衰則 ER_M を課すことにより、サスペンションが過度にソフトなショックアブソーバ状態を占めるのを禁止することができる。

30

－ 第 1 最小状態 ER_{M1} を得るための車両速度：この基準は、停止時またはごく低速でのカーライフ状況（たとえば歩道の下降）、または車体の安全性および保守のための高速でのカーライフ状況下で使用される。

－ 第 2 最小状態 ER_{M2} を得るための補正縦方向加速度：この基準は、きわめて大きな縦方向応力が発生した際、安全のために、 $RoadHook$ 論理では満足が得られない場合に、一過性の縦方向フェーズとは反対の安定した加速または制動の状況下で使用される。

－ 第 3 最小状態 ER_{M3} を得るための補正横方向加速度：この基準は、きわめて大きな横方向応力が発生し、安全のために、 $RoadHook$ 論理では満足が得られない場合、合成論理で $SkyHook$ 論理が優先される安定したカーブ走行の状況下で使用される。

40

－ 第 4 最小状態 ER_{M4} を得るための予測横方向ジャーク：この基準は、予測項を有する $RoadHook$ 論理と並行して働く。この基準によって、予測によりアクチュエータを制御することによって弱い角度把握を確保し、またパラメータ化により、オーバーステアまたはアンダーステアの際に典型的な最小状態を使用して、カーブ走行時の車両の敏捷性を調節することが可能になる。

【0211】

これらの最小状態はたとえば各車輪について個別に計算される。

【0212】

第 1 最小状態 ER_{M1} は、車両速度の関数として第 1 最小状態を示す予め登録された表または曲線から、たとえば直線補間により、測定車両速度 VVH に対応する第 1 最小状態

50

ER_{M1} を抽出することにより得られる。第 1 最小状態は、前輪と後輪とでは別々に計算することができる。

【0213】

第 2 最小状態 ER_{M2} は、車両速度および補正縦方向加速度の関数として第 2 最小状態を示す予め登録された表または曲線から、たとえば直線補間により、測定車両速度 V_{VH} および補正縦方向加速度

$$\ddot{X}_{COR}$$

10

に対応する第 2 最小状態 ER_{M2} を抽出することにより得られる。

【0214】

第 3 最小状態 ER_{M3} は、車両速度および補正横方向加速度の関数として第 3 最小状態を示す予め登録された表または曲線から、たとえば直線補間により、測定車両速度 V_{VH} および補正横方向加速度

$$\ddot{Y}_{COR}$$

20

に対応する第 3 最小状態値 ER_{M3} を抽出することにより得られる。

【0215】

第 4 最小状態 ER_{M4} は、予測横方向ジャークの関数として第 4 最小状態を示す予め登録された表または曲線から、たとえば直線補間により、予測横方向ジャーク

$$\ddot{Y}$$

に対応する第 4 最小状態値 ER_{M4} を抽出することにより得られる。

30

【0216】

したがって、各車輪について、推定器 27 から供給される減衰についての全体的最小状態 ERM は、最小状態 ER_{M1} 、 ER_{M2} 、 ER_{M3} 、 ER_{M4} の最大値に等しい。こうすることにより、それぞれ車輪 A、B、C、D について、減衰についての全体的最小状態 ER_{MA} 、 ER_{MB} 、 ER_{MC} 、 ER_{MD} が得られる。

【0217】

$RoadHook$ および $SkyHook$ の 2 つの機能はそれぞれ、4 つの変位センサの情報を入力部の主データとして有する。

【0218】

たとえば、運転者の要請がない状態で 20 km/h 未満で走行する車両の場合、絶対モーター速度はきわめて低いので、 $SkyHook$ 機能は最もソフトな減衰を要求する。しかしながら、このような状況下では、車両は、拘束する応力である上下運動を行うおそれがあり、そのような運動に対しては、車両はもう少しハードな減衰状態になるのが好ましいと思われる。

40

【0219】

同様に、（たとえば高速道路上など）車両速度がきわめて高く、運転者の要請がなく、良好な道路の場合、 $SkyHook$ はソフトな状態を要求する。高速の場合には、きわめて短時間のうちに減衰が非常にハードになるが、使用されているアクチュエータではそれを実現することができないので、そのことが問題になることがある。

【0220】

50

他方、Road Hook 論理は、運転者の要請に対し若干遅れることがある。すなわち、Road Hook 論理によって推定される予測抗力は遅延しないが、ハードな則への移行が適用されるためには、車輪は既に変位速度になっていなければならない。ところで、車輪が変位速度になった時点では既に手遅れである。したがって、縦方向および横方向加速度に対して、ならびに横方向ジャークに対して（加速より早期に）、最小減衰状態を組み込むことにより、車輪の変位速度とは無関係に、十分にハードな減衰を確保しなければならない。

【0221】

車両の快適性を向上させるためには、安定したカーブ走行または安定した縦方向加速という状況下で Sky Hook 論理に移行することが好ましい。これによって車体の絶対速度を抑えることができる。しかしながら、このような状況は潜在的に危険であるため（再度よりタイトになるカーブ、カーブ走行中の地面の悪化など）、このような状況下では車両の減衰を弱め過ぎないように注意しなければならない。したがって、Sky Hook 機能を安全に使用できるように、安定した加速に対して最小状態を適用することになる。

【0222】

最後に、ジャークに対して最小状態を適用することにより、カーブ進入時の敏捷性ならびにドライビングプレジャに関する操作の余裕を合成に加えることが可能になる。

【0223】

減衰則の制御

制御モジュール 28 は、それぞれ車輪 A、B、C、D について、推定器 22 から供給される減衰則設定値 ER_{CA} 、 ER_{CB} 、 ER_{CC} 、 ER_{CD} 、ならびに推定器 27 から供給される全体的減衰最小状態 ER_{MA} 、 ER_{MB} 、 ER_{MC} 、 ER_{MD} を入力部で受け取り、これらの状態を基にして、各車輪について設定減衰則および全体的減衰最小状態の最大値を採用することにより、車輪 A、B、C、D のショックアブソーバの制御状態 ER_A 、 ER_B 、 ER_C 、 ER_D を計算する：

$$ER_A = \max(ER_{CA}, ER_{MA})$$

$$ER_B = \max(ER_{CB}, ER_{MB})$$

$$ER_C = \max(ER_{CC}, ER_{MC})$$

$$ER_D = \max(ER_{CD}, ER_{MD})$$

【0224】

これらの制御状態 ER_A 、 ER_B 、 ER_C 、 ER_D は、各ショックアブソーバ AM が採用する減衰則を決定し、制御入力部 COM 上で、各車輪 A、B、C、D に対する各ショックアブソーバ AM のアクチュエータに送られる制御量 ER である。

【0225】

制御状態 ER_A 、 ER_B 、 ER_C 、 ER_D はさらに、アクチュエータの実状態 ER として推定器 12 の入力部に送られる。

【0226】

次に、車輪 A、B、C、D のショックアブソーバの制御状態 ER_A 、 ER_B 、 ER_C 、 ER_D を計算するために装置内に設けることができる追加機能について説明する。

【0227】

衝撃の考慮

衝撃の検出は前輪上で行われる。障害物を予測するのは不可能である。したがって障害物は前輪がそれを乗り越えるときに検出される。衝撃の検出は車両の前輪の変位速度を監視することによって行われる。

【0228】

衝撃の特異性は、衝撃によって車輪のレベルで発生する変位速度が高いことである。障害物の振幅は小さいことがあるが（たとえば奥行きの浅い鳥の巣）、車輪は高速で変位するので障害物により衝撃が生じる。

【0229】

図 16 では、衝撃検出時の設定状態すなわち設定減衰則 ERP を計算するために推定器

10

20

30

40

50

50が設けてある。この推定器50は、

- － 変位センサCAP-DEBから供給される前輪A、Bの変位DEB(A)、DEB(B)
- － 前輪A、Bの変位速度VDEB(A)、VDEB(B)
- － 測定車両速度VVH
- － 補正横方向加速度

$$\ddot{Y}_{COR}$$

10

- － 第1の快適性抗力 F_{z1} 、 $F_{\theta1}$ および $F_{\phi1}$ ならびに第2の挙動抗力 F_{z2} 、 $C_{\theta2}$ および $C_{\phi2}$ の重み付け係数 α を入力部で受け取る。

【0230】

衝撃の検出および処理は車輪の左輪、右輪で別々に行われる。右前輪でのみ衝撃が検出された場合、右側車輪でのみ衝撃の処理がアクティブ化される。左前輪でのみ衝撃が検出された場合、左側車輪でのみ衝撃の処理がアクティブ化される。

【0231】

推定器50は、

- － 変位DEBおよび変位速度VDEBの関数として衝撃の検出モジュール51
- － 車両速度VVH、補正横方向加速度

20

$$\ddot{Y}_{COR}$$

、および重み付け係数 α の関数としてのアクティブ化遅延および処理抑制信号計算モジュール52

- － 左側衝撃処理モジュール53
- － 右側衝撃処理モジュール54

30

を含む。

【0232】

衝撃の検出

衝撃検出しきい値SDPはモジュール51内で予め定義されている。車両のある一方の側、たとえば以下の説明では左側において、前輪の変位速度VDEB(A)が絶対値で衝撃検出しきい値SDPより大きいと、衝撃可能性検出ブール論理信号Pが1になるが、前輪の変位速度VDEB(A)が絶対値で衝撃検出しきい値SDP以下であると、衝撃可能性検出ブール論理信号Pは0である。

【0233】

調整を最適化するために、この衝撃検出しきい値SDPは車両速度VVHの関数としてパラメータ化されている。衝撃検出のしきい値を車両速度の関数として与える予め登録された表、曲線、またはマップから、たとえば線形補間により、車両速度VVHに対応する衝撃検出しきい値SDPを抽出する。たとえばきわめて高い速度VVHでは、どのような障害物でも高い変位速度を発生するおそれがある。したがって車両速度が高い場合、衝撃検出しきい値SDPを高くし、本来の意味での衝撃に対応しない道路応力の発生時に、不要の処理を行わないようにすることが必要である。

40

【0234】

衝撃後の変位速度はしばらくの間定まらないことがあり、開始時の衝撃のみが原因でしきい値SDPを数回にわたって超えるおそれがある。しきい値SDPを最初に超えた時点で起動するタイマTEMPにより、同一回の衝撃通過に対して複数の衝撃を検出するとい

50

う事態を回避することができる。

【0235】

たとえば、検出された衝撃は、たとえば15ミリ秒といった規定の衝撃検出時間DDPよりも長く検出された場合のみ有効であるとみなされる。

【0236】

衝撃の検出の抑制

前輪変位DEB(A)、DEB(B)の少なくとも一方が第1設定しきい値SDEB1未満になるか、第2設定しきい値SDEB2よりも大きくなると、衝撃の検出を抑制するために、衝撃検出抑制信号S=SIDPが1に等しいものとして生成され、そうでなければ0に等しくなる。

【0237】

事実、車体の運動が大きいときは、変位は、車軸システムがそのストッパに接触するような量である。ストッパへの押圧により、衝撃処理機能をアクティブ化しうる大きな変位速度が生じる。このような状況下でこの機能がアクティブ化されると、この機能により、ある時間中は、リアにソフト減衰状態が課せられる。問題は、車軸がそのストッパに接触しているときに減衰状態がソフト側に移行すると、車体の運動が全く制動されなくなり、リア車軸の過度のポンピング現象が発現することである。したがってこのような状況下では衝撃の検出を抑制する。そのためには、車輪の変位を監視する。これらの変位が、(予め作動ストッパまたは開放ストッパと接触している、車輪の可能な変位ストロークに相当する)パラメータ化可能なしきい値SDEB1またはSDEB2を超えると、衝撃の検出が抑制される。

【0238】

モジュール51は、衝撃可能性検出信号Pを基にして、以下の方法で衝撃有効化信号Wを発生する。

【0239】

1つ前のサイクルn-1における信号の値、および衝撃可能性検出信号Pの関数として計算された、タイマ経過時間TEMPの信号Tの関数として、計算サイクルnにおいて、有効衝撃信号Qおよび衝撃有効化信号Wが生成される。

【0240】

有効衝撃信号Qは1に初期化される。

【0241】

衝撃可能性検出信号Pが、前回の立ち上がり以降、タイマ時間TEMPよりも長い間0のままである場合、タイマ経過時間TEMPの信号Tは1になる。そうでない場合、タイマ経過時間TEMPの信号Tは0である。

【0242】

有効衝撃信号Qは、

$$Q' = \overline{Q} \cdot \overline{W} \cdot T + \overline{Q} \cdot W \cdot T + Q \cdot \overline{W} \cdot \overline{T} + Q \cdot W \cdot T$$

に等しい。(式中、Q'は次サイクルにおける状態を表し、 $\overline{}$ は補数を表す)

【0243】

すると衝撃有効化信号Wは1になり、

- たとえば時間DDPとなる3サイクルなど、連続する規定回数のサイクルの間、衝撃可能性検出信号Pが1の状態にあり、
- 有効衝撃信号Qが1であり、
- 信号S=衝撃検出抑制SIDPが非抑制を示す0であり、
- 補正横方向加速度

10

20

30

40

$$\ddot{Y}_{COR}$$

が絶対値で補正横方向加速度の規定抑制しきい値 $S Y$ 未満である：

$$|\ddot{Y}_{COR}| < SY$$

10

すなわち

$$W = P \cdot Q \cdot \bar{S} \cdot (|\ddot{Y}_{COR}| < SY)$$

のとき、衝撃がうまく検出されたことを示す。

【0244】

低速向けの通過遅延および抑制

後輪への衝撃の伝達を向上させるためには、後輪はソフト減衰状態で障害物を通過することが必須である。そのためには、後輪が通過した正確なタイミングを衝撃処理機能が推定しなければならない。

20

【0245】

前輪で衝撃が検出されたとき、すなわち衝撃有効化信号が1になると、モジュール52は、一般的に

$$DEL = (e / V V H) - T R$$

(式中、 $T R$ はソフト状態に移行するためにアクチュエータに必要な時間に相当する規定反応時間である)に従って、前輪に対する後輪の通過遅延 $D E L$ を計算する。

【0246】

車両速度 $V V H$ が低過ぎる (車両速度しきい値 $S V V H$ 以下である) 場合、あるいは第1の快適性抗力 F_{z1} 、 $F_{\theta 1}$ および $F_{\phi 1}$ ならびに第2の挙動抗力 F_{z2} 、 $C_{\theta 2}$ 、 $C_{\phi 2}$ の重み付け係数 α が大き過ぎる (重み付け係数しきい値 $S C O E F F$ 以上である) 場合、低速向けの抑制信号 $S I N V$ が1になり、通過遅延 $D E L$ は最大規定値 $D E L M A X$ に等しくなる。

30

【0247】

後輪の処理

左前輪上で衝撃が検出されると、通過遅延 $D E L$ 中に左輪処理モジュール53内でタイマが起動する。このタイマの終了時、車両の左後輪について、規定の処理時間中、規定のソフト設定減衰状態 $E R P$ が課せられ、左後輪のショックアブソーバにより衝撃が適切に減衰されるようにする。適用する減衰状態および処理時間はパラメータ化可能な調整データである。

40

【0248】

前輪の処理

左前輪上で衝撃が検出された場合、左前輪上についての処理は後処理でしかない。後処理は車軸システムの揺れを制限し、障害物の直後の車輪の運動およびバウンドを制動することを目的とする。

【0249】

前輪の後処理は、規定処理時間中、規定のハード設定減衰状態 $E R P$ を課すことから成る。適用する減衰状態および処理時間はパラメータ化可能な調整データである。

【0250】

前輪および後輪の後処理

50

後輪の処理が終了したら、前輪および後輪について衝撃の後処理を行う。障害物の通過による車輪の動きを制動するために、規定の後処理時間中、後輪に規定のハード設定減衰状態 E R P を課す。適用する減衰状態ならびに前輪および後輪の後処理時間はパラメータ化可能な調整データである。

【 0 2 5 1 】

処理の抑制

衝撃処理モジュール 5 3、5 4 は、S k y H o o k および R o a d H o o k 機能によって要求される減衰状態 E R よりも重要になることがある強制的衝撃減衰状態 E R P を発生する。

【 0 2 5 2 】

ある状況下では、これらの強制的衝撃減衰状態 E R P は車両の快適性を低下させるか、車両の安全性にとって危険になることがある。したがって場合によっては衝撃の処理を抑制することがある。

【 0 2 5 3 】

著しい悪路を車両が高周波応力（舗装路型）をともなって走行するとき、車輪の変位速度は高レベルに達し、衝撃の処理機能をアクティブ化することがある。

【 0 2 5 4 】

この機能がアクティブ化された場合、この機能は設定衝撃減衰状態 E R P を課すことになり、この状態は 4 輪に対して一定期間中、ハードになる。舗装道路上では、これらのハード減衰状態 E R P により後処理中常に不快感が生じる。舗装道路上において車体の運動を生じない最良の戦略は実際に可能な限りソフトな則のままでいることである。

【 0 2 5 5 】

したがって、たとえば衝撃有効化信号 W に関して、所定の短時間のうちにたとえば 3 つなど所定数の衝撃が検出されたら直ちに衝撃の処理を抑制する。その結果生じる抑制の継続時間はパラメータ化可能である。

【 0 2 5 6 】

処理を抑制する別のケースとしてありうるのは車両速度 V V H が低過ぎる場合である。また、A M V A R 合成論理が「挙動モード」にあるとき、すなわち R o a d H o o k 論理がアクティブ化され、重み付け係数 α が 1 に等しいか 1 に近いときも、衝撃の処理を抑制する（上記 S I N V を参照のこと）。

【 0 2 5 7 】

処理を抑制する別のケースとしてありうるのは車両の安全性のために備える場合である。運転者から大きな要請があるとき、あるいは安定したカーブ走行に車両が置かれたときには、ソフト減衰状態を課するのがロードホールディングにとって危険となることがある。これらの走行条件においては、特に車両の挙動を最適化する R o a d H o o k 論理を他の機能により O F F にしてはならない。これは人間の安全性を高めるものである。したがってまず車両の横方向加速度を監視する。すなわち横方向加速度が、あるパラメータ化可能なしきい値を超えたとき、ならびに上記のように、補正横方向加速度

$$\ddot{Y}_{COR}$$

が絶対値で補正横方向加速度の規定の抑制しきい値 S Y 以上であるとき、衝撃の処理を抑制する：

$$|\ddot{Y}_{COR}| \geq SY$$

【 0 2 5 8 】

モジュール 5 2 は衝撃処理抑制信号 I N H I B を発生するが、この信号は、以下の条件のうちの少なくとも一方および／または双方が満たされたとき、モジュール 5 3 および 5 4 による衝撃の処理を抑制するために 1 に等しくなる：

- ー 衝撃有効化信号 W の立ち上がりによって表される所定の衝撃数が所定の時間内に検出される
- ー 低速向けの抑制信号 S I N V が 1 になり、車両速度 V V H が低過ぎるか、第 1 の快適性抗力 F_{z1} 、 $F_{\theta1}$ および $F_{\phi1}$ ならびに第 2 の挙動抗力 F_{z2} 、 $C_{\theta2}$ 、 $C_{\phi2}$ の重み付け関数 α が大き過ぎて、R o a d h o o k 論理が作動しているとは言えない。

$$|\ddot{Y}_{COR}| \geq SY$$

10

【0259】

通過遅延 D E L および衝撃処理抑制信号 I N H I B は各処理モジュール 5 3、5 4 の 2 つの入力部に送られる。各モジュール 5 3、5 4 は、A N D 論理演算子によってそれぞれ左前輪 A の衝撃有効化信号 W の入力部 W (A) および右前輪 B の衝撃有効化信号 W の入力部 W (B) と組み合わせられてモジュール 5 3、5 4 の計算周波数を示す、クロック入力部 C L K も含む。また、図示する各ブロック、推定器およびモジュールにもクロック入力部が設けられる。

【0260】

20

推定器 5 0 が設けられる場合、推定器は、衝撃検出時、設定状態 E R P、すなわち車輪 A、B、C、D についての設定状態 E R P_A、E R P_B、E R P_C、E R P_D を、制御モジュール 2 8 のもう一方の入力部に供給する。

【0261】

制御モジュール 2 8 はこれらの状態を基にして、各車輪について、設定減衰状態 E R_C、E R P および減衰についての全体的最小状態の E R M の最大値を採用することにより、車輪 A、B、C、D のショックアブソーバの制御状態 E R_A、E R_B、E R_C、E R_D を計算する：

$$E R_A = \max (E R_{C_A}, E R P_A, E R_{M_A})$$

$$E R_B = \max (E R_{C_B}, E R P_B, E R_{M_B})$$

$$E R_C = \max (E R_{C_C}, E R P_C, E R_{M_C})$$

$$E R_D = \max (E R_{C_D}, E R P_D, E R_{M_D})$$

30

【0262】

大振幅運動の考慮（大変位論理）

前輪または後輪の大変位および高速変位の検出も行っている。その目的は、前進時および／または後退時における車体の大きな振幅の動きを発生させる障害物を最も早期に検出することである。フロント車軸またはリア車軸の右輪および左輪に同時に応力を与える障害物を処理するためにこのような状況の検出が用意されている。これらの障害物は凹凸路では圧縮状態で検出され、大寸法の凹路では弛緩状態で検出することができる。前進時、この種の障害物により、前輪に大きな振幅の変位および変位速度が生じる。

40

【0263】

図 1 7 では、大振幅車輪運動の検出時の設定状態すなわち設定減衰則 E R G D を計算するために推定器 6 0 が設けられる。この推定器 6 0 は、

- ー 変位センサ C A P - D E B から供給される変位 D E B (A)、D E B (B)、D E B (C)、D E B (D) を基にしてフィルタ 1 3 から供給される、たとえばろ波された変位 D E B F (A)、D E B F (B)、D E B F (C)、D E B F (D) である、前輪 A、B のフロント変位 D E B (A)、D E B (B) および後輪 C、D の変位 D E B (C)、D E B (D)
- ー 微分モジュール D E R から供給される、前輪 A、B のフロント変位速度 V D E B (A)、V D E B (B) および後輪 C、D の変位速度 V D E B (C)、V D E B (D)

50

- 測定車両速度 $V V H$
 - 推定器 24 から供給される車体の振動レベル $N T C$
- を入力部で受け取る。

【0264】

推定器 60 は大振幅運動の検出および処理論理を使用し、

- 車輪の大振幅運動検出モジュール 61
 - 車輪の大振幅運動検出有効化および抑制モジュール 62
 - 車輪の大振幅運動処理係数 χ 計算モジュール 63
 - 車輪の大振幅運動の場合の設定状態すなわち設定減衰則 $E R G D$ 計算モジュール 64
- を含む。

10

【0265】

車輪の大振幅運動の検出

第 1 の大変位検出しきい値 $S D G D$ および第 2 の高速変位検出しきい値 $S V G D$ はモジュール 61 内で予め定義されている。

【0266】

左前輪の変位 $D E B F (A)$ が第 1 の大変位検出しきい値 $S D G D$ を超えること、右前輪の変位 $D E B F (B)$ が第 1 の大変位検出しきい値 $S D G D$ を超えること、左前輪の変位速度 $V D E B (A)$ が第 2 の高速変位検出しきい値 $S V G D$ を超えること、右前輪の変位速度 $V D E B (B)$ が第 2 の高速変位検出しきい値 $S V G D$ を超えることが同時に行われた場合、前輪上で大振幅の車輪運動が検出されたことを示すために、第 1 のフロント大運動検出信号 $S D G D A V$ が 1 になる。

20

【0267】

第 2 のリア大運動検出信号 $S D G D A R$ についても同様であり、後輪に関して変位 $D E B F (D)$ および $D E B F (C)$ ならびに変位速度 $V D E B (D)$ および $V D E B (C)$ により 4 つの超過条件が同時に満たされたとき、後輪上で大振幅の車輪運動が検出されたことを示すために 1 になる。

【0268】

第 1 および第 2 のしきい値 $S D G D$ および $S V G D$ はフロントとリアとで異なっているもよい。第 1 および／または第 2 のしきい値 $S D G D$ および $S V G D$ を超える動作は、たとえばショックアブソーバの弛緩時の下側しきい値 $S D G D$ 、 $S V G D$ より下への変位および／または変位速度の移行、および／または、たとえばショックアブソーバの起動時の下側しきい値 $S D G D$ 、 $S V G D$ より上位の他のしきい値 $S D G D$ より上への変位および変位速度の移行であってもよい。

30

【0269】

第 1 のフロント大運動検出信号 $S D G D A V$ および／または第 2 のリア大運動検出信号 $S D G D A R$ が 1 であることが検出されると、車輪上での車輪の大振幅運動が検出されたことを示すために、大運動検出信号 $S G D$ が 1 になる。大運動検出信号 $S G D$ は、検出モジュール 61 から有効化および抑制モジュール 62 へ供給される。

【0270】

精度を高めるとともに不測の処理を防止するために、車両速度 $V V H$ の関数として第 1 の大変位検出しきい値 $S D G D$ および第 2 の高速変位検出しきい値 $S V G D$ がパラメータ化される。たとえばこれらの各しきい値 $S D G D$ 、 $S V G D$ について、検出しきい値を車両速度の関数として与える予め登録された表、曲線またはマップから、たとえば直線補間により、車両速度 $V V H$ に対応する検出しきい値 $S D G D$ 、 $S V G D$ の値を抽出する。

40

【0271】

車輪の大運動の検出の抑制

- 第 1 の快適性抗力 F_{z1} 、 $F_{\theta1}$ および $F_{\phi1}$ ならびに第 2 の挙動抗力 F_{z2} 、 $C_{\theta2}$ および $C_{\phi2}$ の重み付け係数 α が過度に大きく（重み付け係数のしきい値 $S C O E F F 2$ よりも大きい、たとえば 0） $R o a d h o o k$ 論理が少なくとも部分的に有効であると示すことができない

50

ー 振動レベル N T C が振動レベルの規定しきい値 S N T C よりも高い
の条件のうちの 1 つまたは複数が満たされたときには、モジュール 6 2 から車輪の大振幅
運動検出の有効化または抑制信号 I N S G D が生成されるが、このとき、検出を抑制する
ために 0 に等しいものとして生成される。

【 0 2 7 2 】

抑制条件のいずれも満たされず、かつ車輪の大振幅運動が検出されることを示すために
大運動検出信号 S G D が 1 である場合、信号 I N S G D は、車輪の大振幅運動の検出有効
化状態 1 になる。

【 0 2 7 3 】

運転者の要請をうける第 1 の抑制のケース（重み付け係数 α ）では、車体の保持性を向
上させ、特に車輪と地面との接触を最大にするためには、道路応力に対し R o a d h o o
k 論理を再三にわたって作動させる方がより確実である。もし R o a d h o o k 論理が通
過設定値をソフト減衰状態に伝達することを所望する場合、それを阻止してはならない。
R o a d h o o k 論理がアクティブなときに大振幅運動の検出および処理を抑制するのは
この理由による。

【 0 2 7 4 】

第 2 の抑制のケース（振動レベル N T C）では、過度にハードな減衰状態は車体に道路
の凹凸を伝達し、したがってこの道路によって生じる微振動および振動をろ波しないため
、振動上の快適性に関しては大振幅運動の処理は不利になることがある。道路が不良なと
きには大振幅運動の処理論理を抑制するのが好ましいのはこの理由による。変位 D E B の
帯域ろ過に基づいた道路状態認識論理を用いる。低周波レベル N M C および振動レベル N
T C の計算について上述したように、道路状態（良路、舗装は良好だが車体の運動を発生
させる道路、舗装は不良だが平坦な道路、舗装が不良で車体の運動を発生する道路）を特
徴付けるために、車体モード周辺（1 ヘルツ周辺）のろ波および振動の帯域（3 ヘルツか
ら 8 ヘルツの間）でのろ波が使用される。抑制のためには、3 ヘルツから 8 ヘルツの間の
ろ波を基にして計算された振動レベルを用いる。振動レベルの規定しきい値 S N T C はパ
ラメータ化することができる。このようにして車体の安定性と振動快適性との間のトレ
ードオフが最適化される。

【 0 2 7 5 】

車輪の大運動の処理

推定器 6 3 は、車輪の大振幅運動検出の有効化または抑制信号 I N S G D から、車輪の
大振幅運動処理係数 χ を計算する。

【 0 2 7 6 】

処理係数 χ は 0 以上、1 以下の変数である。デフォルトでは処理係数 χ は 0 である。信
号 I N S G D が車輪の大振幅運動検出の抑制状態 0 から、車輪の大振幅運動検出の有効化
状態 1 に移行すると、処理係数 χ は、たとえば、モジュール 6 3 の入力部における第 1 タ
イマ T E M P 1 によりパラメータ化可能な規定の立ち上がり勾配で 0 から 1 まで増加する
。次に処理係数 χ は、たとえば、モジュール 6 3 の入力部における第 2 タイマ T E M P 2
によりパラメータ化可能な規定の時間中、その最大値である 1 に保持され、モジュール 6
3 の入力部における第 3 タイマ T E M P 3 によりパラメータ化可能な規定の立ち下がり勾
配で 0 まで減少する。

【 0 2 7 7 】

車輪の大運動検出時の最小状態

モジュール 6 4 は、車輪の大振幅運動処理係数 χ および車両速度 V V H を受け取り、こ
れらを基にして、車輪の大振動運動検出時の設定減衰則 E R G D を計算する。

【 0 2 7 8 】

車輪の大振動運動状況の処理は設定減衰の最小状態 E R G D を使用して行われる。

【 0 2 7 9 】

処理係数 χ の計算において作用する種々のパラメータにより、モジュール 6 4 によって
減衰の最小状態 E R G D が適用されるタイミングおよび時間を正確に制御することが可能

10

20

30

40

50

になる。

【0280】

これらの最小状態 $ERG D$ は、車両速度の如何に関わらず車体の保持と振動快適性との間のトレードオフを最適化するために、車両速度 $V V H$ の関数としてパラメータ化することができる：たとえば、使用する最小状態は、大きな変位を発生する道路の応力によって数値が高い最小状態が必要となる高速時よりも、凹凸路通過時の 30 km/h 時の方が数値が低い。また最小状態 $ERG D$ は前輪と後輪とで別々に計算することもできる。

【0281】

設定減衰状態 $ERG D$ の計算はたとえば以下のようにして行われる：

- 一 中間状態を車両速度の関数として与える予め登録された表または曲線から、たとえば直線補間により、車輪の大振幅運動中間状態 $ERG D - I N T E R$ （中間的減衰則番号）、すなわち車両速度 $V V H$ に対応する車輪の大振幅運動の中間状態の値 $ERG D - I N T E R$ が抽出され、
- 一 中間減衰状態 $ERG D - I N T E R$ に車輪の大振幅運動処理係数 χ を乗じ、これを最も近い減衰則番号に四捨五入したものを車輪の大振幅運動の設定減衰状態 $ERG D$ とする。

10

【0282】

推定器 60 が設けられている場合、この推定器は車輪の大振幅運動検出時の設定減衰状態 $ERG D$ 、すなわち車輪 A、B、C、D にとっての設定状態 $ERG D_A$ 、 $ERG D_B$ 、 $ERG D_C$ 、 $ERG D_D$ を、制御モジュール 28 の別の入力部に供給する。

20

【0283】

制御モジュール 28 は、これらの状態を基にして、各車輪について、設定減衰状態 $ERG C$ 、 $ERG D$ （および場合によっては衝撃の取り込みのための ERP ）および減衰の全体的最小状態 ERM の最大値を求めることにより、車輪 A、B、C、D のショックアブソーバの制御状態 ER_A 、 ER_B 、 ER_C 、 ER_D を計算する：

$$\begin{aligned} ER_A &= \max(ER_{CA}, ERGD_A, ERM_A) \\ ER_B &= \max(ER_{CB}, ERGD_B, ERM_B) \\ ER_C &= \max(ER_{CC}, ERGD_C, ERM_C) \\ ER_D &= \max(ER_{CD}, ERGD_D, ERM_D) \end{aligned}$$

【図面の簡単な説明】

30

【0284】

【図 1】車両のフロントアクスルの地面へのリンク装置の概略斜視図である。

【図 2】サスペンション制御装置を示す概略機能図である。

【図 3】車輪上にサスペンションを具備する車体の概略斜視図である。

【図 4】本発明による制御装置のモダル速度計算ユニットのモジュラーブロック図である。

【図 5】図 4 による制御装置内に設けられた推定器のモジュラーブロック図である。

【図 6】 $Skyhook$ 型モダル抗力計算ユニットのモジュラーブロック図である。

【図 7】フロントおよびリアにおけるばね上重量計算ユニットのモジュラーブロック図である。

40

【図 8】図 7 によるユニットのばね上重量計算方法のフローチャートである。

【図 9】車体の運動および振動レベルの計算ユニットのモジュラーブロック図である。

【図 10】 $Roadhook$ 型モダル抗力計算ユニットのモジュラーブロック図である。

。

【図 11】予測モダル抗力項計算ユニットのモジュラーブロック図である。

【図 12】 $Skyhook$ 型モダル抗力計算ユニットおよび $Roadhook$ 型モダル抗力計算ユニットを含む、車輪に対する設定抗力計算ユニットのモジュラーブロック図である。

【図 13】図 12 による計算ユニット内で生じる、応力検出信号、および応力の関数として計算される中間重み係数のタイミングチャートである。

50

【図 1 4】図 1 2 による計算ユニット内で生じる、単純なカーブ転回中におけるハンドルの角度、および S k y h o o k 抗力と R o a d h o o k 抗力の間の重み係数のタイミングチャートである。

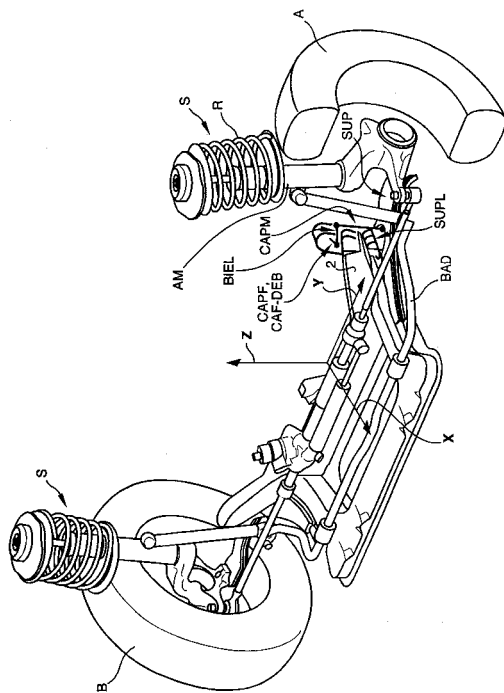
【図 1 5】サスペンションの可変ショックアブソーバの減衰則を示す図である。

【図 1 6】衝撃検出時の設定減衰則計算ユニットのモジュールブロック図である。

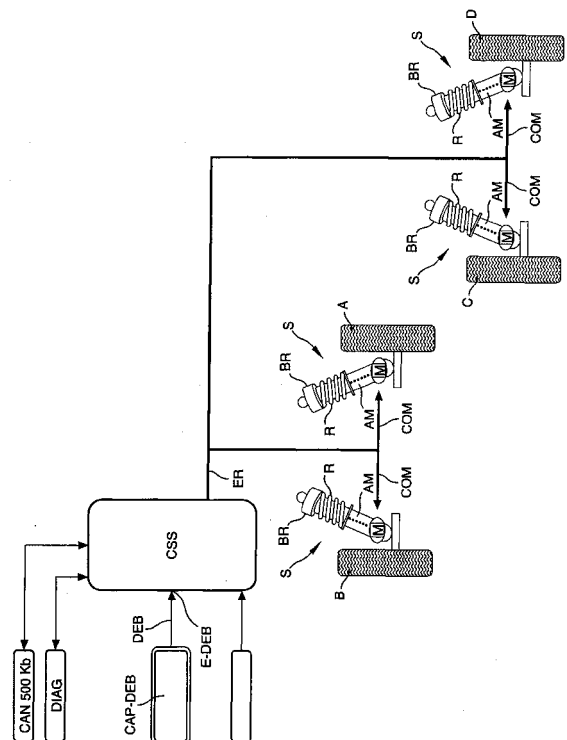
【図 1 7】車体の大振幅運動の検出時の設定減衰則計算ユニットを示す図である。

【図 1 8】車体および前輪または後輪への変位センサの結合を示す概略横断面図である。

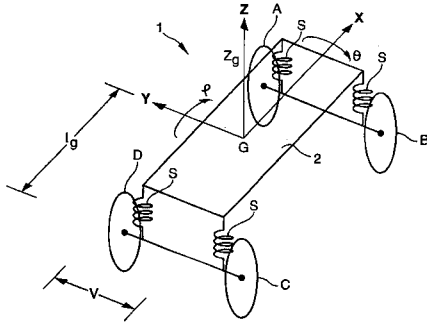
【図 1】



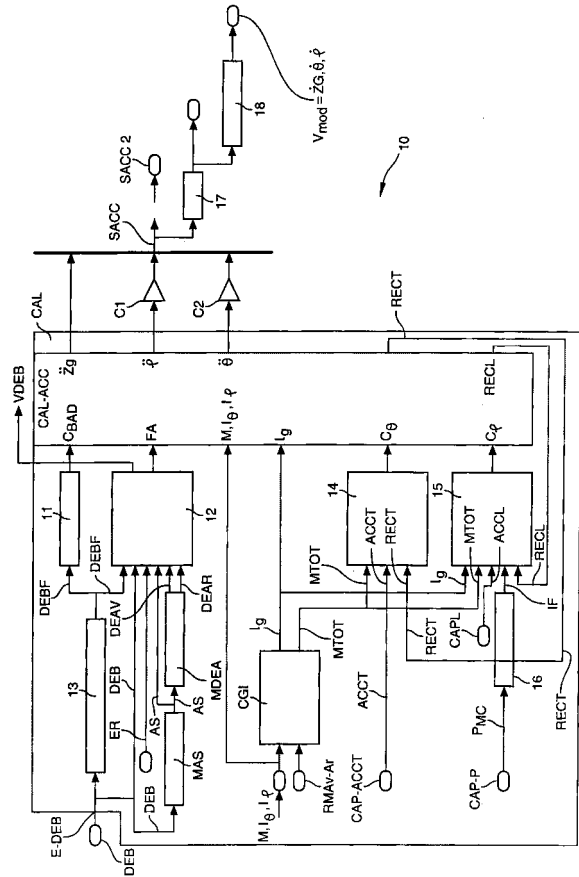
【図 2】



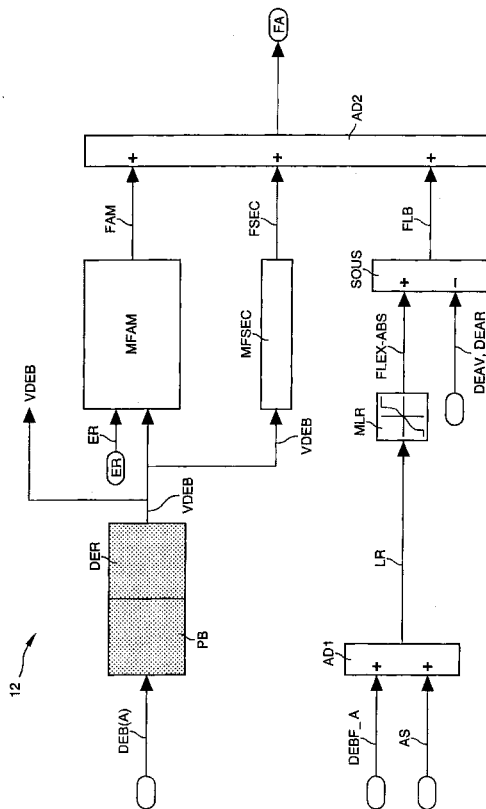
【図 3】



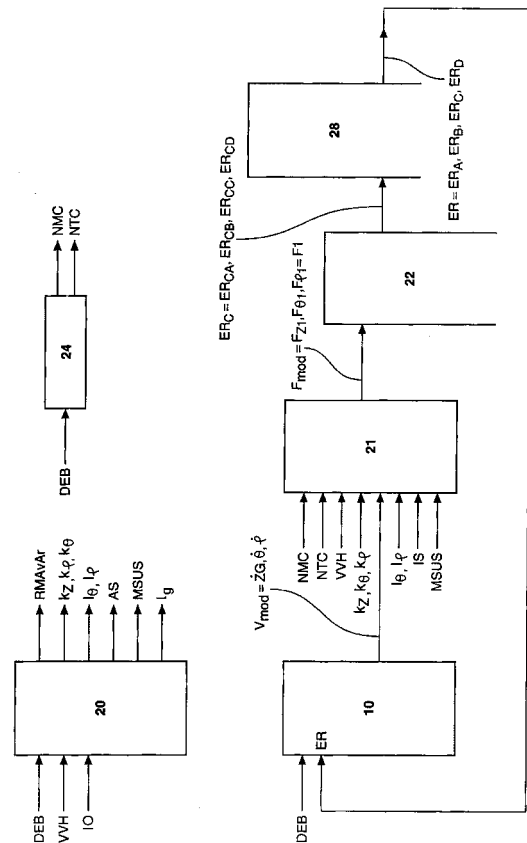
【図 4】



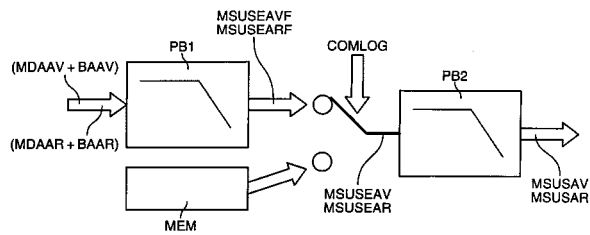
【図 5】



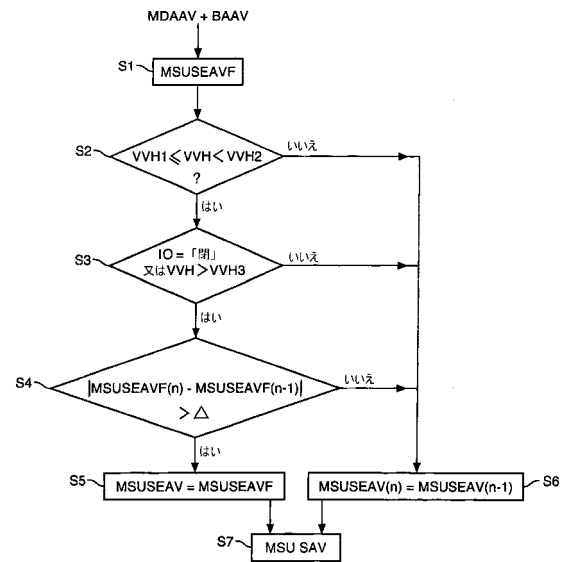
【図 6】



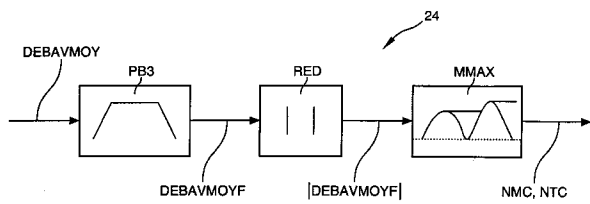
【図 7】



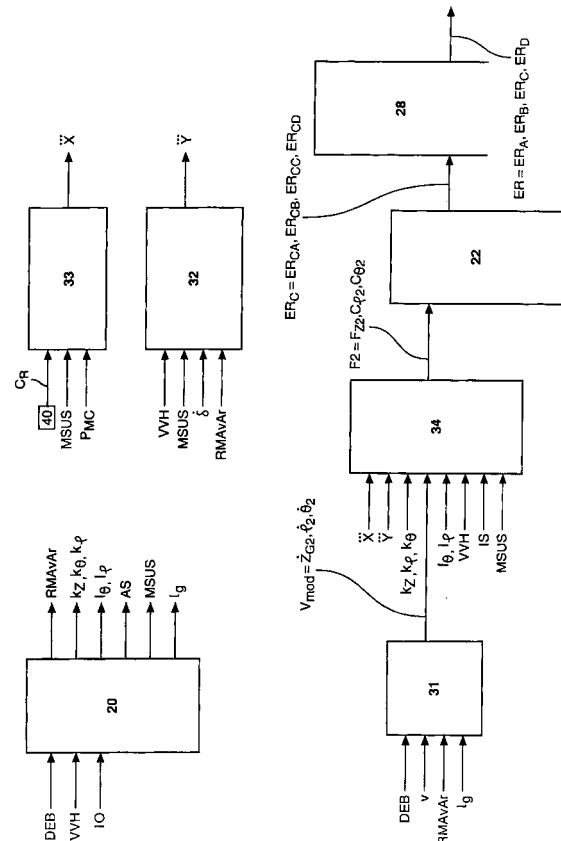
【図 8】



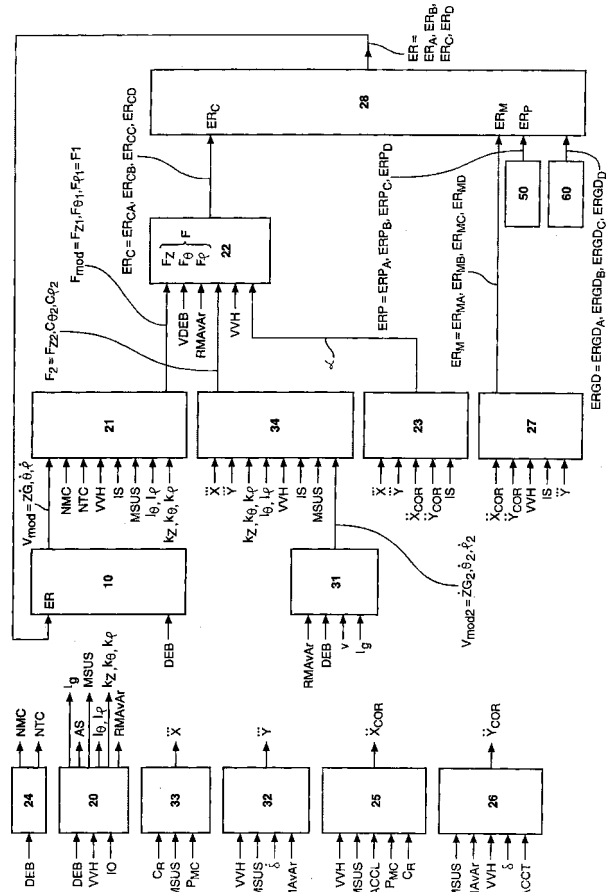
【図 9】



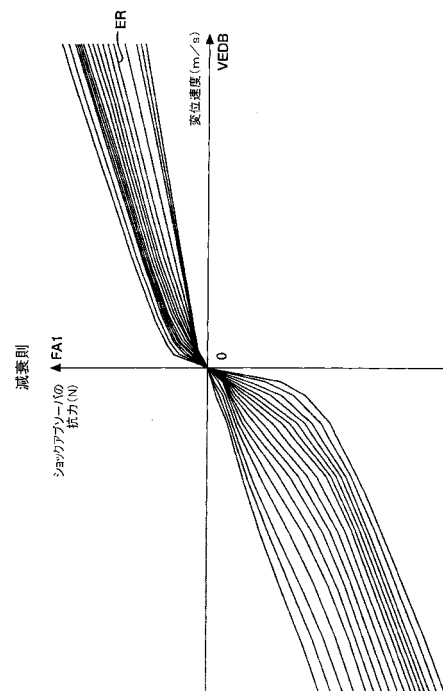
【図 10】



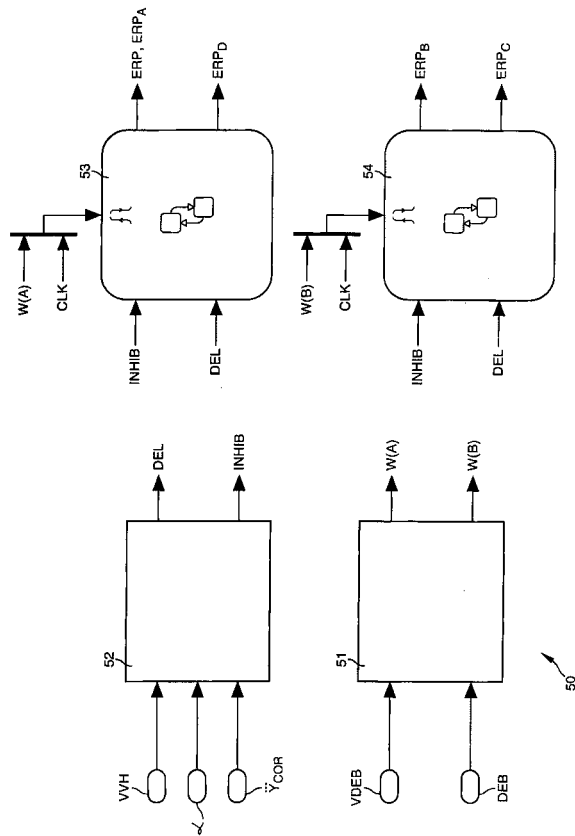
【図 1 2】



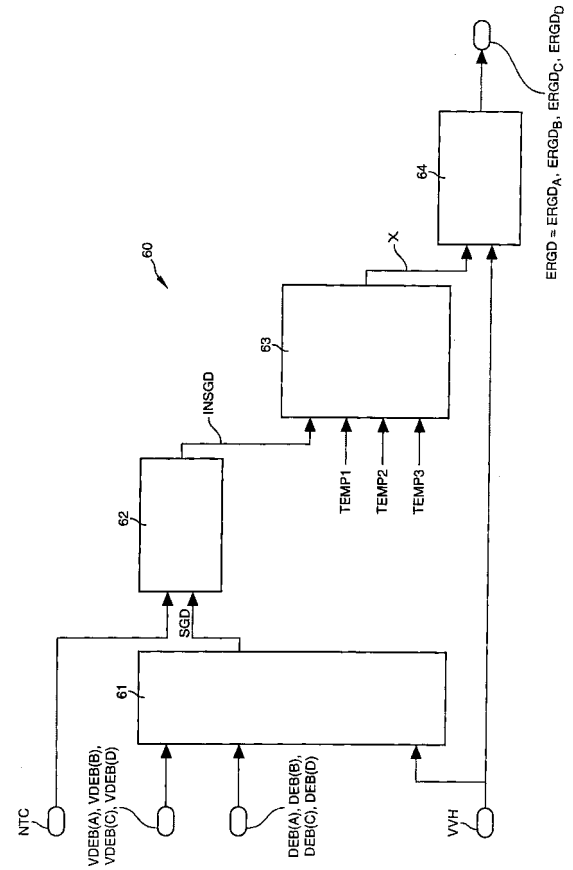
【 図 1 5 】



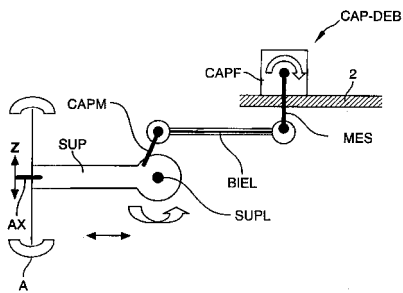
【図 16】



【図 17】



【図 18】



【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/FR2006/050887

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. B60G17/0165
ADD. B60G3/20 B60G3/04 F16F9/46

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)
B60G F16F

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

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

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 5 303 155 A (KALLENBACH ET AL) 12 April 1994 (1994-04-12) column 3, lines 14-28 column 3, line 60 - column 4, line 52; claim 1; figures 1-3	1-25
A	US 2004/254701 A1 (LAPLANTE JOHN A ET AL) 16 December 2004 (2004-12-16) paragraphs [0004] - [0018], [0110]; claim 1; figures 1,5,6	1-25
A	EP 0 539 063 A (LORD CORPORATION) 28 April 1993 (1993-04-28) column 11, line 10 - column 16, line 42; figures 3,4	1-25
	-/-	

☒ 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 document 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

24 January 2007

Date of mailing of the International search report

13/02/2007

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Bolte, Uwe

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/FR2006/050887

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 5 445 405 A (ONOZAWA ET AL) 29 August 1995 (1995-08-29) column 5, lines 20-43; claims 1,15,16; figures 1,3 -----	1-25

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/FR2006/050887

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 5303155	A	12-04-1994	JP 4232111 A	20-08-1992
US 2004254701	A1	16-12-2004	US 2003160369 A1	28-08-2003
EP 0539063	A	28-04-1993	CA 2081219 A1	26-04-1993
			JP 5221223 A	31-08-1993
			US 5276622 A	04-01-1994
US 5445405	A	29-08-1995	JP 3118116 B2	18-12-2000
			JP 6305318 A	01-11-1994

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Demande internationale n°

PCT/FR2006/050887

A. CLASSEMENT DE L'OBJET DE LA DEMANDE INV. B60G17/0165 ADD. B60G3/20 B60G3/04 F16F9/46		
Selon la classification internationale des brevets (CIB) ou à la fois selon la classification nationale et la CIB		
B. DOMAINES SUR LESQUELS LA RECHERCHE A PORTE Documentation minimale consultée (système de classification suivi des symboles de classement) B60G F16F		
Documentation consultée autre que la documentation minimale dans la mesure où ces documents relèvent des domaines sur lesquels a porté la recherche		
Base de données électronique consultée au cours de la recherche internationale (nom de la base de données, et si cela est réalisable, termes de recherche utilisés) EPO-Internal		
C. DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS		
Catégorie*	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
A	US 5 303 155 A (KALLENBACH ET AL) 12 avril 1994 (1994-04-12) colonne 3, ligne 14-28 colonne 3, ligne 60 - colonne 4, ligne 52; revendication 1; figures 1-3	1-25
A	US 2004/254701 A1 (LAPLANTE JOHN A ET AL) 16 décembre 2004 (2004-12-16) alinéas [0004] - [0018], [0110]; revendication 1; figures 1,5,6	1-25
A	EP 0 539 063 A (LORD CORPORATION) 28 avril 1993 (1993-04-28) colonne 11, ligne 10 - colonne 16, ligne 42; figures 3,4	1-25
-/-		
☒ Voir la suite du cadre C pour la fin de la liste des documents ☒ Les documents de familles de brevets sont indiqués en annexe		
* Catégories spéciales de documents cités: "A" document définissant l'état général de la technique, non considéré comme particulièrement pertinent "E" document antérieur, mais publié à la date de dépôt international ou après cette date "L" document pouvant jeter un doute sur une revendication de priorité ou cité pour déterminer la date de publication d'une autre citation ou pour une raison spéciale (telle qu'indiquée) "O" document se référant à une divulgation orale, à un usage, à une exposition ou tous autres moyens "P" document publié avant la date de dépôt international, mais postérieurement à la date de priorité revendiquée "T" document ultérieur publié après la date de dépôt international ou la date de priorité et n'appartenant pas à l'état de la technique pertinent, mais cité pour comprendre le principe ou la théorie constituant la base de l'invention "X" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme nouvelle ou comme impliquant une activité inventive par rapport au document considéré isolément "Y" document particulièrement pertinent; l'invention revendiquée ne peut être considérée comme impliquant une activité inventive lorsque le document est associé à un ou plusieurs autres documents de même nature, cette combinaison étant évidente pour une personne du métier "Z" document qui fait partie de la même famille de brevets		
Date à laquelle la recherche internationale a été effectivement achevée		Date d'expédition du présent rapport de recherche internationale
24 janvier 2007		13/02/2007
Nom et adresse postale de l'administration chargée de la recherche internationale Office Européen des Brevets, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016		Fonctionnaire autorisé
		Boite, Uwe

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Demande internationale n°

PCT/FR2006/050887

C(suite). DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS		
Catégorie*	Identification des documents cités, avec, le cas échéant, l'indication des passages pertinents	no. des revendications visées
A	US 5 445 405 A (ONOZAWA ET AL) 29 août 1995 (1995-08-29) colonne 5, ligne 20-43; revendications 1,15,16; figures 1,3 _____	1-25

RAPPORT DE RECHERCHE INTERNATIONALE

Renseignements relatifs aux membres de familles de brevets

Demande internationale n°

PCT/FR2006/050887

Document brevet cité au rapport de recherche		Date de publication		Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
US 5303155	A	12-04-1994	JP	4232111 A	20-08-1992
US 2004254701	A1	16-12-2004	US	2003160369 A1	28-08-2003
EP 0539063	A	28-04-1993	CA	2081219 A1	26-04-1993
			JP	5221223 A	31-08-1993
			US	5276622 A	04-01-1994
US 5445405	A	29-08-1995	JP	3118116 B2	18-12-2000
			JP	6305318 A	01-11-1994

フロントページの続き

(81)指定国 AP(BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), EA(AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), EP(AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OA(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG), AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, LY, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW

Fターム(参考) 3D301 AA04 AA05 AA15 AA17 AA54 AB21 AB22 CA09 CA46 DA08
DA15 DA33 DA39 EA04 EA14 EA19 EA20 EA21 EA36 EA40
EA50 EA77 EA78 EA79 EA83 EB03 EB08 EB13 EB22 EC01
EC08 EC22 EC37 EC43 EC44 EC45 EC62 EC63 EC64 EC68