

(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 4 月 11 日(11.04.2013)



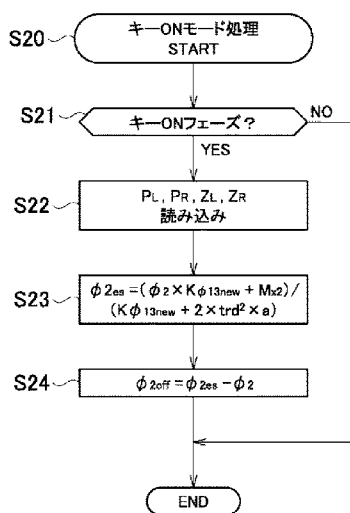
(10) 国際公開番号
WO 2013/051657 A1

- (51) 国際特許分類:
B60G 17/018 (2006.01) *B60G 17/015* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2012/075827
- (22) 国際出願日: 2012 年 10 月 4 日(04.10.2012)
- (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 2011-221805 2011 年 10 月 6 日(06.10.2011) JP
- (71) 出願人: いすゞ自動車株式会社 (ISUZU MOTORS LIMITED) [JP/JP]; 〒1408722 東京都品川区南大井 6 丁目 2 6 番 1 号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者: 岩間 俊彦 (IWAMA, Toshihiko); 〒2520881 神奈川県藤沢市土棚 8 番地 株式会社いすゞ中央研究所内 Kanagawa (JP). 藤巻 由太 (FUJIMAKI, Yuta); 〒2520881 神奈川県藤沢市土棚 8 番地 株式会社いすゞ中央研究所内 Kanagawa (JP). 佐々木 智秋 (SASAKI, Tomoaki); 〒2520881 神奈川県藤沢市土棚 8 番地 株式会社いすゞ中央研究所内 Kanagawa (JP). 降幡 健一 (FURIHATA, Kenichi); 〒2520881 神奈川県藤沢市土棚 8 番地 株式会社いすゞ中央研究所内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 米山 尚志 (YONEYAMA, Hisashi); 〒1010041 東京都千代田区神田須田町 1 丁目 7 番地 神田ミハマビル 8 階 米山国際特許事務所 Tokyo (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, 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,

[続葉有]

(54) Title: METHOD AND DEVICE FOR ESTIMATING ROLL ANGLE OF VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両のロール角推定方法及び装置



S20 Start key-on mode process
S21 Key-on phase?
S22 Read P_L , P_R , Z_L , and Z_R

(57) Abstract: A roll angle and the roll moment caused by right and left suspensions are calculated from an inner pressure value and a displacement of the right and left suspensions measured at a given time. A load-displacement characteristic corresponding to the average measured inner pressure value of the right and left suspensions is selected as the common load-displacement characteristic for the right and left suspensions when an automatic height control was not performed. The roll angle when the automatic height control was not performed is obtained on the basis of the calculated roll angle and roll moment, the selected load-displacement characteristic, and a roll stiffness coefficient stored as a value that is intrinsic to the vehicle to which the suspensions are mounted before measuring the displacement and inner pressure value.

(57) 要約: 左右サスペンションの任意の時点において測定された変位及び内圧値から、ロール角と左右サスペンションによるロールモーメントとをそれぞれ算出し、左右サスペンションの測定内圧平均値に対応する荷重-変位特性を、自動車高調整が行われなかった場合の左右サスペンションに共通の荷重-変位特性として選択し、算出したロール角及びロールモーメントと、選択した荷重-変位特性と、サスペンションを装着した車両固有の値として変位及び内圧値の測定前に記憶されたロール剛性係数とに基づき、自動車高調整が行われなかった場合のロール角を求める。



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).

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 : 車両のロール角推定方法及び装置

技術分野

[0001] 本発明は、車両のロール角推定方法及び装置に関する。

背景技術

[0002] 特開 2 0 0 9 - 2 2 7 2 6 5 号公報には、車高調整非実行時のロール角を推定することが可能な方法及び装置が記載されている。この方法及び装置では、左右サスペンションの自動車高調整開始時の一定時間前から終了時の一定時間後までの任意の異なる 2 つの時点の各々において測定した各変位及び各内圧値から、それぞれ第 1 及び第 2 のロール角と左右サスペンションによる第 1 及び第 2 のロールモーメントとを算出し、ロール角及びロールモーメントから、サスペンションを装着した車両固有のロール剛性係数を算出する。サスペンションが示し得る内圧値をパラメータとして予め求めた複数個の変位特性の内、左右サスペンションの測定内圧平均値に対応する変位特性を、自動車高調整非実行時の左右サスペンションに共通の変位特性として選択する。そして、第 2 のロール角及びロールモーメント、ロール剛性係数、及び上記選択した変位特性に基づき自動車高調整非実行時のロール角を求める。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開 2 0 0 9 - 2 2 7 2 6 5 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 上記方法及び装置では、自動車高調整開始時の一定時間前から終了時の一定時間後までの異なる 2 つの時点での左右サスペンションの各変位及び各内圧値から、車両固有のロール剛性係数を算出し、算出したロール剛性係数を用いて自動車高調整非実行時のロール角を求める。

[0005] このため、例えば車両の始動から車高調整が開始されるまでの間のように、サスペンションの状態が異なる2つの時点での変位及び内圧値を検出不可能な状態では、ロール剛性係数を算出することができず、自動車高調整非実行時のロール角を求めることができない。

[0006] 本発明は、上記実状に鑑みてなされたものであって、任意の1つの時点でのサスペンションの変位及び内圧値を検出するだけで、自動車高調整非実行時のロール角を求めることが可能なロール角推定方法及び装置の提供を目的とする。

課題を解決するための手段

[0007] 上記目的を達成すべく、本発明の第1の態様の車両のロール角推定方法は、同一の荷重－変位特性及び荷重－内圧特性を有し、且つ自動車高調整の対象となる一部の左右サスペンションの任意の時点において測定された変位及び内圧値から、ロール角と上記左右サスペンションによるロールモーメントとをそれぞれ算出する第1ステップと、上記サスペンションが示し得る内圧値をパラメータとして予め求めた複数個の荷重－変位特性のうち、上記左右サスペンションの測定内圧平均値に対応する荷重－変位特性を、上記自動車高調整が行われなかった場合の上記左右サスペンションに共通の荷重－変位特性として選択する第2ステップと、上記第1ステップで算出したロール角及びロールモーメントと、上記第2ステップで選択した荷重－変位特性と、上記サスペンションを装着した車両固有の値として上記第1ステップの変位及び内圧値の測定前に記憶されたロール剛性係数とに基づき、上記自動車高調整が行われなかった場合のロール角を求める第3ステップと、を備える。

[0008] また、本発明の第1の態様の車両のロール角推定装置は、同一の荷重－変位特性及び荷重－内圧特性を有し、且つ自動車高調整の対象となる一部の左右サスペンションの任意の時点において測定された変位及び内圧値から、ロール角と上記左右サスペンションによるロールモーメントとをそれぞれ算出する算出部と、上記サスペンションが示し得る内圧値をパラメータとして予め求めた複数個の荷重－変位特性のうち、上記左右サスペンションの測定内

圧平均値に対応する荷重－変位特性を、上記自動車高調整が行われなかった場合の上記左右サスペンションに共通の荷重－変位特性として選択する選択部と、上記第１ステップで算出したロール角及びロールモーメントと、上記第２ステップで選択した荷重－変位特性と、上記サスペンションを装着した車両固有の値として上記第１ステップの変位及び内圧値の測定前に記憶されたロール剛性係数とに基づき、上記自動車高調整が行われなかった場合のロール角を求めるロール角決定部と、を備える。

[0009] 上記第１の態様の方法及び装置では、左右サスペンションの任意の１つの時点における変位及び内圧値を測定するだけで、自動車高調整が行われなかった場合（車高調整非実行時）のロール角を求めることができる。

[0010] 本発明の第２の態様のロール角推定方法は、車両の始動から上記自動車高調整が開始されるまでの始動直後の期間に、上記第１の態様の方法に従って上記自動車高調整が行われなかった場合のロール角を求める。

[0011] 本発明の第２の態様のロール角推定装置は、上記第１の態様のロール角推定装置であって、車両の始動から上記自動車高調整が開始されるまでの始動直後の期間であるか否かを判定する判定部を備える。上記ロール角決定部は、上記始動直後の期間であると上記判定部が判定したとき、上記自動車高調整が行われなかった場合のロール角を求める。

[0012] 上記第２の態様の方法及び装置では、任意の１つの時点でのサスペンションの変位及び内圧値を検出するだけで、自動車高調整非実行時のロール角を求めることができる。

発明の効果

[0013] 本発明によれば、サスペンションの状態が異なる２つの時点での変位及び内圧値を検出できない場合であっても、自動車高調整非実行時のロール角を求めることができる。

図面の簡単な説明

[0014] [図１]本発明の一実施形態を示したブロック図である。

[図２]図１の処理部と横転危険度判定装置との相互動作例を示したフローチャ

ート図である。

[図3]図1の横転危険度判定装置に用いられる二次元マップを示したグラフ図である。

[図4]図1の車両に生じるロールモーメントの一例を示した図である。

[図5]サスペンションの荷重－変位特性例を示したグラフ図である。

[図6]サスペンションの荷重－内圧特性例を示した図である。

[図7]サスペンションの内圧と変位特性係数の関係を示したグラフ図である。

[図8]本発明の一実施形態に用いる処理部のロール角補正処理例〔1〕を示したフローチャート図である。

[図9]図8のフィルタ処理を示したフローチャートである。

[図10]図8のキーONモード処理を示したフローチャート図である。

[図11]フルリバウンド及びフルバンプを説明するための車両の概略側断面図である。

[図12]荷重一定の場合のサスペンションのバネ特性例を示したグラフ図である。

[図13]図8のフラグ設定処理を示したフローチャートである。

[図14]図8の車高調整モードを示したフローチャートである。

[図15]図8の補正後ロール角算出処理を示したフローチャートである。

[図16]本発明の一実施形態に用いる処理部のロール角補正処理例〔2〕の車高調整モード処理を示したフローチャートである。

[図17]本発明の一実施形態に用いる処理部のロール角補正処理例〔2〕の車高調整モード処理を示したフローチャートである。

[図18]本発明の一実施形態に用いる処理部のロール角補正処理例〔3〕の補正後ロール角算出処理を示したフローチャートである。

[図19]車両のロール角推定方法及び装置の連結車両への適用例を示したブロック図である。

[図20]連結車両に生じるロールモーメントの例を示した図である。

発明を実施するための形態

[0015] [非連結車両の実施形態：図１～図１８]

＜構成例：図１＞

図１に示すように、本実施形態に係る車両のロール角推定装置１０は、車両１の左後輪２Ｌ及び右後輪２Ｒ付近にそれぞれ設けたサスペンション（以下、符号３で総称することがあり、またエアバネと称することがある）３Ｌ及び３Ｒの変位 Z_L 及び Z_R を検出する変位検出部１１Ｌ及び１１Ｒ（以下、符号１１で総称することがある）と、サスペンション３Ｌ及び３Ｒの内圧 P_L 及び P_R を測定する圧力測定部１２Ｌ及び１２Ｒ（以下、符号１２で総称することがある）と、内圧 P_L 、 P_R と変位 Z_L 、 Z_R とに基づき自動車高調整が行われなかった場合（以下、車高調整非実行時と称することがある）のロール角（ ϕ_{2es} ）を推定すると共に、この推定したロール角（ ϕ_{2es} ）を用いて横転危険度判定装置２０内のロール角・ロール角速度検出部２１で検出されたロール角 ϕ を補正し、補正後のロール角 ϕ_{AMD} を横転危険度判定部２２に対して与える処理部１３とを備えている。

[0016] 変位検出部１１Ｌ及び１１Ｒで検出した変位 Z_L 及び Z_R は、車高調整装置３０にも入力されており、車高調整装置３０は、例えば旋回時、変位 Z_L 及び Z_R に基づきサスペンション３Ｌ及び３Ｒの一方の内圧を加圧（エアＡＰを注入）すると共に他方の内圧を減圧（エアＡＰを排出）することにより、サスペンション３Ｌ及び３Ｒの荷重－変位特性をそれぞれ強制的に変化させて車両１の左右車高差（ $Z_L - Z_R$ ）を調整（補正）する。

[0017] すなわち、車両１においては、サスペンション３Ｌ及び３Ｒのみが車高調整の対象となり、左前輪４Ｌ及び右前輪４Ｒ付近にそれぞれ設けたサスペンション５Ｌ及び５Ｒについては何ら車高調整が行われない。従って、以下の説明では、荷重 F 及び内圧 P はサスペンション３Ｌ及び３Ｒに対する値である。

[0018] また、処理部１３と車高調整装置３０とが相互接続されており、処理部１３は、車高調整装置３０から車高調整の開始タイミング及び終了タイミングをそれぞれ示す信号 SG_S 及び SG_F を受信する一方、車高調整装置３０に対

して車高調整中断指示信号 I N S 1 及び再開指示信号 I N S 2 を与えて車高調整を中断できるようにしている。

[0019] なお、処理部 1 3 及び横転危険度判定部 2 2 は、所定のプログラムが予め記憶されると共に取得及び算出したデータを記憶可能な R O M (Read Only Memory) や R A M (Random Access Memory) などの記憶部や、記憶部から読み出したプログラムに従って処理を実行する C P U (Central Processing Unit) 等を備えた E C U (Electronic Central Unit) によって構成される。

[0020] <横転危険度判定処理：図 2>

次に、横転危険度判定装置 2 0 が実行する横転危険度判定・制御処理の一例を、図 2 及び図 3 を参照して説明する。

[0021] 図 1 に示す横転危険度判定装置 2 0 は、ロール角・ロール角速度検出部 2 1 が検出した車両 1 のロール角 ϕ 及びロール角速度 ω に基づき車両 1 の横転危険度 H を判定すると共に、この横転危険度 H から目標減速度 G_{target} を算出する横転危険度判定部 2 2 と、この目標減速度 G_{target} に応じてブレーキ制御を行うブレーキコントローラ 2 3 とで構成されている。

[0022] 図 2 は、横転危険度判定装置 2 0 とロール角推定装置 1 0 の相互動作を示している。図 2 に示すように、ロール角・ロール角速度検出部 2 1 は、車両 1 のロール角 ϕ 及びロール角速度 ω を検出し、ロール角速度 ω を横転危険度判定部 2 2 に与えるとともに、ロール角 ϕ を処理部 1 3 に与える(ステップ S 1 0 1)。

[0023] 処理部 1 3 は、ロール角 ϕ を補正し、補正後のロール角 ϕ_{AMD} を横転危険度判定部 2 2 に対して与える(ステップ S 1 0 2)。

[0024] 次に、横転危険度判定部 2 2 は、予め記憶されている図 3 に示すようなロール角 ϕ とロール角速度 ω の関係を示す二次元マップを用い、この二次元マップ中に設けられた 2 本の境界線 T 1 及び T 2 の各々からロール角 ϕ 及びロール角速度 ω によって特定される点 S までの距離 L 1 及び L 2 を、下記の式(1)及び(2)に従って算出する(ステップ S 1 0 3)。ここで、上記の境界線 T 1 及び T 2 は、車両 1 に横転する危険性が無いことを示す安定領域 R

1 と、車両 1 が左に横転する危険性が有ることを示す左横転危険領域 R 2 L 及び右に横転する危険性が有ることを示す右横転危険領域 R 2 R とをそれぞれ区分けするものである。

[0025] [数1]

$$L1 = \frac{(B1 \cdot \phi_{AMD} + A1 \cdot \omega - A1 \cdot B1)}{\sqrt{(A1^2 + B1^2)}} \quad \cdots \text{式(1)}$$

[0026] [数2]

$$L2 = \frac{(-B2 \cdot \phi_{AMD} - A2 \cdot \omega + A2 \cdot B2)}{\sqrt{(A2^2 + B2^2)}} \quad \cdots \text{式(2)}$$

[0027] なお、図 3 に示す如く、上記の式 (1) 中の A 1 及び B 1 は境界線 T 1 の ϕ 軸切片及び ω 軸切片であり、上記の式 (2) 中の A 2 及び B 2 は境界線 T 2 の ϕ 軸切片及び ω 軸切片である。

[0028] ここで、境界線 T 1 及び T 2 を基準に左横転危険領域 R 2 L 側及び右横転危険領域 R 2 R 側をそれぞれ正とし、いずれの場合も、安定領域 R 1 側を負と定めるものとする、距離 L 1 及び L 2 の組み合わせは以下の通りである。

- [0029] (A) $L1 \leq 0$ 且つ $L2 \leq 0$ の場合、横転の危険性無し。
 (B) $L1 > 0$ 且つ $L2 \leq 0$ の場合、左横転の危険性有り。
 (C) $L1 \leq 0$ 且つ $L2 > 0$ の場合、右横転の危険性有り。
 (D) $L1 > 0$ 且つ $L2 > 0$ の場合、システム・エラー。

[0030] 従って、上記 (A) が成立する場合(ステップ S 1 0 4 : YES)、横転危険度判定部 2 2 は、横転の危険性無し(安定領域 R 1 内)と判定し、何ら制御を行わない(ステップ S 1 0 7)。

[0031] 一方、上記 (B) が成立する場合(ステップ S 1 0 5 : YES)、横転危険度判定部 2 2 は、左横転の危険性有り(左横転危険領域 R 2 L 内)と判定し、距離 L 1 を横転危険度 H とする(ステップ S 1 0 8)。

[0032] また、上記（C）が成立する場合（ステップS106：YES）、横転危険度判定部22は、右横転の危険性有り（右横転危険領域R2R内）と判定し、距離L2を横転危険度Hとする（ステップS109）。

[0033] このように、左横転の危険がある場合には距離L1を、右横転の危険がある場合には距離L2を横転危険度Hの値として採用する。

[0034] そして、横転危険度判定部22は、横転危険度Hから車両1の横転を防止するために必要な目標減速度 G_{target} を算出してブレーキコントローラ23に与える（ステップS110）。目標減速度 G_{target} は、図示のような横転危険度Hに係数Kを乗じて算出するものに限らず、横転危険度Hの増減に応じて変化するものであればよい。

[0035] ブレーキコントローラ23は、目標減速度 G_{target} となるように各車輪に必要なブレーキ圧を演算してブレーキ制御を行う（ステップS112）。

[0036] また、上記（D）が成立する場合、横転危険度判定部22は、システム・エラーと判定し、横転危険度判定装置20の内部にエラーフラグを記録する（ステップS111）。

[0037] なお、この横転危険度判定装置20は、横転危険度判定部22が横転危険度Hを外部に出力し、上記のブレーキコントローラ23に代えて、横転危険度Hに応じて警報制御を行う警報装置（図示せず）とすることもできる。この場合も上記の説明は同様に適用される。

[0038] このように、車両1の走行状態に応じて連続的に変化するロール角及びロール角速度に基づいて横転危険度を判定すると共に、横転危険度に応じたブレーキ制御や警報制御等を行うことができ、以て車両1の横転を防止することが可能となる。

[0039] また、横転危険度判定装置20が、ロール角補正処理により得られた補正後ロール角 ϕ_{AMD} を利用して距離L1及びL2を算出するので、車高調整が行われた場合であっても、横転危険度判定装置20は、車両1の横転危険度Hを正確に判定することができる。

[0040] ＜ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の説明＞

次に、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の定義を、図 4 を参照して以下に説明する。

[0041] 図 4 に示す如く車両 1 に荷物偏積（或いは一定の遠心加速度）によるロールモーメント M_x が生じているとすると、車両 1 の前輪側（車高調整の対象とならないサスペンション 5 L 及び 5 R 側）におけるロールモーメントの釣り合いの式は、下記の式（3）で表すことができる。

[0042] [数3]

$$K_{\phi 1} \phi_1 + K_{\phi 12} (\phi_1 - \phi_2) = 0 \quad \cdots \text{式(3)}$$

[0043] 上記の式（3）中の $K_{\phi 1}$ 、 ϕ_1 、 $K_{\phi 12}$ 、及び ϕ_2 は、それぞれ、設計条件等によって決定されるサスペンション 5 L 及び 5 R に共通の既知の固定ロール剛性係数、サスペンション 5 L 及び 5 R の変位差によって生じた未知の（測定しない）ロール角、荷物の材質やその固定状況によって変化する車両フレーム（図示せず）の未知の捩じり剛性係数、及び車高調整の対象となる後輪側のサスペンション 3 L 及び 3 R の変位差によって生じた測定可能なロール角である。

[0044] また、サスペンション 3 L 及び 3 R 側におけるロールモーメントの釣り合いの式は、下記の式（4）で表すことができる。

[0045] [数4]

$$M_{x2} + K_{\phi 2} \phi_2 - K_{\phi 12} (\phi_1 - \phi_2) - M_x = 0 \quad \cdots \text{式(4)}$$

[0046] 上記の式（4）中の M_{x2} 及び $K_{\phi 2}$ は、それぞれ、車高調整に伴ってサスペンション 3 L 及び 3 R により生じた未知のロールモーメント、及び設計条件等によって決定されるサスペンション 3 L 及び 3 R に共通の既知の固定ロール剛性係数である。

[0047] 上記の式（3）をロール角 ϕ_1 について整理すると、下記の式（5）が得られる。

[0048]

[数5]

$$\phi_1 = \left(\frac{K_{\phi 12}}{K_{\phi 1} + K_{\phi 12}} \right) \phi_2 \quad \cdots \text{式(5)}$$

[0049] この式(5)を上記の式(4)に更新し、荷物偏積によるロールモーメント M_x について整理すると、下記の式(6)が得られる。

[0050] [数6]

$$M_x = M_{x2} + \left(K_{\phi 2} + \frac{K_{\phi 1} K_{\phi 12}}{K_{\phi 1} + K_{\phi 12}} \right) \phi_2 \quad \cdots \text{式(6)}$$

[0051] ここで、下記の式(7)に示す如く、ロール剛性係数 $K_{\phi 1}$ 、 $K_{\phi 2}$ 及びフレーム振じり剛性係数 $K_{\phi 12}$ による車両固有のロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を定義し、上記の式(6)で表されるロールモーメント M_x が荷物の積載条件が変化しない限り一定であることに着目すると、車高調整(調整開始時から終了時までの少なくとも一部)が間に介在する任意の2つの時点において、第1の時点(例えば車高調整開始時)におけるサスペンション3L及び3Rによるロールモーメント M_{x2a} 及びその変位差によって生じるロール角 ϕ_{2a} と、第2の時点(例えば車高調整終了時)におけるロールモーメント M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2b} とには下記の式(8)に示す等号関係が成立する。

[0052] [数7]

$$K_{\phi 13} = K_{\phi 2} + \frac{K_{\phi 1} K_{\phi 12}}{K_{\phi 1} + K_{\phi 12}} \quad \cdots \text{式(7)}$$

[0053] [数8]

$$M_{x2a} + K_{\phi 13} \phi_{2a} = M_{x2b} + K_{\phi 13} \phi_{2b} \quad \cdots \text{式(8)}$$

[0054] 上記の式(8)をロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ について整理すると、下記の式(9)が得られる。

[0055] [数9]

$$K_{\phi 13} = \frac{M_{x2a} - M_{x2b}}{\phi_{2b} - \phi_{2a}} \quad \cdots \text{式(9)}$$

[0056] すなわち、フレーム振り剛性係数 $K_{\phi 12}$ が如何なる値であっても、ロールモーメント M_{x2a} 及び M_{x2b} とロール角 ϕ_{2a} 及び ϕ_{2b} とが分かればロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を求めることができる。

[0057] ここで、サスペンション 3 L 及び 3 R に対する荷重 F_{La} 及び F_{Ra} は、第 1 の時点における内圧 P_{La} 及び P_{Ra} から、下記の式 (10) に従って算出される。

[0058] [数10]

$$\left. \begin{array}{l} F_{La} = k \cdot P_{La} + m \\ F_{Ra} = k \cdot P_{Ra} + m \end{array} \right\} \quad \cdots \text{式(10)}$$

[0059] 上記の式 (10) は、サスペンション 3 L 及び 3 R 自体が共通に呈する荷重－内圧特性を示す線形近似式 (k 及び m は設計条件等で決定される係数) であり、図 5 に示す如く、内圧 P_L 及び P_R から荷重 F_L 及び F_R がそれぞれ一意に特定される。

[0060] また、サスペンション 3 L 及び 3 R に対する荷重 F_{Lb} 及び F_{Rb} は、第 2 の時点における内圧 P_{Lb} 及び P_{Rb} から、下記の式 (11) に従って算出される。

[0061] [数11]

$$\left. \begin{array}{l} F_{Lb} = k \cdot P_{Lb} + m \\ F_{Rb} = k \cdot P_{Rb} + m \end{array} \right\} \quad \cdots \text{式(11)}$$

[0062] 第 1 の時点におけるサスペンション 3 L 及び 3 R によるロールモーメント M_{x2a} は、下記の式 (12) に従い、上記の式 (10) で算出した荷重 F_{La} 及び F_{Ra} を用いて算出される。同様に、第 2 の時点におけるサスペンション 3

L 及び 3 R によるロールモーメント M_{x2b} は、下記の式 (12) に従い、上記の式 (11) で算出した荷重 F_{Lb} 及び F_{Rb} を用いて算出される。

[0063] [数12]

$$\left. \begin{aligned} M_{x2a} &= \text{trd}(F_{La} - F_{Ra}) \\ M_{x2b} &= \text{trd}(F_{Lb} - F_{Rb}) \end{aligned} \right\} \quad \cdots \text{式(12)}$$

[0064] 上記の式 (12) 中の trd は、各サンペンション 3 L 及び 3 R - ロールセンタ (図示せず) 間の距離 (トレッド長) である。

[0065] 第 1 の時点におけるロール角 ϕ_{2a} は、下記の式 (13) に従い、第 1 の時点での変位 Z_{La} 及び Z_{Ra} を用いて算出される。同様に、第 2 の時点におけるロール角 ϕ_{2b} は、下記の式 (13) に従い、第 2 の時点での変位 Z_{Lb} 及び Z_{Rb} を用いて算出される。

[0066] [数13]

$$\left. \begin{aligned} \phi_{2a} &= (Z_{La} - Z_{Ra}) / 2\text{trd} \\ \phi_{2b} &= (Z_{Lb} - Z_{Rb}) / 2\text{trd} \end{aligned} \right\} \quad \cdots \text{式(13)}$$

[0067] ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ は、上記の式 (12) で算出したロールモーメント M_{x2a} 及び M_{x2b} と、上記の式 (13) で算出したロール角 ϕ_{2a} 及び ϕ_{2b} とを用い、上記の式 (9) に従って算出される。

[0068] <車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} の第 1 の推定方法>

次に、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を用いて車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定する第 1 の方法について説明する。

[0069] 図 4 に示した荷物偏積によるロールモーメント M_x は車高調整の前後を問わず一定であるため、車高調整終了時のロールモーメント M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2b} と、車高調整非実行時のロールモーメント ($\text{trd}(F_{Les} - F_{Res})$) 及びロール角 ϕ_{2es} とには下記の式 (14) に示す等号関係が成立する。

[0070] [数14]

$$K_{\phi 13} \phi_{2b} + M_{x2b} = K_{\phi 13} \phi_{2es} + \text{trd}(F_{Les} - F_{Res}) \quad \cdots \text{式(14)}$$

[0071] 上記の式（１４）中の F_{Les} 及び F_{Res} は、それぞれ、サスペンション３Ｌ及び３Ｒに対する車高調整非実行時の荷重である。

[0072] 上記の式（１４）は、下記の式（１５）に示すサスペンション３Ｌ及び３Ｒに共通の荷重－変位特性の線形近似式を用い、下記の式（１６）で表すことができる。

[0073] [数15]

$$F = a \cdot Z + b \quad \cdots \text{式(15)}$$

[0074] [数16]

$$K_{\phi 13} \phi_{2b} + M_{x2b} = K_{\phi 13} \phi_{2es} + \frac{2trd^2 a (Z_{Les} - Z_{Res})}{2trd} \quad \cdots \text{式(16)}$$

[0075] 上記の式（１６）中の Z_{Les} 及び Z_{Res} は、それぞれ、車高調整非実行時のサスペンション３Ｌ及び３Ｒの変位である。定数 b は変位 Z_{Les} 及び Z_{Res} の差分を取った時に消去されている。

[0076] また、上記の式（１５）中の１次係数 a 及び定数 b は、例えば図６に示すようにして実験等により予め複数個求めておく。すなわち、実験段階において、基準長のときの内圧 P を $P_1, P_2, \dots, P_7$ ($P_1 < P_2 < \dots < P_7$) にそれぞれ固定して空気を封じ込めた状態でサスペンション３Ｌ又は３Ｒに対する荷重 F を順次変化させ、その時々の変位 Z を計測する。これにより同図（１）に点線で示す実際の荷重－変位特性 $CF_1 \sim CF_7$ がプロットされる。

[0077] この後、同図（１）に示すように変位特性 $CF_1 \sim CF_7$ をそれぞれ線形近似して、線形近似式 EXP_1 （荷重 $F = 1$ 次係数 $a_1 \cdot$ 変位 $Z +$ 定数 b_1 ）、 EXP_2 （ $F = a_2 \cdot Z + b_2$ ）、 EXP_3 （ $F = a_3 \cdot Z + b_3$ ）、 EXP_4 （ $F = a_4 \cdot Z + b_4$ ）、 EXP_5 （ $F = a_5 \cdot Z + b_5$ ）、 EXP_6 （ $F = a_6 \cdot Z + b_6$ ）、及び EXP_7 （ $F = a_7 \cdot Z + b_7$ ）を得る。

[0078] 同図（２）に示す表は、内圧 P と、上記の各線形近似式 $E \times P_1 \sim E \times P_7$ 中の 1 次係数 $a_1 \sim a_7$ 及び定数 $b_1 \sim b_7$ の値とをそれぞれ対応付けて記載したものである。図示の如く 1 次係数 a 及び定数 b は内圧 P にそれぞれ比例する。これをグラフ上に示したものが図 7（１）及び（２）であり、1 次係数 a 及び定数 b は、下記の式（１７）で表される。

[0079] [数17]

$$\left. \begin{array}{l} a = c_1 \cdot P + d_1 \\ b = c_0 \cdot P + d_0 \end{array} \right\} \quad \cdots \text{式(17)}$$

[0080] 上述した通り、車高調整装置 30 はサスペンション 3L 及び 3R の一方の内圧を加圧し、その加圧分だけ他方の内圧を減圧する。このため、内圧 P_{Lb} 及び P_{Rb} 間の平均値（図示せず）は、第 2 の時点のサスペンション 3L 及び 3R の内圧平均値に等しく、内圧 P_{Lb} 及び P_{Rb} 間の平均値から第 2 の時点での 1 次係数 a を図 6（２）のデータ表又は図 6（１）のグラフから一意に特定することができる。

[0081] なお、第 1 の時点での内圧 P_{La} 及び P_{Ra} を用いて 1 次係数 a を選択してもよい。

[0082] 一方、ロール角 ϕ_{2es} は、下記の式（１８）で表すことができる。

[0083] [数18]

$$\phi_{2es} = \frac{Z_{Les} - Z_{Res}}{2trd} \quad \cdots \text{式(18)}$$

[0084] この式（１８）を上記の式（１６）に更新すると、下記の式（１９）が得られる。

[0085] [数19]

$$K_{\phi 13} \phi_{2b} + M_{x2b} = \phi_{2es} (K_{\phi 13} + 2trd^2 a) \quad \cdots \text{式(19)}$$

[0086] 上記の式（１９）をロール角 ϕ_{2es} について整理すると、下記の式（２０）が得られる。

[0087] [数20]

$$\phi_{2es} = \frac{K_{\phi 13} \phi_{2b} + M_{x2b}}{K_{\phi 13} + 2trd^2 a} \quad \cdots \text{式(20)}$$

[0088] 上記の式(20)のロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ は、上記の式(9)で算出されるため、車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} は、下記の式(21)によって表される。

[0089] [数21]

$$\phi_{2es} = \frac{\phi_{2b}(M_{x2a} - M_{x2b}) + M_{x2b}(\phi_{2b} - \phi_{2a})}{(M_{x2a} - M_{x2b}) + 2trd^2 \cdot a(\phi_{2b} - \phi_{2a})} \quad \cdots \text{式(21)}$$

[0090] このように、車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} は、第1の時点及び第2の時点におけるサスペンション3L及び3Rによるロールモーメント M_{x2a} , M_{x2b} と、第1の時点及び第2の時点でのロール角 ϕ_{2a} , ϕ_{2b} と、トレッド長 $t r d$ と、上記の式(17)中の1次係数 a とを用いて、上記の式(21)に従って算出される。

[0091] <車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} の第2の推定方法>

次に、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を用いて車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定する第2方法について説明する。

[0092] 上記第1の推定方法では、上記の式(9)に従って算出したロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を用いて車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定したが、車両の始動から車高調整が開始されるまでの間(始動直後の期間)は、サスペンション3の状態が異なる2つの時点での内圧 P 及び変位 Z を検出することができず、上記の式(9)に従ってロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を算出し、上記の式(21)に従って車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定することができない。また、積荷重量が軽い空車状態や、積荷重心が左右のほぼ中央である中荷状態や、車高調整中の積荷の荷重状態の変化(荷重変化や積荷崩れなど)によってモーメント M_x が変化する積荷移動状態では、上記の式(9)に従って算出

されるロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の精度が低下し、上記の式 (21) に従って算出される車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} の精度も低下する。さらに、異なる2つの時点でのサスペンション3の状態変化が小さい場合 (上記の式 (21) の分母 $((M_{x2a} - M_{x2b}) + 2 \times t r d^2 \times a (\phi_{2b} - \phi_{2a}))$ の絶対値が小さい場合) も、上記の式 (21) に従って算出される車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} の精度が低下する。

[0093] 第2の推定方法は、第1の推定方法の不都合が生じる上述の各場合においても比較的精度の高いロール角 ϕ_{2es} を算出するための方法であり、上記の式 (9) に従ってロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を算出せず、これに代えて、予め設定され記憶されたデフォルトのロール剛性係数 $K_{\phi 13def}$ 、或いはデフォルトから更新して記憶されたロール剛性係数 $K_{\phi 13new}$ を用いて、上記の式 (20) に従って車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を算出する。すなわち、上記第1の推定方法では、異なる2つの時点 (第1及び第2の時点) でのロールモーメント M_{x2a} 、 M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2a} 、 ϕ_{2b} を用いてロール角 ϕ_{2es} を算出するのに対し、第2の推定方法では、任意の1つの時点でのロールモーメント M_{x2} 及びロール角 ϕ_2 と、これらの検出値を取得する前に記憶されたロール剛性係数 $K_{\phi 13def}$ 或いは $K_{\phi 13new}$ とを用いてロール角 ϕ_{2es} を算出する。すなわち、第2の推定方法の補正ロール角 ϕ_{2off} は、2つの異なる時点でのロールモーメント M_{x2a} 、 M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2a} 、 ϕ_{2b} ではなく、1つの時点でのロールモーメント M_{x2} 及びロール角 ϕ_2 と所定のロール剛性係数 $K_{\phi 13def}$ (又は $K_{\phi 13new}$) と用いて、上記の式 (20) に従って算出される。デフォルトのロール剛性係数 $K_{\phi 13def}$ は、実験やシミュレーションなどによって予め求められ車両毎に記憶される。

[0094] 第1の推定方法では、算出されるロール角 ϕ_{2es} の信頼性の差がエアサスペンション3の変動状態や積荷の状態変化などの検出環境に起因して生じ易く、好適な検出環境であれば、信頼性の高い高精度なロール角 ϕ_{2es} を得ることができる。一方、第2の推定方法では、好適な検出環境下での信頼性は第1の推定方法よりも低い、検出環境に起因した信頼性の差は第1の推定方法よりも生じ難く、信頼性において安定したロール角 ϕ_{2es} を得ることができる。

。

[0095] 本発明では、このような2つの方法の特性に鑑み、車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を第1の方法によって所望の精度で求めることが可能な第1状態である場合は、第1の方法に従って車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を求める。一方、車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を第1の方法を用いて所望の精度で求めることが不可能な第2状態である場合は、第2の方法に従って車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を求める。すなわち、第1の方法と第2の方法とを、サスペンション3の変動状態や積荷の状態変化に応じて適宜選択して用いる。

[0096] <補正後ロール角 ϕ_{AMD} の算出方法>

次に、補正後ロール角 ϕ_{AMD} の算出方法について説明する。

[0097] 補正ロール角 ϕ_{2off} は、下記の式(22)に従い、ロール角 ϕ_{2es} 及び第2の時点でのロール角 ϕ_{2b} から算出される。なお、補正ロール角 ϕ_{2off} の初期値には「0」が設定されている。

[0098] [数22]

$$\phi_{2off} = \phi_{2es} - \phi_{2b} \quad \cdots \text{式(22)}$$

[0099] 補正後ロール角 ϕ_{AMD} は、下記の式(23)に従い、検出ロール角 ϕ に補正ロール角 ϕ_{2off} を加算することによって算出される。

[0100] [数23]

$$\phi_{AMD} = \phi + \phi_{2off}(\text{初期値"0"}) \quad \cdots \text{式(23)}$$

[0101] <ロール角補正処理例[1]: 図8～図15>

次に、ロール角推定装置10が実行するロール角補正処理の一例を、図8～図15を参照して説明する。なお、この処理例[1]では、第2の推定方法のみによって車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定する。

[0102] 図8に示すように、処理部13におけるロール角補正処理は、(1)変位検出部11及び圧力測定部12から取得した出力値(測定値)からノイズを

除去した結果（変位 Z_L 、 Z_R 及び内圧 P_L 、 P_R ）を常時更新するフィルタ処理（ステップ S 1）と、（2）キー ON（車両 1 の始動）直後のロール角 ϕ_{2es} を推定するキー ON モード処理（ステップ S 2）と、（3）コントロールフラグを設定するフラグ設定処理（ステップ S 3）と、（4）車高調整モード時のロール角 ϕ_{2es} を推定する車高調整モード処理（ステップ S 4）と、（5）推定したロール角 ϕ_{2es} に基づき上記の補正後ロール角 ϕ_{AMD} を算出する補正後ロール角算出処理（ステップ S 5）とから成る。

[0103] 以下、これらの処理（1）～（5）を順に説明する。

[0104] （1）フィルタ処理：図 9

処理部 1 3 は、圧力測定部 1 2 により測定された内圧 P_L 及び P_R 並びに変位検出部 1 1 により検出された変位 Z_L 及び Z_R （検出データ）が入力する度毎に、図 3 に示すバターワースフィルタ処理を実行する。

[0105] 処理部 1 3 は、本処理を開始すると（ステップ S 1 0）、検出データ（ P_L 、 P_R 、 Z_L 、 Z_R ）を取得し（ステップ S 1 1）、これらの検出データに対してバターワースフィルタ処理を施し、フィルタ処理後の各検出値（ $P_{Lfilter}$ 、 $P_{Rfilter}$ 、 $Z_{Lfilter}$ 、 $Z_{Rfilter}$ ）を、キー ON モード処理（ステップ S 2）以降の補正処理で用いる内圧 P_L 、 P_R 及び変位 Z_L 、 Z_R として更新して記憶する（ステップ S 1 2）。

[0106] なお、フィルタ処理後の各検出値について、所定のサンプル数を蓄積して記憶し、最新の検出データを取得する度にその平均値を算出し、算出した平均値を補正処理で用いる内圧 P_L 、 P_R 及び変位 Z_L 、 Z_R として記憶してもよい。

[0107] （2）キー ON モード処理：図 1 0

上記の処理（1）の後、処理部 1 3 は、キー ON モード処理を実行する。キー ON モードとは、車両 1 の始動から車高調整が開始までのキー ON フェーズで設定されるモードである。処理部 1 3 は、車両 1 のエンジンの始動（例えばイグニッションスイッチ ON）の検出時にキー ON モードフラグを「1」に設定し、車高調整開始信号 SG_s の受信時にキー ON モードフラグを「

0」に設定する。キーONモードでは、車高調整開始前であり、上記第1の推定方法によって車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定することができないため、第2の推定方法によって車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定する。

[0108] 処理部13は、本処理を開始すると（ステップS20）、キーONフェーズか否かを判定する（ステップS21）。具体的には、キーONモードフラグが「1」のときキーONフェーズであると判定し、「0」のときキーONフェーズではないと判定する。キーONフェーズではないと判定すると（ステップS21：NO）、本処理を終了する。

[0109] キーONフェーズであると判定すると（ステップS21：YES）、処理部13は、フィルタ処理（ステップS1）で記憶した内圧 P_L 、 P_R 及び変位 Z_L 、 Z_R を読み込み（ステップS22）、読み込んだ内圧 P_L 、 P_R 及び変位 Z_L 、 Z_R とを用いて、上記の式（10）、式（12）及び式（13）に従ってロールモーメント M_{x2} 及びロール角 ϕ_2 を算出する。次に、内圧 P_L 、 P_R を用いて1次係数 a を選択し、上記算出したロールモーメント M_{x2} 及びロール角 ϕ_2 と、記憶されているロール剛性係数 $K_{\phi13}$ と、選択した1次係数 a とを用いて、上記の式（20）に従って車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を算出する（ステップS23）。ロール剛性係数 $K_{\phi13}$ は、後述するステップS43において更新して記憶された最新のロール剛性係数 $K_{\phi13new}$ を使用する。なお、ステップS36～S44の更新処理を省略する場合には、予め設定され記憶されたデフォルトのロール剛性係数 $K_{\phi13def}$ を使用する。

[0110] ロール角 ϕ_2 と車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} とを算出した処理部13は、上記の式（22）に従って、補正ロール角 ϕ_{2off} を算出し、算出した補正ロール角 ϕ_{2off} を更新して記憶して（ステップS24）、本処理を終了する。

[0111] （3）フラグ設定処理：図11～図13

上記の処理（2）の後、処理部13は、フラグ設定処理を実行する。このフラグ設定処理において、処理部13は、車高調整装置30が車高調整を実行中か否か、及びサスペンション3の荷重－変位特性（バネ特性）が線形近

似可能な範囲であるか否か（図 6 に示す関係が成立する範囲であるか否か）を判定する。

[0112] 例えば、図 1 1（１）に示すように、エアサスペンション 3 のストロークが最大となるフルリバウンドでは、エアサスペンション 3 のバネ特性が線形近似可能な範囲から外れる。また、図 1 1（２）に示すように、エアサスペンション 3 のストロークが最小となるフルバンプでは、バンブラバー B R がアスクル A X L に当接し、バネ上荷重 F_{Load} は、エアサスペンション 3 とバンブラバー B R とによって分担して支持される。このため、エアサスペンション 3 のみによってバネ上荷重 F_{Load} を支持することを前提として設定された図 6 のバネ特性が成立せず、エアサスペンション 3 のバネ特性が線形近似可能な範囲から外れる。なお、エアサスペンション 3 がフルリバウンドとなるエアサスペンション 3 の最大変位 Z_{Max} とフルバンプとなる最小変位 Z_{Min} とは、車両の設計仕様から予め求めることが可能である。

[0113] また、例えば、内圧一定の場合のエアサス特性（バネ特性）では、図 1 2 に示すように、サスペンション 3 の基準長付近では変位 Z に対する荷重の値はほぼ一定値となるが、変位 Z が大きく伸びると、荷重が一定ではなくなり、線形近似可能な範囲から外れる。

[0114] また、封じ込めの特性（エアを封じ込めた状態でのバネ特性）では、図 6（１）に示すように（図中、測定値を破線で示し、線形近似直線を実線で示す）、内圧（圧力） P が高いときの荷重誤差と内圧 P が低いときの荷重誤差とを比較すると、誤差の大きさは両者ともほぼ同等となるため、内圧 P が低いときの方が推定荷重（内圧から推定する荷重）に内在する誤差の割合が大きくなり、結果として、線形近似可能な範囲から外れることになる。また、変位 Z が極めて小さい場合や内圧 P が極めて大きい場合も、線形近似直線からの測定値の乖離が大きく、線形近似可能な範囲から外れる。

[0115] このように、サスペンション 3 の変位 Z 又は内圧 P が過大又は過小の場合、サスペンション 3 のバネ特性が線形近似可能な範囲から外れる傾向を示す。従って、線形近似が不可能となるエアサスペンション 3 の変位 Z の上限閾

値 Z_{High} 及び下限閾値 Z_{Low} と、エアサスペンション 3 の内圧 P の上限閾値 P_{High} 及び下限閾値 P_{Low} とを予め設定することにより、変位 Z が所定の上限閾値 Z_{High} 以上 ($Z \geq Z_{High}$) 或いは所定の下限閾値 Z_{Low} 以下 ($Z \leq Z_{Low}$) の場合 (変位 Z が所定の変位範囲から外れた場合)、又は内圧 P が所定の上限閾値 P_{High} 以上 ($P \geq P_{High}$) 或いは所定の下限閾値 P_{Low} 以下 ($P \leq P_{Low}$) の場合 (内圧 P が所定の圧力範囲から外れた場合) に、エアサスペンション 3 のバネ特性が線形近似可能な範囲から外れた更新禁止状態であると判定することができる。

[0116] 上記第 1 の推定方法及び第 2 の推定方法の何れにおいても、エアサスペンション 3 が線形近似可能な範囲で変形することを前提として、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ や車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を算出するため、左右のサスペンション 3 の少なくとも一方のバネ特性が線形近似可能な範囲から外れていると、これらの算出値の精度が低下する。

[0117] このため、バネ特性が線形近似可能な範囲から外れている場合、処理部 13 は、更新禁止状態であると判定し、コントロールフラグを「0」に設定して、後述するロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の更新処理や補正ロール角 ϕ_{2off} の更新処理の実行を禁止する。

[0118] また、車高調整の非実行時も、コントロールフラグを「0」に設定して、後述するロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の更新処理や補正ロール角 ϕ_{2off} の更新処理の実行を禁止する。

[0119] 図 13 に示すように、処理部 13 は、本処理を開始すると (ステップ S 90)、車高調整装置 30 が車高調整を実行しているか否か (車高調整の開始から終了までの期間内であるか否か) を判定する (ステップ S 91)。

[0120] 車高調整を実行していないと判定すると (ステップ S 91 : NO)、処理部 13 は、コントロールフラグを「0」に設定して (ステップ S 92)、本処理を終了する。

[0121] 車高調整を実行していると判定すると (ステップ S 91 : YES)、処理部 13 は、フルリバウンド及びフルバンプの何れでもない (非フルリバウンドで且つ非フルバンプ) か否かを判定する (ステップ S 93)。具体的には

、フィルタ処理（ステップS 1）で記憶した変位 Z_L 、 Z_R を読み込み、読み込んだ変位 Z_L 、 Z_R がともに最小変位 Z_{Min} を超え且つ最大変位 Z_{Max} 未満の範囲内であるとき（ $Z_{Min} < Z_L$ 、 $Z_R < Z_{Max}$ ）、フルリバウンド及びフルバンプの何れでもないと判定する。

[0122] フルリバウンド又はフルバンプの何れかであると判定すると（ステップS 93：NO）、処理部13は、コントロールフラグを「0」に設定して（ステップS 92）、本処理を終了する。

[0123] フルリバウンド及びフルバンプの何れでもないと判定すると（ステップS 93：YES）、処理部13は、フィルタ処理（ステップS 1）で記憶した内圧 P_L 、 P_R 及び変位 Z_L 、 Z_R を読み込み、読み込んだ内圧 P_L 、 P_R がともに下限閾値 P_{Low} を超え且つ上限閾値 P_{High} 未満の範囲内であるか（ $P_{Low} < P_L$ 、 $P_R < P_{High}$ ）、及び読み込んだ変位 Z_L 、 Z_R がともに下限閾値 Z_{Low} を超え且つ上限閾値 Z_{High} 未満の範囲内であるか（ $Z_{Low} < Z_L$ 、 $Z_R < Z_{High}$ ）を判定する。

[0124] 内圧 P_L 、 P_R 及び変位 Z_L 、 Z_R がともに上記範囲内であると判定すると（ステップS 94：YES）、処理部13は、コントロールフラグを「1」に設定して（ステップS 95）、本処理を終了する。

[0125] 内圧 P_L 、 P_R 及び変位 Z_L 、 Z_R の少なくとも1つが上記範囲外であると判定すると（ステップS 94：NO）、処理部13は、コントロールフラグを「0」に設定して（ステップS 92）、本処理を終了する。

[0126] なお、ステップS 93の判定とステップS 94の判定とにおいて、最大変位 Z_{Max} が上限値 Z_{High} よりも大きい場合又は最小変位 Z_{Min} が下限値 Z_{Low} よりも小さい場合には、ステップS 93における変位 Z_L 、 Z_R と最大変位 Z_{Max} 又は最小変位 Z_{Min} との比較を省略してもよく、反対に、最大変位 Z_{Max} が上限値 Z_{High} よりも小さい場合又は最小変位 Z_{Min} が下限値 Z_{Low} よりも大きい場合には、ステップS 94における変位 Z_L 、 Z_R と上限値 Z_{High} 又は下限値 Z_{Low} との比較を省略してもよい。また、ステップS 93及びステップS 94のうち何れか一方のみによって、サスペンション3のバネ特性が線形近似可能な範囲であるか否かを判定してもよい。

[0127] (4) 車高調整モード処理：図14

上記の処理(3)の後、処理部13は、車高調整モード処理を実行する。

[0128] 処理部13は、本処理を開始すると(ステップS30)、コントロールフラグが「1」であるか否かを判定する(ステップS31)。

[0129] コントロールフラグが「1」と判定すると(ステップS31: YES)、処理部13は、コントロールフラグの立ち上がり時であるか否か(ステップS3のフラグ設定処理でコントロールフラグを「1」に設定した直後であるか否か)を判定する(ステップS32)。

[0130] コントロールフラグの立ち上がり時であると判定すると(ステップS32: YES)、処理部13は、フィルタ処理(ステップS1)で記憶した内圧 P_L 、 P_R 及び変位 Z_L 、 Z_R を、後述するステップS38の処理で用いるために内圧 P_{La} 、 P_{Ra} 及び変位 Z_{La} 、 Z_{Ra} として記憶する(ステップS33)。次に、コントロールフラグの立ち上がり時であるか否かに関わらず、フィルタ処理(ステップS1)で記憶した内圧 P_L 、 P_R 及び変位 Z_L 、 Z_R を内圧 P_{Lb} 、 P_{Rb} 及び変位 Z_{Lb} 、 Z_{Rb} として読み込み(ステップS45)、読み込んだ内圧 P_{Lb} 、 P_{Rb} 及び変位 Z_{Lb} 、 Z_{Rb} を用いて、上記の式(11)、式(12)及び式(13)に従ってロールモーメント M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2b} を算出する。次に、内圧 P_{Lb} 、 P_{Rb} を用いて1次係数 a を選択し、上記算出したロールモーメント M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2b} と、記憶されているロール剛性係数 $K_{\phi13}$ と、選択した1次係数 a とを用いて、上記の式(20)に従って車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を算出する(ステップS34)。このとき使用するロール剛性係数 $K_{\phi13}$ は、後述するステップS43において更新して記憶された最新のロール剛性係数 $K_{\phi13new}$ である。なお、ステップS36～S44の更新処理を省略する場合には、予め設定され記憶されたデフォルトのロール剛性係数 $K_{\phi13def}$ を使用する。

[0131] ロール角 ϕ_{2b} と車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} とを算出した処理部13は、上記の式(22)に従って、補正ロール角 ϕ_{2off} を算出し、算出した補正ロール角 ϕ_{2off} を更新して記憶して(ステップS35)、本処理を終了する。

- [0132] また、コントロールフラグが「1」ではない（「0」である）と判定すると（ステップS 3 1 : N O）、処理部 1 3 は、コントロールフラグの立ち下がり時であるか否か（ステップS 3 のフラグ設定処理でコントロールフラグを「0」に設定した直後であるか否か）を判定する（ステップS 3 6）。
- [0133] コントロールフラグの立ち下がり時であると判定すると（ステップS 3 6 : Y E S）、処理部 1 3 は、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の更新処理（ステップS 3 7 ~ S 4 4）を実行する。
- [0134] ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ は、上記の式（9）に示されるように、2つの異なる時点のロールモーメントの変化量 ΔM ($\Delta M = M_{x2a} - M_{x2b}$) とロール角の変化量 $\Delta \phi$ ($\Delta \phi = \phi_{2a} - \phi_{2b}$) とを、 $K_{\phi 13} = \Delta M / \Delta \phi$ に代入することによって算出される値である。
- [0135] このため、積荷重量が軽い空車状態や、積荷重心が左右のほぼ中央である中荷状態では、 ΔM 及び $\Delta \phi$ の値がともに小さく、算出されるロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の値が発散する傾向が強くなり、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の精度が低下する。
- [0136] また、車高調整中に積荷荷重変化や積荷崩れによってモーメント M_x が変化する積荷移動状態では、 ΔM や $\Delta \phi$ の発生要因に荷重移動が含まれてしまうため、算出されるロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の精度が低下する。
- [0137] さらに、異なる2つの時点でのサスペンション 3 の状態変化が小さい場合（上記の式（21）の分母（ $(M_{x2a} - M_{x2b}) + 2 \times t r d^2 \times a (\phi_{2b} - \phi_{2a})$ ）の絶対値が小さい場合）にも、算出されるロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の精度が低下する。
- [0138] 従って、ステップS 2 3 及びステップS 3 5 においてロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を用いて算出される車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} の信頼性を維持するため、空車状態や中荷状態や積荷移動状態の場合、或いはサスペンション 3 の状態変化が小さい場合には、更新禁止状態であると判定してロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を更新せず、これら以外の場合に限ってロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を更新する。

[0139] 空車状態か否かの判定（空車判定）では、本判定時（車高調整終了時）の内圧 P_{Lb} 、 P_{Rb} を用いて、上記の式（11）に従って左右の後輪に作用する輪荷重 F_{Lb} 及び F_{Rb} を算出する。

[0140] 次に、後輪軸に作用するリヤ軸重 F_{Rr} を、下記の式（24）に従って算出する。

[0141] [数24]

$$F_{Rr} = F_{Lb} + F_{Rb} \quad \cdots \text{式(24)}$$

[0142] リヤ軸重 F_{Rr} が予め設定された所定の閾値 B 未満の場合（ $F_{Rr} < B$ ）は、空車状態であると判定し、リヤ軸重 F_{Rr} が閾値 B 以上の場合（ $F_{Rr} \geq B$ ）は、空車状態ではないと判定する。

[0143] 中荷状態か否かの判定（中荷判定・偏積状態判定）では、本判定時の内圧 P_{Lb} 、 P_{Rb} を用いて、上記の式（11）及び式（12）に従ってロールモーメント M_{x2b} を算出する。

[0144] 次に、積荷偏積によるロールモーメント M_{xb} を、下記の式（25）に従って算出する。式（25）において使用するロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ は、後述するステップ S43 において更新して記憶された最新のロール剛性係数 $K_{\phi 13\text{new}}$ である。なお、ステップ S36～S44 の更新処理を省略する場合には、予め設定され記憶されたデフォルトのロール剛性係数 $K_{\phi 13\text{def}}$ を使用する。

[0145] [数25]

$$M_{xb} = M_{x2b} + K_{\phi 13} \cdot \phi_{2b} \quad \cdots \text{式(25)}$$

[0146] ロールモーメント M_{xb} が予め設定された閾値 C 未満の場合（ $M_{xb} < C$ ）は、中荷状態であると判定し、ロールモーメント M_{xb} が閾値 C 以上の場合（ $M_{xb} \geq C$ ）は、中荷状態ではないと判定する。

[0147] 積荷移動状態か否かの判定（積荷移動判定）では、車高調整開始時の内圧 P_{La} 、 P_{Ra} と本判定時の内圧 P_{Lb} 、 P_{Rb} とを用いて、上記の式（10）～式（12）に従って2つの時点でのロールモーメント M_{x2a} 及び M_{x2b} をそれぞれ

算出する。

[0148] 次に、車高調整終了時の積荷偏積によるロールモーメント M_{xb} と車高調整開始時の積荷偏積によるロールモーメント M_{xa} との差を、偏積モーメント差 ΔM_x として、ロールモーメント M_{x2a} 及び M_{x2b} を用いて下記の式(26)に従って算出する。

[0149] [数26]

$$\begin{aligned}\Delta M_x &= M_{xb} - M_{xa} \\ &= (M_{x2b} + K_{\phi 13} \cdot \phi_{2b}) - (M_{x2a} + K_{\phi 13} \cdot \phi_{2a}) \quad \cdots \text{式(26)}\end{aligned}$$

[0150] 上記の式(26)の偏積モーメント差 ΔM_x は、ロールモーメントの変化量 ΔM ($\Delta M = M_{x2a} - M_{x2b}$) 及びロール角の変化量 $\Delta \phi$ ($\Delta \phi = \phi_{2a} - \phi_{2b}$) によって、下記の式(27)として表される。式(26)及び式(27)において使用するロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ は、後述するステップS43において更新して記憶された最新のロール剛性係数 $K_{\phi 13\text{new}}$ である。なお、ステップS36～S44の更新処理を省略する場合には、予め設定され記憶されたデフォルトのロール剛性係数 $K_{\phi 13\text{def}}$ を使用する。

[0151] [数27]

$$\Delta M_x = \Delta M - K_{\phi 13} \cdot \Delta \phi \quad \cdots \text{式(27)}$$

[0152] 偏積モーメント差 ΔM_x の絶対値が予め設定された閾値Dを超えている場合 ($\Delta M_x > D$) は、積荷移動状態であると判定し、偏積モーメント差 ΔM_x の絶対値が閾値D以下の場合 ($\Delta M_x \leq D$) は、積荷移動状態ではないと判定する。

[0153] 異なる2つの時点でのサスペンション3の状態変化が大きいかな否か(信頼性の高いロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の算出が可能な程度以上にサスペンション3の状態が変化したかな否か)の判定では、上記の式(21)の分母の絶対値 ($|\Delta M + 2 \times t \cdot r \cdot d^2 \times a \times \Delta \phi|$) をサスペンション3の所定の状態値として算出し、その算出値が予め設定された所定の閾値Aを超えているかな否かを判

定する。上記の式（２１）の分母の絶対値が閾値 A を超えている場合は、信頼性の高いロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の算出が可能な程度以上にサスペンション 3 の状態が変化したと判定し、閾値 A 以下の場合は、サスペンション 3 の状態変化が上記程度に達していないと判定する。

[0154] ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の更新処理へ移行すると、処理部 13 は、フィルタ処理（ステップ S 1）で記憶した内圧 P_L , P_R 及び変位 Z_L , Z_R を内圧 P_{Lb} , P_{Rb} 及び変位 Z_{Lb} , Z_{Rb} として読み込み（ステップ S 37）、読み込んだ内圧 P_{Lb} , P_{Rb} 及び変位 Z_{Lb} , Z_{Rb} を用いて、上記の式（１０）～式（１３）に従ってロールモーメント M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2b} を算出する。また、直近のステップ S 33 の処理で記憶した内圧 P_{La} , P_{Ra} 及び変位 Z_{La} , Z_{Ra} を用いて、上記の式（１０）～式（１３）に従ってロールモーメント M_{x2a} 及びロール角 ϕ_{2a} を算出する。そして、算出したロールモーメント M_{x2a} , M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2a} , ϕ_{2b} を用いて、ロールモーメントの変化量 ΔM ($\Delta M = M_{x2a} - M_{x2b}$) 及びロール角の変化量 $\Delta \phi$ ($\Delta \phi = \phi_{2a} - \phi_{2b}$) を算出する（ステップ S 38）。

[0155] 次に、処理部 13 は、空車状態であるか否かを判定し（ステップ S 39）、空車状態ではないと判定すると（ステップ S 39：NO）、中荷状態であるか否かを判定し（ステップ S 40）、中荷状態ではないと判定すると（ステップ S 40：NO）、積荷移動状態であるか否かを判定し（ステップ S 41）、積荷移動状態ではないと判定すると（ステップ S 41：NO）、信頼性の高いロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の算出が可能な程度以上にサスペンション 3 の状態が変化したか否かを判定する（ステップ S 44）。

[0156] 空車状態、中荷状態及び積荷移動状態の何れでもなく、信頼性の高いロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の算出が可能な程度以上にサスペンション 3 の状態が変化したと判定すると（ステップ S 44：YES）、処理部 13 は、ステップ S 38 で算出したロールモーメントの変化量 ΔM とロール角の変化量 $\Delta \phi$ とを、 $K_{\phi 13} = \Delta M / \Delta \phi$ に代入することによって、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を算出し、算出した $K_{\phi 13}$ を最新のロール剛性係数 $K_{\phi 13\text{new}}$ として更新して記憶し（ステッ

プS 4 3)、本処理を終了する。なお、初期状態(車両の出荷時)には、デフォルトのロール剛性係数 $K_{\phi 13\text{def}}$ が記憶され、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の最初の更新が実行されるまでの間は、このデフォルト値が最新のロール剛性係数 $K_{\phi 13\text{new}}$ として使用される。

[0157] 一方、空車状態、中荷状態又は積荷移動状態の何れかである、或いは信頼性の高いロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の算出が可能な程度以上にサスペンション3の状態が変化していないと判定すると(ステップS 3 9: YES、ステップS 4 0: YES、ステップS 4 1: YES、又はステップS 4 4: NO)、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を更新せずに(ステップS 4 2)、本処理を終了する。

[0158] また、コントロールフラグの立ち下がり時ではないと判定した場合(ステップS 3 6: NO)、処理部13は、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の更新処理(ステップS 3 7~S 4 4)を実行せずに、本処理を終了する。

[0159] なお、上記ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の更新処理(ステップS 3 6~S 4 4)は省略可能である。この場合、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ は、デフォルトのロール剛性係数 $K_{\phi 13\text{def}}$ が常時使用される。

[0160] また、上記の更新判定に代えて又は加えて、ロール角の変化量 $\Delta\phi$ の絶対値($|\phi_{2a} - \phi_{2b}|$)が第1の所定位置以下の場合に、更新禁止状態であると判定してもよく、ロールモーメントの変化量 ΔM の絶対値($|M_{x2a} - M_{x2b}|$)が第2の所定値以下の場合に、更新禁止状態であると判定してもよい。

[0161] (5) 補正後ロール角算出処理: 図15

上記の処理(4)の後、処理部13は、補正後ロール角算出処理を実行する。

[0162] 処理部13は、本処理を開始すると(ステップS 5 0)、更新された最新の補正ロール角 $\phi_{2\text{off}}$ を検出ロール角 ϕ に加算することによって補正後ロール角 ϕ_{AMD} を算出し(ステップS 5 1)、本処理を終了する。このように算出した補正後ロール角 ϕ_{AMD} は、横転危険度判定部22(図1に示す)に提供される。また、補正ロール角 $\phi_{2\text{off}}$ は、ステップS 2 4又はステップS 3 5において更新して記憶された最新の補正ロール角 $\phi_{2\text{off}}$ が使用される。

[0163] <ロール角補正処理例 [2] : 図 16、図 17>

上記のロール角補正処理例 [1] では、第 2 の推定方法のみによって車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定したが、この処理例 [2] では、第 1 の推定方法と第 2 の推定方法とを併用して、車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定する。

[0164] すなわち、ロールモーメント M_{x2} 及びロール角 ϕ_2 を検出するときのエアサスペンション 3 の状態（検出環境）が理想的な検出環境であって、算出されるロール角 ϕ_{2es} の信頼性が高い場合には、第 1 の推定方法によってロール角 ϕ_{2es} を算出し、第 1 の推定方法ではロール角 ϕ_{2es} を算出できない場合や、算出されるロール角 ϕ_{2es} の信頼性が低下する場合には、第 2 の推定方法によってロール角 ϕ_{2es} を算出する。

[0165] 第 1 の推定方法によってロール角 ϕ_{2es} を算出できない場合には、キー ON 直後（車高調整の開始前）が該当する。また、第 1 の推定方法によって算出されるロール角 ϕ_{2es} の信頼性が低下する場合には、空車状態や中荷状態や積荷移動状態の他、異なる 2 つの時点でのサスペンション 3 の状態変化が小さい場合（上記の式 (21) の分母 $((M_{x2a} - M_{x2b}) + 2 \times t \cdot r \cdot d^2 \times a (\phi_{2b} - \phi_{2a}))$ の絶対値が小さい場合）が該当する。

[0166] 処理部 13 は、処理例 [1] と同様に、図 1 のステップ S1 ~ S5 の処理を実行するが、これらの処理のうち車高調整モード処理（ステップ S4）については、図 14 に示す処理（ステップ S30 ~ S44）に代えて、図 16 及び図 17 に示す以下の処理を実行する。

[0167] 処理部 13 は、本処理を開始すると（ステップ S60）、コントロールフラグが「1」であるか否かを判定する（ステップ S61）。

[0168] コントロールフラグが「1」と判定すると（ステップ S61 : YES）、処理部 13 は、コントロールフラグの立ち上がり時であるか否かを判定する（ステップ S62）。

[0169] コントロールフラグの立ち上がり時であると判定すると（ステップ S62 : YES）、処理部 13 は、処理例 [1] と同様に、フィルタ処理（ステッ

プS 1) で記憶した内圧 P_L , P_R 及び変位 Z_L , Z_R を内圧 P_{La} , P_{Ra} 及び変位 Z_{La} , Z_{Ra} として読み込み (ステップS 6 3)、読み込んだ内圧 P_{La} , P_{Ra} 及び変位 Z_{La} , Z_{Ra} を用いて、上記の式 (1 0)、式 (1 2) 及び式 (1 3) に従ってロールモーメント M_{x2a} 及びロール角 ϕ_{2a} を算出し、算出したロールモーメント M_{x2a} 及びロール角 ϕ_{2a} と記憶されているロール剛性係数 $K_{\phi13new}$ とを用いて、上記の式 (2 0) に従って (第2の推定方法によって)、車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を算出する (ステップS 6 4)。このとき、算出したロールモーメント M_{x2a} 及びロール角 ϕ_{2a} を更新して記憶する。

[0170] ロール角 ϕ_{2a} と車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} とを算出した処理部 1 3 は、上記の式 (2 2) に従って、補正ロール角 ϕ_{2off} を算出し、算出した補正ロール角 ϕ_{2off} を更新して記憶して (ステップS 6 5)、本処理を終了する。

[0171] 一方、コントロールフラグの立ち上がり時ではないと判定すると (ステップS 6 2 : NO)、処理部 1 3 は、フィルタ処理 (ステップS 1) で記憶した内圧 P_L , P_R 及び変位 Z_L , Z_R を内圧 P_{Lb} , P_{Rb} 及び変位 Z_{Lb} , Z_{Rb} として読み込み (ステップS 6 6)、読み込んだ内圧 P_{Lb} , P_{Rb} 及び変位 Z_{Lb} , Z_{Rb} を用いて、上記の式 (1 0) ~ 式 (1 3) に従ってロールモーメント M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2b} を算出し、算出したロールモーメント M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2b} と、直近のステップS 6 4 の処理において記憶されたロールモーメント M_{x2a} 及びロール角 ϕ_{2a} とを用いて、ロールモーメントの変化量 ΔM ($\Delta M = M_{x2a} - M_{x2b}$) 及びロール角の変化量 $\Delta \phi$ ($\Delta \phi = \phi_{2a} - \phi_{2b}$) を算出する (ステップS 6 7)。

[0172] 次に、処理部 1 3 は、車高調整開始時と車高調整終了時との間において、信頼性の高いロール角 ϕ_{2es} の算出が可能な程度以上にサスペンション 3 の状態が変化したか否か (2つの時点間のサスペンション 3 の所定の状態値の差が所定の閾値を超えているか否か) を判定する (ステップS 6 8)。具体的には、上記の式 (2 1) の分母の絶対値 ($|\Delta M + 2 \times t \cdot r \cdot d^2 \times a \times \Delta \phi|$) を算出し、その算出値が予め設定された所定の閾値 A を超えているか否かを判定する。

[0173] 算出値が閾値 A を超えている場合、処理部 13 は、空車状態であるか否かを判定し（ステップ S 69）、空車状態ではないと判定すると（ステップ S 69：NO）、中荷状態であるか否かを判定し（ステップ S 70）、中荷状態ではないと判定すると（ステップ S 70：NO）、さらに積荷移動状態であるか否かを判定する（ステップ S 71）。なお、空車判定、中荷判定及び積荷移動判定は、処理例 [1] のステップ S 39～S 41 と同様に実行されるため、詳細な説明は省略する。

[0174] 式（21）の分母の絶対値（ $|\Delta M + 2 \times t r d^2 \times a \times \Delta \phi|$ ）が閾値 A を超えており、且つ空車状態、中荷状態及び積荷移動状態の何れでもないと判定すると（ステップ S 71：NO）、処理部 13 は、第 1 の推定方法によって車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を算出する（ステップ S 72）。具体的には、ステップ S 66 で読み込んだ内圧 P_{Lb} 、 P_{Rb} を用いて 1 次係数 a を選択し、選択した 1 次係数 a と、ステップ S 67 で算出したロールモーメント M_{x2b} 、ロール角 ϕ_{2b} 、ロールモーメントの変化量 ΔM 及びロール角の変化量 $\Delta \phi$ と 1 次係数 a とを用いて、上記の式（21）に従ってロール角 ϕ_{2es} を算出する。

[0175] ロール角 ϕ_{2b} と車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} とを算出した処理部 13 は、上記の式（22）に従って、補正ロール角 ϕ_{2off} を算出し、算出した補正ロール角 ϕ_{2off} を更新して記憶して（ステップ S 74）、本処理を終了する。

[0176] 一方、式（21）の分母の絶対値（ $|\Delta M + 2 \times t r d^2 \times a \times \Delta \phi|$ ）が閾値 A 以下であるか、或いは空車状態、中荷状態又は積荷移動状態の何れかであると判定すると（ステップ S 68：NO、ステップ S 69：YES、ステップ S 70：YES、ステップ S 71：YES）、処理部 13 は、第 2 の推定方法によって車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を算出する（ステップ S 73）。具体的には、ステップ S 66 で読み込んだ内圧 P_{Lb} 、 P_{Rb} 及び変位 Z_{Lb} 、 Z_{Rb} を用いて、上記の式（11）～式（13）に従ってロールモーメント M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2b} を算出する。次に、内圧 P_{Lb} 、 P_{Rb} を用いて 1 次係数 a を選択し、上記算出したロールモーメント M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2b} と、記

憶されているロール剛性係数 $K_{\phi 13\text{new}}$ と、選択した1次係数 a とを用いて、上記の式(20)に従って車高調整非実行時のロール角 $\phi_{2\text{es}}$ を算出する。

[0177] ロール角 ϕ_{2b} と車高調整非実行時のロール角 $\phi_{2\text{es}}$ とを算出した処理部13は、上記の式(22)に従って、補正ロール角 $\phi_{2\text{off}}$ を算出し、算出した補正ロール角 $\phi_{2\text{off}}$ を更新して記憶して(ステップS74)、本処理を終了する。

[0178] また、コントロールフラグが「1」ではないと判定すると(ステップS61: NO)、処理部13は、コントロールフラグの立ち下がり時であるか否かを判定する(ステップS36)。

[0179] コントロールフラグの立ち下がり時であると判定すると(ステップS36: YES)、処理部13は、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の更新処理(ステップS37~S44)を実行する。なお、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の更新処理(ステップS37~S44)は、処理例[1]と同様であるため、詳細な説明は省略する。

[0180] また、コントロールフラグの立ち下がり時ではないと判定した場合も(ステップS36: NO)、処理例[1]と同様に、処理部13は、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の更新処理(ステップS37~S44)を実行せずに、本処理を終了する。

[0181] <ロール角補正処理例[3]: 図18>

上記のロール角補正処理例[1]及び[2]では、補正後ロール角算出処理(ステップS5)において、補正ロール角 $\phi_{2\text{off}}$ (ステップS24、S35、S65又はS74で更新された補正ロール角 $\phi_{2\text{off}}$)を検出ロール角 ϕ に加算することによって、補正後ロール角 ϕ_{AMD} を算出する(ステップS51)。

[0182] しかし、空車状態や中荷状態では、積荷がロール角 ϕ に与える影響が小さく、検出ロール角 ϕ を補正する必要性が乏しい。このため、処理例[3]では、空車状態や中荷状態の場合、ロール角補正が実質的に実行されないように(検出ロール角 ϕ がそのまま補正後ロール角 ϕ_{AMD} として出力されるように)、補正ロール角 $\phi_{2\text{off}}$ をゼロに設定する。

[0183] 処理部13は、処理例[1]又は処理例[2]と同様に、図1のステップ

S 1 ～ S 5 の処理を実行するが、これらの処理のうち補正後ロール角算出処理（ステップ S 5）については、図 1 5 に示す処理（ステップ S 5 0 及び S 5 1）に代えて、図 1 8 に示す以下の処理を実行する。

[0184] 処理部 1 3 は、本処理を開始すると（ステップ S 8 0）、処理部 1 3 は、空車状態であるか否かを判定し（ステップ S 8 2）、空車状態ではないと判定すると（ステップ S 8 2 : N O）、中荷状態であるか否かを判定し（ステップ S 8 2）、中荷状態ではないと判定すると（ステップ S 8 2 : N O）、処理例 [1] 及び [2] と同様に、補正ロール角 ϕ_{2off} （ステップ S 2 4、S 3 5、S 6 5 又は S 7 4 で更新された補正ロール角 ϕ_{2off} ）を検出ロール角 ϕ に加算することによって、補正後ロール角 ϕ_{AMD} を算出して（ステップ S 8 4）、本処理を終了する。

[0185] 一方、空車状態又は中荷状態の何れかであると判定すると（ステップ S 8 1 : Y E S、ステップ S 8 2 : Y E S）、補正ロール角 ϕ_{2off} の値をゼロに更新して記憶し（ステップ S 8 3）、この補正ロール角 ϕ_{2off} を検出ロール角 ϕ に加算することによって補正後ロール角 ϕ_{AMD} を算出して（ステップ S 8 4）、本処理を終了する。すなわち、空車状態や中荷状態の場合、ロール角補正は実質的に実行されず、検出ロール角 ϕ が補正後ロール角 ϕ_{AMD} として横転危険度判定部 2 2（図 1 に示す）に提供される。

[0186] なお、処理例 [2] に処理例 [3] を適用する場合、処理例 [2] のステップ S 6 9 及び S 7 0 は省略してもよい。また、処理例 [2] において、ステップ S 6 9 で空車状態と判定した場合（ステップ S 6 9 : Y E S）、及びステップ S 7 0 で中荷状態と判定した場合（ステップ S 7 0 : Y E S）に、ステップ S 7 3 へ移行せず、処理例 [3] のステップ S 8 3 と同様に、補正ロール角 ϕ_{2off} の値をゼロに更新して記憶するように構成してもよい。さらに、処理例 [2] において、車両調整モード処理の開始直後（ステップ S 6 0 とステップ S 6 1 との間）に空車判定及び中荷判定を実行し、空車状態及び中荷状態の場合には、補正ロール角 ϕ_{2off} の値をゼロに更新して記憶するように構成してもよい。

[0187] <ロール角補正処理例 [1] ~ [3] の連結車両への適用例 : 図 19 及び図 20>

ロール角推定装置 10 は、図 1 に示したような単体車両に限らず連結車両にも適用することができる。以下、連結車両への適用例を、図 19 及び図 20 を参照して説明する。

[0188] 図 19 に示す車両 1 は、左右後輪 2 L 及び 2 R 並びに左右前輪 4 L 及び 4 R 付近にそれぞれサスペンション 3 L 及び 3 R 並びに 5 L 及び 5 R を設けたトラクタ 100 と、このトラクタ 100 にカプラ（図示せず）等を介して連結され、左右輪 6 L 及び 6 R 付近にそれぞれサスペンション 7 L 及び 7 R を設けたトレーラ 200 から成り、サスペンション 3 L 及び 3 R が車高調整（車高調整装置 30 によるエア AP の注入又は排出）対象となっている。

[0189] このため、図 1 と同様のロール角推定装置 10 内の変位検出部 11 L 及び圧力測定部 12 L をサスペンション 3 L に接続し、変位検出部 11 R 及び圧力測定部 12 R をサスペンション 3 R に接続している。

[0190] この車両 1 においても、ロール角推定装置 10 内の処理部 13 は、図 1 に示す非連結車両と同様に、上述の第 1 の推定方法及び第 2 の推定方法によって、車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定して、補正ロール角 ϕ_{2off} 、及び補正後ロール角 ϕ_{AMD} を算出することができる。

[0191] これについて、図 20 を参照して以下に説明する。

[0192] すなわち、図 20 に示す如く車両 1 全体に荷重偏積によるロールモーメント M_x が生じているとすると、トラクタ 100 の前輪側（サスペンション 5 L 及び 5 R 側）におけるロールモーメントの釣り合いの式は、上記の式（3）で表すことができる。

[0193] 一方、トラクタ 100 の後輪側（サスペンション 3 L 及び 3 R 側）におけるロールモーメントの釣り合いの式は、下記の式（28）で表すことができる。

[0194] [数28]

$$M_{x2} + K_{\phi 2} \phi_2 - K_{\phi 12} (\phi_1 - \phi_2) + K_{\phi 23} (\phi_2 - \phi_3) = 0 \quad \cdots \text{式(28)}$$

[0195] ここで、上記の式（２８）中の $K_{\phi 23}$ 及び ϕ_3 は、それぞれ、トレーラ２００のフレーム捩じり剛性係数（荷物の材質や固定状況により変化する。）、及びトレーラ２００側のサスペンション７Ｌ及び７Ｒの変位差によって生じた未知の（測定しない）ロール角である。

[0196] また、トレーラ２００側（サスペンション７Ｌ及び７Ｒ側）におけるロールモーメントの釣り合いの式は、下記の式（２９）で表すことができる。

[0197] [数29]

$$K_{\phi 3}\phi_3 - K_{\phi 23}(\phi_2 - \phi_3) - M_x = 0 \quad \cdots \text{式(29)}$$

[0198] ここで、上記の式（２９）中の $K_{\phi 3}$ は、設計条件等によって決定されるサスペンション７Ｌ及び７Ｒに共通の既知の固定ロール剛性係数である。

[0199] 上記の式（２８）に、上記の式（５）（式（３）をロール角 ϕ_1 について整理したもの）を更新してロール角 ϕ_3 について整理すると、下記の式（３０）が得られる。

[0200] [数30]

$$\phi_3 = \frac{M_{x2}}{K_{\phi 23}} + \left\{ \frac{K_{\phi 2}}{K_{\phi 23}} + \frac{K_{\phi 1}K_{\phi 12}}{K_{\phi 23}(K_{\phi 1} + K_{\phi 12})} + 1 \right\} \phi_2 \quad \cdots \text{式(30)}$$

[0201] 上記の式（３０）は、下記の式（３１）に示す如く定義した係数 $K^*_{\phi 1}$ を用いて下記の式（３２）で表すことができる。

[0202] [数31]

$$K^*_{\phi 1} = K_{\phi 2} + \frac{K_{\phi 1}K_{\phi 12}}{K_{\phi 1} + K_{\phi 12}} \quad \cdots \text{式(31)}$$

[0203] [数32]

$$\phi_3 = \frac{M_{x2}}{K_{\phi 23}} + \left(1 + \frac{K^*_{\phi 1}}{K_{\phi 23}} \right) \phi_2 \quad \cdots \text{式(32)}$$

[0204] この式(32)を上記の式(29)に更新し、荷物偏積によるロールモーメント M_x について整理すると、下記の式(33)が得られる。

[0205] [数33]

$$\begin{aligned} M_x &= K_{\phi 3} \left\{ \frac{M_{x2}}{K_{\phi 23}} + \left(1 + \frac{K_{\phi 1}^*}{K_{\phi 23}} \right) \phi_2 \right\} - K_{\phi 23} \left[\phi_2 - \left\{ \frac{M_{x2}}{K_{\phi 23}} + \left(1 + \frac{K_{\phi 1}^*}{K_{\phi 23}} \right) \phi_2 \right\} \right] \\ &= (K_{\phi 3} - K_{\phi 23}) \left(1 + \frac{K_{\phi 1}^*}{K_{\phi 23}} \right) \phi_2 + \left(1 + \frac{K_{\phi 3}^*}{K_{\phi 23}} \right) M_{x2} \end{aligned} \quad \cdots \text{式(33)}$$

[0206] ここで、上記の式(33)で表されるロールモーメント M_x も上記の単体車両の例と同様に荷物の積載条件が変化しない限り一定であることに着目すると、車高調整開始時におけるサスペンション3L及び3Rによるロールモーメント M_{x2a} 及びその変位差によって生じるロール角 ϕ_{2a} と、車高調整終了時におけるロールモーメント M_{x2b} 及びロール角 ϕ_{2b} とは下記の式(34)に示す等号関係が成立する。

[0207] [数34]

$$\begin{aligned} &(K_{\phi 3} - K_{\phi 23}) \left(1 + \frac{K_{\phi 1}^*}{K_{\phi 23}} \right) \phi_{2a} + \left(1 + \frac{K_{\phi 3}^*}{K_{\phi 23}} \right) M_{x2a} \\ &= (K_{\phi 3} - K_{\phi 23}) \left(1 + \frac{K_{\phi 1}^*}{K_{\phi 23}} \right) \phi_{2b} + \left(1 + \frac{K_{\phi 3}^*}{K_{\phi 23}} \right) M_{x2b} \end{aligned} \quad \cdots \text{式(34)}$$

[0208] この式(34)に、下記の式(35)に示す如くロール剛性係数 $K_{\phi 1}$ 、 $K_{\phi 2}$ 、 $K_{\phi 3}$ 及びフレーム振じり剛性係数 $K_{\phi 12}$ 、 $K_{\phi 23}$ により定義した車両固有のロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を更新し、係数 $K_{\phi 13}$ について整理すると、下記の式(36)が得られる。

[0209]

[数35]

$$K_{\phi 13} = \frac{(K_{\phi 3} - K_{\phi 23}) \left(1 + \frac{K_{\phi 1}^*}{K_{\phi 23}} \right)}{1 + \frac{K_{\phi 3}}{K_{\phi 23}}} \quad \cdots \text{式(35)}$$

[0210] [数36]

$$K_{\phi 13} = \frac{M_{x2a} - M_{x2b}}{\phi_{2b} - \phi_{2a}} \quad \cdots \text{式(36)}$$

[0211] すなわち、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ は、上記単体車両の場合（式（7））と同様、車高調整開始時及び終了時におけるロールモーメント M_{x2a} 及び M_{x2b} とロール角 ϕ_{2a} 及び ϕ_{2b} とから求めることができる。

[0212] また、上記の式（33）は、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を用いて下記の式（37）で表すことができる。

[0213] [数37]

$$\frac{K_{\phi 23}}{K_{\phi 23} + K_{\phi 3}} M_x = K_{\phi 13} \phi_2 + M_{x2} \quad \cdots \text{式(37)}$$

[0214] 上記の式（37）の左辺は同一の積載条件下においては変化せず一定であるため、図19に示した車両1においても、上記の式（14）に示した車高調整終了時のロール角 ϕ_{2b} 及びロールモーメント M_{x2b} と、車高調整非実行時のロールモーメント（ $t r d (F_{L es} - F_{R es})$ ）及びロール角 $\phi_{2 es}$ とにロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ を用いた等号関係が成立する。

[0215] 従って、処理部13は、車高調整非実行時のロール角 $\phi_{2 es}$ を、第1の時点及び第2の時点におけるサスペンション3L及び3Rによるロールモーメント M_{x2a} 、 M_{x2b} と、第1の時点及び第2の時点でのロール角 ϕ_{2a} 、 ϕ_{2b} と、トレッド長 $t r d$ と、上記の式（17）中の1次係数 a とを用いて算出し、補正ロール角 $\phi_{2 off}$ 、及び補正後ロール角 ϕ_{AMD} を算出することができる。すなわち

、上述の第1の推定方法によって、車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定して、補正ロール角 ϕ_{2off} 、及び補正後ロール角 ϕ_{AMD} を算出することができる。

[0216] また、上記第1の推定方法と同様の理由から、1つの時点でのロールモーメント M_{x2} 及びロール角 ϕ_2 と、これらの検出値を取得する前に記憶されたロール剛性係数 $K_{\phi 13def}$ 或いは $K_{\phi 13new}$ とを用いてロール角 ϕ_{2es} を算出することも可能である。すなわち、上述の第2の推定方法によっても、車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を推定して、補正ロール角 ϕ_{2off} 、及び補正後ロール角 ϕ_{AMD} を算出することができる。

[0217] 従って、処理部13は、単体車両の場合と同様に、図8のステップS1～S5の処理（上記処理例[1]、[2]又は[3]）を実行することによって、補正後ロール角 ϕ_{AMD} を算出することができる。

[0218] 以上、本発明者によってなされた発明を適用した実施形態について説明したが、この実施形態による本発明の開示の一部をなす論述及び図面により本発明は限定されることはない。すなわち、この実施形態に基づいて当業者等によりなされる他の実施形態、実施例及び運用技術等は全て本発明の範疇に含まれることは勿論である。

[0219] 例えば、上記処理例[1]では、車高調整モード処理において、車高調整開始時にのみロール角 ϕ_{2es} を算出したが、車高調整中の他の時点（例えば、車高調整開始時から所定時間後など）でロール角 ϕ_{2es} を算出してもよい。

[0220] 処理例[2]における2つの時点の組み合わせは、車高調整開始時と車高調整終了時に限定されず、第1の時点を手高調整開始前（開始時を含まない）とし、第2の時点を手高調整開始後（調整中、終了時及び終了後を含み、開始時は含まない）としてもよく、第1の時点を手高調整中（開始時を含み、終了時は含まない）とし、第2の時点を手1の時点よりも後（調整中及び終了後を含む）としてもよい。

[0221] 処理例[1]において、ステップS39～S41の1つ又は複数を省略してもよい。処理例[2]において、ステップS68～S71の1つ又は複数

を省略してもよい。また、処理例〔3〕において、ステップS 8 1又はステップS 8 2の一方を省略してもよい。

[0222] バネ特性が線形近似可能な範囲か否かの判定を、コントロールフラグの設定処理に含めず、車高調整モード設定処理（ステップS 4）において、ロール剛性係数 $K_{\phi 13}$ の更新処理前や補正ロール角 ϕ_{2off} の更新処理前の任意のタイミングで行い、バネ特性が線形近似可能な範囲から外れている場合にこれらの更新処理を禁止してもよい。

[0223] ロール角推定装置10は、車高調整非実行時のロール角 ϕ_{2es} を算出する度に、算出したロール角 ϕ_{2es} を運転者に対して視認可能な状態で報知してもよい。例えば、車室内の運転席前方に表示部を設け、算出したロール角 ϕ_{2es} を所定の表示態様で表示部に表示してもよい。所定の表示態様は、ロール角 ϕ_{2es} の数値表示であってもよく、ロール角 ϕ_{2es} の数値に応じて状態が変化（例えば伸縮、移動、変色等）するインジケータなどであってもよい。

産業上の利用可能性

[0224] 本発明は、エアサスペンションを備えた車両に広く適用可能である。

符号の説明

[0225] 1：車両

3L, 3R, 5L, 5R, 7L, 7R：サスペンション

10：ロール角推定装置

11L, 11R：変位検出部

12L, 12R：圧力測定部

13：処理部

20：横転危険度判定装置

21：ロール角・ロール角速度検出部

22：横転危険度判定部

30：車高調整装置

Z, Z_L, Z_{La}, Z_{Lb}, Z_R, Z_{Ra}, Z_{Rb}：エアバネ変位

P, P_L, P_{La}, P_{Lb}, P_R, P_{Ra}, P_{Rb}：エアバネ内圧

ϕ : 検出口ール角

ϕ_{2a} : ロール角 (車高調整開始時)

ϕ_{2b} : ロール角 (車高調整中又は車高調整終了時)

ϕ_{2es} : 車高調整非実行時のロール角

ϕ_{2off} : 補正ロール角

ϕ_{AMD} : 補正後ロール角

$K_{\phi 1}$, $K_{\phi 2}$, $K_{\phi 3}$, $K_{\phi 13}$, $K_{\phi 13new}$, $K_{\phi 13def}$: ロール剛性係数

$K_{\phi 12}$, $K_{\phi 23}$: フレーム捩じり剛性係数

M_{x2} : サスペンションによるロールモーメント

M_{x2a} : 車高調整開始時のサスペンションによるロールモーメント

M_{x2b} : 車高調整終了時のサスペンションによるロールモーメント

M_x : 荷物偏積によるロールモーメント

$C F 1 \sim C F 7$: 荷重-変位特性

$E X P 1 \sim E X P 7$: 線形近似式

a : 1次係数

b : 定数

$S G_S$: 車高調整開始信号

$S G_F$: 車高調整終了信号

$A P$: エア

請求の範囲

[請求項1] 同一の荷重－変位特性及び荷重－内圧特性を有し、且つ自動車高調整の対象となる一部の左右サスペンションの任意の時点において測定された変位及び内圧値から、ロール角と前記左右サスペンションによるロールモーメントとをそれぞれ算出する第1ステップと、

前記サスペンションが示し得る内圧値をパラメータとして予め求めた複数個の荷重－変位特性のうち、前記左右サスペンションの測定内圧平均値に対応する荷重－変位特性を、前記自動車高調整が行われなかった場合の前記左右サスペンションに共通の荷重－変位特性として選択する第2ステップと、

前記第1ステップで算出したロール角及びロールモーメントと、前記第2ステップで選択した荷重－変位特性と、前記サスペンションを装着した車両固有の値として前記第1ステップの変位及び内圧値の測定前に記憶されたロール剛性係数とに基づき、前記自動車高調整が行われなかった場合のロール角を求める第3ステップと、を備えた

ことを特徴とする車両のロール角推定方法。

[請求項2] 車両の始動から前記自動車高調整が開始されるまでの始動直後の期間に、請求項1に記載の方法に従って前記自動車高調整が行われなかった場合のロール角を求める

ことを特徴とする車両のロール角推定方法。

[請求項3] 同一の荷重－変位特性及び荷重－内圧特性を有し、且つ自動車高調整の対象となる一部の左右サスペンションの任意の時点において測定された変位及び内圧値から、ロール角と前記左右サスペンションによるロールモーメントとをそれぞれ算出する算出部と、

前記サスペンションが示し得る内圧値をパラメータとして予め求めた複数個の荷重－変位特性のうち、前記左右サスペンションの測定内圧平均値に対応する荷重－変位特性を、前記自動車高調整が行われなかった場合の前記左右サスペンションに共通の荷重－変位特性として

選択する選択部と、

前記第 1 ステップで算出したロール角及びロールモーメントと、前記第 2 ステップで選択した荷重－変位特性と、前記サスペンションを装着した車両固有の値として前記第 1 ステップの変位及び内圧値の測定前に記憶されたロール剛性係数とに基づき、前記自動車高調整が行われなかった場合のロール角を求めるロール角決定部と、を備えたことを特徴とする車両のロール角推定装置。

[請求項 4]

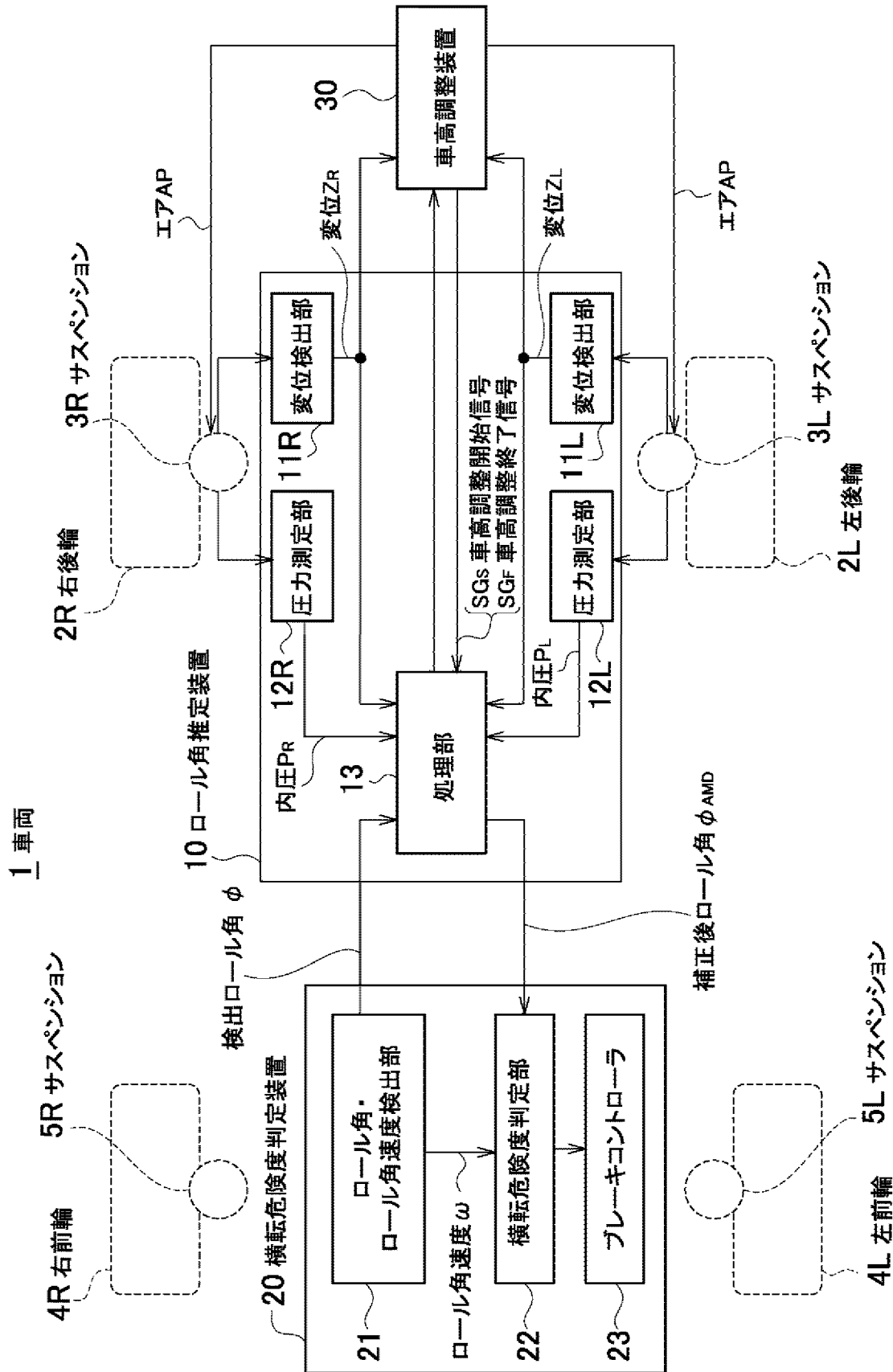
請求項 3 に記載のロール角推定装置であって、

車両の始動から前記自動車高調整が開始されるまでの始動直後の期間であるか否かを判定する判定部を備え、

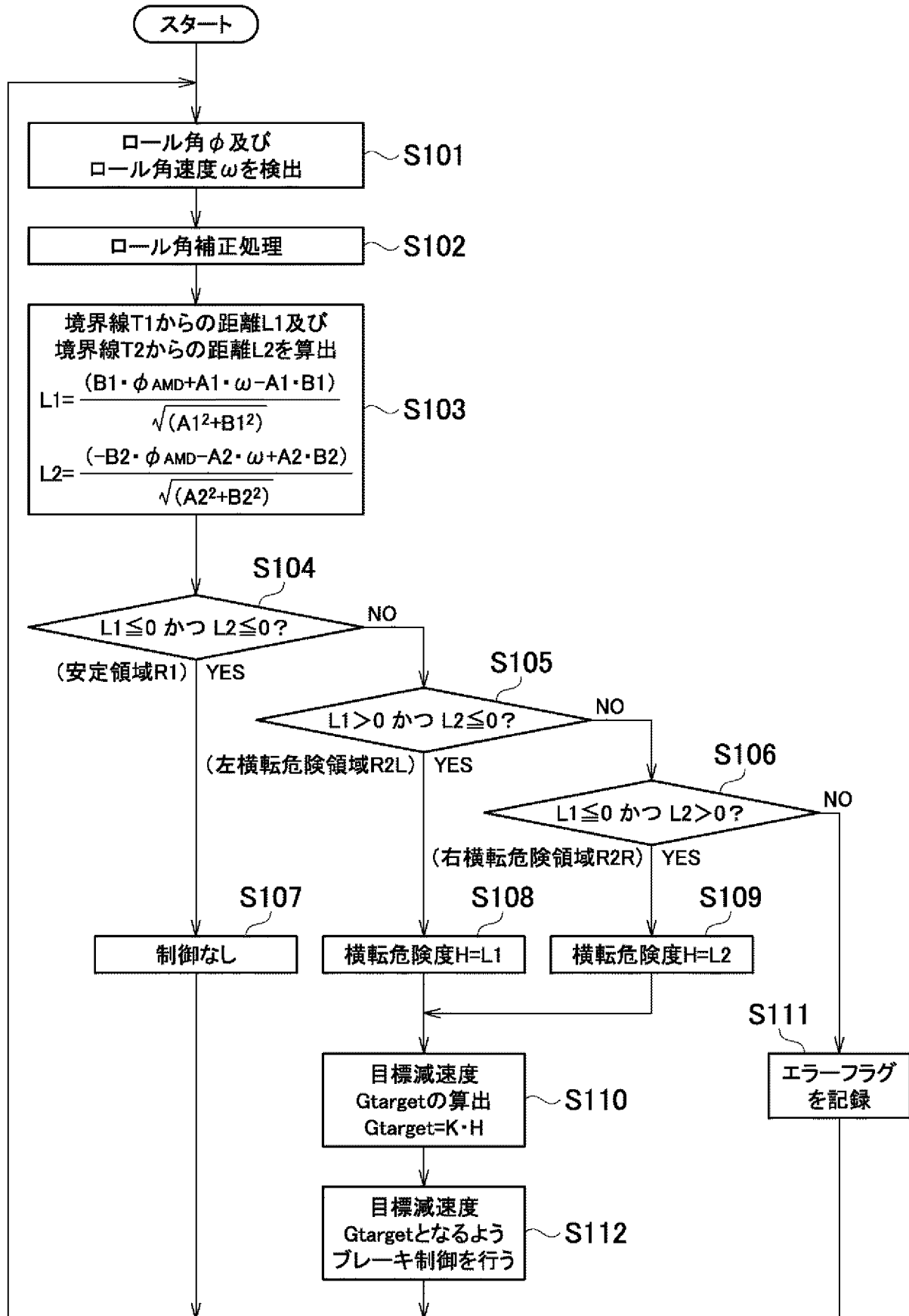
前記ロール角決定部は、前記始動直後の期間であると前記判定部が判定したとき、前記自動車高調整が行われなかった場合のロール角を求める

ことを特徴とする車両のロール角推定装置。

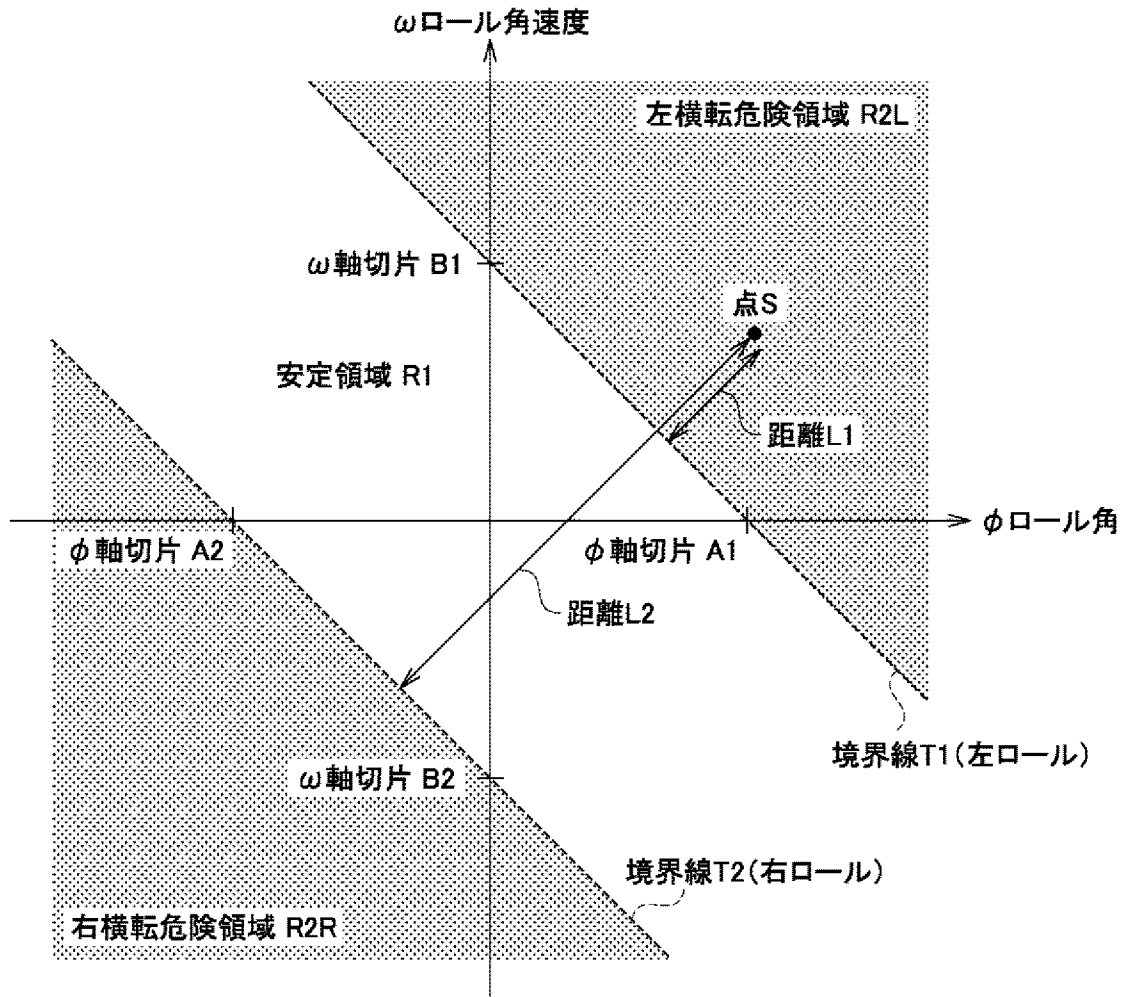
[図1]

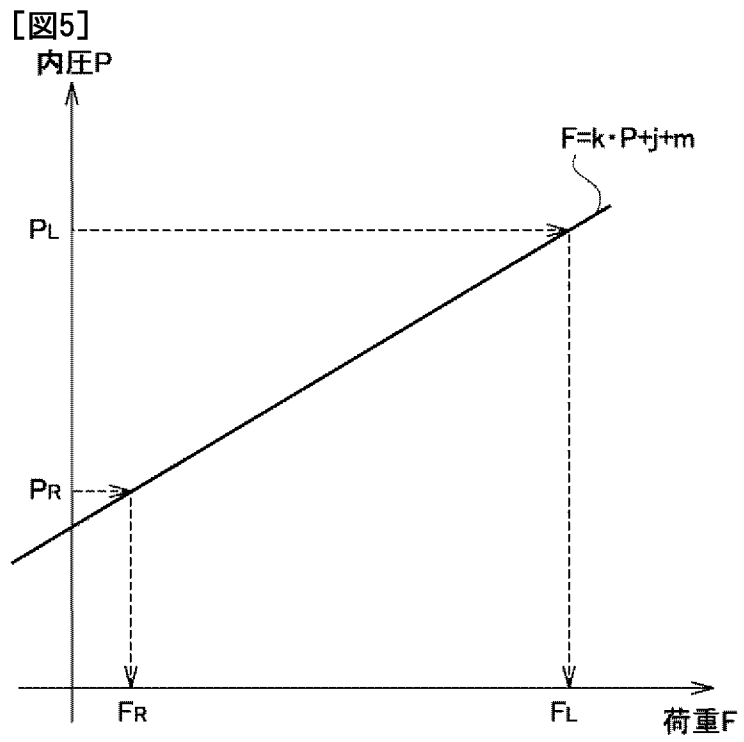


[図2]



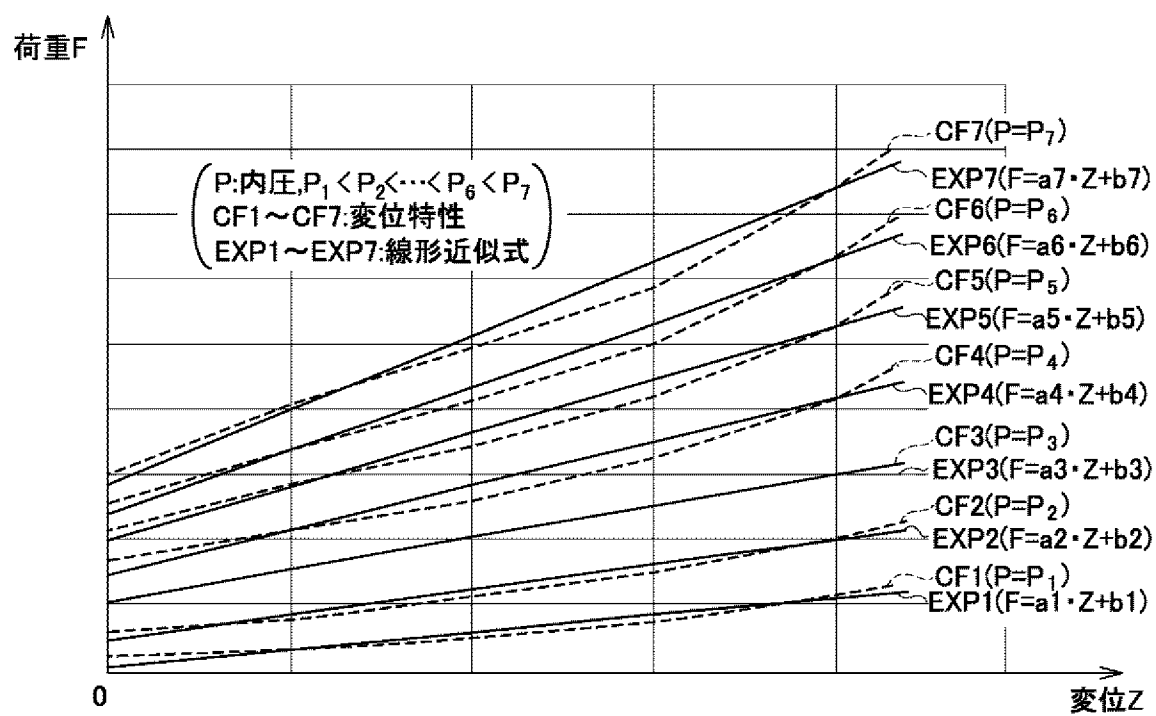
[図3]





[図6]

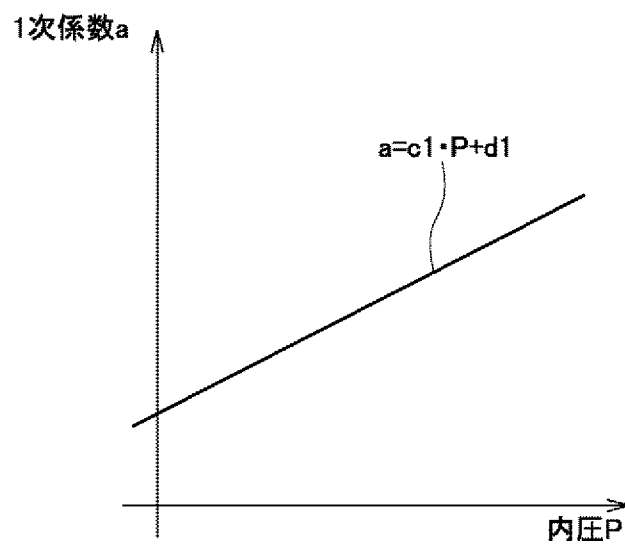
(1)



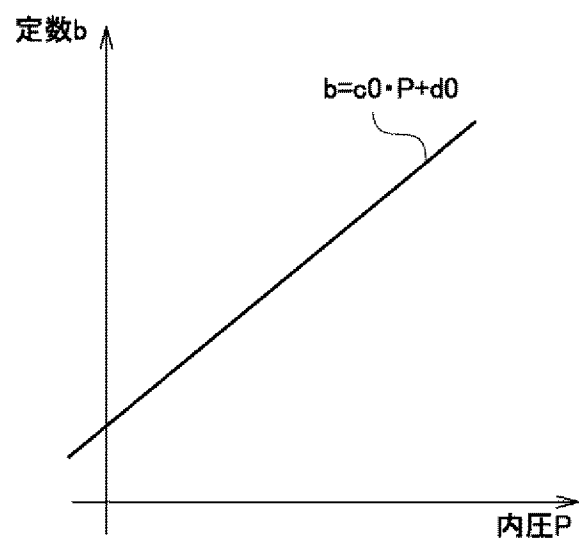
(2)

内圧P	1次係数a	定数b
P ₁	a ₁	b ₁
P ₂	a ₂	b ₂
P ₃	a ₃	b ₃
P ₄	a ₄	b ₄
P ₅	a ₅	b ₅
P ₆	a ₆	b ₆
P ₇	a ₇	b ₇

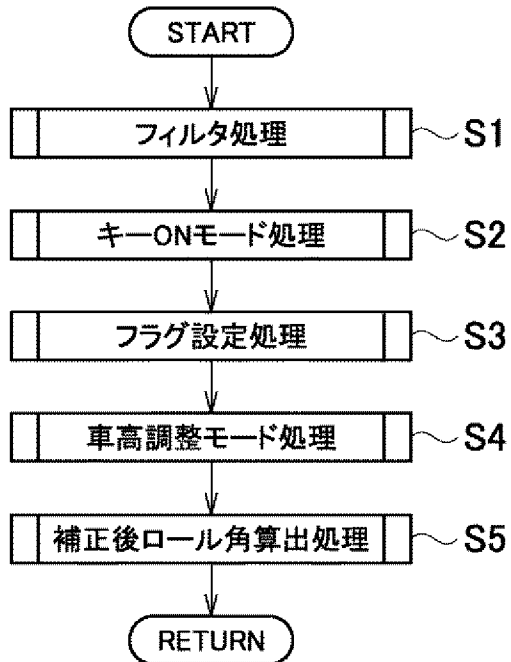
[図7]
(1)



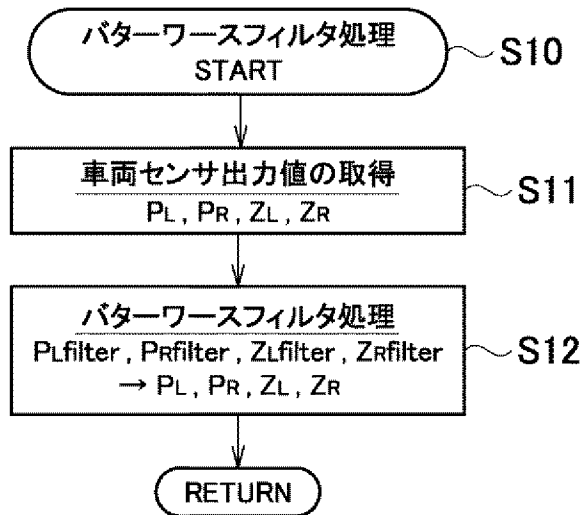
(2)



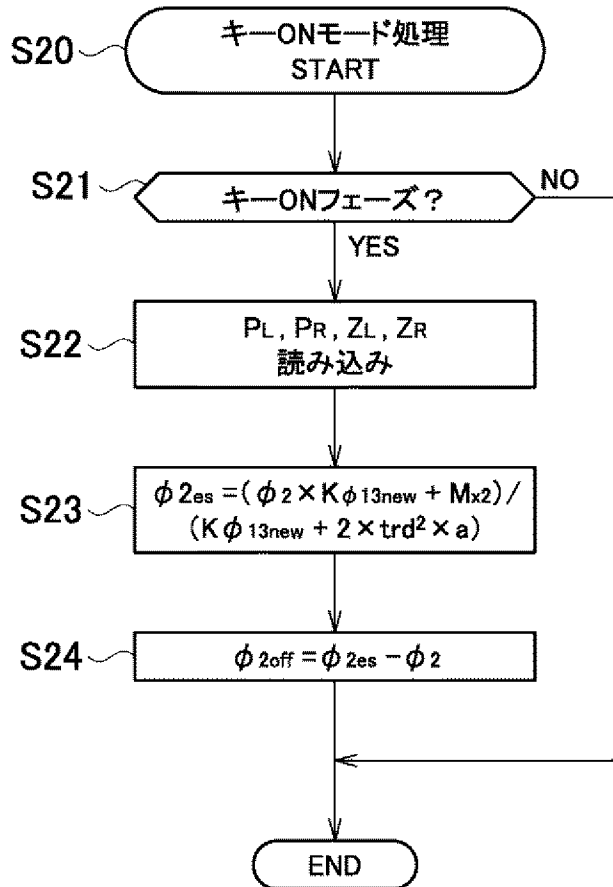
[図8]



[図9]

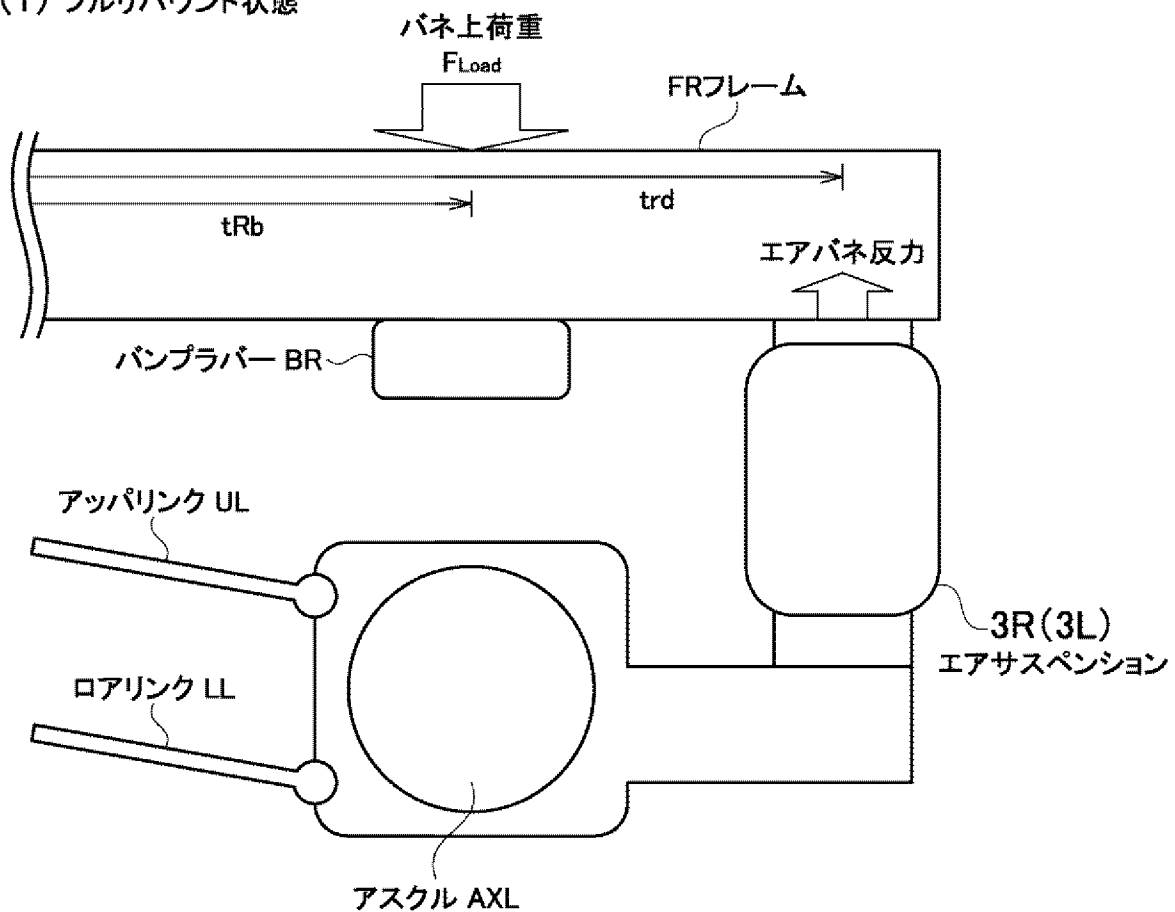


[図10]

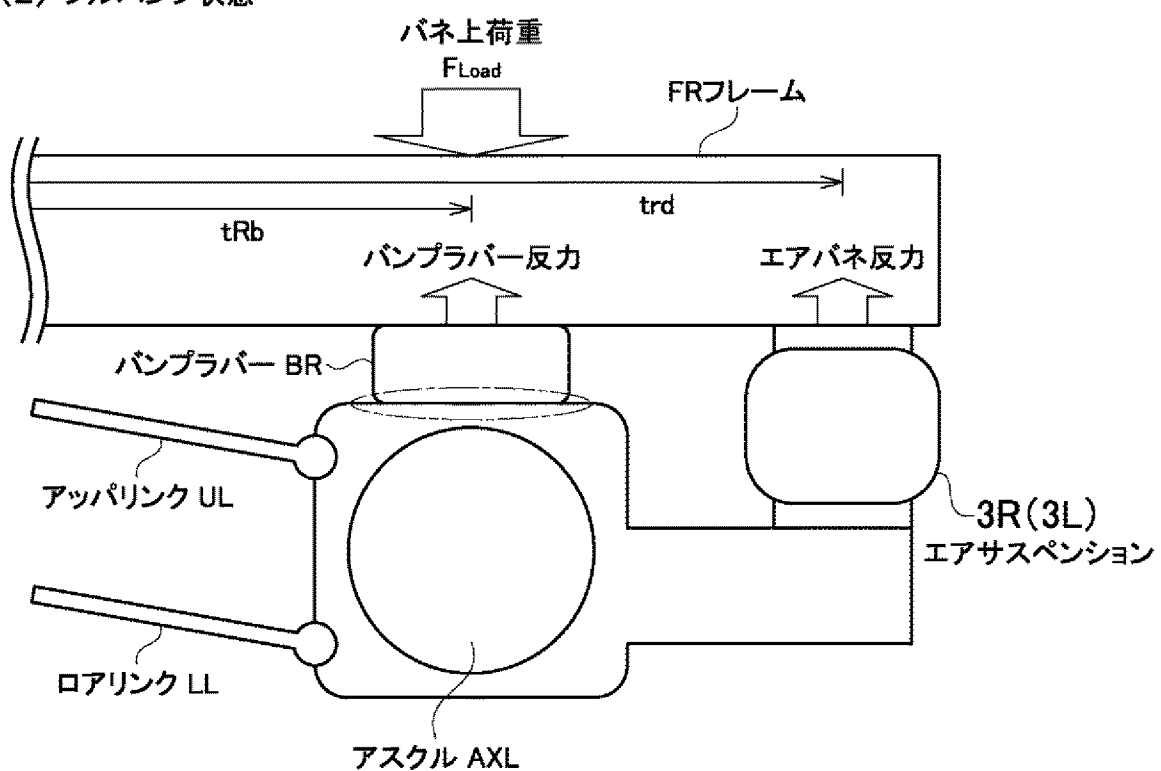


[図11]

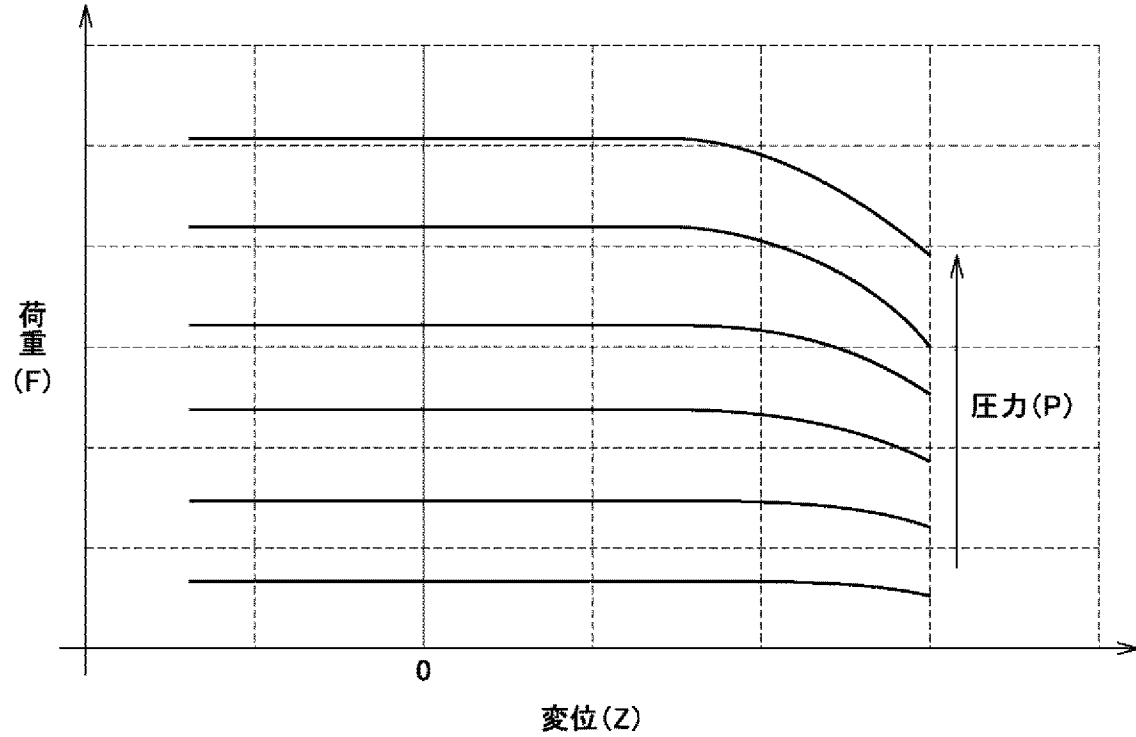
(1) フルリバウンド状態



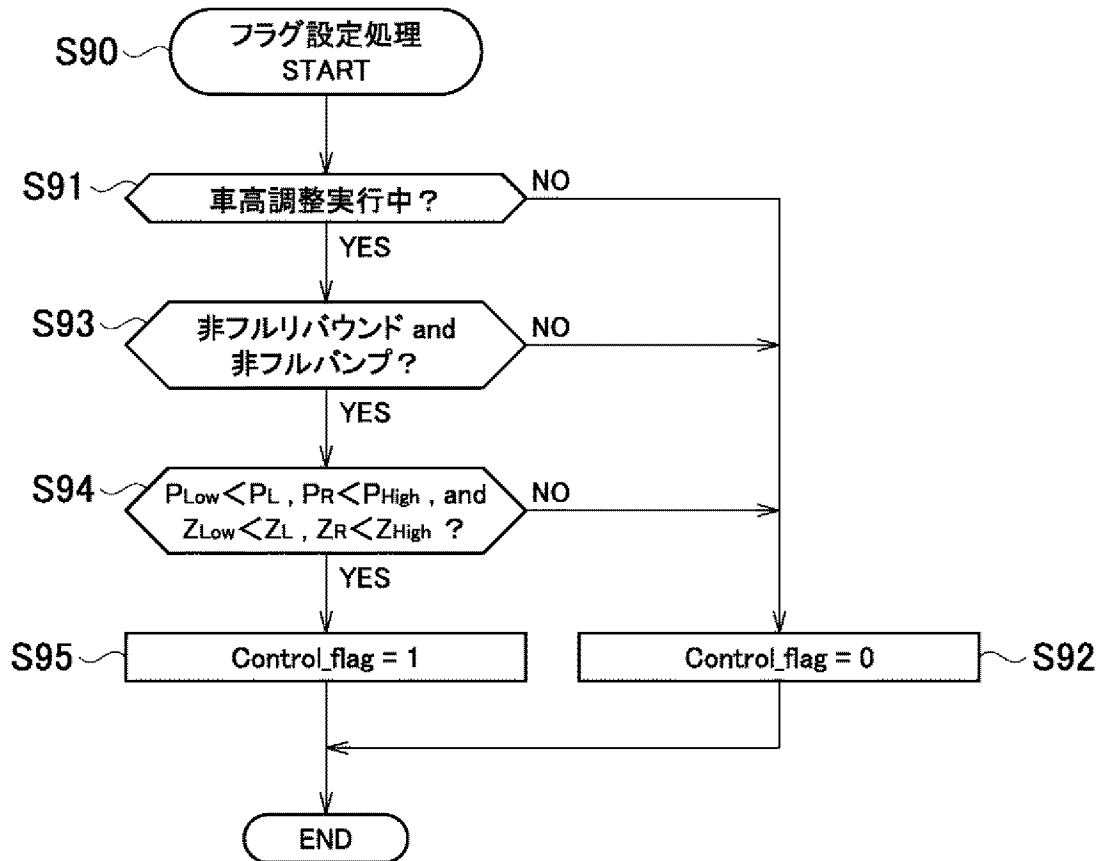
(2) フルバンプ状態



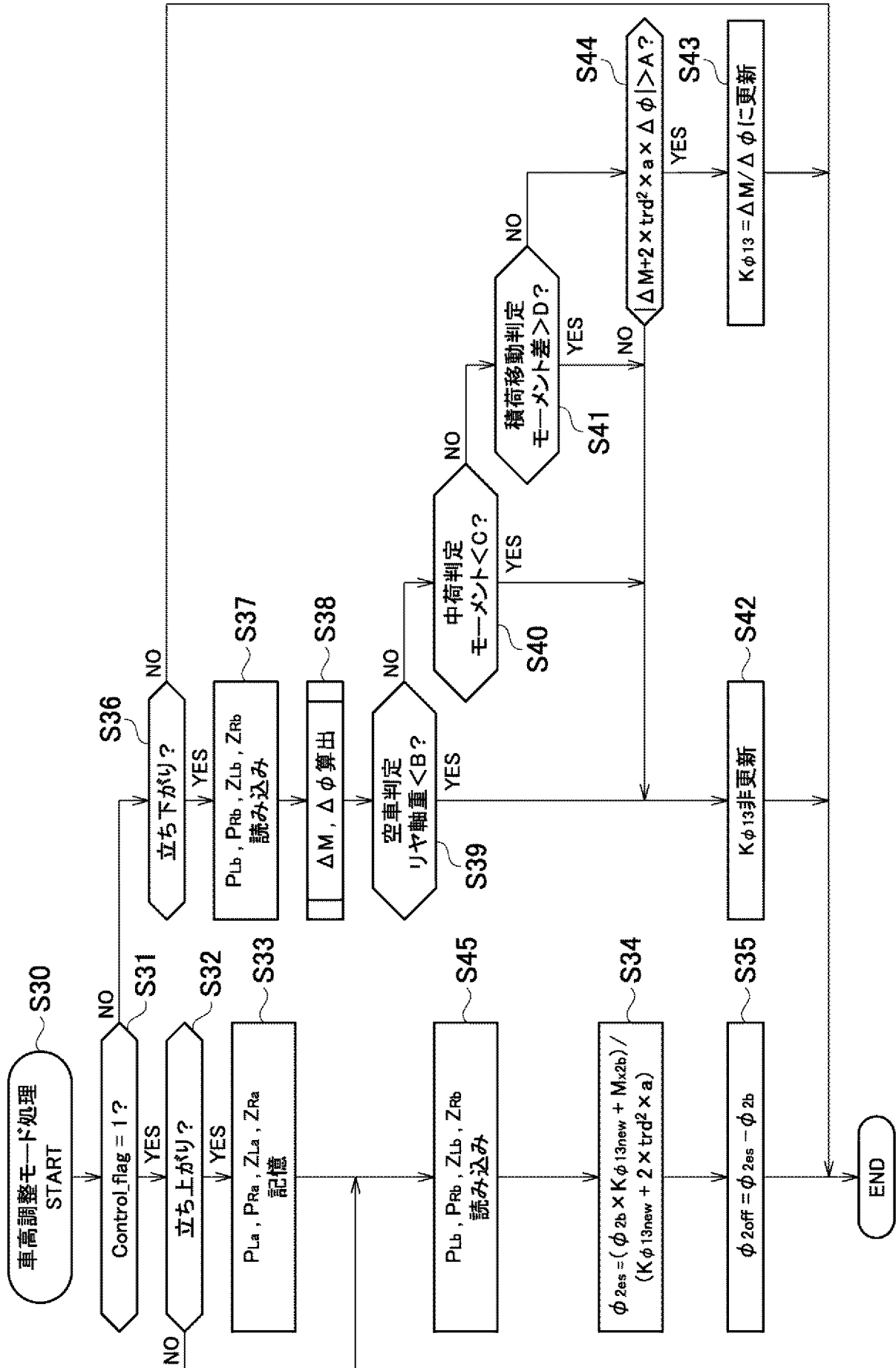
[図12]



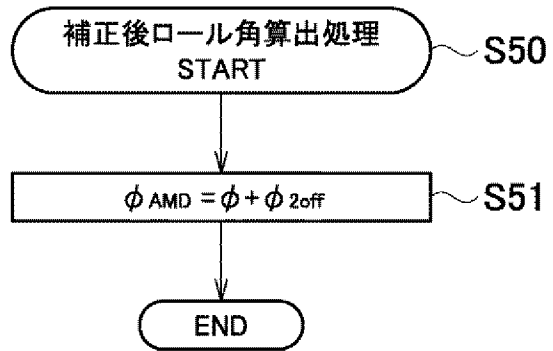
[図13]



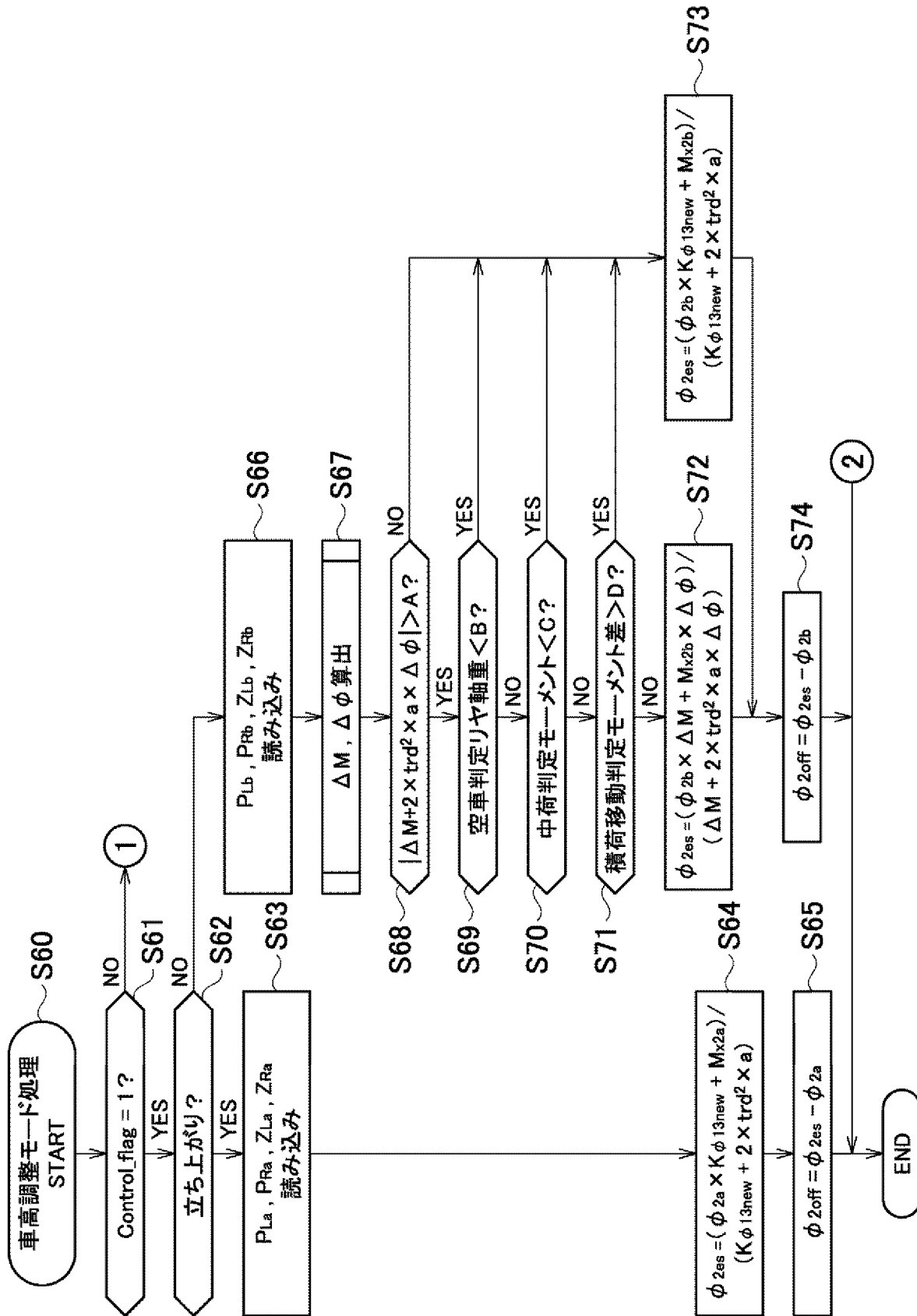
[図14]



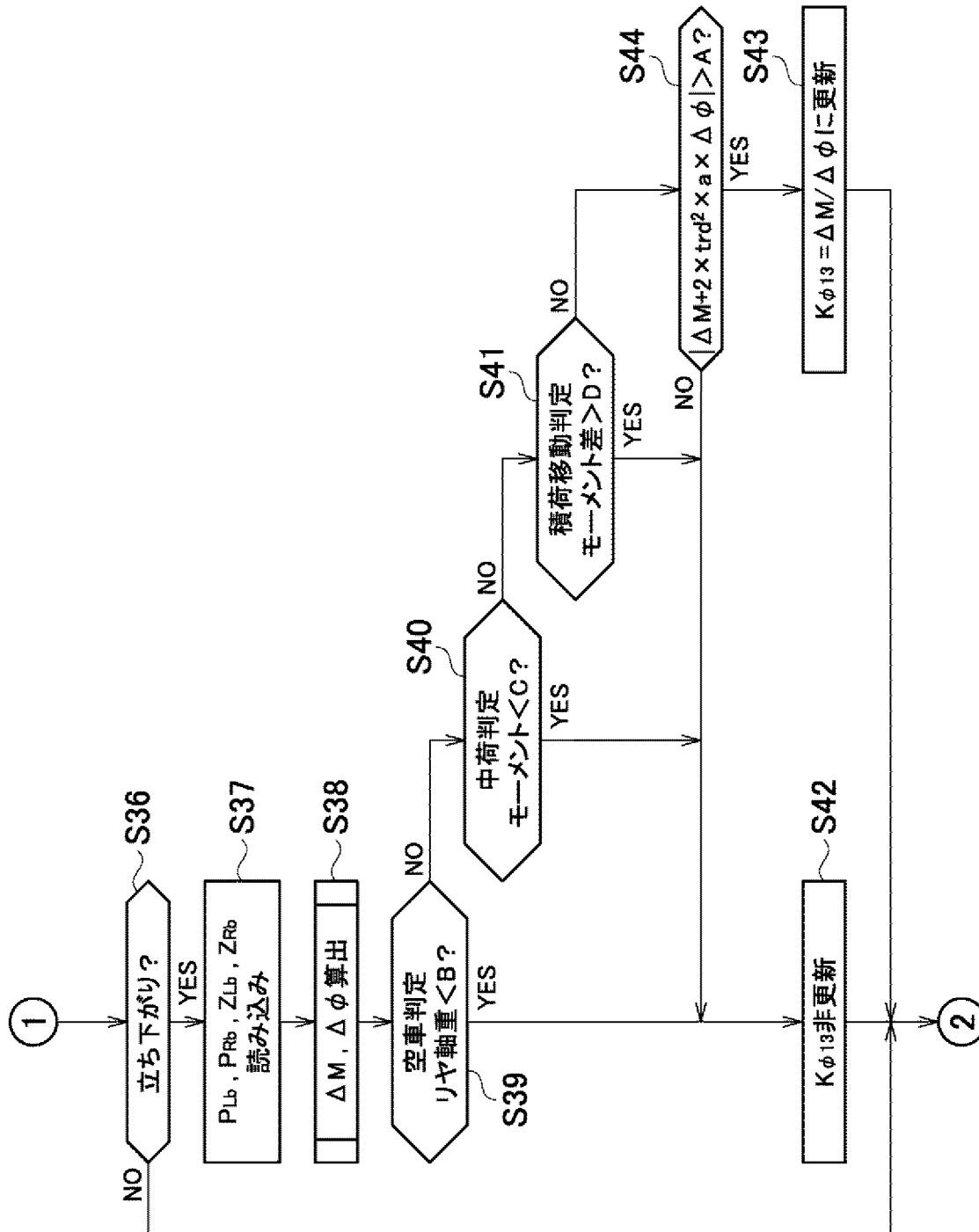
[図15]



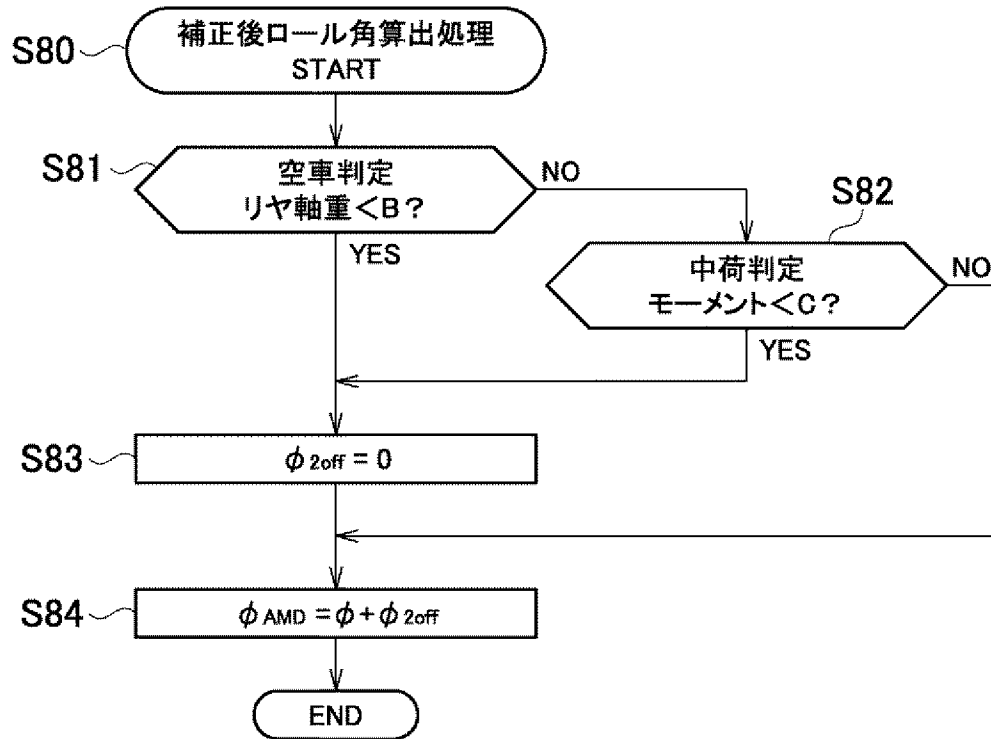
[図16]



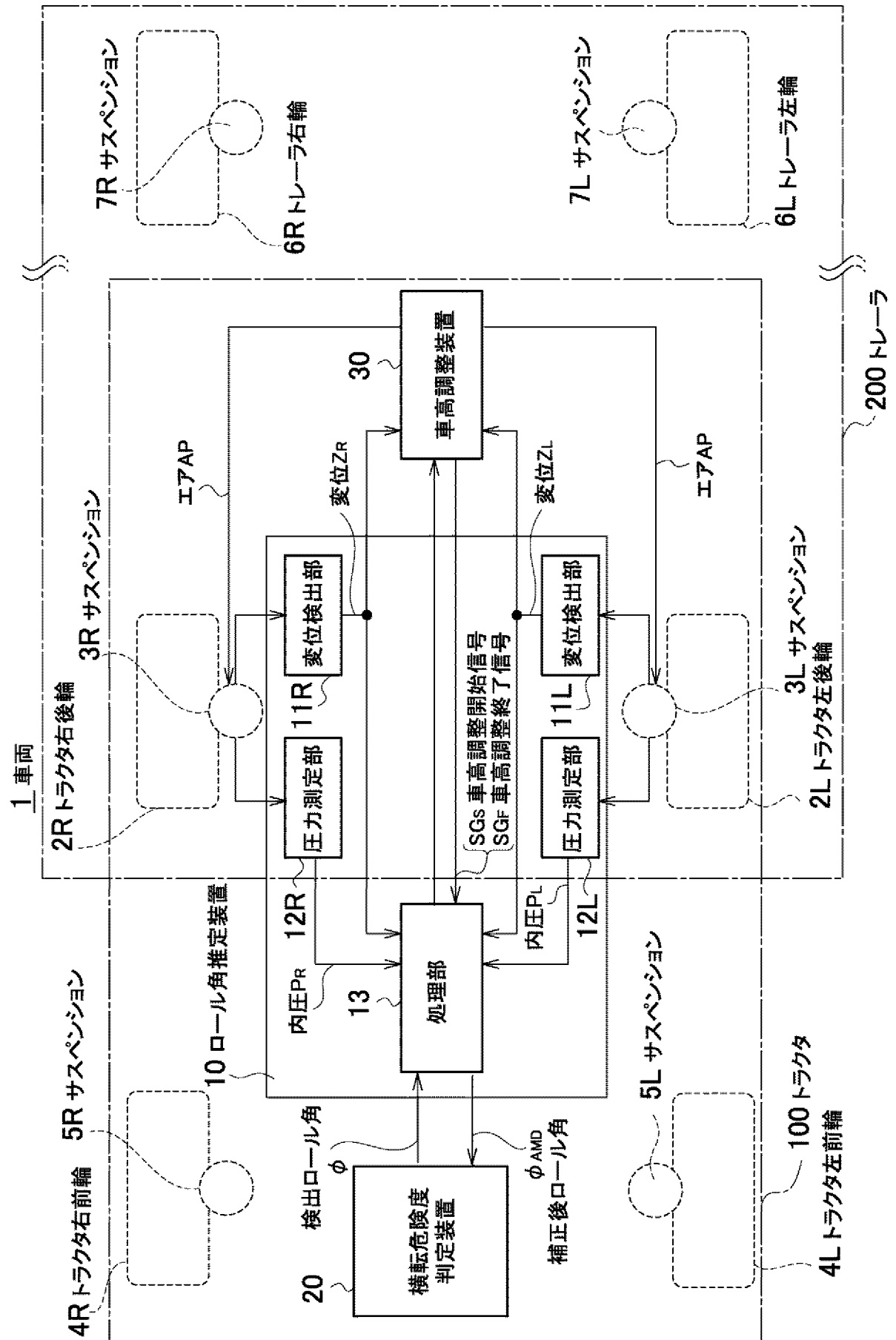
[図17]



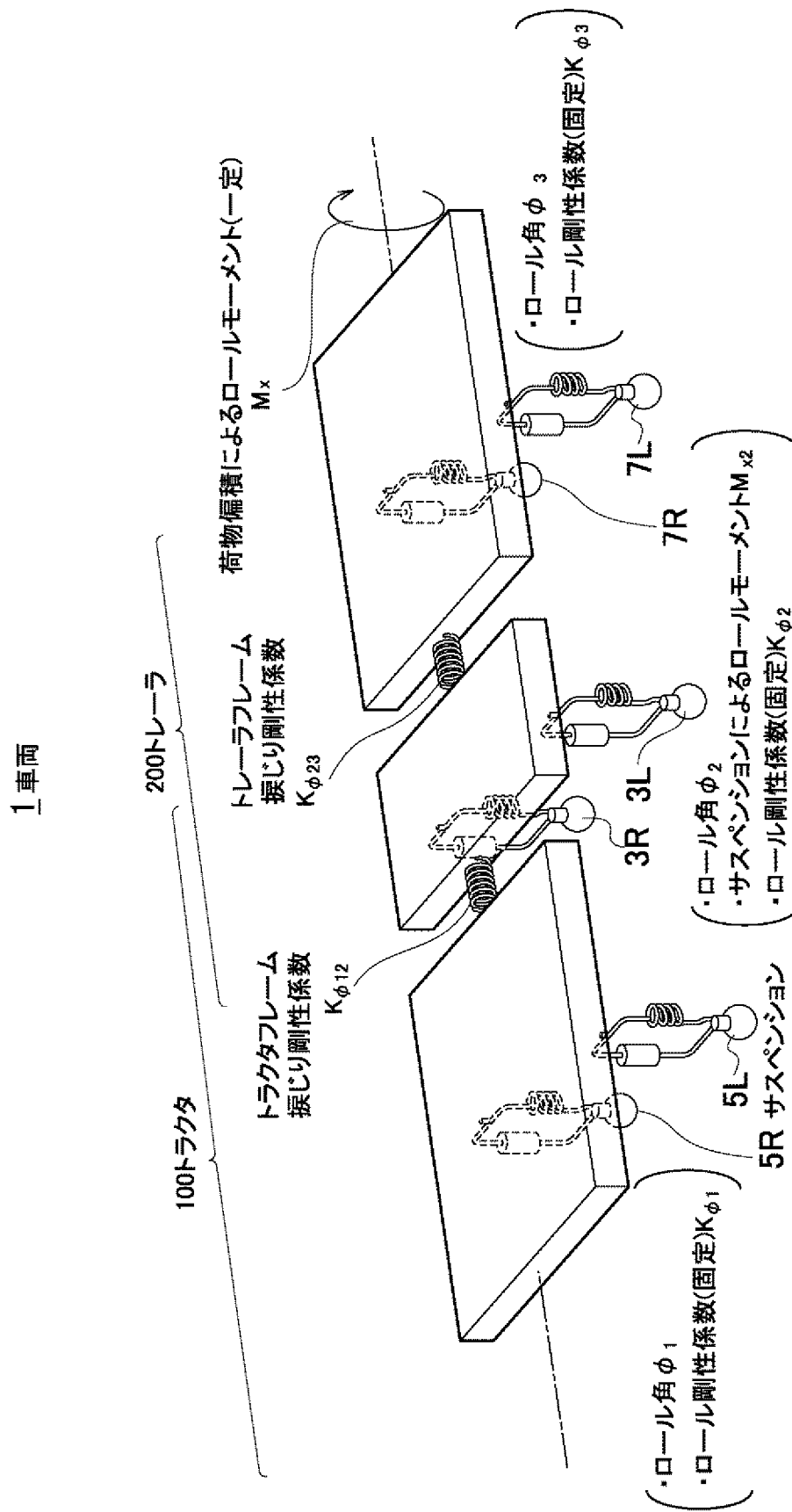
[図18]



[図19]



[図20]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/075827

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60G17/018(2006.01) i, B60G17/015(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)

B60G17/018, B60G17/015

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 1996-2012

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2012 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2012

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.
Y A	JP 2009-227265 A (Isuzu Motors Ltd.), 08 October 2009 (08.10.2009), entire text; all drawings & WO 2009/072231 A1	1, 3 2, 4
Y A	WO 2008/149607 A1 (Isuzu Motors Ltd.), 11 December 2008 (11.12.2008), paragraphs [0060], [0063], [0076] to [0082] & JP 2008-302865 A & JP 4169082 B	1, 3 2, 4
A	JP 2008-307942 A (Isuzu Motors Ltd.), 25 December 2008 (25.12.2008), entire text; all drawings & WO 2008/152863 A1	1-4



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

31 October, 2012 (31.10.12)

Date of mailing of the international search report

13 November, 2012 (13.11.12)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2012/075827

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P, A	JP 2011-240792 A (Isuzu Motors Ltd.), 01 December 2011 (01.12.2011), entire text; all drawings (Family: none)	1-4

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））
Int.Cl. B60G17/018(2006.01)i, B60G17/015(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（I P C））

Int.Cl. B60G17/018, B60G17/015

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	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 2 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 2 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 2 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
Y A	JP 2009-227265 A（いすゞ自動車株式会社）2009.10.08, 全文, 全図 & WO 2009/072231 A1	1, 3 2, 4
Y A	WO 2008/149607 A1（いすゞ自動車株式会社）2008.12.11, 段落[0060], [0063], [0076] - [0082] & JP 2008-302865 A & JP 4169082 B	1, 3 2, 4
A	JP 2008-307942 A（いすゞ自動車株式会社）2008.12.25, 全文, 全図 & WO 2008/152863 A1	1 - 4

☒ 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	の日の後に公表された文献
「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	「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
「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	「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
「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）	「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
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日

3 1 . 1 0 . 2 0 1 2

国際調査報告の発送日

1 3 . 1 1 . 2 0 1 2

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（I S A / J P）
郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5
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）

岡▲さき▼ 潤

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 8 1

3 Q

3 3 3 0

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
P, A	JP 2011-240792 A (いすゞ自動車株式会社) 2011.12.01, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1 - 4