

(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
2022年4月21日(21.04.2022)



(10) 国際公開番号

WO 2022/080212 A1

(51) 国際特許分類:

B60G 17/015 (2006.01) B60T 8/1755 (2006.01)
B60G 17/016 (2006.01) B60W 10/00 (2006.01)
B60W 40/10 (2012.01) B60W 10/20 (2006.01)
B60W 40/11 (2012.01) B60W 10/22 (2006.01)
B60W 40/112 (2012.01) B60W 30/045 (2012.01)
B60W 40/114 (2012.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2021/037011

(22) 国際出願日: 2021年10月6日(06.10.2021)

(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 2020-173949 2020年10月15日(15.10.2020) JP
特願 2021-034820 2021年3月4日(04.03.2021) JP

(71) 出願人: NTN株式会社(NTN CORPORATION)
[JP/JP]; 〒5500003 大阪府大阪市西区京町堀

1丁目3番17号 Osaka (JP). 学校法人幾徳学園(SCHOOL JUDICIAL PERSON IKUTOKU GAKUEN) [JP/JP]; 〒2430292 神奈川県厚木市下荻野1030 Kanagawa (JP).

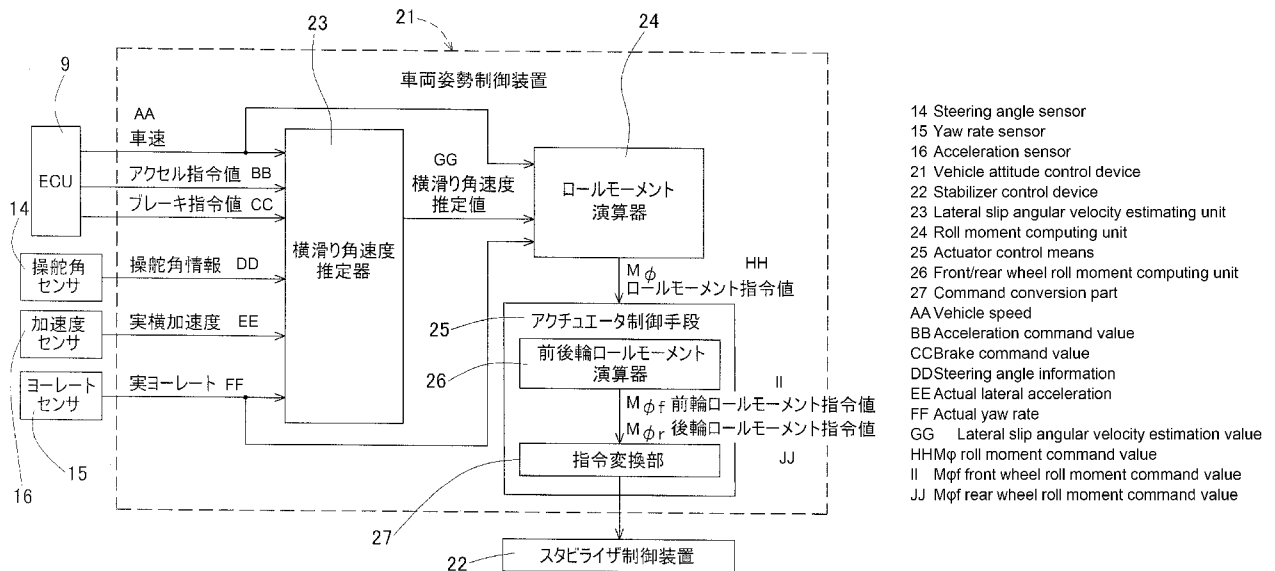
(72) 発明者: 平田 淳一(HIRATA, Junichi); 〒4388510 静岡県磐田市東貝塚1578番地 NTN株式会社内 Shizuoka (JP). 山門 誠(YAMAKADO, Makoto); 〒2430292 神奈川県厚木市下荻野1030 学校法人幾徳学園内 Kanagawa (JP).

(74) 代理人: 杉本 修司, 外 (SUGIMOTO, Shuji et al.); 〒5500002 大阪府大阪市西区江戸堀1丁目10番2号 肥後橋ニッタイビル 野田・杉本特許事務所 Osaka (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,

(54) Title: VEHICLE ATTITUDE CONTROL DEVICE AND VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両姿勢制御装置および車両



(57) Abstract: This vehicle attitude control device is mounted to a vehicle having an actuator for generating a roll moment, and comprises a roll moment computing unit (24) and an actuator control means (25). The roll moment computing unit (24) computes a roll moment command value for controlling the actuator such that roll motion is generated to work together with yaw motion in a vehicle (1) during turning. The roll moment computing unit (24) calculates, on the basis of the vehicle speed and lateral slip angular velocity of the vehicle, a roll moment command value to be output. The actuator control means (25) uses the computed roll moment command value to control the actuator.

CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, IT, JO, KE, KG, KH,
KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, 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, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, WS, 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, ST, 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, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

一 国際調査報告 (条約第21条(3))

(57) 要約: 車両姿勢制御装置は、ロールモーメントを発生させるアクチュエータを有する車両に搭載され、ロールモーメント演算器 (24) とアクチュエータ制御手段 (25) とを備える。ロールモーメント演算器 (24) は、旋回中の車両 (1) におけるロール運動がヨー運動に連動して発生するように、前記アクチュエータを制御するためのロールモーメント指令値を演算する。ロールモーメント演算器 (24) は、出力するロールモーメント指令値を、車両の横滑り角速度と車速に基づいて計算する。アクチュエータ制御手段 (25) は、演算されたロールモーメント指令値を用いて前記アクチュエータを制御する。

明 細 書

発明の名称：車両姿勢制御装置および車両

関連出願

[0001] 本出願は、2020年10月15日出願の特願2020-173949の優先権および2021年3月4日出願の特願2021-034820の優先権を主張するものであり、その全体を参照により本願の一部をなすものとして引用する。

技術分野

[0002] この発明は、旋回中の車両におけるロール運動の制御、またはさらにピッチ運動の制御をする車両運動制御装置および車両に関する。

背景技術

[0003] 旋回中の車両に生じるロールを制御することで、車両の乗り心地や運転のし易さを向上させる技術として、例えば特許文献1や特許文献2がある。

特許文献1は、サスペンションのダンパの減衰力を変更することで、横加速度によって生じるロール角や、前後加速度によって生じるピッチ角を制御する技術である。横加速度の微分値や前後加速度の微分値に基づいてダンパの減衰力を変更することで、ロール角制御やピッチ角制御の応答性を高めている。

特許文献2は、アクティブスタビライザや減衰力を変更可能なダンパを備えた車両においてロール角を制御する技術である。検出した車速と操舵角から車体に発生しているロール角を推定し、目標となるロール角との偏差に基づいてサスペンションの減衰特性、またはばね特性を変更することで、横加速度に応じて発生するロールを抑制し、横加速度の発生とロールの発生との時間差を小さくする、もしくは一定に保つ。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開2006-069527号公報

特許文献2：特開2007-106257号公報

非特許文献

[0005] 非特許文献1：田中利緒、鈴木雄大、小坂秀一、程偉鵬、山門誠、狩野芳郎、安部正人著、車体運動がG-Vectoring制御に及ぼす影響 自動車技術会2017年春季大会学術講演会

非特許文献2：長島知輝、中井志哉、鈴木雄大、中野勇大、山門誠、狩野芳郎、安部正人著、制駆動力制御によるヒープが操舵特性評価に及ぼす影響 自動車技術会2019年秋季大会学術講演会

非特許文献3：安部正人（Masato Abe）他著、オンボードタイヤモデルを用いたダイレクトヨーモーメント制御のための車両横滑り角の推定（Estimation of Vehicle Side-Slip Angle for DYC by Using On-Board-Tire-Model） AV EC '98(1998.9)

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 一般的に、運転者がステアリングを操作してから車両にヨーレートが発生するタイミングと、横加速度が発生するタイミングは、車速によって変化する。例えば低速走行時、運転者のステアリング操作に対して車両に横加速度が発生した後、僅かに遅れてヨーレートが発生する。ロールは、ばね上の慣性モーメントやサスペンションの減衰力の影響で横加速度に対して発生が遅れるため、ヨーレートより遅れて発生する。高速走行時は、運転者のステアリング操作に対して車両にヨーレートが発生した後、遅れて横加速度が発生する。ロールは、ばね上の慣性モーメントやサスペンションの減衰力の影響で横加速度に対してさらに遅れて発生する。

[0007] 特許文献1、2は、いずれも、旋回時の車両に生じる横加速度に対してロールの発生量や発生までの時間差を制御しているが、ヨーレートは考慮していないため、ロールの大きさや発生タイミングは横加速度に依存している。即ち、ロール運動は車両の並進運動である横運動に連動して発生するため、車両の回転運動である、ヨー運動とロール運動が連動しておらず別々のタイ

ミングで発生することになる。運転者はヨーとロールを別々の運動として感じるようになるため、車両の動きに一体感を得ることができない。また、特許文献1では前後加速度に対してピッチを制御しているが、旋回中のヨー運動を考慮していないため、旋回時にヨー運動とピッチ運動が連動しておらず別々のタイミングで発生することになり、運転者は車両の動きに一体感を得ることができない。

[0008] この発明の目的は、旋回中の車両において、運転者が車両の動きに一体感を得ることができ、運転し易さが向上する車両姿勢制御装置および車両を提供することである。

課題を解決するための手段

[0009] 以下、本発明について、理解を容易にするために、便宜上実施形態の符号を参照して説明する。

[0010] この発明の車両姿勢制御装置は、ロールモーメントを発生させるアクチュエータ（5, 4A, 30, 35）を有する車両1に搭載される車両姿勢制御装置であって、

旋回中の車両1におけるロール運動がヨー運動に連動して発生するように前記アクチュエータ（5, 4A, 30, 35）を制御するためのロールモーメント指令値 M_ϕ を演算するロールモーメント演算器24と、

演算されたロールモーメント指令値 M_ϕ を用いて前記アクチュエータ（5, 4A, 30, 35）を制御するアクチュエータ制御手段25, 34A, (34, 47)とを備え、

前記ロールモーメント演算器24は、出力する前記ロールモーメント指令値 M_ϕ を、車両1の横滑り角速度と車速に基づいて計算する。

前記車速として、前記車両の速度だけでなく、前記車両の速度に何らかの係数を乗じた値、または前記車両の速度に比例する例えば車輪速等のパラメータを適用してもよい。前記係数は、試験およびシミュレーションのいずれか一方または両方によって定められる。

[0011] この構成によると、旋回中の車両1において、ロールモーメント演算器2

4により、旋回中の車両1におけるヨーレートとロール角が連動して発生するように前記アクチュエータを制御するためのロールモーメント指令値 M_ϕ を演算し、アクチュエータ制御手段25, 34A, (34, 47)によりロールモーメントを発生させる。即ち、ヨーレートに対して横加速度が変化する原因は横滑り角速度であるため、横滑り角速度によって生じるロールモーメントをアクチュエータでロールモーメントを発生させることで打ち消す。

この発明において、「ヨーレート」は「ヨー運動」と同義であり、「ロール角」は「ロール運動」と同義である。

このため、ヨー運動にロール運動を連動させることができ、運転者が車両1の動きに一体感を得ることができる、運転し易さが向上する。

前記ロールモーメント演算器24は、出力する前記ロールモーメント指令値 M_ϕ を、車両1の横滑り角速度と車速に基づいて計算するめ、ロールモーメント指令値 M_ϕ を容易に演算することができる。例えば、横滑り角速度と車速とロールモーメント指令値 M_ϕ との関係を定めた演算式やマップを設定しておき、設定内容に従ってロールモーメント指令値 M_ϕ を演算すればよい。

[0012] この発明において、前記ロールモーメント演算器24は、前記ロールモーメント指令値 M_ϕ を計算する式に、ヨーレートによって生じるロール運動の位相遅れ補償の項を含んでいてもよい。

この構成の場合、横滑り角速度によって生じるロールモーメントを打ち消し、かつサスペンション4の減衰等で生じる遅れを補償したロールモーメントを車両1に発生させるため、ヨー運動に対するロール運動の遅れが小さくなり、車両1の回転運動（ヨー運動とロール運動）により、より一層の一体感が生じ、運転し易さがさらに向上する。

[0013] この発明において、前記車両1が旋回中にピッチモーメントを発生させるアクチュエータを有し、前記車両姿勢制御装置は、ピッチモーメント指令値 M_θ を前記ヨーレートに応じて演算するピッチモーメント演算器33と、演算されたピッチモーメント指令値 M_θ を用いて前記ピッチモーメントを発生させるアクチュエータを制御する手段34A, (34)とを有し、前記ピッチモーメ

ント演算器 33 は、前記ピッチモーメント指令値 M_θ を、少なくとも車両 1 のヨーレートと車速に基づいて計算するようにしても良い。

この構成の場合、旋回中の車両 1 において、ヨーレートの発生とロール角の発生を連動させ更に時間差を小さくするとともに、ヨーレートの大きさに応じたピッチ角を車両 1 に発生させる。これにより、車両 1 の回転運動であるヨー運動に対してロール運動とピッチ運動を連動させることで運転者は車両の動きにより一層の一体感を得ることができるため、運転し易さがさらに向上する。

[0014] このようにピッチ制御を追加する場合に、前記ピッチモーメント演算器 33 は、前記ピッチモーメント指令値 M_θ を、前記ピッチモーメントを発生させてから車両 1 にピッチ角の変化が発生するまでのサスペンション特性によって生じる遅れが補償される値としてもよい。

この構成の場合、車両 1 にピッチ角の変化が発生する遅れが補償されることで、運転者は車両 1 の動きにより、より一層の一体感を得ることができるため、運転し易さがさらに向上する。

[0015] この発明において、前記ロールモーメントを発生させるアクチュエータはサスペンション 4 に搭載され、このサスペンション 4 を構成する部材を介して車両 1 に上下方向の力を作用させることで前記ロールモーメントを発生させる装置であってもよい。

この場合、既存のアクチュエータが使用でき、また車体構造の変更が不要である。例えば前記アクチュエータとして、アクティブスタビライザ 5、アクティブサスペンション 4A、インホイールモータ 30、ブレーキ 35 等が適用できる。

[0016] この発明において、ピッチ制御を加える場合に、前記ロールモーメントを発生させるアクチュエータおよび前記ピッチモーメントを発生させるアクチュエータのいずれか一方または両方がサスペンション 4 に搭載され、前記サスペンション 4 を構成する部材を介して車両 1 に上下方向の力を作用させることで前記ロールモーメントまたは前記ピッチモーメントを発生させる装置

であってもよい。

この場合も、既存のアクチュエータが使用でき、また車体構造の変更が不要である。この場合のアクチュエータとして、アクティブスタビライザ5、アクティブサスペンション4A、インホイールモータ30、ブレーキ35等が適用できる。

[0017] この発明において、前記ロールモーメントを発生させるアクチュエータが、タイヤに前後力を発生させることが可能な装置であって、前輪 2_f のサスペンション4におけるアンチダイブ角および後輪 2_r のアンチスクワット角を有するサスペンションのリンク配置によって車両1に上下力を作用させるようにしてもよい。

この構成の場合、前記アクチュエータとして、ブレーキ35やインホイールモータ30が使用できる。

[0018] この発明において、前記ロールモーメントを発生させるアクチュエータ、および前記ピッチモーメントを発生させるアクチュエータが、タイヤに前後力を発生させることが可能な装置であって、前輪のサスペンション4におけるアンチダイブ角および後輪のアンチスクワット角を有するサスペンションのリンク配置によって車両1に上下力を作用させる構成であってもよい。

この構成の場合も、前記アクチュエータとして、ブレーキ35やインホイールモータ30が使用できる。

[0019] この発明において、前記ピッチモーメント演算器33は、ヨーレートの絶対値が大きくなるほど、車両1に前傾となるピッチ角をピッチ角が大きくなる方向に発生させるようにしてもよい。

この場合、前傾ピッチがよい。

[0020] この構成の場合に、前輪 2_f のアンチダイブ角の正接と前輪 2_f のサスペンション4においてばねとダンパが車両1のばね上を支持する位置と車両重心点G間の前後方向距離の積の大きさが、後輪 2_r のサスペンション4においてばねとダンパが車両1のばね上を支持する位置と車両重心点G間の前後方向距離と後輪 2_r のアンチダイブ角の正接との積の大きさよりも小さい車両1に搭

載されるようにしてもよい。

この構成の場合、前傾ピッチを発生させた際に上向きのヒープを生じさせることができる。

[0021] この発明において、前記ロールモーメント演算器 24 は、横滑り角速度を、車両 1 に備えた操舵角センサ 14 で検出した操舵角情報から推定するようにしてもよい。前記操舵角情報は、操舵角または操舵角に相当する信号である。

これにより、横滑り角速度の専用のセンサが不要となる。

[0022] この発明において、前記ロールモーメント演算器 24 は、横滑り角速度を、車両 1 に備えたヨーレートセンサ 15 で検出したヨーレートから推定するようにしてもよい。

これにより、横滑り角速度の専用のセンサが不要となる。

[0023] この発明において、前記ロールモーメント演算器 24 によるロール制御で発生させる前後力を、右側前後輪の合計値と左側前後輪の合計値でおおよそ等しい値としてもよい。

前記「おおよそ等しい値」について、旋回中の車両姿勢が不安定にならない程度に、右側前後輪の合計値と左側前後輪の合計値とに差異が生じていてもよい。この差異は、例えば、試験およびシミュレーションのいずれか一方または両方により適宜に定められる。

これにより、制御によるヨーレートの変化を小さくすることができる。

[0024] この発明において、前記ロールモーメント演算器 24 またはピッチモーメント演算器 33 によるロール制御またはピッチ制御で発生させる前後力を、右側前後輪の合計値と左側前後輪の合計値でおおよそ等しい値としてもよい。

前記「おおよそ等しい値」について、旋回中の車両姿勢が不安定にならない程度に、右側前後輪の合計値と左側前後輪の合計値とに差異が生じていてもよい。この差異は、例えば、試験およびシミュレーションのいずれか一方または両方により適宜に定められる。

この場合も制御によるヨーレートの変化を小さくすることができる。

[0025] この発明において、前記ロールモーメントを発生させるアクチュエータが、制動力でロールモーメントを発生させる装置（30, 35）である場合に、前記アクチュエータ制御手段（47）が車両1の対角に位置する車輪2におおよそ等しい制動力を加えるようにしてもよい。

この構成であると、制動でロール制御を行う場合に、制御によるヨーレートの変化を小さくし、車両の減速度を最小にすることができる。

[0026] この発明の車両は、この発明の前記いずれかの構成の車両姿勢制御装置を搭載する。

この構成の車両によると、この発明の車両姿勢制御装置につき説明したように、旋回中の車両において、ヨーレートの発生とロール角の発生を連動させ更に時間差を小さくすることができて、運転者が車両の動きに一体感を得ることができて、運転し易さが向上する。

[0027] 請求の範囲および／または明細書および／または図面に開示された少なくとも2つの構成のどのような組合せも、この発明に含まれる。特に、請求の範囲の各請求項の2つ以上のどのような組合せも、この発明に含まれる。

図面の簡単な説明

[0028] この発明は、添付の図面を参考にした以下の好適な実施形態の説明から、より明瞭に理解されるであろう。しかしながら、実施形態および図面は単なる図示および説明のためのものであり、この発明の範囲を定めるために利用されるべきものではない。この発明の範囲は添付の請求の範囲によって定まる。添付図面において、複数の図面における同一の符号は、同一または相当する部分を示す。

[図1]この発明の第1の実施形態に係るアクティブスタビライザを備えた車両の車両姿勢制御装置を搭載した自動車の概念構成を示すブロック図である。

[図2]同車両姿勢制御装置の概念構成を示すブロック図である。

[図3]車両に生じるヨーレートとロール角等とのロール制御の非制御時の関係を示すグラフである。

[図4A]車両に生じるヨーレートとロールモーメント等とのロール制御時の関係を示すグラフである。

[図4B]同ロール制御時のヨーレートとロールモーメント等との関係の変形例を示すグラフである。

[図5]この発明の他の実施形態に係るアクティブサスペンションを備えた車両の車両姿勢制御装置を搭載した自動車の概念構成を示すブロック図である。

[図6]同車両姿勢制御装置の概念構成を示すブロック図である。

[図7A]車両に生じる上下力を車両前方から見て示す作用説明図である。

[図7B]車両に生じる上下力を車両後方から見て示す作用説明図である。

[図7C]車両に生じる上下力を車両側面から見て示す作用説明図である。

[図8]車両に生じるヨーレートとロールモーメントとピッチモーメント等とのピッチ制御時の関係を示すグラフである。

[図9]この発明のさらに他の実施形態に係るインホイールモータを備えた車両姿勢制御装置を搭載した自動車の概念構成を示すブロック図である。

[図10]同車両姿勢制御装置の概念構成を示すブロック図である。

[図11]同車両姿勢制御装置でピッチ制御を行うときの作用を車両側面から見て示す作用説明図である。

[図12]この発明のさらに他の実施形態に係るブレーキで姿勢制御を行う車両姿勢制御装置を搭載した自動車の概念構成を示すブロック図である。

[図13]同車両姿勢制御装置の概念構成を示すブロック図である。

発明を実施するための形態

[0029] この発明の第1の実施形態を図1～図4A、図4Bと共に説明する。この実施形態は、車両1に、ロール抑制のためにロールモーメントを発生させるアクチュエータとして、前後輪にアクティブスタビライザ5を備えた場合のロール制御の例である。

この車両1は、車体1Aに、左右の前輪2fとなる車輪2、および左右の後輪2rとなる車輪2をそれぞれ支持する前後のサスペンション装置4を備

え、かつ前輪 2 f と後輪 2 r に対して、ロール剛性可変機構となるアクティブスタビライザ 5 がそれぞれ設けられている。

[0030] 前後のサスペンション装置 4 は、構成部材上下のサスペンションアーム 4 a およびショックアブソーバー 7 を有し、車輪 2 を舵角の変更を可能に支持するナックル 6 は、前記上下のサスペンションアーム 4 a を介して車体 1 A に連結されている。上下のサスペンションアーム 4 a は、車体側端の支持点が揺動自在に支持されており、これら上下のサスペンションアーム 4 a の揺動に応じて車輪 2 が上下にストロークする。下側のサスペンションアーム 4 a と車体 1 A との間には、ばねおよびダンパで構成されるショックアブソーバー 7 が設けられ、ショックアブソーバー 7 で車体 1 A が弾性的に上下動可能に支持され、かつその上下方向のストロークが減衰される。なお、サスペンション装置 4 を単にサスペンション 4 と称す場合がある。

[0031] アクティブスタビライザ 5 は、トーションバー等からなる左右のスタビライザ部材 5 a、およびこれらを相互に回転可能に結合するスタビライザーアクチュエータ部 5 b で構成されている。スタビライザーアクチュエータ部 5 b が左右のスタビライザ部材 5 a を相互に回転させることで、アクティブスタビライザ 5 の全体の弾性力を変化させて車両 1 のロール剛性を制御する。スタビライザーアクチュエータ部 5 b は、例えば駆動源である電動モータ 8 と、この電動モータ 8 の出力を減速する減速機（図示せず）とで構成されて出力軸が低速回転するロータリアクチュエータである。

[0032] 車両 1 の走行駆動は、前輪 2 f となる左右の車輪 2 および後輪 2 r となる左右の車輪 2 のいずれか一方または両方が、エンジンまたはモータ等の走行駆動源（図示せず）で駆動されることで行われる。前記走行駆動源は、運転者の操作に従い、車両 1 の基本動作を制御するメインの ECU 9 を介して制御される。メインの ECU 9 は VCU とも称され、コンピュータ等からなる。

[0033] センサ類として、前記運転者のアクセルペダル操作を検出するアクセルペダルセンサ 1 1、ブレーキペダル操作を検出するブレーキペダルセンサ 1 2

、車速を検出する車速センサ 13、操舵角を検出する操舵角センサ 14、ヨーレートを検出するヨーレートセンサ 15、および車両 1 の加速度を検出する加速度センサ 16 を備える。

[0034] 制御系として、前記 ECU 9 の他に、ロール制御を行う車両姿勢制御装置 21、および前記アクティブスタビライザ 5 を制御するスタビライザ制御装置 22 を備えている。スタビライザ制御装置 22 は、前後のアクティブスタビライザ 5 の電動モータ 8 をそれぞれ制御する 2 台のインバータ 22a を有している。インバータ 22a は、バッテリーの直流電力をモータ駆動のための交流電力に変換するパワー回路部、およびこのパワー回路部を制御するドライバ回路部で構成される。

[0035] アクセルペダルセンサ 11、ブレーキペダルセンサ 12 の出力は ECU 9 に入力されて ECU 9 によりアクセル指令値およびブレーキ指令値に変換され、前記走行駆動源およびブレーキの制御が行われる。前記アクセル指令値およびブレーキ指令値は車両姿勢制御装置 21 に入力される。車速も ECU 9 を介して車両姿勢制御装置 21 に入力される。また操舵角センサ 14、ヨーレートセンサ 15、加速度センサ 16 がそれぞれ出力する操舵角情報、実ヨーレート、実加速度も車両姿勢制御装置 21 に入力される。

[0036] 図 2 に車両姿勢制御装置 21 のブロック図を示す。車両姿勢制御装置 21 は、横滑り角速度推定器 23、ロールモーメント演算器 24、およびスタビライザ制御装置 22 へ出力する指令値を生成するアクチュエータ制御手段 25 を有している。アクチュエータ制御手段 25 は、前後輪ロールモーメント演算器 26 および指令変換部 27 を有する。

[0037] 横滑り角速度推定器 23 は、入力された各値を用いて定められた規則に従い、横滑り角速度を推定する。前記定められた規則として、例えば非線形タイヤモデルを用いて横滑り角速度を推定する場合は、後に説明する式(50)および式(51)を用いる。

[0038] ロールモーメント演算器 24 は、旋回中の車両 1 におけるロール運動がヨー運動に連動して発生するように、定められた規則に従い、車両 1 にロール

抑制のためのロールモーメントを発生させるアクチュエータであるアクティブスタビライザ5を制御するためのロールモーメント指令値 M_ϕ を演算する。ロールモーメント演算器24は、具体的には、横滑り角速度推定値と車速、実ヨーレートを用いてロール制御に必要なロールモーメントを、後に説明する式(5)で演算し、ロールモーメント指令値 M_ϕ として出力する。

[0039] 前後輪ロールモーメント演算器26では前記ロールモーメント指令値である M_ϕ の前後輪への配分を決定する。決定した配分は、前輪2fのアクティブスタビライザ5で発生する前輪ロールモーメント指令値 $M_{\phi f}$ と、後輪2rのアクティブスタビライザ5で発生する後輪ロールモーメント指令値 $M_{\phi r}$ として出力する。

[0040] この出力された前輪ロールモーメント指令値 $M_{\phi f}$ および後輪ロールモーメント指令値 $M_{\phi r}$ は、スタビライザ制御装置22で取り扱い可能な入力に応じた値、例えばモータ指令トルクに指令変換部27によって変換し、スタビライザ制御装置22へ出力する。なお、スタビライザ制御装置22が入力としてロールモーメント指令値を取り扱い可能な構成の場合は、指令変換部27は不要である。

スタビライザ制御装置22は、車両姿勢制御装置21が出力した前輪ロールモーメント指令値 $M_{\phi f}$ と後輪ロールモーメント指令値 $M_{\phi r}$ に従い、またはその指令変換部27で変換された指令に従い、前輪2fと後輪2rのアクティブスタビライザ5を制御する。

[0041] 上記構成の車両姿勢制御装置および車両1によると、旋回中の車両1において、ヨーレートの発生とロール角の発生を連動させ更に時間差を小さくする。これにより、車両1の回転運動であるヨー運動に対してロール運動を連動させることで運転者は車両の動きに一体感を得ることができるため、運転し易さが向上する。

[0042] 上記構成の作用、効果、および構成の具体例を説明する。

まず、ロール制御の基本概念について説明する。

車両1の横方向の並進運動と鉛直軸周りの回転運動のみを記述した2輪モデ

ルの基本式を以下に示す。座標系はx軸が車両の前後方向であり前方向が正、y軸が左右方向であり左方向が正、z軸が上下方向であり上方向が正としている。

[0043] [数1]

$$mV(\dot{\beta} + r) = 2Y_f + 2Y_r \quad (1)$$

$$I\dot{r} = 2Y_f l_f - 2Y_r l_r \quad (2)$$

[0044] 式(1)と式(2)により、旋回時の車両に生じる車両の横滑り角 β とヨーレート r の関係が示されている。式(1)において、 m は車両質量、 V は車速、 β 「 $\cdot$ 」(ベータドットと称する)は車両の横滑り角速度、 Y_f は前輪に働くコーナリングフォース(前輪の横力)、 Y_r は後輪に働くコーナリングフォース(後輪の横力)、式(2)において、 r 「 $\cdot$ 」はヨー角加速度、 l_f は車両重心点と前輪の車軸間の距離、 l_r は車両重心点と後輪の車軸間の距離、 I は車両のヨー慣性モーメントである。

[0045] 2輪モデルで車両の横加速度 a_y は式(3)になる。

[数2]

$$a_y = V(\dot{\beta} + r) \quad (3)$$

[0046] 式(3)は、横加速度 a_y が車両の横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」で生じる横加速度とヨーレート r で生じる横加速度から成ることを示している。定常旋回時は車両の横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」はゼロになるが、旋回の過渡状態は車両の横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」で生じる横加速度 $V\beta$ 「 $\cdot$ 」だけ横加速度 a_y が変化することを示している。つまり、ヨーレート r に対して横加速度 a_y は、車両の横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」の分だけ位相も変化することになる。

[0047] 次に、車両の重心に作用した横加速度 a_y によって車両にロール角 ϕ が生じるとして、2輪モデルを拡張する。 h_s は車両重心点とロール軸間の距離、 K_ϕ はロール剛性、 C_ϕ はロール減衰係数、 I_ϕ はロール慣性モーメントとすれば、式(4)のロール角 ϕ が生じる。

s はラプラス演算子である。ばね下質量は車両質量に対して十分に小さいとすることで、車両のばね上質量は車両質量 m に等しいとしている。

[0048] [数3]

$$\phi(s) = \frac{mh_s a_y(s)}{I_\phi s^2 + C_\phi s + K_\phi} \quad (4)$$

[0049] 式(4)は、サスペンションの減衰特性や車両のロール慣性モーメントにより横加速度 a_y (ロールモーメント $mh_s a_y$) に対してロール角 ϕ が遅れて生じることを示している。

[0050] 上記について、具体例として高速走行時に進行中の車線から他の車線へ移る車線変更を 1 回行うシングルレーンチェンジを行った場合の各パラメータを図 3 に示す。高速走行では、操舵に対してヨーレート r が生じるが、横加速度 a_y が横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」の影響でヨーレート r よりも遅れて生じ、さらに遅れてロール角 ϕ が生じる。このヨー運動に対するロール運動の遅れは、車速が高くなるほど大きくなる。

[0051] この実施形態は、ヨー運動とロール運動が一体となって生じるよう、車両 1 に備えたアクティブスタビライザ 5 でロールモーメントを発生させ、ヨー運動とロール運動を連動させ更にヨー運動とロール運動の間に生じる遅れを小さくすることを特徴とする。

ロール運動をヨー運動に連動させるには、ロールモーメント指令値 M_ϕ として、旋回時の横加速度 a_y で生じるロールモーメントをキャンセルし、ヨー運動によって生じるロールモーメントを車体に与えれば良く、更にヨー運動とロール運動の間に生じる遅れを小さくするため、車体に与えるヨー運動によって生じるロールモーメントを、サスペンションの減衰等で生じる遅れを補償した値にすればよい。これらを数式で表すと式(A)になる。

[数4]

$$M_\phi(s) = -mh_s a_y(s) + mh_s V r(s) \left(1 + \frac{C_\phi}{K_\phi} s + \frac{I_\phi}{K_\phi} s^2 \right) \quad (A)$$

更に式(3)から式(A)を整理すると、発生させるロールモーメント M_ϕ は式(5)で表される。

[0052] [数5]

$$M_\phi(s) = -mh_s V \dot{\beta}(s) + mh_s V r(s) \left(\frac{C_\phi}{K_\phi} s + \frac{I_\phi}{K_\phi} s^2 \right) \quad (5)$$

即ち、ヨーレート r に対して横加速度 a_y が遅れる原因である横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」によって生じるロールモーメントを打ち消し、かつサスペンションの減衰等で生じる遅れを補償したロールモーメントを車両に発生させればよいことを表している。前記ロールモーメント演算器24は、式(5)の計算を行って、計算結果となるロールモーメント指令値 M_ϕ を出力する。

[0053] 式(5)の右辺一つ目の項が横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」によって生じるロールモーメントを打ち消す項であり、右辺二つ目の項がサスペンションの減衰等で生じる遅れを補償している。すなわち、一つ目の項がヨーレートによって生じるロールモーメントだけを車両に作用させてヨー運動（ヨーレート）とロール運動（ロール角）を連動させるための項であり、二つ目の項が、ヨーレートによって生じるロール運動の位相遅れ補償の項となる。2次遅れまで補償しているが1次遅れのみとしても良い。位相遅れ補償の対象を1次遅れのみとすることで高次の微分計算を無くすることができるため、計算負荷を低減し、ヨーレートの信号に含まれるノイズの影響を抑制することができる。式(5)の右辺一つ目の項のみでもヨー運動（ヨーレート）とロール運動（ロール角）を連動させることができるため、車両の乗り心地や運転のし易さを向上させることができる。さらに右辺二つ目の項を加えることでヨー運動に対するロール運動のサスペンションで生じる遅れが小さくなり、車両の回転運動により一層の一体感が生まれる。ロールモーメント M_ϕ は旋回中の車両に生じている横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」とヨーレート r 、および車速 V から計算できるため、ロール角 ϕ やロール角速度の目標値を予め設ける必要はない。

[0054] 式(B)は式(5)の一つ目の項のみでロールモーメント M_ϕ を計算する場合である。

[数6]

$$M_{\phi}(s) = -mh_s V \dot{\beta}(s) \quad (B)$$

式(B)のロールモーメント M_{ϕ} を車載のアクチュエータで発生させた場合の車両挙動を図4 Bに示す。この場合、ロールモーメント演算器24（図2）が、式（B）の計算を行って、計算結果となるロールモーメント指令値 M_{ϕ} を出力する。

図4 Bは図3と同様に高速走行時にシングルレーンチェンジを行った例である。ロールモーメント M_{ϕ} により車両に生じるロール角 ϕ がヨーレート r に連動するようになる。図4 Bではヨーレートに対してサスペンションの減衰等によりロール角は遅れて発生するが、横加速度 a_y よりも早くロール角 ϕ が発生している。これにより、車両の回転運動（ヨー運動とロール運動）に一体感が生じ、運転し易さが向上する。

式(5)のロールモーメント M_{ϕ} を車載のアクチュエータで発生させた場合の車両挙動を図4 Aに示す。図3と同様に高速走行時にシングルレーンチェンジを行った例である。ロールモーメント M_{ϕ} により、車両に生じるロール角 ϕ の位相がヨーレート r の位相に近づく。これにより、車両の回転運動（ヨー運動とロール運動）に一体感が生じ、運転し易さが向上する。

[0055] また、ロール角 ϕ は横加速度 a_y よりも早く発生し、車両に発生するヨーレート r の変化を運転者はロール角 ϕ の変化として直ちに感じることができる。これにより車両1の操縦性が向上することを、実車実験で確認している。実験では、前輪 2_f よりも後輪 2_r のタイヤグリップ力を低下させることでオーバーステア傾向を示すように設定した車両を用い、スラローム走行を行った。この実施形態の制御を適用していない場合、横加速度の増加により後輪が滑り出してからロールが発生するため（図3参照）、運転者は突然後輪が滑り出したように感じる。そのため、車両1がスピン挙動を示し車両挙動を乱してから修正操舵を行う必要があった。この実施形態の制御を適用した場合、横加速度よりも先にヨーレートに連動したロールが発生するため（図4

A、図4B)、運転者はロール角 ϕ の増加からヨーレート r の増加を感じ取り後輪が横に滑り始める瞬間を容易に予見することができた。後輪が滑り始めることを予見できることで、実際に後輪が滑り始めるのを運転者は余裕をもって確認しながら早期に修正操舵が行えるため、車両挙動の大きな乱れが発生することを抑制できた。

[0056] この発明の他の実施形態を図5～図8に示す。以下に示す各実施形態において、特に説明する事項の他は、第1の実施形態と同様である。

図5～図8の実施形態は、車両1にロール抑制およびピッチ制御のためにロールモーメントおよびピッチモーメントを発生させるアクチュエータとして、第1の実施形態(図1)におけるアクティブスタビライザ5の代わりに、アクティブサスペンション4Aを設けた例を示す。アクティブサスペンション4Aは、サスペンション4と支持部上下力可変機構7Aとで構成される。

[0057] この実施形態で用いるアクティブサスペンション4Aは、サスペンションアーム4aを有し、車輪2を舵角の変更を可能に支持するナックル6は、前記上下のサスペンションアーム4aを介して車体1Aに連結されている。上下のサスペンションアーム4aは、車体側端の支持点が揺動自在に支持されており、これら上下のサスペンションアーム4aの揺動に応じて車輪2が上下にストロークする。下側のサスペンションアーム4aと車体1Aとの間に、ばねおよびダンパで構成されるショックアブソーバー(図示せず)が設けられ、このショックアブソーバーの支点位置を上下に変更し、または支点位置に作用する上下力を変更可能な支持部上下力可変機構7Aが設けられている。支持部上下力可変機構7Aは、例えば油圧やモータ等の駆動源と直動装置(いずれも図示せず)等により構成されている。また、スタビライザ5Aが設けられている。

前記アクティブサスペンション4Aを制御するためのサスペンション制御装置31が設けられている。

[0058] 図6はこの実施形態における車両姿勢制御装置21Aのブロック図である。この実施形態は、ロール制御に加えてピッチ制御を行うため、前記実施形態

の図2のブロック図に対し、ピッチモーメント演算器33を加え、ロール抑制およびピッチ制御のためのアクチュエータ制御手段34Aを備えている点異なる。ロールモーメント演算器24は、図2と共に説明した構成と同様である。アクチュエータ制御手段34Aは、ロールモーメント演算器24で計算されたロールモーメント指令値およびピッチモーメント演算器33で計算されたピッチモーメント指令値に応じてアクティブサスペンション4Aの各支持部上下力可変機構7Aを制御する指令値を計算し、サスペンション制御装置31に出力する。サスペンション制御装置31は入力された指令値に応じてアクティブサスペンション4A（図5）の各支持部上下力可変機構7Aを制御する。

[0059] 前記ピッチモーメント演算器33は、ピッチモーメント指令値 M_θ を、少なくとも車両1のヨーレートと車速に基づいて計算するようにしても良い。また、ピッチモーメント演算器33は、ピッチモーメント指令値 M_θ を、ピッチモーメントを発生させてから車両1にピッチ角の変化が発生するまでのアクティブサスペンション4A（図5）が有するばねまたはダンパによる減衰等の特性によって生じる遅れが補償される値とすることが好ましい。

このように、車両1にピッチ角の変化が発生する遅れが補償されることで、運転者は車両1の動きにより、より一層の一体感を得ることができるため、運転し易さがさらに向上する。

[0060] 次にピッチ制御について具体的に説明する。

ロール制御と同様に、車両1の回転運動であるヨー運動に対してピッチ運動を連動させる。これにより運転者は車両1の動きに一体感を得ることができるため、乗り心地や運転し易さが向上する。

この実施形態は、ヨー運動とピッチ運動が連動し一体となって生じるよう、車両1に備えたアクチュエータであるアクティブサスペンション4Aでピッチモーメントを発生させる。発生させるピッチモーメント M_θ は式(6)で表される。

[0061]

[数7]

$$M_{\theta}(s) = kmhV \left| r(s) \left(1 + \frac{C_{\theta}}{K_{\theta}}s + \frac{I_{\theta}}{K_{\theta}}s^2 \right) \right| \quad (6)$$

kは制御ゲイン、hは車両重心高さ、 K_{θ} はピッチ剛性、 C_{θ} はピッチ減衰係数、 I_{θ} はピッチ慣性モーメントである。

[0062] 式(6)は車両1の重心点Gに作用するピッチモーメント M_{θ} を示す。ピッチモーメント M_{θ} は、車速Vを正とすれば、ヨーレートrにより生じる横加速度 Vr の大きさに比例し、さらにサスペンション4の減衰特性等の遅れが補償されている。式(6)は2次遅れまで補償しているが1次遅れのみとしても良い。位相遅れ補償の対象を1次遅れのみとすることで高次の微分計算を無くすることができるため、計算負荷を低減し、ヨーレートの信号に含まれるノイズの影響を抑制することができる。

[0063] 制御ゲインkの大きさはシミュレーションや実験により定める値であり、1より小さい値（例えば0.1以下）に設定する。また制御ゲインkの正負によりピッチモーメントの向きが変わる。正の場合は、車両を前傾にするピッチモーメントであり、負の場合は車両1を後傾にするピッチモーメントになる。我々のこれまでの研究から、運転し易さが向上させるには旋回中の車両に前傾ピッチを発生させた方が良いことが分かっている。これに関して、非特許文献1に具体的に説明されている。

[0064] 図4Aの例に対し、更に式(6)のピッチモーメント M_{θ} を車載のアクチュエータで発生させた場合の車両挙動を図8に示す。ピッチモーメント M_{θ} によって車両1にはヨーレート γ の増加に応じた前傾ピッチが生じる。ここで、前記ピッチモーメント演算器33（図6）は、ヨーレートの絶対値が大きくなるほど、車両1（図5）に前傾となるピッチ角を大きくなる方向に発生させるようにしてもよい。

[0065] 上記のロールモーメント M_{ϕ} やピッチモーメント M_{θ} を、車両に備えたアクチ

ュエータで発生させるが、アクチュエータであるアクティブサスペンション 4 A は、サスペンション 4 の構成部材であるショックアブソーバを介して、車両 1 のばね上に上下方向の力を作用させる構成であることが望ましい。サスペンション構成部材は、タイヤに作用する力をすべて支えられるよう設計されており、取り付けられる車体 1 A もそれに見合った剛性や強度を有しているため、追加の補強等を省略することができる。また、この実施形態と同様に、一般的にサスペンション 4 は車両の四隅に配置されているため、ロールモーメント M_{ϕ} やピッチモーメント M_{θ} を発生するための上下力を小さくすることができる。

[0066] サスペンション位置に設置可能なアクチュエータには、特許文献 2 等に記載のアクティブスタビライザの他、この実施形態に示すような能動的に上下力を発生可能なアクティブサスペンション 4 A 等の既存の装置が利用可能である。

[0067] 図 7 A～図 7 C と共に、アクチュエータによりサスペンションに発生させる上下力を FS_i とする。上下力 FS_i は車両のばね上を支持するばねおよびダンパによって作用する。これらばねおよびダンパは、各サスペンション 4 の構成部材である。 i は四輪車のサスペンション位置を示しており、1 が左前輪、2 が右前輪、3 が左後輪、4 が右後輪であり、後述の実施形態についても同様である。

説明を簡単にするため、ばねとダンパは同一軸上に配置されていると仮定する。図 7 A～図 7 C に示すように、前輪 2_f におけるばねとダンパが車両 1 のばね上を支持している点（支持点）の位置と車両重心点 G 間の前後方向の距離を ls_f 、後輪 2_r におけるばねとダンパの支持点の位置と車両重心点 G 間の前後方向の距離を ls_r とする。また、前輪 2_f のサスペンション 4 におけるばねとダンパの支持点の左右間距離を ds_f 、後輪 2_r のサスペンション 4 におけるばねとダンパの支持点の左右間距離を ds_r とする。

上下力 FS_i で発生するロールモーメント M_{ϕ} とピッチモーメント M_{θ} は以下になる。

[0068] [数8]

$$M_{\phi} = \frac{ds_f}{2}(FS_1 - FS_2) + \frac{ds_r}{2}(FS_3 - FS_4) \quad (7)$$

$$M_{\theta} = -ls_f(FS_1 + FS_2) + ls_r(FS_3 + FS_4) \quad (8)$$

[0069] なお、アクティブスタビライザであれば、左右の上下力の大きさは等しくて符号が逆であるため、ピッチモーメント M_{θ} は発生しない。仮に前後で同じ上下力を発生させるとすれば、ロールモーメント M_{ϕ} を発生させる上下力 FS_i は以下で計算できる。

[0070] [数9]

$$FS_1 = \frac{M_{\phi}}{2(ds_f + ds_r)} \quad (9)$$

$$FS_2 = -\frac{M_{\phi}}{2(ds_f + ds_r)} \quad (10)$$

$$FS_3 = \frac{M_{\phi}}{2(ds_f + ds_r)} \quad (11)$$

$$FS_4 = -\frac{M_{\phi}}{2(ds_f + ds_r)} \quad (12)$$

[0071] 同様にアクティブサスペンション4Aの使用を考えた場合、例えばヒープを発生させないよう上下力の総和をゼロとし、対角に存在する左前輪と右後輪の上下力が等しく符号が逆であるとするれば、ロールモーメント M_{ϕ} とピッチモ

ーメント M_θ を発生させる上下力 FS_i は以下で計算できる。

[0072] [数10]

$$FS_1 = \frac{M_\phi}{ds_f + ds_r} - \frac{M_\theta}{2(ls_f + ls_r)} \quad (13)$$

$$FS_2 = -\frac{M_\phi}{ds_f + ds_r} - \frac{M_\theta}{2(ls_f + ls_r)} \quad (14)$$

$$FS_3 = \frac{M_\phi}{ds_f + ds_r} + \frac{M_\theta}{2(ls_f + ls_r)} \quad (15)$$

$$FS_4 = -\frac{M_\phi}{ds_f + ds_r} + \frac{M_\theta}{2(ls_f + ls_r)} \quad (16)$$

[0073] この発明のさらに他の実施形態を図9～図11に示す。この実施形態は、この車両姿勢制御装置21Bを適用する車両1にロール抑制およびピッチ制御のためにロールモーメント等を発生させるアクチュエータとして、第1の実施形態（図1）におけるアクティブスタビライザ5の代わりに、前後の左右輪である4輪にインホイールモータ（IWM）30を備える。インホイールモータ30は、モータと減速機とで構成され、またはモータ単独で構成され、全体または多くの部分が車輪2の内部に配置されている。インホイールモータ30は、走行駆動および制動を行う駆動源であるが、4輪の制駆動力（前後力）の関係を制御することで、車両1にロール抑制のためのロールモーメントを発生させることができ、かつピッチ制御のためのピッチモーメントを発生させることができる。

[0074] この実施形態は、制御系として、インホイールモータ30を制御するため

のモータ制御装置 4 1 を備えており、モータ制御装置 4 1 は、アクセル指令値およびブレーキ指令値に対応する通常の走行および制動の制御に加え、車両姿勢制御装置 2 1 B の指令によるロール制御とピッチ制御のためのインホイールモータ 3 0 の制御を行う。

モータ制御装置 4 1 は、各車輪 2 のインホイールモータ 3 0 をそれぞれ制御するインバータ 4 2 を備えている。各インバータ 4 2 は、バッテリーの直流電力を交流電力に変換する強電部とその出力の制御を行う制御部とで構成される。

[0075] 図 1 0 は車両姿勢制御装置 2 1 B のブロック図である。この実施形態は、インホイールモータ 3 0 の前後力でロール制御とピッチ制御を行うため、第 1 の実施形態の図 2 のブロック図に対し、ピッチモーメント演算器 3 3 が加えられ、ロール抑制およびピッチ制御のためのアクチュエータ制御手段として前後力指令値演算器 3 4 を備えている点異なる。

[0076] 横滑り角速度推定器 2 3 とロールモーメント演算器 2 4 の機能は図 2 と共に説明した機能と同じである。ピッチモーメント演算器 3 3 は、図 6 と共に説明した機能と同じ機能を有し、少なくとも車速と実ヨーレートから、前記の式(6)で車両 1 に発生すべきピッチモーメント指令値 M_θ を演算する。

ロールモーメント演算器 2 4 によるロール制御で発生させる前後力は、右側前後輪の合計値と左側前後輪の合計値でおおよそ等しい値としてもよい。また、ロールモーメント演算器 2 4 またはピッチモーメント演算器 3 3 によるロール制御またはピッチ制御で発生させる前後力を、右側前後輪の合計値と左側前後輪の合計値でおおよそ等しい値としてもよい。

ピッチモーメント演算器 3 3 は、ヨーレートの絶対値が大きくなるほど、車両 1 に前傾となるピッチ角を大きくなる方向に発生させるようにしてもよい。

前後力指令値演算器 3 4 は、入力されたロールモーメント指令値 M_ϕ とピッチモーメント指令値 M_θ から、後に説明する式(29)～式(32)で前後力 F_{Xi} を演算する。

[0077] ただし、運転者はアクセルペダルおよびブレーキペダルを操作し車両1の前後加速度を操作するため、車両姿勢制御装置21Bは、後述の式(29)～式(32)で計算した前後力 FX_i に対し、アクセル指令値およびブレーキ指令値に応じた前後力を加算し前後力指令値として出力する。モータ制御装置41は、車両姿勢制御装置21Bが出力した前後力指令値に従ってインホイールモータ30のモータトルクを制御する。

[0078] この実施形態の作用を具体的に説明する。サスペンションのリンク配置にアンチダイブ角 θ_f とアンチスクワット角 θ_r が設けてある場合、タイヤに制駆動力（前後力）を与えることで、それぞれの角度に応じた上下力（アンチダイブ力やアンチスクワット力）が発生する。これらを利用すれば新たな装置を追加することなく各モーメントを発生できる。特にブレーキ35（図12）やインホイールモータ30は前後力がタイヤ接地点で作用するため、アンチダイブ角やアンチスクワット角が大きくなるため同じ制駆動力で大きな上下力が発生できる。エンジン車やオンボードタイプのモータ駆動車のようには車軸を介して制駆動力を伝える場合は、インホイールモータ30を備えた車両に比べてアンチダイブ角やアンチスクワット角が小さくなるが、同様に上下力が発生可能である。

[0079] サスペンション4を介すことで前後力 FX_i により発生する上下力 FS_i は以下になる。なお図11では、前後力と上下力の力の向きを説明するため、前後力 FX_i のうち、特に前輪2_fに作用する制動力を FB_f 、後輪2_rに作用する駆動力を FD_r と表している。また、前記 FB_f により発生する上下力を $FB_f \tan \theta_f$ 、前記 FD_r により発生する上下力を $FD_r \tan \theta_r$ と表している。 Scf 、 Scr は前後のサスペンション瞬間回転中心である。

[数11]

$$FS_1 = -FX_1 \tan \theta_f \quad (17)$$

$$FS_2 = -FX_2 \tan \theta_f \quad (18)$$

$$FS_3 = FX_3 \tan \theta_r \quad (19)$$

$$FS_4 = FX_4 \tan \theta_r \quad (20)$$

[0080] 式(7)～(8)に式(17)～(20)を代入するとロールモーメント M_ϕ とピッチモーメント M_θ の計算式は以下になる。

[数12]

$$M_\phi = \frac{ds_f}{2} \tan\theta_f (-FX_1 + FX_2) + \frac{ds_r}{2} \tan\theta_r (FX_3 - FX_4) \quad (21)$$

$$M_\theta = ls_f \tan\theta_f (FX_1 + FX_2) + ls_r \tan\theta_r (FX_3 + FX_4) \quad (22)$$

[0081] タイヤの前後力を用いる場合、車両の平面運動への影響を考慮する必要がある。運転者に制御による違和感を与えないためには、制御による前後加速度およびヨーレート γ の変化を発生させない方が良い。そのため、以下の条件を追加する。

[0082] 式(23)のように四輪の前後力の合計値を零とすることで前後加速度の発生を抑える。式(24)のように右側前後輪の前後力の合計値と左側前後輪の前後力の合計値を等しくすることでヨーレートの変化を抑える。

[数13]

$$FX_1 + FX_2 + FX_3 + FX_4 = 0 \quad (23)$$

$$FX_1 + FX_3 - (FX_2 + FX_4) = 0 \quad (24)$$

[0083] 式(23)と式(24)から、前後力 FX_i は以下の関係となる。

[数14]

$$FX_1 + FX_3 = 0 \quad (25)$$

$$FX_2 + FX_4 = 0 \quad (26)$$

[0084] 式(25)～(26)により、式(21)～(22)から FX_3 と FX_4 を消去すると以下になる。

[数15]

$$M_{\phi} = \left(\frac{ds_f}{2} \tan \theta_f + \frac{ds_r}{2} \tan \theta_r \right) (-FX_1 + FX_2) \quad (27)$$

$$M_{\theta} = (ls_f \tan \theta_f - ls_r \tan \theta_r) (FX_1 + FX_2) \quad (28)$$

[0085] 式(27)～(28)より、ロールモーメント M_{ϕ} とピッチモーメント M_{θ} を発生させるために必要な前後力 FX_i は以下で計算できる。図10の前後力指令値演算器34は、式(29)～式(32)の計算を行い、各式の計算結果を前後力指令値として出力する。

[数16]

$$FX_1 = -\frac{M_{\phi}}{ds_f \tan \theta_f + ds_r \tan \theta_r} + \frac{M_{\theta}}{2(ls_f \tan \theta_f - ls_r \tan \theta_r)} \quad (29)$$

$$FX_2 = \frac{M_{\phi}}{ds_f \tan \theta_f + ds_r \tan \theta_r} + \frac{M_{\theta}}{2(ls_f \tan \theta_f - ls_r \tan \theta_r)} \quad (30)$$

$$FX_3 = \frac{M_{\phi}}{ds_f \tan \theta_f + ds_r \tan \theta_r} - \frac{M_{\theta}}{2(ls_f \tan \theta_f - ls_r \tan \theta_r)} \quad (31)$$

$$FX_4 = -\frac{M_{\phi}}{ds_f \tan \theta_f + ds_r \tan \theta_r} - \frac{M_{\theta}}{2(ls_f \tan \theta_f - ls_r \tan \theta_r)} \quad (32)$$

[0086] 前後力 FX_i でピッチモーメント M_{θ} を発生させるためには、式(28)から前輪2fのサスペンションのリンク配置に設けられているアンチダイブ角 θ_f の正接 $\tan \theta_f$ と前輪のサスペンションにおけるばねとダンパの支持点の位置と車

両重心点間の前後方向距離 ls_f の積 $ls_f \tan \theta_f$ と、後輪 2_r のサスペンションのリンク配置に設けられているアンチスクワット角 θ_r の正接 $\tan \theta_r$ と後輪のサスペンションにおけるばねとダンパの支持点の位置と車両重心点間の前後方向距離 ls_r の積 $ls_r \tan \theta_r$ が異なることが必須条件になる。ロールとピッチを上記のように制御する場合、式(21)～(24)の4つの拘束条件があるため、4輪の前後力で制御可能な自由度は残されていない。そのため、式(33)で示される上下力の総和によって車両の上下動（ヒープ）が生じるが、この上下動は制御できない。

[0087] [数17]

$$\sum_{i=1}^4 FS_i = -(FX_1 + FX_2)(\tan \theta_f + \tan \theta_r) \quad (33)$$

[0088] 我々のこれまでの研究から、運転し易さが向上させるには旋回中の車両に前傾ピッチと共に上方向のヒープを発生させた方が良いことが分かっている。

これに関しては、例えば非特許文献2に記載されている。

[0089] 旋回中の車両に前傾ピッチと共に上方向のヒープを発生させるためには、式(28)のピッチモーメント M_θ と式(33)の4輪の前後力の総和

[0090] [数18]

$$\sum_{i=1}^4 FS_i$$

[0091] が共に正である必要がある。一般的な車両はサスペンションのリンク配置に設けられている前輪のアンチダイブ角 θ_f と後輪のアンチスクワット角 θ_r は共に正であるから、式(33)から次の関係を得る。

[数19]

$$FX_1 + FX_2 < 0 \quad (34)$$

さらに式(34)と式(28)より次の関係を得る。式(35)が旋回中の車両に前傾ピッチと共に上方向のヒープを発生させるために必要な車両の条件となる。

$$ls_f \tan \theta_f - ls_r \tan \theta_r < 0 \quad (35)$$

[0092] この発明のさらに他の実施形態を図12および図13に示す。この実施形態は、車両1にロール抑制のためにロールモーメントを発生させるアクチュエータとして、図1のアクティブスタビライザ5や図9のインホイールモータ30の代わりに、図12に示す前後左右の4輪の車輪2に備えたブレーキ35を利用してロールを制御する例である。ブレーキ35は、電動式ブレーキや油圧式ブレーキ等の摩擦ブレーキである。また4輪のブレーキを制御するためブレーキ制御装置46を備えている。

[0093] 図13はこの実施形態に係る車両姿勢制御装置21Cのブロック図である。図6や図10のブロック図のピッチモーメント演算器33は無い。横滑り角速度推定器23とロールモーメント演算器24の機能は図2の例と同じである。ロール抑制のアクチュエータ制御手段として前後力指令値演算器47を備えている。前後力指令値演算器47は、入力されたロールモーメント指令値から、後述の式(40)～式(47)で前後力 FX_i を演算する。ただし、運転者はブレーキペダルを操作し車両の減速度を操作するため、車両姿勢制御装置21Cは、後述の式(29)～式(32)で計算した前後力 FX_i に対し、ブレーキ指令値に応じた前後力（制動力）を加算し前後力指令値として出力する。ブレーキ制御装置46は、車両姿勢制御装置21Cが出力した前後力指令値に従って各ブレーキ35を制御する。

[0094] 次に、既存のブレーキシステムでこの発明のロール制御を行うことを考える。前記既存のブレーキシステムとは、ブレーキペダル操作を検出するブレーキペダルセンサの出力がECU9に入力されてECU9によりブレーキ指

令値に変換され、ブレーキの制御が行われるシステムである。ブレーキシシステムは制動力を発生するため、前後力 FX_i の条件は以下になる。

$$FX_i \leq 0 \quad (36)$$

ロール制御によって式(37)に示す前後加速度 a_x が車両に発生する。前記 a_x の添え字 x は、2輪モデルの座標系の x 軸であり、車両の前後方向を表す。

[0095] [数20]

$$a_x = \frac{\sum_{i=1}^4 FX_i}{m} \quad (37)$$

式(37)から、ロール制御時に車両の減速度を最小限に抑えるためには、対角となる1対の車輪にだけ制御による制動力を発生させる必要がある。

また前後力 FX_i は負（ゼロ以下）であるため、発生させるロールモーメント M_ϕ の符号によって以下のように制御輪を切り替える。

[0096] [数21]

ロールモーメント M_ϕ が正のとき、

$$M_\phi = -\frac{ds_f}{2} \tan\theta_f FX_1 - \frac{ds_r}{2} \tan\theta_r FX_4 \quad (38)$$

ロールモーメント M_ϕ が負のとき、

$$M_\phi = \frac{ds_f}{2} \tan\theta_f FX_2 + \frac{ds_r}{2} \tan\theta_r FX_3 \quad (39)$$

となる。

[0097] またロール制御によってヨーモーメントを発生させないためには式(24)を満たす必要がある。このため、前記アクチュエータ制御手段である前後力指令値演算器47は、例えば、車両1の対角に位置する車輪2におおよそ等し

い制動力を加える前後力指令値を出力する。

従って、既存のブレーキシステムでこの発明のロール制御を行う場合の前後力 FX_i は以下となる。

[0098] [数22]

ロールモーメント M_ϕ が正のとき、

$$FX_1 = -\frac{2M_\phi}{ds_f \tan \theta_f + ds_r \tan \theta_r} \quad (40)$$

$$FX_2 = 0 \quad (41)$$

$$FX_3 = 0 \quad (42)$$

$$FX_4 = -\frac{2M_\phi}{ds_f \tan \theta_f + ds_r \tan \theta_r} \quad (43)$$

ロールモーメント M_ϕ が負のとき、

$$FX_1 = 0 \quad (44)$$

$$FX_2 = \frac{2M_\phi}{ds_f \tan \theta_f + ds_r \tan \theta_r} \quad (45)$$

$$FX_3 = \frac{2M_\phi}{ds_f \tan \theta_f + ds_r \tan \theta_r} \quad (46)$$

$$FX_4 = 0 \quad (47)$$

となる。

[0099] 上記のロール制御はすべて、車両 1 に生じている横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」とヨーレート r から、発生すべきロールモーメント M_ϕ を式(5)で計算する。ヨーレート r はヨーレートセンサで計測可能であり、車両の横滑り防止装置の構

成部品として搭載されている。しかし横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」を直接計測するためには高価な専用計測器が必要である。高価な専用計測器を不要とするため、横滑り角速度推定器23は車両モデルを用いて操舵角 δ から横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」を推定する方法や、搭載のヨーレートセンサ15で計測したヨーレート r から推定する方法を用いてもよい。

[0100] 車両モデルを用いて操舵角 δ から横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」を推定する方法は、例えば前述の2輪モデルを用いた場合、操舵角 δ に対する横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」の伝達関数は次のようになる。

[0101] [数23]

$$\frac{\dot{\beta}}{\delta(s)} = G_{\delta}^{\beta}(0) \frac{(1 + T_{\beta}s)s}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (48)$$

ただし、 $G_{\delta}^{\beta}(0)$ は横滑り角ゲイン定数、 T_{β} は横滑り角時定数、 ζ は操舵に対する車両のヨー応答の減衰比、 ω_n は操舵に対する車両のヨー応答の固有振動数である。

操舵角 δ は、ステアリング部に設けた操舵角センサ14の出力からの演算値の他に、ステアリングラックに設けたセンサの出力である歯車等の回転角やラック移動量等から演算した操舵角情報を用いることができる。

[0102] ヨーレート r から横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」推定する方法は、例えば式(3)の関係をを用いる方法である。式(3)を変形すると次式を得る。

[数24]

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{V} - r \quad (49)$$

[0103] 式(49)を用いることで、搭載センサで計測した横加速度 a_y とヨーレート r

から横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」を計算することができる。ただし、カント路では傾斜に応じて横加速度 a_y が変化するため、推定した横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」に誤差が生じる。また式(48)も式(49)も線形タイヤモデルを用いているため、タイヤ横力が飽和する条件では誤差が大きくなる。また前後加速度を伴う場合も同様に誤差が大きくなる。これらの誤差を低減する方法として、非線形タイヤモデルを用いた横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」の推定方法が提案されている（非特許文献3参照）。

[0104] この推定方法では、式(50)に示す非線形タイヤモデルを用いる。

[数25]

$$\begin{aligned}
 Y_T &= - \left[K_T \beta_T - \text{sign}(\beta_T) \frac{K_T^2}{4\mu W_T} \beta_T^2 \right] \sqrt{1 - \left(\frac{X_T}{\mu W_T} \right)^2} \\
 &\quad \text{(when: } |\beta_T| < \frac{2\mu W_T}{K_T} \text{)} \\
 &= -\text{sign}(\beta_T) \mu W_T \sqrt{1 - \left(\frac{X_T}{\mu W_T} \right)^2} \\
 &\quad \text{(when: } |\beta_T| \geq \frac{2\mu W_T}{K_T} \text{)}
 \end{aligned}
 \tag{50}$$

[0105] ただし、Tは前輪（f）もしくは後輪（r）を示す添え字であり、 K_T はタイヤのコーナリングパワー、 β_T は前輪もしくは後輪位置での横滑り角、 μ は路面摩擦係数、 W_T はタイヤの垂直荷重、 X_T はタイヤの前後力である。

[0106] 式(50)で計算したタイヤ横力 Y_T から、式(51)で横滑り角速度 β 「 $\cdot$ 」を推定する。式(50)のヨーレート r は、車載のヨーレートセンサ15の計測値である。

[数26]

$$\dot{\beta} = \frac{Y_f + Y_r}{mV} - r
 \tag{51}$$

[0107] 式(50)の非線形タイヤモデルは、タイヤ横力 Y_T の飽和やタイヤの垂直荷重を考慮しているため、タイヤ横力 Y_T の推定値の精度が向上する。従って、式(51)を用いれば車載のヨーレートセンサ15で計測したヨーレート r から横滑り角速 β 「 $\cdot$ 」を精度よく推定することができる。

[0108] 以上のとおり、図面を参照しながら好適な実施形態を説明したが、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で、種々の追加、変更、削除が可能である。したがって、そのようなものも本発明の範囲内に含まれる。

符号の説明

- [0109] 1…車両
1A…車体
2…車輪
4…サスペンション装置
4a…サスペンションアーム
4A…アクティブサスペンション
5…アクティブスタビライザ
7A…支持部上下力可変機構
8…電動モータ
9…ECU
11…アクセルペダルセンサ
12…ブレーキペダルセンサ
13…車速センサ
14…操舵角センサ
15…ヨーレートセンサ
16…加速度センサ
21…車両姿勢制御装置
22…スタビライザ制御装置
23…横滑り角速度推定器
24…ロールモーメント演算器

- 2 1 A, ~ 2 1 C...車両姿勢制御装置
- 2 5 ...アクチュエータ制御手段
- 2 6 ...前後輪ロールモーメント演算器
- 2 7 ...指令変換部
- 3 1 ...サスペンション制御装置
- 3 3 ...ピッチモーメント演算器
- 3 4 ...前後力指令値演算器
- 3 4 A...アクチュエータ制御手段
- 3 0...インホイールモータ
- 3 5 ...ブレーキ
- 4 6 ...ブレーキ制御装置
- 4 1 ...モータ制御装置

請求の範囲

- [請求項1] ロールモーメントを発生させるアクチュエータを有する車両に搭載される車両姿勢制御装置であって、
- 旋回中の車両におけるロール運動がヨー運動に連動して発生するように前記アクチュエータを制御するためのロールモーメント指令値を演算するロールモーメント演算器と、
- 演算されたロールモーメント指令値を用いて前記アクチュエータを制御するアクチュエータ制御手段とを備え、
- 前記ロールモーメント演算器は、出力する前記ロールモーメント指令値を、車両の横滑り角速度と車速に基づいて計算する、
- 車両姿勢制御装置。
- [請求項2] 請求項1に記載の車両姿勢制御装置において、前記ロールモーメント演算器は、前記ロールモーメント指令値を計算する式に、ヨーレートによって生じるロール運動の位相遅れ補償の項を含む車両姿勢制御装置。
- [請求項3] 請求項1または請求項2に記載の車両姿勢制御装置において、前記車両が旋回中にピッチモーメントを発生させるアクチュエータを有し、
- 前記車両姿勢制御装置は、ピッチモーメント指令値を演算するピッチモーメント演算器と、演算されたピッチモーメント指令値を用いて前記ピッチモーメントを発生させるアクチュエータを制御する手段とを有し、前記ピッチモーメント演算器は、前記ピッチモーメント指令値を、少なくとも車両のヨーレートと車速に基づいて計算する、車両姿勢制御装置。
- [請求項4] 請求項3に記載の車両姿勢制御装置において、前記ピッチモーメント演算器は、前記ピッチモーメント指令値を、前記ピッチモーメントを発生させてから車両にピッチ角の変化が発生するまでのサスペンション特性によって生じる遅れが補償される値とする車両姿勢制御装置

。

[請求項5] 請求項1ないし請求項4のいずれか1項に記載の車両姿勢制御装置において、前記ロールモーメントを発生させるアクチュエータはサスペンションに搭載され、このサスペンションを構成する部材を介して車両に上下方向の力を作用させることで前記ロールモーメントを発生させる装置である車両姿勢制御装置。

[請求項6] 請求項3または請求項4に記載の車両姿勢制御装置において、前記ロールモーメントを発生させるアクチュエータおよび前記ピッチモーメントを発生させるアクチュエータのいずれか一方または両方がサスペンションに搭載され、前記サスペンションを構成する部材を介して車両に上下方向の力を作用させることで前記ロールモーメントまたは前記ピッチモーメントを発生させる装置である車両姿勢制御装置。

[請求項7] 請求項5に記載の車両姿勢制御装置において、前記ロールモーメントを発生させるアクチュエータが、タイヤに前後力を発生させることが可能な装置であって、前輪のアンチダイブ角および後輪のアンチスクワット角を有するサスペンションのリンク配置によって車両に上下力を作用させる車両姿勢制御装置。

[請求項8] 請求項6に記載の車両姿勢制御装置において、前記ロールモーメントを発生させるアクチュエータ、および前記ピッチモーメントを発生させるアクチュエータが、タイヤに前後力を発生させることが可能な装置であって、前輪のアンチダイブ角および後輪のアンチスクワット角を有するサスペンションのリンク配置によって車両に上下力を作用させる車両姿勢制御装置。

[請求項9] 請求項3または請求項4に記載の車両姿勢制御装置において、前記ピッチモーメント演算器は、ヨーレートの絶対値が大きくなるほど、車両に前傾となるピッチ角をピッチ角が大きくなる方向に発生させる車両姿勢制御装置。

[請求項10] 請求項8に記載の車両姿勢制御装置において、前輪のアンチダイブ

角の正接と前輪のサスペンションにおいてばねとダンパが車両のばね上を支持する位置と車両重心点間の前後方向距離の積の大きさが、後輪のアンチダイブ角の正接と後輪のサスペンションにおいてばねとダンパが車両のばね上を支持する位置と車両重心点間の前後方向距離の積の大きさよりも小さい車両に搭載される車両姿勢制御装置。

[請求項11] 請求項1ないし請求項10のいずれか1項に記載の車両姿勢制御装置において、前記ロールモーメント演算器は、横滑り角速度を、車両に備えた操舵角センサで検出した操舵角情報から推定する車両姿勢制御装置。

[請求項12] 請求項1ないし請求項10のいずれか1項に記載の車両姿勢制御装置において、前記ロールモーメント演算器は、横滑り角速度を、少なくとも車両に備えたヨーレートセンサで検出したヨーレートから推定する車両姿勢制御装置。

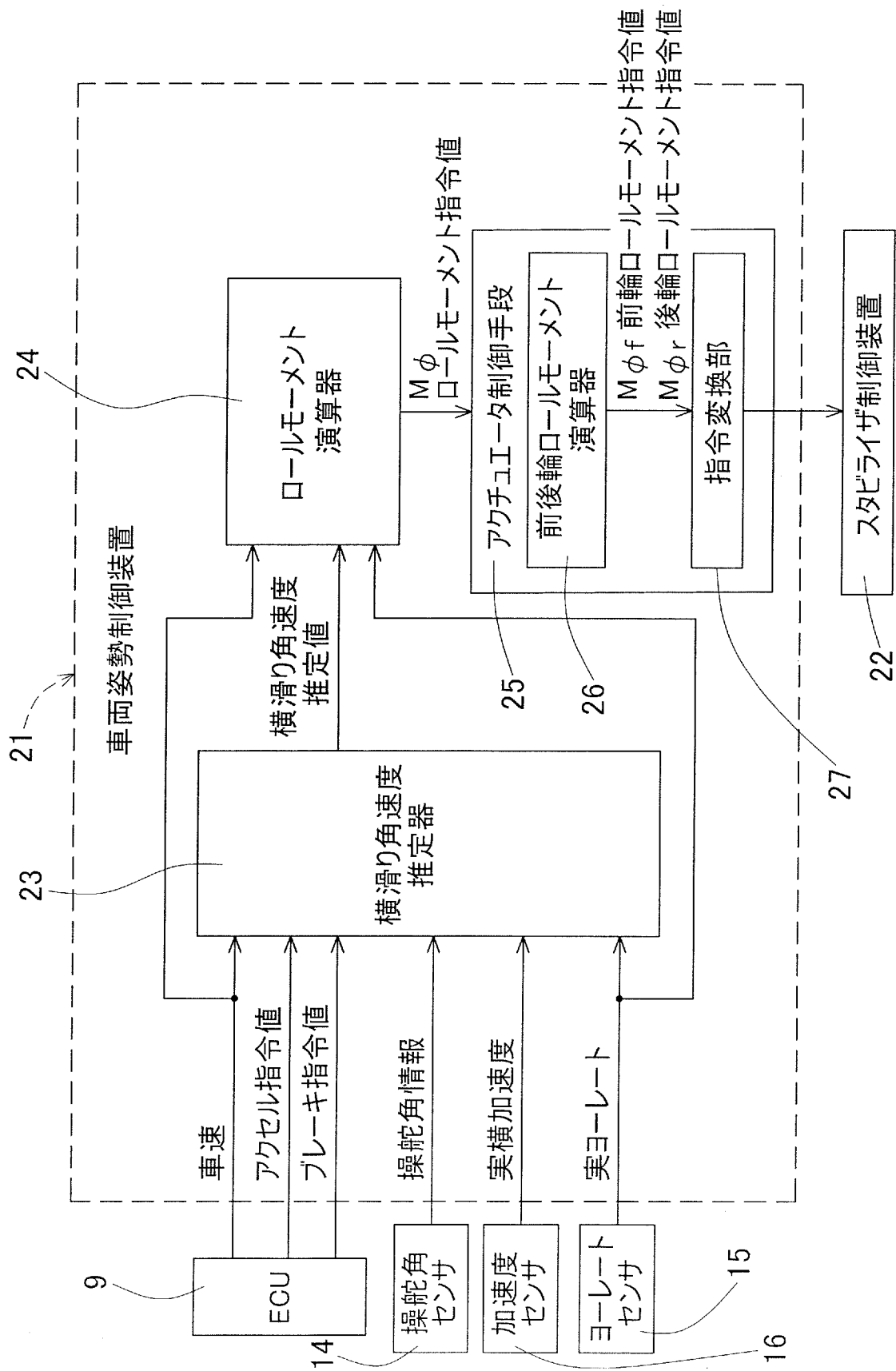
[請求項13] 請求項7に記載の車両姿勢制御装置において、前記ロールモーメント演算器によるロール制御で発生させる前後力を、右側前後輪の合計値と左側前後輪の合計値でおおよそ等しい値とする車両姿勢制御装置。

[請求項14] 請求項8に記載の車両姿勢制御装置において、前記ロールモーメント演算器またはピッチモーメント演算器によるロール制御またはピッチ制御で発生させる前後力を、右側前後輪の合計値と左側前後輪の合計値でおおよそ等しい値とする車両姿勢制御装置。

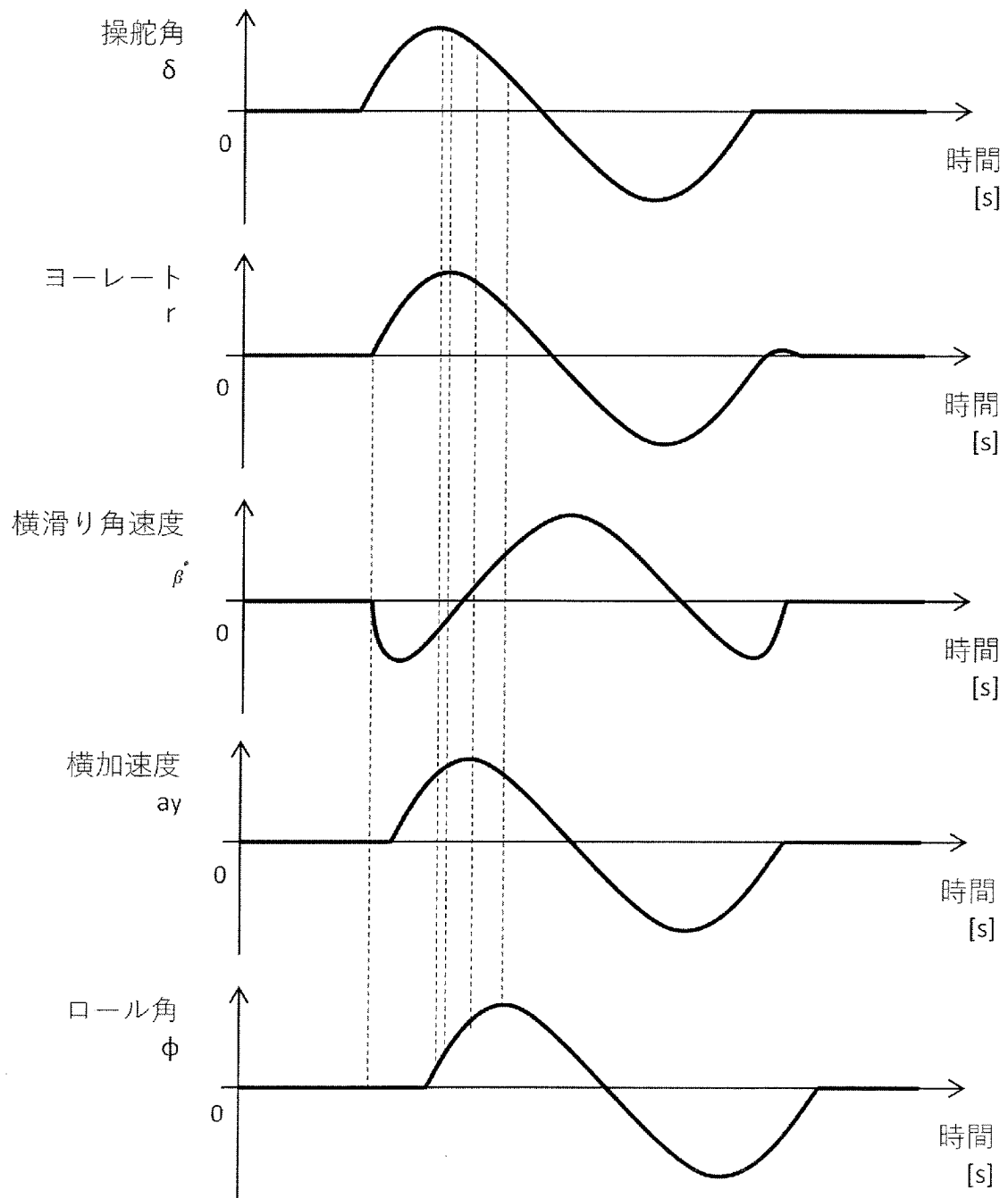
[請求項15] 請求項7または請求項8に記載の車両姿勢制御装置において、前記ロールモーメントを発生させるアクチュエータが、制動力でロールモーメントを発生させる装置である場合に、前記アクチュエータ制御手段が車両の対角に位置する車輪におおよそ等しい制動力を加える車両姿勢制御装置。

[請求項16] 請求項1ないし請求項15のいずれか1項に記載の車両姿勢制御装置を搭載した車両。

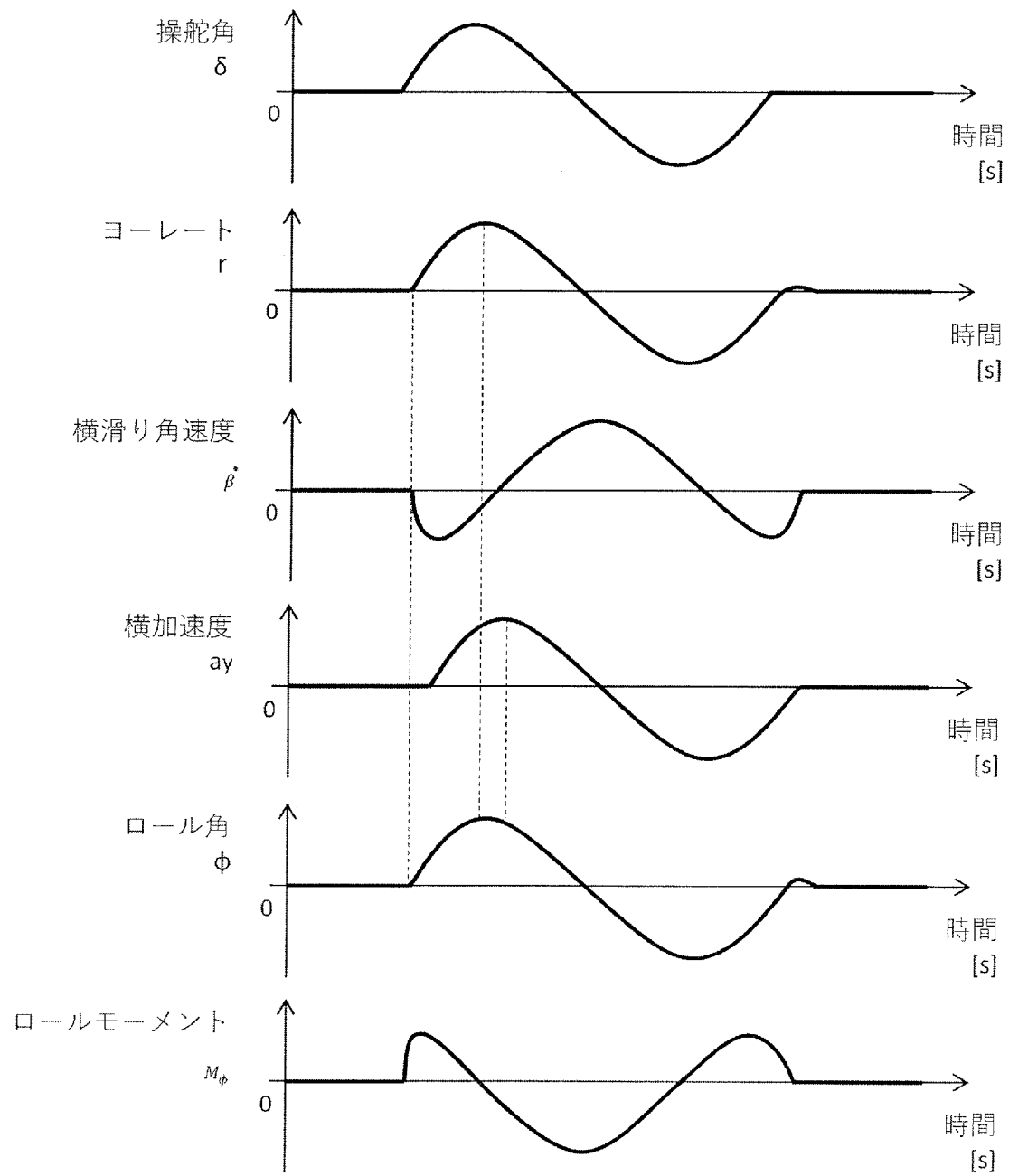
[図2]



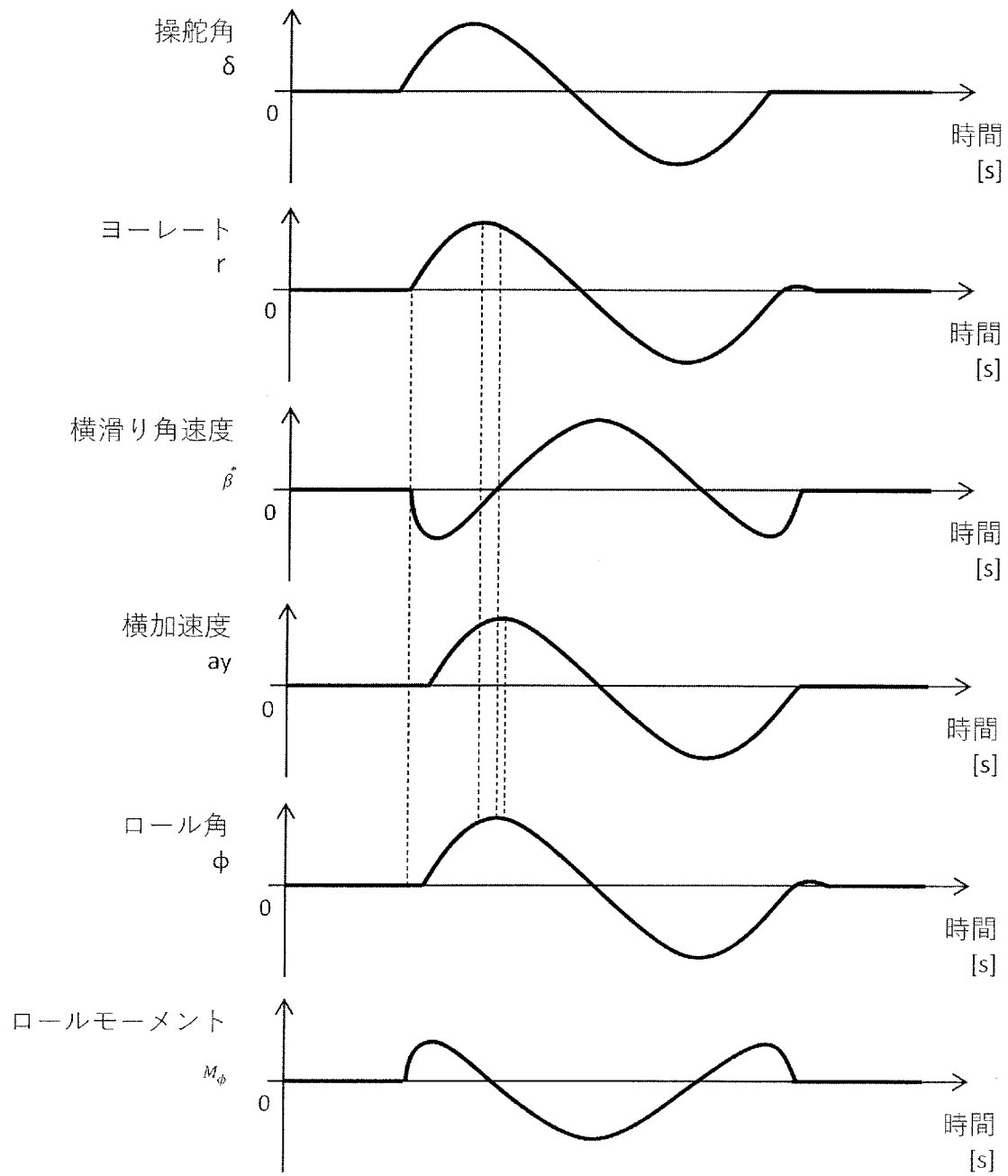
[図3]



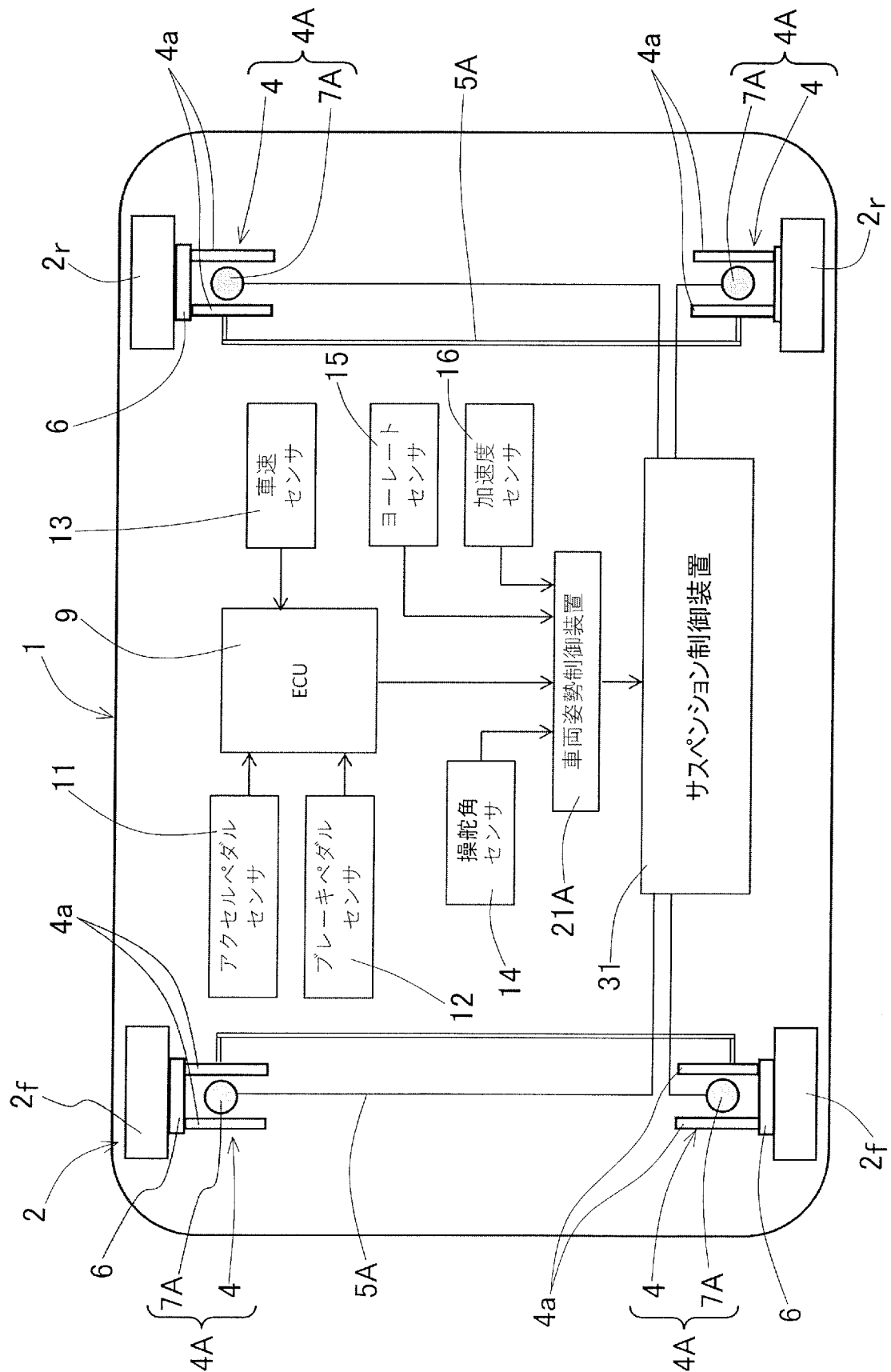
[図4A]



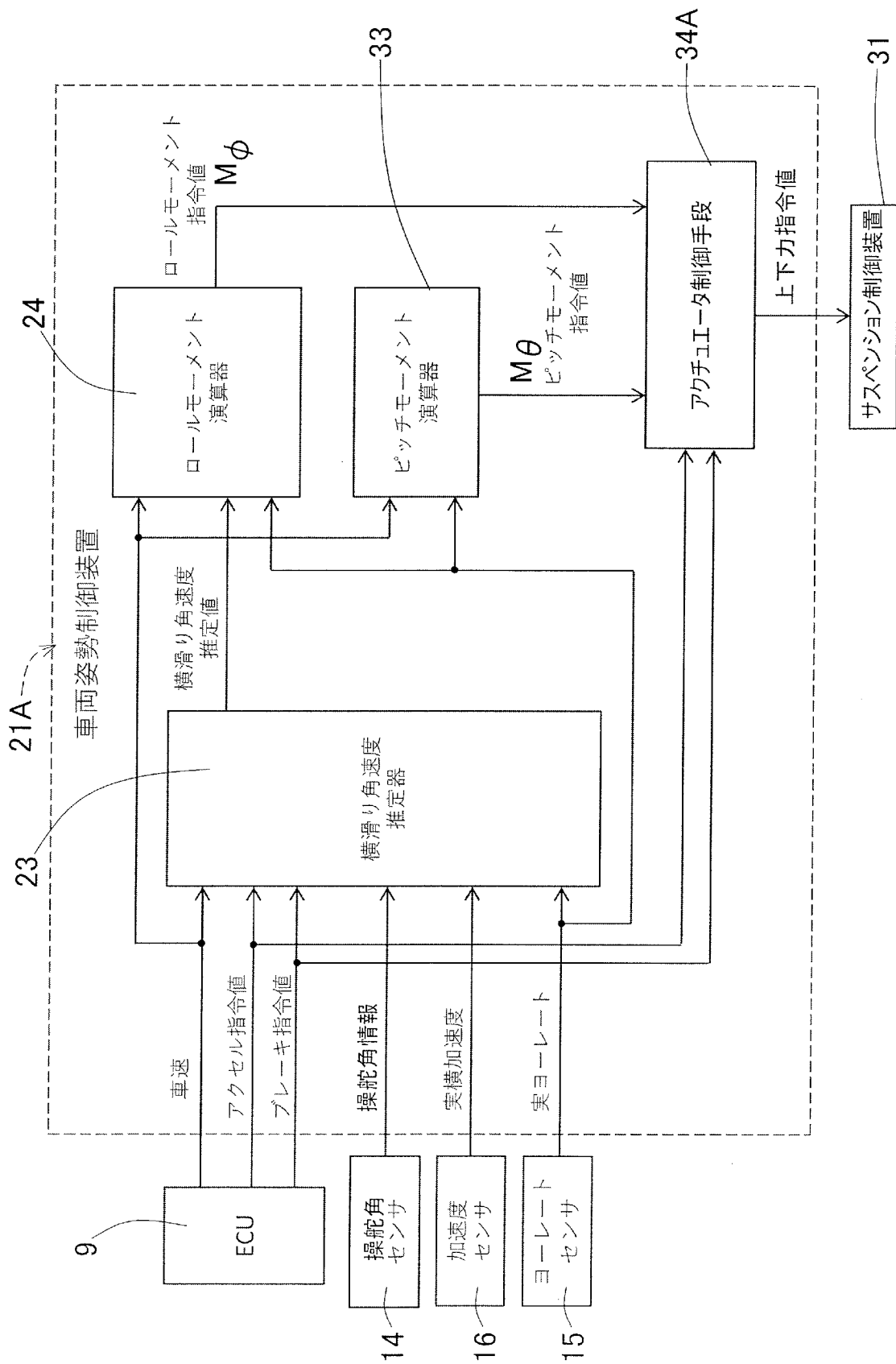
[図4B]



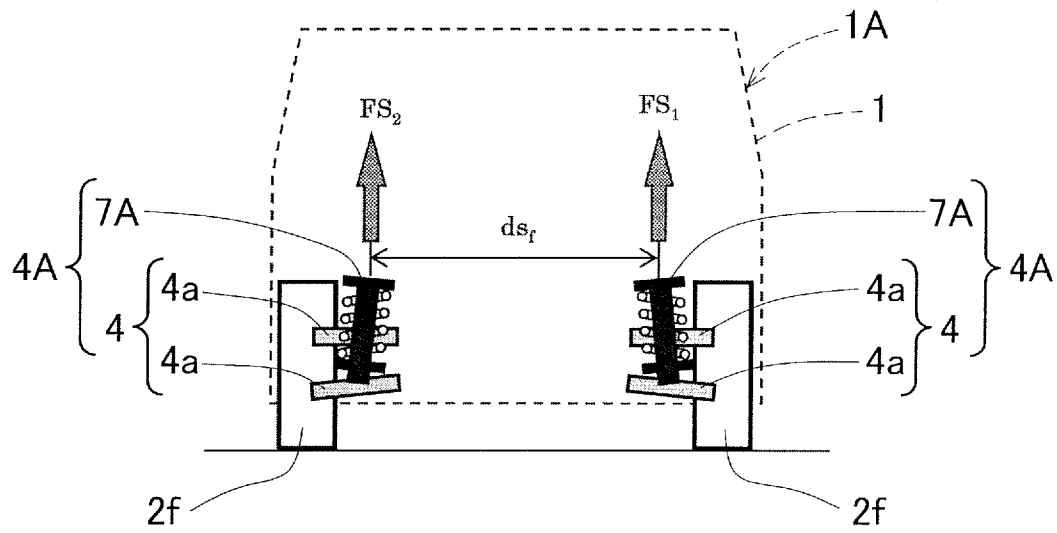
[図5]



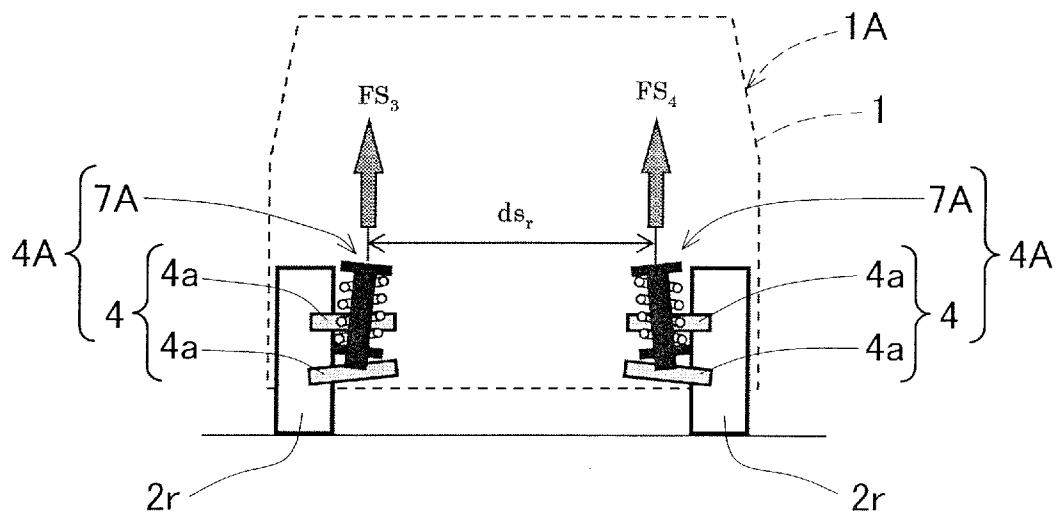
[図6]



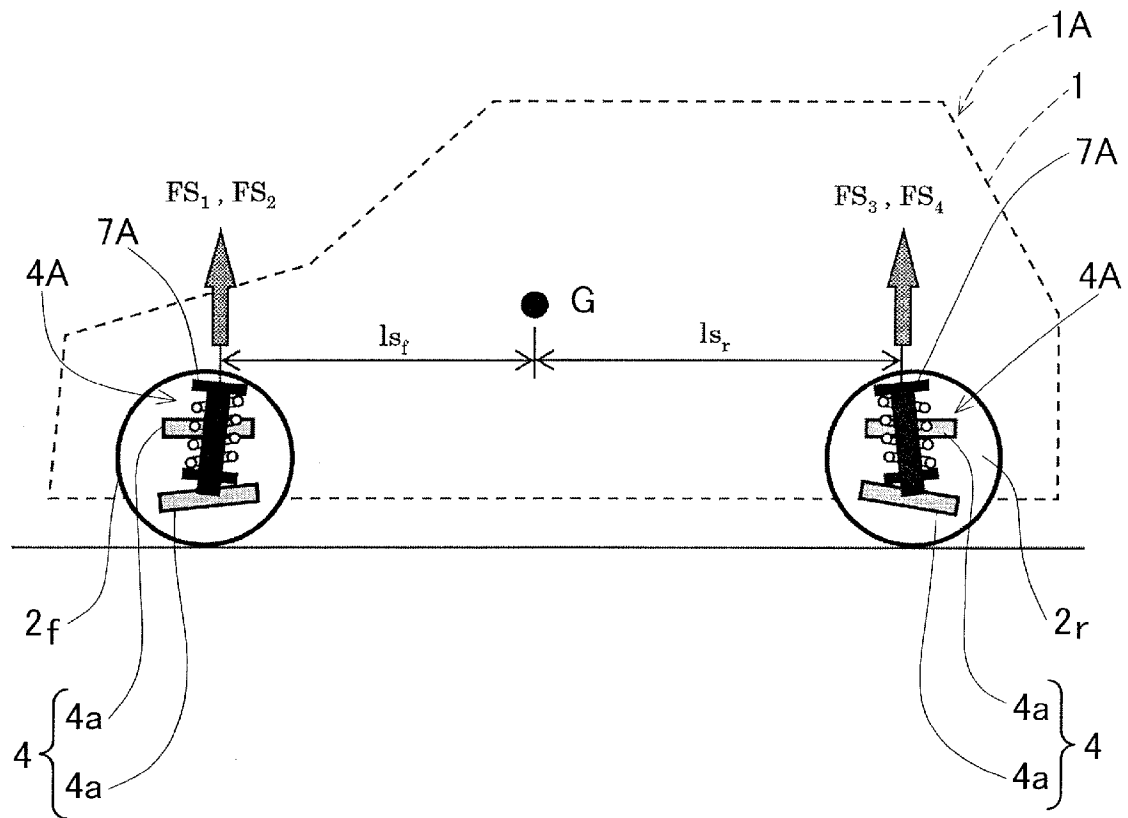
[図7A]



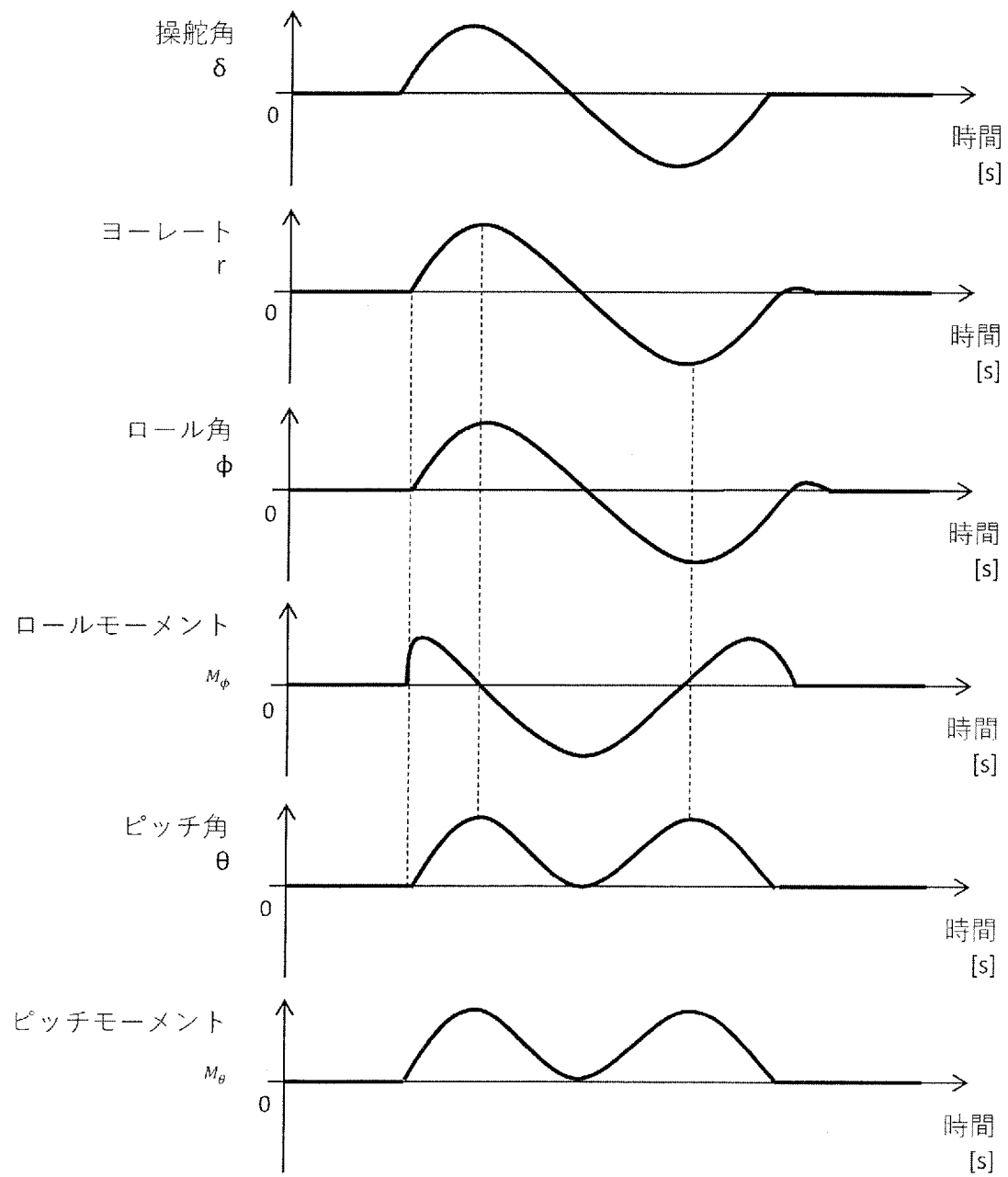
[図7B]



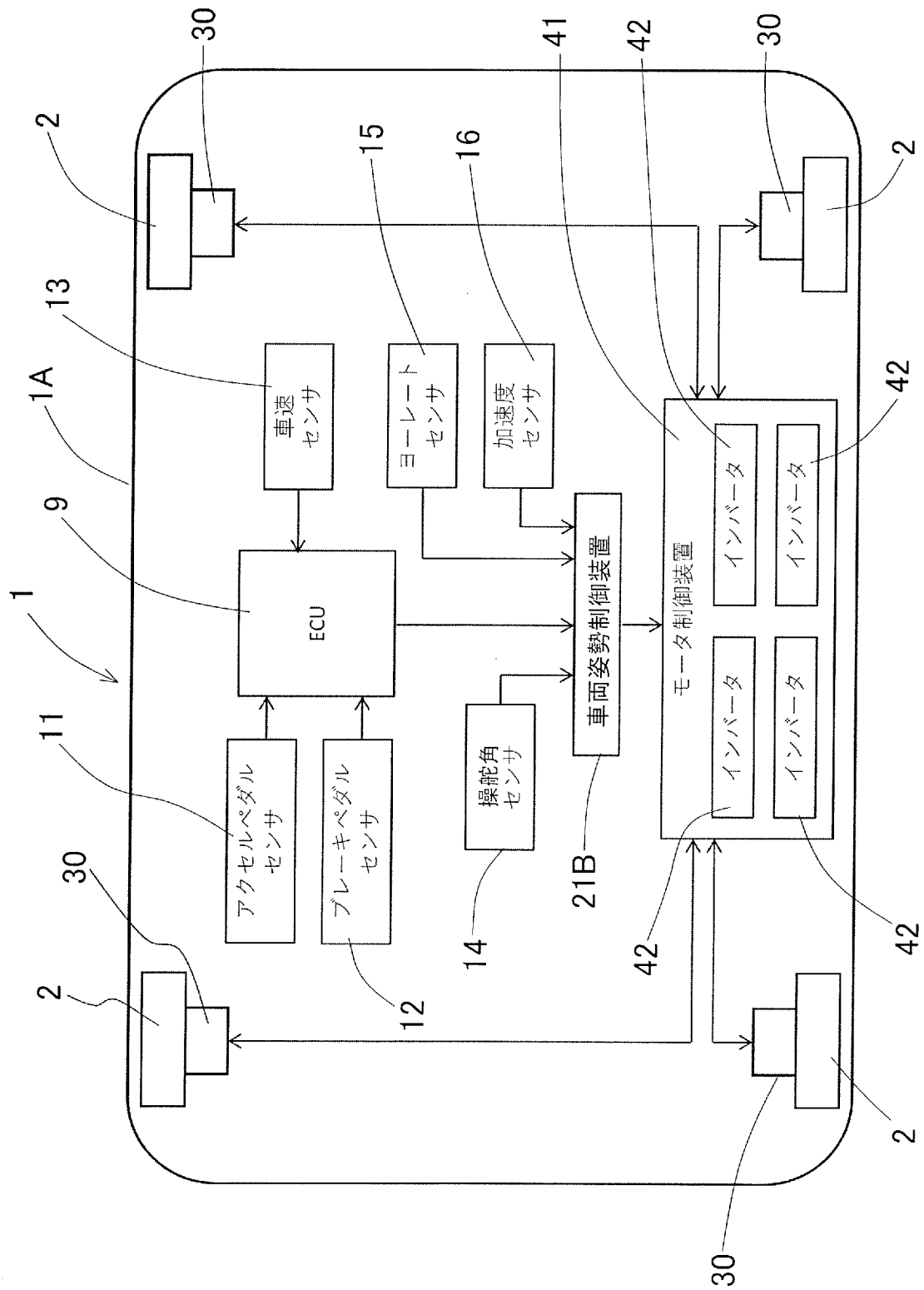
[図7C]



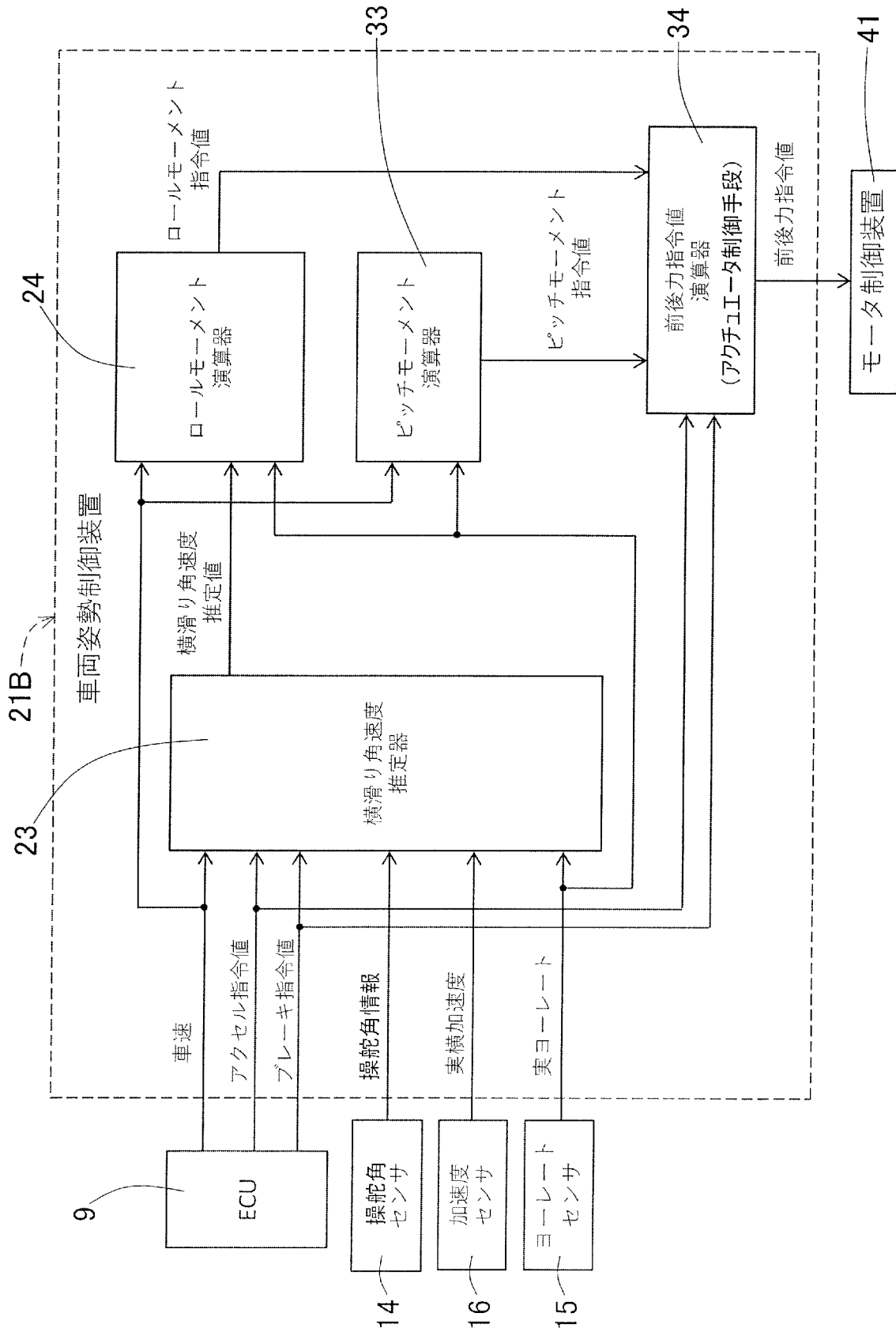
[図8]



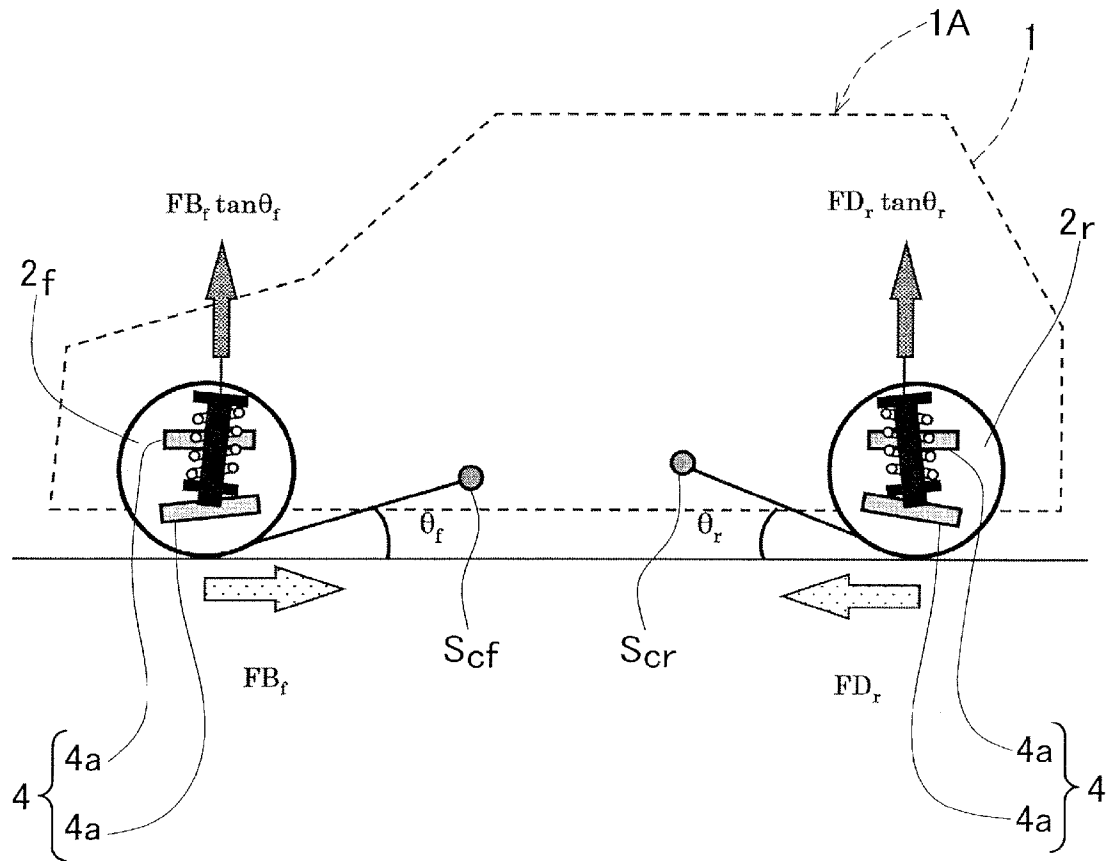
[図9]



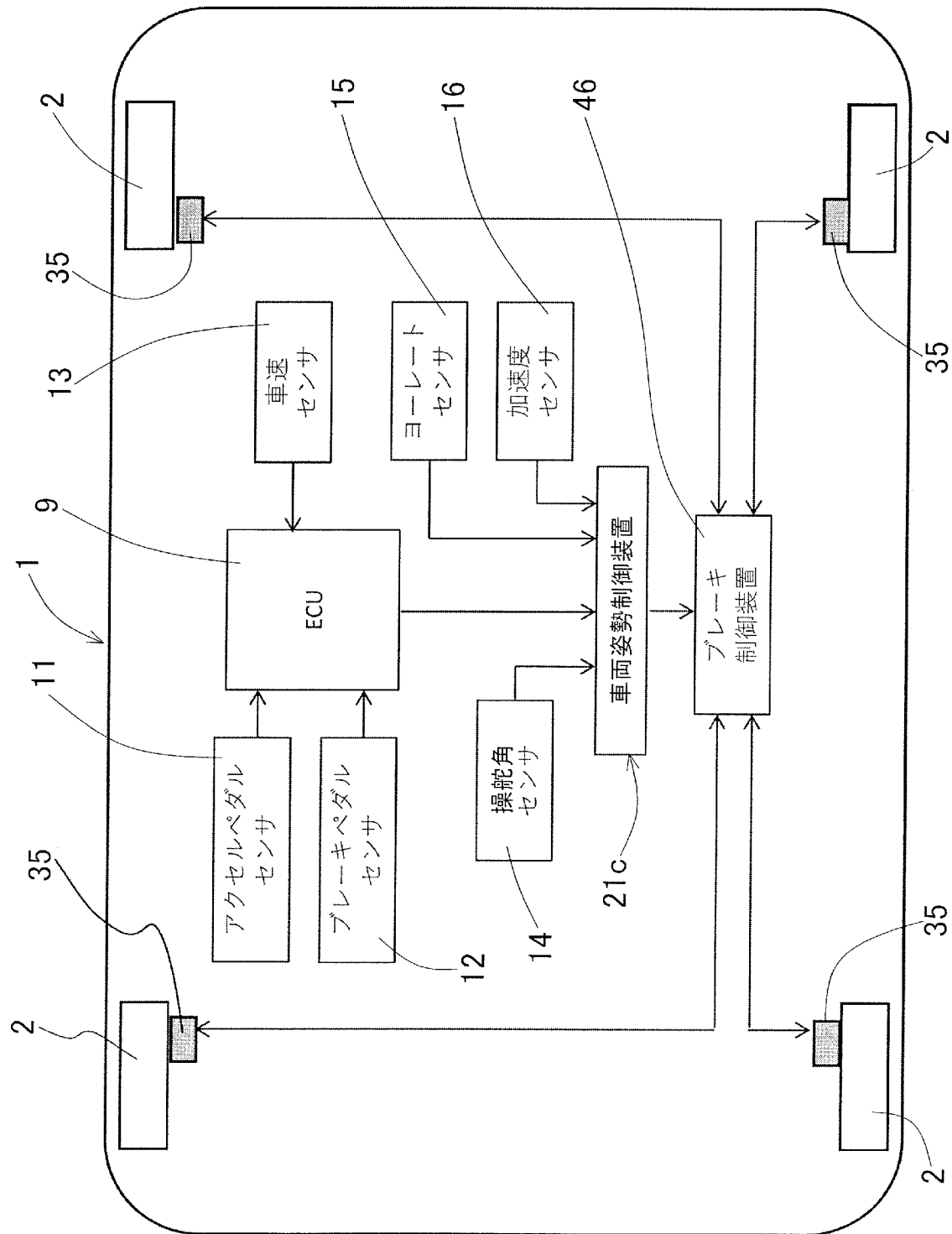
[図10]



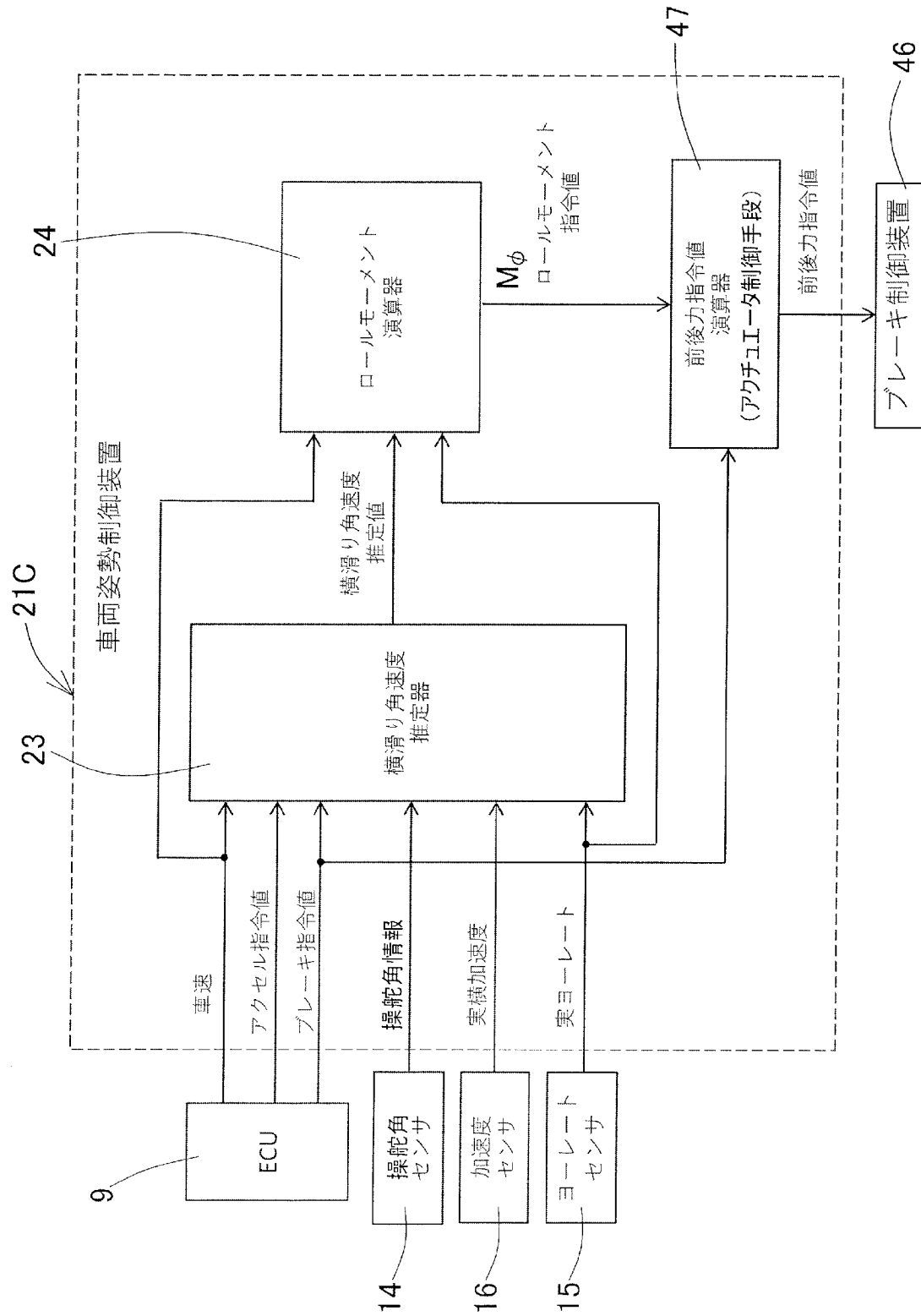
[図11]



[図12]



[図13]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2021/037011

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60G 17/015(2006.01)i; **B60G 17/016**(2006.01)i; **B60W 40/10**(2012.01)i; **B60W 40/11**(2012.01)i; **B60W 40/112**(2012.01)i; **B60W 40/114**(2012.01)i; **B60T 8/1755**(2006.01)i; **B60W 10/00**(2006.01)i; **B60W 10/20**(2006.01)i; **B60W 10/22**(2006.01)i; **B60W 30/045**(2012.01)i

FI: B60W40/10; B60W10/00 150; B60W10/20; B60W10/22; B60W40/112; B60W40/114; B60G17/016; B60G17/015 Z; B60W30/045; B60G17/015 B; B60T8/1755 A; B60W40/11

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B60G17/015; B60G17/016; B60W40/10; B60W40/11; B60W40/112; B60W40/114; B60T8/1755; B60W10/00; B60W10/20; B60W10/22; B60W30/045

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

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2021
Registered utility model specifications of Japan 1996-2021
Published registered utility model applications of Japan 1994-2021

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 2013-126821 A (TOYOTA MOTOR CORP) 27 June 2013 (2013-06-27) paragraphs [0023]-[0080], fig. 1-7	1
Y		2-9, 11-16
A		10
Y	JP 2008-260439 A (TOYOTA MOTOR CORP) 30 October 2008 (2008-10-30) paragraph [0029], fig. 2	2-9, 11-16
Y	JP 2006-027570 A (HONDA MOTOR CO LTD) 02 February 2006 (2006-02-02) paragraph [0027], fig. 2	2-9, 11-16
Y	JP 2009-190420 A (TOYOTA MOTOR CORP) 27 August 2009 (2009-08-27) paragraph [0006]	9, 11-12, 16
A	JP 3-224814 A (MATSUSHITA ELECTRIC IND CO LTD) 03 October 1991 (1991-10-03) specification, page 4, upper right column, line 13 to page 4, lower left column, line 1	1-16



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

04 November 2021

Date of mailing of the international search report

22 November 2021

Name and mailing address of the ISA/JP

**Japan Patent Office (ISA/JP)
3-4-3 Kasumigaseki, Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915
Japan**

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2021/037011

Patent document cited in search report			Publication date (day/month/year)	Patent family member(s)	Publication date (day/month/year)
JP	2013-126821	A	27 June 2013	(Family: none)	
JP	2008-260439	A	30 October 2008	(Family: none)	
JP	2006-027570	A	02 February 2006	(Family: none)	
JP	2009-190420	A	27 August 2009	US 2010/0076649 A1 paragraph [0006]	
JP	3-224814	A	03 October 1991	(Family: none)	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） B60G 17/015(2006.01)i; B60G 17/016(2006.01)i; B60W 40/10(2012.01)i; B60W 40/11(2012.01)i; B60W 40/112(2012.01)i; B60W 40/114(2012.01)i; B60T 8/1755(2006.01)i; B60W 10/00(2006.01)i; B60W 10/20(2006.01)i; B60W 10/22(2006.01)i; B60W 30/045(2012.01)i FI: B60W40/10; B60W10/00 150; B60W10/20; B60W10/22; B60W40/112; B60W40/114; B60G17/016; B60G17/015 Z; B60W30/045; B60G17/015 B; B60T8/1755 A; B60W40/11																										
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC）） B60G17/015; B60G17/016; B60W40/10; B60W40/11; B60W40/112; B60W40/114; B60T8/1755; B60W10/00; B60W10/20; B60W10/22; B60W30/045 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 <table border="0"> <tr> <td>日本国実用新案公報</td> <td>1922-1996年</td> </tr> <tr> <td>日本国公開実用新案公報</td> <td>1971-2021年</td> </tr> <tr> <td>日本国実用新案登録公報</td> <td>1996-2021年</td> </tr> <tr> <td>日本国登録実用新案公報</td> <td>1994-2021年</td> </tr> </table> 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）			日本国実用新案公報	1922-1996年	日本国公開実用新案公報	1971-2021年	日本国実用新案登録公報	1996-2021年	日本国登録実用新案公報	1994-2021年																
日本国実用新案公報	1922-1996年																									
日本国公開実用新案公報	1971-2021年																									
日本国実用新案登録公報	1996-2021年																									
日本国登録実用新案公報	1994-2021年																									
C. 関連すると認められる文献 <table border="1"> <thead> <tr> <th>引用文献の カテゴリー*</th> <th>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</th> <th>関連する 請求項の番号</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>X</td> <td>JP 2013-126821 A（トヨタ自動車株式会社）27.06.2013（2013-06-27） 段落 [0023] - [0080] , 第1-7図</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>Y</td> <td></td> <td>2-9, 11-16</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td></td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>Y</td> <td>JP 2008-260439 A（トヨタ自動車株式会社）30.10.2008（2008-10-30） 段落 [0029] , 第2図</td> <td>2-9, 11-16</td> </tr> <tr> <td>Y</td> <td>JP 2006-027570 A（本田技研工業株式会社）02.02.2006（2006-02-02） 段落 [0027] , 第2図</td> <td>2-9, 11-16</td> </tr> <tr> <td>Y</td> <td>JP 2009-190420 A（トヨタ自動車株式会社）27.08.2009（2009-08-27） 段落 [0006]</td> <td>9, 11-12, 16</td> </tr> <tr> <td>A</td> <td>JP 3-224814 A（松下電器産業株式会社）03.10.1991（1991-10-03） 明細書第4ページ右上欄第13行-第4ページ左下欄第1行</td> <td>1-16</td> </tr> </tbody> </table> ☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。 ☒ パテントファミリーに関する別紙を参照。 * 引用文献のカテゴリー “A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの “E” 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの “L” 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す） “O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献 “P” 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献 “T” 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの “X” 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの “Y” 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの “&” 同一パテントファミリー文献			引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号	X	JP 2013-126821 A（トヨタ自動車株式会社）27.06.2013（2013-06-27） 段落 [0023] - [0080] , 第1-7図	1	Y		2-9, 11-16	A		10	Y	JP 2008-260439 A（トヨタ自動車株式会社）30.10.2008（2008-10-30） 段落 [0029] , 第2図	2-9, 11-16	Y	JP 2006-027570 A（本田技研工業株式会社）02.02.2006（2006-02-02） 段落 [0027] , 第2図	2-9, 11-16	Y	JP 2009-190420 A（トヨタ自動車株式会社）27.08.2009（2009-08-27） 段落 [0006]	9, 11-12, 16	A	JP 3-224814 A（松下電器産業株式会社）03.10.1991（1991-10-03） 明細書第4ページ右上欄第13行-第4ページ左下欄第1行	1-16
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号																								
X	JP 2013-126821 A（トヨタ自動車株式会社）27.06.2013（2013-06-27） 段落 [0023] - [0080] , 第1-7図	1																								
Y		2-9, 11-16																								
A		10																								
Y	JP 2008-260439 A（トヨタ自動車株式会社）30.10.2008（2008-10-30） 段落 [0029] , 第2図	2-9, 11-16																								
Y	JP 2006-027570 A（本田技研工業株式会社）02.02.2006（2006-02-02） 段落 [0027] , 第2図	2-9, 11-16																								
Y	JP 2009-190420 A（トヨタ自動車株式会社）27.08.2009（2009-08-27） 段落 [0006]	9, 11-12, 16																								
A	JP 3-224814 A（松下電器産業株式会社）03.10.1991（1991-10-03） 明細書第4ページ右上欄第13行-第4ページ左下欄第1行	1-16																								
国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日																									
04. 11. 2021	22. 11. 2021																									
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	権限のある職員（特許庁審査官） 竹村 秀康 3Z 3524 電話番号 03-3581-1101 内線 3395																									

国際調査報告
パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2021/037011

引用文献			公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP	2013-126821	A	27.06.2013	(ファミリーなし)	
JP	2008-260439	A	30.10.2008	(ファミリーなし)	
JP	2006-027570	A	02.02.2006	(ファミリーなし)	
JP	2009-190420	A	27.08.2009	US 2010/0076649 A1	
				[0006]	
JP	3-224814	A	03.10.1991	(ファミリーなし)	