

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3997923号
(P3997923)

(45) 発行日 平成19年10月24日(2007.10.24)

(24) 登録日 平成19年8月17日(2007.8.17)

(51) Int. Cl.		F I		
B60L	7/24	(2006.01)	B60L	7/24 ZYWD
B60L	7/10	(2006.01)	B60L	7/10 ZHV
B60T	8/58	(2006.01)	B60T	8/58

請求項の数 8 (全 33 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2003-30699 (P2003-30699)</p> <p>(22) 出願日 平成15年2月7日(2003.2.7)</p> <p>(65) 公開番号 特開2004-242460 (P2004-242460A)</p> <p>(43) 公開日 平成16年8月26日(2004.8.26)</p> <p>審査請求日 平成17年12月20日(2005.12.20)</p>	<p>(73) 特許権者 000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地</p> <p>(74) 代理人 110000213 特許業務法人プロスペック特許事務所</p> <p>(72) 発明者 大作 覚 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内</p> <p>審査官 安池 一貴</p>
---	---

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車輛用回生式制動制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

各車輪に個別に摩擦制動力を付与する摩擦制動装置と、複数の車輪に回生制動力を付与する回生制動装置とを有する車輛用回生式制動制御装置に於いて、車輛の運転状況に基づき車輛の安定な走行状態を維持しつつ制動するための各車輪の目標制動力を演算し、前記目標制動力に基づき目標摩擦制動力及び目標回生制動力を演算し、回生制動力が付与される車輪のタイヤ負荷率の指標値を演算し、タイヤ負荷率の指標値が小さいときにはそれが大きいときに比して車輛全体の目標摩擦制動力及び目標回生制動力の総和を変更することなく当該車輪の前記目標回生制動力を増加補正することにより車輛全体の制動力及び車輛の走行安定性を維持しつつ当該車輪の回生制動力を増加させることを特徴とする車輛用回生式制動制御装置。

10

【請求項2】

目標摩擦制動力及び目標回生制動力の総和が変化しないよう且つ車輛のヨーレートが変化しないようタイヤ負荷率の指標値が小さい車輪の回生制動力を増加させることにより、車輛全体の制動力及び車輛の走行安定性を維持することを特徴とする請求項1に記載の車輛用回生式制動制御装置。

【請求項3】

各車輪のタイヤ前後力及び横力、各車輪の接地荷重、路面の摩擦係数を推定し、これらに基づき各車輪のタイヤ負荷率の指標値を演算することを特徴とする請求項1及び2に記載の車輛用回生式制動制御装置。

20

【請求項 4】

車輛の運転状況に基づき車輛モデルの車輛状態量を推定し、車輛モデルの車輛状態量と実際の車輛状態量との偏差に基づき車輛全体の車輪のタイヤ負荷率の指標値を演算することを特徴とする請求項 1 及び 2 に記載の車輛用回生式制動制御装置。

【請求項 5】

車輛の旋回度合を判定し、車輛の旋回度合が高いときにはそれが低いときに比して前記目標回生制動力の増加補正量を低減することを特徴とする請求項 1 乃至 4 の何れかに記載の車輛用回生式制動制御装置。

【請求項 6】

車輛の旋回度合が高いほど前記目標回生制動力の増加補正量の低減量を大きくし前記目標回生制動力の増加補正量を小さくすることを特徴とする請求項 5 に記載の車輛用回生式制動制御装置。

10

【請求項 7】

各車輪に個別に摩擦制動力を付与する摩擦制動装置と、複数の車輪に回生制動力を付与する回生制動装置とを有する車輛用回生式制動制御装置に於いて、前輪のタイヤ負荷率の指標値を演算し、前輪のタイヤ負荷率の指標値に応じて制動力の前後配分比を変更することにより回生制動力を増大させることを特徴とする車輛用回生式制動制御装置。

【請求項 8】

前輪の回生可能量は後輪の回生可能量よりも大きく、前輪のタイヤ負荷率の指標値が小さいときにはそれが大きいときに比して前輪の制動力配分が大きくなるよう前輪のタイヤ負荷率の指標値に応じて回生制動力を変更することを特徴とする請求項 7 に記載の車輛用回生式制動制御装置。

20

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、自動車等の車輛の制動制御装置に係り、更に詳細には各車輪に個別に摩擦制動力を付与する摩擦制動装置と、複数の車輪に回生制動力を付与する回生制動装置とを有する回生式の制動制御装置に係る。

【0002】

【従来の技術】

30

自動車等の車輛の回生式制動制御装置の一つとして、例えば本願出願人の出願にかかる下記の特許文献 1 に記載されている如く、車輛の運転状況に基づき各車輪の目標制動力を演算し、左右輪のうち目標制動力が小さい方の車輪の目標制動力に基づき回生制動力を決定し、目標制動力が大きい方の車輪については摩擦制動力と回生制動力との和により目標制動力を達成するよう構成された回生式制動制御装置が従来より知られており、また本願出願人の出願にかかる下記の特許文献 5 に記載されている如く、制動力の前後配分比を目標通りに維持しつつ回生効率を最大にする技術も既に知られている。

【0003】

尚本願出願人の出願にかかる下記の特許文献 2 には、前輪及び後輪に回生制動装置を備えた四輪駆動車に於いて車輛の安定性及び回生効率を最適にする技術が記載されており、また本願出願人の出願にかかる下記の特許文献 3 及び 4 には、制動力の前後配分比を考慮して回生制動力を制御する回生式制動制御装置が記載されている。

40

【特許文献 1】

特開 2002 - 104156 号公報

【特許文献 2】

特開 2001 - 169405 号公報

【特許文献 3】

特開平 9 - 104333 号公報

【特許文献 4】

特開平 7 - 203602 号公報

50

【特許文献 5】

特開 2002 - 95108 号公報

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

上述の如き従来の回生式制動制御装置によれば、車輛の走行安定性や旋回性能を悪化させることなく回生制動力を高くすることができるが、目標摩擦制動力及び目標回生制動力の比率や制動力の前後配分比により回生制動力が一義的に決定されるため、回生制動力が付与される車輪のタイヤに制動力発生の余裕がある場合にもその余裕を有効に利用して回生制動力を増大させることができず、従って車輛全体の燃費を向上させる上でこの点に於いて改善の余地がある。

10

【0005】

本発明は、前後配分比等に応じて回生制動力を制御するよう構成された従来の回生式制動制御装置に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、回生制動力が付与される車輪のタイヤ負荷率、即ちタイヤが発生可能な力に対するタイヤが発生している力の比が小さく、タイヤに制動力発生の余裕がある場合には当該車輪の回生制動力を増大させることにより、従来の回生式制動制御装置の場合に比して回生制動力を高くすることである。

【0006】

【課題を解決するための手段】

上述の主要な課題は、本発明によれば、各車輪に個別に摩擦制動力を付与する摩擦制動装置と、複数の車輪に回生制動力を付与する回生制動装置とを有する車輛用回生式制動制御装置に於いて、車輛の運転状況に基づき車輛の安定な走行状態を維持しつつ制動するための各車輪の目標制動力を演算し、前記目標制動力に基づき目標摩擦制動力及び目標回生制動力を演算し、回生制動力が付与される車輪のタイヤ負荷率の指標値を演算し、タイヤ負荷率の指標値が小さいときにはそれが大きいときに比して車輛全体の目標摩擦制動力及び目標回生制動力の総和を変更することなく当該車輪の前記目標回生制動力を増加補正することにより車輛全体の制動力及び車輛の走行安定性を維持しつつ当該車輪の回生制動力を増加させることを特徴とする車輛用回生式制動制御装置（請求項 1 の構成）、又は各車輪に個別に摩擦制動力を付与する摩擦制動装置と、複数の車輪に回生制動力を付与する回生制動装置とを有する車輛用回生式制動制御装置に於いて、前輪のタイヤ負荷率の指標値を演算し、前輪のタイヤ負荷率の指標値に応じて回生制動力を変更することにより制動力の前後配分比を変更することを特徴とする車輛用回生式制動制御装置（請求項 7 の構成）によって達成される。

20

30

【0007】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 の構成に於いて、目標摩擦制動力及び目標回生制動力の総和が変化しないよう且つ車輛のヨーレートが変化しないようタイヤ負荷率の指標値が小さい車輪の回生制動力を増加させることにより、車輛全体の制動力及び車輛の走行安定性を維持するよう構成される（請求項 2 の構成）。

【0008】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 及び 2 の構成に於いて、各車輪のタイヤ前後力及び横力、各車輪の接地荷重、路面の摩擦係数を推定し、これらに基づき各車輪のタイヤ負荷率の指標値を演算するよう構成される（請求項 3 の構成）。

40

【0009】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項 1 及び 2 の構成に於いて、車輛の運転状況に基づき車輛モデルの車輛状態量を推定し、車輛モデルの車輛状態量と実際の車輛状態量との偏差に基づき車輛全体の車輪のタイヤ負荷率の指標値を演算するよう構成される（請求項 4 の構成）。

【0010】

50

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1乃至4の何れかの構成に於いて、車輛の旋回度合を判定し、車輛の旋回度合が高いときにはそれが低いときに比して前記目標回生制動力の増加補正量を低減するよう構成される（請求項5の構成）。

【0011】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項5の構成に於いて、車輛の旋回度合が高いほど前記目標回生制動力の増加補正量の低減量を大きくし前記目標回生制動力の増加補正量を小さくするよう構成される（請求項6の構成）。

【0013】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項7の構成に於いて、前輪の回生可能量は後輪の回生可能量よりも大きく、前輪のタイヤ負荷率の指標値が小さいときにはそれが大きいときに比して前輪の制動力配分が大きくなるよう前輪のタイヤ負荷率の指標値に応じて回生制動力を変更するよう構成される（請求項8の構成）。

10

【0014】

【発明の作用及び効果】

上記請求項1の構成によれば、車輛の運転状況に基づき車輛の安定な走行状態を維持しつつ制動するための各車輪の目標制動力が演算され、目標制動力に基づき目標摩擦制動力及び目標回生制動力が演算されると共に、回生制動力が付与される車輪のタイヤ負荷率の指標値が演算され、タイヤ負荷率の指標値が小さいときにはそれが大きいときに比して車輛全体の目標摩擦制動力及び目標回生制動力の総和を変更することなく当該車輪の目標回生制動力を増加補正することにより車輛全体の制動力及び車輛の走行安定性を維持しつつ当該車輪の回生制動力が増加されるので、タイヤ負荷率が小さい車輪についてはそのタイヤの力発生能力を有効に利用して回生制動力を増大させることができ、これにより車輛全体の制動力を変更したり車輛の走行安定性を損なうことなく回生制動量を増大させて車輛全体の燃費を向上させることができる。

20

【0015】

また上記請求項2の構成によれば、目標摩擦制動力及び目標回生制動力の総和が変化しないよう且つ車輛のヨーレートが変化しないようタイヤ負荷率の指標値が小さい車輪の回生制動力を増加させることにより、車輛全体の制動力及び車輛の走行安定性が維持されるので、車輛全体の制動力及び車輛の走行安定性を確実に維持しつつ、回生制動量を増大させて車輛全体の燃費を向上させることができる。

30

【0016】

また上記請求項3の構成によれば、各車輪のタイヤ前後力及び横力、各車輪の接地荷重、路面の摩擦係数が推定され、これらに基づき各車輪のタイヤ負荷率の指標値が演算されるので、各車輪のタイヤ前後力及び横力に基づき各車輪のタイヤが発生している力を推定し、各車輪の接地荷重及び路面の摩擦係数に基づき各車輪のタイヤが発生可能な力を推定することができる、これにより各車輪のタイヤ負荷率の指標値を正確に演算することができる。

【0017】

また上記請求項4の構成によれば、車輛の運転状況に基づき車輛モデルの車輛状態量が推定され、車輛モデルの車輛状態量と実際の車輛状態量との偏差に基づき車輛全体の車輪のタイヤ負荷率の指標値が演算されるが、車輛モデルの車輛状態量と実際の車輛状態量との偏差は車輛全体としての車輪のタイヤ負荷率に対応しており、前記偏差の大きさが大きいほど車輛全体としての車輪のタイヤ負荷率が大きいので、車輛全体の車輪のタイヤ負荷率の指標値を簡便に演算することができる。

40

【0018】

また上記請求項5の構成によれば、車輛の旋回度合が判定され、車輛の旋回度合が高いときにはそれが低いときに比して目標回生制動力の増加補正量が低減されるので、目標回生制動力の増加補正に伴い制動力の移動が行われる場合にも、車輛の旋回度合が高く車輛

50

の走行安定性が低下し易い状況に於いて目標回生制動力の増加補正及び制動力の移動に起因して車輛の走行安定性が低下する虞れを確実に低減することができる。

【0019】

また上記請求項6の構成によれば、車輛の旋回度合が高いほど目標回生制動力の増加補正量の低減量が大きくされ目標回生制動力の増加補正量が小さくされるので、車輛の走行安定性が低下し易いほど目標回生制動力の増加補正量が小さくすることができ、これにより目標回生制動力の増加補正及びこれに伴う制動力の配分比の変動に起因して車輛の旋回時の走行安定性が低下することを効果的に防止することができる。

【0021】

また上記請求項7の構成によれば、前輪のタイヤ負荷率の指標値が演算され、前輪のタイヤ負荷率の指標値に応じて制動力の前後配分比が変更されることにより回生制動力が増大されるので、前輪タイヤの力発生の余裕に応じて制動力の前後配分比を変更することにより回生制動力を増大させ、これにより車輛の走行安定性の低下を防止しつつ回生制動力を増大させることができる。

10

【0022】

また上記請求項8の構成によれば、前輪の回生可能量は後輪の回生可能量よりも大きく、前輪のタイヤ負荷率の指標値が小さいときにはそれが大きいときに比して前輪の制動力配分が大きくなるよう前輪のタイヤ負荷率の指標値に応じて回生制動力が変更されるので、前輪タイヤの力発生の余裕が高いほど制動力の前後配分比を前輪寄りにして車輛の走行安定性の低下を確実に防止すると共に前輪の回生制動力を増大させて車輛全体の回生制動力を増大させることができる。

20

【0023】

【課題解決手段の好ましい態様】

本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1乃至6の何れかの構成に於いて、タイヤ負荷率の指標値が小さいほど当該車輪の回生制動力の増加量が大きくなるようタイヤ負荷率の指標値に応じて回生制動力の増加量を可変制御するよう構成される（好ましい態様1）。

【0025】

本発明の他の一つ of 好ましい態様によれば、上記請求項7又は8の構成に於いて、車輛の運転状況に基づき車輛の安定な走行状態を維持しつつ制動するための各車輪の目標制動力を演算し、各車輪の目標制動力に基づき目標摩擦制動力及び目標回生制動力を演算するよう構成される（好ましい態様2）。

30

【0026】

本発明の他の一つ of 好ましい態様によれば、上記好ましい態様2の構成に於いて、車輛の運転状況に基づき車輛の目標前後力、目標横力、目標ヨーモーメントを演算し、車輛の走行安定性を維持しつつ車輛の目標前後力、目標横力、目標ヨーモーメントを達成する各車輪の目標制動力を演算するよう構成される（好ましい態様3）。

【0027】

本発明の他の一つ of 好ましい態様によれば、上記好ましい態様3の構成に於いて、前輪のタイヤ負荷率の指標値が小さいときにはそれが大きいときに比して前輪の制動力配分が大きくなるよう各車輪の目標制動力を演算するよう構成される（好ましい態様4）。

40

【0028】

本発明の他の一つ of 好ましい態様によれば、上記請求項1乃至8の何れかの構成に於いて、車輛は前輪に回生制動装置を有する前輪駆動車であるよう構成される（好ましい態様5）。

【0029】

本発明の他の一つ of 好ましい態様によれば、上記好ましい態様5の構成に於いて、回生制動装置は左右前輪に共通の回生制動装置であるよう構成される（好ましい態様6）。

【0030】

本発明の他の一つ of 好ましい態様によれば、上記請求項1乃至8の何れかの構成に於い

50

て、車輛は前輪及び後輪に回生制動装置を有する四輪駆動車であるよう構成される（好ましい態様7）。

【0031】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記好ましい態様7の構成に於いて、前輪の回生制動装置は左右前輪に共通の回生制動装置であり、後輪の回生制動装置は左右前輪に共通の回生制動装置であるよう構成される（好ましい態様8）。

【0032】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項1乃至8何れかの構成に於いて、車輛は各車輪に回生制動装置を有する四輪駆動車であるよう構成される（好ましい態様9）。

10

【0033】

以下に添付の図を参照しつつ、本発明を幾つかの好ましい実施の形態（以下単に実施形態という）について詳細に説明する。

【0034】

第一の実施形態

図1はハイブリッドエンジンが搭載された前輪駆動式の車輛に適用された本発明による回生式制動制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【0035】

図1に於いて、10は前輪を駆動するハイブリッドエンジンを示しており、ハイブリッドエンジン10はガソリンエンジン12と電動発電機14とを含んでいる。ガソリンエンジン12の出力軸16はクラッチを内蔵する無段変速機18の入力軸に連結されており、無段変速機18の入力軸は電動発電機14の出力軸20にも連結されている。無段変速機18の出力軸19の回転はフロントディファレンシャル22を介して左右前輪用車軸24FL及び24FRへ伝達され、これにより左右の前輪24FL及び24FRが回転駆動される。

20

【0036】

ハイブリッドエンジン10のガソリンエンジン12及び電動発電機14はエンジン制御装置28により運転者による図には示されていないアクセルペダルの踏み込み量及び車輛の走行状況に応じて制御される。また電動発電機14は前輪用回生制動装置30の発電機としても機能し、回生発電機としての機能（回生制動）もエンジン制御装置28により制御される。

30

【0037】

特に図示の実施形態に於いては、ハイブリッドエンジン10は図には示されていないシフトレバーがDレンジにある通常走行時にはガソリンエンジン12又はガソリンエンジン12と電動発電機14とにより駆動力又はエンジブレーキ力を発生し（通常運転モード）、シフトレバーがDレンジにあるが負荷が低いときには電動発電機14のみにより駆動力を発生し（電気自動車モード）、シフトレバーがBレンジにあるときにもガソリンエンジン12と電動発電機14とにより駆動力又はエンジブレーキ力を発生するが、その場合のエンジブレーキ力はDレンジの場合よりも高く（エンジブレーキモード）、シフトレバーがDレンジにあり運転者によりブレーキペダル32が踏み込まれたときにも電動発電機14は回生発電機として機能する。

40

【0038】

左右の前輪26FL、26FR及び左右の後輪34RL、34RRの摩擦制動力は摩擦制動装置44の油圧回路46により対応するホイールシリンダ48FL、48FR、48RL、48RRの制動圧が制御されることによって制御される。図には示されていないが、油圧回路46はリザーバ、オイルポンプ、種々の弁装置等を含み、各ホイールシリンダの制動圧力は通常時には運転者によるブレーキペダル32の踏み込み量及びブレーキペダル32の踏み込みに応じて駆動されるマスタシリンダ50の圧力に応じて摩擦制動装置用制御装置としての制動制御装置52により制御される。

【0039】

エンジン制御装置28にはアクセルペダルセンサ54よりアクセルペダルの踏み込み量を

50

示す信号、シフトポジション (SP) センサ 56 より無段変速機 18 のシフト位置を示す信号、制動制御装置 52 より前輪の目標回生制動力 F_{rgft} を示す信号がそれぞれ入力される。

【0040】

車輪 10FR ~ 10RL に近接した位置にはそれぞれ各車輪のホイールシリンダ 48FR、48FL、48RR、48RL 内の圧力 P_i ($i = fr, fl, rr, rl$) を検出する圧力センサ 58FR、58FL、58RR、58RL が設けられ、図には示されていないがステアリングホイールが連結されたステアリングコラムには操舵角 δ を検出する操舵角センサ 60 が設けられている。

【0041】

また車輪 12 にはそれぞれ車輪のヨーレート $\dot{\psi}$ を検出するヨーレートセンサ 62、前後加速度 G_x を検出する前後加速度センサ 64、横加速度 G_y を検出する横加速度センサ 66、車速 V を検出する車速センサ 68 が設けられている。尚操舵角センサ 60、ヨーレートセンサ 62 及び横加速度センサ 66 は車輪の左旋回方向を正としてそれぞれ操舵角、ヨーレート及び横加速度を検出する。

【0042】

図示の如く、圧力センサ 58FR ~ 58RL により検出されたホイールシリンダ内圧力 P_i を示す信号、操舵角センサ 60 により検出された操舵角 δ を示す信号、ヨーレートセンサ 62 により検出されたヨーレート $\dot{\psi}$ を示す信号、前後加速度センサ 64 により検出された前後加速度 G_x を示す信号、横加速度センサ 66 により検出された横加速度 G_y を示す信号、車速センサ 68 により検出された車速 V を示す信号は制動制御装置 52 に入力される。

【0043】

尚エンジン制御装置 28 及び制動制御装置 52 は実際にはそれぞれ例えば CPU、ROM、RAM、入出力装置を含むマイクロコンピュータと駆動回路とを含む一般的な構成のものであってよい。

【0044】

後に詳細に説明する如く、制動制御装置 52 は、後述の如く図 2 に示されたルーチンに従って車輪の運転状態に基づき車輪の安定な走行状態を維持しつつ制動するための各車輪の目標制動力 F_{xti} ($i = fr, fl, rr, rl$) を演算し、目標制動力 F_{xti} に基づき前輪の基本回生制動力 F_{brgft} 及び後輪の基本回生制動力 F_{brgrt} を演算する。

【0045】

また制動制御装置 52 は、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} を演算し、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さいほど大きくなるよう前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に基づきタイヤ負荷率に基づく調整係数 R_{tr} を演算し、車輪の旋回度合を示す車輪のヨーレート $\dot{\psi}$ の絶対値が大きいほど小さくなるよう車輪のヨーレート $\dot{\psi}$ の絶対値に基づき旋回度合に基づく調整係数 R_{str} を演算し、タイヤ負荷に基づく調整係数 R_{tr} と旋回度合に基づく調整係数 R_{str} との積として回生量調整係数 R を演算し、回生量調整係数 R と後輪の基本回生制動力 F_{brgrt} との積として後輪より前輪への回生制動力の移行量 F_{brg} を演算する。

【0046】

そして制動制御装置 52 は、前輪の基本回生制動力 F_{brgft} と回生制動力の移行量 F_{brg} との和として前輪の目標回生制動力 F_{brgft} を演算し、各車輪の目標制動力 F_{xti} より前輪の目標回生制動力 F_{brgft} の 2 分の 1 又は後輪より前輪への移行量 F_{brg} の 2 分の 1 が減算された値として各車輪の目標摩擦制動力 F_{bpti} ($i = fr, fl, rr, rl$) を演算し、エンジン制御装置 28 と共働して前輪の目標回生制動力 F_{brgft} 及び各車輪の目標摩擦制動力 F_{bpti} が達成されるよう各車輪の制動力を制御する。

【0047】

特に制動制御装置 52 は、後述の如く図 3 乃至図 7 に示されたフローチャートに従い、各輪のスリップ率 S_i が 0 であるときの車輪の前後力 F_{xso} 、横力 F_{yso} 、モーメント M_{so} と車輪の挙動を安定化させるための目標前後力 F_{xt} 及び目標モーメント M_t との和として車輪の目標前後力 F_{xa} 、横力 F_{ya} 、モーメント M_a を演算し、各輪のスリップ率の微小な変

10

20

30

40

50

化 $d S_i$ に対する車輛の前後力、横力、モーメントの変化 $d F_x$ 、 $d F_y$ 、 $d M$ を示す微係数 F_{xi} / S_i 、 F_{yi} / S_i 、 M_i / S_i を演算する。

【 0 0 4 8 】

また制動制御装置 5 2 は、目標前後力 F_{xa} と実際の前後力 F_x との差、目標横力 F_{ya} と実際の横力 F_y との差、目標モーメント M_a と実際のモーメント M との差及び微係数 F_{xi} / S_i 、 F_{yi} / S_i 、 M_i / S_i に基づき収束演算により前後力の修正量 F_x 、横力の修正量 F_y 、モーメントの修正量 M を演算し、前後力、横力、モーメントの修正量を達成するための各輪のスリップ率の修正量 S_i を演算し、前回演算された目標スリップ率をスリップ率修正量 S_i にて修正することにより今回の目標スリップ率 S_{ai} を演算し、必要に応じて目標スリップ率 S_{ai} を補正し、目標スリップ率 S_{ai} に基づき各車輪の目標制動力 F_{xti} を演算する。

10

【 0 0 4 9 】

尚エンジン制御装置 2 8 によるハイブリッドエンジン 1 0 の運転モードの制御及びガソリンエンジン 1 2 の制御は本発明の要旨をなすものではなく、これらの制御は当技術分野に於いて公知の任意の要領にて実施されてよい。

【 0 0 5 0 】

次に図示の第一の実施形態に於ける各車輪の目標制動力の演算の基本原則について説明する。尚目標制動力の演算の基本原則は後述の他の実施形態についても同様である。

【 0 0 5 1 】

まず制動時の横力の低下、荷重移動、タイヤスリップ角、路面の摩擦係数が考慮されるブラッシュタイヤモデルに基づき、各輪のタイヤが発生する前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} ($i = fr, fl, rr, rl$) を求め、また微小なスリップ率の変化によるタイヤ前後力変化及び横力変化を求める。

20

【 0 0 5 2 】

図 9 に示されている如く、各輪のタイヤ 1 0 0 の発生力 F_{ti} 、即ち前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} の合力がタイヤの縦方向に対しなす角度を θ_i とし、タイヤのスリップ角を ξ_i とし、タイヤのスリップ率を S_i (制動時が正、 $- < S_i < 1.0$) とし、路面の摩擦係数を μ とし、タイヤの接地荷重を W_i とし、 K_s 及び K_b を係数 (正の定数) とすると、タイヤがロック状態にはない場合 ($\xi_i = 0$ の場合) の前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} はそれぞれ下記の式 1 及び 2 にて表され、タイヤがロック状態にある場合 ($\xi_i < 0$ の場合) の前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} はそれぞれ下記の式 3 及び 4 にて表される。

30

【 数 1 】

$$F_{txi} = -\frac{\xi_i^2 K_s}{1 - S_i} S_i - \mu W_i \cos \theta_i (1 - 3 \xi_i^2 + 2 \xi_i^3) \cdots \cdots (1)$$

$$F_{tyi} = -\frac{\xi_i^2 K_b \tan \beta_i}{1 - S_i} - \mu W_i \sin \theta_i (1 - 3 \xi_i^2 + 2 \xi_i^3) \cdots \cdots (2)$$

$$F_{txi} = -\mu W_i \cos \theta_i \cdots \cdots (3)$$

$$F_{tyi} = -\mu W_i \sin \theta_i \cdots \cdots (4)$$

40

【 0 0 5 3 】

尚係数 K_b は図 1 0 に示されている如く、スリップ率 S_i が 0 であるときのタイヤのスリップ角 ξ_i に対する横力 F_{tyi} のグラフの原点に於ける傾きであり、係数 K_s は図 1 1 に示されている如く、スリップ角 ξ_i が 0 であるときのタイヤのスリップ率 S_i に対する前後力 F_{txi} のグラフの原点に於ける傾きである。また \cos 、 \sin 、 \tan はそれぞれ下記の式 5 ~ 8 にて表される。

【 数 2 】

$$\cos \theta_i = \frac{S_i}{\lambda_i} \quad \dots\dots (5)$$

$$\sin \theta_i = \frac{K_b \tan \beta_i}{K_s \lambda_i} \quad \dots\dots (6)$$

$$\lambda_i = \sqrt{S_i^2 + \frac{K_b^2 \tan^2 \beta_i}{K_s^2}} \quad \dots\dots (7)$$

$$\xi_i = 1 - \frac{K_s \lambda_i}{3 \mu W_i (1 - S_i)} \quad \dots\dots (8)$$

10

【 0 0 5 4 】

上記式 1 ~ 4 をスリップ率 S_i にて偏微分することにより、微小なスリップ率の変化に対する前後力変化及び横力変化（タイヤ座標系）を演算する（下記の式 9 及び 10）。

【 数 3 】

$$\text{前後力変化} : \frac{\partial F_{txi}}{\partial S_i} \quad \dots\dots (9)$$

$$\text{横力変化} : \frac{\partial F_{tyi}}{\partial S_i} \quad \dots\dots (10)$$

20

【 0 0 5 5 】

次に下記の式 11 ~ 18 に従って右前輪（fr）、左前輪（fl）、右後輪（rr）、左後輪（rl）の各タイヤの前後力及び横力（タイヤ座標系）を車輻座標系に変換して車輻の重心に作用する前後力 F_{xi} 及び横力 F_{yi} を演算すると共に、モーメント M_i を演算する。尚下記の各式に於いて、 δ_f 及び δ_r はそれぞれ前輪及び後輪の舵角であり、 T_r は車輻のトレッド幅であり、 L_f 及び L_r はそれぞれ車輻の重心から前輪車軸及び後輪車軸までの距離であり、 $T(\delta_f)$ 及び $T(\delta_r)$ はそれぞれ下記の式 19 及び 20 にて表される値である。

【 0 0 5 6 】

【 数 4 】

$$\begin{bmatrix} F_{xfr} \\ F_{yfr} \end{bmatrix} = T(\delta_f) \begin{bmatrix} F_{txfr} \\ F_{tyfr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (11)$$

$$M_{fr} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xfr} \\ F_{yfr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (12)$$

30

【 数 5 】

$$\begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{yfl} \end{bmatrix} = T(\delta_f) \begin{bmatrix} F_{txfl} \\ F_{tyfl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (13)$$

$$M_{fl} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{yfl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (14)$$

40

【 数 6 】

$$\begin{bmatrix} F_{xrr} \\ F_{yrr} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} F_{txrr} \\ F_{tyrr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (15)$$

$$M_{rr} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xrr} \\ F_{yrr} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (16)$$

【数7】

$$\begin{bmatrix} F_{xrl} \\ F_{yrl} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} F_{txrl} \\ F_{tyrl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (17)$$

$$M_{rl} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{xrl} \\ F_{yrl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (18)$$

10

【数8】

$$T(\phi_f) = \begin{bmatrix} \cos\phi_f & -\sin\phi_f \\ \sin\phi_f & \cos\phi_f \end{bmatrix} \quad \dots\dots (19)$$

$$T(\phi_r) = \begin{bmatrix} \cos\phi_r & -\sin\phi_r \\ \sin\phi_r & \cos\phi_r \end{bmatrix} \quad \dots\dots (20)$$

20

【0057】

同様に、下記の式21～28に従って右前輪(fr)、左前輪(fl)、右後輪(rr)、左後輪(rl)の各タイヤの前後力及び横力の偏微分値(タイヤ座標系)を車輻座標系に変換して車輻に作用する前後力及び横力の偏微分値(微係数)を演算すると共に、モーメントの偏微分値(微係数)を演算する。

【0058】

【数9】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfr}}{\partial S_{fr}} \\ \frac{\partial F_{yfr}}{\partial S_{fr}} \end{bmatrix} = T(\phi_f) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txfr}}{\partial S_{fr}} \\ \frac{\partial F_{tyfr}}{\partial S_{fr}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (21)$$

$$\frac{\partial M_{fr}}{\partial S_{fr}} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfr}}{\partial S_{fr}} \\ \frac{\partial F_{yfr}}{\partial S_{fr}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (22)$$

30

40

【数10】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfl}}{\partial S_{fl}} \\ \frac{\partial F_{yfl}}{\partial S_{fl}} \end{bmatrix} = T(\phi_f) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txfl}}{\partial S_{fl}} \\ \frac{\partial F_{tyfl}}{\partial S_{fl}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (23)$$

$$\frac{\partial M_{fl}}{\partial S_{fl}} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & L_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfl}}{\partial S_{fl}} \\ \frac{\partial F_{yfl}}{\partial S_{fl}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (24)$$

10

【数11】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrr}}{\partial S_{rr}} \\ \frac{\partial F_{yrr}}{\partial S_{rr}} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txrr}}{\partial S_{rr}} \\ \frac{\partial F_{tyrr}}{\partial S_{rr}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (25)$$

$$\frac{\partial M_{rr}}{\partial S_{rr}} = \begin{bmatrix} \frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrr}}{\partial S_{rr}} \\ \frac{\partial F_{yrr}}{\partial S_{rr}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (26)$$

20

【数12】

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{yrl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} = T(\phi_r) \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{txrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{tyrl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (27)$$

$$\frac{\partial M_{rl}}{\partial S_{rl}} = \begin{bmatrix} -\frac{T_r}{2} & -L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{yrl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (28)$$

30

【0059】

次に各輪のスリップ率が目標スリップ率 S_i であるときに発生する車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、モーメント M をそれぞれ各輪による前後力 F_{xi} 、横力 F_{yi} 、モーメント M_i の和として下記の式29に従って推定演算する。

40

【数13】

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xfr} \\ F_{yfr} \\ M_{fr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xfl} \\ F_{yfl} \\ M_{fl} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrr} \\ F_{yrr} \\ M_{rr} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrl} \\ F_{yrl} \\ M_{rl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (29)$$

【0060】

次に下記の(A)及び(B)の考え方にに基づき、下記の式30及び31に従って目標前後

50

力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント M_a を演算する。尚下記の式 30 の右辺はスリップ率が 0 であるときに各輪により発生される前後力、横力、モーメントを表している。

【0061】

(A) 車輛の運動制御により車輛の挙動を安定化させるための目標前後力 F_{xt} 及び目標モーメント M_t は運動制御していないとき (スリップ率 S_i が 0 であるとき) に発生する前後力 F_{xso} 及びモーメント M_{so} に対する上乘せ量であると見なす。

【0062】

(B) 運動制御していないときの横力 F_{yso} を目標横力 F_{ya} とすることにより、運動制御時の横力の低下を極力減らす。

【数 14】

$$\begin{bmatrix} F_{xso} \\ F_{yso} \\ M_{so} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xfrso} \\ F_{yfrso} \\ M_{frso} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xflso} \\ F_{yflso} \\ M_{flso} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrrso} \\ F_{yrrso} \\ M_{rrso} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xrlso} \\ F_{yrlso} \\ M_{rlso} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (30)$$

$$\begin{bmatrix} F_{xa} \\ F_{ya} \\ M_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xt} \\ 0 \\ M_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_{xso} \\ F_{yso} \\ M_{so} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (31)$$

【0063】

被制御 4 輪のスリップ率の微小な変化 dS_i による車体に作用する前後力の変化 dF_x 、横力の変化 dF_y 、モーメントの変化 dM は下記の式 32 により表される。尚下記の式 32 に於いて、 dS_{fr} 、 dS_{fl} 、 dS_{rr} 、 dS_{rl} はそれぞれ右前輪、左前輪、右後輪、左後輪のスリップ率の微小変化量であり、 J はヤコビ行列である。

【数 15】

$$\begin{bmatrix} dF_x \\ dF_y \\ dM \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_{xfr}}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_{xfl}}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_{xrr}}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_{xrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial F_{yfr}}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial F_{yfl}}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial F_{yrr}}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial F_{yrl}}{\partial S_{rl}} \\ \frac{\partial M_{fr}}{\partial S_{fr}} & \frac{\partial M_{fl}}{\partial S_{fl}} & \frac{\partial M_{rr}}{\partial S_{rr}} & \frac{\partial M_{rl}}{\partial S_{rl}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dS_{fr} \\ dS_{fl} \\ dS_{rr} \\ dS_{rl} \end{bmatrix}$$

$$= J dS \quad \dots\dots (32)$$

【0064】

次に目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント M_a を実現するスリップ率 S_i を演算する。ただしこのスリップ率を解析的に解くことは困難であるため、以下の収束演算により求める。

【0065】

いま現在の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差をとすると、は下記の式 33 により表され、このを 0 にするスリップ率修正量のうち、 T をトランスポートとして下記の式 34 にて表される評価関数 L を最小化するスリップ率修正量 S を求める。

【0066】

【数 16】

10

20

30

40

$$\Delta = \begin{bmatrix} \delta F_x \\ \delta F_y \\ \delta M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{xa} - F_x \\ F_{ya} - F_y \\ M_a - M \end{bmatrix} \quad \dots\dots (33)$$

$$L = S^T W_{ds} S + (S + S)^T W_s (S + S) + E^T W_f E \dots\dots (34)$$

【0067】

尚上記式34の右辺第1項は目標スリップ率のスリップ率修正量 S を制限するための項であり、第2項は目標スリップ率を制限するための項であり、第3項は前後力、横力、モーメントがそれぞれ目標前後力、目標横力、目標モーメントに追従することを保証するための項である。 10

【0068】

式34の評価関数 L を最小化するスリップ率修正量 S は下記の式35の通りである。ただし F_x 、 F_y 、 M はそれぞれ現在の被制御輪のスリップ率で発生している前後力、横力、モーメント(式29)であり、 F_{xa} 、 F_{ya} 、 M_a はそれぞれ目標前後力、目標横力、目標モーメント(式31)であり、 S 及び S はそれぞれ各輪のスリップ率(下記の式36)及びスリップ率修正量(下記の式37)であり、 E は S と S による前後力、横力、モーメントの修正量との差(下記の式38)であり、 W_{ds} はスリップ率修正量 S に対する重み(下記の式39)であり、 W_s はスリップ率 S に対する重み(下記の式40)であり、 W_f は各力に対する重み(下記の式41)であり、各重みは0又は正の値である。 20

【0069】

$$S = (W_{ds} + W_s + J^T W_f J)^{-1} (-W_s S + J^T W_f \dots\dots (35)$$

【数17】

$$S = \begin{bmatrix} S_{fr} \\ S_{fl} \\ S_{rr} \\ S_{rl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (36)$$

【数18】

30

$$\delta S = \begin{bmatrix} \delta S_{fr} \\ \delta S_{fl} \\ \delta S_{rr} \\ \delta S_{rl} \end{bmatrix} \quad \dots\dots (37)$$

【数19】

$$E = \begin{bmatrix} \delta F_x - dF_x \\ \delta F_y - dF_y \\ \delta M - dM \end{bmatrix} \quad \dots\dots (38)$$

40

【数20】

$$W_{ds} = \begin{bmatrix} W_{dsfr} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W_{dsfl} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W_{dsrr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W_{dsrl} \end{bmatrix} \dots\dots (39)$$

【数 2 1】

$$W_s = \begin{bmatrix} W_{sf} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & W_{sf} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & W_{sr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & W_{sr} \end{bmatrix} \dots\dots (40)$$

10

【数 2 2】

$$W_f = \begin{bmatrix} W_{Fx} & 0 & 0 \\ 0 & W_{Fy} & 0 \\ 0 & 0 & W_M \end{bmatrix} \dots\dots (41)$$

20

【0070】

従って前回の目標スリップ率 S_{ai} をスリップ率修正量 S_i にて修正することにより、目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント M_a を達成する四輪の目標スリップ率 S_{ai} を演算することができ、目標スリップ率 S_{ai} に基づき各車輪の目標制動力 F_{xti} を演算することができる。

【0071】

次に図 2 に示されたフローチャートを参照して図示の第一の実施形態に於ける制動制御について説明する。尚図 2 に示されたフローチャートによる制御は図には示されていないグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

30

【0072】

まずステップ 50 に於いては各センサの検出値を示す信号の読み込みが行われ、ステップ 100 に於いては後に詳細に説明する如く図 5 乃至図 10 に示されたフローチャートに従って各車輪の目標制動力 F_{xti} ($i = fr, fl, rr, rl$) が演算される。

【0073】

ステップ 600 に於いては左右前輪の目標制動力 F_{xtfl} 及び F_{xtfr} のうち小さい方の値の 2 倍として前輪の基本回生制動力 F_{bbrgft} が演算されると共に、左右後輪の目標制動力 F_{xtrr} 及び F_{xtrl} のうち小さい方の値の 2 倍として後輪の基本回生制動力 F_{bbrgrt} が演算される。

【0074】

ステップ 650 に於いては車輛の前後加速度 G_x 及び横加速度 G_y に基づき当技術分野に於いて公知の要領にて各車輪の前後力 F_{xi} 、横力 F_{yi} 、及び各車輪の接地荷重 W_i ($i = fr, fl, rr, rl$) が演算され、当技術分野に於いて公知の要領にて路面の摩擦係数 μ が演算され、下記の式 4 2 に従って左右前輪のタイヤ負荷率 L_{tri} ($i = fr, fl$) が演算され、更に左右前輪のタイヤ負荷率 L_{trfr} 及び L_{trfl} のうち大きい方の値として前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が演算される。

40

【数 2 3】

$$L_{tri} = \frac{\sqrt{F_{xi}^2 + F_{yi}^2}}{\mu W_i} \dots\dots (42)$$

【0075】

ステップ700に於いては前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に基づき図12に示されたグラフに対応するマップより前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さいほど大きくなるようタイヤ負荷率に基づく調整係数 R_{tr} が演算され、ステップ750に於いては車輛の旋回度合を示す車輛のヨーレート の絶対値に基づき図13に示されたグラフに対応するマップより車輛のヨーレート の絶対値が大きいほど小さくなるよう旋回度合に基づく調整係数 R_{str} が演算

10

【0076】

ステップ800に於いてはタイヤ負荷率に基づく調整係数 R_{tr} と旋回度合に基づく調整係数 R_{str} との積として回生量調整係数 R が演算され、ステップ850に於いては下記の式43に従って回生量調整係数 R と後輪の基本回生制動力 F_{bbrgt} との積として後輪より前輪への回生制動力の移行量 F_{brg} が演算される。

$$F_{brg} = R \cdot F_{bbrgt} \dots\dots (43)$$

【0077】

ステップ900に於いては後述のステップ950に於いて演算される左右前輪の目標回生制動力 F_{brgft} の2分の1と後述のステップ1000に於いて演算される目標摩擦制動力 F_{bpti} との和を左右前輪の前後力として演算される左右前輪のタイヤ負荷率のうち大きい方の値が C_a (1以下の1に近い正の定数)以下となるよう回生制動力の移行量 F_{brg} がガード処理される。

20

【0078】

ステップ950に於いては下記の式44に従って前輪の基本回生制動力 F_{bbrgft} とガード処理後の回生制動力の移行量 F_{brg} との和として前輪の目標回生制動力 F_{brgft} が演算される。

$$F_{brgft} = F_{bbrgft} + F_{brg} \dots\dots (44)$$

【0079】

ステップ1000に於いては下記の式45～48に従って各車輪の目標摩擦制動力 F_{bpti}

30

$$(i = fr, fl, rr, rl) \text{ が演算される。}$$

$$F_{bptfr} = F_{xtfr} - F_{brgft} / 2 \dots\dots (45)$$

$$F_{bptfl} = F_{xtfl} - F_{brgft} / 2 \dots\dots (46)$$

$$F_{bptrr} = F_{xtrr} - F_{brg} / 2 \dots\dots (47)$$

$$F_{bptrl} = F_{xtrl} - F_{brg} / 2 \dots\dots (48)$$

【0080】

ステップ1050に於いては前輪の目標回生制動力 F_{brgft} を示す信号がエンジン制御装置28へ出力され、エンジン制御装置28により前輪の目標回生制動力 F_{brgft} に基づき回生制動装置30が制御されることにより回生制動の制御が実行される。

【0081】

またステップ1050に於いては各車輪の目標摩擦制動力 F_{bpti} に基づき各車輪の目標制動圧 P_{bpti} が演算されると共に、各車輪の制動圧が目標制動圧 P_{bpti} になるよう油圧回路46が制御されることにより各車輪の摩擦制動の制御が実行される。

40

【0082】

次に図3に示されたフローチャートを参照して上述のステップ100に於ける各車輪の目標制動力演算ルーチンについて説明する。

【0083】

まずステップ150に於いては図4に示されたルーチンに従って後輪のスリップ角 r が演算され、ステップ200に於いては図5に示されたルーチンに従って前回のステップ500に於いて演算された目標スリップ率での車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、モーメント M 、

50

即ち現在の前後力、横力、モーメントが演算され、ステップ250に於いては図6に示されたルーチンに従って車輛の目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント M_a が演算される。

【0084】

ステップ300に於いては上記式9及び10に従って微小なスリップ率の変化に対する各輪の前後力の変化及び横力の変化が演算されると共に、上記式21～28及び式32に従って車輛の前後力の微係数 F_{xi}/S_i 、横力の微係数 F_{yi}/S_i 、モーメントの微係数 M_i/S_i が演算される。

【0085】

ステップ350に於いては上記式33に従ってそれぞれ前後力、横力、モーメントの目標値 F_{xa} 、 F_{ya} 、 M_a と実際の値 F_x 、 F_y 、 M との偏差として車輛の前後力の修正量 F_x 、横力の修正量 F_y 、モーメントの修正量 M が演算される。 10

【0086】

ステップ400に於いては現在の車輛の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差を0にするスリップ率修正量のうち、上記式34にて表される評価関数 L を最小化する各輪のスリップ率の修正量 S_i が上記式35に従って演算される。

【0087】

ステップ450に於いては前回の目標スリップ率 S_{ai} とステップ400に於いて演算されたスリップ率の修正量 S_{ai} との和 $(S_{ai} + S_i)$ として修正後の各輪の目標スリップ率 S_{ai} が演算される。 20

【0088】

ステップ500に於いては図7に示されたルーチンに従って各輪の目標スリップ率 S_{ai} が必要に応じて補正され、ステップ550に於いては目標スリップ率 S_{ai} に基づき図には示されていない車輛モデルに基づくマップより各輪の目標制動力 F_{xti} が演算される。

【0089】

図4に示された後輪のスリップ角 r 演算ルーチンのステップ155に於いては、横加速度 G_y と車速 V 及びヨーレート $\dot{\psi}$ の積 $V\dot{\psi}$ との偏差 $G_y - V\dot{\psi}$ として横加速度の偏差、即ち車輛の横すべり加速度 V_{yd} が演算され、横すべり加速度 V_{yd} が積分されることにより車体の横すべり速度 V_y が演算され、車体の前後速度 $V_x (= \text{車速 } V)$ に対する車体の横すべり速度 V_y の比 V_y/V_x として車体のスリップ角 r が演算される。 30

【0090】

ステップ160に於いては L_r を車輛の重心と後輪車軸との間の車輛前後方向の距離として下記の式49に従って後輪のスリップ角 r が演算される。尚後輪のスリップ角 r は後輪のころがり方向に対し後輪のすべり方向が反時計回り方向にある場合が正である。

$$r = -L_r / V \dots\dots (49)$$

【0091】

ステップ165に於いては基準値 r_c を正の定数として後輪のスリップ角 r が基準値 r_c を越えているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ175へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ170に於いて後輪のスリップ角 r が基準値 r_c に設定される。 40

【0092】

同様にステップ175に於いては後輪のスリップ角 r が $-r_c$ 未満であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはそのままステップ200へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ180に於いて後輪のスリップ角 r が $-r_c$ に設定され、しかる後ステップ200へ進む。

【0093】

図5に示された目標スリップ率での車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、モーメント M 演算ルーチンのステップ205に於いては、操舵角 δ に基づき前輪の実舵角 f が演算されると共に、 L_f を車輛の重心と前輪車軸との間の車輛前後方向の距離として下記の式50に従って 50

前輪のスリップ角 f が演算される。尚前輪のスリップ角 f も後輪のころがり方向に対し後輪のすべり方向が反時計廻り方向にある場合が正である。

$$f = -f + Lf / V \quad \dots\dots (50)$$

【0094】

ステップ210に於いては g を重力加速度として車体の前後加速度 G_x 及び横加速度 G_y に基づき下記の式51に従ってタイヤに対する路面の摩擦係数 μ が推定演算される。

$$\mu = (G_x^2 + G_y^2)^{1/2} / g \quad \dots\dots (51)$$

【0095】

ステップ215に於いては車体の前後加速度 G_x 及び横加速度 G_y に基づき当技術分野に於いて周知の要領にて各輪の荷重移動量 W_i が演算されると共に、各輪の支持荷重 W_i が各輪の静荷重 W_{si} と荷重移動量 W_i との和 ($W_{si} + W_i$) として演算される。

10

【0096】

ステップ220に於いては各輪のグリップ状態の判定値 i が上記式8に従って演算され、ステップ225に於いては判定値 i が正又は0であるか否かの判別、即ち車輪がグリップ状態にあるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはそれぞれ上記式1及び2に従って各輪の前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} が演算され、否定判別が行われたときにはステップ235に於いてそれぞれ上記式3及び4に従って各輪の前後力 F_{txi} 及び横力 F_{tyi} が演算される。尚ステップ225～235は各輪毎に実行される。

【0097】

ステップ240に於いては車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、モーメント M に対する各輪の成分が上記式11～20に従って演算され、ステップ245に於いては上記式29に従って車輛の実際の前後力 F_x 、実際の横力 F_y 、実際のモーメント M が演算され、しかる後ステップ250へ進む。

20

【0098】

図6に示された車輛の目標前後力 F_{xa} 、目標横力 F_{ya} 、目標モーメント M_a 演算ルーチンのステップ255に於いては、 K_h をスタビリティファクタとし H をホイールベースとして下記の式52に従って目標ヨーレート c が演算されると共に、 T を時定数とし s をラプラス演算子として下記の式53に従って基準ヨーレート t が演算される。尚目標ヨーレート c は動的なヨーレートを考慮すべく車輛の横加速度 G_y を加味して演算されてもよい。

30

$$c = V / (1 + K_h V^2) H \quad \dots\dots (52)$$

$$t = c / (1 + T s) \quad \dots\dots (53)$$

【0099】

ステップ260に於いては下記の式54に従ってドリフトアウト量 DV が演算される。尚ドリフトアウト量 DV は H をホイールベースとして下記の式55に従って演算されてもよい。

$$DV = (t - \dots) \quad \dots\dots (54)$$

$$DV = H (t - \dots) / V \quad \dots\dots (55)$$

【0100】

ステップ265に於いてはヨーレート t の符号に基づき車輛の旋回方向が判定され、ドリフトアウト状態量 DS が車輛が左旋回するときには DV として、車輛が右旋回するときには $-DV$ として演算され、演算結果が負の値のときにはドリフトアウト状態量は0とされる。

40

【0101】

ステップ270に於いてはドリフトアウト状態量 DS に基き図8に示されたグラフに対応するマップより係数 K_g が演算され、ステップ275に於いては K_{m1} 及び K_{m2} をそれぞれ正の定数とし、 d を車輛のスリップ角 t の微分値とし、 t 及び td をそれぞれ車輛の目標スリップ角及び目標スリップ角の微分値として下記の式56に従って挙動制御の目標モーメント M_t が演算される。尚目標スリップ角 t 及び目標スリップ角の微分値 td は何れも0であってもよい。

$$M_t = K_{m1} (t - \dots) + K_{m2} (d - td) \quad \dots\dots (56)$$

50

【 0 1 0 2 】

ステップ 2 8 0 に於いては下記の式 5 7 に従って係数 K_g と車輛の質量 $Mass$ と重力加速度 g との積として挙動制御の目標前後力 F_{xt} が演算される。

$$F_{xt} = - K_g Mass g \quad \dots \dots (5 7)$$

【 0 1 0 3 】

ステップ 2 8 5 に於いては各輪のスリップ率 S_i が 0 であるときの車輛の前後力 F_{xso} 、横力 F_{yso} 、モーメント M_{so} が上記式 3 0 に従って演算され、ステップ 2 9 0 に於いては車輛の目標前後力 F_{xa} 、横力 F_{ya} 、モーメント M_a が上記式 3 1 に従って演算され、しかる後ステップ 3 0 0 へ進む。

【 0 1 0 4 】

図 7 に示された目標スリップ率補正演算ルーチンのステップ 5 0 5 に於いては、目標モーメント M_a が負であり且つ後輪のスリップ角 r が正であり且つ車輛のヨーレート $\dot{\psi}$ が正であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 5 1 0 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 5 1 5 に於いて後輪の目標スリップ率 S_{rr} 及び S_{rl} がそれぞれ 0 に設定され、しかる後ステップ 5 5 0 へ進む。

【 0 1 0 5 】

ステップ 5 1 0 に於いては目標モーメント M_a が正であり且つ後輪のスリップ角 r が負であり且つ車輛のヨーレート $\dot{\psi}$ が負であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ 5 1 5 へ進み、否定判別が行われたときにはそのままステップ 5 5 0 へ進む。

【 0 1 0 6 】

かくして図示の第一の実施形態によれば、ステップ 1 0 0 に於いて車輛の運転状態に基づき車輛の安定な走行状態を維持しつつ制動するための各車輪の目標制動力 F_{xti} が演算され、ステップ 6 0 0 に於いて左右前輪の目標制動力 F_{xtfl} 及び F_{xtfr} に基づき前輪の基本回生制動力 F_{bbrgft} が演算されると共に、左右後輪の目標制動力 F_{xtrr} 及び F_{xtrl} に基づき後輪の基本回生制動力 F_{bbrgrt} が演算される。

【 0 1 0 7 】

またステップ 6 5 0 に於いて前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が演算され、ステップ 7 0 0 に於いて前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さいほど大きくなるよう前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に基づく調整係数 R_{tr} が演算され、ステップ 7 5 0 に於いて車輛の旋回度合を示す車輛のヨーレート $\dot{\psi}$ の絶対値が大きいほど小さくなるよう車輛のヨーレート $\dot{\psi}$ の絶対値に基づき旋回度合に基づき調整係数 R_{str} が演算され、ステップ 8 0 0 に於いてタイヤ負荷率に基づき調整係数 R_{tr} と旋回度合に基づき調整係数 R_{str} との積として回生量調整係数 R が演算され、ステップ 8 5 0 に於いて回生量調整係数 R と後輪の基本回生制動力 F_{bbrgrt} との積として後輪より前輪への回生制動力の移行量 F_{brg} が演算される。

【 0 1 0 8 】

そしてステップ 9 5 0 に於いて前輪の基本回生制動力 F_{bbrgft} とガード処理後の回生制動力の移行量 F_{brg} との和として前輪の目標回生制動力 F_{brgft} が演算され、ステップ 1 0 0 0 に於いて左右前輪の目標制動力 F_{xti} より前輪の目標回生制動力 F_{brgft} の 2 分の 1 が減算された値として左右前輪の目標摩擦制動力 F_{bpti} が演算されると共に、左右後輪の目標制動力 F_{xti} より前輪への移行量 F_{brg} の 2 分の 1 が減算された値として左右後輪の目標摩擦制動力 F_{bpti} が演算され、ステップ 1 0 5 0 に於いてエンジン制御装置 2 8 と共働して前輪の目標回生制動力 F_{brgft} 及び各車輪の目標摩擦制動力 F_{bpti} が達成されるよう前輪の回生制動力が制御されると共に各車輪の摩擦制動力が制御される。

【 0 1 0 9 】

従って図示の第一の実施形態によれば、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さく前輪が発生し得る力に余裕があるほど前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に基づく調整係数 R_{tr} が大きい値に演算され、これにより後輪より前輪への回生制動力の移行量 F_{brg} が増大されるので、前輪タイヤの力発生能力を有効に利用して回生制動装置 3 0 による回生量を増大させ車輛全体としての燃費を向上させることができる。

10

20

30

40

50

【0110】

また図示の第一の実施形態によれば、左右前輪の回生制動力が同量増大され、左右前輪の回生制動力が増大される量と同量の左右後輪の摩擦制動力が低減され、これにより制動力の前後配分の変更起因して車輛のヨーレートや車輛全体の制動力が変更されることがなく、また前輪を限界状態にもたらずことなく後輪の横力発生に余裕が増大されるので、車輛の走行安定性及び車輛の減速度を確実に維持しつつ回生量を増大させることができる。

【0111】

また図示の第一の実施形態によれば、ステップ150に於いて後輪のスリップ角 r が演算され、ステップ200に於いて現在の車輛の前後力 F_x 、横力 F_y 、モーメント M が演算され、ステップ250に於いて各輪のスリップ率 S_i が0であるときの車輛の前後力 F_{xso} 、横力 F_{yso} 、モーメント M_{so} と車輛の挙動を安定化させるための目標前後力 F_{xt} 及び目標モーメント M_t との和として車輛の目標前後力 F_{xa} 、横力 F_{ya} 、モーメント M_a が演算され、ステップ300に於いて各輪のスリップ率の微小な変化 dS_i に対する車輛の前後力、横力、モーメントの変化 dF_x 、 dF_y 、 dM を示す微係数 F_{xi}/S_i 、 F_{yi}/S_i 、 M_i/S_i が演算される。

【0112】

またステップ350に於いて目標前後力 F_{xa} と実際の前後力 F_x との差、目標横力 F_{ya} と実際の横力 F_y との差、目標モーメント M_a と実際のモーメント M との差及び微係数 F_{xi}/S_i 、 F_{yi}/S_i 、 M_i/S_i に基づき収束演算により前後力の修正量 F_x 、横力の修正量 F_y 、モーメントの修正量 M が演算され、ステップ400に於いて前後力、横力、モーメントの修正量を達成するための各輪のスリップ率の修正量 S_i が演算され、ステップ450に於いて前回演算された目標スリップ率がスリップ率修正量 S_i にて修正されることにより今回の目標スリップ率 S_{ai} が演算され、ステップ500に於いて必要に応じて各車輪の目標スリップ率 S_{ai} が補正され、ステップ550に於いて目標スリップ率 S_{ai} に基づき各車輪の目標制動力 F_{xti} が演算される。

【0113】

従って図示の第一の実施形態によれば、車輛の前後力 F_x が目標前後力 F_{xa} になり、横力 F_y が目標横力 F_{ya} になり、モーメント M が目標モーメント M_a になるよう各車輪の制動力が制御されるので、車輛の走行状態、特に旋回時の走行状態を確実に安定な状態に維持しつつ回生制動装置30による回生量を増大させることができ、この作用効果は後述の他の実施形態に於いても得られる。

【0114】

また図示の第一の実施形態によれば、各輪のスリップ率修正量 S_i は現在の車輛の前後力、横力、モーメントと目標前後力、目標横力、目標モーメントとの差を0にするスリップ率修正量のうち、上記式34にて表される評価関数 L を最小化する各輪のスリップ率の修正量として上記式35に従って演算されるので、車輛や車輛の走行環境毎に各輪のスリップ率と車輛の運動を安定化させるための前後力、横力、モーメントとの間の対応関係を示す多数のマップを設定する必要がなく、これにより運動制御装置を簡便に構成することができ、また目標前後力、目標横力、目標モーメントを実現する各輪のスリップ率 S_i が解析により演算される場合に比して迅速に目標スリップ率を演算することができ、これにより車輛の走行状態を応答遅れなく安定な状態に維持することができ、この作用効果は後述の他の実施形態に於いても得られる。

【0115】

第二の実施形態

図14は前輪駆動用のハイブリッドエンジン及び後輪駆動用の電動発電機が搭載された四輪駆動式の車輛に適用された本発明による回生式制動制御装置の第二の実施形態を示す概略構成図である。尚図14に於いて、図1に示された部材に対応する部材には図1に於いて付された符号と同一の符号が付されている。

【0116】

この第二の実施形態に於いては、左右の後輪34RL及び34RRは車輛の駆動時に必要に

10

20

30

40

50

じて左右後輪用車軸 3 6 RL、3 6 RR及び後輪用ディファレンシャル 3 8 を介して後輪用回生制動装置 4 0 の電動発電機 4 2 により駆動され、また車輛の制動時には必要に応じて左右の後輪 3 4 RL及び 3 4 RRの回転が後輪用回生制動装置 4 0 の電動発電機 4 2 へ伝達され、後輪についても回生制動が行われるようになっている。この電動発電機 4 2 による後輪の回生制動もエンジン制御装置 2 8 により制御される。尚図示の実施形態に於いては、電動発電機 4 2 は補助的な駆動源であり、従って後輪用回生制動装置 4 0 の回生定格は前輪用回生制動装置 3 0 の回生定格よりも小さい。

【 0 1 1 7 】

図 1 5 は第二の実施形態に於ける制動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートであり、図 1 6 は図 1 5 に示されたフローチャートのステップ 6 1 0 に於いて実行される回生制動力の基本移行量演算ルーチンを示すフローチャートである。尚図 1 5 に於いて、図 2 に示されたステップに対応するステップには図 2 に於いて付されたステップ番号と同一のステップ番号が付されている。

10

【 0 1 1 8 】

この実施形態に於いては、図 1 5 に示された制動制御ルーチンのステップ 6 0 0 の次に実行されるステップ 6 1 0 及びステップ 8 5 0 を除く他のステップは上述の第一の実施形態の場合と同様に実行され、ステップ 6 1 0 に於いては後述の如く図 1 6 に示されたフローチャートに従って回生制動力の基本移行量 F_{bbrg} が演算され、しかる後ステップ 6 5 0 へ進む。

【 0 1 1 9 】

またステップ 8 5 0 に於いては下記の式 5 8 に従って回生量調整係数 R と回生制動力の基本移行量 F_{bbrg} との積として後輪より前輪への回生制動力の移行量 F_{brg} が演算される。

20

$$F_{brg} = R \cdot F_{bbrg} \dots\dots (58)$$

【 0 1 2 0 】

また図 1 6 に示されたフローチャートのステップ 6 1 2 に於いては後輪の目標回生制動力 F_{brgrt} が後輪の回生制動装置 4 0 の回生定格により決定される最大回生制動力 $F_{brgrlim}$ (正の定数) よりも大きいか否かの判別、即ち回生定格の点から後輪より前輪への回生制動力の移行が必要であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 6 1 6 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 6 1 4 へ進む。

30

【 0 1 2 1 】

ステップ 6 1 4 に於いては前輪の目標回生制動力 F_{brgft} が前輪の回生制動装置 3 0 の回生定格により決定される最大回生制動力 $F_{brgflim}$ (正の定数) 未満であるか否かの判別、即ち後輪より前輪への回生制動力の移行が可能であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 6 1 6 に於いて回生制動力の基本移行量 F_{bbrg} が 0 に設定され、肯定判別が行われたときにはステップ 6 1 8 へ進む。

【 0 1 2 2 】

ステップ 6 1 8 に於いては後輪の超過回生制動力 F_{brgr} が下記の式 5 9 に従って演算され、また後輪より前輪への移行可能回生制動力 F_{brgf} が下記の式 6 0 に従って演算されると共に、超過回生制動力 F_{brgr} が移行可能回生制動力 F_{brgf} 未満であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ 6 2 0 へ進み、否定判別が行われたときにはステップ 6 2 2 へ進む。

40

$$F_{brgr} = F_{brgrt} - F_{brgrlim} \dots\dots (59)$$

$$F_{brgf} = F_{brgft} - F_{brgflim} \dots\dots (60)$$

【 0 1 2 3 】

ステップ 6 2 0 に於いては回生制動力の基本移行量 F_{bbrg} が超過回生制動力 F_{brgr} に設定され、ステップ 6 2 2 に於いては回生制動力の基本移行量 F_{bbrg} が増加可能回生制動力 F_{brgf} に設定され、ステップ 6 1 6、6 1 8 又は 6 2 0 が完了するとステップ 6 5 0 へ進む。

【 0 1 2 4 】

50

かくして図示の第二の実施形態によれば、ステップ610に於いて図16に示されたフローチャートに従って前輪用回生制動装置30及び後輪用回生制動装置40の回生定格の範囲内にて回生制動力の基本移行量 F_{bbrg} が演算され、ステップ850に於いて回生量調整係数 R と回生制動力の基本移行量 F_{bbrg} との積として後輪より前輪への回生制動力の移行量 F_{brg} が演算されるので、前後輪に回生制動装置が設けられた車輛の場合にも回生定格の範囲を越えて後輪より前輪への回生制動力の移行が行われることを確実に防止しつつ、上述の第一の実施形態の場合と同様、前輪タイヤの力発生能力を有効に利用して回生制動装置30による回生量を増大させ車輛全体としての燃費を向上させることができると共に、車輛の走行安定性及び車輛の減速度を確実に維持しつつ回生量を増大させることができる。

10

【0125】

特に図示の第二の実施形態によれば、ステップ610に於いて図16に示されたフローチャートに従って、回生定格の点から後輪より前輪への回生制動力の移行が必要であり且つ後輪より前輪への回生制動力の移行が可能であり且つ後輪の超過回生制動力 F_{brgr} が後輪より前輪への移行可能回生制動力 F_{brgf} 未満であると判定されると、ステップ620に於いて回生制動力の基本移行量 F_{bbrg} が後輪の超過回生制動力 F_{brgr} に設定されるので、後輪の基本回生制動力 F_{bbrgrt} が後輪用回生制動装置40の回生定格を越える状況に於いて、前輪用回生制動装置30の回生定格を越えるよう後輪より前輪へ回生制動力の移行が行われたり、後輪より前輪へ回生制動力の移行により後輪の回生制動力が後輪用回生制動装置40の回生定格よりも遥かに小さくなったりすることを確実に防止することができ、これにより前輪用回生制動装置30及び後輪用回生制動装置40の回生能力を最大限に活かすことができる。

20

【0126】

尚上述の第一及び第二の実施形態によれば、ステップ750に於いて車輛のヨーレートの絶対値が大きいほど小さくなるよう車輛のヨーレートの絶対値に基づき旋回度合に基づく調整係数 R_{str} が演算され、ステップ800に於いてタイヤ負荷率に基づく調整係数 R_{tr} と旋回度合に基づく調整係数 R_{str} との積として回生量調整係数 R が演算され、ステップ850に於いて回生量調整係数 R と後輪の基本回生制動力 F_{bbrgrt} との積として後輪より前輪への回生制動力の移行量 F_{brg} が演算されるので、車輛の旋回度合が高く制動力の前後配分の変更起因して車輛の旋回性能や走行安定性が影響を受け易いほど後輪より前輪への回生制動力の移行量を小さくすることができ、従って調整係数 R_{str} による回生制動力の移行量の調整が行われない場合に比して、確実に良好な車輛の旋回性能や走行安定性を確保することができる。

30

【0127】

また第一及び第二の実施形態によればステップ850に於いて演算された回生制動力の移行量 F_{brg} に基づいてステップ950及び1000に於いて演算される左右前輪の目標回生制動力 F_{brgt} 及び目標摩擦制動力 F_{bpti} にて左右前輪の回生制動力及び摩擦制動力が制御された場合に左右前輪のタイヤ負荷率のうち大きい方の値が C_a (1以下の1に近い正の定数) を越えるときには、左右前輪のタイヤ負荷率のうち大きい方の値が C_a 以下になるよう、ステップ900に於いて回生制動力の移行量 F_{brg} がガード処理されるので、回生制動力の移行量 F_{brg} にて後輪より前輪へ回生制動力を移行することに起因して前輪の発生力が飽和すること、特に前輪の横力が飽和することにより車輛の安定性が悪化することを確実に防止することができる。

40

【0128】

また第一及び第二の実施形態によれば、ステップ650に於いて左右前輪のタイヤ負荷率 L_{trfr} 及び L_{trfl} が演算され、左右前輪のタイヤ負荷率 L_{trfr} 及び L_{trfl} のうち大きい方の値として前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が演算されるので、例えば前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が左右前輪のタイヤ負荷率 L_{trfr} 及び L_{trfl} の平均値や左右前輪のタイヤ負荷率 L_{trfr} 及び L_{trfl} のうち小さい方の値として演算される場合に比して、回生制動力の移行量 F_{brg} が過大な値に演算されること及び後輪より前輪へ過大な回生制動力が移行されることに

50

起因して前輪の横力が飽和し車輛の安定性が悪化することを確実に防止することができる。

【 0 1 2 9 】

第三の実施形態

図 1 7 は前輪駆動用のハイブリッドエンジンが搭載された前輪駆動式の車輛に適用された本発明による回生式制動制御装置の第三の実施形態に於ける制動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートであり、図 1 8 は前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} と重み W_s との関係を示すグラフである。尚図 1 7 に於いて、図 2 に示されたステップに対応するステップには図 2 に於いて付されたステップ番号と同一のステップ番号が付されている。

【 0 1 3 0 】

この実施形態に於いては、ステップ 5 0 の次に実行されるステップ 6 0 に於いて上述の第一の実施形態に於けるステップ 6 5 0 の場合と同様の要領にて前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が演算され、ステップ 7 0 に於いて前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さいほど前輪の重み W_{sf} が大きくなり後輪の重み W_{sr} が小さくなるよう前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に基づき図 1 8 に示されたグラフに対応するマップより重み W_s (前輪の重み W_{sf} 及び後輪の重み W_{sr}) が演算される。

【 0 1 3 1 】

またこの実施形態に於いては、ステップ 1 0 0 は上述の第一の実施形態の場合と同様に実行されるが、図 3 のステップ 4 0 0 に於いて上記ステップ 7 0 により演算された重み W_s を使用する式 3 4 にて表される評価関数 L を最小化する各輪のスリップ率の修正量 S_i が上記式 3 5 に従って演算される。

【 0 1 3 2 】

更にこの実施形態に於いては、ステップ 9 5 0 に於いて左右前輪の目標制動力 F_{xtfl} 及び F_{xtfr} のうち小さい方の値の 2 倍として前輪の目標回生制動力 F_{brgft} が演算され、ステップ 1 0 0 0 に於いて上記式 4 5 及び 4 6 に従って右前輪及び左前輪の目標摩擦制動力 F_{bptfr} 、 F_{bptfl} が演算される共に、右後輪及び左後輪の目標摩擦制動力 F_{bptrr} 、 F_{bptrl} がそれぞれステップ 1 0 0 に於いて演算された右後輪及び左後輪の目標制動力 F_{xtrr} 、 F_{xtrl} に設定される。

【 0 1 3 3 】

かくして図示の第三の実施形態によれば、ステップ 7 0 に於いて前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さいほど前輪の重み W_{sf} が大きく後輪の重み W_{sr} が小さくなるよう前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に基づき前輪の重み W_{sf} 及び後輪の重み W_{sr} が演算され、ステップ 4 0 0 に於いてこれらの重み W_{sf} 及び W_{sr} を使用する式 3 4 にて表される評価関数 L を最小化する各輪のスリップ率の修正量 S_i が演算されるので、前輪タイヤの力発生能力の余裕が高いほど車輛の安定な走行状態を維持しつつ制動力の前後配分が前輪寄りに制御され、従って上述の第一の実施形態の場合と同様、前輪タイヤの力発生能力を有効に利用して回生制動装置 3 0 による回生量を増大させ車輛全体としての燃費を向上させることができると共に、車輛の走行安定性及び車輛の減速度を確実に維持しつつ回生量を増大させることができる。

【 0 1 3 4 】

また図示の第三の実施形態によれば、車輛の旋回度合に基づく調整係数 R_{str} の演算やこれに基づく後輪より前輪への回生制動力の移行量の調整は不要であるので、車輛の旋回性能に影響を与えることなく、また上述の第一及び第二の実施形態の場合に比して容易に、前輪のタイヤ負荷率に基づく制動力の前後配分の制御及び後輪より前輪への回生制動力の移行量の制御を行うことができる。

【 0 1 3 5 】

第四の実施形態

図 1 9 は前輪駆動用のハイブリッドエンジン及び後輪駆動用の電動発電機が搭載された四輪駆動式の車輛に適用された本発明による回生式制動制御装置の第四の実施形態に於ける制動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートであり、図 2 0 は前輪のタイヤ負荷率 L

10

20

30

40

50

trfが大きい場合（A）及び前輪のタイヤ負荷率L trfが小さい場合（B）について前輪及び後輪の回生定格と目標回生制動力（ハッチング部分）を示す説明図である。尚図19に於いて、図17に示されたステップに対応するステップには図17に於いて付されたステップ番号と同一のステップ番号が付されている。

【0136】

この実施形態に於いては、ステップ50～70及びステップ100は上述の第三の実施形態の場合と同様に実行されるが、ステップ70に於いて演算される重みWs(前輪の重みWsf及び後輪の重みWsr)は、前輪のタイヤ負荷率L trfが小さいときには重みの比Wsf / Wsrが後輪用回生制動装置40の回生定格に対する前輪用回生制動装置30の回生定格の比又はこれに近い値であり、前輪のタイヤ負荷率L trfが大きいときには重みの比Wsf / Wsrが車輛の走行状態が効果的に安定な状態に維持し得る値になるよう、前輪のタイヤ負荷率L trfに基づき図18に示されている如きマップより演算される。

10

【0137】

またこの実施形態に於いては、ステップ950に於いて左右前輪の目標制動力F xtf1及びF xtf2のうち小さい方の値の2倍として前輪の目標回生制動力F brgftが演算されると共に、左右後輪の目標制動力F xtr1及びF xtr2のうち小さい方の値の2倍として後輪の目標回生制動力F brgrtが演算される。

【0138】

ステップ955に於いては前輪の目標回生制動力F brgftが前輪の回生制動装置30の回生定格により決定される最大回生制動力F brgflim（正の定数）よりも大きいか否かの判別、即ち前輪について回生制動に加えて摩擦制動が行われる必要があるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ960へ進み、否定判別が行われたときにはステップ965へ進む。

20

【0139】

ステップ960に於いては前輪の目標回生制動力F brgftが最大回生制動力F brgflimに修正されると共に、右前輪及び左前輪の目標摩擦制動力F bptfr、F bptflがそれぞれ下記の式61及び62に従って演算され、ステップ965に於いては前輪の目標回生制動力F brgftがステップ950に於いて演算された値に維持されると共に、右前輪及び左前輪の目標摩擦制動力F bptfr、F bptflが0に設定される。

$$F bptfr = F xtf2 - F brgflim / 2 \quad \dots\dots (61)$$

$$F bptfl = F xtf1 - F brgflim / 2 \quad \dots\dots (62)$$

30

【0140】

ステップ970に於いては後輪の目標回生制動力F brgrtが後輪の回生制動装置40の回生定格により決定される最大回生制動力F brgrlim（正の定数）よりも大きいか否かの判別、即ち後輪について回生制動に加えて摩擦制動が行われる必要があるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ975へ進み、否定判別が行われたときにはステップ980へ進む。

【0141】

ステップ975に於いては後輪の目標回生制動力F brgrtが最大回生制動力F brgrlimに修正されると共に、右後輪及び左後輪の目標摩擦制動力F bptrr、F bptrlがそれぞれ下記の式63及び64に従って演算され、ステップ980に於いては後輪の目標回生制動力F brgrtがステップ950に於いて演算された値に維持されると共に、右後輪及び左後輪の目標摩擦制動力F bptrr、F bptrlが0に設定される。

40

$$F bptrr = F xtr2 - F brgrlim / 2 \quad \dots\dots (63)$$

$$F bptrl = F xtr1 - F brgrlim / 2 \quad \dots\dots (64)$$

【0142】

かくして図示の第四の実施形態によれば、ステップ70に於いて演算される前輪の重みWsf及び後輪の重みWsrは、前輪のタイヤ負荷率L trfが小さいときには重みの比Wsf / Wsrが後輪用回生制動装置40の回生定格に対する前輪用回生制動装置30の回生定格の比又はこれに近い値であり、前輪のタイヤ負荷率L trfが大きいときには重みの比Wsf / Wsr

50

rが車輛の走行状態が効果的に安定な状態に維持し得る値になるよう、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に応じて演算される。

【0143】

重み W_{sf} 及び W_{sr} が車輛の走行状態が効果的に安定な状態に維持し得る一定の値に設定される場合には、例えば図20(A)に示されている如く、前輪の回生制動装置30の回生制動力に余裕があるが、後輪の目標制動力が後輪の回生制動装置の回生制動力を越えるような状況が生じ易く、かかる状況に於いては回生制動量が制限される。

【0144】

これに対し図示の第四の実施形態によれば、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さいときには重みの比 W_{sf} / W_{sr} が後輪用回生制動装置40の回生定格に対する前輪用回生制動装置30の回生定格の比又はこれに近い値であるので、図20(B)に示されている如く、前輪の回生制動装置30の回生制動力を増大させると共に後輪の目標制動力が後輪の回生制動装置の回生制動力を越えることを抑制することができ、これにより車輛全体としての回生制動量を増大させることができる。

10

【0145】

また図示の第四の実施形態によれば、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が大きくなるにつれて重みの比 W_{sf} / W_{sr} が車輛の走行状態が効果的に安定な状態に維持し得る値に漸次変化するので、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が大きい領域に於いても重みの比 W_{sf} / W_{sr} が後輪用回生制動装置40の回生定格に対する前輪用回生制動装置30の回生定格の比又はこれに近い値である場合に比して、確実に車輛の走行状態を安定な状態に制御することができる。

20

【0146】

更に図示の第四の実施形態によれば、前輪及び後輪の何れについても、目標回生制動力 F_{brgtrl} 、 F_{brgtrr} がそれぞれ最大回生制動力 $F_{brgflim}$ 、 $F_{brgrlim}$ を越える場合には、その超過分の制動力が摩擦制動力により補充され、これにより各車輪の制動力がステップ100に於いて演算された目標制動力になるよう制御されるので、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に基づく重みの比 W_{sf} 、 W_{sr} の可変制御及びこれに伴う回生制動力の制御に起因して車輛全体の制動力が変化すること及び車輛の走行状態の悪化を確実に防止することができる。

【0147】

第五の実施形態

図21はホイールインモータ式の四輪駆動車に適用された本発明による回生式制動制御装置の第五の実施形態を示す概略構成図である。尚図21に於いて、図1及び図14に示された部材に対応する部材にはこれらの図に於いて付された符号と同一の符号が付されている。

30

【0148】

この第五の実施形態に於いては、図21に示されている如く、左右の前輪26FL及び26FRはそれらの車輪に組み込まれたホイールインモータである電動発電機70FL及び70FRにより駆動され、電動発電機70FL及び70FRは駆動制御装置72により制御される。電動発電機70FL及び70FRはそれぞれ左右前輪の発電機としても機能し、回生発電機としての機能(回生制動)も駆動制御装置72により制御される。

40

【0149】

同様に、左右の後輪34RL及び34RRはそれらの車輪に組み込まれたホイールインモータである電動発電機70RL及び70RRにより駆動され、電動発電機70RL及び70RRも駆動制御装置72により制御される。また電動発電機70RL及び70RRもそれぞれ左右後輪の発電機として機能し、回生発電機としての機能(回生制動)も駆動制御装置72により制御される。

【0150】

尚図示の実施形態に於いては、電動発電機70FL及び70FRは互いに同一の回生定格を有し、電動発電機70RL及び70RRも互いに同一の回生定格を有し、電動発電機70FL及び70FRの回生定格は電動発電機70RL及び70RRの回生定格よりも大きい。

50

【 0 1 5 1 】

図 2 2 は第五の実施形態に於ける制動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。尚図 2 2 に於いて、図 1 7 及び図 1 9 に示されたステップに対応するステップにはこれらの図に於いて付されたステップ番号と同一のステップ番号が付されている。

【 0 1 5 2 】

この第五の実施形態に於いては、ステップ 5 0 ~ 7 0 及びステップ 1 0 0 は上述の第四の実施形態の場合と同様に実行されるが、ステップ 9 5 0 に於いては各車輪の目標回生制動力 F_{brgti} ($i = fr, fl, rr, rl$) がそれぞれステップ 1 0 0 に於いて演算された目標制動力 F_{xti} に設定される。

【 0 1 5 3 】

ステップ 1 0 0 5 ~ 1 0 1 5 は例えば右前輪、左前輪、右後輪、左後輪の順に各車輪について実行され、ステップ 1 0 0 5 に於いては目標回生制動力 F_{brgti} が対応する電動発電機の回生定格により決定される最大回生制動力 $F_{brglimi}$ (正の定数) ($i = fr, fl, rr, rl$) を越えているか否かの判別、即ち当該車輪について回生制動に加えて摩擦制動が行われる必要があるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ 1 0 1 0 へ進み、否定判別が行われたときにはステップ 1 0 1 5 へ進む。

【 0 1 5 4 】

ステップ 1 0 1 0 に於いては目標回生制動力 F_{brgti} が最大回生制動力 $F_{brglimi}$ に設定されると共に目標摩擦制動力 F_{bpi} が目標制動力 F_{xti} より目標回生制動力 F_{brgti} を減算した値に設定され、ステップ 1 0 1 5 に於いては目標回生制動力 F_{brgti} が目標制動力 F_{xti} に設定されると共に目標摩擦制動力 F_{bpi} が 0 に設定される。

【 0 1 5 5 】

かくして図示の第五の実施形態によれば、上述の第四の実施形態の場合と同様、ステップ 7 0 に於いて前輪の重み W_{sf} 及び後輪の重み W_{sr} が前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に応じて可変設定され、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さいほど、換言すれば車輪タイヤの力発生能力の余裕が大きいほど制動力の前後は配分が前輪寄りに制御され、重みの比 W_{sf} / W_{sr} が後輪の電動発電機 7 0 RL 及び 7 0 RR の回生定格に対する前輪の電動発電機 7 0 FL 及び 7 0 FR の回生定格の比に近づけられるので、車輛がホイールインモータ式の四輪駆動車である場合に、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さいときには車輛の走行状態を確実に安定な状態に維持しつつ車輛全体の回生量を増大させることができる。

【 0 1 5 6 】

また図示の第五の実施形態によれば、上述の第四の実施形態の場合と同様、何れの車輪についても、目標回生制動力 F_{brgti} が最大回生制動力 $F_{brglimi}$ を越える場合には、その超過分の制動力が摩擦制動力により補充され、これにより各車輪の制動力がステップ 1 0 0 に於いて演算された目標制動力になるよう制御されるので、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に基づく重みの比 W_{sf} 、 W_{sr} の可変制御及びこれに伴う回生制動力の制御に起因して車輛全体の制動力が変化すること及び車輛の走行状態の悪化を確実に防止することができる。

【 0 1 5 7 】

以上に於いては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【 0 1 5 8 】

例えば上述の各実施形態に於いては、タイヤ負荷率は車輪タイヤの前後力 F_{xi} 、横力 F_{yi} 、路面の摩擦係数 μ 、車輪の接地荷重 W_i に基づき上記式 4 2 に従ってタイヤが発生可能な力に対するタイヤが発生している力の比として演算され、タイヤ負荷率の指標値はタイヤ負荷率そのものであるが、例えば I を車輛のヨー慣性モーメントとし、 K_f 及び K_r をそれぞれ前輪及び後輪のコーナリングパワーとし、 K_h をスタビリティファクタとし、 T_c を時定数とし、 s をラプラス演算子として下記の式 6 5 に従って演算される車輛モデルに基づく目標ヨーレート $\dot{\theta}_{ref}$ と車輛の実際のヨーレート $\dot{\theta}$ との偏差の大きさや、操舵角 及び車速 V より演算される車輛モデルに基づく車輛の目標横加速度 G_{yref} と車輛の実際の横

10

20

30

40

50

加速度 G_y との偏差の大きさの如く、タイヤ負荷率の指標値は車輛モデルに基づく車輛の目標状態量と車輛の実際の状態量との偏差の大きさであってもよい。

【数 2 4】

$$\begin{aligned} \gamma_{\text{ref}} &= \frac{1}{\frac{IV(K_f + K_r)}{2L^2 K_f K_r} s + 1} \left(\frac{V\phi}{L} - G_y K_h V \right) \\ &= \frac{1}{V \cdot T_c \cdot s + 1} \left(\frac{V\phi}{L} - G_y K_h V \right) \quad \dots\dots (65) \end{aligned}$$

10

【0159】

尚この場合車輛モデルに基づく車輛の目標状態量と車輛の実際の状態量との偏差の大きさは車輛全体のタイヤ負荷率の指標値であるので、上述の各実施形態に於ける前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} は上記偏差の大きさそのもの又はそれに比例する値に設定される。

【0160】

また上述の各実施形態に於いては、各車輪の目標制動力 f_{xti} は車輛の運転状況に基づき車輛の目標前後力、目標横力、目標ヨーモーメントが演算され、車輛の走行安定性を維持しつつ車輛の目標前後力、目標横力、目標ヨーモーメントを達成するための制動力として演算されるようになっているが、各車輪の目標制動力 f_{xti} は車輛の運転状況に基づき演

20

【0161】

また上述の第一及び第二の実施形態に於いては、車輛の旋回度合として車輛のヨーレートの絶対値が使用されるようになっているが、車輛の旋回度合は車輛の旋回の強さ乃至は程度を示すものであればよく、例えば上記目標ヨーレート γ_{ref} の絶対値、車輛の目標横加速度 $G_{y\text{ref}}$ の絶対値、車輛の実際の横加速度 G_y の絶対値等であってもよい。

【0162】

また上述の第一及び第二の実施形態に於いては、タイヤ負荷率に基づく調整係数 R_{tr} が前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に基づき図 12 に示されたグラフに対応するマップより演算されるようになっているが、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さいときにはそれが大きいときに比してタイヤ負荷率に基づく調整係数 R_{tr} が大きい値である限り、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} とタイヤ負荷率に基づく調整係数 R_{tr} との関係は図 12 に示された関係以外の関係であってもよい。

30

【0163】

同様に、上述の第三乃至第五の実施形態に於いては、前輪の重み W_{sf} 及び後輪の重み W_{sr} が前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} に基づき図 18 に示されたグラフに対応するマップより演算されるようになっているが、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} が小さいときにはそれが大きいときに比して前輪の重み W_{sf} が大きい値であり若しくは後輪の重み W_{sr} が小さい値である限り、前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} と前輪の重み W_{sf} 及び後輪の重み W_{sr} との関係は図 18 に示された関係以外の関係であってもよい。

40

【図面の簡単な説明】

【図 1】前輪駆動用のハイブリッドエンジンが搭載された前輪駆動式の車輛に適用された本発明による回生式制動制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【図 2】第一の実施形態に於ける制動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。

【図 3】図 2 に示されたフローチャートのステップ 100 に於ける各車輪の目標制動力演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図 4】図 3 に示されたフローチャートのステップ 150 に於ける後輪スリップ角 r 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図 5】図 3 に示されたフローチャートのステップ 200 に於ける実際の前後力 F_x 、横

50

力 F_y 、モーメント M 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図 6】図 3 に示されたフローチャートのステップ 250 に於ける目標前後力 F_{xa} 、横力 F_{ya} 、モーメント M_a 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図 7】図 3 に示されたフローチャートのステップ 500 に於ける目標スリップ率 S_i 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図 8】ドリフトアウト状態量 DV と係数 K_g との関係を示すグラフである。

【図 9】タイヤの発生力 F_{ti} がタイヤの横方向に対しなす角度 δ_i 等を示す説明図である。

【図 10】スリップ率が 0 であるときのタイヤのスリップ角 δ_i に対する横力 F_{tyi} の関係を示すグラフである。

10

【図 11】スリップ角 δ_i が 0 であるときのタイヤのスリップ率 S_i に対する前後力 F_{txi} の関係を示すグラフである。

【図 12】前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} とタイヤ負荷率に基づく調整係数 R_{tr} との関係を示すグラフである。

【図 13】車輻のヨーレート $\dot{\psi}$ の絶対値と旋回度合に基づく調整係数 R_{str} との関係を示すグラフである。

【図 14】前輪駆動用のハイブリッドエンジン及び後輪駆動用の電動発電機が搭載された四輪駆動式の車輻に適用された本発明による回生式制動制御装置の第二の実施形態を示す概略構成図である。

【図 15】第二の実施形態に於ける制動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。

20

【図 16】図 15 に示されたフローチャートのステップ 610 に於いて実行される回生制動力の基本移行量演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図 17】前輪駆動用のハイブリッドエンジンが搭載された前輪駆動式の車輻に適用された本発明による回生式制動制御装置の第三の実施形態に於ける制動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。

【図 18】前輪のタイヤ負荷率 L_{trf} と重み W_{sf} 、 W_{sr} との関係を示すグラフである。

【図 19】前輪駆動用のハイブリッドエンジン及び後輪駆動用の電動発電機が搭載された四輪駆動式の車輻に適用された本発明による回生式制動制御装置の第四の実施形態に於ける制動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。

30

【図 20】重み W_s の補正前 (A) 及び重み W_s の補正前 (B) について前輪及び後輪の回生定格と目標回生制動力 (ハッチング部分) を示す説明図である。

【図 21】ホイールインモータ式の四輪駆動車に適用された本発明による回生式制動制御装置の第五の実施形態を示す概略構成図である。

【図 22】第五の実施形態に於ける制動制御ルーチンを示すゼネラルフローチャートである。

【符号の説明】

10 ... ハイブリッドエンジン

12 ... ガソリンエンジン

14 ... 電動発電機

28 ... エンジン制御装置

30 ... 前輪の回生制動装置

32 ... ブレーキペダル

40 ... 後輪用回生制動装置

42 ... 電動発電機

44 ... 摩擦制動装置

50 ... マスタシリンダ

52 ... 制動制御装置

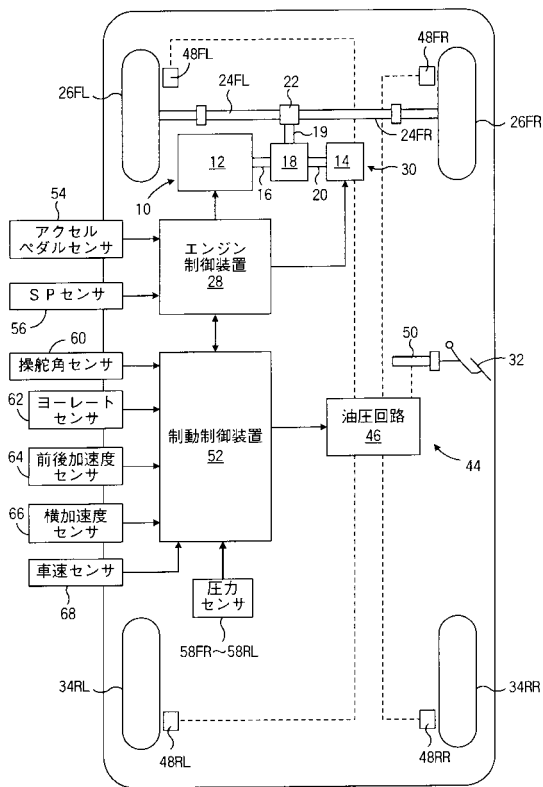
54 ... アクセルペダルセンサ

40

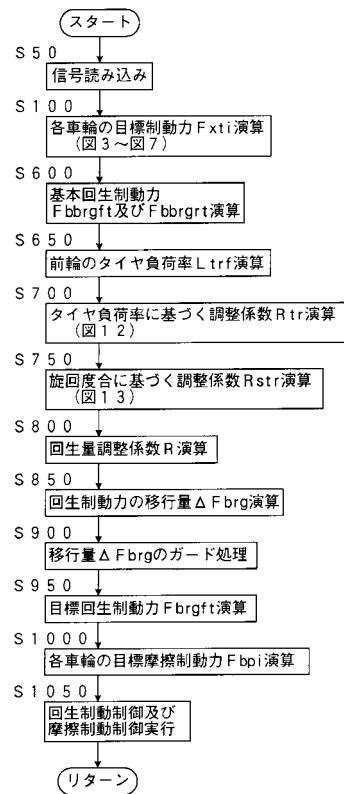
50

- 5 6 ... シフトポジションセンサ
- 5 8 FR ~ 5 8 RL ... 圧力センサ
- 6 0 ... 操舵角センサ
- 6 2 ... ヨーレートセンサ
- 6 4 ... 前後加速度センサ
- 6 6 ... 横加速度センサ
- 6 8 ... 車速センサ
- 7 0 FL ~ 7 0 RL ... 電動発電機
- 7 2 ... 駆動制御装置

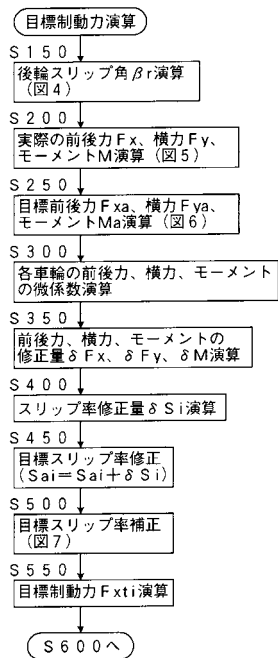
【 図 1 】



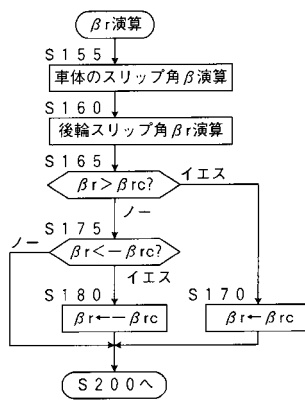
【 図 2 】



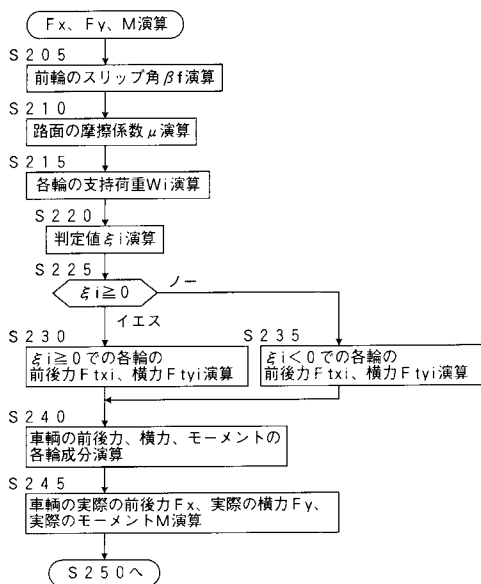
【 図 3 】



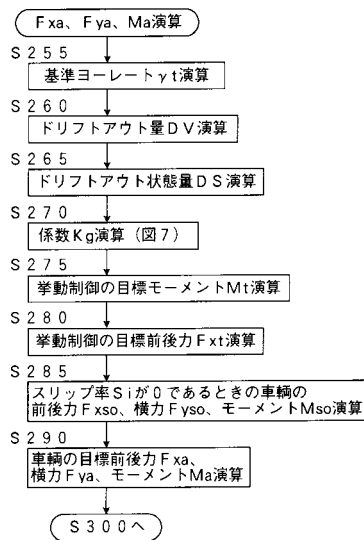
【 図 4 】



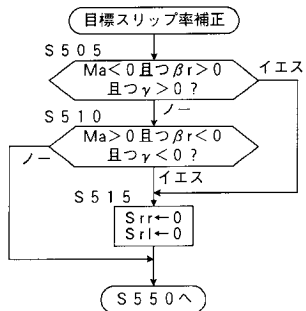
【 図 5 】



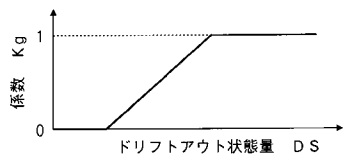
【 図 6 】



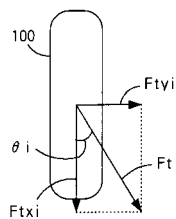
【図7】



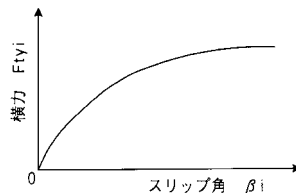
【図8】



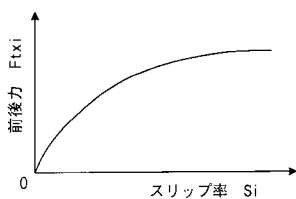
【図9】



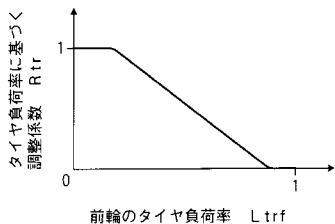
【図10】



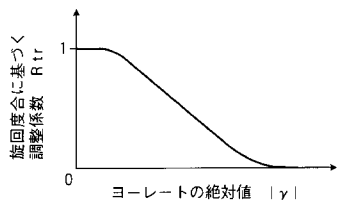
【図11】



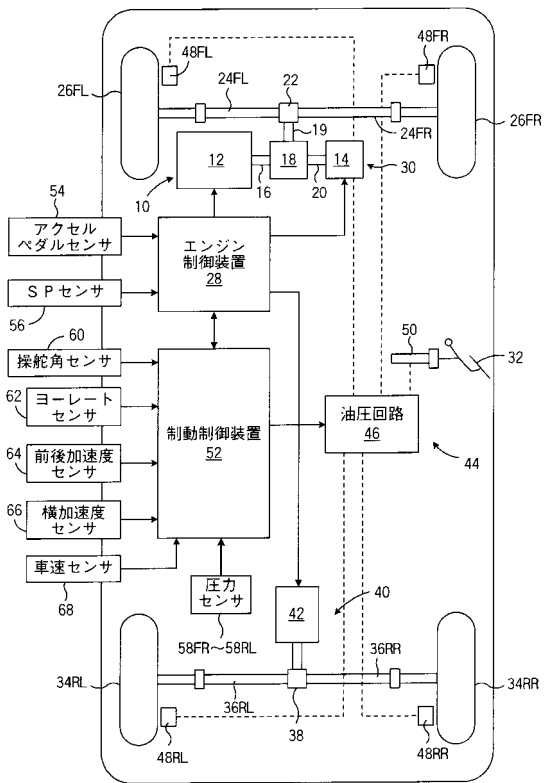
【図12】



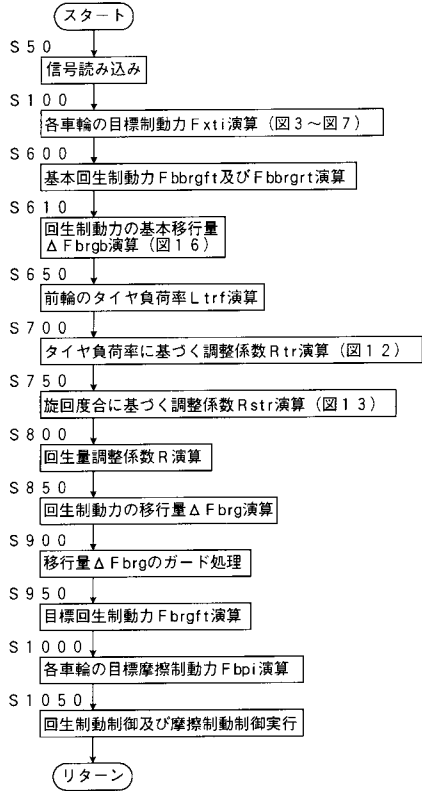
【図13】



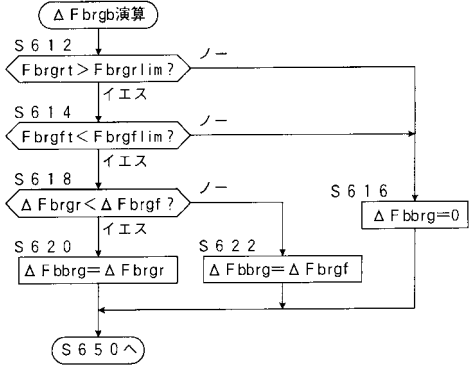
【図14】



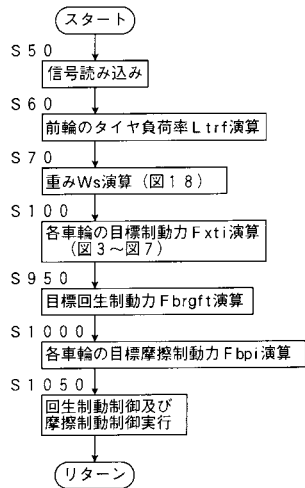
【 図 1 5 】



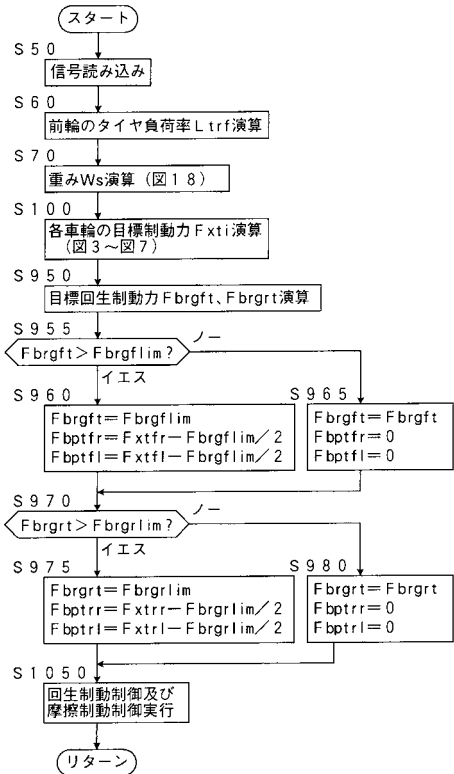
【 図 1 6 】



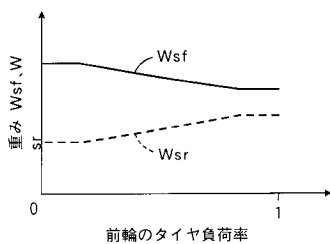
【 図 1 7 】



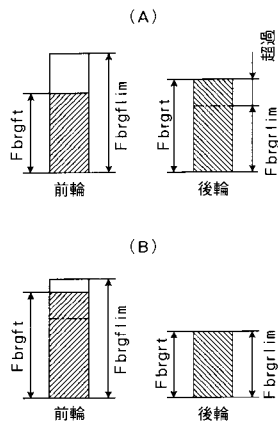
【 図 1 9 】



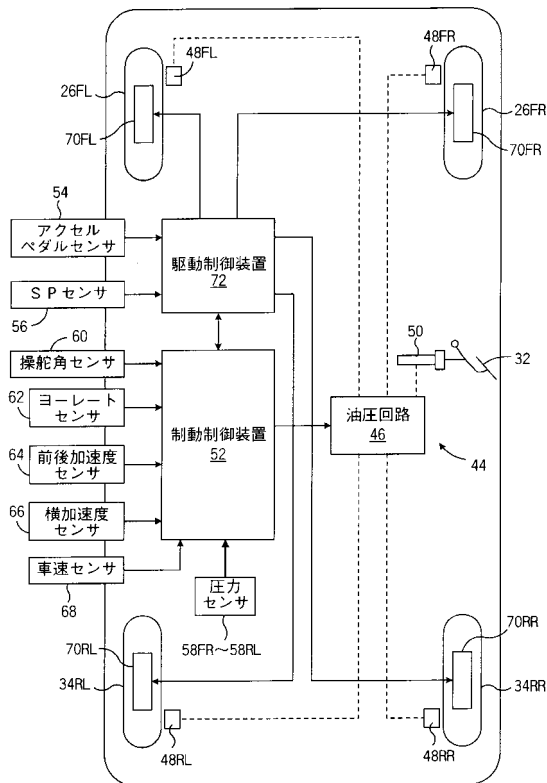
【 図 1 8 】



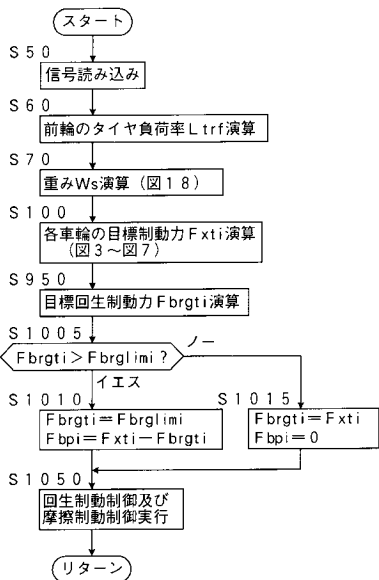
【 図 2 0 】



【 図 2 1 】



【 図 2 2 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平11-223138(JP,A)
特開平09-240458(JP,A)
特開2001-039281(JP,A)
特開2001-341627(JP,A)
特開2001-169405(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60L 7/24

B60L 7/10

B60T 8/58