

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4501343号  
(P4501343)

(45) 発行日 平成22年7月14日(2010.7.14)

(24) 登録日 平成22年4月30日(2010.4.30)

(51) Int. Cl.

F 1

|             |               |                  |      |        |      |
|-------------|---------------|------------------|------|--------|------|
| <b>B60T</b> | <b>8/1755</b> | <b>(2006.01)</b> | B60T | 8/1755 | Z    |
| <b>B60T</b> | <b>8/00</b>   | <b>(2006.01)</b> | B60T | 8/00   | Z    |
| <b>B60W</b> | <b>10/04</b>  | <b>(2006.01)</b> | B60K | 41/00  | 301A |
| <b>B60W</b> | <b>10/18</b>  | <b>(2006.01)</b> | B60K | 41/00  | 301F |
|             |               |                  | B60K | 41/20  |      |

請求項の数 5 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2002-364708 (P2002-364708)  
 (22) 出願日 平成14年12月17日(2002.12.17)  
 (65) 公開番号 特開2004-196046 (P2004-196046A)  
 (43) 公開日 平成16年7月15日(2004.7.15)  
 審査請求日 平成17年10月28日(2005.10.28)

(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  
 (74) 代理人 110000213  
 特許業務法人プロスペック特許事務所  
 (72) 発明者 稲垣 匠二  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 (72) 発明者 浅野 憲司  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内  
 審査官 藤村 泰智

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車輛用制動力制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かを判定し、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジブレーキが作用するときにはエンジブレーキ力を推定し、前記推定されたエンジブレーキ力を含む車輛全体の目標制動力を車輛の挙動を安定化させる配分にて各車輪の制動力に配分し、各車輪の制動力が前記配分された制動力になり車輛全体の制動力が前記車輛全体の目標制動力になるよう各車輪に実際に付与されるエンジブレーキ力及び摩擦制動力の少なくとも一方を制御することを特徴とする車輛用制動力制御装置。

【請求項2】

エンジブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かを判定し、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジブレーキが作用するときにはエンジブレーキ力を推定し、運転者の制動操作量に基づき運転者が要求する目標制動力を推定し、前記推定されたエンジブレーキ力と前記運転者が要求する目標制動力との和である車輛全体の目標制動力を車輛の挙動を安定化させる配分にて各車輪の制動力に配分し、各車輪の制動力が前記配分された制動力になり車輛全体の制動力が前記車輛全体の目標制動力になるよう各車輪に実際に付与されるエンジブレーキ力及び摩擦制動力を制御することを特徴とする車輛用制動力制御装置。

【請求項3】

駆動輪と従動輪とを有する車輛に適用され、エンジブレーキが作用すると車輛の挙動

が悪化する虞れがあるか否かを判定し、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジブレーキが作用するときにはエンジブレーキ力を推定し、前記推定されたエンジブレーキ力の少なくとも一部に対応する制動力を前記駆動輪より前記従動輪へ配分し、各車輪の制動力が配分後の制動力になるよう各車輪に実際に付与されるエンジブレーキ力及び摩擦制動力の少なくとも一方を制御することを特徴とする車輛用制動力制御装置。

【請求項 4】

車輛は後輪駆動車であり、後輪のグリップ度が所定値以下である場合に、エンジブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定されることを特徴とする請求項 1 乃至 3 の何れか一つに記載の車輛用制動力制御装置。

10

【請求項 5】

路面の摩擦係数が低いほど、車輛の挙動が悪化する虞れを判定する際の閾値を低下させることを特徴とする請求項 1 乃至 4 の何れか一つに記載の車輛用制動力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車輛用制動力制御装置に係り、更に詳細にはエンジブレーキ作用時の制動力を制御する車輛用制動力制御装置に係る。

【0002】

【従来の技術】

自動車等の車輛の制動力制御装置の一つとして、エンジブレーキ力を考慮して各車輪の制動力を制御する制動力制御装置が従来より知られており、例えば下記の特許文献 1 には、ブレーキペダルの踏込量に基づき目標制動力を演算し、駆動源のマイナトルクによる駆動輪側の制動力を求め、車輛の運動条件より駆動輪側及び従動輪側のそれぞれが分担すべき制動力の分担比を決定し、目標制動力と制動力分担比と駆動源マイナトルク分制動力（エンジブレーキ力）とから駆動輪側及び従動輪側の制動指令値を求め、該指令値に基づき各車輪の制動力を制御するよう構成された制動力制御装置が記載されている。

20

【0003】

尚下記の特許文献 2 には、後輪駆動車に於いて、エンジブレーキ時に前後輪の制動力配分が適正になるよう前輪の制動力を増減させる制動力制御装置が記載されている。

30

【特許文献 1】

特開平 10 - 264791 号公報

【特許文献 2】

特開平 10 - 71939 号公報

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

しかし上記特許文献 1 に記載されている如き従来の制動力制御装置に於いては、目標制動力と制動力分担比とエンジブレーキ力とに基づいて駆動輪及び従動輪の制動力が制御され、エンジブレーキが作用するときには必ず従動輪については摩擦ブレーキ装置が作動されることにより制動力が制御されるので、従動輪の摩擦ブレーキ装置の負担が増大し、その耐久性が低下する虞れがある。

40

【0005】

本発明は、エンジブレーキ力が各車輪に配分されることにより駆動輪及び従動輪の制動力が制御されるよう構成された従来の制動力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エンジブレーキ力を従動輪にも配分すべき状況に於いてのみ従動輪の摩擦ブレーキ装置を作動させることにより、従来に比して従動輪の摩擦ブレーキ装置の負担を軽減しその耐久性を向上させることである。

【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、請求項 1 の構成、即ちエンジブレーキが作用

50

すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かを判定し、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジブレーキが作用するときにはエンジブレーキ力を推定し、前記推定されたエンジブレーキ力を含む車輛全体の目標制動力を車輛の挙動を安定化させる配分にて各車輪の制動力に配分し、各車輪の制動力が前記配分された制動力になり車輛全体の制動力が前記車輛全体の目標制動力になるよう各車輪に実際に付与されるエンジブレーキ力及び摩擦制動力の少なくとも一方を制御することを特徴とする車輛用制動力制御装置、又は請求項2の構成、即ちエンジブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かを判定し、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジブレーキが作用するときにはエンジブレーキ力を推定し、運転者の制動操作量に基づき運転者が要求する目標制動力を推定し、前記推定されたエンジブレーキ力と前記運転者が要求する目標制動力との和である車輛全体の目標制動力を車輛の挙動を安定化させる配分にて各車輪の制動力に配分し、各車輪の制動力が前記配分された制動力になり車輛全体の制動力が前記車輛全体の目標制動力になるよう各車輪に実際に付与されるエンジブレーキ力及び摩擦制動力を制御することを特徴とする車輛用制動力制御装置、又は請求項3の構成、即ち駆動輪と従動輪とを有する車輛に適用され、エンジブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かを判定し、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジブレーキが作用するときにはエンジブレーキ力を推定し、前記推定されたエンジブレーキ力の少なくとも一部に対応する制動力を前記駆動輪より前記従動輪へ配分し、各車輪の制動力が配分後の制動力になるよう各車輪に実際に付与されるエンジブレーキ力及び摩擦制動力の少なくとも一方を制御することを特徴とする車輛用制動力制御装置によって達成される。

10

20

【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乃至3の何れか一つの構成に於いて、車輛は後輪駆動車であり、後輪のグリップ度が所定値以下である場合に、エンジブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定されるよう構成される（請求項4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乃至4の何れか一つの構成に於いて、路面の摩擦係数が低いほど、車輛の挙動が悪化する虞れを判定する際の閾値を低下させるよう構成される（請求項5の構成）。

30

【0009】

【発明の作用及び効果】

上記請求項1の構成によれば、エンジブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かが判定され、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジブレーキが作用するときにはエンジブレーキ力が推定され、推定されたエンジブレーキ力を含む車輛全体の目標制動力が車輛の挙動を安定化させる配分にて各車輪の制動力に配分され、各車輪の制動力が前記配分された制動力になり車輛全体の制動力が前記車輛全体の目標制動力になるよう各車輪に実際に付与されるエンジブレーキ力及び摩擦制動力の少なくとも一方が制御される。

40

また上記請求項2の構成によれば、エンジブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かが判定され、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジブレーキが作用するときにはエンジブレーキ力が推定され、推定されたエンジブレーキ力と運転者が要求する目標制動力との和である車輛全体の目標制動力が車輛の挙動を安定化させる配分にて各車輪の制動力に配分され、各車輪の制動力が前記配分された制動力になり車輛全体の制動力が前記車輛全体の目標制動力になるよう各車輪に実際に付与されるエンジブレーキ力及び摩擦制動力が制御される。

また上記請求項3の構成によれば、エンジブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かが判定され、車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定された場合に於いてエンジブレーキが作用するときにはエンジブレーキ力が推定され、推定されたエンジブレーキ力の少なくとも一部に対応する制動力が車輛の挙動を安定化させる配分に

50

て前記駆動輪より前記従動輪へ配分され、各車輪の制動力が前記配分された制動力になるよう各車輪に実際に付与されるエンジンプレーキ力及び摩擦制動力の少なくとも一方が制御される。

よって上記請求項 1 乃至 3 の構成によれば、車輛の挙動が悪化する虞れがないときにはエンジンプレーキ力が各車輪の制動力に配分されず、従って車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かに拘わらずエンジンプレーキ力が各車輪の制動力に配分される従来の制動力制御装置の場合に比して、従動輪の摩擦ブレーキ装置の負担を軽減しその耐久性を向上させることができる。また上記請求項 1 乃至 3 の構成によれば、車輛の挙動が悪化する虞れがあるときには車輛全体の制動力が増減されることなく各車輪の制動力が配分された制動力になるので、各車輪の制動力を確実に配分された制動力にすることができると共に、車輛全体の制動力が制動力の配分制御に起因して増減することを防止することができる。

10

【 0 0 1 0 】

また一般に、車輛が後輪駆動車である場合に於いて、後輪のグリップ度が低いときにエンジンプレーキが作用し後輪の制動力が増大すると、後輪の横力が低下することに起因して車輛の挙動が悪化し易い。

【 0 0 1 1 】

上記請求項 4 の構成によれば、車輛は後輪駆動車であり、後輪のグリップ度が所定値以下である場合に、エンジンプレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定されるので、エンジンプレーキが作用し後輪の制動力が増大することによる後輪横力の低下に起因して車輛の挙動が悪化する虞れを確実に判定することができる。

20

【 0 0 1 2 】

また一般に、路面の摩擦係数が低いほど車輪が発生し得る力が小さくなるので、路面の摩擦係数が低いほど車輛の挙動が不安定になり易く、また車輛の挙動が一旦不安定になると回復し難くなり易い。

【 0 0 1 3 】

上記請求項 5 の構成によれば、路面の摩擦係数が低いほど、車輛の挙動が悪化する虞れを判定する際の閾値が低下されるので、路面の摩擦係数が考慮されない場合に比して車輛の挙動が悪化する虞れを適正に判定することができる。

【 0 0 1 4 】

尚本明細書に於いて、「グリップ度」とは、車輪が発生し得る路面に沿う方向の力と車輪が発生している路面に沿う方向の力との差を車輪が発生し得る路面に沿う方向の力にて除算した値 ( ) をいい、車輪が発生している路面に沿う方向の力を車輪が発生し得る路面に沿う方向の力にて除算した値を  $\mu$  利用率と呼ぶとすると、グリップ度は「 $1 - \mu$  利用率」に等しい。

30

【 0 0 1 5 】

【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 3 の何れか一つの構成に於いて、駆動輪について配分された制動力のうち最も小さい制動力に基づいてエンジンプレーキ力を制御するよう構成される (好ましい態様 1)。

【 0 0 1 7 】

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 3 の何れか一つの構成に於いて、各車輪の接地荷重を推定し、車輛全体の目標制動力を各車輪の接地荷重の比に対応する割合にて配分するよう構成される (好ましい態様 3)。

40

【 0 0 1 9 】

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 3 の何れか一つの構成に於いて、運転者の操舵操作量に基づき車輛の目標ヨーレートを演算すると共に、目標ヨーレートと車輛の実際のヨーレートとの偏差を演算し、該ヨーレート偏差の大きさが減少するよう車輛全体の目標制動力を配分するよう構成される (好ましい態様 4)。

【 0 0 2 1 】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 4 の構成に於いて、車輛が非駆

50

動状態にあり且つ後輪のグリップ度が所定値以下である場合に、エンジブレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定されるよう構成される（好ましい態様5）。

【0022】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項4の構成に於いて、路面の摩擦係数 $\mu$ を推定すると共に後輪位置の車輛の前後加速度 $G_{xr}$ 及び横加速度 $G_{yr}$ を推定し、これらに基づいて後輪のグリップ度を演算するよう構成される（好ましい態様6）。

【0023】

【発明の実施の形態】

以下に添付の図を参照しつつ、本発明を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。

【0024】

図1は電動式パワーステアリング装置を備えた後輪駆動車に適用された本発明による車輛用制動制御装置の一つの実施形態を示す概略構成図である。

【0025】

図1に於て、10FL及び10FRはそれぞれ車輛12の左右の前輪を示し、10RL及び10RRはそれぞれ車輛12の左右の後輪を示している。従動輪であり操舵輪でもある左右の前輪10FL及び10FRは運転者によるステアリングホイール14の転舵にตอบสนองして駆動されるラック・アンド・ピニオン式の電動式パワーステアリング装置16によりタイロッド18L及び18Rを介して操舵される。

【0026】

また図1に於いて、20は電子制御スロットルバルブ20Aを備えたエンジンを示しており、エンジン20の出力はエンジン用電子制御装置22により電子制御スロットルバルブ20Aが制御されることによって制御される。エンジン20の駆動力はトルクコンバータ24及びトランスミッション26を含む自動変速機28を介してプロペラシャフト30へ伝達され、プロペラシャフト30の駆動力はディファレンシャルギヤ装置32により左後輪車軸34L及び右後輪車軸34Rへ伝達され、これにより駆動輪である左右の後輪10RL及び10RRが回転駆動される。

【0027】

図示の実施形態に於いては、電動式パワーステアリング装置16はラック同軸型の電動式パワーステアリング装置であり、電子制御装置36により制御される。電動式パワーステアリング装置16は電動機38と、電動機38の回転トルクをラックバー40の往復動方向の力に変換する例えばボールねじ式の変換機構42とを有し、ハウジング44に対し相対的にラックバー40を駆動する補助転舵力を発生することにより、運転者の操舵負担を軽減する操舵アシストトルクを発生する。

【0028】

各車輪の制動力は制動装置46の油圧回路48によりホイールシリンダ50FL、50FR、50RL、50RRの制動圧が制御されることによって制御されるようになっている。図には示されていないが、油圧回路48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は通常時には運転者によるブレーキペダル52の踏み込み操作に応じて駆動されるマスタシリンダ54により制御され、また必要に応じて後に詳細に説明する如く電子制御装置56により制御される。

【0029】

車輪10FL～10RRのホイールシリンダ50FL～50RRにはそれぞれ対応するホイールシリンダ内の圧力 $P_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ )を検出する圧力センサ60FL～60RRが設けられ、マスタシリンダ54にはマスタシリンダ圧力 $P_m$ を検出する圧力センサ62が設けられている。またステアリングシャフト64にはそれぞれ操舵角 $\delta$ 及び操舵トルク $T_s$ を検出する操舵角センサ66及びトルクセンサ68が設けられ、車輛12にはそれぞれ車速 $V$ 、車輛の前後加速度 $G_x$ 、車輛の横加速度 $G_y$ 、車輛のヨーレート $\dot{\gamma}$ を検出する車速センサ70、前後加速度センサ72、横加速度センサ74、ヨーレートセンサ76が設けられ

10

20

30

40

50

ている。尚操舵角センサ66、トルクセンサ68、横加速度センサ74、ヨーレートセンサ76は車輛の右旋回方向を正としてそれぞれ操舵角、操舵トルク $T_s$ 、横加速度 $G_y$ 、ヨーレートを検出する。

【0030】

図2に示されている如く、圧力センサ60FL~60RRにより検出されたホイールシリンダ50FL~50RR内の圧力 $P_i$ を示す信号、圧力センサ62により検出されたマスタシリンダ圧力 $P_m$ を示す信号、操舵角センサ66により検出された操舵角を示す信号、車速センサ70により検出された車速 $V$ を示す信号、前後加速度センサ72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74により検出された横加速度 $G_y$ を示す信号、ヨーレートセンサ76により検出されたヨーレートを示す信号は電子制御装置56に入力される。

10

【0031】

図には示されていないが、エンジン20にはエンジン回転数 $N_e$ を検出するエンジン回転数センサ78が設けられ、電子制御スロットルバルブ20Aにはスロットル開度を検出するスロットル開度センサ80が設けられ、エンジン回転数 $N_e$ を示す信号及びスロットル開度を示す信号は図には示されていないアクセル開度センサよりのアクセル開度を示す信号や吸入空気量センサよりの吸入空気量を示す信号等と共にエンジン用電子制御装置22へ入力される。電子制御装置22はエンジン回転数 $N_e$ を示す信号及びスロットル開度を示す信号を電子制御装置56へ出力する。

【0032】

20

トルクセンサ68により検出された操舵トルク $T_s$ を示す信号は電子制御装置36に入力され、電子制御装置36には電子制御装置56より車速 $V$ を示す信号も入力される。電子制御装置36は操舵トルク $T_s$ を示す信号を示す信号を電子制御装置56へ出力する。

【0033】

尚図には詳細に示されていないが、電子制御装置28、36及び56はそれぞれ例えばCPUとROMとRAMと入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のマイクロコンピュータを含んでいる。

【0034】

電子制御装置56は、図3に示されたフローチャートに従い、車輛の非駆動時であるか否かを判定し、車輛の非駆動時にはエンジンプレーキ力 $F_{eb}$ を演算し、路面の摩擦係数 $\mu$ 及び後輪のグリップ度 $r$ を演算し、後輪のグリップ度 $r$ に基づきエンジンプレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する状況であるか否かを判定する。

30

【0035】

そして電子制御装置56は、エンジンプレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する状況であるときには、マスタシリンダ圧力 $P_m$ に基づき車輛全体の目標摩擦制動力 $F_{bv}$ を演算し、エンジンプレーキ力 $F_{eb}$ と目標摩擦制動力 $F_{bv}$ との和を車輛全体の目標制動力 $F_{bvt}$ として、車輛の挙動を安定化させる配分にて車輛全体の目標制動力 $F_{bvt}$ を各車輪に配分することにより各車輪の目標制動力 $F_{bti}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ )を演算する。

【0036】

また電子制御装置56は、駆動輪である左右後輪の目標制動力 $F_{btrl}$ 及び $F_{btrr}$ のうち小さい方の値に基づきエンジン20の目標出力トルク $T_{et}$  (負の値)を演算し、目標出力トルク $T_{et}$ 及びエンジン回転数 $N_e$ に基づき目標スロットル開度 $t$ を演算し、目標スロットル開度 $t$ を示す指令信号をエンジン用電子制御装置22へ出力する。

40

【0037】

更に電子制御装置56は、左右前輪の目標制動力 $F_{btfl}$ 及び $F_{btfr}$ が達成されると共に左右後輪の目標制動力 $F_{btrl}$ 及び $F_{btrr}$ のうち大きい方の値に対応する車輪の目標制動力 $F_{btrl}$ 又は $F_{btrr}$ が達成されるよう、これらの車輪の制動圧 $P_i$ を制御する。

【0038】

特に電子制御装置56は、路面の摩擦係数 $\mu$ を推定し、路面の摩擦係数 $\mu$ が低いほど大きくなるよう閾値 $K_e$ を演算し、後輪のグリップ度 $r$ が閾値 $K_e$ よりも小さいか否かの判別

50

により、エンジンプレーキが作用すると車輛の挙動が悪化する状況であるか否かを判定する。

【0039】

電子制御装置36は、操舵トルク $T_s$ の大きさが大きいほどアシストトルク $T_{ab}$ の大きさが大きくなり、車速 $V$ が高いほどアシストトルク $T_{ab}$ の大きさが小さくなるよう、操舵トルク $T_s$ 及び車速 $V$ に基づき図7に示されたグラフに対応するマップよりアシストトルク $T_{ab}$ を演算し、少なくともアシストトルク $T_{ab}$ に基づき電子制御装置36を介して電動式パワーステアリング装置16によるアシストトルクを制御し、これにより運転者の操舵負担を軽減する。尚電動式パワーステアリング装置16によるアシストトルクの制御自体は本発明の要旨をなすものではなく、当技術分野に於いて公知の任意の要領にて実行されてよい。

10

【0040】

電子制御装置22は通常時にはアクセル開度や吸入空気量等に基づいて電子制御スロットルバルブ20Aを制御することによりエンジン20の出力を制御するが、電子制御装置56より目標スロットル開度 $t$ を示す指令信号が入力されると、該指令信号に従ってスロットル開度 $t$ が目標スロットル開度 $t$ になるよう電子制御スロットルバルブ20Aを制御することによりエンジン20の出力トルクを制御する。尚通常時のエンジン20の制御も本発明の要旨をなすものではなく、当技術分野に於いて公知の任意の要領にて実行されてよい。

【0041】

20

次に図3及び図4に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於ける制動力制御ルーチンについて説明する。尚図3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イ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。

【0042】

まずステップ10に於いては圧力センサ60FL~60RRにより検出されたホイールシリンダ50FL~50RR内の圧力 $P_i$ を示す信号等の読み込みが行われ、ステップ20に於いては例えばスロットル開度 $t$ 及びエンジン回転数 $N_e$ に基づき図6に示されたグラフに対応するマップより推定されるエンジン20の出力トルク $T_e$ が0以下であるか否かの判別により、車輛が非駆動状態に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130へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ30へ進む。

30

【0043】

ステップ30に於いてはスロットル開度 $t$ 及びエンジン回転数 $N_e$ に基づき図6に示されたグラフに対応するマップよりエンジン20の出力トルク $T_e$ が演算され、出力トルク $T_e$ 及び駆動系のギヤ比に基づきエンジンプレーキ力 $F_{eb}$ が演算される。

【0044】

ステップ40に於いては図4に示されたルーチンに従って路面の摩擦係数 $\mu$ 及び後輪のグリップ度 $r$ が演算され、ステップ70に於いては路面の摩擦係数 $\mu$ が低いほど閾値 $K_e$ が大きくなるよう、路面の摩擦係数 $\mu$ に基づき図5に示されたグラフに対応するマップより閾値 $K_e$ が演算される。

40

【0045】

ステップ80に於いては後輪のグリップ度 $r$ が閾値 $K_e$ よりも小さいか否かの判別、即ちエンジンプレーキ力 $F_{eb}$ が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れが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130へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ90へ進む。

【0046】

ステップ90に於いては圧力-車輛全体制動力の変換係数 $K_{bv}$ (正の値)とマスタシリンダ圧力 $P_m$ との積として車輛全体の目標摩擦制動力 $F_{bv}$ が演算され、エンジンプレーキ力 $F_{eb}$ と目標摩擦制動力 $F_{bv}$ との和として車輛全体の目標制動力 $F_{bvt}$ が演算される。また車輛の前後加速度 $G_x$ 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

50

の接地荷重 $W_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) が演算され、接地荷重 $W_i$ の和を $W$ として下記の式 1 に従って各車輪に対する目標制動力 $F_{bvt}$ の配分量、即ち各車輪の目標制動力 $F_{bti}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) が演算される。

$$F_{bti} = F_{bvt} \times W_i / W \quad \dots\dots (1)$$

【0047】

ステップ100に於いては駆動輪である左右後輪の目標制動力 $F_{btrl}$ 及び $F_{btrr}$ のうち小さい方の値を $F_{btrmin}$ として、 $F_{btrmin}$ の2倍(目標エンジンプレーキ力 $F_{ebt}$ )及び駆動系のギヤ比に基づきエンジン20の目標出力トルク $T_{et}$ (負の値)が演算される。

【0048】

ステップ110に於いては左右前輪の目標制動力 $F_{btfl}$ 及び $F_{btfr}$ に基づき左右前輪の目標制動圧 $P_{btfl}$ 及び $P_{btfr}$ が演算され、左右前輪の制動圧 $P_{fl}$ 及び $P_{fr}$ がそれぞれ目標制動圧 $P_{btfl}$ 及び $P_{btfr}$ になるよう制御されると共に、左右後輪の目標制動力 $F_{btrl}$ 及び $F_{btrr}$ のうち大きい方の値と $F_{btrmin}$ との偏差 $F_{btr}$ が演算され、偏差 $F_{btr}$ に基づき目標制動圧 $P_{btr}$ が演算され、当該車輪の制動圧が目標制動圧 $P_{btr}$ になるよう制御される。

【0049】

ステップ120に於いては目標出力トルク $T_{et}$ 及びエンジン回転数 $N_e$ に基づき図6に示されたグラフに対応するマップより目標スロットル開度 $t$ が演算され、目標スロットル開度 $t$ を示す指令信号がエンジン用電子制御装置22へ出力され、しかる後ステップ10へ戻る。

【0050】

ステップ130に於いてはマスタシリンダ54とホイールシリンダ50FR、50FL、50RR、50RLとの連通が維持され、これにより各車輪の制動圧がマスタシリンダ圧力 $P_m$ により制御される通常時の制動力制御が実行され、しかる後ステップ10へ戻る。

【0051】

図4に示された路面の摩擦係数 $\mu$ 及び後輪のグリップ度 $r$ 演算ルーチンのステップ42に於いては、例えば $g$ を重力加速度として前後加速度 $G_x$ 及び横加速度 $G_y$ に基づき下記の式2に従って路面の摩擦係数 $\mu$ が演算される。路面の摩擦係数 $\mu$ は当技術分野に於いて公知の任意の要領にて推定又は検出されてよい。

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

【0052】

ステップ44に於いては $L_f$ 及び $L_r$ をそれぞれ重心と前輪車軸及び後輪車軸との間の距離として、前後加速度 $G_x$ 及びヨーレート $\dot{\theta}$ に基づき下記の式3に従って後輪位置に於ける車輛の前後加速度 $G_{xr}$ が演算され、ステップ46に於いては $I_z$ を車輛の慣性モーメントとし $M$ を車輛の質量として下記の式4に従って係数 $K_r$ が演算されると共に、横加速度 $G_y$ 及びヨーレート $\dot{\theta}$ の微分値 $\dot{d}$ に基づき下記の式5に従って後輪位置に於ける車輛の横加速度 $G_{yr}$ が演算され、ステップ48に於いては下記の式6に従って後輪のグリップ度 $r$ が演算される。

【0053】

$$G_{xr} = G_x \cdot (L_f + L_r) / L_f \quad \dots\dots (3)$$

$$K_r = I_z \cdot (L_f + L_r) / (L_f - M) \quad \dots\dots (4)$$

$$G_{yr} = G_y - K_r \cdot \dot{d} \quad \dots\dots (5)$$

【数1】

$$\epsilon_r = 1 - \frac{\sqrt{G_{xr}^2 + G_{yr}^2}}{g\mu} \quad \dots\dots (6)$$

【0054】

かくして図示の実施形態によれば、車輛が非駆動状態にあるときにはステップ20に於いて肯定判別が行われ、ステップ30に於いてエンジンプレーキ力 $F_{eb}$ が演算され、ステップ40に於いて路面の摩擦係数 $\mu$ 及び後輪のグリップ度 $r$ が演算され、ステップ70に

10

20

30

40

50

於いて路面の摩擦係数  $\mu$  が低いほど閾値  $K_e$  が大きくなるよう、路面の摩擦係数  $\mu$  に基づき閾値  $K_e$  が演算される。

【 0 0 5 5 】

そしてステップ 8 0 に於いて後輪のグリップ度  $r$  が閾値  $K_e$  よりも小さいか否かの判別により、エンジンプレーキ力  $F_{eb}$  が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かの判別が行われ、車輛の挙動が悪化する虞れがあるときにはステップ 9 0 に於いてエンジンプレーキ力  $F_{eb}$  と目標摩擦制動力  $F_{bv}$  との和として車輛全体の目標制動力  $F_{bvt}$  が演算されると共に、各車輪の接地荷重  $W_i$  に比例する割合にて車輛全体の目標制動力  $F_{bvt}$  が各車輪に配分されることにより各車輪の目標制動力  $F_{bti}$  が演算される。

【 0 0 5 6 】

ステップ 1 0 0 に於いて駆動輪である左右後輪の目標制動力  $F_{btrl}$  及び  $F_{btrr}$  のうち小さい方の値を  $F_{btrmin}$  として、 $F_{btrmin}$  の 2 倍及び駆動系のギヤ比に基づきエンジン 2 0 の目標出力トルク  $T_{et}$  が演算され、ステップ 1 2 0 に於いて目標出力トルク  $T_{et}$  及びエンジン回転数  $N_e$  に目標スロットル開度  $t$  が演算され、目標スロットル開度  $t$  を示す指令信号がエンジン用電子制御装置 2 2 へ出力される。

【 0 0 5 7 】

更にステップ 1 1 0 に於いて左右前輪の目標制動力  $F_{btfl}$  及び  $F_{btfr}$  に基づき左右前輪の目標制動圧  $P_{btfl}$  及び  $P_{btfr}$  が演算され、左右前輪の制動圧  $P_{fl}$  及び  $P_{fr}$  がそれぞれ目標制動圧  $P_{btfl}$  及び  $P_{btfr}$  になるよう制御されると共に、左右後輪の目標制動力  $F_{btrl}$  及び  $F_{btrr}$  のうち大きい方の値と  $F_{btrmin}$  との偏差  $F_{btr}$  が演算され、偏差  $F_{btr}$  に基づき

目標制動圧  $P_{btr}$  が演算され、当該車輪の制動圧が目標制動圧  $P_{btr}$  になるよう制御される。

【 0 0 5 8 】

またステップ 8 0 に於いて否定判別が行われたときには、即ちエンジンプレーキ力  $F_{eb}$  が作用しても車輛の挙動が悪化する虞れがないときには、ステップ 9 0 ~ 1 2 0 は実行されず、車輛が駆動状態にありステップ 2 0 に於いて否定判別が行われた場合と同様、ステップ 1 3 0 に於いてマスタシリンダ 5 4 とホイールシリンダ 5 0 FR、5 0 FL、5 0 RR、5 0 RL との連通が維持され、これにより各車輪の制動圧がマスタシリンダ圧力  $P_m$  により制御される通常時の制動力制御が実行される。

【 0 0 5 9 】

従ってエンジンプレーキ力  $F_{eb}$  が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがある場合にのみ、ステップ 9 0 ~ 1 2 0 が実行され、車輛の挙動が安定化させる配分比率にてエンジンプレーキ力  $F_{eb}$  が各車輪に配分されるので、車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かが考慮されることなくエンジンプレーキ力が各車輪に配分される従来の制動力制御装置の場合に比して、非駆動輪である左右前輪及び左右後輪のうち配分されたエンジンプレーキ力が大きい側の車輪の制動装置の負担、例えば山道降坂時の制動装置の作動頻度及び作動時間を軽減し、その耐久性を向上させることができる。

またエンジンプレーキ力  $F_{eb}$  が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがある場合には、各車輪の制動力が対応する目標制動力になり且つ車輛全体の制動力が車輛全体の目標制動力になるよう各車輪の制動力が制御されるので、各車輪の制動力を確実に対応する目標制動力にすることができると共に、車輛全体の制動力が車輛全体の目標制動力にならなくなることを防止することができる。

【 0 0 6 0 】

特に図示の実施形態によれば、エンジンプレーキ力が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かを判別するための後輪のグリップ度  $r$  は図 4 に示されたルーチンに従って路面の摩擦係数  $\mu$ 、後輪位置に於ける車輛の前後加速度  $G_{xr}$ 、後輪位置に於ける車輛の横加速度  $G_{yr}$  に基づいて演算されるので、エンジンプレーキ力が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かを簡便に判別することができる。

【 0 0 6 1 】

また図示の実施形態によれば、ステップ 7 0 に於いて路面の摩擦係数  $\mu$  が低いほど閾値  $K$

10

20

30

40

50

eが大きくなるよう、路面の摩擦係数 $\mu$ に基づき閾値 $K_e$ が演算され、後輪のグリップ度 $r$ が閾値 $K_e$ よりも小さいか否かの判別により、エンジンブレーキ力 $F_{eb}$ が作用すると車輛の挙動が悪化する虞れがあるか否かの判別が行われるので、路面の摩擦係数 $\mu$ が低いほど、即ち車輛の挙動が悪化し易いほど早期に車輛の挙動が悪化する虞れがあると判定することができ、これにより応答遅れなく車輛の挙動の悪化を効果的に防止することができる。

【0062】

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。

【0063】

例えば上述の実施形態に於いては、後輪のグリップ度 $r$ は後輪位置の前後加速度及び横加速度又は後輪の前後力及び横力に基づいて演算されるようになっていたが、後輪のグリップ度 $r$ は当技術分野に於いて公知の任意の要領にて演算されてよく、例えば本願出願人と他の二の出願人との共願にかかる特開2000-108863号公開公報に記載されている如く、各車輪速度の情報に基づき演算されてもよい。

【0064】

また上述の実施形態に於いては、エンジンブレーキ力 $F_{eb}$ と目標摩擦制動力 $F_{bv}$ との和である車輛全体の目標制動力 $F_{bvt}$ が、各車輪の接地荷重 $W_i$ に比例する割合にて各車輪に配分されることにより、各車輪の目標制動力 $F_{bti}$ が演算されるようになっていたが、操舵角 $\delta$ 及び車速 $V$ に基づき演算される車輛の目標ヨーレート $\dot{\theta}_t$ と車輛の実ヨーレート $\dot{\theta}_r$ との偏差の大きさを減少させるよう、車輛全体の目標制動力 $F_{bvt}$ が各車輪に配分されてもよい。

【0065】

更に上述の各実施形態に於いては、車輛は後輪駆動車であるが、本発明は前輪駆動車や四輪駆動車に適用されてもよい。

【図面の簡単な説明】

【図1】電動式パワーステアリング装置を備えた後輪駆動車に適用された本発明による車輛用制動制御装置の一つの実施形態を示す概略構成図である。

【図2】図示の実施形態に於ける制御系を示すブロック図である。

【図3】図示の実施形態に於ける制動力制御ルーチンを示すゼネラル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40に於ける路面の摩擦係数 $\mu$ 及び後輪のグリップ度 $r$ 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図5】路面の摩擦係数 $\mu$ と閾値 $K_e$ との間の関係を示すグラフである。

【図6】エンジン回転数 $N_e$ とスロットル開度 $\theta$ と及びエンジンの出力トルク $T_e$ 及び目標出力トルク $T_{et}$ との間の関係を示すグラフである。

【図7】操舵トルク $T_s$ 及び車速 $V$ とアシストトルク $T_{ab}$ との間の関係を示すグラフである。

【符号の説明】

16 ... 電動式パワーステアリング装置

20 ... エンジン

22、36 ... 電子制御装置

46 ... 制動装置

54 ... マスタシリンダ

56 ... 電子制御装置

60FL ~ 60RR、62 ... 圧力センサ

66 ... 操舵角センサ

68 ... トルクセンサ

70 ... 車速センサ

72 ... 前後加速度センサ

10

20

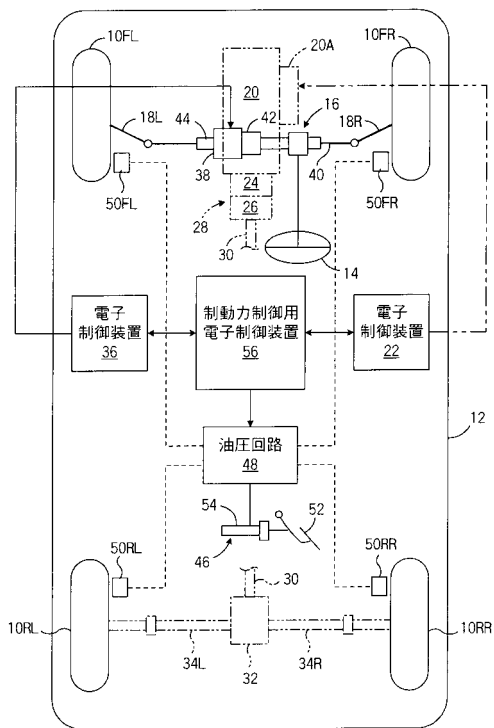
30

40

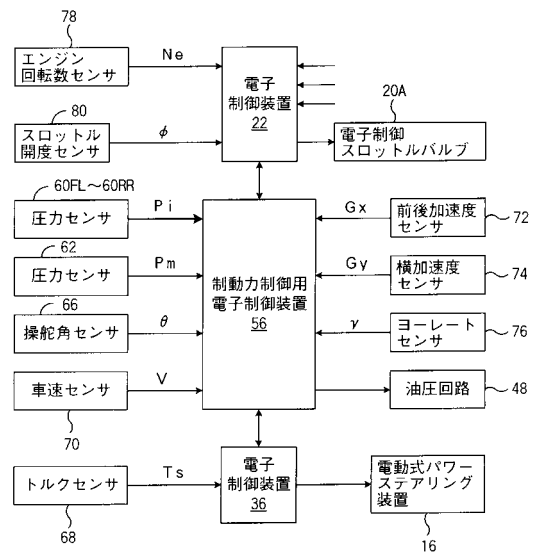
50

7 4 ... 横加速度センサ  
7 6 ... ヨーレートセンサ

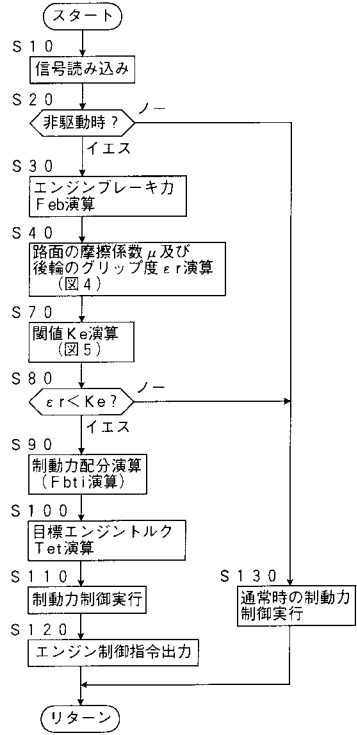
【 図 1 】



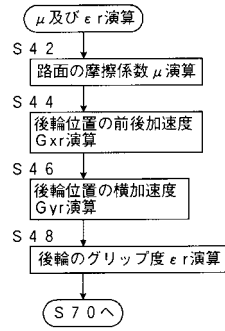
【 図 2 】



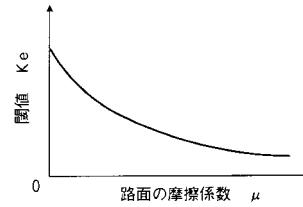
【図3】



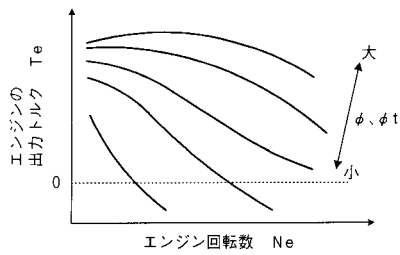
【図4】



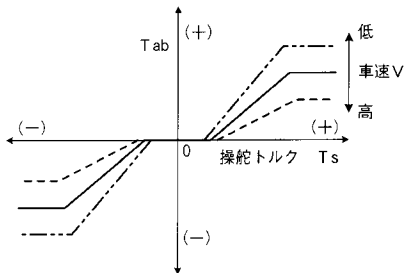
【図5】



【図6】



【図7】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2000-025491(JP,A)  
特開平09-207736(JP,A)  
特開2002-356120(JP,A)  
特開平10-264791(JP,A)  
特開平03-281466(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60T 7/12 ~ 8/1769  
B60T 8/32 ~ 8/96  
B60W 10/04 ~ 10/06  
B60W 10/18