

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6164045号
(P6164045)

(45) 発行日 平成29年7月19日(2017.7.19)

(24) 登録日 平成29年6月30日(2017.6.30)

(51) Int.Cl.

F 1

B60T 8/17 (2006.01)
B60T 8/1755 (2006.01)
B60W 10/18 (2012.01)
B60W 10/08 (2006.01)
B60K 6/48 (2007.10)

B60T 8/17 ZHVC
 B60T 8/1755 B
 B60W 10/18 900
 B60W 10/08 900
 B60K 6/48

請求項の数 6 (全 18 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2013-225717 (P2013-225717)
 (22) 出願日 平成25年10月30日(2013.10.30)
 (65) 公開番号 特開2015-85792 (P2015-85792A)
 (43) 公開日 平成27年5月7日(2015.5.7)
 審査請求日 平成28年2月1日(2016.2.1)

(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 須田 理央
 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 村上 聡

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の制動力制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

操舵輪である前輪に回生制動力及び摩擦制動力が付与される車両に適用され、前輪の目標制動力を演算し、該目標制動力に基づいて回生制動力及び摩擦制動力を制御する車両の制動力制御方法において、

前輪に回生制動力が付与されている状況にて少なくとも一方の前輪の制動スリップの度合が基準値を越えると、当該時点を経験時点として、前記基準時点以降で前記基準時点より所定の時間が経過する時点以前においては、前輪の制動力が目標制動力よりも低い値になるよう、前記基準時点における前輪の回生制動力よりも所定値低い暫定の目標回生制動力になるように前輪の回生制動力を制御しつつ、前輪の摩擦制動力が漸次増大するように前輪の摩擦制動力を制御し、

前記基準時点より所定の時間が経過した時点以降においては、前輪の制動力が目標制動力になるよう、前輪の回生制動力が漸次低下すると共に前輪の摩擦制動力が漸次増大するように、回生制動力を低下させる制御及び摩擦制動力を増大させる制御を行うことを特徴とする車両の制動力制御方法。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の車両の制動力制御方法において、前記所定値は、前記基準時点における前輪の目標制動力と、前輪の制動スリップの度合が増大することを抑制するための前輪の暫定の目標制動力との差であることを特徴とする車両の制動力制御方法。

【請求項 3】

10

20

請求項 1 又は 2 に記載の車両の制動力制御方法において、前記基準時点以降における前輪の摩擦制動力の増大量が前記所定値以上になったと判定したときに、前記基準時点より所定の時間が経過したと判定することを特徴とする車両の制動力制御方法。

【請求項 4】

請求項 1 又は 2 に記載の車両の制動力制御方法において、前記所定の時間は予め設定された値であることを特徴とする車両の制動力制御方法。

【請求項 5】

請求項 2 に記載の車両の制動力制御方法において、前記暫定の目標制動力は、現在の前輪の制動スリップの度合に基づいて演算されることにより、現在の前輪の制動スリップの度合に応じて可変設定されることを特徴とする車両の制動力制御方法。

10

【請求項 6】

請求項 2 に記載の車両の制動力制御方法において、前記暫定の目標制動力は、前記基準時点における前輪の制動スリップの度合に基づいて一定の値に演算されることを特徴とする車両の制動力制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両操舵輪である前輪に回生制動力及び摩擦制動力が付与される車両の制動力制御方法に係る。

【背景技術】

20

【0002】

回生制動が行われる車両に於いては、回生制動力が付与されている車輪の制動スリップが過大になると、アンチスキッド制御（ABS 制御）による制動力の制御の開始に先立って、いわゆる「制動力のすり替え」が行われる。すなわち、回生制動力が 0 になるまで漸減されると共に摩擦制動力が漸増されることにより、回生制動力が摩擦制動力にすり替えられる。そして、制動力のすり替えが完了した後に、アンチスキッド制御の開始条件が成立すると、アンチスキッド制御によって摩擦制動力が車輪の制動スリップに応じて増減されることにより、制動スリップが低減される。

【0003】

この制動力のすり替えにおいて、摩擦制動力が 0 より増大される場合には、摩擦制動力の増大指令が出力されても、摩擦制動力はすぐには増大せず、摩擦制動力の増大率は増大指令の増大率よりも低くなる。その要因として、ブレーキアクチュエータによりホイールシリンダへのブレーキオイルの供給が開始されても、ホイールシリンダ内の圧力が実際に上昇するまでに時間を要すること、ブレーキアクチュエータに応答遅れがあること、ノックバック等がある。

30

【0004】

制動力のすり替え時における摩擦制動力の増大遅れに起因して車両全体の制動力が低下すると、車両の減速度が低下するため、車両の乗員は違和感を覚える。この問題に対処すべく、例えば下記の特許文献 1 には、摩擦制動力の増大遅れに起因する制動力の不足分を回生制動力にて補填することが提案されている。特許文献 1 に記載された構成によれば、制動力のすり替え時に車両全体の制動力が不足する虞れ及びその制動力の不足に起因して車両の減速度が低下する虞れを低減することができる。

40

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】特開 2013 - 56587 号公報

【発明の概要】

【0006】

〔発明が解決しようとする課題〕

上記特許文献 1 においては、制動力のすり替えは、車両の停止直前の車速低下時に行わ

50

れるよう説明されているが、アンチスキッド制御による制動力の制御に備えて上記特許文献 1 に記載された制動力のすり替えを行うことが考えられる。

【 0 0 0 7 】

しかし、操舵輪である前輪に回生制動力が付与され、車両が旋回している状況において、アンチスキッド制御に備えて上記制動力のすり替えが行われると、前輪の制動力が低減されないため、前輪の横力不足に起因して車両がアンダーステア状態になることがある。特に、前輪の制動スリップ量が大きくその増大率が大きいほど、車両がアンダーステア状態になり易い。

【 0 0 0 8 】

本発明は、回生制動力が操舵輪である前輪に付与されている状況においてアンチスキッド制御による制動力の制御に備えて制動力のすり替えが行われる場合における上述の如き問題に鑑みてなされたものである。そして本発明の主要な課題は、前輪に回生制動力が付与されている状況において制動力のすり替えが行われる場合に、車両の減速度が違和感を惹起すほどに低下する虞れを低減しつつ、車両がアンダーステア状態になる虞れを低減することである。

〔課題を解決するための手段及び発明の効果〕

【 0 0 0 9 】

上述の主要な課題は、本発明によれば、操舵輪である前輪に回生制動力及び摩擦制動力が付与される車両に適用され、前輪の目標制動力を演算し、該目標制動力に基づいて回生制動力及び摩擦制動力を制御する車両の制動力制御方法において、前輪に回生制動力が付与されている状況にて少なくとも一方の前輪の制動スリップの度合が基準値を越えると、当該時点を経験時点として、基準時点以降で前記基準時点より所定の時間が経過する時点以前においては、前輪の制動力が目標制動力よりも低い値になるよう、前記基準時点における前輪の回生制動力よりも所定値低い暫定の目標回生制動力になるように前輪の回生制動力を制御しつつ、前輪の摩擦制動力が漸次増大するように前輪の摩擦制動力を制御し、前記基準時点より所定の時間が経過した時点以降においては、前輪の制動力が目標制動力になるよう、前輪の回生制動力が漸次低下すると共に前輪の摩擦制動力が漸次増大するように、回生制動力を低下させる制御及び摩擦制動力を増大させる制御を行うことを特徴とする車両の制動力制御方法によって達成される。

【 0 0 1 0 】

上記の構成によれば、少なくとも一方の前輪の制動スリップの度合が基準値を越えると、その時点（基準時点）以降で基準時点より所定の時間が経過する時点以前においては、前輪の制動力が目標制動力よりも低い値になるよう、基準時点における前輪の回生制動力よりも所定値低い暫定の目標回生制動力になるように前輪の回生制動力が制御され、その状況にて、前輪の摩擦制動力が漸次増大するように制御される。

【 0 0 1 1 】

よって、基準時点以降で基準時点より所定の時間が経過する時点以前においては、前輪の回生制動力が暫定の目標回生制動力になって前輪の制動力が目標制動力よりも低い値になるので、前輪の制動スリップの度合が増大することを抑制することができる。従って、車両が旋回していても、前輪の横力が不足することに起因して車両がアンダーステア状態になる虞れを低減することができる。

【 0 0 1 2 】

また、摩擦制動力は遅れを伴いながらも増大するので、前輪の制動力が目標制動力よりも低い状況が所定の時間を越えて過剰に長く継続することはない。従って、車両全体の制動力が過剰に長く低下することはないので、車両の減速度の低下に起因して車両の乗員が違和感を覚える虞れを低減することができる。

【 0 0 1 3 】

更に、制動力のすり替え時に摩擦制動力が 0 から増大される場合における摩擦制動力の増大遅れは、基準時点よりの経過時間が長くなるほど小さくなる。換言すれば、増大指令に対する摩擦制動力の増大の応答性は、基準時点よりの経過時間が長くなるほど高くなる

10

20

30

40

50

。

【 0 0 1 4 】

上記の構成によれば、基準時点より所定の時間が経過すると、前輪の制動力が目標制動力になるよう、前輪の回生制動力が漸次低下されると共に、前輪の摩擦制動力が漸次増大されることにより、回生制動力が漸次摩擦制動力にすり替えられる。よって、基準時点において制動力のすり替えが開始される場合に比して、増大指令に対する摩擦制動力の応答性が向上しているので、制動力のすり替えに必要とされる摩擦制動力の増大率と実際の摩擦制動力の増大率との差を小さくすることができる。従って、制動力のすり替えが行われる過程において、摩擦制動力の増大率が不足することに起因して前輪の制動力が目標制動力よりも低くなる虞れを低減することができる。

10

【 0 0 1 5 】

また、本発明によれば、上記の構成において、前記所定値は、前記基準時点における前輪の目標制動力と、前輪の制動スリップの度合が増大することを抑制するための前輪の暫定の目標制動力との差であってよい。

【 0 0 1 6 】

上記の構成によれば、暫定の目標回生制動力は、前輪の制動スリップの度合が増大することを抑制するための前輪の暫定の目標制動力と基準時点における摩擦制動力との差である。よって、暫定の目標回生制動力になるように前輪の回生制動力を制御することにより、前輪の暫定の目標制動力になるよう、前輪の制動力を制御することができる。従って、前輪の制動スリップの度合が増大することを抑制することができるので、車両が旋回していても、前輪の横力が不足することに起因して車両がアンダーステア状態になる虞れを低減することができる。

20

【 0 0 1 7 】

また、本発明によれば、上記の構成において、前記基準時点以降における前輪の摩擦制動力の増大量が前記所定値以上になったと判定したときに、前記基準時点より所定の時間が経過したと判定するようになっていてよい。

【 0 0 1 8 】

上記の構成によれば、基準時点以降における前輪の摩擦制動力の増大量が所定値以上になったと判定したときに、制動力のすり替え、すなわち、回生制動力の漸次低下及び摩擦制動力の漸次増大を開始させることができる。よって、制動力のすり替えに必要とされる摩擦制動力の増大率と制動力のすり替えが開始される際の摩擦制動力の増大率との差をできるだけ小さくすることができる。また、前輪の摩擦制動力の増大量が所定値になったと判定したときに、基準時点より所定の時間が経過したと判定し、すり替えを開始すれば、すり替えが開始されるまでに摩擦制動力が過剰に増大することを回避することができる。

30

【 0 0 1 9 】

また、本発明によれば、上記の構成において、前記所定の時間は予め設定された値であってよい。

【 0 0 2 0 】

上記の構成によれば、基準時点以降における前輪の摩擦制動力の増大量を求めたり、摩擦制動力の増大量が所定値以上になったか否かを判定したりする必要がない。よって、基準時点以降における前輪の摩擦制動力の増大量が所定値以上になったか否かが判定される場合に比して、制動力のすり替えを容易に行うことができる。なお、予め設定された値は、制動力のすり替えが開始されるまでに摩擦制動力の増大遅れが解消され、摩擦制動力の増大率ができるだけ必要とされる増大率に近くなると共に、すり替えが開始されるまでに摩擦制動力が過剰に増大することを防止できるよう、例えば実験により求められてよい。

40

【 0 0 2 1 】

また、本発明によれば、上記の構成において、前記暫定の目標制動力は、現在の前輪の制動スリップの度合に基づいて演算されることにより、現在の前輪の制動スリップの度合に応じて可変設定されてよい。

【 0 0 2 2 】

50

上記の構成によれば、基準時点以降の前輪の制動スリップの度合の変化に応じて暫定の目標制動力を可変設定することができる。よって、基準時点以降の前輪の制動スリップの度合の変化に応じて暫定の目標回生制動力を可変設定することができる。従って、暫定の目標制動力が一定の値に演算される場合に比して、基準時点以降の前輪の制動スリップの度合が変化する場合にも、制動力のすり替えが開始される前の回生制動力を制動スリップの度合の変化に応じて適正に制御することができる。

【 0 0 2 3 】

また、本発明によれば、上記の構成において、前記暫定の目標制動力は、前記基準時点における前輪の制動スリップの度合に基づいて一定の値に演算されてよい。

【 0 0 2 4 】

上記の構成によれば、暫定の目標制動力は、基準時点における前輪の制動スリップの度合に基づいて一定の値に演算されるので、基準時点における前輪の制動スリップの度合に応じて暫定の目標回生制動力を一定の値に設定することができる。よって、基準時点以降の前輪の制動スリップの度合の変化に応じて暫定の目標制動力が可変設定される場合に比して、制動力のすり替えが開始される前の回生制動力の制御を単純化することができる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 2 5 】

【図 1】ハイブリッドシステムが搭載された車両に適用され、本発明による制動力制御方法の一つの実施形態を実行する制動力制御装置を示す概略構成図である。

【図 2】実施形態においてアンチスキッド制御による制動力の制御に備えて前輪の回生制動力を摩擦制動力にすり替える制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図 3】前輪に回生制動力のみが付与されている状況において、実施形態に従って制動力のすり替えが行われる場合の回生制動力及び摩擦制動力の変化を示すタイムチャートである。

【図 4】前輪に回生制動力及び摩擦制動力が付与されている状況において、実施形態に従って制動力のすり替えが行われる場合の制動力の変化を示すタイムチャートである。

【図 5】前輪に回生制動力のみが付与されている状況において、回生制動力による制動力の補填が行われない従来技術に従って制動力のすり替えが行われる場合の回生制動力及び摩擦制動力の変化を示すタイムチャートである。

【図 6】実施形態及び上記特許文献 1 の制動力制御装置の場合について、車両が制動により減速されつつ直進走行状態より旋回走行状態へ移行する際の車両の走行挙動を示す説明図である。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 2 6 】

以下に添付の図を参照しつつ、本発明を好ましい実施形態について詳細に説明する。

【 0 0 2 7 】

図 1 は、車両 1 0 2 に搭載された制動力制御装置であって、本発明による制動力制御方法の一つの実施形態を実行する制動力制御装置 1 0 0 を全体的に示している。制動力制御装置 1 0 0 は、前輪及び後輪に摩擦制動力を付与する液圧式の摩擦制動装置 1 2 と、前輪に回生制動力を付与する回生制動装置 1 4 とを有している。従って、前輪の制動力は、摩擦制動装置 1 2 による摩擦制動及び回生制動装置 1 4 による回生制動の協調制御により制御される。

【 0 0 2 8 】

また、図 1 において、1 8 は前輪を駆動するハイブリッドシステムを示しており、ハイブリッドシステム 1 8 はガソリンエンジン 2 0 と電動発電機 2 2 とを含んでいる。ガソリンエンジン 2 0 の出力軸 2 4 は、クラッチを内蔵する無段変速機 2 6 の入力軸に連結されており、無段変速機 2 6 の入力軸は電動発電機 2 2 の出力軸 2 8 にも連結されている。無段変速機 2 6 の出力軸 3 0 の回転は、フロントディファレンシャル 3 2 を介して左右前輪用車軸 3 4 FL 及び 3 4 FR へ伝達され、これにより左右の前輪 3 6 FL 及び 3 6 FR が回転駆動される。

【 0 0 2 9 】

ハイブリッドシステム 1 8 のガソリンエンジン 2 0 及び電動発電機 2 2 により発生される駆動力は、エンジン制御装置 3 8 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両の走行状況に応じて制御される。また、電動発電機 2 2 は回生制動装置 1 4 の回生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 3 8 により制御される。

【 0 0 3 0 】

左右の前輪 3 6 FL、3 6 FR 及び左右の後輪 3 6 RL、3 6 RR の摩擦制動力は、後に詳細に説明する如く液圧式の摩擦制動装置 1 2 のホイールシリンダ 4 0 FL、4 0 FR、4 0 RL、4 0 RR の制動圧が油圧回路 4 2 によって制御されることにより制御される。油圧回路 4 2 は、運転者によるブレーキペダル 4 6 に対する制動操作量に応じて制動制御装置 4 4 により制御され、ブレーキアクチュエータとして機能する。図には示されていないが、油圧回路 4 2 はオイルリザーバ、オイルポンプ、種々の弁装置等を含んでいる。油圧回路 4 2 は運転者によるブレーキペダル 4 6 の踏み込み操作により駆動されるマスタシリンダ 4 8 内の圧力、すなわちマスタシリンダ圧力 P_m 等に基づいて制御される。

【 0 0 3 1 】

車輪 3 6 FL ~ 3 6 RR には、それぞれ対応する車輪速度 V_{wi} ($i = fl, fr, rl, rr$) を検出する車輪速度センサ 5 0 FR ~ 5 0 RL 及び制動圧 P_i ($i = fl, fr, rl, rr$) を検出する圧力センサ 5 2 FR ~ 5 2 RL が設けられている。マスタシリンダ 4 8 にはマスタシリンダ圧力 P_m を検出する圧力センサ 5 4 が設けられている。各センサにより検出された値を示す信号は制動制御装置 4 4 に入力される。各車輪の制動圧 P_i は、各車輪の摩擦制動力を推定したり、各車輪の摩擦制動力を目標値に正確に制御するために使用されるが、油圧回路 4 2 の種々の弁装置の作動に基づいて推定されてもよい。なお、 fl 、 fr 、 rl 、 rr は、それぞれ左前輪、右前輪、左後輪、右後輪を意味する。

【 0 0 3 2 】

制動制御装置 4 4 は、運転者の制動操作量を示すマスタシリンダ圧力 P_m に基づいて車両全体の目標制動力 F_{vbt} を演算する。そして、制動制御装置 4 4 は、車両全体の目標制動力 F_{vbt} 及び予め設定された制動力の前後輪配分比に基づいて、前輪（2 輪）の目標制動力 F_{fbt} 及び後輪（2 輪）の目標制動力 F_{rbt} の和が目標制動力 F_{vbt} になるよう、目標制動力 F_{fbt} 及び F_{rbt} を演算する。

【 0 0 3 3 】

回生制動装置 1 4 により発生可能な回生制動力の最大値を F_{fbrmax} とする。前輪の目標制動力 F_{fbt} が回生制動力の最大値 F_{fbrmax} 以下であるときには、制動制御装置 4 4 は、回生制動装置 1 4 の目標回生制動力 F_{fbrt} を F_{fbt} に設定し、前輪の目標摩擦制動力 F_{fbft} を 0 に設定する。これに対し、前輪の目標制動力 F_{fbt} が回生制動力の最大値 F_{fbrmax} よりも大きいときには、制動制御装置 4 4 は、回生制動装置 1 4 の目標回生制動力 F_{fbrt} を F_{fbrmax} に設定し、前輪の目標摩擦制動力 F_{fbft} を $F_{fbt} - F_{fbrmax}$ に設定する。

【 0 0 3 4 】

また、制動制御装置 4 4 は、前輪の目標摩擦制動力 F_{fbft} の 2 分の 1 を左右前輪の目標摩擦制動力 F_{flbft} 、 F_{frbft} に設定すると共に、後輪の目標制動力 F_{rbt} の 2 分の 1 を左右後輪の目標摩擦制動力 F_{rlbft} 、 F_{rrbft} に設定する。そして、後述のアンチスキッド制御の如き制動力の個別制御が行われなときには、制動制御装置 4 4 は、左右前輪及び左右後輪の摩擦制動力がそれぞれ対応する目標摩擦制動力 F_{ibft} ($i = fl, fr, rl, rr$) になるよう、摩擦制動装置 1 2 を制御する。

【 0 0 3 5 】

エンジン制御装置 3 8 には、アクセル開度センサ 5 6 よりアクセル開度、すなわち図には示されていないアクセルペダルの踏み込み量を示す信号が入力され、無段変速機 2 6 よりそのギヤ比を示す信号が入力される。また、エンジン制御装置 3 8 には制動制御装置 4 4 より目標回生制動力 F_{fbrt} を示す信号が入力される。エンジン制御装置 3 8 は、運転者の運転操作が駆動操作であるときには、アクセル開度に基づいてガソリンエンジン 2

10

20

30

40

50

0 及び電動発電機 2 2 の出力及び無段変速機 2 6 のギヤ比を制御することにより車両の駆動力を制御する。

【 0 0 3 6 】

これに対し、運転者の運転操作が制動操作であるときには、エンジン制御装置 3 8 は車両全体の駆動力が 0 になるよう、ガソリンエンジン 2 0 及び電動発電機 2 2 を制御する。特に、制動制御装置 4 4 より目標回生制動力 F_{fbrt} を示す信号が入力されているときには、エンジン制御装置 3 8 は目標回生制動力 F_{fbrt} に基づいて回生制動力を制御する。すなわち、エンジン制御装置 3 8 は回生制動装置 1 4 の回生制動力 F_{fbr} が目標回生制動力 F_{fbrt} になるよう、回生制動装置 1 4 を制御する。よって、左右の前輪にはそれぞれ目標回生制動力 F_{fbrt} の 2 分の 1 に対応する回生制動力が付与される。

10

【 0 0 3 7 】

なお、エンジン制御装置 3 8 及び制動制御装置 4 4 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、駆動回路とを有する一般的な構成のものであってよい。

【 0 0 3 8 】

制動制御装置 4 4 は、図には示されていないアンチスキッド制御ルーチンに従って、各車輪速度 V_{wi} に基づき当技術分野に於いて公知の要領にて車体速度 V_b を推定する。そして、制動制御装置 4 4 は、各車輪について推定車体速度 V_b と車輪速度 V_{wi} との偏差を演算することにより、制動スリップの度合を示す値として制動スリップ量 SL_i ($i = fl, fr, rl, rr$) を演算する。さらに、制動制御装置 4 4 は、制動スリップ量 SL_i に基づいて各車輪についてアンチスキッド制御による制動力の制御の要否を判定する。なお、制動スリップの度合を示す値は、例えば制動スリップ率、すなわち推定車体速度 V_b に対する制動スリップ量 SL_i の比であってもよい。

20

【 0 0 3 9 】

特に、制動制御装置 4 4 は、左右の前輪 3 6 FL、3 6 FR に回生制動力が付与されている状況において、アンチスキッド制御による制動力の制御が開始される可能性があるときには、それに備えて前輪の回生制動力を摩擦制動力にすり替えるための制御を行う。この制動力のすり替え制御は、図 2 に示されたフローチャートに従って行われる。

【 0 0 4 0 】

後に詳細に説明する如く、前輪の制動スリップ量 SL_{fl} 及び SL_{fr} の何れかが基準値 SL_p (正の定数) を越えると、制動制御装置 4 4 は、その時点を経験時点として、経験時点における制動スリップ量等に基づいて暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} を演算する。この場合、暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} は、前輪の制動スリップ量が増大することを抑制するための前輪の暫定の目標制動力 F_{fbpt} に対応する目標回生制動力であり、経験時点における目標回生制動力 F_{fbrt0} よりも所定値低い値である。この場合、所定値は、経験時点における前輪の目標制動力 F_{fbt0} と前輪の暫定の目標制動力 F_{fbpt} との差である。

30

【 0 0 4 1 】

そして、制動制御装置 4 4 は、回生制動力を暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} に低減して保持し、前輪の摩擦制動力を漸増させる。さらに、制動制御装置 4 4 は、制動力のすり替え開始後の摩擦制動力の増大量が所定値 F_{fbrp} ($= F_{fbt0} - F_{fbrpt}$) 以上になると、好ましくは所定値 F_{fbrp} と一致すると、回生制動力を 0 になるまで漸減し、摩擦制動力を目標制動力になるまで漸増させる。この場合、回生制動力の漸減及び摩擦制動力の漸増は、回生制動力と摩擦制動力との和が経験時点における前輪の目標制動力になるよう、行われる。

40

【 0 0 4 2 】

また、前輪の回生制動力が 0 になった後に、前輪の制動スリップ量 SL_{fl} 及び SL_{fr} の何れかが基準値 SL_s (SL_p よりも大きい正の定数) を越えると、制動制御装置 4 4 は、アンチスキッド制御による当該車輪の摩擦制動力の個別制御を開始する。そして、制動制御装置 4 4 は、当該車輪の制動スリップ量 SL_{fl} 又は SL_{fr} が終了基準値 SL_e (SL_s よりも小さい正の定数) 以下になると、アンチスキッド制御による摩擦制動力の制御を終了

50

する。

【 0 0 4 3 】

また、前輪の回生制動力が 0 になる前に、前輪の制動スリップ量 $S L f l$ 及び $S L f r$ の何れかが基準値 $S L s$ を越えると、制動制御装置 4 4 は、前輪の回生制動力が 0 になるようエンジン制御装置 3 8 に対し 0 の目標回生制動力 $F f b r t$ を示す信号を出力する。また、制動制御装置 4 4 は、回生制動力の低下量に対応する増大量にて前輪の摩擦制動力を増大させる。そして、制動制御装置 4 4 は、アンチスキッド制御による当該車輪の摩擦制動力の個別制御を開始する。

【 0 0 4 4 】

なお、前輪の回生制動力が 0 になった後に、予め設定された基準時間が経過してもアンチスキッド制御の開始条件が成立しない等の予め設定された復帰条件が成立すると、上記制動力のすり替えとは逆のすり替えが行われる。すなわち、回生制動力が増大され、摩擦制動力が低減されることにより、前輪の制動力の制御は通常の制御に復帰し、回生制動力 $F f b r$ は目標回生制動力 $F f b r t$ になるよう制御され、前輪の摩擦制動力 $F f b$ は目標摩擦制動力 $F f b f t$ になるよう制御される。

【 0 0 4 5 】

また、回生制動力は左右の後輪 3 6 RL、3 6 RR に付与されないので、後輪の制動スリップ量 $S L r l$ 及び $S L r r$ の何れかが基準値 $S L s$ を越えると、制動制御装置 4 4 は、当該車輪についてアンチスキッド制御による摩擦制動力の個別制御を開始する。そして、制動制御装置 4 4 は、当該車輪の制動スリップ量 $S L r l$ 又は $S L r r$ が終了基準値 $S L e$ 以下になると、アンチスキッド制御による摩擦制動力の制御を終了する。

【 0 0 4 6 】

次に、図 2 に示されたフローチャートを参照して実施形態においてアンチスキッド制御による制動力の制御に備えて行われる制動力のすり替え制御ルーチンについて説明する。なお、図 2 に示されたフローチャートによる制動力のすり替え制御は、左右の前輪 3 6 FL、3 6 FR に回生制動力が付与されている状況において、所定の時間毎に繰返し実行される。また、以下の説明においては、図 2 に示されたフローチャートによる制動力のすり替え制御を必要に応じて単に「制御」と呼ぶこととする。

【 0 0 4 7 】

まず、ステップ 1 0 においては、図には示されていないアンチスキッド制御ルーチンに従って演算された左右の前輪 3 6 FL 及び 3 6 FR の制動スリップ量 $S L f l$ 及び $S L f r$ について、 $S L f l$ が $S L f r$ よりも大きいかな否かの判別が行われる。そして、否定判別が行われたときには制御はステップ 4 0 へ進み、肯定判別が行われたときには制御はステップ 2 0 へ進む。

【 0 0 4 8 】

ステップ 2 0 においては、左前輪 3 6 FL の制動スリップ量 $S L f l$ が基準値 $S L p$ を越えているかな否かの判別、すなわちアンチスキッド制御による左前輪の制動力の制御に備えて前輪の回生制動力を摩擦制動力にすり替えるべきであるかな否かの判別が行われる。そして、否定判別が行われたときには制御はステップ 6 0 へ進み、肯定判別が行われたときには制御はステップ 3 0 へ進む。

【 0 0 4 9 】

ステップ 3 0 においては、左前輪の制動スリップ量 $S L f l$ が増大することを抑制するための前輪の暫定の目標制動力 $F f b f p t$ に対応する暫定の目標回生制動力 $F f b r p t$ が、下記の式 (1) に従って演算される。なお、下記の式 (1) の関数 $f x$ の変数は以下の通りであり、 $I z f$ は前輪の慣性モーメント (既知の一定値) である。また、左前輪の接地荷重 $F f l z$ 及び路面の推定摩擦係数 μ は、当技術分野において公知の要領にて推定された値であってよい。

$$F f b r p t = f x (S L f l , S L f l d , F f b r , F f l b f , I z f , F f l z , \mu) \quad \dots (1)$$

$S L f l d$ = 左前輪の制動スリップ量 $S L f l$ の変化率 (例えば時間微分値)

$F f b r$ = 現在の回生制動力

10

20

30

40

50

F_{flbf} = 左前輪の摩擦制動力

F_{flz} = 左前輪の接地荷重

μ = 路面の推定摩擦係数

【 0 0 5 0 】

ステップ 4 0 においては、右前輪 3 6 FRの制動スリップ量 S_{Lfr} が基準値 S_{Lp} を越えているか否かの判別、すなわちアンチスキッド制御による右前輪の制動力の制御に備えて前輪の回生制動力を摩擦制動力にすり替えるべきであるか否かの判別が行われる。そして、否定判別が行われたときには制御はステップ 6 0 へ進み、肯定判別が行われたときには制御はステップ 5 0 へ進む。

【 0 0 5 1 】

ステップ 5 0 においては、右前輪の制動スリップ量 S_{Lfr} が増大することを抑制するための前輪の暫定の目標制動力 F_{fbfpt} に対応する暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} が、下記の式 (2) に従って演算される。なお、下記の式 (2) の関数 f_y の変数は以下の通りである。また、右前輪の接地荷重 F_{frz} は当技術分野において公知の要領にて推定された値であってよく、 I_{zf} 及び μ は上記式 (1) の場合と同一である。

$$F_{fbrpt} = f_y (S_{Lfr}, S_{Lfrd}, F_{fbr}, F_{frbf}, I_{zf}, F_{frz}, \mu) \quad \dots (2)$$

S_{Lfrd} = 右前輪の制動スリップ量 S_{Lfr} の変化率 (例えば時間微分値)

F_{fbr} = 現在の回生制動力

F_{frbf} = 右前輪の摩擦制動力

F_{frz} = 右前輪の接地荷重

μ = 路面の推定摩擦係数

【 0 0 5 2 】

ステップ 6 0 においては、非制御処理、すなわち、制動力のすり替えが実行されないようにする処理が行われる。具体的には、暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} 、後述の摩擦制動力の暫定の目標増大勾配 F_{fbfpdt} 及び摩擦制動力の目標増大勾配 F_{fbfdt} が、それぞれ 0 にリセットされ、しかる後制御はステップ 1 0 へ戻る。

【 0 0 5 3 】

ステップ 7 0 においては、暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} を示す信号がエンジン制御装置 3 8 へ出力され、これにより回生制動力 F_{fbr} が暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} になるよう、回生制動装置 1 4 が制御される。

【 0 0 5 4 】

ステップ 8 0 においては、基準時点より予め設定された時間 T_s (1 秒程度の正の定数) が経過する時点において制動力のすり替えを完了させるための前輪の摩擦制動力の暫定の目標増大率 F_{fbfpdt} が、下記の式 (3) に従って演算される。なお、「基準時点」は、制動スリップ量 S_{Lfl} 又は S_{Lfr} が基準値 S_{Lp} を越えた時点、すなわちステップ 2 0 又は 4 0 において最初に肯定判別が行われた時点である。また、下記の式 (3) において、 F_{fbt0} は基準時点における前輪の目標制動力 F_{fbt} であり、 F_{fbf0} は基準時点における前輪の摩擦制動力であり、 T_{sp} は基準時点からの経過時間である。

$$F_{fbfpdt} = (F_{fbt0} - F_{fbf0}) / (T_s - T_{sp}) \quad \dots (3)$$

【 0 0 5 5 】

ステップ 9 0 においては、前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が暫定の目標増大率 F_{fbfpdt} にて増大するよう、摩擦制動装置 1 2 が制御される。例えば、前輪の暫定の目標摩擦制動力 F_{fbfpt} が下記の式 (4) に従って演算され、前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が暫定の目標摩擦制動力 F_{fbfpt} になるよう、摩擦制動装置 1 2 が制御される。なお、下記の式 (4) 及び後述の式 (7)、(8) において、 F_{fbff} は前輪の摩擦制動力の前回値であり、 T は図 2 に示されたフローチャートのサイクルタイムである。

$$F_{fbfpt} = F_{fbff} + F_{fbfpdt} * T \quad \dots (4)$$

【 0 0 5 6 】

ステップ 1 0 0 においては、基準時点における目標回生制動力 F_{fbt0} と暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} との差 $F_{fbt0} - F_{fbrpt}$ が、回生制動力 F_{fbr} の暫定低減量、すなわち所

10

20

30

40

50

定値 F_{fbrp} として演算される。また、前輪の現在の摩擦制動力 F_{fbf} と基準時点における前輪の摩擦制動力 F_{fbf0} との差 $F_{fbf} - F_{fbf0}$ が、基準時点以降の前輪の摩擦制動力 F_{fbf} の総増大量 F_{fbf} として演算される。そして、摩擦制動力の総増大量 F_{fbf} が所定値 F_{fbrp} 以上になったか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときには制御はステップ 80 へ戻り、肯定判別が行われたときには制御はステップ 110 へ進む。

【0057】

ステップ 110 においては、基準時点より予め設定された時間 T_s が経過する時点において制動力のすり替えを完了させるための前輪の摩擦制動力の目標増大率 F_{fbfdt} が、上記式(3)と同様の下記の式(5)に従って演算される。

$$F_{fbfdt} = (F_{fbt0} - F_{fbf0}) / (T_s - T_{sp}) \quad \dots (5)$$

10

【0058】

ステップ 120 においては、基準時点より予め設定された時間 T_s が経過する時点において制動力のすり替えを完了させるための前輪の回生制動力の目標減少率 F_{fbrdt} が、下記の式(6)に従って演算される。

$$F_{fbrdt} = - (F_{fbrt0} - F_{fbrp}) / (T_s - T_{sp}) \quad \dots (6)$$

【0059】

ステップ 130 においては、前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が目標増大率 F_{fbfdt} にて増大するよう、摩擦制動装置 12 が制御される。例えば、前輪の目標摩擦制動力 F_{fbft} が下記の式(7)に従って演算され、前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が目標摩擦制動力 F_{fbft} になるよう、摩擦制動装置 12 が制御される。

20

$$F_{fbft} = F_{fbff} + F_{fbfdt} * T \quad \dots (7)$$

【0060】

ステップ 140 においては、前輪の目標回生制動力 F_{fbrt} が下記の式(8)に従って演算される。そして、目標回生制動力 F_{fbrt} を示す信号がエンジン制御装置 38 へ出力され、これにより回生制動力 F_{fbr} が目標回生制動力 F_{fbrt} になるよう、回生制動装置 14 が制御される。なお、下記の式(8)において、 F_{fbrf} は前輪の回生制動力の前回値である。

$$F_{fbrt} = F_{fbrf} + F_{fbrdt} * T \quad \dots (8)$$

【0061】

ステップ 150 においては、ステップ 130 において演算された前輪の目標摩擦制動力 F_{fbft} が基準時点における前輪の目標制動力 F_{fbt0} 以上であるか否かの判別、すなわち制動力のすり替えが完了したか否かの判別が行われる。そして、否定判別が行われたときには制御はステップ 110 へ戻り、肯定判別が行われたときには制御はステップ 160 へ進む。

30

【0062】

ステップ 160 においては、前輪の目標摩擦制動力 F_{fbft} が前輪の目標制動力 F_{fbt} に設定されると共に、目標回生制動力 F_{fbrt} が 0 に設定され、図 2 に示されたフローチャートによる制動力のすり替え制御が終了する。なお、これ以降においては、前輪に回生制動力が付与されることなく、前輪の目標摩擦制動力 F_{fbft} が前輪の目標制動力 F_{fbt} に設定され、左右前輪の目標摩擦制動力 F_{flbft} 、 F_{frbft} がそれぞれ前輪の目標摩擦制動力 F_{fbft} の 2 分の 1 に制御される。そして、必要に応じてアンチスキッド制御による摩擦制動力の制御が実行される。また、予め設定された復帰条件が成立すると、制動力の制御は左右前輪に回生制動力を付与する通常時の制動力の制御に復帰する。

40

【0063】

以上の説明より解る如く、ステップ 20 又は 40 及びステップ 70 ~ 90 により、回生制動力を摩擦制動力にすり替えるための予備制御が行われる。また、ステップ 110 ~ 160 により、回生制動力を摩擦制動力にすり替えるための本制御が行われる。制動力のすり替えの本制御は、基準時点より所定の時間が経過した時点において開始されるので、「所定の時間」は制動力のすり替えの予備制御の継続時間と同一である。

【0064】

50

< 前輪に回生制動力のみが付与されている場合 >

次に、前輪に回生制動力のみが付与されている場合について、図 2 に示されたフローチャート及び図 3 に示されたタイムチャートを参照して実施形態の作動を説明する。また、前輪に回生制動力に加えて摩擦制動力が付与されている場合について、図 2 に示されたフローチャート及び図 4 に示されたタイムチャートを参照して実施形態の作動を説明する。

【 0 0 6 5 】

なお、図 3 及び図 4 において、実線は前輪の回生制動力 F_{fbr} を示し、破線は前輪の摩擦制動力 F_{fbf} を示している。また、一点鎖線は暫定目標摩擦制動力 F_{fbfpt} による前輪の摩擦制動力 F_{fbf} の変化を示し、二点鎖線は前輪の制動力 F_{fb} 、すなわち前輪の回生制動力 F_{fbr} と摩擦制動力 F_{fbf} との和を示している。これらのことは、従来技術の場合について、図 3 と同様のタイムチャートを示す図 5 においても同様である。

10

【 0 0 6 6 】

また、一般に、アンチスキッド制御による制動力の制御に備えて制動力のすり替えが行われるのは、運転者の制動操作量が増大され、前輪の目標制動力 F_{fbt} が増大するときである。しかし、基準時点より制動力のすり替えが完了するまでの時間 T_s は前述の如く 1 秒程度の短い時間である。よって、実施形態の作動の説明においては、前輪の目標制動力 F_{fbt} は一定であると考えられてもよいので、図 3 乃至図 5 においては、前輪の目標制動力 F_{fbt} は一定の値として示されている。

【 0 0 6 7 】

まず、左右前輪の制動スリップ量 S_{Lfl} 及び S_{Lfr} のうちの大きい方の値が基準値 S_{Lp} を越えると、ステップ 20 又は 40 において肯定判別が行われることにより、前輪の制動力のすり替えの予備制御が開始される。かくして制動力のすり替えの予備制御が開始される時点、すなわち基準時点は、図 3 に示されたタイムチャートの時点 t_1 である。そして、ステップ 30 又は 50 において、前輪の制動スリップ量が増大することを抑制するための暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} が、前輪の制動スリップ量 S_{Lfl} 及び S_{Lfr} のうちの大きい方の値等に基づいて演算される。また、ステップ 70 において、前輪の回生制動力 F_{fbr} が暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} になるよう、回生制動装置 14 が制御される。

20

【 0 0 6 8 】

基準時点 t_1 以降においては、回生制動力 F_{fbr} が暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} に制御されている状況にて、ステップ 80 及び 90 が繰り返し実行されることにより、前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が暫定の目標増大率 $F_{fbfptdt}$ にて増大するよう、摩擦制動装置 12 が制御される。暫定の目標増大率 $F_{fbfptdt}$ は基準時点より予め設定された時間 T_s が経過する時点において制動力のすり替えを完了させるための前輪の摩擦制動力の目標増大率である。しかし、図 3 に示された一点鎖線及び破線の傾きの比較より解る如く、摩擦制動力が 0 より増大される場合の実際の増大率は、ホイールシリンダ内の圧力の上昇遅れ等に起因して暫定の目標増大率 $F_{fbfptdt}$ よりも小さくなる。

30

【 0 0 6 9 】

前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が増大し、基準時点 t_1 以降の前輪の摩擦制動力 F_{fbf} の総増大量 $F_{fbf} (F_{fbf} - F_{fbf0})$ が所定値 $F_{fbrp} (= F_{fbrt0} - F_{fbrpt})$ 以上になると、ステップ 100 において肯定判別が行われる。この肯定判別が行われるのは時点 t_2 であるとする、時点 t_2 以降においては、制動力のすり替えの予備制御が終了する。そして、時点 t_2 以降においてはステップ 110 及びステップ 140 ~ 160 が繰り返し実行されることにより、制動力のすり替えの本制御、すなわち実質的な制動力のすり替えが行われる。

40

【 0 0 7 0 】

特に、ステップ 110 において、基準時点より予め設定された時間 T_s が経過する時点 t_3 において制動力のすり替えを完了させるための前輪の摩擦制動力の目標増大率 $F_{fbfptdt}$ が演算される。また、ステップ 120 において、時点 t_3 において制動力のすり替えを完了させるための前輪の回生制動力の目標減少率 F_{fbrdt} が演算される。そして、ステップ 130 及び 140 において、前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が目標増大率 $F_{fbfptdt}$ にて漸次増大

50

されると共に、回生制動力 F_{fbr} が減少率 F_{fbrdt} にて漸次低下される。

【0071】

前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が基準時点における前輪の目標制動力 F_{fbt0} 以上になると、ステップ 150 において肯定判別が行われる。この肯定判別が行われるのは時点 t_3 であるとする、時点 t_3 においてはステップ 160 が実行されることにより、制動力のすり替えが完了する。よって、時点 t_3 以降においては、前輪には摩擦制動力のみが付与される。

【0072】

かくして、実施形態によれば、図 3 において二点鎖線にて示されている如く、前輪の制動力 $F_{fb} (= F_{fbr} + F_{fbf})$ は、制動力のすり替えの予備制御中には基準時点における前輪の目標制動力 F_{fbt0} よりも低い値になる。しかし、前輪の制動力 F_{fb} は、時点 t_2 になるまで漸次増大し、時点 t_2 以降において制動力のすり替えの本制御が行われる。よって、制動力の実質的なすり替えに先立って前輪の制動力を一時的に低下させて、前輪のスリップ量の増大を抑制することができるので、車両が旋回状態にあっても前輪の横力の不足に起因して車両がアンダーステア状態になる虞れを低減することができる。また、前輪の制動力 F_{fb} が時点 t_2 を越える長い時間にわたり目標制動力 F_{fbt} よりも低い値になることを回避し、これにより車両の減速度が低下することに起因して車両の乗員が違和感を覚える虞れも低減することができる。

【0073】

図 5 は、前輪に回生制動力のみが付与されている状況において、回生制動力による制動力の補填が行われない従来技術に従って制動力のすり替えが行われる場合の回生制動力及び摩擦制動力の変化を示すタイムチャートである。図示の従来技術においては、時点 t_1 において制動力のすり替えの開始条件が成立したとすると、時点 t_1 において回生制動力の低下及び摩擦制動力の増大が開始される。

【0074】

しかし、図 5 において破線にて示されている如く、前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が 0 より増大される場合の増大率は、図 5 において一点鎖線にて示された本来の目標摩擦制動力 F_{fbft} の増大率よりも小さくなる。時点 t_2 において前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が本来の目標摩擦制動力 F_{fbft} の増大率にて増大し得るようになるとすると、時点 t_2 以降における前輪の摩擦制動力 F_{fbf} は本来の目標摩擦制動力 F_{fbft} よりも $F_{fbf} (= F_{fbft} - F_{fbf})$ 低い値になる。

【0075】

よって、前輪の摩擦制動力 F_{fbf} は、時点 t_2 から制動力のすり替えが完了すべき時点 t_3 までの長い時間、目標制動力 F_{fbt} よりも F_{fbf} 低い値になる。そのため、車両全体の制動力が低下することに対処すべく運転者が制動操作量を増大させると、制動力の増大により早期にアンチスキッド制御の開始条件が成立し易くなると共に、車両の旋回時には前輪の横力の不足に起因して車両がアンダーステア状態になり易い。

【0076】

これに対し、実施形態によれば、上述の如く前輪の制動力 F_{fb} は時点 t_2 以降においては基準時点 t_1 における前輪の目標制動力 F_{fbt0} と同一になるので、従来技術の場合に比して、運転者により制動操作量が増大される虞れを低減することができる。よって、運転者による制動力の増大に起因して早期にアンチスキッド制御の開始条件が成立する虞れや、前輪の横力が不足することに起因して車両がアンダーステア状態になる虞れを低減することができる。

【0077】

また、制動力のすり替えが完了する前にアンチスキッド制御による制動力の制御の開始条件が成立すると、回生制動力を速やかに 0 にすると共に、摩擦制動力を速やかに前輪の目標制動力に増大させなければならない。しかるに、従来技術の場合には、図 5 に示されている如く、制動力のすり替えはそれが完了すべき時点 t_3 よりも遅い時点 t_4 にならないと完了しない。そのため、制動力のすり替えが完了する前にアンチスキッド制御による

10

20

30

40

50

制動力の制御の開始条件が成立すると、回生制動力を 0 にするための回生制動力の低減量及び摩擦制動力を前輪の目標制動力に増大させるための増大量が大きくなる。そのため、アンチスキッド制御による制動力の制御が開始される直前における車両全体の制動力が不必要に変動すること及びこれに起因して車両の減速度が不自然に変動する虞れが高くなる。

【 0 0 7 8 】

これに対し、実施形態によれば、上述の如く制動力のすり替えはすり替えが完了すべき時点 t_3 において完了する。よって、制動力のすり替えが完了する前にアンチスキッド制御による制動力の制御の開始条件が成立しても、回生制動力を 0 にするための回生制動力の低減量及び摩擦制動力を前輪の目標制動力に増大させるための増大量は、従来技術の場合ほどには大きくならない。従って、アンチスキッド制御による制動力の制御が開始される直前における車両全体の制動力が不必要に変動すること及びこれに起因して車両の減速度が不自然に変動する虞れを低減することができる。

【 0 0 7 9 】

図 6 は、実施形態及び上記特許文献 1 の制動力制御装置の場合について、車両が制動により減速されつつ直進走行状態より旋回走行状態へ移行する際の車両の走行挙動を示す説明図である。なお、図 6 において、110 は車両 102 の走行に伴って直線領域から旋回領域へ変化する走行路を示し、一点鎖線 112 は走行路 110 に沿う車両 102 の好ましい走行軌跡を示している。

【 0 0 8 0 】

走行路 110 の直線領域の終点近傍の点 P1 において制動が開始され、車両 102 が減速しながら走行路 110 の旋回領域を走行し、点 P2 において左右前輪の制動スリップ量 SL_{fl} 及び SL_{fr} のうちの大きい方の値が基準値 SL_p を越えるものとする。

【 0 0 8 1 】

上記特許文献 1 の制動力制御装置の場合には、点 P2 において左右前輪の制動スリップ量 SL_{fl} 及び SL_{fr} のうちの大きい方の値が基準値 SL_p を越えた後にも、前輪の制動力は目標制動力に制御され、低下されない。そのため、車両が走行路 110 の旋回領域を走行する状況において、前輪の横力が不足することに起因して車両がアンダーステア状態になり易い。

【 0 0 8 2 】

なお、回生制動力による制動力の補填が行われない従来技術の場合には、点 P2 において制動力のすり替えが開始され、車両全体の制動力が低下する。よって、運転者が車両の減速度の不足を感じ、制動操作量を過剰に増大させると、前輪の制動スリップ量が増大する。その結果、図 6 において二点鎖線 114 にて示されている如く、車両はアンダーステア挙動を示し、またアンチスキッド制御が早期に開始される。

【 0 0 8 3 】

これに対し、実施形態によれば、車両が点 P2 を通過した直後に前輪の制動力は前輪の制動スリップ量が増大することを抑制する値に低下され、しかる後前輪の目標制動力になるよう増大される。よって、前輪の制動スリップ量の増大が抑制されると共に、運転者により制動操作量が過剰に増大される虞れも低いので、車両がアンダーステア挙動を示したり、アンチスキッド制御が早期に開始されたりする虞れも低い。従って、図 6 において一点鎖線 112 にて示されている如く、車両は好ましい走行軌跡に沿って走行する。

【 0 0 8 4 】

< 前輪に回生制動力に加えて摩擦制動力が付与されている場合 >

前輪に回生制動力に加えて摩擦制動力が付与されている場合にも、図 2 に示されたフローチャートの各ステップは、前輪に回生制動力しか付与されていない場合と同様に実行される。しかし、前輪に回生制動力に加えて摩擦制動力が付与されている場合には、ホイールシリンダ内の圧力は既に有効な制動力を発生できる程度に上昇している。よって、この状況において摩擦制動力が増大される場合の実際の増大率は、摩擦制動力が 0 より増大される場合の増大率よりも大きくなる。

【 0 0 8 5 】

そのため、制動力のすり替え開始後の前輪の摩擦制動力 F_{fbf} の総増大量 $F_{fbf} (F_{fbf} - F_{fbf0})$ は、前輪に回生制動力しか付与されていない場合に比して早く、所定値 $F_{fbrp} (= F_{fbrt0} - F_{fbrpt})$ 以上になる。その結果、ステップ 100 における判別が肯定判別になる時点 t_2 は、前輪に回生制動力しか付与されていない場合に於ける時点 t_2 よりも基準時点 t_1 に近い時点になる。そして、時点 t_2 以降においては、前輪の制動力 F_{fb} は前輪の目標制動力 F_{fbt0} と同一になる。

【 0 0 8 6 】

よって、前輪に回生制動力しか付与されていない場合に比して、前輪の摩擦制動力 F_{fbf} が目標制動力 F_{fbt0} よりも低い値になる期間を短くすることができる。このことにより、前輪に回生制動力しか付与されていない場合に比して、制動力のすり替えの本制御を早期に開始することができ、また運転者の制動操作量が増大される虞れを低減することができる。

10

【 0 0 8 7 】

また、時点 t_2 における前輪の暫定の目標摩擦制動力 F_{fbfpt} と実際の摩擦制動力 F_{fbf} との差は、前輪に回生制動力しか付与されていない場合に比して小さくなる。よって、時点 t_2 から時点 t_3 までにおける実際の摩擦制動力 F_{fbf} の増大率は、暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} の増大率に近い値になる。従って、前輪に回生制動力しか付与されていない場合に比して、実際の摩擦制動力の増大率及び前輪の回生制動力の減少率を小さくすることができる。

20

【 0 0 8 8 】

また、前輪に回生制動力に加えて摩擦制動力が付与されている場合にも、制動力のすり替えはそれが完了すべき時点 t_3 において完了する。従って、回生制動力による制動力の補填が行われない従来技術の場合に比して、アンチスキッド制御による制動力の制御が時点 t_3 よりも早く開始される状況において車両全体の制動力が不必要に変動すること及びこれに起因して車両の減速度が不自然に変動する虞れを低減することができる。

【 0 0 8 9 】

なお、回生制動装置 14 の異常などにより前輪に回生制動力が付与されていない場合には、制動力のすり替えは不要であり、図 2 に示されたフローチャートによる制動力のすり替え制御は実行されない。

30

【 0 0 9 0 】

特に、実施形態によれば、基準時点から時間 T_s が経過する時点において制動力のすり替えが完了するよう、前輪の摩擦制動力の目標増大率 F_{fbfdt} 及び回生制動力の目標増大率 F_{fbrdt} が演算される。よって、基準時点（時点 t_1 ）から摩擦制動力の総増大量 F_{fbf} が所定値 F_{fbrp} 以上になったと判定される時点（時点 t_2 ）までの時間の長さに関係なく、基準時点から時間 T_s が経過する時点において制動力のすり替えを完了させることができる。

【 0 0 9 1 】

以上においては、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。

40

【 0 0 9 2 】

例えば、上述の実施形態においては、図 2 に示されたフローチャートによる制動力のすり替え制御は、前輪に回生制動力が付与されている状況において実行されるので、前輪に回生制動力及び摩擦制動力が付与されている状況においても実行される。しかし、図 2 に示されたフローチャートによる制動力のすり替え制御は、前輪に回生制動力のみが付与されている状況において実行されるよう修正されてもよい。

【 0 0 9 3 】

その場合には、暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} は、前輪の制動スリップ量が増大することを抑制するための暫定の目標回生制動力として、それぞれ上記式（1）及び（2）に対

50

応する下記の式 (1) 又は (2) に従って演算される。式 (1) 及び (2) は、それぞれ式 (1) 及び (2) との比較より解る如く、摩擦制動力 F_{fbf} 、 F_{frbf} を変数に含んでいない。

$$F_{fbrpt} = f \times (S_{Lfl}, S_{Lfld}, F_{fbr}, I_{zf}, F_{flz}, \mu) \quad \dots (1)$$

$$F_{fbrpt} = f_y (S_{Lfr}, S_{Lfrd}, F_{fbr}, I_{zf}, F_{frz}, \mu) \quad \dots (2)$$

【0094】

また、上述の実施形態においては、暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} は上記式 (1) 又は (2) に従って演算される。しかし、暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} は、前輪の制動スリップ量が増大することを抑制するための前輪の暫定の目標制動力 F_{fbpt} に対応する暫定の目標回生制動力として演算される限り、上記式 (1)、(2) 以外の式に従って演算されてもよい。例えば、暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} は、前輪の制動スリップ量が増大することを抑制するための前輪の暫定の目標制動力 F_{fbpt} が演算され、暫定の目標制動力 F_{fbpt} より前輪の摩擦制動力 F_{fbf} を減算することにより演算されてもよい。

【0095】

また、上述の如く、前輪に回生制動力に加えて摩擦制動力が付与されている状況において摩擦制動力が増大される場合における予備制御中の摩擦制動力の増大率は、前輪に回生制動力しか付与されていない状況における摩擦制動力の増大率よりも大きい。よって、前輪に回生制動力しか付与されていない状況における暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} は、前輪に回生制動力に加えて摩擦制動力が付与されている状況において摩擦制動力が増大される場合における暫定の目標回生制動力よりも高い値に設定されてもよい。

【0096】

また、暫定の目標回生制動力 F_{fbrpt} は、基準時点の回生制動力 F_{fbr0} よりも所定値 F_{fbrp} 小さい回生制動力に設定され、所定値 F_{fbrp} は基準時点の前輪のスリップ量等に応じて可変設定されるようになっている。しかし、所定値 F_{fbrp} は予め設定された値であってもよい。その場合には、前輪に回生制動力に加えて摩擦制動力が付与されている状況における所定値 F_{fbrp} は、前輪に回生制動力のみが付与されている状況における所定値よりも小さい値に設定されてよい。

【0097】

また、上述の実施形態においては、基準時点以降の前輪の摩擦制動力 F_{fbf} の総増大量 F_{fbf} が所定値 F_{fbrp} 以上になったと判定されたときに、基準時点より所定の時間が経過したと判定され、制動力すり替えの本制御が開始される。しかし、所定の時間 (制動力すり替えの予備制御の継続時間) は、実験等に基づいて総増大量 F_{fbf} が所定値 F_{fbrp} になる時間として予め求められた一定の値に設定されてもよい。その場合には、前輪に回生制動力に加えて摩擦制動力が付与されている状況における所定の時間は、前輪に回生制動力しか付与されていない状況における所定の時間よりも短い時間に設定されてよい。

【0098】

また、上述の実施形態においては、時間 T_s は基準時点から制動力のすり替えが完了するまでの時間として予め設定されている。しかし、時間 T_s はステップ 100 において肯定判別が行われた時点から制動力のすり替えが完了するまでの時間、すなわち本制御の継続時間として予め設定されてもよい。

【0099】

また、上述の実施形態においては、ステップ 100 において肯定判別が行われると、ステップ 110 において、基準時点から時間 T_s が経過する時点において制動力のすり替えが完了するよう、前輪の摩擦制動力の目標増大率 F_{fbfdt} 及び回生制動力の目標増大率 F_{fbrdt} が演算される。しかし、前輪の摩擦制動力の目標増大率 F_{fbfdt} 及び回生制動力の目標増大率 F_{fbrdt} は予め設定された値であってもよく、基準時点の回生制動力 F_{fbr} に応じて可変設定されてもよい。

【0100】

また、前輪の摩擦制動力の目標増大率 F_{fbfdt} 及び回生制動力の目標増大率 F_{fbrdt} は、

10

20

30

40

50

【 0 1 0 1 】

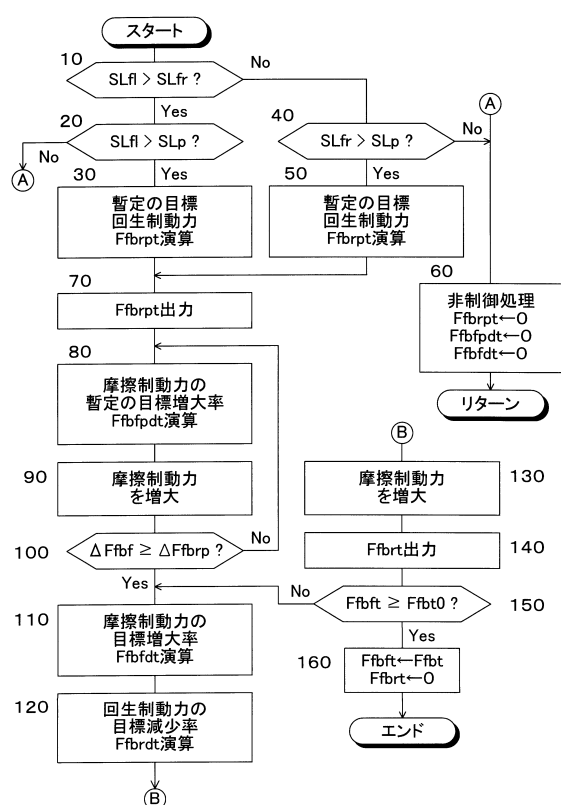
【 0 1 0 2 】

10

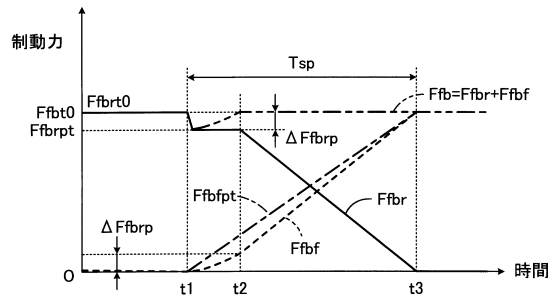
【 0 1 0 3 】

12...摩擦制動装置、14...回生制動装置、18...ハイブリッドシステム、20...ガソリンエンジン、22...電動発電機、38...エンジン制御装置、44...制動制御装置、50FR~50RL...車輪速度センサ、52FR~52RL, 54...圧力センサ

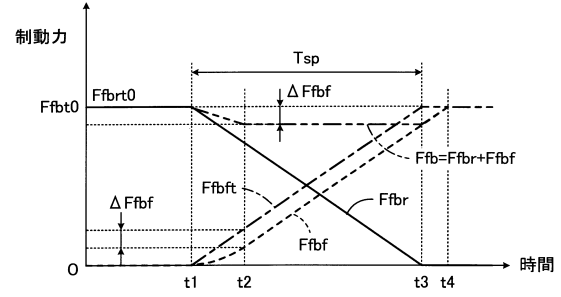
【圖 2】



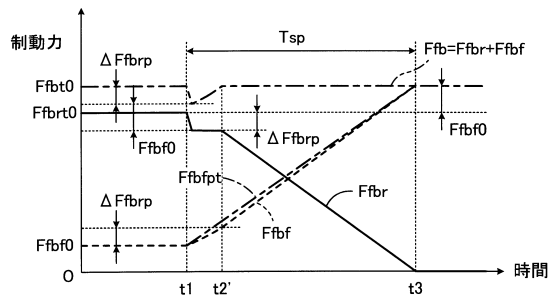
【図 3】



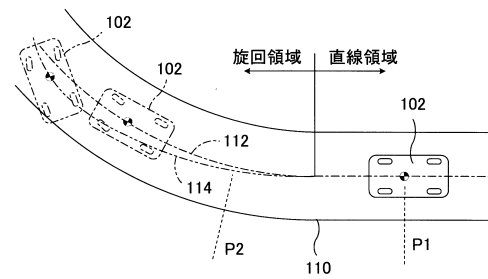
【図 5】



【図 4】



【図 6】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
B 6 0 K 6/543 (2007.10) B 6 0 K 6/543

(56)参考文献 特開 2 0 1 3 - 0 5 6 5 8 7 (J P , A)
特開 2 0 1 0 - 1 7 9 7 4 2 (J P , A)
特開 2 0 1 4 - 0 6 1 7 9 4 (J P , A)
特開 2 0 1 4 - 1 0 0 9 9 9 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
B 6 0 T 8 / 1 7
B 6 0 K 6 / 4 8
B 6 0 K 6 / 5 4 3
B 6 0 T 8 / 1 7 5 5
B 6 0 W 1 0 / 0 8
B 6 0 W 1 0 / 1 8