

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4554252号  
(P4554252)

(45) 発行日 平成22年9月29日(2010.9.29)

(24) 登録日 平成22年7月23日(2010.7.23)

(51) Int.Cl.

F 1

**B 6 O K 17/348 (2006.01)**

B 6 O K 17/348

B

請求項の数 3 (全 21 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2004-105026 (P2004-105026)                  (22) 出願日 平成16年3月31日 (2004.3.31)                  (65) 公開番号 特開2005-289163 (P2005-289163A)                  (43) 公開日 平成17年10月20日 (2005.10.20)                  審査請求日 平成18年11月28日 (2006.11.28)</p>	<p>(73) 特許権者 000005326                  本田技研工業株式会社                  東京都港区南青山二丁目1番1号                  (74) 代理人 100075384                  弁理士 松本 昂                  (74) 代理人 100125519                  弁理士 伊藤 憲二                  (72) 発明者 森 淳                  埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会                  社本田技術研究所内                    審査官 鈴木 充</p>
--	--

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 4輪駆動車両の制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動源と常に連結された主駆動輪としての前輪と、駆動トルク量を調整可能な従駆動輪としての後輪と、後輪側を前輪側に対して直結状態と増速状態の間で切り替え可能な増速機構を有し、走行状態に応じて該増速機構を増速状態に切り替え制御可能な4輪駆動車両の制御方法であって、

カウンタステア走行を検出するステップと、

前記カウンタステア走行が検出されたときには、車両の不安定状態として前記増速機構を直結状態に切り替えるステップと、

を有することを特徴とする4輪駆動車両の制御方法。

10

【請求項2】

駆動源と常に連結された主駆動輪としての前輪と、駆動トルク量を調整可能な従駆動輪としての後輪と、後輪側を前輪側に対して直結状態と増速状態の間で切り替え可能な増速機構を有し、走行状態に応じて該増速機構を増速状態に切り替え制御可能な4輪駆動車両の制御方法であって、

車両のスリップ角を検出するステップと、

車両のスリップ角が所定値を越えているか否かを判定するステップと、

前記スリップ角が所定値を越えていると判定されたときには、車両の不安定状態として前記増速機構を直結状態に切り替えるステップと、

を有することを特徴とする4輪駆動車両の制御方法。

20

## 【請求項 3】

増速指令又は直結指令が一定時間継続するまで前記増速機構の切り替えを遅延することを特徴とする請求項 1 または 2 に記載の 4 輪駆動車両の制御方法。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、増速機構を有する 4 輪駆動車両の制御方法に関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

従来、4 輪駆動車両では、中低速域において 4 輪駆動の走行状態で旋回半径の小さいコーナーを旋回すると、前後輪の間に旋回半径の相違に伴う回転速度差が生じ、タイトコーナブレーキング現象が発生する。

10

## 【0003】

このような、タイトコーナブレーキング現象の問題を解消するための従来技術としては、特公平 7 - 6 1 7 7 9 号公報及び特公平 7 - 6 4 2 1 9 号公報で開示するような前後輪駆動装置が知られている。

## 【0004】

これらの公報に開示された前後輪駆動装置は、主駆動輪と従駆動輪の間に増速装置を設けることにより、主駆動輪の平均輪速に対する従駆動輪の平均輪速を調整するものである。

20

## 【0005】

この増速装置は、直結用クラッチと増速用クラッチのオン・オフを切り替えることにより、主駆動輪の平均輪速と従駆動輪の平均輪速とがほぼ等しくなる直結状態と、主駆動輪の平均輪速よりも従駆動輪の平均輪速が大きくなる増速状態とを切り替える。

## 【0006】

特に、特公平 7 - 6 1 7 7 9 号公報に開示された車両の前後輪駆動装置では、車速及び操舵角に基づいて、後輪配分比が大きくなるように前後配分比を制御するとともに、後輪の旋回外輪側のトルク配分比が大きくなるように制御している。

## 【0007】

この前後輪駆動装置では、4 輪駆動の走行状態で小さいコーナーを旋回するときに、増速装置で従駆動輪を増速状態にすることにより、タイトコーナブレーキング現象を防止している。

30

【特許文献 1】特公平 7 - 6 1 7 7 9 号公報

【特許文献 2】特公平 7 - 6 4 2 1 9 号公報

## 【発明の開示】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0008】

上述した公告公報に記載された従来技術では、増速装置の直結用クラッチと増速用クラッチのオン・オフの切り替えにより、直結・増速を制御しているが、増速装置の直結・増速切り替え時のショック対策等が十分ではなかった。

40

## 【0009】

よって、本発明の目的は、直結 / 増速を的確に制御可能な増速機構を有する 4 輪駆動車両の制御方法を提供することである。

## 【課題を解決するための手段】

## 【0011】

請求項 1 記載の発明によると、駆動源と常に連結された主駆動輪としての前輪と、駆動トルク量を調整可能な従駆動輪としての後輪と、後輪側を前輪側に対して直結状態と増速状態の間で切り替え可能な増速機構を有し、走行状態に応じて該増速機構を増速状態に切り替え制御可能な 4 輪駆動車両の制御方法であって、カウンタステア走行を検出するステップと、前記カウンタステア走行が検出されたときには、車両の不安定状態として前記増

50

速機構を直結状態に切り替えるステップとを有することを特徴とする4輪駆動車両の制御方法が提供される。

【0012】

請求項2記載の発明によると、駆動源と常に連結された主駆動輪としての前輪と、駆動トルク量を調整可能な従駆動輪としての後輪と、後輪側を前輪側に対して直結状態と増速状態の間で切り替え可能な増速機構を有し、走行状態に応じて該増速機構を増速状態に切り替え制御可能な4輪駆動車両の制御方法であって、車両のスリップ角を検出するステップと、車両のスリップ角が所定値を越えているか否かを判定するステップと、前記スリップ角が所定値を越えていると判定されたときには、車両の不安定状態として前記増速機構を直結状態に切り替えるステップとを有することを特徴とする4輪駆動車両の制御方法が提供される。

10

【0013】

請求項3記載の発明によると、請求項1または2記載の発明において、増速指令又は直結指令が一定時間継続するまで前記増速機構の切り替えを遅延することを特徴とする4輪駆動車両の制御方法が提供される。

【発明の効果】

【0019】

増速の目的は外輪を内輪以上に駆動することで車両の運動能力を高めることである。車両が不安定な状態になったときや、カウンタステア走行等の状況下においては特にそれ以上の運動能力の向上は求められない場合がある。

20

【0021】

請求項1記載の発明によると、カウンタステア走行が検出されたときには、増速機構を直結状態に切り替え制御するので、車両の挙動悪化を招く恐れのある外輪駆動を停止することができ、挙動の安定化を図ることができる。

【0022】

請求項2記載の発明によると、スリップ角が所定値を越えていると判定されたときには、車両の不安定状態として増速機構を直結状態に切り替え制御するので、車両の挙動悪化を招く恐れのある外輪駆動を停止することができ、挙動の安定化を図ることができる。

【0023】

増速指令に対して、即座に増速機構を作動させると、信号が持つノイズの影響を受けたり、スラロームのような走行をしたときに旋回方向が変わる度に増速停止指令が発生し、増速機構の作動頻度が増すことになる。

30

請求項3記載の発明によると、増速機構の直結状態と増速状態との間の切り替えは、増速指令又は直結指令が一定時間以上継続するまで遅延させるので、増速機構の作動頻度を低減することができ、増速機構の作動によるノイズ、ショック等の発生を抑制し、増速機構の小型軽量化を図ることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0030】

図1を参照すると、増速装置(変速装置)10を有するフロントエンジン・フロントドライブ(FF)車ベースの4輪駆動車両の動力伝達装置の概略図が示されている。

40

図1に示すように、この4輪駆動車両の動力伝達系は、車両前方に配置されたエンジン2の動力がトランスミッション4の出力軸4aから伝達されるフロントデファレンシャル装置6と、このフロントデファレンシャル装置6からの動力がプロペラシャフト8を介して伝達される増速装置(変速装置)10と、増速装置10からの動力が伝達されるリヤデファレンシャル装置12を主に含んでいる。

【0031】

フロントデファレンシャル装置6は従来周知の構造となっており、トランスミッション4の出力軸4aからの動力をデフケース6a内の複数のギヤ14と出力軸16, 18を介して左右の前輪駆動軸20, 22に伝達することにより、各前輪が駆動される。

【0032】

50

リヤデファレンシャル装置 12 は、後で説明するように、一对のプラネタリギヤセットと、それぞれ多板クラッチ機構の締結を制御する一对の電磁アクチュエータを含んでおり、電磁アクチュエータを制御して左右の後輪駆動軸 24, 26 に動力を伝達することにより、各後輪が駆動される。

【 0 0 3 3 】

図 2 は増速装置 10 と、増速装置 10 の下流側に配置されたリヤデファレンシャル装置 12 の断面図を示している。増速装置 10 はケーシング 28 中に回転可能に取り付けられた入力シャフト 30 と、出力シャフト（ハイポイドピニオンシャフト）32 を含んでいる。

【 0 0 3 4 】

増速装置 10 は更に、オイルポンプサブアセンブリ 34 と、プラネタリキャリアサブアセンブリ 38 と、直結クラッチ 40 と、増速クラッチ（増速ブレーキ）42 を含んでいる。

【 0 0 3 5 】

直結クラッチ 40 を締結すると、入力シャフト 30 の回転がそのまま出力シャフト 32 に伝達される。一方、直結クラッチ 40 を解放して、増速クラッチ 42 を締結すると、入力シャフト 30 の回転が所定量増速されて出力シャフト 32 に伝達される。尚、増速装置 10 の詳細構造については、本出願人の先願に係る特願 2002 - 278836 号に開示されている。

【 0 0 3 6 】

増速装置 10 の下流側に設けられたリヤデファレンシャル装置 12 はハイポイドピニオンシャフト 32 の先端に形成されたハイポイドピニオンギヤ 44 を有している。ハイポイドピニオンギヤ 44 はハイポイドリングギヤ 48 と噛み合っており、ハイポイドリングギヤ 48 からの動力は左右に一对設けられたプラネタリギヤセット 50A, 50B のリングギヤに入力される。

【 0 0 3 7 】

プラネタリギヤセット 50A, 50B のサンギヤは左側後車軸 24、右側後車軸 26 回りに回転可能に取り付けられている。プラネタリギヤセット 50A, 50B のプラネタリキャリアは左側後車軸 24、右側後車軸 26 に固定されている。プラネタリキャリアに担持されたプラネットギヤがサンギヤ及びリングギヤに噛み合っている。

【 0 0 3 8 】

左右のプラネタリギヤセット 50A, 50B は、サンギヤのトルクを可変制御するために設けられたクラッチ機構（ブレーキ機構）51 に連結されている。クラッチ機構 51 は、湿式多板クラッチ（ブレーキ）52 と、この多板クラッチ 52 を作動する電磁アクチュエータ 56 を含んでいる。

【 0 0 3 9 】

湿式多板クラッチ 52 のクラッチプレートはケーシング 54 に固定され、クラッチディスクはプラネタリギヤセット 50A, 50B のサンギヤに固定されている。

【 0 0 4 0 】

電磁アクチュエータ 56 は、コア（ヨーク）58、コア 58 中に挿入された電磁コイル 60、アーマチュア 62、アーマチュア 62 に連結されたピストン 64 とから構成される。

【 0 0 4 1 】

電磁コイル 60 に電流を印加すると、アーマチュア 62 がコイル 60 によりコア 58 に引き付けられ推力が発生する。この推力により、アーマチュア 62 と一体に連結されたピストン 64 が多板クラッチ 52 を押し付けることで、クラッチトルクが発生する。

【 0 0 4 2 】

これにより、プラネタリギヤセット 50A, 50B のサンギヤはそれぞれケーシング 54 に対して固定され、ハイポイドピニオンシャフト 32 の駆動力はプラネタリギヤセット 50A, 50B のリングギヤ、プラネットギヤ、プラネタリキャリアを介して左右の後

10

20

30

40

50

車軸 24, 26 に伝達される。

【0043】

電磁コイル 60 に印加する電流を可変にすることにより、左右の後ろ車軸 24, 26 への出力トルクを可変に制御することができる。

【0044】

増速装置 10 の直結クラッチ 40 が係合され、リヤデファレンシャル装置 12 の左右の電磁コイル 60 がオフの場合には、各クラッチ機構 51 が締結されないのでプラネタリギヤセット 50A, 50B の各サンギヤは左右の後ろ車軸 24, 26 回りをそれぞれ空転する。

【0045】

よって、ハイポイドピニオンシャフト 32 の駆動力 (トルク) は左右の後ろ車軸 24, 26 に何ら伝達されることはない。この場合には、後輪は空転し、すべての駆動力は前輪に向けられて 2 輪駆動車両となる。

【0046】

左右の電磁コイル 60 に所定量の電流を流してピストン 64 を介して左右の多板クラッチ 52 を完全に締結した場合には、プラネタリギヤセット 50A, 50B のサンギヤはそれぞれケーシング 54 に対して固定される。

【0047】

よって、入力シャフト 30 の駆動力はプラネタリギヤセット 50A, 50B を介して左右の後ろ車軸 24, 26 に均等に分割されて伝達される。その結果、4 輪駆動車両は 4 輪駆動モードとなり直進する。

【0048】

一方、車速が中間速度領域において 4 輪駆動の走行状態で旋回半径の小さいコーナーを旋回するときには、直結クラッチ 40 の係合を解除し、増速クラッチ 42 を係合する。これにより、出力シャフト 32 が入力シャフト 30 に対して増速される。この増速率は、例えば約 5 パーセントである。

【0049】

このように、出力シャフト 32 を入力シャフト 30 に対して増速した状態で車両が旋回した場合には、旋回外側の後輪を前輪よりも早く回転させることができるため、旋回外側の後輪に駆動力を伝達することができ、中速域での旋回性能を向上することができる。

【0050】

図 3 を参照して、車両旋回時の前輪及び後輪の軌跡について説明する。66 は旋回中心であり、68L, 68R は左右の前輪を、70L, 70R は左右の後輪をそれぞれ示している。車両は 66 を旋回中心として、左旋回しているものとする。

【0051】

72 は前内輪 68L の軌跡であり、74 は前外輪 68R の軌跡であり、76 は前輪平均軌跡を示している。また、78 は直結クラッチ 40 係合時の後輪平均軌跡であり、80 は後外輪 70R の軌跡である。

【0052】

図示したような高い横 G での旋回時は、後輪側のスリップアングルが大きくなる (コーナリング力が大きくなる) ため、後外輪 70R の軌跡 80 は直結クラッチ 40 係合時の後輪平均軌跡 78 より大きくなるため、後外輪 70R に駆動力 (トルク) は伝達されない。

【0053】

従って、本発明の 4 輪駆動車両では増速装置 10 の増速クラッチ 42 を係合することにより、出力シャフト 32 の回転速度を入力シャフト 30 の回転速度に対して約 5 パーセント増速することにより、後外輪 70R への駆動力 (トルク) 伝達を可能としている。符号 82 は増速時の後外輪 70R の軌跡である。

【0054】

本発明の駆動力制御方法の動作モードを表 1 に示す。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 5 】

【表 1】

モード 要素		前進								後退			
		直進		直進 (LSD)		左旋回 (直結)		左旋回 (増速)		直進		直進 (LSD)	
		加速	減速	加速	減速	加速	減速	加速	減速	加速	減速	加速	減速
1	増速クラッチ	-	-	-	-	-	-	ON	ON	-	-	-	-
2	直結クラッチ	ON	ON	ON	ON	ON	ON	-	-	ON	ON	ON	ON
3	L側クラッチ	中	小	大	小	小	小	小	小	中	小	大	小
4	R側クラッチ	中	小	大	小	大	小	大	小	中	小	大	小

・右旋回は左旋回に対し、要素③と④の大きさが入れ替わる。

・旋回(直結)の条件:

- ・車速が30km/H以下または120km/H以上の旋回時
- ・横Gが0.075G以下の旋回時

・旋回(増速)の条件:

- ・車速が30~120km/Hでかつ横Gが0.075G以上の旋回時

小:0~40kgfm

中:40~80kgfm

大:80~110kgfm

【 0 0 5 6 】

表 1 において、小、中、大は左右のクラッチの締結力の大きさを示しており、小は 0 ~ 4 0 k g f m、中は 4 0 ~ 8 0 k g f m、大は 8 0 ~ 1 1 0 k g f m をそれぞれ示している。

【 0 0 5 7 】

車速が 3 0 k m / h 以下又は 1 2 0 k m / h 以上の時の旋回時は、直結クラッチ 4 0 を係合した直結旋回となる。また、横 G が 0 . 0 7 5 G 以下の旋回時にも直結旋回となる。

【 0 0 5 8 】

一方、車速が 3 0 ~ 1 2 0 k m / h で且つ横 G が 0 . 0 7 5 G 以上の旋回時には、増速クラッチ 4 2 を締結した増速旋回となり、旋回外側の後輪へのトルク伝達が可能となる。表 1 は左旋回時の多板クラッチ 5 2 の係合力の状態を示しているが、右旋回の場合には表 1 に示した左旋回に対し左側クラッチ 5 2 と右側クラッチ 5 2 の大きさを入れ替えればよい。

【 0 0 5 9 】

表 1 に示した直進加速時は、図 4 ( A ) に示すように、直結クラッチ 4 0 を係合して左右の後車軸 2 4 , 2 6 に均等にトルクを伝達する。図 4 ( A ) 及び図 4 ( B ) において、トルク伝達経路が太線で示されている。

【 0 0 6 0 】

一方、増速クラッチ 4 2 を係合した左旋回加速時の状態は図 4 ( B ) に示されており、右側クラッチ 5 2 の係合力を左側クラッチ 5 2 の係合力よりも大きくなるように制御し、右後車軸 2 6 へのトルク配分を増大させる。

【 0 0 6 1 】

表 1 に示した動作状態が、本発明の駆動力制御方法の概要であるが、その詳細制御方法について以下に説明する。

【 0 0 6 2 】

図 5 は本発明の制御システムブロック図を示している。この制御システムはフィードフォワード制御部 8 4 と、フィードバック制御部 8 6 と、増速制御部 8 8 とを有している。

【 0 0 6 3 】

10

20

30

40

50

エンジントルク及びトランスミッションのギヤ位置がフィードフォワード制御部 84 のブロック 90 に入力されて、タイヤの駆動力が算出される。車速センサ 92 で検出した車速と舵角センサ 94 で検出した操舵輪の舵角がブロック 96 に入力されて、推定横加速度（推定横 G）が算出される。

【0064】

また、横加速度センサ（横 G センサ）98 で検出した横加速度（横 G）がブロック 100 に入力されて、横加速度（横 G）が判断される。ブロック 100 から出力される横 G をブロック 96 から出力される推定横 G で補正して、制御用横 G 信号を得る。この補正は、例えば横 G 信号と推定横 G 信号の平均を取るようにする。

【0065】

制御用横 G 信号は外輪判断ブロック 102 に入力されて、左右いずれの後輪が外輪かが判断される。制御用横 G 信号は更にブロック 104 に入力されて、トルクの前後配分比が算出され、ブロック 106 に入力されて、トルクの左右配分比が算出される。

【0066】

外輪判断ブロック 102 からの外輪信号、ブロック 104 からの後輪配分比信号、及びブロック 106 からの後外輪配分比信号がブロック 108 に入力されて、後外輪及び内輪のトルク配分比が得られる。

【0067】

一方、車速センサ 92 で検出した車速、舵角センサ 94 で検出した操舵角、横 G センサ 98 で検出した横 G 及びヨーレートセンサ 110 で検出したヨーレートは、フィードバック制御部 86 の車両モデルブロック 112 に入力されて、車両のスリップ角が算出される。また、車速センサ 92 で検出した車速及び横 G センサ 98 で検出した横 G に基づいて、ブロック 114 でスリップ角閾値が算出される。

【0068】

スリップ角とスリップ角閾値との差に基づいて、ブロック 116 で後輪トルクの低減量が求められ、ブロック 118 で外輪トルクの低減量が求められる。すなわち、車両のスリップ角が所定値よりも大きいときには車両が不安定状態にあると判断し、この不安定状態を解消するために後輪配分トルクを低減し、外輪配分トルクを低減する。

【0069】

ブロック 90 で算出された駆動トルク、ブロック 108 からの左後輪トルク、ブロック 116 からの後輪トルクの低減量及びブロック 118 からの外輪トルクの低減量に基づいて、ブロック 120 で左後輪トルク指令値を生成し、このトルク指令値に基づいて左クラッチ制御部 122 で左側の電磁アクチュエータ 56 を制御する。

【0070】

同様に、ブロック 90 で算出された駆動トルク、ブロック 108 からの右後輪トルク配分比、ブロック 116 からの後輪トルク低減量及びブロック 118 からの外輪トルク低減量に基づいて、ブロック 124 で右後輪のトルク指令値を生成し、このトルク指令値に基づいて右クラッチ制御部 126 で右側の電磁アクチュエータ 56 を制御する。

【0071】

また、車速センサ 92 で検出した車速に基づいて、増速制御部 88 のブロック 128 で増速閾値が算出される。ブロック 96 で算出された推定横 G とブロック 128 で算出された増速閾値が比較され、ブロック 130 で推定横 G が増速閾値より大きい場合には増速と判断し、増速閾値以下の場合には直結と判断する。この増速又は直結信号が増速装置制御部 132 に入力されて、増速装置 10 の増速 / 直結が制御される。

【0072】

以下、本発明の駆動力制御方法について詳細に説明する。車両が旋回中に加速するとき、車体に働く前後左右の加速度の影響により内輪及び前輪の接地荷重が低減することになる。また、前輪は旋回のために操舵されているので、後輪より大きな横方向の力を発生している。

【0073】

10

20

30

40

50

タイヤは接地荷重が大きいほど大きな力を発生することが可能であることから、一般に旋回加速中においては各車輪のタイヤの負荷は後輪に対し前輪が大きく、外輪に対して内輪が大きい。

【0074】

この程度は旋回の程度（横Gの大きさ）と加速の大きさに依存する。この傾向から旋回中に加速をすると、車両にはアンダーステアが発生し、走行軌跡が旋回外側で膨らむことになる。これにより、旋回中の加速性能は制限されることになる。

【0075】

この性能を向上するためには、各タイヤの負荷を均等にすることが有効であり、そのために本発明の駆動力制御方法では、図6に示すように横加速度（横G）が増加するにつれて駆動力の前後配分比を後ろ寄りにし、左右配分比を外輪寄りに制御する。

10

【0076】

すなわち、横Gの増加に応じて、後輪トルク配分比を増加し、外輪トルク配分比を増加する。これにより、旋回加速時のアンダーステアが低減され、安定した加速が可能となる。

【0077】

次に、図7のフローチャートを参照して、本発明実施形態に係る前後輪の駆動力配分及び後輪左右の駆動力配分について詳細に説明する。

【0078】

まず、ステップ10（図面ではS10と記述する）において、横Gセンサ98からの横G信号を検出する。次いで、ステップ11へ進んで舵角センサ94で検出した舵角及び車速センサ92で検出した車速に基づいて、推定横Gを算出する。

20

【0079】

次いで、ステップ12で横G信号を推定横G信号で補正して、制御横Gを算出する。この補正は、例えば横G信号と推定横G信号の平均を取ることから構成される。

【0080】

横G信号として横Gセンサ出力信号を使うことが最も一般的であるが、運転者の旋回操作に対して、横Gセンサの出力は遅れを持つことが知られている。また、トルク配分を行うアクチュエータにも一般的に遅れ特性があることから、横Gセンサの出力信号のみを使用するときには制御に遅れが生じる。

30

【0081】

それを補正するために、本実施形態では、舵角と車速に基づいて推定横Gを算出し、横Gセンサの出力信号をこの推定横G信号で補正する。舵角は運転者の操作そのものであることから横Gセンサ出力信号より推定横G信号を早く生成することができる。その結果、制御指令を早めに出力することが可能となり、高い応答性での制御が可能となる。

【0082】

ステップ12で制御横Gを算出した後、ステップ13に進んで制御横Gに基づいて、後輪トルク及び外輪トルクを算出する。次いで、ステップ14で車両が不安定状態か否かを判定する。例えば、車両のスリップ角が所定値より大きい場合、或いはスリップ角の変化速度が所定値より大きい場合、車両が不安定状態にあると判定する。

40

【0083】

これらの所定値は、路面の状態に応じて変更してもよい。例えば、路面とタイヤとの摩擦係数（ $\mu$ ）が小さければ小さいほど、所定値を小さくする。これにより、不安定な状態をより早く、正確に検出可能である。

【0084】

車両の不安定状態が検出された場合には、ステップ15へ進んで後輪トルク低減量及び外輪トルク低減量を求め、これらの低減量に基づいて後輪トルク及び外輪トルクをそれぞれ補正する。この後輪トルク低減量及び外輪トルク低減量は、図8に示すように推定スリップ角の増大に応じて増加する。

【0085】

50



すなわち、ステップ15では車両挙動の不安定状態を補正するため、車両の不安定挙動を抑制すべく、トルクの前後配分比を前輪側にすると同時に左右配分比を外輪が小さくなる側に補正する。

【0086】

ステップ14で車両が不安定状態でないと判定された場合、またはステップ15で不安定状態時に後輪トルク及び外輪トルクの補正をした後、ステップ16に進んで後輪トルク及び外輪トルクに基づくアクチュエータ制御値を算出する。このアクチュエータ制御値は、左右の電磁アクチュエータ56の制御値及び増速装置10の直結クラッチ40及び増速クラッチ42の制御値を含む。

【0087】

次いで、ステップ17に進んでこれらの制御値に基づいて、左右の電磁アクチュエータ56の制御及び増速装置10を直結状態にするか或いは増速状態にするかを制御する。この増速の度合いは、例えば入力シャフト30に対して出力シャフト32の回転を約5パーセント程度増加させる。

【0088】

次に、図9乃至図11のフローチャートを参照して、4輪駆動車両の駆動力(トルク)の前後配分制御方法について説明する。

【0089】

図9のフローチャートを参照して、走行状態検出処理について説明する。まず、ステップ20において、旋回状態を検出する。すなわち、横Gセンサ98で検出した横G信号を車速と舵角に基づいて算出された推定横Gで補正して、制御横Gを算出する。

【0090】

次いで、ステップ21で車速センサ92の信号から車速を検出し、ステップ22でアクセル開度を検出し、ステップ23で変速機のシフト位置を検出する。さらに、ステップ24に進んで変速機の後進レンジを検出し、ステップ25で4WDの油温、即ちリヤデファレンシャル装置12の油温を検出する。

【0091】

次に、図10のフローチャートを参照して、目標後輪トルクの算出処理について説明する。まず、ステップ30で旋回状態に基づく後輪トルクを算出する。次いで、ステップ31に進んで車速に基づく後輪トルク補正量K1を算出する。本実施形態では、図12に示されるように、車速の増大に応じて、この補正量K1により後輪へのトルク配分を減少するように制御する。

【0092】

次いで、ステップ32に進んでアクセル開度に基づく後輪トルク補正量K2を算出する。本実施形態では、図13に示すようにアクセル開度の増大に応じて、この補正量K2に基づいて後輪へのトルク配分を増大するように制御する。

【0093】

次いで、ステップ33に進んで変速機のシフト位置に基づく後輪トルク補正量K3を算出する。本実施形態では、図14に示すようにシフト位置が低速段及び高速段の場合には、この補正量K3に基づいて後輪へのトルク配分を減少するように制御する。

【0094】

次いで、ステップ34に進んで後進レンジに基づく後輪トルク補正量K4を算出する。すなわち、本実施形態では、後進走行時には、この補正量K4に基づいて後輪へのトルク配分を減少するように制御する。

【0095】

次いで、ステップ35に進んで4WD油温、すなわちリヤデファレンシャル装置12の油温に基づいて、補正量K5を算出する。すなわち、本実施形態では、図15に示すようにリヤデファレンシャル装置12の油温が低下するのに応じて、後輪へのトルク配分を減少するように制御する。

【0096】

10

20

30

40

50

ステップ35では、ステップ30で算出された後輪トルクを補正量 $K_1$ 、 $K_2$ 、 $K_3$ 、 $K_4$ 、 $K_5$ に応じて補正して、目標後輪トルクを算出する。次いで、図11に示す4WD制御のフローチャートのステップ40において、目標後輪トルクに基づいて、アクチュエータ制御値を算出する。

【0097】

ステップ41では算出されたアクチュエータ制御値に基づいて、アクチュエータを制御する。すなわち、左右の電磁アクチュエータ56の係合の程度を制御して、トルクの前後輪配分比を制御する。

【0098】

次に、図16のフローチャートを参照して、目標後外輪トルクの算出処理について説明する。まず、ステップ50で旋回状態に基づく後外輪トルクを算出する。この旋回状態は横Gに基づいて判断される。

【0099】

ステップ51では、車速に基づく後外輪トルク補正量 $K_6$ を算出する。本実施形態では、図17に示されるように、このトルク補正量 $K_6$ に基づいて旋回外側の後輪へのトルク配分を減少するように制御する。

【0100】

ステップ52では、シフト位置に基づく後外輪トルク補正量 $K_7$ を算出する。本実施形態では、図18に示すようにシフト位置が低速段及び高速段のときには、トルク補正量 $K_7$ に基づいて旋回外側の後輪へのトルク配分を減少するように制御する。

【0101】

ステップ53では、後進レンジに基づく後外輪トルク補正量 $K_8$ を算出する。本実施形態では、後進走行時には、このトルク補正量 $K_8$ に基づいて旋回外側の後輪へのトルク配分を減少するように制御する。

【0102】

ステップ54では、4WD油温、すなわちリヤデファレンシャル装置12の油温に基づいて、後外輪トルク補正量 $K_9$ を算出する。本実施形態では、図19に示すようにこのトルク補正量 $K_9$ に基づいて、リヤデファレンシャル装置12の作動油の温度が低下するのに応じて、旋回外側の後輪へのトルク配分を減少するように制御する。

【0103】

ステップ55では、ステップ50で算出された後外輪トルクをトルク補正量 $K_6$ 、 $K_7$ 、 $K_8$ 、 $K_9$ に応じて補正して、目標後外輪トルクを算出する。

【0104】

次いで、図11に示したフローチャートのステップ40と同様に、目標後外輪トルクに基づいて、アクチュエータ制御値を算出し、ステップ41と同様に算出された制御値に基づいて左右の電磁アクチュエータ56の係合の程度を制御する。

【0105】

次いで、増速装置10の直結/増速制御について説明する。この増速装置10の直結/増速制御は、その旋回中に外輪を駆動することが可能なように増速装置10を作動させることが目的である。

【0106】

よって、旋回状態の判別を素早く正確に行うため、横G信号を用いる。直進状態では横Gは0であるため、僅かな値を横Gしきい値とすることで、車両が旋回に入ったら即座に増速状態に制御することが可能である。

【0107】

例えば、車両の横G信号が車速に応じた横Gのしきい値を超えたとき、増速装置10を増速状態に切り替える。これにより、外輪を大きく駆動する前に先ず増速をすることにより、旋回外輪を駆動できる状態を確保することができるので、内輪より外輪に大きな駆動力を与えることが可能となり、旋回性能の向上を図ることができる。

【0108】

10

20

30

40

50

また、横G信号として舵角と車速から推定される推定横G信号を使用することによって、直進から旋回への推移の過程においてより速く横G信号を得ることが可能である。これは、舵角が運転者の入力そのものであって、実際の横G発生には車両の運動の遅れが付加されるものとなるからである。横Gセンサの欠点を補うため、推定された横G信号で横Gセンサの出力信号を部分的に補正したり、両者を平均したものをを用いることも有効である。

【0109】

上記のような判定により増速が指令されたとき、増速指令に基づいて即座に増速装置10を作動させると、信号が持つノイズの影響を受けて、スラロームのような走行をしたときに旋回方向が変わる度に増速停止指令が発生し、増速装置10の作動頻度が増すことになる。

10

【0110】

増速装置の作動によるノイズ、ショック等を最小限にし、増速装置の作動頻度を低減してその小型軽量を図るために、本発明では増速装置10に対する指令を即座に実行するのではなく、例えば1秒程度指令を継続してから実際の作動を行うように増速装置10を制御する。

【0111】

これを、図20及び図21のフローチャートを参照して説明する。図20は直結時の増速切替制御のフローチャートを示している。

【0112】

20

まずステップ60において、増速指令がオンか否かを判定し、増速指令がオンの場合にはステップ61に進んでタイマによる計時を開始する。ステップ62では計時時間Tが所定置T0を超えたか否かを判定し、超えたと判定された場合にはステップ64へ進んで増速を確定し、増速装置10の直結クラッチ40を解放し、増速クラッチ42を係合する。

【0113】

一方、ステップ62で計時時間Tが所定時間T0以下の場合には、ステップ63へ進んで増速指令がオフか否かを判定する。増速指令がオフではないと判定された場合には、ステップ62の判定を再実行し、増速指令がオフと判定された場合にはステップ60の判定を再実行する。

【0114】

30

次に、図21のフローチャートを参照して、増速時からの直結切替制御について説明する。まず、ステップ70で直結指令がオンか否かを判定し、オンと判定された場合にはステップ71へ進んでタイマによる計時を開始する。

【0115】

ステップ72で計時時間Tが所定時間T0を超えたか否かを判定し、超えたと判定された場合にはステップ74に進んで直結を確定し、増速装置10の増速クラッチ42を解放し、直結クラッチ40を係合する。

【0116】

一方、ステップ72で計時時間Tが所定時間T0以下と判定された場合には、ステップ73へ進んで直結指令がオフか否かを判定する。直結指令がオフではないと判定された場合には、ステップ72の判定を再実行し、オフと判定された場合にはステップ70の判定を再実行する。

40

【0117】

増速制御の目的は、外輪を内輪以上に駆動することで車両の運動能力を高めることである。車両が不安定な状態になったときは、カウンタステア走行などの状況下においては、特にそれ以上の運動能力の向上は求められない場合がある。

【0118】

例えば、車体のスリップ角が所定値以上になったとき、又は舵角と横Gの符号が異なるカウンタステアが検出されたときには、増速制御を禁止する。これにより、更なる挙動悪化を招く恐れのある外輪駆動を停止することができ、挙動の安定化を図ることができる。

50

## 【 0 1 1 9 】

この挙動の安定化制御を図 2 2 のフローチャートを用いて説明する。まず、ステップ 8 0 でカウンタステアが検出されたか否かを判定する。カウンタステアが検出された場合には、ステップ 8 2 へ進んで直結指令を生成し、増速装置 1 0 の直結クラッチ 4 0 を係合する。

## 【 0 1 2 0 】

ステップ 8 0 でカウンタステアが検出されないと判定された場合には、ステップ 8 1 へ進んで車体スリップ角 がスリップ角しきい値 0 より大きいか否かを判定する。大きいと判定された場合には、車両挙動が不安定状態であるので、ステップ 8 2 へ進んで直結指令を生成し、増速装置 1 0 の直結クラッチ 4 0 を係合して挙動の安定化を図る。

10

## 【 0 1 2 1 】

操安性能の向上が求められない状況や制御として外輪駆動を行っても大きな効果が得られない状況下では、増速しないようにすることで増速装置 1 0 に入力されるトルクの低減や増速の頻度の低減が可能となり、増速装置 1 0 の軽量化、耐久性の向上に有効である。

## 【 0 1 2 2 】

例えば、図 2 3 に示すようにシフトが 1 速または 5 速のときには、増速を禁止する。シフトが 1 速のときには非常に大きなトルクが発生するが、車速が小さいためそれほど外輪駆動による効果が得られない。

## 【 0 1 2 3 】

また、シフトが 5 速のときには車速が大きすぎるため旋回し過ぎる危険性があるため、増速を禁止する。また、シフトがリバースのときには、操安性能の向上が期待できないため、増速を禁止する。

20

## 【 0 1 2 4 】

また、駆動力を外輪に伝えることのできないエンジンプレーキ状態やブレーキ作動中に増速を禁止すると、増速装置に入力されるトルクの低減や増速の頻度低減が可能となり、増速装置 1 0 の軽量化、耐久性の向上を図ることができる。

## 【 0 1 2 5 】

また、エンジンプレーキ状態やブレーキ作動中に、増速装置 1 0 を直結状態に制御することで外輪へブレーキ力を作動させることも可能となり、旋回中の制動時に発生するオーバーステアの抑制にも役立つ。

30

## 【 0 1 2 6 】

このエンジンプレーキ及びブレーキ作動中の制御について、図 2 4 及び図 2 5 のフローチャートを参照して説明する。図 2 4 はエンジンプレーキ作動時の制御フローチャートであり、先ずステップ 9 0 で駆動トルクが負か否か、即ちエンジンプレーキ状態か否かを判定する。

## 【 0 1 2 7 】

エンジンプレーキ状態と判定された場合には、ステップ 9 1 で直結指令を生成し、増速装置 1 0 の増速クラッチ 4 2 を解放し、直結クラッチ 4 0 を係合する。

## 【 0 1 2 8 】

図 2 5 はブレーキ作動時の制御フローチャートである。まず、ステップ 1 0 0 でブレーキ作動中か否かを判定し、ブレーキ作動中と判定された場合にはステップ 1 0 1 で直結指令を生成する。この直結指令により、増速装置 1 0 の増速クラッチ 4 2 を解放し、直結クラッチ 4 0 を係合する。

40

## 【 0 1 2 9 】

増速装置 1 0 の作動を車軸により駆動されるポンプの油圧に頼っている場合、ある車速にならないと増速するための油圧が得られないことがある。その場合、横 G のしきい値のみに頼っていると、十分な油圧が得られない段階で増速指令が発せられ、増速クラッチ 4 2 に悪影響を与える恐れがある。また、十分な車速が得られる車速に達したときに増速へと遷移することになるので、その際旋回中であっても増速へと切り替わる。

## 【 0 1 3 0 】

50

そのことにより車体の挙動が不安定になることもあるので、一定車速（ $V_0$ ）以下の低速走行を行ったときには、一定車速（ $V_1$ ）以上の直進走行を行うまで増速状態とすることを許可しない条件を加えておくと、車速 $V_0$ 以下での増速を回避することができ、また旋回中に急に増速されることを防止することも可能である。

【0131】

これを、図26のフローチャートを参照して説明する。まずステップ110で車速 $V$ が一定車速 $V_0$ より小さいか否かを判定し、肯定判定の場合にはステップ111へ進んで増速状態になるのを禁止する。

【0132】

車両の走行が継続されて、車速 $V$ が $V_0$ より大きい $V_1$ より大きく且つ横 $G$ が $G_0$ より小さいと判定された場合には、ステップ113へ進んで増速を許可する。ステップ112の $G_0$ は例えば0.1 $G$ 程度であり、ステップ112では $V_1$ より大きな車速で直進走行を行っているか否かを判定している。

【0133】

以上説明した実施形態は、FF車ベースの4輪駆動車両に本発明を適用した例について説明したが、エンジン等の駆動源からの動力が直接後輪側へ伝達され、後輪左右への伝達がクラッチ等で制御可能であり、前輪側へもクラッチ等で動力を伝達可能な車両に対しても、本発明の制御方法は適用可能である。また、後輪側が常時増速されている形式のものであってもよい。

【図面の簡単な説明】

【0134】

【図1】本発明の駆動力制御方法が適用可能な4輪駆動車両の動力伝達系を示す概略図である。

【図2】増幅装置（変速装置）及びリヤデファレンシャル装置の断面図である。

【図3】車両旋回時の各車輪の軌跡を示す図である。

【図4】図4（A）は直進加速時の動力伝達を示す図であり、図4（B）は旋回加速時の動力伝達を示す図である。

【図5】本発明実施形態の制御システムのブロック図である。

【図6】横 $G$ の増加に応じた外輪トルク配分比及び後輪トルク配分比の関係を示す図である。

【図7】本発明実施形態の前後輪の駆動力配分比及び後輪左右の駆動力配分比の算出処理を示すフローチャートである。

【図8】推定スリップ角の増加に応じた外輪トルク及び後輪トルクの低減量の関係を示す図である。

【図9】走行状態検出のフローチャートである。

【図10】目標駆動輪トルク算出のフローチャートである。

【図11】目標後輪トルクに基づいた4WD制御のフローチャートである。

【図12】車速と後輪トルク配分比の関係を示す図である。

【図13】アクセル開度と後輪トルク配分比の関係を示す図である。

【図14】シフト段と後輪トルク配分比の関係を示す図である。

【図15】リヤデファレンシャル油温と後輪トルク配分比の関係を示す図である。

【図16】目標後外輪トルク算出処理のフローチャートである。

【図17】車速と後外輪トルク配分比の関係を示す図である。

【図18】シフト段と後外輪トルク配分比の関係を示す図である。

【図19】リヤデファレンシャル油温と後外輪トルク配分比の関係を示す図である。

【図20】直結時の増速切替制御処理を示すフローチャートである。

【図21】増速時の直結切替制御処理を示すフローチャートである。

【図22】車両の不安定状態検出時の安定化処理のフローチャートである。

【図23】シフト段と増速許可/不許可の関係を示す図である。

【図24】エンジンプレーキ検出時の制御を示すフローチャートである。

10

20

30

40

50

【図 25】 ブレーキ作動時の制御を示すフローチャートである。

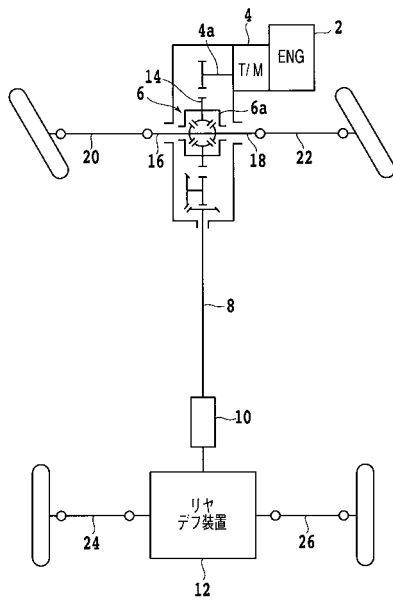
【図 26】 低速走行をしたあとの増速許可処理を示すフローチャートである。

【符号の説明】

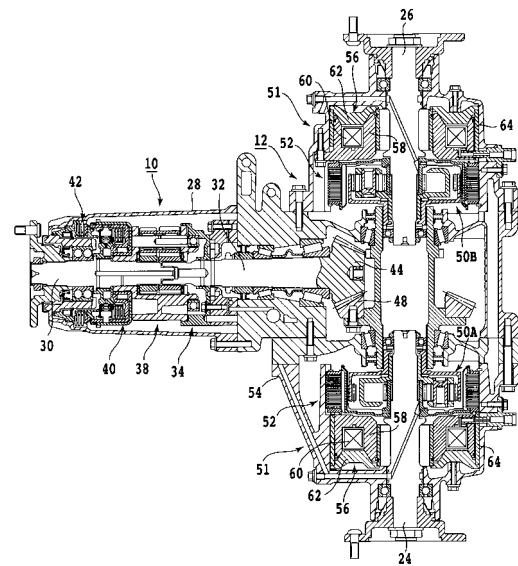
【 0 1 3 5 】

- 1 0 増速装置 ( 変速装置 )
- 1 2 リヤデファレンシャル装置
- 2 4 , 2 6 後ろ車軸
- 3 0 入力シャフト
- 3 2 出力シャフト ( ハイポイドピニオンシャフト )
- 4 0 直結クラッチ
- 4 2 増速クラッチ
- 5 0 A , 5 0 B プラネタリギヤセット
- 5 1 クラッチ機構
- 5 2 湿式多板クラッチ
- 5 6 電磁アクチュエータ
- 8 4 フィードフォワード制御部
- 8 6 フィードバック制御部
- 8 8 増速制御部

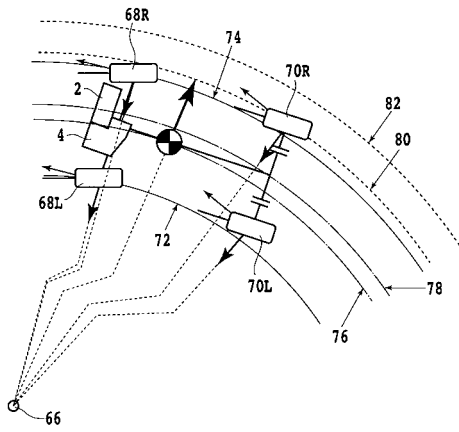
【 図 1 】



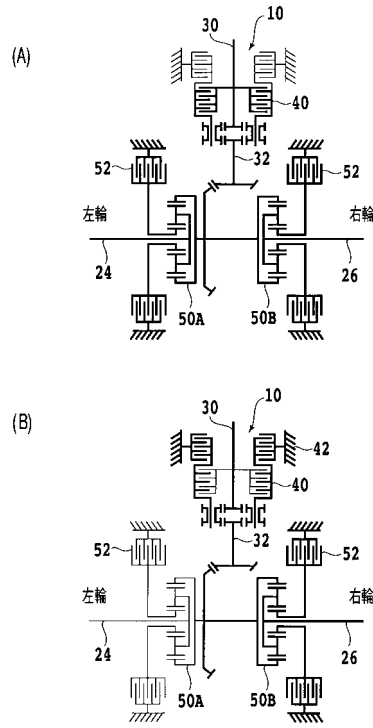
【 図 2 】



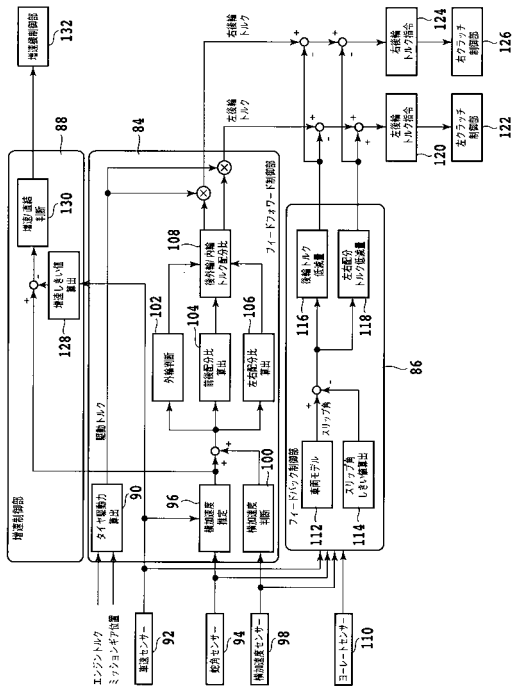
【図3】



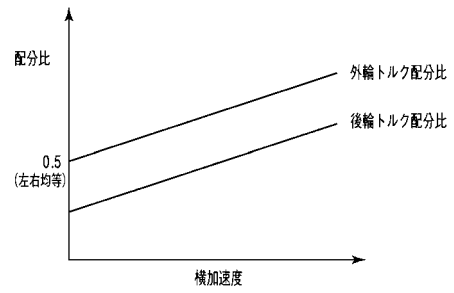
【図4】



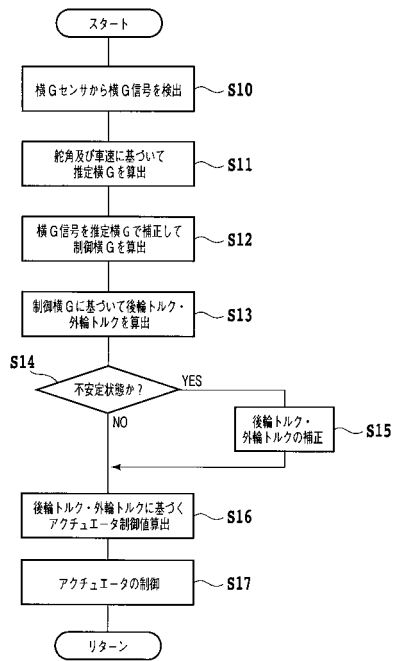
【図5】



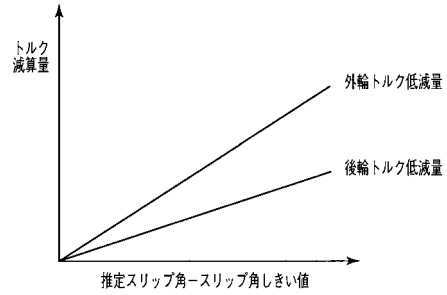
【図6】



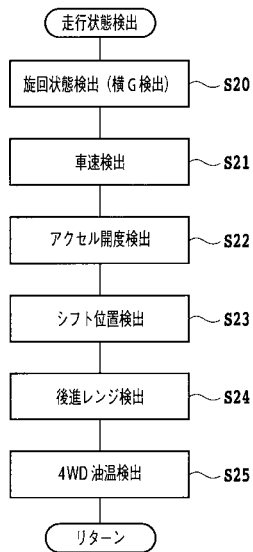
【 図 7 】



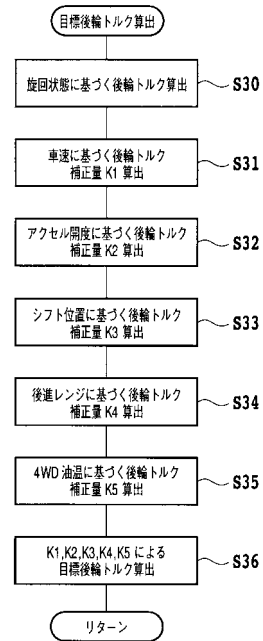
【 図 8 】



【 図 9 】

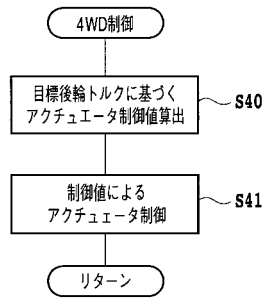


【 図 10 】

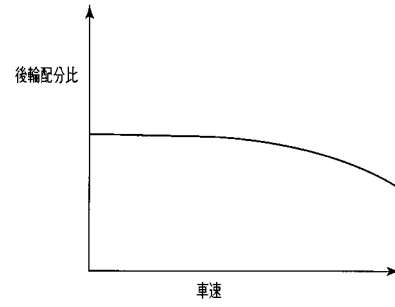




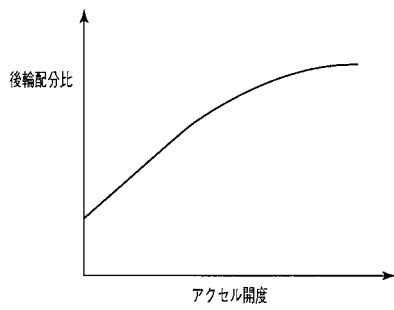
【図 1 1】



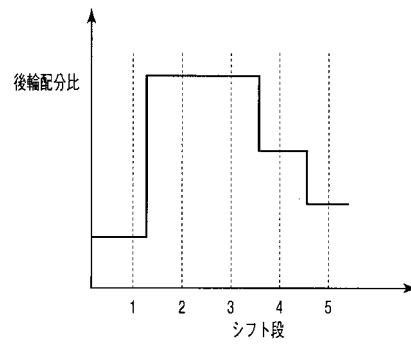
【図 1 2】



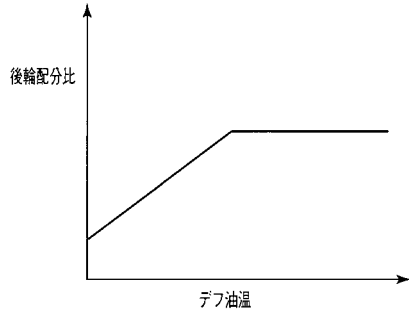
【図 1 3】



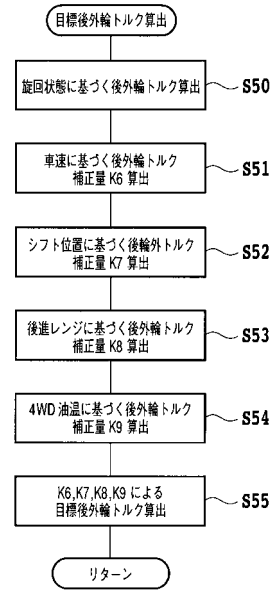
【図 1 4】



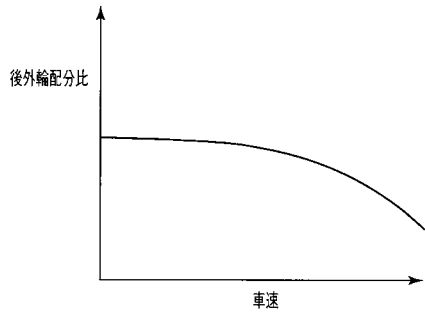
【図 15】



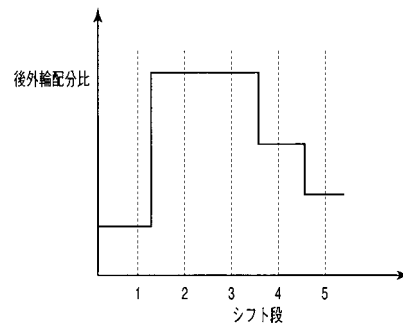
【図 16】



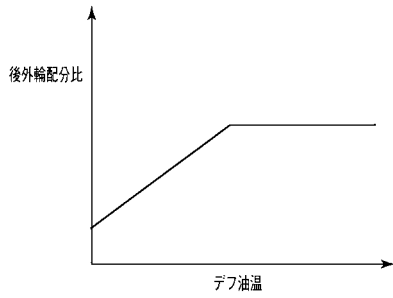
【図 17】



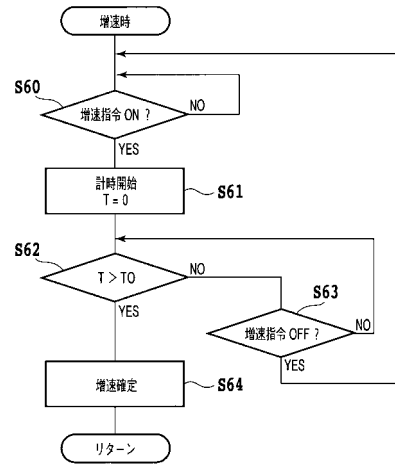
【図 18】



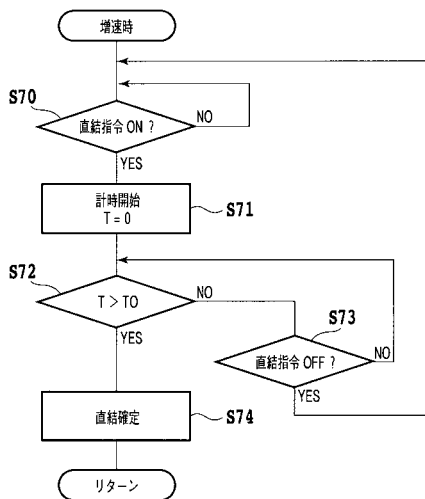
【 図 19 】



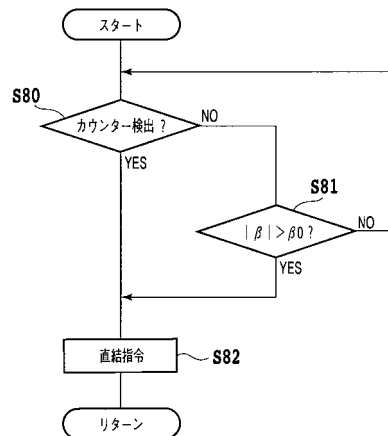
【 図 20 】



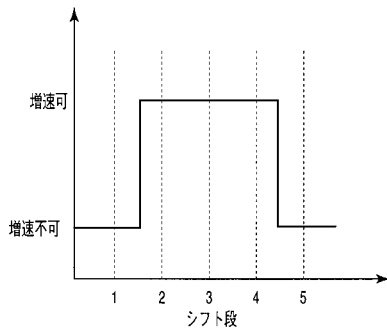
【 図 21 】



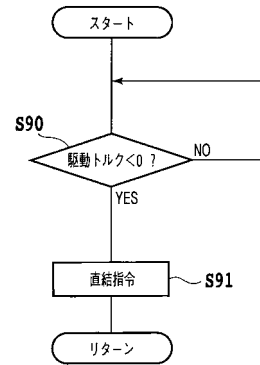
【 図 22 】



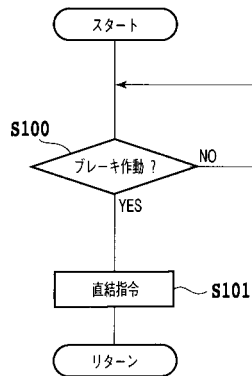
【図23】



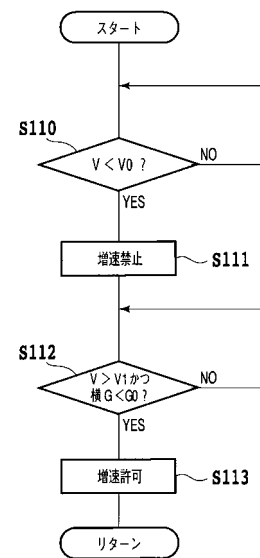
【図24】



【図25】



【図26】



---

フロントページの続き

(56)参考文献 特開2003-080965(JP,A)  
特開2001-287557(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)  
B60K 17/28 - 17/36