

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2020-32932
(P2020-32932A)

(43) 公開日 令和2年3月5日(2020.3.5)

(51) Int.Cl.
B60K 23/08 (2006.01)

F I
B60K 23/08

テーマコード(参考)
3D036

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願2018-162715 (P2018-162715)
(22) 出願日 平成30年8月31日(2018.8.31)

(71) 出願人 000005348
株式会社SUBARU
東京都渋谷区恵比寿一丁目20番8号
(74) 代理人 100116942
弁理士 岩田 雅信
(74) 代理人 100167704
弁理士 中川 裕人
(72) 発明者 寺嶋 友孝
東京都渋谷区恵比寿一丁目20番8号 株式会社SUBARU内
(72) 発明者 鈴木 正太郎
東京都渋谷区恵比寿一丁目20番8号 株式会社SUBARU内

最終頁に続く

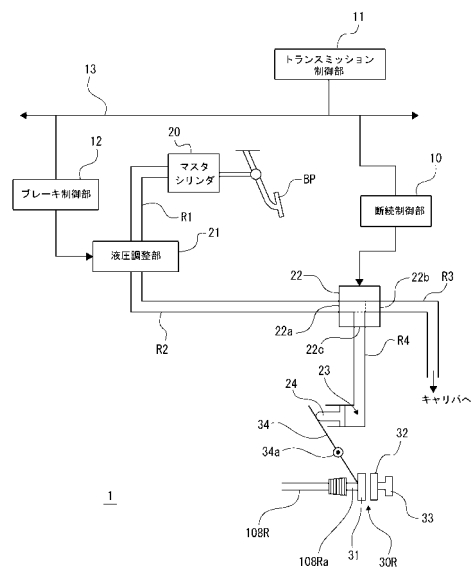
(54) 【発明の名称】 動力伝達制御装置

(57) 【要約】

【課題】例えば燃費向上等による車両の走行可能距離の延長化、及び車両の足回り設計の自由度向上を部品点数の削減やコスト削減を図りつつ実現する。

【解決手段】本発明に係る動力伝達制御装置は、車輪と、駆動源からの動力を車輪に伝達するドライブシャフトと、車輪のブレーキ機構とを有する車両における動力伝達制御装置であって、ドライブシャフトから車輪への動力伝達を断続自在とされた断続機構と、ブレーキ機構を作動させるブレーキ圧に基づいて、断続機構による動力伝達の断続を切り替える断続切替機構とを備えている。

【選択図】 図4



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

車輪と、駆動源からの動力を前記車輪に伝達するドライブシャフトと、前記車輪のブレーキ機構とを有する車両における動力伝達制御装置であって、
前記ドライブシャフトから前記車輪への動力伝達を断続自在とされた断続機構と、
前記ブレーキ機構を作動させるブレーキ圧に基づいて、前記断続機構による前記動力伝達の断続を切り替える断続切替機構と、を備える
動力伝達制御装置。

【請求項 2】

前記断続切替機構は、
前記ブレーキ圧が相対的に高圧となったときに前記断続機構の状態を前記動力伝達が行われる状態に切り替え、前記ブレーキ圧が相対的に低圧となったときに前記断続機構の状態を前記動力伝達が断たれる状態に切り替える
請求項 1 に記載の動力伝達制御装置。

10

【請求項 3】

前記断続切替機構は、
前記ブレーキ圧が相対的に低圧となったときに前記断続機構の状態を前記動力伝達が行われる状態に切り替え、前記ブレーキ圧が相対的に高圧となったときに前記断続機構の状態を前記動力伝達が断たれる状態に切り替える
請求項 1 に記載の動力伝達制御装置。

20

【請求項 4】

前記断続機構が乾式クラッチで構成された
請求項 1 乃至請求項 3 の何れかに記載の動力伝達制御装置。

【請求項 5】

前記車両は、
左右一対の前記ドライブシャフトでなるドライブシャフト対を前後方向に少なくとも二つ有しており、
前記断続機構が前記ドライブシャフトごとに設けられた
請求項 1 乃至請求項 4 の何れかに記載の動力伝達制御装置。

【発明の詳細な説明】

30

【技術分野】**【0001】**

本発明は、車輪と、駆動源からの動力を車輪に伝達するドライブシャフトと、車輪のブレーキ機構とを有する車両における動力伝達制御装置に関するものであり、特に、車輪への動力伝達の断続を制御するための技術分野に関する。

【背景技術】**【0002】**

例えば、下記特許文献 1 に開示されるように 4WD 車（四輪駆動車）では燃費（燃料消費率）の向上を図るため、4WD 2WD（二輪駆動）の切り替えが可能とされたものがある。例えば、このような 4WD 2WD の切り替えとしては、前後左右の全輪を駆動する全輪駆動状態 前輪のみを駆動する前輪駆動状態に切り替えを行うものがある。

40

【0003】

4WD 前輪駆動状態に切り替えを行うにあたっては、後輪側に動力伝達を行うためのプロペラシャフトと駆動源との間の動力伝達を断絶状態とする。

但し、このように駆動源とプロペラシャフトとの間の動力伝達を断絶状態としたのみでは、後輪の回転に伴って後輪側のドライブシャフトやリアデファレンシャルユニット（以下「リアデフユニット」と略称する）内の歯車機構、及びプロペラシャフトが回転されることになる。これらの回転は、オイル攪拌抵抗等を伴うものとなるため、後輪が回転する上での抵抗成分として作用してしまう。つまり、該抵抗成分が前輪駆動状態での車両走行抵抗を上昇させるものとなり、燃費悪化の一因として作用してしまう。

50

【0004】

そこで、下記特許文献1に開示されるように、2WD走行時には、駆動源とプロペラシャフトとの間の動力伝達を断絶状態とするのみではなく、例えばリアデフユニット内に設けた左右二つのクラッチによって各後輪との間の動力伝達を断絶状態とすることで、リアデフユニット内の歯車機構やプロペラシャフトの回転を止めて、上記のような後輪の走行抵抗の低減を図り、燃費のさらなる向上を図ることができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0005】

【特許文献1】特開2016-30477号公報

10

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、上記のようにリアデフユニット内にクラッチを設けた構成では、該クラッチを非締結状態としても、後輪と連結された各ドライブシャフトが後輪の回転に伴い回転されてしまう。この場合のリアデフユニット内では、クラッチにおける一对の締結部材（摩擦板）のうちドライブシャフトと連結された側の締結部材が後輪の回転に伴い回転されることになる。このため、この場合の後輪には、該締結部材の回転に伴うリアデフユニットケース内でのオイル攪拌抵抗が回転の抵抗成分として作用すると共に、ドライブシャフトの回転抵抗も回転の抵抗成分として作用することになる。

20

すなわち、これらの抵抗成分が依然として2WD走行時の車両の走行抵抗として作用するものであり、燃費改善余地がある。

【0007】

また、上記のようにリアデフユニット内にクラッチを設けた構成では、リアデフユニット内に左右二つのクラッチを配置するためのスペースを確保する必要があり、リアデフユニットの左右方向のサイズ拡大化を招くことになる。

リアデフユニットの左右方向サイズが拡大してしまうと、車幅を一定幅に抑えよとの前提の下では、ドライブシャフトの長さを短くせざるを得ない。しかしながら、ドライブシャフトが短くされると、該ドライブシャフトと連結された車輪の可動範囲（主として上下方向の可動範囲）も縮小化される傾向となるため、例えば車輪の路面凹凸への追従性能等を考慮したサスペンション機構等の足回りの設計を行う場合において、設計自由度の低下を招来する虞がある。

30

【0008】

本発明は上記事情に鑑み為されたものであり、例えば燃費向上等による車両の走行可能距離の延長化、及び車両の足回り設計の自由度向上を部品点数の削減やコスト削減を図りつつ実現することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0009】

本発明に係る動力伝達制御装置は、車輪と、駆動源からの動力を前記車輪に伝達するドライブシャフトと、前記車輪のブレーキ機構とを有する車両における動力伝達制御装置であって、前記ドライブシャフトから前記車輪への動力伝達を断続自在とされた断続機構と、前記ブレーキ機構を作動させるブレーキ圧に基づいて、前記断続機構による前記動力伝達の断続を切り替える断続切替機構と、を備えるものである。

40

【0010】

断続機構をドライブシャフトよりも出力側（車輪側）に配置したことで、断続機構のディスコネクト時（動力伝達断絶時）にドライブシャフトが車輪回転に応じて回転されなくなる。また、断続機構をドライブシャフトよりも出力側に配置したことで、デフユニット内に断続機構を設ける従来例と比較してデフユニットが小型化される。

さらに、車輪に対する動力断続切替にブレーキ圧を用いることで、断続機構と断続切替機構をより車輪に近い位置に配置し易くなる。また、車輪に対する動力断続切替にブレー

50

キ圧を用いることで、断続切替にあたり新たな圧の供給源を追加することが不要となる。

【0011】

上記した本発明に係る動力伝達制御装置においては、前記断続切替機構は、前記ブレーキ圧が相対的に高圧となったときに前記断続機構の状態を前記動力伝達が行われる状態に切り替え、前記ブレーキ圧が相対的に低圧となったときに前記断続機構の状態を前記動力伝達が断たれる状態に切り替える構成とすることが可能である。

【0012】

ブレーキ圧が高圧となることに応じて断続機構が車輪への動力伝達を行う状態とされる、すなわち断続機構が締結状態とされるので、締結力を確保し易い。

【0013】

上記した本発明に係る動力伝達制御装置においては、前記断続切替機構は、前記ブレーキ圧が相対的に低圧となったときに前記断続機構の状態を前記動力伝達が行われる状態に切り替え、前記ブレーキ圧が相対的に高圧となったときに前記断続機構の状態を前記動力伝達が断たれる状態に切り替える構成とすることが可能である。

【0014】

これにより、断続機構を動力伝達状態とさせるにあたり断続切替機構にブレーキ圧を与えることを不要とすることが可能とされる。このため、車両のエンジンが停止している状態等、車両が非起動の状態であっても、断続機構を動力伝達状態のまま維持させることが可能とされる。

【0015】

上記した本発明に係る動力伝達制御装置においては、前記断続機構が乾式クラッチで構成された構成とすることが可能である。

【0016】

これにより、断続機構のサイズを（湿式クラッチとする場合と比較して）小型化することが可能とされる。

【0017】

上記した本発明に係る動力伝達制御装置においては、前記車両は、左右一対の前記ドライブシャフトとなるドライブシャフト対を前後方向に少なくとも二つ有しており、前記断続機構が前記ドライブシャフトごとに設けられた構成とすることが可能である。

【0018】

これにより、前後左右に離隔配置された車輪ごとに独立して動力伝達の断続を制御することが可能とされる。

【発明の効果】

【0019】

本発明によれば、例えば燃費向上等による車両の走行可能距離の延長化、及び車両の足回り設計の自由度向上を部品点数の削減やコスト削減を図りつつ実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【0020】

【図1】本発明に係る実施形態としての動力伝達制御装置を備えた車両が有する車輪の駆動系の構成概要を例示した図である。

【図2】従来のリアデファレンシャルユニットについての説明図である。

【図3】実施形態としての動力伝達制御装置が備える断続機構についての説明図である。

【図4】実施形態としての動力伝達制御装置の概略構成例を示した図である。

【図5】実施形態におけるブレーキ連動切替処理を示したフローチャートである。

【図6】実施形態における要求トルク連動切替処理を示したフローチャートである。

【図7】実施形態における一定走行連動切替処理を示したフローチャートである。

【図8】変形例としての動力伝達制御装置の概略構成例を示した図である。

【図9】変形例におけるブレーキ連動切替処理を示したフローチャートである。

【図10】変形例における要求トルク連動切替処理を示したフローチャートである。

【図11】変形例における一定走行連動切替処理を示したフローチャートである。

10

20

30

40

50

【発明を実施するための形態】**【0021】**

< 1. 実施形態としての動力伝達制御装置の構成 >

以下、添付図面を参照して本発明に係る実施形態としての動力伝達制御装置について説明する。

図1は、実施形態としての動力伝達制御装置を備えた車両100が有する車輪の駆動系の構成概要を例示した図である。

本例の車両100は、車輪として左右一对の主駆動輪としての前輪50L、前輪50Rと、左右一对の補助駆動輪としての後輪50L、後輪50Rとを備えた四輪駆動車として構成され、また、車輪の駆動源としてエンジン101を備えた車両とされている。

なお、本実施形態において、符号における「L」「R」は車両の前進時の進行方向に対する左側、右側をそれぞれ意味している。

【0022】

車両100は、エンジン101の駆動力を前輪50L、50R及び後輪51L、51Rに伝達可能な駆動力伝達系として、トランスミッション102、フロントデファレンシャル機構103、ドライブシャフト104L、104R、駆動力断続部105、プロペラシャフト106、リアデファレンシャルユニット107、ドライブシャフト108L、108R、及びクラッチ機構30L、30Rを備えている。

この駆動力伝達系は、エンジン101の駆動力を前輪50L、50R及び後輪51L、51Rに伝達する四輪駆動状態（以下「4WD状態」と表記することもある）と、エンジン101の駆動力を前輪50L、50Rのみに伝達する二輪駆動状態（以下「2WD状態」と表記することもある）とを切り替え可能に構成されている。

【0023】

エンジン101の駆動力は、トランスミッション102を介してフロントデファレンシャル機構103に伝達される。このフロントデファレンシャル機構103は、サイドギヤ103L、103R、ピニオンギヤ103a、ピニオンシャフト103b、及びフロントデフケース103cを有し、トランスミッション102と駆動力断続部105との間に配置されている。サイドギヤ103Lは、前輪側のドライブシャフト104Lに連結され、サイドギヤ103Rは前輪側のドライブシャフト104Rに連結されている。

【0024】

フロントデファレンシャル機構103において、フロントデフケース103cは、トランスミッション102の出力軸の回転に伴い回転される。ピニオンシャフト103bはフロントデフケース103cと一体回転し、ピニオンシャフト103bの回転に伴いピニオンギヤ103aが回転し、ピニオンギヤ103aとそれぞれ噛合するサイドギヤ103L、103Rに回転が伝達される。これにより、エンジン101の駆動力がトランスミッション102、及びフロントデファレンシャル機構103を介してそれぞれドライブシャフト104L、104Rに伝達され、これらドライブシャフト104L、104Rに連結された前輪50L、50Rがそれぞれ駆動される。

【0025】

駆動力断続部105は、フロントデフケース103cと一体回転する第一スプライン歯部105aと、リングギヤ105eと一体回転する第二スプライン歯部105bと、第一スプライン歯部105a及び第二スプライン歯部105bそれぞれにスプライン嵌合可能なスリーブ105cと、リングギヤ105eと噛合しプロペラシャフト106と一体回転するドライブピニオン105fとを有している。リングギヤ105eとドライブピニオン105fは、前輪側の歯車機構105dを構成している。

スリーブ105cは、車両100が有するトランスミッション制御部11（後述する）としてのECU（Electronic Control Unit）により制御される不図示のアクチュエータによって、第一スプライン歯部105a及び第二スプライン歯部105bの軸方向に進退移動可能とされている。すなわち、駆動力断続部105は、第一スプライン歯部105aと第二スプライン歯部105bとがスリーブ105cによって相対回転不能に連結される

10

20

30

40

50

ことによりエンジン101からプロペラシャフト106への駆動力の伝達を可能にするドグクラッチ（噛み合いクラッチ）を有して構成されている。

【0026】

リアデファレンシャルユニット107は、プロペラシャフト106と一体回転するピニオンギヤ107aと、ピニオンギヤ107aと噛合するリングギヤ107bと、リングギヤ107bと一体回転するリアデフシャフト107cと、リアデフケース107dとを有している。

プロペラシャフト106は車両100の略前後方向に回転軸を有するのに対し、リアデフシャフト107cは車両の略左右方向に回転軸を有する。リアデフケース107dは、ピニオンギヤ107a及びリングギヤ107bを内側に収容すると共に、プロペラシャフト106の後端部、及びリアデフシャフト107cの左右両端部を軸支している。

【0027】

リアデファレンシャルユニット107においては、プロペラシャフト106の回転力がピニオンギヤ107a及びリングギヤ107bを介してリアデフシャフト107cに伝達され、リアデフシャフト107cが回転される。

【0028】

ドライブシャフト108Lは、右側端がリアデフシャフト107cの左側端と連結され、ドライブシャフト108Rは左側端がリアデフシャフト107cの右側端と連結され、それぞれリアデフシャフト107cの回転力を受けて回転する。

【0029】

クラッチ機構30Lは、ドライブシャフト108Lと後輪51Lとの間に介挿され、クラッチ機構30Rはドライブシャフト108Rと後輪51Rとの間に介挿されている。

なお、クラッチ機構30L、30Rについては改めて説明する。

【0030】

上記のように構成された車両100の駆動力伝達系においては、4WD走行を行うべき場合には、トランスミッション制御部11の制御によって駆動力断続部105におけるスリーブ105cが第一スプライン歯部105aと第二スプライン歯部105bとを相対回転不能に連結させる位置に駆動される。これにより、エンジン101からプロペラシャフト106への駆動力の伝達が可能な状態が実現される。また、後述するように、4WD走行を行うべき場合には、後輪51側に設けられたクラッチ機構30L、30Rが締結状態となるように制御が行われる。すなわち、エンジン101からプロペラシャフト106を介して伝達される駆動力をリアデファレンシャルユニット107、左右のドライブシャフト108L、108Rを介して後輪50L、50Rにそれぞれ伝達可能な状態となる。

この結果、主駆動輪としての前輪50L、50Rと共に、後輪50L、50Rがエンジン101の駆動力により回転駆動される4WD状態が実現される。

【0031】

一方、2WD走行を行うべき場合には、トランスミッション制御部11の制御によってスリーブ105cが第一スプライン歯部105aと第二スプライン歯部105bとを相対回転可能にさせる位置に駆動され、これにより、エンジン101からプロペラシャフト106への駆動力の伝達が不能な状態とされる。さらに、2WD走行を行うべき場合には、後述するようにクラッチ機構30L、30Rが非締結状態となるように制御が行われ、エンジン101からプロペラシャフト106を介して伝達される駆動力が後輪50L、50Rに伝達不能な状態とされる。

従って、主駆動輪としての前輪50L、50Rのみがエンジン101の駆動力により回転駆動される2WD状態が実現される。

【0032】

ここで、上記のように2WD時には、エンジン101からプロペラシャフト106への駆動力の伝達が駆動力断続部105によって遮断され、且つ後輪51L、51Rからプロペラシャフト106への回転力の伝達がクラッチ機構30L、30Rによってそれぞれ遮断される。これにより、車両100が走行中であってもプロペラシャフト106の回転が

10

20

30

40

50

停止する。従って、駆動力断続部 105 における歯車機構 105 d や、リアデファレンシャルユニット 107 におけるピニオンギヤ 107 a 及びリングギヤ 107 b の回転も停止され、これら各部における潤滑油の攪拌抵抗等が低減される。

【0033】

また、本実施形態では、クラッチ機構 30 L、30 R は、それぞれドライブシャフト 108 L と後輪 51 L との間、ドライブシャフト 108 R と後輪 51 R との間に配置している。

これにより、2WD 走行時、すなわちクラッチ機構 30 L、30 R のディスコネクト状態での走行時において、ドライブシャフト 108 L、108 R が後輪 51 L、51 R の回転に応じて回転されなくなり、フリクションロスの低減が図られ、燃費の向上が図られる。

10

【0034】

また、クラッチ機構 30 をドライブシャフト 108 と後輪 51 との間に設けたことで、リアデファレンシャルユニット 107 内にクラッチ機構 30 を設ける従来例と比較して、リアデファレンシャルユニット 107 を小型化できる。

従来においては、先に挙げた特許文献 1 に開示されるように、2WD / 4WD 切り替えに用いられるクラッチ機構 30 は、リアデファレンシャルユニット 107 内に設けられていた。

図 2 は、クラッチ機構 30 L、30 R を設けたリアデファレンシャルユニット 107 ' の例を示している。この図 2 から明らかなように、リアデファレンシャルユニット 107 ' 内にクラッチ機構 30 L、30 R が設けられた場合、リアデファレンシャルユニット 107 ' の大型化を招く（左右方向のサイズ拡大）。

20

また、リアデファレンシャルユニット 107 ' が大型化すると、車両 100 の幅を一定幅に抑えるとの前提の下では、ドライブシャフト 108 L、108 R の長さを短くせざるを得ない。ドライブシャフト 108 L、108 R が短くされると、後輪 51 L、51 R の可動範囲（主として上下方向の可動範囲）も縮小化される傾向となるため、足回り設計の自由度低下を招来する虞がある。

【0035】

本実施形態によれば、リアデファレンシャルユニット 107 の小型化を図ることができ、車幅を拡大しなくてもドライブシャフト 108 L、108 R を長くすることが可能となって後輪 51 L、51 R の可動範囲を拡げることができ、車両 100 の足回り設計の自由度向上を図ることができる。

30

【0036】

なお、上記ではトランスミッション 102 がエンジン 101 の側方に配置された所謂横置き型のトランスミッションレイアウトが採用された場合を例示したが、トランスミッション 102 がエンジン 101 の後方に配置される所謂縦置き型のトランスミッションレイアウトを採用することもできる。その場合、フロントデファレンシャル機構 103 は、例えば前輪用のプロペラシャフトを介してトランスミッション 102 の出力軸と連結される。

【0037】

図 3 は、クラッチ機構 30 L、30 R についての説明図である。

40

なお、図 3 では代表してクラッチ機構 30 R の構造を示すものとし、クラッチ機構 30 L の構造についてはクラッチ機構 30 R と同様となることから図示による説明は省略する。

図 3 では後輪 51 R の近傍の構造について、クラッチ機構 30 R に係る要部の構造のみを抽出して示しており、ドライブシャフト 108 R の右側端部 108 R a から先の（右側の）各部については、後輪 51 R の回転軸を通る位置で縦方向に切断した際の断面構造を模式的に表している。なお、後輪 51 R については、タイヤ部分を除いたホイール 51 R w の部分のみを抽出して示している。

【0038】

50

クラッチ機構 30R は、プレッシャープレート 31 とクラッチプレート 32 とを有し、プレッシャープレート 31 がクラッチプレート 32 と摩擦係合することで動力伝達が行われる摩擦式のクラッチとして構成されている。プレッシャープレート 31 は、ドライブシャフト 108R の右側端部 108Ra に対してスプライン勘合され、該右側端部 108Ra の回転軸方向に変位自在とされている。

なお、プレッシャープレート 31 は、後述するレバー 34 により上記の回転軸方向に駆動される。

本例におけるクラッチ機構 30R は、潤滑油により潤滑されない乾式のクラッチ機構とされている。

【0039】

本例において、クラッチ機構 30R におけるプレッシャープレート 31 とクラッチプレート 32 は、ハブナックル 40 の内部に収容されている。ハブナックル 40 は、不図示のサスペンション機構等を介して車両 100 の車体フレーム側より支持されている部材である。図示は省略しているが、ハブナックル 40 には、後輪 51R のブレーキ機構を構成するブレーキキャリパが取り付けられる。

ハブナックル 40 は、ドライブシャフト 108R の右側端部 108Ra を軸支すると共に、図示のようにブレーキロータ 41 が取り付けられたハブ 33 を軸支している。ハブ 33 は、左側端部がクラッチプレート 32 と接続され、クラッチプレート 32 と一体回転される。

【0040】

ブレーキロータ 41 の回転中心部は右方向に突出され、該突出された部分の先端面がホイール 51Rw の取付面とされている。ホイール 51Rw は、回転中心付近に設けられた取付面とブレーキロータ 41 における上記取付面とが接した状態で例えばボルト等の締結部材によりブレーキロータ 41 に対して取り付けられる。

【0041】

上記のようなクラッチ機構 30R (及びクラッチ機構 30L) を設けたことで、駆動輪を前輪 50R、50L のみとする 2WD 走行時には、クラッチ機構 30R (及びクラッチ機構 30L) を非締結状態とすることにより、後輪 51R (51L) とドライブシャフト 108R (108L) との間の動力伝達が断絶される。

これにより、ドライブシャフト 108R (108L) の回転抵抗が後輪 51R (51L) を通じて車両 100 の走行抵抗として作用してしまうことの防止が図られ、車両 100 の燃費 (燃料消費率) の向上、ひいては車両 100 の走行可能距離の延長化を図ることができる。

【0042】

ここで、本実施形態では、上記のようなクラッチ機構 30L、30R の締結 / 非締結の切り替えは、車輪のブレーキ機構を作動させるためのブレーキ圧に基づいて行われる。

【0043】

図 4 は、車輪のブレーキ機構を制御するためのブレーキ制御系の構成を含めた、実施形態としての動力伝達制御装置 1 の概略構成例を示している。

図示のように動力伝達制御装置 1 は、それぞれが ECU として構成された断続制御部 10、トランスミッション制御部 11、及びブレーキ制御部 12 と、バス 13 とを備えると共に、ブレーキ制御系に挿入された制御弁 22 と、第二供給路 R4 と、液圧室 23 と、ピストン 24 と、レバー 34 とを備えている。

なお、既に説明したクラッチ機構 30R (及び 30L) も、動力伝達制御装置 1 を構成する要素のうちの一つである。

【0044】

先ず、ブレーキ制御系の構成について説明する。

本例のブレーキ制御系は、車輪のブレーキ機構 (本例ではブレーキキャリパ) に作用させるブレーキ圧としてブレーキ液による液圧を発生させる構成が採られる。具体的に、該ブレーキ制御系は、車両 100 に設けられたブレーキペダル BP に加わる踏力に応じたブ

10

20

30

40

50

レーキ液圧を発生する液圧源であるマスタシリンダ 20 と、マスタシリンダ 20 で発生したブレーキ液圧が入力される入力路 R 1 と、入力路 R 1 を介したブレーキ液圧が入力される液圧調整部 21 と、液圧調整部 21 より出力されるブレーキ液圧が入力される出力路 R 2 と、出力路 R 2 を介して入力されるブレーキ液圧をブレーキキャリパのシリンダに供給する第一供給路 R 3 とを有している。

なお、第一供給路 R 3 は車輪ごと（ブレーキキャリパごと）に設けられるが、ここでは代表して後輪 51 R に対して設けられたブレーキキャリパにブレーキ液圧を供給する第一供給路 R 3 のみを示している。

【0045】

液圧調整部 21 は、ブレーキ制御部 12 により制御される各種の電磁弁やブレーキ液圧を加圧するためのポンプ（本例では電動ポンプ）、及びブレーキ液圧を逃がすために用いられるブレーキ液のリザーバ等を有して構成され、ブレーキ制御部 12 の制御に基づき、ブレーキ液圧を調整可能とされる。

【0046】

ブレーキ制御部 12 は、液圧調整部 21 に対する制御により、ABS（Antilock Brake System）制御を実現する。具体的に、ブレーキ制御部 12 は、液圧調整部 21 における所定の電磁弁の開閉制御を行うことで、ブレーキ液圧を上述したリザーバに逃がす状態 / 逃がさない状態を比較的高速に切り替えることを繰り返す。これにより、ブレーキキャリパのシリンダ内においてブレーキ液圧が高まった状態 / 低下した状態が比較的高速に繰り返され、車輪のロックを防止する ABS 制御としてのブレーキ制御が実現される。

また、ブレーキ制御部 12 は、液圧調整部 21 における上述したポンプを作動させてブレーキ液圧を発生させることができる。このとき、ポンプを駆動するモータの回転数を制御することで、発生するブレーキ液圧を調整することが可能とされている。

このように液圧調整部 21 がポンプによりブレーキ液圧を発生可能とされていることで、ブレーキペダル B P の操作に依らずブレーキ液圧を発生させて、前輪 50 L、50 R、及び後輪 51 L、51 R に制動力を発生することが可能とされている。

【0047】

断続制御部 10 は、バス 13 を介してトランスミッション制御部 11 及びブレーキ制御部 12 との間で相互にデータ通信を行うことが可能とされている。

断続制御部 10 は、少なくとも制御弁 22 の制御を行って、クラッチ機構 30 R の締結 / 非締結の切り替え、つまりはドライブシャフト 108 R とハブ 33 との間の動力伝達の断続切り替えを実現させる。

【0048】

図示のように、制御弁 22 は、出力路 R 2 と第一供給弁 R 3 との間に挿入されている。制御弁 22 は、例えばスプール式の電磁弁（例えばソレノイドバルブ）として構成され、入力ポート 22 a、第一出力ポート 22 b、及び第二出力ポート 22 c を有している。入力ポート 22 a は出力路 R 2 と接続され、第一出力ポート 22 b は第一供給路 R 3 と接続されている。そして、第二出力ポート 22 c が、クラッチ機構 30 R を駆動するための第二供給路 R 4 と接続されている。

図示のように、第二供給路 R 4 は、制御弁 22 の第二出力ポート 22 c との接続端とは逆側の端部が、ピストン 24 にブレーキ液圧を印加するための液圧室 23 と連通されている。

【0049】

レバー 34 は、回動軸 34 a を中心に回動自在に設けられており、一端部にピストン 24 の先端部が当接され、他端部がクラッチ機構 30 R におけるプレッシャープレート 31 の背面（クラッチプレート 32 との摩擦係合面とは逆側に位置する面）に当接している。本例では、液圧室 23 においてブレーキ液圧が高まると、ピストン 24 は左方向に押圧され、先端部がレバー 34 の一端部を押圧する。これにより、レバー 34 が紙面の反時計回り方向に回動され、レバー 34 の他端部がプレッシャープレート 31 をクラッチプレート 32 に近づく方向に押圧する。この結果、プレッシャープレート 31 がクラッチプレート

10

20

30

40

50

3 2 と摩擦係合する状態、すなわちクラッチ機構 3 0 R の締結状態が得られる。

一方、液圧室 2 3 においてブレーキ液圧が低下すると、ピストン 2 4 に対する押圧力が低下し、レバー 3 4 の押圧力も低下する。このため、レバー 3 4 によるプレッシャープレート 3 1 の押圧力も低下し、プレッシャープレート 3 1 とクラッチプレート 3 2 との摩擦係合状態が解除される。すなわち、クラッチ機構 3 0 R が非締結状態となる。

なお本例において、プレッシャープレート 3 1 は、不図示の付勢部材によってクラッチプレート 3 2 から離間する方向に付勢されている。クラッチプレート 3 2 との摩擦係合時には、上記したレバー 3 4 による押圧力により、該付勢部材の付勢力に抗してプレッシャープレート 3 1 がクラッチプレート 3 2 に近づく方向に駆動される。

【 0 0 5 0 】

なお、図 4 ではクラッチ機構 3 0 としてクラッチ機構 3 0 R のみを代表して示したことに
 対応して、ブレーキ圧を用いてクラッチ機構 3 0 (プレッシャープレート 3 1) を駆動
 するための構成 (制御弁 2 2、第二供給路 R 4、液圧室 2 3、ピストン 2 4、及びレバー
 3 4) についてもクラッチ機構 3 0 R に対応した構成のみを示したが、同様の構成はクラ
 ッチ機構 3 0 L 側にも設けられる。具体的には、クラッチ機構 3 0 L に対応した制御弁 2
 2、第二供給路 R 4、液圧室 2 3、ピストン 2 4、及びレバー 3 4 が設けられるものであ
 る。

【 0 0 5 1 】

ここで、制御弁 2 2 は、入力ポート 2 2 a と第一出力ポート 2 2 b との間、及び入力ポ
 ート 2 2 a と第二出力ポート 2 2 c との間の連通 / 非連通をそれぞれ切り替え可能に構成
 されている。具体的には、制御弁 2 2 は、入力ポート 2 2 a と第一出力ポート 2 2 b との間
 、及び入力ポート 2 2 a と第二出力ポート 2 2 c との間の連通 / 非連通の状態として、以
 下の第一状態 ~ 第三状態の切り替えを行うことが可能とされている。

「第一状態」

入力ポート 2 2 a と第一出力ポート 2 2 b との間、及び入力ポート 2 2 a と第二出力ポ
 ート 2 2 c との間の双方が連通した状態。つまり、出力路 R 2 に対し第一供給路 R 3 と第
 二供給路 R 4 の双方を連通させる状態。

「第二状態」

入力ポート 2 2 a と第一出力ポート 2 2 b との間が連通、入力ポート 2 2 a と第二出力
 ポート 2 2 c との間は非連通である状態。つまり、出力路 R 2 に対し第一供給路 R 3 のみ
 を連通させる状態。なお、第二状態において、第一出力ポート 2 2 b と第二出力ポート 2
 2 c との間は非連通である。

「第三状態」

入力ポート 2 2 a と第一出力ポート 2 2 b との間は非連通、入力ポート 2 2 a と第二出
 力ポート 2 2 c との間が連通した状態。つまり、出力路 R 2 に対し第二供給路 R 4 のみを
 連通させる状態。なお、第三状態において、第一出力ポート 2 2 b と第二出力ポート 2
 2 c との間は非連通である。

【 0 0 5 2 】

本実施形態の断続制御部 1 0 は、制御弁 2 2 (クラッチ機構 3 0 L に対応した制御弁 2
 2 も含む) におけるアクチュエータを制御することで、上記のような第一状態 ~ 第三状態
 のうち任意の状態に切り替えを行うことが可能とされている。

【 0 0 5 3 】

ここで、本実施形態の断続制御部 1 0 は、車両 1 0 0 の走行状態に応じてクラッチ機構
 3 0 L、3 0 R における動力伝達の断続制御を行う。

具体的に、断続制御部 1 0 は、2WD 走行時において、ブレーキが ON とされて (ブレ
 ーキペダル B P が踏まれて) 車両 1 0 0 が減速状態にある場合には、クラッチ機構 3 0 L
 、3 0 R を締結状態とさせるための制御を行う。これは、減速の際にエンジンブレーキを
 作用させる車輪を増加させることを意図した制御である。

以下、このような制御を「ブレーキ連動切替制御」と表記する。

【 0 0 5 4 】

10

20

30

40

50

また、断続制御部 10 は、2WD 走行時において、運転者が車両 100 を比較的大きく加速させることを望んでいる場合、すなわち、要求トルクが比較的大きな場合には、クラッチ機構 30L、30R を締結状態とさせるための制御を行う。これは、駆動輪の数を増やすことでより大きな加速力を得ると共に、車輪の空転防止等、加速時における車両 100 の挙動安定化を図ることを意図したものである。

以下、このような制御を「要求トルク連動切替制御」と表記する。

【0055】

さらに、断続制御部 10 は、4WD 走行時において、車両 100 が一定の速度範囲で巡航している（例えば一定の速度範囲での走行状態が所定時間以上継続した）一定走行状態にあるとされた場合には、燃費を考慮した制御として、クラッチ機構 30L、30R を非締結状態とさせるための制御を行う。

10

以下、このような制御を「一定走行連動切替制御」と表記する。

【0056】

ここで、本例の車両 100 では、上記のようなブレーキ連動切替制御や要求トルク連動切替制御によりクラッチ機構 30L、30R が締結状態とされる際には、トランスミッション制御部 11 が 2WD 4WD 切替のための制御を行う。すなわち、駆動力断続部 105 におけるスリーブ 105c を駆動させて、エンジン 101 からプロペラシャフト 106 への動力伝達が可能な状態に遷移させる制御である。

また、本例の車両 100 では、上記した一定走行連動切替制御によりクラッチ機構 30L、30R が非締結状態とされる際には、トランスミッション制御部 11 が 4WD 2WD 切替のための制御を行う（すなわち、スリーブ 105c を駆動させてエンジン 101 からプロペラシャフト 106 への動力伝達が不能な状態に遷移させる）。

20

【0057】

< 2 . 断続制御処理の例 >

図 5 乃至図 7 のフローチャートを参照して、断続制御部 10 が上記したブレーキ連動切替制御、要求トルク連動切替制御、一定走行連動切替制御を実現するために実行すべき処理について説明する。

【0058】

図 5 は、ブレーキ連動切替制御を実現するためのブレーキ連動切替処理を示したフローチャートである。なお、図 5 に示す処理は、車両 100 が 2WD 走行中であることを条件に開始されるものである。

30

まず、断続制御部 10 はブレーキが ON となるまで待機する（ステップ S101）。なお、ブレーキが ON であるか否かは、ブレーキペダル BP の操作有無に応じて ON/OFF されるブレーキスイッチ（不図示）の検出信号に基づき判定することができる。

ブレーキが ON となった場合、断続制御部 10 は制御弁 22 を上述した第一状態とさせる制御を行う（ステップ S102）。すなわち、入力ポート 22a と第一出力ポート 22b との間、及び入力ポート 22a と第二出力ポート 22c との間の双方が連通した状態となるように制御弁 22 を制御する。

これにより、液圧調整部 21 の出力路 R2 に対し第一供給路 R3 と第二供給路 R4 の双方が連通状態となり、ブレーキ ON に応じて生じたブレーキ液圧がブレーキキャリパと液圧室 23 の双方に供給される。すなわち、前輪 50L、50R 及び後輪 51L、51R の各車輪にブレーキによる制動力が作用しつつ、クラッチ機構 30L、30R が締結状態とされることで後輪 51L、51R にもエンジンブレーキが作用する状態が得られる。

40

【0059】

上記のように制御弁 22 を第一状態に制御したことに応じ、断続制御部 10 はブレーキが OFF となるまで待機する（ステップ S103）。ブレーキが OFF となった場合、断続制御部 10 はステップ S101 に戻る。

ブレーキが OFF となる、すなわちブレーキペダル BP の踏力がなくなれば、液圧室 23 の圧が抜け、クラッチ機構 30L、30R は非締結状態に切り替わる。すなわち、4WD 2WD 状態に切り替わることになる。

50

なお、ステップ S 1 0 3 でブレーキ OFF が確認されたことに応じては、制御弁 2 2 を第二状態（出力路 R 2 に対し第一供給路 R 3 のみを連通させる状態）に移行させてもよい。

【 0 0 6 0 】

なお、上記では、ブレーキペダル B P の踏力のみを用いてクラッチ機構 3 0 L、3 0 R を締結させる例としたが、液圧調整部 2 1 によってブレーキ液圧を加圧させてもよい。その場合、断続制御部 1 0 は、ステップ S 1 0 2 で制御弁 2 2 を第一状態とした上で、液圧調整部 2 1 における上述したポンプを駆動させてブレーキ液圧の加圧を実行させる。この際、加圧の指示は、ブレーキ制御部 1 2 に対して行う。

【 0 0 6 1 】

図 6 は、要求トルク連動切替制御を実現するための要求トルク連動切替処理を示したフローチャートである。

なお、図 6 に示す処理は、2WD 走行時において要求トルク（エンジン 1 0 1 の要求トルク）の値が所定値以上となったことを条件に開始される。図 6 に示す処理を開始すべきか否かの判定は、断続制御部 1 0 自身が要求トルクの値を取得して判定してもよい。或いは、本実施形態では、要求トルク連動切替制御の際にはトランスミッション制御部 1 1 が駆動力断続部 1 0 5 を対象とした 2WD 4WD 切替制御を行うので、トランスミッション制御部 1 1 が上記の条件判定（2WD 走行時に要求トルクの値が所定値以上となったか否かの判定）を行い、断続制御部 1 0 はトランスミッション制御部 1 1 が条件成立に応じて行う通知に基づき図 6 に示す処理を開始することもできる。

【 0 0 6 2 】

まず、断続制御部 1 0 は、制御弁 2 2 を第三状態とさせる制御を行う（ステップ S 2 0 1）。これにより、液圧室 2 3 と連通された第二供給路 R 4 へのブレーキ液圧の供給が可能とされる一方、ブレーキキャリパのシリンダに連通された第一供給路 R 3 へのブレーキ液圧の供給が不能な状態に切り替えられる。

【 0 0 6 3 】

次いで、断続制御部 1 0 はブレーキ圧の ON 指示をブレーキ制御部 1 2 に対して行う。この ON 指示に応じブレーキ制御部 1 2 は、液圧調整部 2 1 におけるポンプを駆動させてブレーキ液圧を発生させる。

このように発生したブレーキ液圧は出力路 R 2 及び第二供給路 R 4 を介して液圧室 2 3 に供給され、クラッチ機構 3 0 L、3 0 R が締結状態に切り替えられる。

【 0 0 6 4 】

上記の ON 指示を行ったことに応じ、断続制御部 1 0 はブレーキが ON となるか、或いは一定走行検出が確認されるまで待機する（ステップ S 2 0 3 及び S 2 0 4）。すなわち、ブレーキペダル B P が踏まれるか、上述した一定走行状態が検出されるかの何れかの状態が確認されるまで待機する。一定走行状態であるか否かは、例えば車速センサ（不図示）の検出信号に基づき、一定速度範囲での走行状態が所定時間以上継続したか否かにより判定する。なお、このような一定走行状態の判定についても、トランスミッション制御部 1 1 側で行うこともでき、その場合、断続制御部 1 0 はステップ S 2 0 4 の判定処理として、トランスミッション制御部 1 1 が一定走行状態を検出したことに応じて行う通知の受信有無を判定する処理を行う。

【 0 0 6 5 】

ブレーキ ON が確認された場合、断続制御部 1 0 は、ブレーキ圧 ON 解除指示として、ブレーキ制御部 1 2 に対し液圧調整部 2 1 におけるポンプの駆動を停止させる指示を行い、図 5 に示すステップ S 1 0 2 に進む。これにより、要求トルクが大きい場合に対応してクラッチ機構 3 0 L、3 0 R を締結状態に切り替えた後、ブレーキが ON されたことに応じては、制御弁 2 2 が第一状態に切り替えられる。すなわち、ブレーキペダル B P の踏力によりブレーキキャリパ側への液圧供給、及び液圧室 2 3 側への液圧供給が行われる状態となり、クラッチ機構 3 0 L、3 0 R の締結状態が維持されたまま、ブレーキによる車輪の制動が行われる。

10

20

30

40

50

【 0 0 6 6 】

一方、ステップ S 2 0 4 で一定走行検出（一定走行状態の検出）が確認された場合、断続制御部 1 0 はブレーキ圧 ON 解除指示を行った上で（ステップ S 2 0 6 ）、以下で説明する一定走行連動切替処理に移行する。

【 0 0 6 7 】

図 7 は、一定走行連動切替制御を実現するための一定走行連動切替処理を示したフローチャートである。

なお、図 6 に示す処理は、4WD 走行時において一定走行状態が検出されたことに応じて開始される。上述のように、4WD 走行時における一定走行状態の検出はトランスミッション制御部 1 1 側で行うこともでき、その場合、断続制御部 1 0 は、トランスミッション制御部 1 1 が一定走行状態を検出したことに応じて行う通知の受信に応じて図 6 に示す処理を開始する。

10

【 0 0 6 8 】

図 7 において、断続制御部 1 0 は、制御弁 2 2 を第三状態（出力路 R 2 に対し第二供給路 R 4 のみを連通させる状態）とさせる制御を行う（ステップ S 3 0 1 ）。一定走行状態ではブレーキは OFF であることから、第一供給路 R 3 側（ブレーキキャリア側）への液圧供給が可能な状態とする必要性はない。このため本例では、ステップ S 3 0 1 で制御弁 2 2 を第三状態に制御している。

【 0 0 6 9 】

4WD 走行中においては、ブレーキが ON 状態でなければ、先のステップ S 2 0 2 の処理等により液圧調整部 2 1 による液圧発生状態が維持されている。一定走行状態では、ブレーキは OFF（ブレーキペダル BP の踏力が OFF）であり、また一定走行状態が検出されると液圧調整部 2 1 による液圧発生状態が解除される（ステップ S 2 0 6 の処理等）。このため、上記のステップ S 3 0 1 で出力路 R 2 と第二供給路 R 4 とが連通する状態とすることで、一定走行状態が検出された状態では、液圧室 2 3 の液圧が低下し、従って、クラッチ機構 3 0 L、3 0 R が非締結状態に切り替えられる。

20

【 0 0 7 0 】

断続制御部 1 0 は、上記のように制御弁 2 2 を第三状態とする制御を行ったことに応じて、ブレーキが ON となるか、或いは要求トルク大状態検出が確認されるまで待機する（ステップ S 3 0 2 及び S 3 0 3 ）。すなわち、ブレーキペダル BP が踏まれるか、要求トルクの値が所定値以上であることが検出されるかの何れかが確認されるまで待機する。なお、要求トルクの値が所定値以上であるとの条件を満足するか否かの判定はトランスミッション制御部 1 1 側で行うこともでき、その場合、断続制御部 1 0 はステップ S 3 0 3 の判定処理として、トランスミッション制御部 1 1 が上記判定の結果、上記条件を満足する場合に行う通知の受信有無を判定する処理を行う。

30

【 0 0 7 1 】

ブレーキ ON が確認された場合、断続制御部 1 0 は図 5 におけるステップ S 1 0 2 に進む。これにより、2WD での一定走行状態においてブレーキが ON された場合には、以降、ブレーキが ON している間、4WD 走行が行われる。

【 0 0 7 2 】

一方、ステップ S 3 0 3 で要求トルク大状態（要求トルク 所定値）の検出が確認された場合、断続制御部 1 0 は図 6 に示した要求トルク連動切替処理に移行する。すなわち、2WD での一定走行状態において要求トルク大状態が検出された場合は、4WD 走行に切り替えられる。

40

【 0 0 7 3 】

< 3 . 変形例 >

ここで、上記では、液圧室 2 3 におけるブレーキ圧が高まることに応じてクラッチ機構 3 0 L、3 0 R が締結状態となる構成を例示したが、例えば図 8 に示す変形例としての動力伝達制御装置 1 A のように、液圧室 2 3 における液圧が低下したことに応じてクラッチ機構 3 0 L、3 0 R が締結状態となる構成を採ることもできる。

50

なお、以下の説明において、既に説明済みとなった部分と同様となる部分については同一符号を付して説明を省略する。

【0074】

図8に示す動力伝達制御装置1Aにおいては、断続制御部10に代えて断続制御部10Aが、液圧調整部21に代えて液圧調整部21Aが、クラッチ機構30Rに代えてクラッチ機構30RAが設けられると共に、圧抜き弁25、及び圧抜き路R5が追加された点が動力伝達制御装置1の場合と異なる。

なお、この場合も後輪51L側に対応した動力伝達断続のための構成の図示は省略しているが、動力伝達制御装置1Aにおいては、後輪51L側にも制御弁22、第二供給路R4、圧抜き弁25、圧抜き路R5、液圧室23、ピストン24、レバー34、及びクラッチ機構30RAと同様のクラッチ機構30LAが設けられる。

10

【0075】

この場合、先端部がレバー34の一端部と当接するピストン24は、液圧室23の液圧が高まることに応じて車両100の右方向に進行するようになっている。この場合のレバー34は、他端部がクラッチ機構30RAにおけるプレッシャープレート31の正面(クラッチプレート32との摩擦係合面と同じ側の面)に当接しており、ピストン24の上記方向への進行に応じて回動軸34aを中心に時計回り方向に回動する。

【0076】

クラッチ機構30RAにおいては、プレッシャープレート31に対して付勢部材35が設けられており、この付勢部材35によってプレッシャープレート31がクラッチプレート32に近づく方向に付勢されている。すなわち、レバー34による押圧力がない状態においては、プレッシャープレート31とクラッチプレート32とが係合状態となり、クラッチ機構30RAは締結状態とされる。換言すれば、液圧室23における液圧が高まりピストン24による押圧力がレバー34を介してプレッシャープレート31に作用することで、付勢部材35の付勢力に抗してプレッシャープレート31がクラッチプレート32から離間する方向に駆動されて、クラッチ機構30RAが非締結状態に切り替えられる。

20

【0077】

圧抜き弁25は、第二供給路R4と液圧室23との間に挿入され、例えばスプール式の電磁弁(例えばソレノイドバルブ)として構成されている。

圧抜き弁25は入力ポート25a、第一出力ポート25b、及び第二出力ポート25cを有し、入力ポート25aは第二供給路R4と接続され、第一出力ポート25bは液圧室23と接続され、第二出力ポート25cが圧抜き路R5と接続されている。

30

【0078】

圧抜き弁25は、入力ポート25aと第一出力ポート25bとの間、入力ポート25aと第二出力ポート25cとの間、及び第一出力ポート25bと第二出力ポート25cとの間の連通/非連通をそれぞれ切り替え可能に構成されている。具体的に、圧抜き弁25は、これら各ポート間の連通/非連通の状態として、少なくとも以下の第一状態、第二状態の切り替えを行うことが可能とされている。

「第一状態」

入力ポート25aと第一出力ポート25bとの間、及び入力ポート25aと第二出力ポート25cとの間を非連通とする一方、第一出力ポート25bと第二出力ポート25cとの間を連通した状態。つまり、第二供給路R4と液圧室23、第二供給路R4と圧抜き路R5それぞれの間を非連通とする一方、液圧室23と圧抜き路R5を連通させる状態。

40

「第二状態」

入力ポート25aと第二出力ポート25cの間、及び第一出力ポート25bと第二出力ポート25cとの間を非連通とする一方、入力ポート25aと第一出力ポート25bとの間を連通した状態。つまり、第二供給路R4と圧抜き路R5、圧抜き路R5と液圧室23それぞれの間を非連通とする一方、第二供給路R4と液圧室23とを連通させる状態。

【0079】

液圧調整部21Aは、圧抜き路R5を介して入力される液圧を逃がすことが可能に構成

50

されている。具体的に、液圧調整部 2 1 A は、圧抜き路 R 5 を介して入力される液圧を、所定の電磁弁（以下「圧抜き用電磁弁」と表記する）を介して上述したリザーバに逃がすように構成されている。本例の液圧調整部 2 1 A は、圧抜き用電磁弁が開状態とされることで、圧抜き路 R 5 を介して入力される液圧がリザーバに逃がさせる構成とされている。

【 0 0 8 0 】

断続制御部 1 0 A は、制御弁 2 2 と圧抜き弁 2 5 の制御、及びブレーキ制御部 1 2 を通じた液圧調整部 2 1 A の制御を行うことで、クラッチ機構 3 0 R A（及び 3 0 L A）における動力伝達の断続切り替えを実現する。

【 0 0 8 1 】

図 9 乃至図 1 1 のフローチャートを参照して、断続制御部 1 0 A がブレーキ連動切替制御、要求トルク連動切替制御、一定走行連動切替制御を実現するために実行すべき処理について説明する。

【 0 0 8 2 】

図 9 は、変形例においてブレーキ連動切替制御を実現するためのブレーキ連動切替処理を示したフローチャートである。

まず、断続制御部 1 0 はブレーキが ON となるまで待機し（ステップ S 4 0 1）、ブレーキが ON されたことが確認されたことに応じて、ブレーキ制御部 1 2 に対するブレーキ圧 ON 解除指示を行う（ステップ S 4 0 2）。ブレーキ連動切替処理は 2 WD 走行時である場合に開始され、また変形例においては、2 WD 走行時、すなわちクラッチ機構 3 0 L A、3 0 R A の非締結時には、液圧室 2 3 における液圧を高めるため液圧調整部 2 1 A がポンプを使用してブレーキ液圧を発生させている。ステップ S 4 0 2 では、このような 2 WD 走行時から 4 WD への切り替えを行うべく、まず、ブレーキ制御部 1 2 に対するブレーキ圧 ON 解除指示を行う。

【 0 0 8 3 】

次いで、断続制御部 1 0 A は、制御弁 2 2 を第二状態とする制御を行う（ステップ S 4 0 3）と共に、圧抜き弁 2 5 を第一状態とする制御（すなわち液圧室 2 3 と圧抜き路 R 5 を連通させる制御）を行った上で（ステップ S 4 0 4）、ブレーキ制御部 1 2 に対する圧抜き ON 指示を行う（ステップ S 4 0 5）。この圧抜き ON 指示に応じブレーキ制御部 1 2 は、液圧調整部 2 1 A における上述した圧抜き用電磁弁を開状態に制御する。これにより、液圧室 2 3 の液圧が圧抜き路 R 5 を介して液圧調整部 2 1 A におけるリザーバに逃がされる。すなわち、液圧室 2 3 における液圧が低下し、クラッチ機構 3 0 L A、3 0 R A が締結状態に切り替えられる。

【 0 0 8 4 】

上記の圧抜き ON 指示を行ったことに応じ、断続制御部 1 0 A はブレーキが OFF されるまで待機し（ステップ S 4 0 6）、ブレーキが OFF されたことが確認された場合は制御弁 2 2 を第三状態とする制御を行う（ステップ S 4 0 7）。これは、第二供給路 R 4 を介して液圧室 2 3 に液圧を供給可能とするための制御弁 2 2 の制御となる。

【 0 0 8 5 】

次いで断続制御部 1 0 A は、ブレーキ制御部 1 2 に対するブレーキ圧 ON 指示を行うと共に（ステップ S 4 0 8）、圧抜き弁 2 5 を第二状態とする制御（第二供給路 R 4 と液圧室 2 3 とを連通させる制御）を行い、ステップ S 4 0 1 に戻る。

上記の処理により、ブレーキが OFF された場合には、ステップ S 4 0 8 の ON 指示に応じて液圧調整部 2 1 A が発生したブレーキ液圧が出力路 R 2 及び第二供給路 R 4 を介して液圧室 2 3 に供給され、液圧室 2 3 における液圧が高まることでクラッチ機構 3 0 L A、3 0 R A が非締結状態に切り替えられる。

【 0 0 8 6 】

図 1 0 は、変形例において要求トルク連動切替制御を実現するための要求トルク連動切替処理を示したフローチャートである。

まず、断続制御部 1 0 A は、ブレーキ制御部 1 2 に対するブレーキ圧 ON 解除指示を行う（ステップ S 5 0 1）。前述のように変形例においては、2 WD 走行時（クラッチ機構

10

20

30

40

50

30LA、30RAの非締結時)には液圧調整部21Aが発生したブレーキ液圧により液圧室23における液圧を高めているため、先ずステップS501で液圧調整部21Aによるブレーキ液圧の発生状態を解除するものである。

【0087】

次いで、断続制御部10Aは、制御弁22を第三状態とする制御を行う(ステップS502)。なお、ステップS502で制御弁22を第三状態(出力路R2に対し第二供給路R4のみを連通させる状態)とするのは、要求トルク連動切替処理が加速中の処理であってブレーキがOFFであることに対応したものである。

【0088】

さらに、断続制御部10Aは、圧抜き弁25を第一状態とする制御を行った上で(ステップS503)、ブレーキ制御部12に対する圧抜きON指示を行う(ステップS504)。これにより、液圧室23の液圧が圧抜き路R5を介して液圧調整部21Aにおけるリザーバに逃がされ、液圧室23における液圧が低下し、クラッチ機構30LA、30RAが締結状態に切り替えられる。

【0089】

上記の圧抜きON指示を行ったことに応じ、断続制御部10AはブレーキがONとなるか、或いは一定走行検出が確認されるまで待機する(ステップS505及びS506)。これらステップS505及びS506の処理は、図6に示したステップS203及びS204の処理と同様である。

【0090】

ブレーキONが確認された場合、断続制御部10Aは図9に示したステップS406に進む。すなわち、要求トルクが大きい場合に対応してクラッチ機構30LA、30RAを締結状態に切り替えた後、ブレーキがONされたことに応じては、該締結状態が維持されつつ、ブレーキがOFFとなるまで待機するようにされる。ブレーキがOFFとなった場合には、ステップS407以降の処理が実行されてクラッチ機構30LA、30RAが非締結状態に切り替えられる(つまり2WD走行状態に移行される)。

【0091】

一方、ステップS506で一定走行検出が確認された場合、断続制御部10Aは以下で説明する一定走行連動切替処理に移行する。

【0092】

図11は、変形例において一定走行連動切替制御を実現するための一定走行連動切替処理を示したフローチャートである。

図11において、断続制御部10Aは、制御弁22を第三状態とさせる制御を行い(ステップS601)、次いで、ブレーキ制御部12に対するブレーキON指示を行った上で(ステップS602)、圧抜き弁25を第二状態とする制御を行う(ステップS603)。これにより、液圧室23における液圧が高まり、クラッチ機構30LA、30RAが非締結状態に切り替えられる。

【0093】

上記のように圧抜き弁25を第二状態とする制御を行ったことに応じ、断続制御部10AはブレーキがONとなるか、或いは要求トルク大状態検出が確認されるまで待機する(ステップS604及びS605)。これらの処理は、図7に示したステップS302及びS303の処理と同様である。

【0094】

ブレーキONが確認された場合、断続制御部10Aは図9におけるステップS402に進む。これにより、2WDでの一定走行状態においてブレーキがONされた場合には、以降、ブレーキがONしている間、4WD走行が行われる。

【0095】

一方、ステップS605で要求トルク大状態の検出が確認された場合、断続制御部10Aは図10に示した要求トルク連動切替処理に移行する。すなわち、2WDでの一定走行状態において要求トルク大状態が検出された場合は、4WD走行に切り替えが行われる。

10

20

30

40

50

【0096】

ここで、上記では、クラッチ機構30L、30R(30LA、30RA)を後輪51L、51Rに対して設ける場合を例示したが、クラッチ機構30L、30R(30LA、30RA)は後輪51L、51Rではなく前輪51L、51Rに対して設けることもできる。これにより、後輪駆動による2WD走行と4WD走行との切り替えに対応することができる。

【0097】

また、上記では、車両100が四輪車である場合を例示したが、本発明は車輪を有する車両に広く好適に適用できる。例えば、左右の車輪対を前後方向に3列有する車両について、後側二列の車輪対に対してのみクラッチ機構30L、30R(30LA、30RA)を設ける構成とすること等が考えられる。

10

【0098】

また、本例の車両100のように、左右一对のドライブシャフトでなるドライブシャフト対を前後方向に少なくとも二つ有している車両においては、クラッチ機構30L、30R(30LA、30RA)をドライブシャフトごとに設けることもできる。

これにより、前後左右に離隔配置された車輪ごとに独立して動力伝達の断続を制御することが可能とされる。

従って、エンジンブレーキ等、車輪の駆動系に生じる回転抵抗を車輪に作用させるか否かを前後左右に離隔配置された車輪ごとに独立して制御することができる。

例えば、車両100の走行安定性制御として、車両100のコーナリング時に、外輪側の断絶機構を動力伝達状態とし、内輪側の断絶機構を動力非伝達状態とする等の制御を実現することができる。これにより、車両の回頭性能のさらなる向上を図ることができる。

20

【0099】

また、上記では、クラッチ機構30L、30R(30LA、30RA)を摩擦係合による動力伝達を行う構成としたが、例えば駆動力断続部105で採用されるようなドグクラッチの構成を採用することも可能であり、摩擦係合による動力伝達を行う構成に限定されない。

【0100】

また、上記では、車輪の駆動源としてエンジン101を有した車両100を例示したが、本発明は、エンジン101を有さず車輪の駆動源としてモータを備えた車両にも好適に適用できる。或いは、エンジン101とモータの双方を車輪の駆動源として備える車両(ハイブリッド車)にも好適に適用可能である。

30

【0101】

また、上記では、ブレーキ制御系がブレーキ圧として液圧を用いる構成を例示したが、ブレーキ圧として気体による圧を用いる構成を採ることもできる。すなわち、本発明におけるブレーキ圧は液圧に限定されるものではない。

【0102】

<4. 実施形態のまとめ>

上記で説明したように実施形態の動力伝達制御装置(同1又は1A)は、車輪(前輪50L、50R、後輪51L、51R)と、駆動源(エンジン101)からの動力を車輪に伝達するドライブシャフト(同108L、108R等)と、車輪のブレーキ機構とを有する車両における動力伝達制御装置であって、ドライブシャフトから車輪への動力伝達を断続自在とされた断続機構(クラッチ機構30L、30R、30LA、30RA)と、ブレーキ機構を作動させるブレーキ圧に基づいて、断続機構による動力伝達の断続を切り替える断続切替機構(制御弁22、第二供給路R4、液圧室23、ピストン24、レバー34、圧抜き弁25、圧抜き路R5)と、を備えている。

40

【0103】

断続機構をドライブシャフトよりも出力側(車輪側)に配置したことで、断続機構のディスコネクト時(動力伝達断絶時)にドライブシャフトが車輪回転に応じて回転されなくなる。

50

従って、フリクションロスの低減が図られ、車輪の駆動源としてエンジンを備える車両においては燃費の向上を、また該駆動源としてモータを備える車両においては電力消費率（単位電力消費量あたりの走行可能距離）の向上を図ることができ、車両の走行可能距離の延長化を図ることができる。

また、断続機構をドライブシャフトよりも出力側に配置したことで、デフユニット内に断続機構を設ける従来例と比較してデフユニットを小型化できる。

このため、車幅を拡大しなくてもドライブシャフトを長くすることが可能となり、車輪の可動範囲を拡げることができ、車両の足回り設計の自由度向上を図ることができる。

さらに、車輪に対する動力断続切替にブレーキ圧を用いることで、断続機構と断続切替機構をより車輪に近い位置に配置し易くなる。車輪近傍には車輪のブレーキ機構にブレーキ圧を供給するためのブレーキ圧配管が存在しているため、該ブレーキ圧配管からの分岐配管により断続切替機構へのブレーキ圧供給を行うことができ、断続切替機構にブレーキ圧を供給するための配管長を短くできる。つまりこの点で、ブレーキ圧を用いることの利点がある。

また、車輪に対する動力断続切替にブレーキ圧を用いることで、断続切替にあたり新たな圧の供給源を追加することが不要となる。

従って、断続切替を実現するにあたっての部品点数の削減、及びコスト削減を図ることができる。

【0104】

また、実施形態の動力伝達制御装置（同1）においては、断続切替機構は、ブレーキ圧が相対的に高圧となったときに断続機構の状態を動力伝達が行われる状態に切り替え、ブレーキ圧が相対的に低圧となったときに断続機構の状態を動力伝達が断たれる状態に切り替えている。

【0105】

ブレーキ圧が高圧となることに応じて断続機構が車輪への動力伝達を行う状態とされる、すなわち断続機構が締結状態とされるので、締結力を確保し易い。具体的には、締結のための圧を受ける例えばピストン等の受圧部の受圧面積を大きくすることで締結力の確保が容易となる。

また、断続機構を動力伝達状態に切り替えるにあたり、断続切替機構からブレーキ圧を抜く必要がなくなる。従って、該ブレーキ圧を抜くために必要な例えば配管や制御弁等の追加構成が不要となり、部品点数削減、及びコスト削減を図ることができる。

【0106】

さらに、実施形態の動力伝達制御装置（同1A）においては、断続切替機構は、ブレーキ圧が相対的に低圧となったときに断続機構の状態を動力伝達が行われる状態に切り替え、ブレーキ圧が相対的に高圧となったときに断続機構の状態を動力伝達断たれる状態に切り替えている。

【0107】

これにより、断続機構を動力伝達状態とさせるにあたり断続切替機構にブレーキ圧を与えることを不要にすることが可能とされる。このため、車両のエンジンが停止している状態等、車両が非起動の状態であっても、断続機構を動力伝達状態のまま維持させることが可能とされる。

従って、複数の車輪に断続機構と断続切替機構の組が設けられる構成において、それらの車輪にパーキングブレーキを作用させるにあたり、断続機構よりも駆動源側に各車輪共通のパーキングブレーキ機構を設けることができる。換言すれば、車輪ごとにパーキングブレーキ機構を設ける必要がなくなるため、車輪を回転自在に支持するハブ部の構成の簡易化及び部品点数の削減が図れ、コスト削減を図ることができる。

【0108】

さらにまた、実施形態の動力伝達制御装置においては、断続機構が乾式クラッチで構成されている。

【0109】

10

20

30

40

50

これにより、断続機構のサイズを（湿式クラッチとする場合と比較して）小型化することが可能とされる。

本発明における断続機構はドライブシャフトと車輪の間という比較的空きスペースの少ない部分に介挿されるので、断続機構が小型化とされることで車両の足回り設計の容易化を図ることができる。

【0110】

また、実施形態の動力伝達制御装置においては、車両は、左右一对のドライブシャフトとなるドライブシャフト対を前後方向に少なくとも二つ有しており、断続機構がドライブシャフトごとに設けられている。

【0111】

これにより、前後左右に離隔配置された車輪ごとに独立して動力伝達の断続を制御することが可能とされる。

従って、エンジンブレーキ等、車輪の駆動系に生じる回転抵抗を車輪に作用させるか否かを前後左右に離隔配置された車輪ごとに独立して制御することができる。

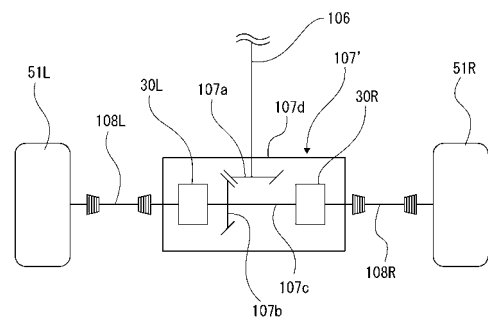
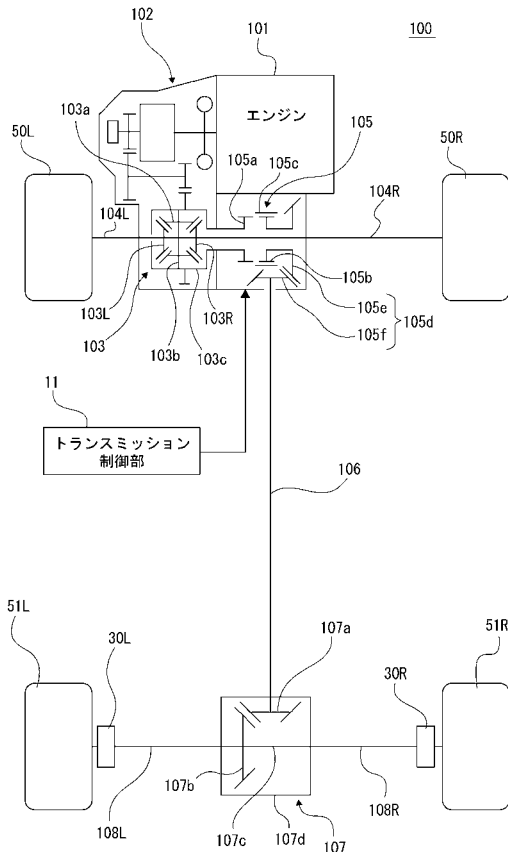
【符号の説明】

【0112】

1、1A 動力伝達制御装置、10、10A 断続制御部、11 トランсмисシヨン制御部、12 ブレーキ制御部、21、21A 液圧調整部、22 制御弁、22a 入力ポート、22b 第一出力ポート、22c 第二出力ポート、23 液圧室、24 ピストン、25 圧抜き弁、25a 入力ポート、25b 第一出力ポート、25c 第二出力ポート、R4 第二供給路、R5 圧抜き路、30L、30R、30RA クラッチ機構、31 プレッシュャプレート、32 クラッチプレート、33 ハブ、34 レバー、34a 回動軸、40 ハブナックル、41 ブレーキロータ、50L、50R 前輪、51L、51R 後輪、51Rw ホイール、100 車両、106 プロペラシャフト、107 リアデファレンシャルユニット、108L、108R ドライブシャフト

【図1】

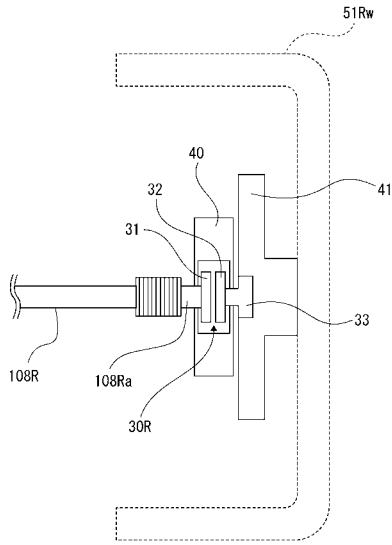
【図2】



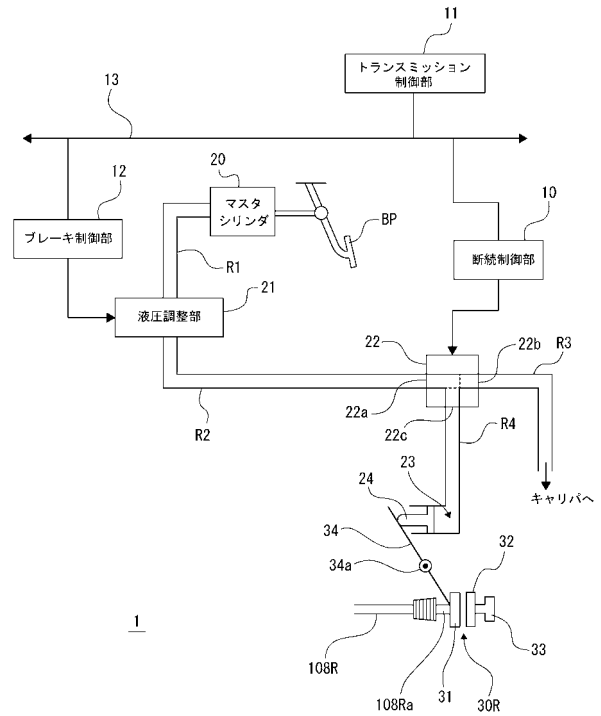
10

20

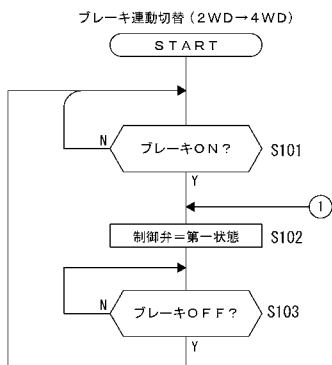
【 図 3 】



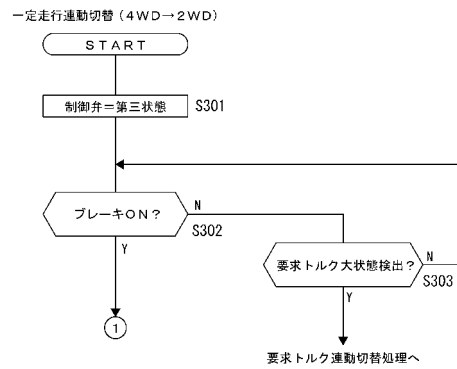
【 図 4 】



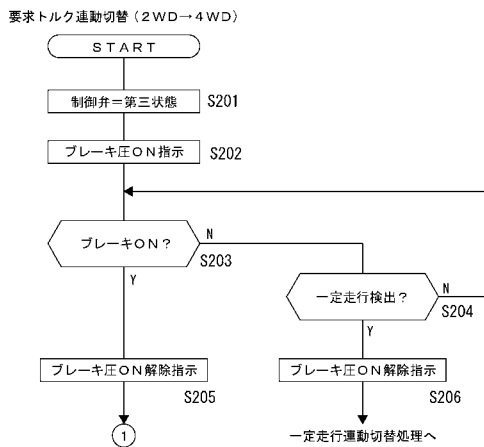
【 図 5 】



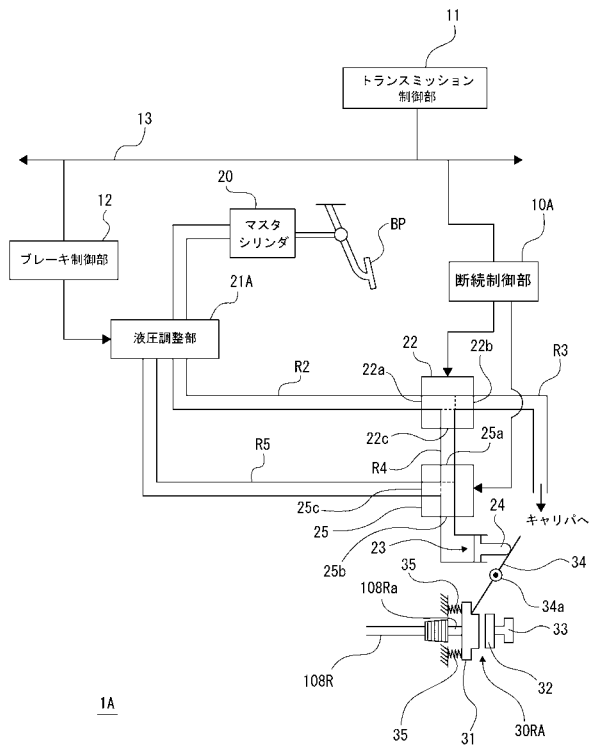
【 図 7 】



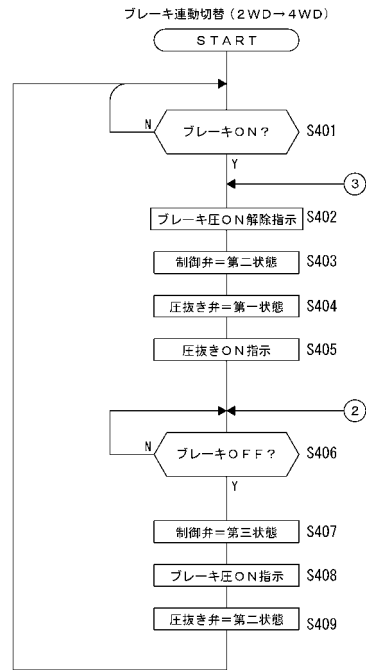
【 図 6 】



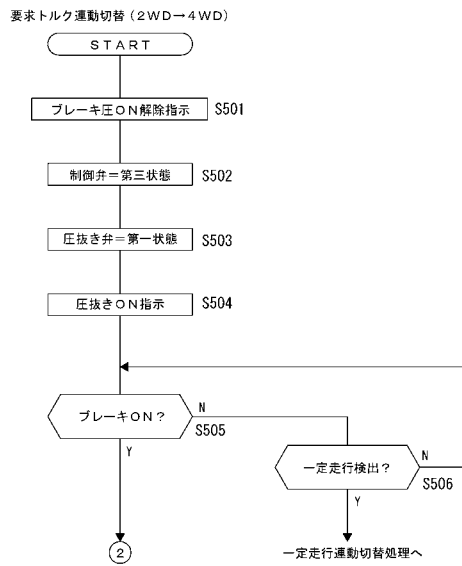
【 図 8 】



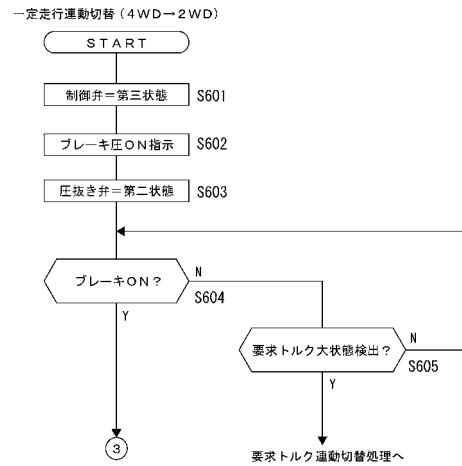
【 図 9 】



【 図 10 】



【 図 11 】



フロントページの続き

(72)発明者 秋元 智史

東京都渋谷区恵比寿一丁目20番8号 株式会社SUBARU内

(72)発明者 桂野 岳彦

東京都渋谷区恵比寿一丁目20番8号 株式会社SUBARU内

(72)発明者 深町 俊介

東京都渋谷区恵比寿一丁目20番8号 株式会社SUBARU内

Fターム(参考) 3D036 GA14 GA15 GB05 GB09 GD02 GD04 GE04 GG53 GG54 GJ01