

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6809417号  
(P6809417)

(45) 発行日 令和3年1月6日(2021.1.6)

(24) 登録日 令和2年12月14日(2020.12.14)

(51) Int.Cl.	F 1	
<b>F 1 6 H 61/00</b> (2006.01)	F 1 6 H 61/00	
<b>F 1 6 H 59/72</b> (2006.01)	F 1 6 H 59/72	
<b>F 1 6 H 61/686</b> (2006.01)	F 1 6 H 61/686	
F 1 6 H 57/04 (2010.01)	F 1 6 H 57/04	Z
B 6 O W 10/30 (2006.01)	B 6 O W 10/30	9 0 0
請求項の数 9 (全 18 頁) 最終頁に続く		

(21) 出願番号 特願2017-170676 (P2017-170676)  
 (22) 出願日 平成29年9月5日(2017.9.5)  
 (65) 公開番号 特開2019-44917 (P2019-44917A)  
 (43) 公開日 平成31年3月22日(2019.3.22)  
 審査請求日 令和2年1月17日(2020.1.17)

(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 100085361  
 弁理士 池田 治幸  
 (74) 代理人 100147669  
 弁理士 池田 光治郎  
 (72) 発明者 道越 洋裕  
 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 伊藤 智  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動源と、

歯車を介して連結された複数の回転要素と、該複数の回転要素を選択的に連結する複数の摩擦係合要素と、を有して前記駆動源の出力を伝達する動力伝達装置と、

前記摩擦係合要素に潤滑油を供給して潤滑する潤滑装置と、

を有する車両の制御装置において、

駆動源回転速度に関して予め定められたこもり音発生領域で、前記潤滑装置による前記摩擦係合要素に対する潤滑油量を増大させる潤滑制御部を有する

ことを特徴とする車両の制御装置。

10

【請求項2】

前記こもり音発生領域は、駆動源回転速度および駆動源トルクをパラメータとして定められている

ことを特徴とする請求項1に記載の車両の制御装置。

【請求項3】

前記潤滑制御部は、前記潤滑油の油温に応じて、該油温が高い場合は低い場合よりも潤滑油量の増大幅を大きくする

ことを特徴とする請求項1または2に記載の車両の制御装置。

【請求項4】

前記動力伝達装置は、ロックアップクラッチを有する流体式伝動部を入力側に備えてお

20

り、

前記潤滑制御部は、前記潤滑油量を増大させた後に前記ロックアップクラッチの係合を許可する

ことを特徴とする請求項 1 ~ 3 の何れか 1 項に記載の車両の制御装置。

【請求項 5】

前記動力伝達装置は、動力伝達状態において連れ廻り回転させられる無負荷回転要素を有するとともに、該無負荷回転要素に対して相対回転させられる部材と該無負荷回転要素との間に解放状態の摩擦係合要素が設けられており、

前記潤滑制御部は、少なくとも前記解放状態の摩擦係合要素に対する潤滑油量を増大させる

10

ことを特徴とする請求項 1 ~ 4 の何れか 1 項に記載の車両の制御装置。

【請求項 6】

前記複数の摩擦係合要素は、それぞれ油圧アクチュエータによって摩擦係合させられる油圧式摩擦係合装置であり、

前記無負荷回転要素には、前記解放状態の摩擦係合要素の油圧アクチュエータが配設されている

ことを特徴とする請求項 5 に記載の車両の制御装置。

【請求項 7】

前記駆動源は、燃料の燃焼で動力を発生するエンジンである

ことを特徴とする請求項 1 ~ 6 の何れか 1 項に記載の車両の制御装置。

20

【請求項 8】

前記こもり音発生領域は、前記駆動源回転速度であるエンジン回転速度が高くなるに従って前記エンジンの爆発振動が小さくなることで前記こもり音が生じ易くなるエンジン回転速度領域である

ことを特徴とする請求項 7 に記載の車両の制御装置。

【請求項 9】

前記動力伝達装置は、前記摩擦係合要素である複数の油圧式摩擦係合装置が選択的に係合させられることによって変速比が異なる複数のギヤ段を形成する遊星歯車式の有段変速機を有し、

前記車両は、前記複数の油圧式摩擦係合装置に作動油を供給して選択的に係合させる油圧制御回路を備えており、

30

該油圧制御回路は前記潤滑装置の機能を有し、前記油圧式摩擦係合装置を係合させる作動油の残りを該油圧式摩擦係合装置の摩擦係合部を潤滑する潤滑油として供給するように構成されており、

前記潤滑制御部は、前記油圧制御回路の油圧を増大させるものである

ことを特徴とする請求項 1 ~ 8 の何れか 1 項に記載の車両の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、複数の回転要素を選択的に連結する複数の摩擦係合要素を有して駆動源の出力を伝達する動力伝達装置を備えている車両のこもり音の発生を抑制する技術に関するものである。

40

【背景技術】

【0002】

(a) 駆動源と、(b) 歯車を介して連結された複数の回転要素と、その複数の回転要素を選択的に連結する複数の摩擦係合要素と、を有して前記駆動源の出力を伝達する動力伝達装置と、を有する車両が広く知られている。特許文献 1 に記載の車両はその一例で、駆動源としてエンジンを備えているとともに、動力伝達装置として有段変速機が用いられている。また、このような車両は、一般に上記摩擦係合要素に潤滑油を供給して潤滑する潤滑装置を備えている。

50

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2016-211686号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、このような車両においては、駆動源の回転振動（例えばエンジンの爆発振動や電動モータのトルク脈動など）が動力伝達装置等の動力伝達系に伝達されて、車室内にこもり音が発生し、NV〔Noise(騒音)、Vibration(振動)〕性能が悪化することがある。例えば、前記動力伝達装置には、動力伝達状態すなわち摩擦係合要素の係合解放状態に応じて、動力伝達に関与する有負荷回転要素と、動力伝達に関与しない無負荷回転要素が存在する。この無負荷回転要素は、本来は連れ廻り回転させられるだけでほぼ無負荷であるが、駆動源の回転振動が大きい領域では、動力伝達に関与する有負荷回転要素の歯車との衝突を繰り返すことにより、その無負荷回転要素の慣性が有負荷回転要素に加えられる状態で連れ廻り回転させられ、駆動源の回転振動が減衰されてこもり音の発生が抑制される。しかし、駆動源の回転速度が高くなって回転振動が小さくなると、有負荷回転要素の歯車との衝突が減少乃至は解消し、無負荷回転要素による慣性が無くなる（慣性抜け）ため、駆動源の回転振動が減衰され難くなり、その回転振動が動力伝達装置等の動力伝達系に伝達されてこもり音の悪化につながる。近年の有段変速機の多段化によるコンパクト化などで、有負荷回転要素の慣性（質量）が減少傾向にあり、無負荷回転要素の慣性抜けによるこもり音の悪化が顕著となっている。また、共振により所定の駆動源回転速度領域でこもり音の悪化が問題になることもある。このようなこもり音の発生を防止するために、例えばロックアップクラッチを解放することが考えられるが、ロックアップクラッチの係合領域が狭くなって燃費が悪化する。

10

20

【0005】

本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、駆動源の回転振動に起因するこもり音の発生を抑制することにある。

【課題を解決するための手段】

【0006】

かかる目的を達成するために、第1発明は、(a) 駆動源と、(b) 歯車を介して連結された複数の回転要素と、その複数の回転要素を選択的に連結する複数の摩擦係合要素と、を有して前記駆動源の出力を伝達する動力伝達装置と、(c) 前記摩擦係合要素に潤滑油を供給して潤滑する潤滑装置と、を有する車両の制御装置において、(d) 駆動源回転速度に関して予め定められたこもり音発生領域で、前記潤滑装置による前記摩擦係合要素に対する潤滑油量を増大させる潤滑制御部を有することを特徴とする。

30

【0007】

第2発明は、第1発明の車両の制御装置において、前記こもり音発生領域は、駆動源回転速度および駆動源トルクをパラメータとして定められていることを特徴とする。

【0008】

第3発明は、第1発明または第2発明の車両の制御装置において、前記潤滑制御部は、前記潤滑油の油温に応じて、油温が高い場合は低い場合よりも潤滑油量の増大幅を大きくすることを特徴とする。

40

【0009】

第4発明は、第1発明～第3発明の何れかの車両の制御装置において、(a) 前記動力伝達装置は、ロックアップクラッチを有する流体式伝動部を入力側に備えており、(b) 前記潤滑制御部は、前記潤滑油量を増大させた後に前記ロックアップクラッチの係合を許可することを特徴とする。

【0010】

第5発明は、第1発明～第4発明の何れかの車両の制御装置において、(a) 前記動力伝

50

達装置は、動力伝達状態において連れ廻り回転させられる無負荷回転要素を有するとともに、その無負荷回転要素に対して相対回転させられる部材とその無負荷回転要素との間に解放状態の摩擦係合要素が設けられており、(b) 前記潤滑制御部は、少なくとも前記解放状態の摩擦係合要素に対する潤滑油量を増大させることを特徴とする。

【0011】

第6発明は、第5発明の車両の制御装置において、(a) 前記複数の摩擦係合要素は、それぞれ油圧アクチュエータによって摩擦係合させられる油圧式摩擦係合装置であり、(b) 前記無負荷回転要素には、前記解放状態の摩擦係合要素の油圧アクチュエータが配設されていることを特徴とする。

【0012】

第7発明は、第1発明～第6発明の何れかの車両の制御装置において、前記駆動源は、燃料の燃焼で動力を発生するエンジンであることを特徴とする。

【0013】

第8発明は、第7発明の車両の制御装置において、前記こもり音発生領域は、前記駆動源回転速度であるエンジン回転速度が高くなるに従って前記エンジンの爆発振動が小さくなることで前記こもり音が生じ易くなるエンジン回転速度領域であることを特徴とする。

【0014】

第9発明は、第1発明～第8発明の何れかの車両の制御装置において、(a) 前記動力伝達装置は、前記摩擦係合要素である複数の油圧式摩擦係合装置が選択的に係合させられることによって変速比が異なる複数のギヤ段を形成する遊星歯車式の有段変速機を有し、(b) 前記車両は、前記複数の油圧式摩擦係合装置に作動油を供給して選択的に係合させる油圧制御回路を備えており、(c) その油圧制御回路は前記潤滑装置の機能を有し、前記油圧式摩擦係合装置を係合させる作動油の残りをその油圧式摩擦係合装置の摩擦係合部を潤滑する潤滑油として供給するように構成されており、(d) 前記潤滑制御部は、前記油圧制御回路の油圧を増大させるものであることを特徴とする。

【発明の効果】

【0015】

このような車両の制御装置においては、駆動源回転速度に関して予め定められたこもり音発生領域で摩擦係合要素に対する潤滑油量を増大させるため、解放状態の摩擦係合要素の回転抵抗が大きくなる。これにより、連れ廻り回転させられる無負荷回転要素の引き摺りトルクが増大させられ、有負荷回転要素の歯車との噛合い部分のガタ(バックラッシュ)が回転負荷方向に押し付けられた状態で連れ廻り回転させられるようになり、無負荷回転要素の慣性が有負荷回転要素に加えられる。このように有負荷回転要素の慣性に無負荷回転要素の慣性が上乘せされることにより、駆動源の回転振動が適切に減衰されてこもり音の発生が抑制される。

【0016】

第2発明では、駆動源回転速度および駆動源トルクをパラメータとしてこもり音発生領域が定められているため、こもり音発生領域を適切に設定することが可能で、必要最小限の範囲で潤滑油量を増大させるだけで良く、潤滑油量増大による燃費悪化が抑制される。

【0017】

第3発明では、潤滑油の油温が高い場合は低い場合よりも潤滑油量の増大幅を大きくするため、油温の上昇による粘性の低下に拘らず潤滑油による引き摺りトルクを適切に確保することができる。また、粘性が高くなる低油温時に潤滑油量の増大によって引き摺りトルクが大きくなり、駆動源の負荷が過大になることによるエンジンストール等を回避できる。すなわち、油温に応じて必要最小限の潤滑油量とすることができる。

【0018】

第4発明は、ロックアップクラッチを有する流体式伝動部を入力側に備えている場合で、潤滑油量を増大した後にロックアップクラッチの係合が許可されるため、潤滑油量の増大によりこもり音の発生を抑制しつつ、ロックアップクラッチの係合により燃費を向上させることができる。すなわち、ロックアップクラッチを係合させると、駆動源の回転振動

10

20

30

40

50

が動力伝達装置等の動力伝達系へ直接伝達されて、こもり音が発生し易くなるが、潤滑油量の増大でこもり音の発生が抑制されるため、ロックアップクラッチの係合領域を拡大して燃費を向上させることができる。

【0019】

第5発明では、動力伝達状態において連れ廻り回転させられる無負荷回転要素を有するとともに、その無負荷回転要素に対して相対回転させられる部材とその無負荷回転要素との間に解放状態の摩擦係合要素が設けられており、少なくともその解放状態の摩擦係合要素に対する潤滑油量を増大させるため、無負荷回転要素の引き摺りトルクを確実に増大させてこもり音の発生を抑制することができる。

【0020】

第6発明は、摩擦係合要素が油圧アクチュエータによって摩擦係合させられる油圧式摩擦係合装置で、前記無負荷回転要素に解放状態の摩擦係合要素の油圧アクチュエータが配設されている場合で、無負荷回転要素の慣性(質量)が大きいため、例えば駆動源の回転振動が大きくて有負荷回転要素の歯車との衝突を繰り返す回転速度領域では、その無負荷回転要素が有負荷回転要素の歯車との噛み合い状態(回転負荷方向の押し付け状態)を維持しつつ連れ廻り回転させられ、有負荷として機能することにより、駆動源の回転振動を適切に減衰させてこもり音の発生を抑制することができる。一方、駆動源回転速度が上昇して回転振動が小さくなると、有負荷回転要素の歯車との衝突が減少乃至は解消して無負荷回転要素の慣性抜けが発生し、駆動源の回転振動が減衰され難くなり、その回転振動に起因してこもり音が発生する可能性があるが、そのこもり音発生領域で潤滑油量が増大させられることにより、引き摺りトルクの増大で無負荷回転要素の慣性抜けが抑制されてこもり音の発生が適切に抑制される。

【0021】

第7発明は、燃料の燃焼で動力を発生するエンジンが駆動源として用いられる場合で、爆発による回転振動でこもり音が発生し易いが、そのこもり音発生領域で潤滑油量が増大させられることにより、引き摺りトルクの増大で無負荷回転要素の慣性が有負荷回転要素に加えられて回転振動が適切に減衰され、こもり音の発生が抑制される。

【0022】

第8発明では、エンジン回転速度が高くなるに従ってエンジンの爆発振動が小さくなることでこもり音が生じ易くなるエンジン回転速度領域、言い換えれば無負荷回転要素の慣性抜けが発生するエンジン回転速度領域が、こもり音発生領域として定められており、そのエンジン回転速度領域で潤滑油量が増大させられるため、こもり音の発生を抑制する上で必要最小限のエンジン回転速度領域で潤滑油量が増大させられ、潤滑油量増大による燃費悪化が抑制される。

【0023】

第9発明は、複数の油圧式摩擦係合装置が選択的に係合させられることによって変速比が異なる複数のギヤ段を形成する有段変速機を備えており、その油圧式摩擦係合装置を係合させる作動油の残りを潤滑油として供給する場合で、油圧制御回路の油圧(ライン圧など)を増大させることによって潤滑油量を増大させることが可能であり、その潤滑油量の増大でこもり音の発生を適切に抑制できる。

【図面の簡単な説明】

【0024】

【図1】本発明が適用された車両の概略構成を説明する図であると共に、車両における各種制御のための制御機能および制御系統の要部を説明する図である。

【図2】図1の自動変速機的具体例を説明する骨子図である。

【図3】図2の自動変速機の断面図である。

【図4】図2の自動変速機の複数のギヤ段、および各ギヤ段を成立させる係合装置を説明する作動図表である。

【図5】図2の自動変速機のクラッチC1～C4、ブレーキB1、B2、およびロックアップクラッチに関する油圧制御回路を説明する回路図である。

10

20

30

40

50

【図6】図2の自動変速機において第8速ギヤ段が形成された場合の、有負荷回転要素と無負荷回転要素とを説明する断面図である。

【図7】自動変速機の所定のギヤ段におけるエンジン回転速度とドライブシャフトトルク変動との関係を例示した図で、潤滑油量を増大した場合（破線）と潤滑油量の増大無しの場合（実線）とを比較して示した図である。

【図8】図1の潤滑制御部の作動を具体的に説明するフローチャートである。

【図9】こもり音発生領域と、そのこもり音発生領域におけるライン圧の増大を説明するマップの一例である。

【図10】こもり音発生領域におけるライン圧を油温の上昇に伴って増大させるマップの一例を説明する図である。

【発明を実施するための形態】

【0025】

駆動源としては、燃料の燃焼で動力を発生する内燃機関等のエンジンや電動モータなどが用いられる。エンジンは、爆発による回転振動がこもり音の原因になり、電動モータは、トルクの脈動による回転振動がこもり音の原因になる。動力伝達装置は、例えば遊星歯車式や平行軸式等の有段変速機や前後進切換装置等を有して構成され、必要に応じてトルクコンバータ等の流体式伝動部が設けられる。この動力伝達装置の摩擦係合要素は、単板式や多板式のクラッチやブレーキなどで、例えば油圧によって摩擦係合させられるが、電磁力等に基づいて摩擦係合させられるものでも良い。潤滑装置は、例えば油圧式摩擦係合装置を係合させる作動油の残りを潤滑油として供給する場合、油圧制御回路の油圧（ライン圧など）を増大させて潤滑油量を増大させることができるが、所定の潤滑部位へ潤滑油を供給する潤滑供給油路を有する場合には、その潤滑供給油路の油圧を制御して潤滑油量を増大させることもできるなど、油圧制御回路に応じて種々の態様が可能である。

【0026】

こもり音発生領域は、例えば駆動源回転速度のみに基づいて定めることもできるが、駆動源回転速度および駆動源トルクをパラメータとして定めることが望ましい。このこもり音発生領域は、動力伝達装置の動力伝達状態に応じて定めることが望ましい。例えば複数のギヤ段を形成できる有段変速機の場合は、そのギヤ段毎にこもり音発生領域を設定することが望ましい。潤滑油の増大量、或いは増大後の潤滑油量は、一定量であっても良いが、駆動源回転速度や駆動源トルクをパラメータとして変化させることもできる。また、引き摺りトルクに係する油温等の他の物理量に基づいて段階的或いは連続的に変化させることも可能である。

【0027】

動力伝達装置には、動力伝達状態に応じて動力伝達に関与する有負荷回転要素と、動力伝達に関与しない無負荷回転要素が存在し、無負荷回転要素は、本来は連れ廻り回転させられるだけでほぼ無負荷であるが、例えばエンジンのように駆動源の回転振動が大きい場合には、動力伝達に関与する有負荷回転要素の歯車と正逆両方向で衝突を繰り返すことにより、その無負荷回転要素の慣性が有負荷回転要素に加えられる状態で連れ廻り回転させられ、駆動源の回転振動が減衰されてこもり音の発生が抑制される。特に、無負荷回転要素に摩擦係合要素の油圧アクチュエータ等が配設されている場合には、慣性（質量）が大きいため、回転振動を適切に減衰させることができる。その場合は、駆動源回転速度が高くなって回転振動が小さくなり、無負荷回転要素の慣性抜けが発生する回転速度領域でこもり音が発生する可能性があり、潤滑油量の増大でそのこもり音を適切に抑制することができる。無負荷回転要素に油圧アクチュエータ等が配設されておらず、慣性が比較的小さい場合でも、慣性抜けによってこもり音が発生する場合があり、本発明が適用され得る。また、例えば電動モータのように回転振動が比較的小さく、無負荷回転要素が略無負荷の状態ですれ廻り回転させられるだけの場合でも、駆動源の回転振動に起因して共振等によりこもり音が発生する場合には、本発明が同様に適用され得る。

【実施例】

【0028】

10

20

30

40

50

以下、本発明の実施例を、図面を参照して詳細に説明する。なお、以下の実施例において、図は説明のために適宜簡略化或いは変形されており、各部の寸法比および形状等は必ずしも正確に描かれていない。

#### 【0029】

図1は、本発明が適用された車両10の概略構成を説明する図であると共に、車両10における各種制御のための制御システムの要部を説明する図である。図1において、車両10は、エンジン12と、駆動輪14と、エンジン12と駆動輪14との間の動力伝達経路に設けられた動力伝達装置16とを備えている。動力伝達装置16は、車体に取り付けられる非回転部材としてのケース18内に、トルクコンバータ20、自動変速機22、自動変速機22の出力回転部材である変速機出力歯車24に連結された減速ギヤ機構26、その減速ギヤ機構26に連結されたディファレンシャル装置28等を備えているトランスアクスルである。動力伝達装置16はまた、ディファレンシャル装置28に連結された1対のドライブシャフト(車軸)30等を備えている。動力伝達装置16において、エンジン12から出力される動力は、トルクコンバータ20、自動変速機22、減速ギヤ機構26、ディファレンシャル装置28、およびドライブシャフト30等を順次介して駆動輪14へ伝達される。トルクコンバータ20は流体式伝動部に相当する。

10

#### 【0030】

エンジン12は、車両10の駆動源であり、ガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の燃料の燃焼によって動力を発生する内燃機関である。このエンジン12は、電子制御装置70によって吸入空気量、燃料供給量、点火時期等の運転状態が制御されることによりエンジントルク $T_e$ が制御される。

20

#### 【0031】

図2は、トルクコンバータ20や自動変速機22の一例を説明する骨子図である。図3は、図2に示す自動変速機22の断面図である。トルクコンバータ20や自動変速機22等は、自動変速機22の入力回転部材である変速機入力軸32の軸心RCに対して略対称的に構成されており、図2、図3ではその軸心RCの下半分が省略されている。

#### 【0032】

図2において、トルクコンバータ20は、エンジン12と自動変速機22との間の動力伝達経路において、軸心RC回りに回転するように配設されており、ポンプ翼車20pおよびタービン翼車20tなどを備えた流体式伝動装置である。ポンプ翼車20pは、トルクコンバータ20の入力回転部材であり、エンジン12に連結されている。タービン翼車20tは、トルクコンバータ20の出力回転部材であり、変速機入力軸32に連結されている。変速機入力軸32は、タービン翼車20tによって回転駆動されるタービン軸でもある。また、トルクコンバータ20は、ポンプ翼車20pとタービン翼車20tとを連結する、すなわちトルクコンバータ20の入出力回転部材を連結する、直結クラッチとしてのロックアップクラッチ33を備えている。また、動力伝達装置16は、ポンプ翼車20pに連結された機械式のオイルポンプ34を備えている。オイルポンプ34は、エンジン12によって回転駆動されることにより、自動変速機22の変速制御に用いたり、ロックアップクラッチ33の作動状態の切換制御に用いたり、動力伝達装置16の各部に潤滑油を供給したりするための作動油(潤滑油と共通)を吐出する。すなわち、オイルポンプ34によって汲み上げられた作動油は、車両10に備えられた油圧制御回路50(図1、図5参照)の元圧として供給される。

30

40

#### 【0033】

ロックアップクラッチ33は、油圧制御回路50からロックアップ係合油圧 $P_{lu}$ が供給されることにより摩擦係合させられる油圧式の摩擦クラッチである。ロックアップクラッチ33は、電子制御装置70によってロックアップ係合油圧 $P_{lu}$ が制御されることにより作動状態が切り替えられる。ロックアップクラッチ33の作動状態としては、ロックアップクラッチ33が解放されるロックアップ解放状態、ロックアップクラッチ33が滑りを伴って係合させられるスリップ状態、およびロックアップクラッチ33が完全に係合させられるロックアップ状態がある。ロックアップクラッチ33が解放されることにより、ト

50

ルクコンバータ20はトルク増幅作用が得られる。また、ロックアップクラッチ33が係合(ロックアップ)させられることにより、ポンプ翼車20pおよびタービン翼車20tが一体回転させられてエンジン12の動力が自動変速機22側へ直接的に伝達される。また、ロックアップクラッチ33におけるスリップ量 $N_s$ (=エンジン回転速度 $N_e$ -タービン回転速度 $N_t$ ;スリップ回転速度、差回転速度とも称す)が目標スリップ量 $N_{st}$ となるようにロックアップクラッチ33がスリップ作動させられることにより、車両10の駆動(パワーオン)時には、エンジン回転速度 $N_e$ の吹き上がりが抑制されたり、こもり音等のノイズが抑制される一方で、車両10の被駆動(パワーオフ)時には、目標スリップ量 $N_{st}$ でエンジン12が変速機入力軸36に対して追従回転させられて、例えばフューエルカット領域が拡大される。

10

#### 【0034】

図2、図3において、自動変速機22は、エンジン12と駆動輪14との間の動力伝達経路の一部を構成する有段式の自動変速機(有段変速機)である。自動変速機22は、ダブルピニオン型の第1遊星歯車装置36と、ラビニヨ型に構成されているシングルピニオン型の第2遊星歯車装置38およびダブルピニオン型の第3遊星歯車装置40とを同軸線上(軸心RC上)に有する、遊星歯車式の多段変速機である。自動変速機22は、第1クラッチC1、第2クラッチC2、第3クラッチC3、第4クラッチC4、第1ブレーキB1、および第2ブレーキB2の複数の摩擦係合要素(以下、特に区別しない場合は単に摩擦係合要素CBという)を備えている。これ等の摩擦係合要素CBは、何れも油圧によって摩擦係合させられる油圧式摩擦係合装置である。なお、自動変速機22の変速機入力軸32は、図3に示すように、トルクコンバータ20のタービン翼車20tに連結された第1回転軸32aと、第1回転軸32aにスプライン嵌合されることで第1回転軸32aと一体的に回転させられる第2回転軸32bとを備えている。

20

#### 【0035】

第1遊星歯車装置36は、第1サンギヤS1と、互いに噛み合う複数対の第1遊星歯車P1a、P1bと、その第1遊星歯車P1a、P1bを自転および公転可能に支持する第1キャリアCA1と、第1遊星歯車P1a、P1bを介して第1サンギヤS1と噛み合う第1リングギヤR1とを備えている。第2遊星歯車装置38は、第2サンギヤS2と、第2遊星歯車P2と、その第2遊星歯車P2を自転および公転可能に支持するキャリアRC Aと、第2遊星歯車P2を介して第2サンギヤS2と噛み合うリングギヤRRとを備えている。第3遊星歯車装置40は、第3サンギヤS3と、互いに噛み合う複数対の第3遊星歯車P3a、P3bと、その第3遊星歯車P3a、P3bを自転および公転可能に支持するキャリアRC Aと、第3遊星歯車P3a、P3bを介して第3サンギヤS3と噛み合うリングギヤRRとを備えている。第2遊星歯車装置38および第3遊星歯車装置40においては、第3遊星歯車P3bは第2遊星歯車P2と共通化され、また、キャリアが共通のキャリアRC Aで構成されると共にリングギヤが共通のリングギヤRRで構成される、所謂ラビニヨ型となっている。

30

#### 【0036】

摩擦係合要素CBは、油圧アクチュエータにより押圧される多板式或いは単板式のクラッチやブレーキ、油圧アクチュエータによって引き締められるバンドブレーキなどにより構成される、油圧式の摩擦係合装置である。摩擦係合要素CBは、車両10に備えられた油圧制御回路50内のリニアソレノイドバルブSL1~SL6(図5参照)から各々出力される調圧された各係合油圧Pcbによりそれぞれのトルク容量(係合トルク)Tcbが変化させられることで、それぞれ作動状態(係合や解放などの状態)が切り換えられる。

40

#### 【0037】

自動変速機22は、第1サンギヤS1を有する第1回転要素rm1、第1キャリアCA1を有する第2回転要素rm2、第1リングギヤR1を有する第3回転要素rm3、第2サンギヤS2を有する第4回転要素rm4、キャリアRC Aを有する第5回転要素rm5、リングギヤRRを有する第6回転要素rm6、および第3サンギヤS3を有する第7回転要素rm7を備えている。そして、第1回転要素rm1はケース18に一体的に固定さ

50

れている。第2回転要素  $r_{m2}$  は、変速機入力軸 32 に一体的に連結されているとともに、第4クラッチ C4 を介して第4回転要素  $r_{m4}$  に選択的に連結されるようになっている。第3回転要素  $r_{m3}$  は、第1クラッチ C1 を介して第7回転要素  $r_{m7}$  に選択的に連結されるとともに、第3クラッチ C3 を介して第4回転要素  $r_{m4}$  に選択的に連結されるようになっている。第4回転要素  $r_{m4}$  は、第1ブレーキ B1 を介してケース 18 に選択的に固定されるようになっている。第5回転要素  $r_{m5}$  は、第2クラッチ C2 を介して変速機入力軸 32 および第2回転要素  $r_{m2}$  に選択的に連結されるとともに、第2ブレーキ B2 を介してケース 18 に選択的に固定されるようになっている。第6回転要素  $r_{m6}$  は変速機出力歯車 24 に一体的に連結されている。この実施例では、第1回転要素  $r_{m1}$  が固定されるため、実質的に第2回転要素  $r_{m2}$  ~ 第7回転要素  $r_{m7}$  の6つが回転要素として機能する。

10

## 【0038】

自動変速機 22 は、電子制御装置 70 によりアクセル開度  $acc$  や車速  $V$  等に応じて摩擦係合要素 C B のうちの何れかが選択的に係合させられることで、変速比 ( = 入力回転速度  $N_i$  / 出力回転速度  $N_o$  ) が異なる複数のギヤ段が選択的に形成される有段変速機である。自動変速機 22 は、例えば図4の係合作動表に示すように、第1速ギヤ段「1st」~ 第8速ギヤ段「8th」の8つの前進ギヤ段、および後進ギヤ段「Rev」の各ギヤ段が選択的に形成される。なお、入力回転速度  $N_i$  は、変速機入力軸 32 の回転速度 ( すなわち自動変速機 22 の入力回転速度 ) であり、出力回転速度  $N_o$  は、変速機出力歯車 24 の回転速度 ( すなわち自動変速機 22 の出力回転速度 ) である。各ギヤ段に対応する自動変速機 22 の変速比 は、第1遊星歯車装置 36、第2遊星歯車装置 38、および第3遊星歯車装置 40 の各ギヤ比 ( = サンギヤの歯数 / リングギヤの歯数 ) 1、2、3 に応じて定められる。各ギヤ段の変速比 は、第1速ギヤ段「1st」が最も大きく、高速側すなわち第8速ギヤ段「8th」側へ向かうに従って小さくなる。

20

## 【0039】

図4の係合作動表は、自動変速機 22 にて形成される各ギヤ段と摩擦係合要素 C B の各作動状態との関係をまとめたものであり、「 $\square$ 」は係合、空欄は解放をそれぞれ表している。図4に示すように、前進ギヤ段では、第1クラッチ C1 および第2ブレーキ B2 の係合によって第1速ギヤ段「1st」が成立させられる。第1クラッチ C1 および第1ブレーキ B1 の係合によって第2速ギヤ段「2nd」が成立させられる。第1クラッチ C1 および第3クラッチ C3 の係合によって第3速ギヤ段「3rd」が成立させられる。第1クラッチ C1 および第4クラッチ C4 の係合によって第4速ギヤ段「4th」が成立させられる。第1クラッチ C1 および第2クラッチ C2 の係合によって第5速ギヤ段「5th」が成立させられる。第2クラッチ C2 および第4クラッチ C4 の係合によって第6速ギヤ段「6th」が成立させられる。第2クラッチ C2 および第3クラッチ C3 の係合によって第7速ギヤ段「7th」が成立させられる。第2クラッチ C2 および第1ブレーキ B1 の係合によって第8速ギヤ段「8th」が成立させられる。第3クラッチ C3 および第2ブレーキ B2 の係合によって後進ギヤ段「Rev」が成立させられる。また、6つの摩擦係合要素 C B が何れも解放されることにより、自動変速機 22 は、何れのギヤ段も形成されないニュートラル状態、すなわち動力伝達を遮断するニュートラル状態とされる。

30

40

## 【0040】

図5は、上記摩擦係合要素 C B を係合解放制御するリニアソレノイドバルブ S L 1 ~ S L 6 を含む油圧制御回路 50 の要部を示す回路図である。油圧制御回路 50 は、エンジン 12 によって回転駆動される機械式オイルポンプ 34 を油圧源として備えている。オイルポンプ 34 から出力された作動油はライン圧油路 110 に供給され、プライマリレギュレータバルブ等のライン圧コントロールバルブ 112 により所定のライン圧  $P_L$  に調圧される。ライン圧コントロールバルブ 112 にはリニアソレノイドバルブ S L T が接続されており、リニアソレノイドバルブ S L T は、電子制御装置 70 によって電氣的に制御されることにより、略一定圧であるモジュレータ油圧  $P_{mo}$  を元圧として信号圧  $P_{slt}$  を出力する。そして、その信号圧  $P_{slt}$  がライン圧コントロールバルブ 112 に供給されると、ライ

50

ン圧コントロールバルブ 112 のスプール 114 が信号圧  $P_{slt}$  によって付勢され、排出用流路 116 の開口面積を変化させつつスプール 114 が軸方向へ移動させられることにより、その信号圧  $P_{slt}$  に応じてライン圧  $P_L$  が調圧される。ライン圧  $P_L$  は、例えば出力要求量であるアクセル開度  $acc$  等に応じて調圧される。上記リニアソレノイドバルブ  $S_{LT}$  はライン圧調整用の電磁調圧弁で、ライン圧コントロールバルブ 112 は、リニアソレノイドバルブ  $S_{LT}$  から供給される信号圧  $P_{slt}$  に応じてライン圧  $P_L$  を調圧する油圧制御弁である。これ等のライン圧コントロールバルブ 112 およびリニアソレノイドバルブ  $S_{LT}$  を含んでリリーフ型のライン圧調整装置 118 が構成されている。

#### 【0041】

ライン圧調整装置 118 によって調圧されたライン圧  $P_L$  の作動油は、ライン圧油路 110 を介してリニアソレノイドバルブ  $S_{L1} \sim S_{L6}$  等に供給される。リニアソレノイドバルブ  $S_{L1} \sim S_{L6}$  は、前記クラッチ  $C_1 \sim C_4$ 、ブレーキ  $B_1$ 、 $B_2$  の各油圧アクチュエータ（油圧シリンダ）120、122、124、126、128、130 に対応して設けられており、電子制御装置 70 から供給される変速制御指令信号  $S_{at}$  に従ってそれぞれ出力油圧（係合油圧  $P_{cb}$ ）が制御されることにより、クラッチ  $C_1 \sim C_4$ 、ブレーキ  $B_1$ 、 $B_2$  が個別に係合解放制御され、前記第 1 速ギヤ段「1st」～第 8 速ギヤ段「8th」の何れかの前進ギヤ段、或いは後進ギヤ段「Rev」が形成される。

#### 【0042】

ライン圧油路 110 にはまた、電子制御装置 70 から供給されるロックアップ制御指令信号  $S_{lu}$  に従ってロックアップクラッチ 33 の係合解放状態を切り換えるロックアップ切換装置 132 が設けられている。このロックアップ切換装置 132 は、油圧制御用や油路切換用のリニアソレノイドバルブ等を備えて構成されており、ロックアップクラッチ 33 に供給されるロックアップ係合油圧  $P_{lu}$  を調圧制御することにより、ロックアップクラッチ 33 を解放状態、所定のスリップ状態、および完全係合状態（ロックアップ状態）に切り換えることができる。

#### 【0043】

ライン圧油路 110 には更に、絞り 134 を介して潤滑油路 136 が接続されており、摩擦係合要素  $C_B$  やロックアップクラッチ 33 を係合させる作動油の残りが、潤滑油として絞り 134 から潤滑油路 136 を経て潤滑部位 138 へ供給されるようになっている。この潤滑部位 138 は、摩擦係合要素  $C_B$  の摩擦係合部すなわち複数の摩擦プレートが軸方向の移動可能に重なるように配置された部分や、自動変速機 22 の種々の歯車（ $S_1 \sim S_3$ 、 $P_{1a}$ 、 $P_{1b}$ 、 $P_2$ 、 $P_{3a}$ 、 $R_1$ 、 $R_R$ ）の噛合い部分、回転要素  $r_{m2} \sim r_{m7}$  を回転可能に支持する回転支持部などである。油圧制御回路 50 は、摩擦係合要素  $C_B$  の摩擦係合部を潤滑する潤滑装置の機能を備えている。

#### 【0044】

図 1 に戻って、車両 10 は、摩擦係合要素  $C_B$  およびロックアップクラッチ 33 の係合解放制御を含む車両 10 の各種の制御を行なうコントローラとして電子制御装置 70 を備えている。電子制御装置 70 は、例えば CPU、RAM、ROM、入出力インターフェース等を備えた所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、CPU は RAM の一時記憶機能を利用しつつ予め ROM に記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことにより車両 10 の各種制御を実行する。電子制御装置 70 は、必要に応じてエンジン制御用、変速制御用等に分けて構成される。

#### 【0045】

電子制御装置 70 には、車両 10 に設けられたエンジン回転速度センサ 52、入力回転速度センサ 54、出力回転速度センサ 56、アクセル開度センサ 58、スロットル弁開度センサ 60、ブレーキスイッチ 62、シフトポジションセンサ 64、油温センサ 66 等から、エンジン回転速度  $N_e$ 、入力回転速度（変速機入力軸 32 の回転速度） $N_i$ 、車速  $V$  に対応する出力回転速度（変速機出力歯車 24 の回転速度） $N_o$ 、アクセルペダルの操作量であるアクセル開度  $acc$ 、電子スロットル弁の開度であるスロットル弁開度  $th$ 、ホイールブレーキを作動させるためのブレーキ操作部材の運転者による操作が為されたブレ

10

20

30

40

50

ブレーキ操作状態を表すブレーキオン信号  $B_{on}$ 、前進走行や後進走行等の動力伝達状態を選択するシフトレバーの操作位置（シフトポジション） $P_{sh}$ 、油圧制御回路 50 内の作動油の温度である油温  $T_{Hoil}$  など、各種の制御に必要な種々の情報が供給される。また、電子制御装置 70 からは、エンジン 12 の作動状態を制御するためのエンジン制御指令信号  $S_e$ 、摩擦係合要素  $C_B$  の作動状態を制御するための変速制御指令信号  $S_{at}$ 、ロックアップクラッチ 33 の作動状態を制御するためのロックアップ制御指令信号  $S_{lu}$  などが、それぞれ出力される。

【0046】

電子制御装置 70 は、エンジン制御部 72、変速制御部 74、ロックアップクラッチ制御部 76、および潤滑制御部 78 を機能的に備えている。

10

【0047】

エンジン制御部 72 は、要求されたエンジントルク  $T_e$  が得られるようにエンジン 12 を制御する。例えば、アクセル開度  $acc$  および車速  $V$  をパラメータとして予め定められた関係（例えば駆動力マップ）から要求駆動トルク  $T_{dem}$  を算出し、その要求駆動トルク  $T_{dem}$  を実現する目標エンジントルク  $T_{etgt}$  を求め、その目標エンジントルク  $T_{etgt}$  が得られるようにエンジン 12 を制御するためのエンジン制御指令信号  $S_e$  をスロットルアクチュエータや燃料噴射装置、点火装置などへ出力する。

【0048】

変速制御部 74 は、自動変速機 22 の変速制御を実行する。例えば、車速  $V$  およびアクセル開度  $acc$  をパラメータとして予め定められた関係（例えば変速マップ）に従って目標ギヤ段を設定し、現在ギヤ段と比較することにより、必要に応じてその目標ギヤ段を成立させるように変速制御を実行する。具体的には、目標ギヤ段を成立させるように摩擦係合要素  $C_B$  の作動状態を切り換えるための変速制御指令信号  $S_{at}$  を油圧制御回路 50 へ出力する。変速制御部 74 はまた、アップダウンスイッチやレバー等の手動操作（マニュアル操作）による運転者の変速指示に従って、自動変速機 22 のギヤ段を切り換えるための変速制御指令信号  $S_{at}$  を油圧制御回路 50 へ出力する。

20

【0049】

ロックアップクラッチ制御部 76 は、ロックアップクラッチ 33 の作動状態をを制御する。例えば、車速  $V$  およびアクセル開度  $acc$  をパラメータとして予め定められた関係（例えばロックアップ領域線図）に従って解放領域かスリップ領域かロックアップ領域かを判断し、判断した領域に対応する作動状態が実現されるロックアップ係合油圧  $P_{lu}$  をロックアップクラッチ 33 へ供給するためのロックアップ制御指令信号  $S_{lu}$  を油圧制御回路 50 へ出力する。ロックアップ領域であると判断した場合には、エンジントルク  $T_e$  を伝達可能なロックアップクラッチ 33 のトルク容量が得られるためのロックアップ係合油圧  $P_{lu}$  を設定して、ロックアップクラッチ 33 をロックアップするロックアップ制御を実行する。スリップ領域であると判断した場合には、エンジントルク  $T_e$  に対して、目標スリップ量  $N_{st}$  を実現させるためのロックアップ係合油圧  $P_{lu}$  を設定して、ロックアップクラッチ 33 をスリップ係合させるスリップ制御を実行する。例えば、目標スリップ量  $N_{st}$  となるようにロックアップ係合油圧  $P_{lu}$  をフィードバック制御する。ロックアップ領域線図において、スリップ領域は、例えばロックアップ領域と比較して低車速領域にて設定されており、ロックアップ制御の実行が難しい領域でスリップ状態として燃費向上やドライバビリティ向上を図るための領域である。また、スリップ領域は、ドライバビリティやこもり音等を考慮して設定されている領域でもある。そのため、目標スリップ量  $N_{st}$  は、例えばロックアップに伴うこもり音等に対して不利となる、エンジントルク  $T_e$  が大きい領域程、また、エンジン回転速度  $N_e$  が低い領域程、大きな値となるように定められる。

30

40

【0050】

ここで、燃費向上を図るという観点では、ロックアップクラッチ 33 を係合することが有効である。一方で、こもり音の伝達経路の一つに、エンジン 12 の爆発振動がドライブシャフト 30 を通して車体（ボデー）に伝達される経路がある。ロックアップクラッチ 33 を係合した走行時（ロックアップ走行時ともいう）には、エンジン 12 の爆発振動が減

50

衰され難く（すなわちドライブシャフト30のトルク変動が大きくなり易く）、こもり音が増大し易い。そのため、エンジン12の高回転領域に比べてエンジン12の爆発振動が大きいエンジン12の低回転領域は、ロックアップ解放領域乃至はスリップ領域として定められる。ロックアップ走行時のこもり音の発生を抑制することができれば（つまりドライブシャフト30のトルク変動を低減できれば）、ロックアップ領域を拡大することができる。

#### 【0051】

自動変速機22では、ギヤ段毎に動力伝達に関与する部位、すなわちトルクフロー上にある部位である有負荷部90（例えば図6の斜線部）と、動力伝達に関与しない部位、すなわち動力伝達せずに連れ廻されるだけの部位である無負荷部92（例えば図6の網掛け部）とが存在する。図6は、第8速ギヤ段「8th」が形成されたときの、有負荷部90と無負荷部92とを説明する自動変速機22の断面図である。図6において、第8速ギヤ段「8th」では、第2クラッチC2および第1ブレーキB1が係合され、且つ、第1クラッチC1、第3クラッチC3、第4クラッチC4、および第2ブレーキB2が解放されているので、斜線が施された有負荷部90と、網掛けが施された無負荷部92とが存在する。有負荷部90は有負荷回転要素に相当し、変速機入力軸32に一体的に連結された第2回転要素 $r_{m2}$ 、第2クラッチC2を介して変速機入力軸32に連結された第5回転要素 $r_{m5}$ 、および変速機出力歯車24に一体的に連結された第6回転要素 $r_{m6}$ である。無負荷部92は無負荷回転要素に相当し、サンギヤS3を介して第3遊星歯車P3aと噛み合わされて連れ廻り回転させられる第7回転要素 $r_{m7}$ である。

#### 【0052】

有負荷部90と無負荷部92との連結部、例えば第8速ギヤ段「8th」形成時は第3遊星歯車P3aと第3サンギヤS3との噛合部には、歯車のガタ（バックラッシュ）が存在する。有負荷部90と無負荷部92の間ではトルク伝達されないため、本来的には無負荷部92はガタの範囲内で有負荷部90に対して相対移動（遊転）しながら連れ廻り回転させられる。しかしながら、エンジン12の低回転領域のようにエンジン12の爆発振動が大きい領域では、その回転振動に伴って第3サンギヤS3が第3遊星歯車P3aの正逆両方向の歯面に交互に衝突させられ、その無負荷部92の慣性が有負荷部90に加えられた状態で連れ廻り回転させられる。このように有負荷部90の慣性が大きくなると、エンジン12の回転振動が減衰され、その回転振動に起因するこもり音の発生が抑制される。一方、エンジン12の回転速度 $N_e$ が高くなると、爆発による回転振動が小さくなるため、第3サンギヤS3と第3遊星歯車P3aとの両歯面の交互の衝突が減少乃至は解消し、無負荷部92による慣性が無くなる（慣性抜け）ため、エンジン12の回転振動が減衰され難くなり、その回転振動がドライブシャフト30に伝達されてこもり音の悪化につながる。図6の場合、無負荷部92である第7回転要素 $r_{m7}$ に第1クラッチC1の油圧アクチュエータ120が配設されており、その質量が大きいため、エンジン12の爆発振動が大きい低回転領域で有負荷部90の慣性が増大させられることによりエンジン12の回転振動が適切に減衰されるのに対し、エンジン回転速度 $N_e$ が上昇して無負荷部92の慣性抜けが生じると、有負荷部90の慣性が大きく低下するため回転振動が減衰され難くなり、こもり音の悪化が顕著となる。

#### 【0053】

図7は、ロックアップクラッチ33を係合させたロックアップ状態で、所定のギヤ段におけるエンジン回転速度 $N_e$ とドライブシャフト30のトルク変動との関係を調べたグラフである。図7において、ドライブシャフトトルク変動は、エンジン12の爆発振動が伝達されたときの、ドライブシャフト30におけるトルク変動の大きさを示している。図7の実線は、無負荷部92の慣性抜けによりドライブシャフトトルク変動が大きくなった場合で、このトルク変動の増大に伴ってこもり音が悪化する。図7では、エンジン回転速度 $N_e$ が $N_{eA} \sim N_{eB}$ の領域が、ドライブシャフトトルク変動の増大領域すなわちこもり音の発生領域に相当する。

#### 【0054】

これに対し、本実施例の電子制御装置70は、機能的に潤滑制御部78を備えており、図8に示すフローチャートのステップS1～S3に従って信号処理を行なうことにより、連れ廻り回転させられる無負荷部92と、その無負荷部92に対して相対回転させられる部材、すなわち無負荷部92よりも低回転の部材(図6では第3回転要素 $r_{m3}$ )、との間の解放状態の摩擦係合要素CB(図6では第1クラッチC1)に対する潤滑油量を増大させることにより、その無負荷部92の引き摺りトルクを増大させて慣性抜けを抑制する。電子制御装置70は車両10の制御装置に相当する。

【0055】

図8のステップS1では、こもり音が課題となる領域か否か、すなわち予め定められたこもり音発生領域か否かを判断する。こもり音発生領域は、例えば図9に斜線で示すようにエンジン回転速度 $N_e$ およびエンジントルク $T_e$ をパラメータとして、実験等により定められている。エンジントルク $T_e$ は、例えばスロットル弁開度 $\theta_h$ およびエンジン回転速度 $N_e$ などから算出できる。こもり音発生領域でなければそのまま終了し、こもり音発生領域の場合はステップS2を実行する。こもり音発生領域は、有負荷部90および無負荷部92が相違する自動変速機22のギヤ段毎に、図7に示すトルク変動特性等に基づいて定められる。

【0056】

ステップS2では、ライン圧 $P_L$ を上昇させることにより潤滑油量を増大させる。すなわち、図5の油圧制御回路50から明らかなように、ライン圧油路110のライン圧 $P_L$ が上昇させられると、摩擦係合要素CBの係合制御やロックアップクラッチ33の係合制御に必要な作動油量を除く余剰の作動油が増大し、その余剰の作動油が潤滑油として潤滑油路136から摩擦係合装置CBの摩擦係合部へ供給される。これにより、連れ廻り回転させられる無負荷部92(図6では第7回転要素 $r_{m7}$ )と、その無負荷部92よりも低回転で相対回転させられる部材(図6では第3回転要素 $r_{m3}$ )、との間の解放状態の摩擦係合要素CB(図6では第1クラッチC1)に対する潤滑油量も増大させられ、その無負荷部92の引き摺りトルクが増大させられる。この引き摺りトルクで、無負荷部92の第3サンギヤS3と有負荷部90の第3遊星歯車P3aとの噛合い部分のガタ(バックラッシ)が回転負荷方向に押し付けられた状態で、無負荷部92が連れ廻り回転させられるようになり、無負荷部92の慣性が有負荷部90に加えられて無負荷部92の慣性抜けが抑制される。このように有負荷部90の慣性に無負荷部92の慣性が上乘せされることにより、エンジン12の回転振動が適切に減衰されてこもり音の発生が抑制される。図7の破線は、こもり音発生領域( $N_e A \sim N_e B$ の領域)で潤滑油量が増大させられることにより、こもり音の原因となるドライブシャフトトルク変動が低減された場合のグラフである。

【0057】

上記ステップS2のライン圧上昇は、例えば図9に示すように予め定められた略一定の増大ライン圧値 $P_L^*$ まで上昇させても良いし、ライン圧 $P_L$ を一定の増大幅だけ上昇させても良い。また、エンジン回転速度 $N_e$ やエンジントルク $T_e$ 等をパラメータとして、増大ライン圧値 $P_L^*$ や増大幅が可変設定されても良い。また、本実施例では、潤滑油の油温 $T_{Hoi1}$ の相違に伴う粘性の違い、すなわち引き摺りトルクの違いを考慮して、例えば図10に示すように、油温 $T_{Hoi1}$ をパラメータとして、油温 $T_{Hoi1}$ が高い場合は低い場合に比較してライン圧 $P_L$ が高くなり、潤滑油量の増大幅が大きくなる。具体的には、図10に示すようにライン圧 $P_L$ が油温 $T_{Hoi1}$ に応じて連続的に増大させられるようになっている。なお、図9から明らかなように、ライン圧 $P_L$ は、基本的にはエンジントルク $T_e$ の増加に伴って増大させられ、エンジン回転速度 $N_e$ が所定値以上で高ライン圧とされるのに対し、本実施例では、高ライン圧になる前の比較的low回転速度 $N_e$ の中のこもり音発生領域(例えば図7の $N_e A \sim N_e B$ )でライン圧 $P_L$ を高くするのである。

【0058】

図8に戻って、次のステップS3ではロックアップクラッチ33の係合(ロックアップ)を許可する。すなわち、ロックアップクラッチ33をロックアップすると、エンジン1

10

20

30

40

50

2の回転振動がそのままトルクコンバータ20から自動変速機22へ伝達されるが、潤滑油量の増大による無負荷部92の慣性上乗せにより回転振動が減衰されてこもり音の発生が抑制されることから、ロックアップクラッチ33のロックアップを許可するのである。このロックアップ許可により、ロックアップクラッチ制御部76がロックアップクラッチ33をロックアップする。これにより、ロックアップクラッチ33のロックアップ領域が拡大して燃費が向上する。

【0059】

このように、本実施例の車両10の制御装置(電子制御装置70)においては、エンジン回転速度 $N_e$ に関して予め定められたこもり音発生領域(図9の斜線部)で、ライン圧 $P_L$ が上昇させられて潤滑油量が増大させられることにより、解放状態の摩擦係合要素CBの回転抵抗が大きくなる。これにより、連れ廻り回転させられる無負荷部92(図6では第7回転要素 $r_{m7}$ )の引き摺りトルクが増大させられ、有負荷部90の歯車(図6では第3遊星歯車 $P_{3a}$ (図2参照))との噛合い部分のガタ(バックラッシュ)が回転負荷方向に押し付けられた状態で連れ廻り回転させられるようになり、無負荷部92の慣性が有負荷部90に加えられて無負荷部92の慣性抜けが抑制される。このように有負荷部90の慣性に無負荷部92の慣性が上乗せされることにより、エンジン12の回転振動が適切に減衰されてこもり音の発生が抑制される。

【0060】

また、エンジン回転速度 $N_e$ およびエンジントルク $T_e$ をパラメータとしてこもり音発生領域が定められているため、こもり音発生領域を適切に設定することが可能で、必要最小限の範囲で潤滑油量を増大させるだけで良く、潤滑油量増大による燃費悪化が抑制される。

【0061】

また、潤滑油の油温 $T_{Hoil}$ が高い場合は低い場合よりもライン圧 $P_L$ を高くして潤滑油量の増大幅を大きくするため、油温 $T_{Hoil}$ の上昇による粘性の低下に拘らず潤滑油による引き摺りトルクを適切に確保することができる。また、粘性が高くなる低油温時に潤滑油量の増大によって引き摺りトルクが大きくなり、エンジン12の負荷が過大になってエンジンストール等が発生することを回避できる。すなわち、油温 $T_{Hoil}$ に応じて必要最小限の潤滑油量とすることができる。

【0062】

また、ライン圧 $P_L$ を高くして潤滑油量を増大した後にロックアップクラッチ33のロックアップが許可されるため、潤滑油量の増大によりこもり音の発生を抑制しつつ、ロックアップクラッチ33のロックアップにより燃費を向上させることができる。すなわち、ロックアップクラッチ33をロックアップすると、エンジン12の回転振動が自動変速機22等の動力伝達系へ直接伝達されて、こもり音が発生し易くなるが、潤滑油量の増大でこもり音の発生が抑制されるため、ロックアップクラッチ33のロックアップ領域を拡大して燃費を向上させることができる。

【0063】

また、動力伝達状態において連れ廻り回転させられる無負荷部92(図6では第7回転要素 $r_{m7}$ )を有するとともに、その無負荷部92に対して相対回転させられる部材(図6では第3回転要素 $r_{m3}$ )とその無負荷部92との間に解放状態の摩擦係合要素CB(図6では第1クラッチ $C_1$ )が設けられており、その解放状態の摩擦係合要素CBを含めて潤滑油量が増大させられるため、無負荷部92の引き摺りトルクを確実に増大させて有負荷として機能させるようにしてこもり音の発生を抑制することができる。

【0064】

また、上記無負荷部92(図6では第7回転要素 $r_{m7}$ )に解放状態の摩擦係合要素CB(図6ではクラッチ $C_1$ )の油圧アクチュエータ120が配設されており、無負荷部92の慣性(質量)が大きいため、例えばエンジン12の回転振動が大きくて有負荷部90の歯車(第3遊星歯車 $P_{3a}$ )と衝突を繰り返す回転速度領域では、その無負荷部92が有負荷部90の歯車との噛合い状態(回転負荷方向の押し付け状態)を維持しつつ連れ廻

10

20

30

40

50

り回転させられ、有負荷として機能することにより、エンジン 1 2 の回転振動を適切に減衰させてこもり音の発生を抑制することができる。一方、エンジン回転速度  $N_e$  が上昇して回転振動が小さくなると、有負荷部 9 0 の歯車（第 3 遊星歯車 P 3 a）との衝突が減少乃至は解消して無負荷部 9 2 の慣性抜けが発生し、エンジン 1 2 の回転振動が減衰され難くなり、その回転振動に起因してこもり音が発生する可能性があるが、そのこもり音発生領域で潤滑油量が増大させられることにより、引き摺りトルクの増大で無負荷部 9 2 の慣性抜けが抑制されてこもり音の発生が適切に抑制される。

【 0 0 6 5 】

また、エンジン 1 2 が駆動源として用いられており、そのエンジン 1 2 の爆発による回転振動でこもり音が発生し易いが、そのこもり音発生領域で潤滑油量が増大させられることにより、引き摺りトルクの増大で無負荷部 9 2 の慣性が有負荷部 9 0 に加えられて回転振動が適切に減衰され、こもり音の発生が抑制される。

10

【 0 0 6 6 】

また、エンジン回転速度  $N_e$  が高くなるに従ってエンジン 1 2 の爆発振動が小さくなることでこもり音が生じ易くなるエンジン回転速度領域、言い換えれば無負荷部 9 0 の慣性抜けが発生するエンジン回転速度領域が、こもり音発生領域として定められており、そのエンジン回転速度領域で潤滑油量が増大させられるため、こもり音の発生を抑制する上で必要最小限のエンジン回転速度領域で潤滑油量が増大させられ、潤滑油量増大による燃費悪化が抑制される。

【 0 0 6 7 】

20

また、複数の油圧式の摩擦係合要素 C B が選択的に係合させられることによって変速比が異なる複数のギヤ段を形成する自動変速機 2 2 を備えており、その摩擦係合要素 C B を係合させる作動油の残りを潤滑油として供給するようになっており、油圧制御回路 5 0 の油圧すなわちライン圧 P L を増大させることによって潤滑油量を増大させることが可能で、その潤滑油量の増大でこもり音の発生を適切に抑制できる。

【 0 0 6 8 】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、これはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

【 符号の説明 】

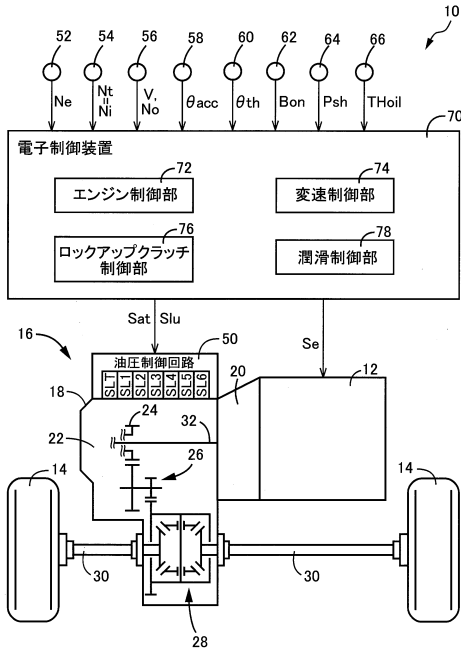
30

【 0 0 6 9 】

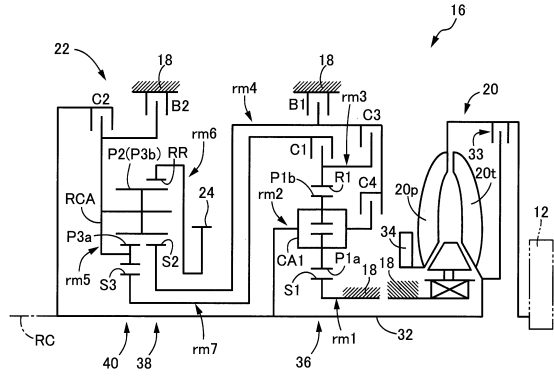
1 0 : 車両      1 2 : エンジン ( 駆動源 )      1 6 : 動力伝達装置      2 0 : トルクコンバータ ( 流体式伝動部 )      2 2 : 自動変速機 ( 有段変速機 )      3 3 : ロックアップクラッチ      5 0 : 油圧制御回路 ( 潤滑装置 )      7 0 : 電子制御装置 ( 制御装置 )  
7 8 : 潤滑制御部      9 0 : 有負荷部 ( 有負荷回転要素 )      9 2 : 無負荷部 ( 無負荷回転要素 )      1 2 0、1 2 2、1 2 4、1 2 6、1 2 8、1 3 0 : 油圧アクチュエータ  
1 3 8 : 潤滑部位 ( 摩擦係合部 )      C 1 ~ C 4 : クラッチ ( 油圧式摩擦係合装置、摩擦係合要素 )      B 1、B 2 : ブレーキ ( 油圧式摩擦係合装置、摩擦係合要素 )      r m 2 ~ r m 7 : 回転要素      S 1、S 2、S 3 : サンギヤ ( 歯車 )      P 1 a、P 1 b、P 2、P 3 a : 遊星歯車 ( 歯車 )      R 1、R R : リングギヤ ( 歯車 )      P L : ライン圧 ( 油圧 )      T H o i l : 油温

40

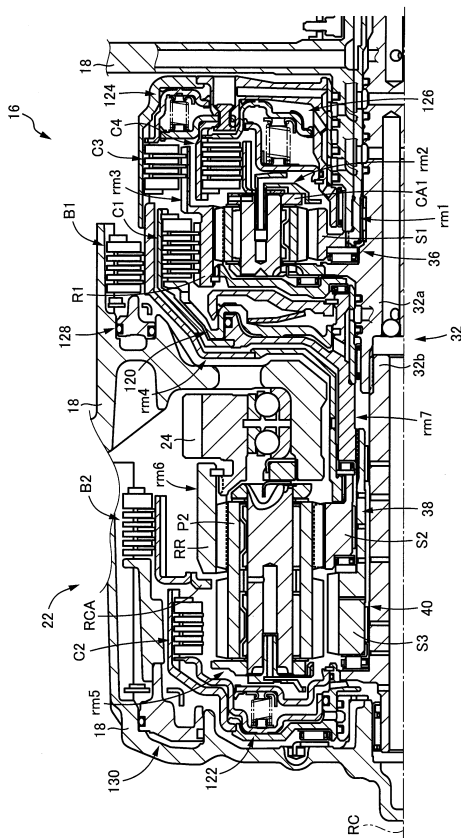
【図1】



【図2】



【図3】



【図4】

	C1	C2	C3	C4	B1	B2
1st	○				○	○
2nd	○				○	
3rd	○		○			
4th	○			○		
5th	○	○				
6th		○		○		
7th		○	○			
8th		○			○	
Rev			○			○

○:係合 空欄:解放



## フロントページの続き

(51)Int.Cl.			F I		
B 6 0 W	10/02	(2006.01)	B 6 0 W	10/02	9 0 0
B 6 0 W	20/00	(2016.01)	B 6 0 W	20/00	Z H V
B 6 0 K	6/547	(2007.10)	B 6 0 K	6/547	

(72)発明者 後藤 慎太郎  
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 池邨 将史  
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 古 瀬 裕介

(56)参考文献 特開平07-071586(JP,A)  
特開平10-141480(JP,A)  
特開2000-46173(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 1 6 H	5 9 / 0 0 - 6 1 / 2 4
F 1 6 H	6 1 / 3 8 - 6 1 / 7 0
F 1 6 H	6 3 / 4 0 - 6 3 / 5 0