

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4867054号
(P4867054)

(45) 発行日 平成24年2月1日(2012.2.1)

(24) 登録日 平成23年11月25日(2011.11.25)

(51) Int. Cl. F 1
F 1 6 H 61/04 (2006.01) F 1 6 H 61/04
F 1 6 D 48/02 (2006.01) F 1 6 D 25/14 6 4 O P

請求項の数 6 (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2005-36872 (P2005-36872)
 (22) 出願日 平成17年2月14日(2005.2.14)
 (65) 公開番号 特開2005-226836 (P2005-226836A)
 (43) 公開日 平成17年8月25日(2005.8.25)
 審査請求日 平成19年12月4日(2007.12.4)
 (31) 優先権主張番号 102004007101.2
 (32) 優先日 平成16年2月13日(2004.2.13)
 (33) 優先権主張国 ドイツ(DE)

(73) 特許権者 510068035
 シェフラー テクノロジーズ ゲゼルシャ
 フト ミット ベシュレンクテル ハフツ
 ング ウント コンパニー コマンディ
 トゲゼルシャフト
 Schaeffler Technolo
 gies GmbH & Co. KG
 ドイツ連邦共和国 ヘルツォーゲンアウ
 ッハ インドゥストリーシュトラッセ 1
 -3
 Industriestrasse 1-
 3, D-91074 Herzogen
 aurach, Germany
 (74) 代理人 100099483
 弁理士 久野 琢也

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ギアチェンジを制御する方法およびギアチェンジを制御する装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両の平行シフト伝動装置におけるアップシフト時のギアチェンジを制御する方法であって、

前記平行シフト伝動装置は、前記車両の駆動機関(10)の被動軸(58)と伝動装置出力軸(16)との間に並列に設けられている第1の伝動装置分岐(60)および第2の伝動装置分岐(62)を有し、

前記第1の伝動装置分岐(60)の第1の入力軸(72)は該第1の入力軸(72)に配属されている第1のクラッチ(K1)を用いて前記伝動装置出力軸(16)と連結可能であり、かつ、前記第2の伝動装置分岐(62)の第2の入力軸(74)は該第2の入力軸(74)に配属されている第2のクラッチ(K2)を用いて前記伝動装置出力軸(16)と連結可能であり、前記第1の入力軸(72)および前記第2の入力軸(74)は所定の変速比のうちの少なくとも一つで前記伝動装置出力軸(16)と相対回転不能に係合され、前記第1のクラッチ(K1)の開放且つ前記第2のクラッチ(K2)の閉鎖、または、前記第2のクラッチ(K2)の開放且つ前記第1のクラッチ(K1)の閉鎖によって、前記被動軸(58)と前記伝動装置出力軸(16)との間においてけん引力中断無しの変速比変更が可能である、ギアチェンジを制御する方法において、

駆動機関(10)に接続されている制御装置(30)によって、

前記第1のクラッチ(K1)および前記第2のクラッチ(K2)から伝達される瞬時のトルクの和から事前制御トルク(M_{Vorsteuer})を決定し、

10

20

入力量としての前記第1のクラッチ(K1)および前記第2のクラッチ(K2)の瞬時スリップ値($\underline{\text{act}}$)の絶対値が前記変速比変更の開始時の開始スリップ値($\underline{\text{anf}}$)の絶対値以下か否かを検査し、

前記検査の結果が肯定の場合には、前記瞬時スリップ値($\underline{\text{act}}$)と前記開始スリップ値($\underline{\text{anf}}$)の差からP調整器を用いて比例トルク(M_p)を決定し、前記検査の結果が否定の場合には、比例トルク(M_p)を0にセットし、

前記瞬時スリップ値($\underline{\text{act}}$)の時間的な導関数を使用するD調整器を用いて微分トルク(M_D)を決定し、

前記事前制御トルク($M_{\text{Vorsteuer}}$)および前記比例トルク(M_p)および前記微分トルク(M_D)から機関トルク(M_{Eng})を決定し、前記第1のクラッチ(K1)および前記第2のクラッチ(K2)の所定のスリップを保持することを特徴とする、ギアチェンジを制御する方法。

10

【請求項2】

前記変速比変更の開始前に古い変速比を伝達するクラッチにおいて、該変速比変更の間は保持される所定のスリップを調節する、請求項1記載のギアチェンジを制御する方法。

【請求項3】

古い変速比を伝達するクラッチのトルクを前記変速比変更の間に約0に継続的に変化させ、新たな変速比を伝達するクラッチのトルクを約0から所定の値に継続的に変化させる、請求項1または2記載のギアチェンジを制御する方法。

【請求項4】

2つのクラッチから伝達されるトルクの和を前記変速比変更の間に開始値から終了値に継続的に変化させ、該開始値と該終了値との関係は古い変速比と新たな変速比との関係に等しい、請求項3記載のギアチェンジを制御する方法。

20

【請求項5】

前記駆動機関の負荷の事前制御を付加的に以下の付加量、すなわち、

- 前記古い変速比を伝達する入力軸の加速度からなる動的な成分、
- 変速比変更の開始時における前記駆動機関の回転数の加速度と前記古い変速比を伝達する入力軸の加速度との間の差からなるトルク、
- 変速比変更の開始時における前記古い変速比を伝達するクラッチにおけるクラッチトルクエラー、

30

の内の少なくとも1つを包含する付加量に応じて制御する、請求項1から4までのいずれか1項記載のギアチェンジを制御する方法。

【請求項6】

車両の平行シフト伝動装置におけるアップシフト時のギアチェンジを制御する装置であって、該平行シフト伝動装置は前記車両の駆動機関(10)の被動軸(58)と伝動装置出力軸(16)との間に並列に設けられている第1の伝動装置分岐(60)および第2の伝動装置分岐(62)を有し、

前記第1の伝動装置分岐(60)の第1の入力軸(72)は該第1の入力軸(72)に配属されている第1のクラッチ(K1)を用いて前記伝動装置出力軸(16)と連結可能であり、かつ、前記第2の伝動装置分岐(62)の第2の入力軸(74)は該第2の入力軸(74)に配属されている第2のクラッチ(K2)を用いて前記伝動装置出力軸(16)と連結可能であり、前記第1の入力軸(72)および前記第2の入力軸(74)は少なくとも1つの所定の変速比で前記伝動装置出力軸(16)と係合されており、前記第1のクラッチ(K1)の開放且つ前記第2のクラッチ(K2)の閉鎖、または、前記第2のクラッチ(K2)の開放且つ前記第1のクラッチ(K1)の閉鎖によって、前記被動軸(58)と前記伝動装置出力軸(16)との間においてけん引力中断無しの変速比変更が可能である、ギアチェンジを制御する装置において、

40

- 前記第1の伝動装置分岐(60)の前記第1のクラッチ(K1)の第1の操作装置(24₁)と、

- 前記第2の伝動装置分岐(62)の前記第2のクラッチ(K2)の第2の操作装置(2

50

4₂)と、

- 前記駆動機関(10)の負荷調整装置(53)の第3の操作装置(52)と、
- 前記第1のクラッチ(K1)および前記第2のクラッチ(K2)のスリップを検知するセンサ装置(32, 34, 46)と、

- 前記第1の操作装置(24₁)、前記第2の操作装置(24₂)、前記第3の操作装置(52)および前記センサ装置(32, 34, 46)と接続されている制御装置(30)とが設けられており、

前記制御装置(30)は、

前記駆動機関(10)の負荷を、前記第1のクラッチ(K1)および前記第2のクラッチ(K2)から伝達される瞬時のトルクの和から事前制御トルク($M_{Vorsteuer}$)を決定し、

入力量としての前記第1のクラッチ(K1)および前記第2のクラッチ(K2)の瞬時スリップ値($_{act}$)の絶対値が前記変速比変更の開始時の開始スリップ値($_{anf}$)の絶対値以下か否かを検査し、

前記検査の結果が肯定の場合には、前記瞬時スリップ値($_{act}$)と前記開始スリップ値($_{anf}$)の差からP調整器を用いて比例トルク(M_p)を決定し、前記検査の結果が否定の場合には、比例トルク(M_p)を0にセットし、

前記瞬時スリップ値($_{act}$)の時間的な導関数を使用するD調整器を用いて微分トルク(M_D)を決定し、

前記事前制御トルク($M_{Vorsteuer}$)および前記比例トルク(M_p)および前記微分トルク(M_D)から機関トルク(M_{Eng})を決定し、前記第1のクラッチ(K1)および前記第2のクラッチ(K2)の所定のスリップを保持することを特徴とする、ギアチェンジを制御する装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、ギアチェンジを制御する方法およびギアチェンジを制御する装置に関する。

【背景技術】

【0002】

近年パラレルシフト伝動装置を乗用自動車に使用することに対する関心が高まっている。つまりこのパラレルシフト伝動装置は殊に従来の自動的な遊星歯車式の伝動装置に比べ燃料消費量についての利点の実現されるからである。

【0003】

図5は慣例の車両のパートレーンを示す。駆動機関10はクラッチ装置12を介して伝動装置14と接続されており、この伝動装置14の出力軸16は図示した例においてはカルダン軸18およびディファレンシャル20を介して車両の後輪22と接続されている。

【0004】

クラッチ装置12を操作するためにクラッチアクチュエータ24が設けられている。伝動装置14を操作するために、アクチュエータ26および28が設けられている。アクチュエータ24, 26, 28は、マイクロプロセッサおよび所属のメモリを備えた電子制御装置30によって制御される。電子制御装置30の入力側はアクチュエータ内に含まれている位置発生器並びに、例えば伝動装置軸の回転数およびカルダン軸18ないし出力軸16の回転数を検出するための回転数センサ32および34と接続されている。さらには制御装置の入力側は、この制御装置30の種々のプログラムを起動するためにセレクトレバー38の位置センサ36と接続されている。

【0005】

駆動機関10を制御するために機関制御装置40が使用され、この機関制御装置40の入力側はアクセルペダル44の位置を検知するための位置発生器42、内燃機関のクランクシャフトの回転数を検知するための回転数センサ46、機関温度を検知するための温度

10

20

30

40

50

センサ 48、機関の別の動作パラメータを検知するためのセンサ 50 および駆動機関 10 の負荷調整装置 53 のためのアクチュエータ 52 の位置を検知するための位置発生器と接続されている。さらには、前輪 56 および後輪 22 の回転数を検知するためのセンサ 54 が設けられており、これらのセンサ 54 は機関制御装置 40 と接続されている。機関制御装置 40 はデータ通信が行われるデータ線路、例えば C A M バス 58 を介して伝動装置制御装置 30 と接続されている。

【 0 0 0 6 】

図 6 はクラッチ装置 12 および伝動装置 14 の構造を略示する。駆動機関 10 の被動軸 58 は 2 つの並列な伝動装置分岐 60 および 62 と接続されており、これらの伝動装置分岐 60 および 62 はそれぞれ伝動装置ユニット 64 ないし 66 を介して出力軸 16 と相対回動不能に接続されている。伝動装置ユニット 64 および 66 は従来のトランスミッションでよく、そのギアはそれぞれ公知のように操作装置 68 ないし 70 を介して相対回動不能に接続されている。クラッチ K1 ないし K2 はアクチュエータ 24₁ ないし 24₂ を用いて操作される。

【 0 0 0 7 】

図 7 はツインクラッチ伝動装置ないしパラレルシフト伝動装置の構造を示し、この伝動装置は全部で 3 つの軸を有する。すなわち 2 つの入力軸 72 ないし 74 を種々の歯車列を介して共通の 1 つの出力軸 16 と相対回動不能に接続することができる。歯車列は相互に常に係合している。入力軸 72 ないし 74 の歯車をそれ自体公知のやり方で、軸方向において軸上を摺動可能な連結装置 76 を用いて軸と同期させることができ、相対回動不能に係合することができる。連結装置 76 を移動させて、これによりギアをシフトするために、選択装置 80 およびシフト装置 82 を有する操作素子 78 が設けられており、選択装置 80 は例えばアクチュエータ 26 (図 5) によって操作可能であり、シフト装置 82 はアクチュエータ 28 によってそれ自体公知のようにして個々のギアをシフトするために操作可能である。クラッチ K1 および K2 は入力側において駆動機関の被動軸 58 と相対回動不能に係合されている。クラッチ K1 および K2 はクラッチアクチュエータ 24₁ および 24₂ (図 6) によって操作可能である。

【 0 0 0 8 】

例えばクラッチ K1 が閉鎖されており、被動軸 58 と出力軸 16 との間に伝動装置分岐 60 によって規定されている、相応に図示した例においては 1 速、3 速または 5 速にある変速比が存在するときに、クラッチ K2 が開放されると伝動装置分岐 62 のギアのうちの 1 つにシフトすることができ、その結果クラッチ K1 の単なる開放とこの開放と同時のクラッチ K2 の閉鎖によって、伝動装置分岐 60 のギアから伝動装置分岐 62 のギアへのけん引力 (すなわち車両加速時のように内燃機関または電気機械等の動力装置が車輪を駆動してけん引する力) 無しの変速比変更を行うことができる。

【 0 0 0 9 】

このギアチェンジないし変速比変更は車両のドライバにとって可能な限り快適に行われるべきである。この場合セレクトレバー 38 の位置に応じて制御装置 30 において種々のプログラムを起動することができ、そのプログラムに応じてギアチェンジを可能な限り迅速でスポーティに、可能な限り滑らか且つ快適にまたはそれ以外でも最適であるように行うことができる。

【 0 0 1 0 】

したがってクラッチ K1 および K2 の操作および駆動機関 10 の負荷調整装置の操作が、例えば制御装置 30 に格納されている相応のプログラムによって行われ、この制御装置 30 から B U S 58 および機関制御装置 40 を介して負荷調整装置 53 のアクチュエータ 52 も操作することができる。

【 0 0 1 1 】

D E 101 60 308 A1 から、ギアチェンジないし変速比変更の際に、差し当たり閉鎖されているクラッチから伝達されるトルクが先ず若干低減し、機関トルクは低減したクラッチトルクを超えて短時間上昇し、その結果クラッチがスリップすることが公

10

20

30

40

50

知である。例えば10～20U/minのスリップ回転数は、ギアチェンジの間にクラッチアクチュエータを調整することによって保持される。新たな変速比を伝達するクラッチはそのクラッチのアクチュエータの駆動制御によって閉鎖され、これによって最初に伝達するクラッチのスリップ回転数は一定に保たれるので、このクラッチの開放が調整されて行われる。「保持」クラッチが完全に解放されると即座に、「新たな」クラッチは全機関トルクを伝達し、差し当たりさらには閉鎖されない。機関したがって新たなクラッチの機関側の半分もスリップ回転数を含めた伝動装置入力軸の回転数でもって回転するが、新たなクラッチの伝動装置側の半分は伝動装置入力軸の回転数でもって回転するので、新たなクラッチのクラッチトルク以下に機関トルクは引き続き低減することによって、機関回転数は新たに作用する伝動装置入力軸の回転数に低減する。機関の減速は付加的なトルクをもたらし、この付加的なトルクは機関のフライホイールに蓄積されているエネルギーに由来し、伝動装置入力軸を介して伝動装置出力軸に作用する。機関トルクの低減は機関の減速に基づくトルク寄与に相応するので、機関の減速によって付加的なトルクは伝動装置出力軸にもたらされない。新たなクラッチはここで完全に閉鎖され、機関トルクは本来の値に戻る。

10

【0012】

DE 103 08 700 A1からは、パラレルシフト伝動装置ないしツインクラッチ伝動装置のけん引無しの変速比変更において、差し当たりトルクを伝達しているクラッチをスリップ限界まで近づけ、トルクを短時間上昇させ、その結果トルクを伝達するしる(Reserve)を備えたクラッチはスリップし、「古い」クラッチから「新たな」クラッチへと移行する際には新たなクラッチは離れている。

20

【特許文献1】DE 101 60 308 A1

【特許文献2】DE 103 08 700 A1

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0013】

本発明の課題は、パラレルシフト伝動装置のギアチェンジ、殊にアップシフトをあらゆる条件下で可能な限り快適に行うことができる方法およびこの方法を実施するための装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

30

【0014】

この課題は方法に関しては、変速比変更の間に、クラッチから伝達されるトルクを所定のやり方で制御して変更し、駆動機関の負荷をクラッチの所定のスリップが保持されるよう調整することによって解決される。装置に関しては、第1の伝動装置分岐のクラッチの操作装置と、第2の伝動装置分岐のクラッチの操作装置と、駆動機関の負荷調整装置の操作装置と、第1のクラッチおよび第2のクラッチのスリップを検知するセンサ装置と、操作装置およびセンサ装置と接続されており、請求項1から8までのいずれか1項記載の方法が実施されるよう操作装置の動作を制御する制御装置とが設けられていることによって解決される。

【発明を実施するための最良の形態】

40

【0015】

本発明による方法では、変速比変更の間にクラッチから伝達されるトルクが制御される、すなわち所定のプログラムに応じて変更されるが、機関トルクは変速比変更の間に予め定められた所定のクラッチスリップが保持されたままであるよう調整されて変更される。このことは伝動装置の出力軸に作用するトルクの品質にとって決定的なクラッチトルクを独立して、したがって伝動装置の所望の出力トルクに関して最適に制御することができるという利点を有する。この調整の目的は、変速比変更の直前に調節されたスリップを保持することにある。スリップの上昇はドライバにとって機関回転数の空回り(Wegdrehen)として不快に感じられるおそれがある。スリップの符号変更は同様に不快である。何故ならば、このことは伝動装置の出力側におけるトルクジャンプによって認識されるからであ

50

る。

【0016】

したがって、変速比変更の開始前に古い変速比を伝達するクラッチにおいて、変速比変更の間に保持される所定のスリップが調節される本発明による方法の実施形態は有利である。

【0017】

古い変速比を伝達するクラッチのトルクが変速比変更の間に継続的に約0へと変化され、新たな変速比を伝達するクラッチのトルクが継続的に約0から所定の値に変化されるよう本発明による方法を実施することは有利である。

【0018】

有利には、2つのクラッチから伝達されるトルクの和が変速比変更の間に継続的に開始値から終了値へと変化し、開始値と終了値の関係は古い変速比と新たな変速比の関係にある。

【0019】

クラッチスリップを保持するために、駆動機関の負荷が有利にはクラッチから伝達される瞬時のトルクの和に応じて事前制御される。

【0020】

有利には、駆動機関の負荷の事前制御は付加的に、以下の量の内の少なくとも1つを包含する付加量に応じて制御される：

- 古い変速比を伝達する入力軸の加速度の動的な成分
- 変速比変更の開始時における、駆動機関の回転数の加速度と古い変速比を伝達する入力軸の回転数との差から得られるトルク
- 変速比変更の開始時において古い変速比を伝達するクラッチにおけるクラッチトルクエラー

【0021】

クラッチのスリップを一定に保つために、駆動機関の負荷は有利には入力量として目下のスリップの導関数が供給されるD調整器を用いて調整される。

【0022】

有利には駆動機関の負荷がクラッチのスリップを一定に保つために、択一的または付加的に、入力量として瞬時のスリップと変速比変更の開始時のスリップとの差が供給されるP調整器を用いて調整される。

【0023】

本発明を以下では概略的な図面を例として更に詳細に説明する。

【実施例】

【0024】

本発明の以下の説明では例えば図5による車両ドライブトレインが参照され、この車両ドライブトレインにおいてはクラッチアクチュエータ24が、制御装置30に記憶されているプログラムに応じてこの制御装置30によって駆動制御される相互に独立した2つのアクチュエータを包含し、これらのアクチュエータを用いることにより2つのクラッチK1およびK2（図5および図6を参照されたい）が相互に独立して、各クラッチにおいて所定のクラッチトルクが伝達されるように操作される。クラッチのスリップをクラッチの入力回転数（回転数センサ46によって検知される）および入力軸72および74（図6、センサ32によって検知される）の回転数を介して、または出力軸16の回転数（センサ34によって検知される）およびその都度有効なギア（制御装置30によって既知である）から求めることができる。

【0025】

ギアチェンジないし変速比変更の間に古いギアのクラッチ（古いクラッチ）が開放され、目標ギアのクラッチ（新たなクラッチ）が特定のトルクで閉鎖される。この際、車両に作用する本来の変速比変更ないしギアチェンジが行われる。古いクラッチを開放し且つ新たなクラッチを閉鎖することによって、出力軸16に作用するトルクがギアチェンジに

10

20

30

40

50

じて変化する。ジャーク無しの移行の前提は、全体の経過において2つのクラッチがスリップすることである。クラッチトルクが制御され、これに対し機関トルクは調整される。この調整は、駆動機関10が負荷調整装置53の位置の変更により、制御されて操作されるクラッチのスリップを生じさせるトルクを被動軸58(図5)において出力するよう行われる。負荷調整装置53の位置ないし被動軸58のトルクの調整は、本来の調整に重畳される事前制御下で行われる。

【0026】

以下では図1に基づき事前制御を説明する。ここでX軸には時間がプロットされており、Y軸には図1の上部に種々のトルク、下部に種々の回転数がプロットされている。t_{phase}でもって例えばセレクトレバーを用いて起動されるプログラムによって決定される所定の期間が表されており、この期間中に変速比変更が行われる。

10

【0027】

図1の破線Iは駆動機関の被動軸における事前制御されたトルクを表す。一点鎖線の曲線IIは古いクラッチから伝達されるトルクを表す。二点鎖線の曲線IIIは新たなクラッチから伝達されるトルクを表す。

【0028】

この図1から見て取れるように、変速比変更の開始前に古いクラッチのトルクが若干低減し、その結果古いクラッチはスリップする。プログラムにおいて予め設定可能な古いクラッチのこの初期スリップは、機関トルクの変更によって変速比変更中は一定の値に保持される。このスリップは古いクラッチにも新たなクラッチにも該当する。古いクラッチから伝達されるトルクは変速比変更の開始からこの変速比変更の終了まで、変速比変更の所定の期間t_{phase}に応じて線形に非常に小さい値に低減する。線IIIによる新たなクラッチから伝達されるトルクは有利には、変速比変更の終了時の終了値まで制御されて線形に上昇する。この際有利には、変速比変更の終了時に新たなクラッチから伝達されるトルクと変速比変更の開始時に古いクラッチから伝達されるトルクとの関係は、開始変速比と終了変速比の関係に等しい。すなわち、例えばアップシフト時には駆動機関の回転数が等しい場合には比較的短いギアにおいては比較的長いギアの場合よりも高速に回転するように終了トルクは開始トルクよりはるかに上昇する。その都度瞬時的に伝達されるクラッチトルクの和に等しい事前制御トルクを表す実線IV、すなわちM_{CI, Alt} + M_{CI, Neu}が生じる。

20

30

【0029】

線IVによる事前制御トルクには、古い伝動装置入力軸の加速度からなる動的な成分に相応するトルクM_{Dyn, Alt, Begin}が重畳される。すなわち、

【0030】

【数1】

$$M_{\text{Dyn, Alt}} = J_{\text{Eng}} \cdot \dot{\omega}_{\text{Alt}}$$

この動的な成分は変速比変更の間に幾分低減する。

【0031】

付加的に、交差の開始時に古いクラッチにおけるクラッチトルクエラーである項M_{Err}が加算され、この項M_{Err}は摩擦値エラーならびに測定点エラーを包含し、変速比変更の終了時には必然的に0に降下する。

40

【0032】

【数2】

$$M_{\text{Err}} \text{ には次式が適用される : } M_{\text{Err}} = M_{\text{Eng}} - M_{\text{Cl, Alt}} - M_{\text{Cl, Neu}} - M_{\text{Dyn, Alt, Begin}} - M_{\text{Acc}}$$

【0033】

M_{Dyn, Alt, Begin}は変速比変更の開始時に決定される。M_{Err}は古いクラッチに対してのみ適用され、新たなクラッチには伝達されないトルクである。したがっ

50

て M_{Err} はギアチェンジの間 0 に低減する。

【 0 0 3 4 】

M_{Acc} は変速比変更の開始時に測定される、機関回転数の加速度と古い伝動装置入力軸の加速度との差から生じるトルクであり、次式が適用される：

【 0 0 3 5 】

【 数 3 】

$$M_{Acc} = J_{Eng} \cdot \dot{\omega}_{Acc}$$

【 0 0 3 6 】

したがって総じて事前制御機関トルクは次式により得られる：

10

【 0 0 3 7 】

【 数 4 】

$$M_{Eng, Vorsteuer} = M'_{Cl, Alt} + M_{Cl, Neu} + M_{Err} \cdot \frac{t_{Phase} - t}{t_{Phase}} + M_{Dyn, Alt}$$

【 0 0 3 8 】

この式において前述の M_{Err} に関する式を代入すると、時点 $t = 0$ における事前制御トルクが得られる：

【 0 0 3 9 】

【 数 5 】

20

$$M_{Eng, Vorsteuer} = M_{Eng} - M_{Acc}, \text{ 図 1 に示されている}$$

【 0 0 4 0 】

事前制御機関トルク $M_{Eng, Vorsteuer}$ にはさらに、変速比変更の間に線形に低減するトルク M_{Acc} が付加される。

【 0 0 4 1 】

期間 t_{Phase} は予め調節可能であり、変速比変更の間は一定に保たれる。

【 0 0 4 2 】

【 数 6 】

回転数に属する曲線においては破線 $V I$ が機関回転数 ω_{Eng} の経過を示し、一点鎖線 $V I I$ は「古い」入力軸の回転数 ω_{Alt} を示し、二点鎖線 $V I I I$ は「新たな」入力軸の回転数 ω_{Neu} を示す。

30

【 0 0 4 3 】

【 数 7 】

$\dot{\omega}_{Acc}$ は加速度 $\dot{\omega}_{Alt}$ を超える機関回転数の加速度の部分を表す。すなわち：

$$\dot{\omega}_{Acc} = \dot{\omega}_{Eng} - \dot{\omega}_{Alt}$$

40

【 0 0 4 4 】

【 数 8 】

シフトストラテジの目標は、古い伝動装置入力軸の加速度に等しい、すなわち $\dot{\omega}_{Acc} = 0$ である、機関回転数の加速度 $\dot{\omega}_{Eng}$ を達成することにある。

【 0 0 4 5 】

【数 9】

図 1 に基づき説明した、駆動機関から出力されるトルクの事前制御にはクラッチのスリップを維持するために D 調整を含む調整が重畳され、この D 調整は入力量として目下のスリップ $\Delta\omega_{Act}$ の時間的な導関数を使用する。これに並行して P 調整がオンされ、この P 調整の入力量として目下のスリップ $\Delta\omega_{Act}$ と期間開始時ないし変速比変更の開始時のスリップ $\Delta\omega_{Anf}$ との間の差が供給される。P 調整のタスクはスリップが完全に無くなることを回避することにある。P 調整は、スリップの絶対値が変速変更の開始時に決定されたスリップの絶対値よりも小さいときに初めてオンされる。

10

【0046】

図 2 によるフローチャートに基づき以下では調整ルーチンを説明する。

【0047】

前述の変速比変更を表す調整ルーチンは制御装置 30 によってトリガされる。変速比変更が開始されると ($t = 0$; ステップ 90)、開始スリップ $\Delta\omega_{Anf}$ は目下ないし瞬時のスリップ $\Delta\omega_{Act}$ に等しくセットされる。プログラムはステップ 92 に進み、このステップ 92 においては $\Delta\omega_{Act}$ の絶対値が $\Delta\omega_{Anf}$ の絶対値以下か否かが検査される。肯定の場合にはステップ 93 において、比例調整器により以下の量の比例トルク M_p が決定される：

20

【0048】

【数 10】

$$M_p = \frac{\Delta\omega_{Act} - \Delta\omega_{Anf}}{\text{sgn}(\Delta\omega_{Anf}) \cdot \Delta\omega_{Anf}} \cdot K_{SEngTrqEngPThres}$$

ここで K は記憶されている比例定数である。

【0049】

【数 11】

続いてプログラムはステップ 94 に進み、このステップ 94 においては微分調整によって機関トルク $M_D = \Delta\omega_{Act} \cdot J_{Eng}$ が計算され、その結果ステップ 95 において機関トルク $M_{Eng} = M_{Vorsteuer} - M_D - M_p$ が調節される。

30

【0050】

ステップ 92 の条件が満たされない場合には、比例機関トルクがステップ 96 において 0 にセットされ、プログラムは直接ステップ 94 に進む。

【0051】

他の方式の調整も可能であり、また D 調整および P 調整の両方を必ずしも行う必要はないことを言及しておく。

40

【0052】

以下ではクラッチトルクの制御を説明する。

【0053】

図 1 に示されているように、古いクラッチ (曲線 I I) のクラッチトルクはこのクラッチが完全に開放されるまで線形に減少する。交差時間ないし変速比変更の期間は予め決定されており、例えばその都度選択された走行プログラムに依存する。

【0054】

新たなクラッチのクラッチトルクは変速比変更の前は 0 に保持され、これによってクラッチが変速比変更の際に可能な限り迅速にトルク要求に反応でき、伝動装置における起こ

50

りうるあそびは克服されることが保証される。

【 0 0 5 5 】

変速比変更の間に起こりうるドライバ所望トルク M_{FB} の変更を考慮できるようにするために、新たなクラッチのトルク $M_{CI, Neu}$ が各中断時に次式に従い新たに計算される (図 3 を参照されたい) :

【 0 0 5 6 】

【 数 1 2 】

$$M'_{Cl, Neu} = M'_{Cl, Neu} + \frac{M_{FW} - M'_{Cl, Neu}}{t_{Phase} - t} \cdot t_{step}$$

10

ここで t_{Phase} は交差時間ないし変速比変更持続時間であり、 t は目下の時間を表し、 t_{step} はステップ幅を表す。

【 0 0 5 7 】

図 3 において :

曲線 a) はドライバ所望トルク M_{FW} であり、曲線 b) は古いクラッチの目標トルク $M_{CI, Alt, Soll}$ であり、曲線 c) は古いクラッチの実際トルク $M_{CI, Alt, Ist}$ であり、曲線 d) は新たなクラッチの目標トルク $M_{CI, Neu, Soll}$ であり、曲線 e) は新たなクラッチの実際トルク $M_{CI, Neu, Ist}$ である。

【 0 0 5 8 】

クラッチが変速比変更の開始時により迅速に「応答」するために、前述のクラッチトルクに並行してさらに別のクラッチトルクが次式に従い計算される :

【 0 0 5 9 】

【 数 1 3 】

$$M''_{Cl, Neu} = \min \frac{M_{FW}}{3}, 820.0 \cdot K : _JENG$$

20

【 0 0 6 0 】

\min 関数のパラメータは実験的に決定され、そのそれぞれの車両に適合される。2 つのトルク $M_{CI, Neu}$ と $M_{CI, Neu}$ の内の大きい方が常に使用される。

【 0 0 6 1 】

図 4 に基づき、次式によるトルク $M_{CI, Neu}$ の計算を説明する。

【 0 0 6 2 】

【 数 1 4 】

$$M'_{Cl, Neu} = M'_{Cl, Neu} + \frac{M_{FW} - M'_{Cl, Neu}}{t_{Phase} - t} \cdot t_{step}$$

30

交差時間 t_{Phase} は 50ms であり、ステップ幅 t_{step} は 10ms であり、ドライバ所望トルク M_{FW} は開始時には 100Nm であり 30ms 後には 0 に降下する。交差時間の前には新たなクラッチのクラッチトルク $M_{CI, Neu}$ は 0 である。新たなクラッチトルク $M_{CI, Neu}$ に関しては以下の値が生じる。

40

【 0 0 6 3 】

【数 1 5】

時点 $t=0$:

$$M_{Cl,Neu} = 0Nm + \frac{100Nm - 0N}{50ms - 0ms} \cdot 10ms = 20Nm$$

時点 $t=10ms$:

$$M_{Cl,Neu} = 20Nm + \frac{100Nm - 20Nm}{50ms - 10ms} \cdot 10ms = 40Nm$$

時点 $t=20ms$:

$$M_{Cl,Neu} = 40Nm + \frac{100Nm - 40Nm}{50ms - 20ms} \cdot 10ms = 60Nm$$

時点 $t=30ms$ ($M_{FWM} = 0Nm$):

$$M_{Cl,Neu} = 60Nm + \frac{0Nm - 60Nm}{50ms - 30ms} \cdot 10ms = 30Nm$$

時点 $t=40ms$ ($M_{FWM} = 0Nm$):

$$M_{Cl,Neu} = 30Nm + \frac{0Nm - 30Nm}{50ms - 40ms} \cdot 10ms = 0Nm$$

10

20

【0064】

前述したように、この計算によって交差期間の終了時に新たなクラッチのトルクがドライバ所望トルクの値に相応することが保証される。

【0065】

機関トルクはもはや上昇できず、新たなクラッチが想定されるトルクよりも実質的に多くトルクを伝達する全負荷シフトにおいては、事前制御に重畳される機関トルクの調整が、過剰なスリップ減少を回避するためには十分ではないように思われる。この場合にはクラッチが反応しなければならない。そのような状況が識別されると、1ビットがセットされ、新たなクラッチの「急上昇」ないし回転数増加が停止される。

30

【図面の簡単な説明】

【0066】

【図1】駆動機関の事前制御に関連する量を説明するためのダイアグラム。

【図2】機関トルクの調整を説明するためのフローチャート。

【図3】ドライバ所望トルクの変更を伴う変速比変更を説明するためのダイアグラム。

【図4】図3に類似するダイアグラム。

【図5】本発明をインプリメント可能なそれ自体公知の車両ドライブトレイン。

【図6】公知の平行シフト伝動装置の原理図。

【図7】3軸平行シフト伝動装置の例示的な構造。

【符号の説明】

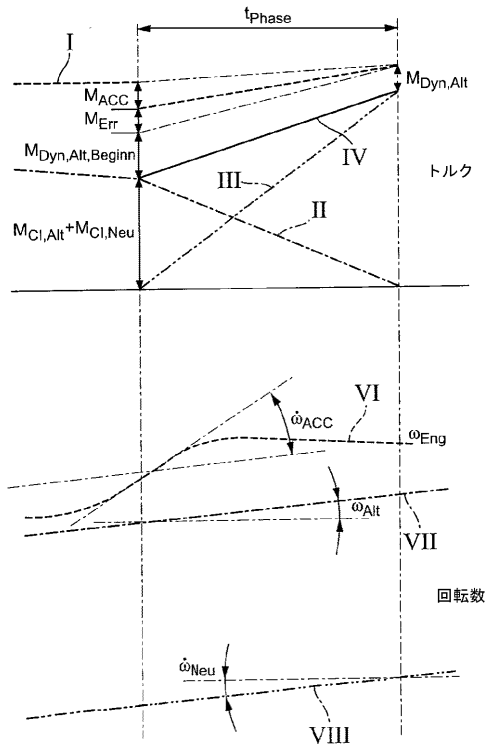
40

【0067】

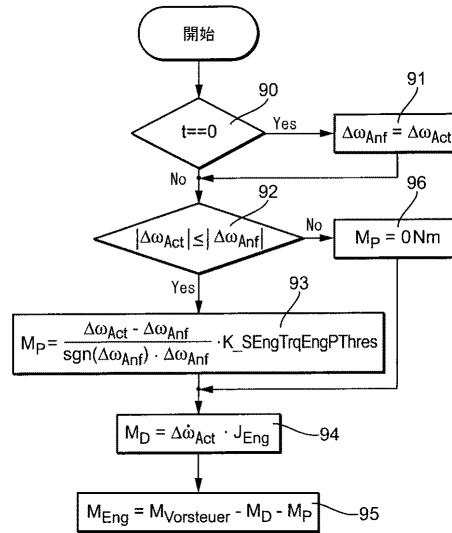
10 駆動機関、 12 クラッチ装置、 14 伝動装置、 16 出力軸、 18 カルダン軸、 20 ディファレンシャル、 22 後輪、 24 クラッチアクチュエータ、 26, 28, 52 アクチュエータ、 30 制御装置、 32, 34, 46 回転数センサ、 36, 42 位置発生器、 38 セレクトレバー、 40 機関制御装置、 44 アクセルペダル、 48 温度センサ、 50, 54 センサ、 53 負荷調整装置、 56 前輪、 58 被動軸、 60, 62 伝動装置分岐、 64, 66 伝動装置ユニット、 68, 70, 78 操作装置、 72, 74 入力軸、 76 連結装置、 80 選択装置、 82 シフト装置

50

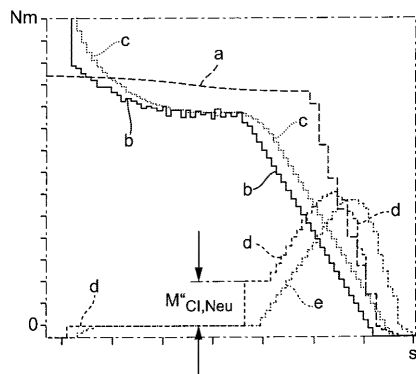
【図1】



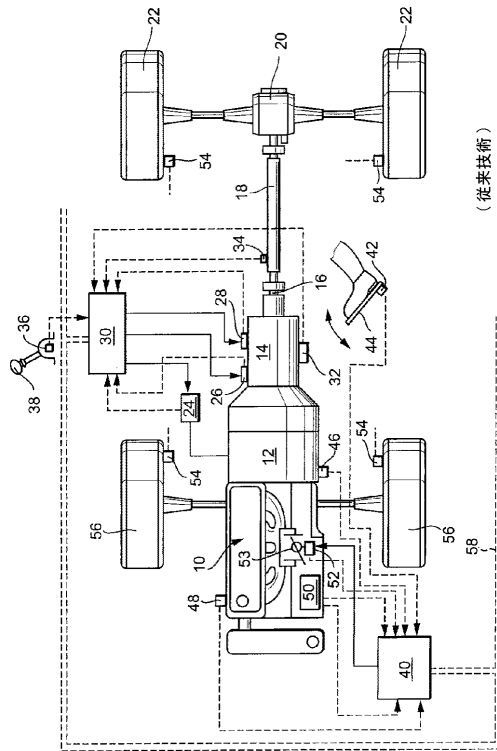
【図2】



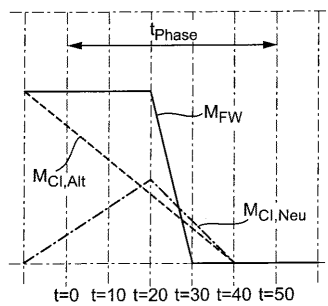
【図3】



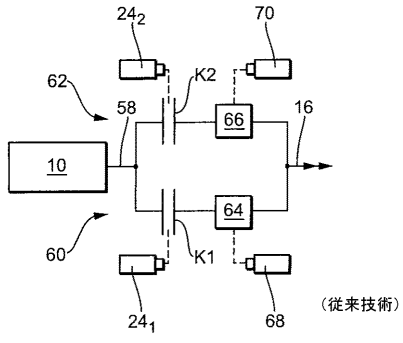
【図5】



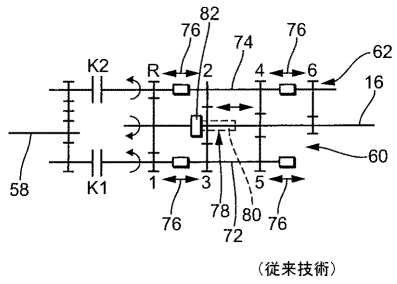
【図4】



【 図 6 】



【 図 7 】



フロントページの続き

- (74)代理人 100112793
弁理士 高橋 佳大
- (74)代理人 100128679
弁理士 星 公弘
- (74)代理人 100135633
弁理士 二宮 浩康
- (74)代理人 100114890
弁理士 アインゼル・フェリックス＝ラインハルト
- (72)発明者 マリアン プライスナー
ドイツ連邦共和国 ビュール ジルヒャーシュトラッセ 13

審査官 増岡 亘

- (56)参考文献 特表平6 - 506893 (JP, A)
特開2003 - 262240 (JP, A)
特開昭61 - 89127 (JP, A)
特開昭58 - 77138 (JP, A)
特開昭63 - 297849 (JP, A)
特表2003 - 522670 (JP, A)
特開2003 - 176869 (JP, A)
特開平10 - 089456 (JP, A)
特表平8 - 504259 (JP, A)
特表2005 - 518982 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
- | | |
|------|-------|
| F16H | 61/04 |
| F16D | 48/02 |