

(43) 国際公開日
2008年2月14日 (14.02.2008)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2008/018477 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 3/097 (2006.01) *F16H 3/091* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2007/065474
- (22) 国際出願日: 2007年8月1日 (01.08.2007)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願2006-215743 2006年8月8日 (08.08.2006) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): いすゞ自動車株式会社 (ISUZU MOTORS LIMITED) [JP/JP]; 〒1408722 東京都品川区南大井六丁目26番1号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 明石浩平 (AKASHI, Kouhei) [JP/JP]; 〒2528501 神奈川県藤沢

市土棚8番地いすゞ自動車株式会社藤沢工場内 Kanagawa (JP). 池田正 (IKEDA, Tadashi) [JP/JP]; 〒2528501 神奈川県藤沢市土棚8番地いすゞ自動車株式会社藤沢工場内 Kanagawa (JP).

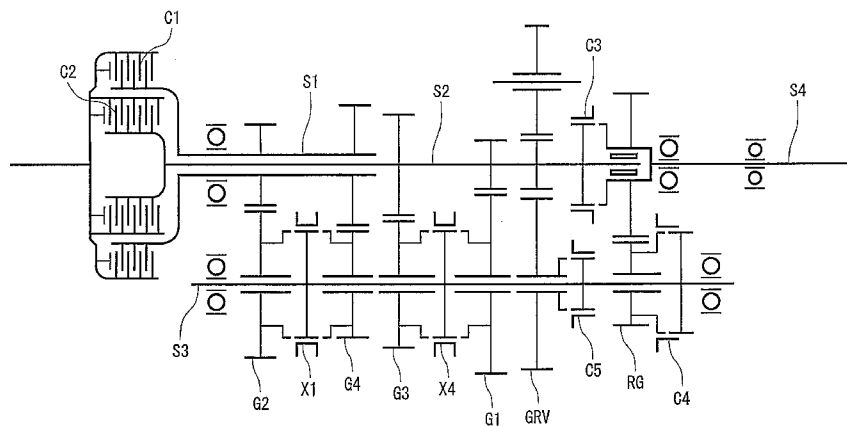
- (74) 代理人: 小野尚純, 外 (ONO, Hisazumi et al.); 〒1050003 東京都港区西新橋一丁目1番21号日本酒造会館 Tokyo (JP).

- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

[続葉有]

(54) Title: OUTPUT SHAFT SPEED REDUCTION-TYPE DUAL CLUTCH TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 出力軸減速式デュアルクラッチ変速機



(57) Abstract: A dual clutch transmission having two input shafts individually connected to clutches, an intermediate shaft, and an output shaft, wherein the idle of the intermediate shaft in high-speed travel etc. of the vehicle is prevented to avoid excessive stirring of lubricating oil in the transmission and an increase in noise. In the transmission, a direct connection clutch (C3) is provided between one (S2) of the input shafts and an output shaft (S4) and, in addition, an intermediate shaft connection clutch (C4) for permitting and interrupting power transmission is provided between the intermediate shaft (S3) and the output shaft (S4). When power is directly transmitted from the input shaft (S2) to the output shaft (S4) via the direct connection clutch (C3), the intermediate shaft connection clutch (C4) is disconnected to stop rotation of the intermediate shaft (S3), preventing excessive stirring of lubricating oil caused by idle of the intermediate shaft (S3). Also, one gear train is eliminated to reduce the length of the transmission, and this is achieved by forming a transmission stage by disconnecting the intermediate shaft connection clutch (C4) and utilizing the gear train between the two input shafts and the intermediate shaft (S3).

(57) 要約: 本発明は、それぞれクラッチと結合した2本の入力軸と、中間軸とを備えたデュアルクラッチ式変速機において、車両の高速走行時等における中間軸の空転を防止して、変速機内の潤滑油の過剰な攪拌、騒音の増大を回避するものである。本発明のデュアルクラッチ式変速機では、一つの

[続葉有]

WO 2008/018477 A1



(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MT, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK,

TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

入力軸 S 2 と出力軸 S 4 との間に直結クラッチ C 3 を設置し、さらに、中間軸 S 3 と出力軸 S 4 との間に、動力の伝達を断続する中間軸連結クラッチ C 4 を設ける。直結クラッチ C 3 を介し、入力軸 S 2 から直接出力軸 S 4 に動力が伝達されるときは、中間軸連結クラッチ C 4 を切断して中間軸 S 3 の回転を停止し、中間軸 S 3 の空転に伴う潤滑油の過剰な攪拌を防ぐ。また、中間軸連結クラッチ C 4 を切断し、2 本の入力軸と中間軸 S 3 との間の歯車列を利用して変速段を構成することにより、一つの歯車列を省略して変速機の長さを短縮できる。

明細書

出力軸減速式デュアルクラッチ変速機

技術分野

本発明は、車両の動力伝達装置における変速機に関し、さらに詳しくは、2個のクラッチとそれぞれのクラッチに連結された2本の変速機入力軸とを備え、変速段の切換えの際にこれらのクラッチの断続を自動的に行う変速機に関するものである。

背景技術

近年、車両の運転の容易化さらには運転者の疲労軽減のために、各種の自動的な車両用動力伝達装置が開発されている。トルクコンバータと遊星歯車機構を組み合わせた自動変速機がその代表的なものであり、いわゆるオートマ車（AT車）の動力伝達装置として広く普及している。自動変速機以外にも、マニュアル車（MT車）と同様な平行軸歯車機構式変速機を使用して、これと自動操作クラッチとを組み合わせ、電子制御装置により車両の走行状態に応じて自動的に変速段を切換える動力伝達装置が存在する。電子制御装置による変速段の切換えに代え、運転者の操作する変速レバーからの変速指令によって変速段を切換えるものもある。

自動変速機のトルクコンバータは流体を利用する伝動装置であって、動力伝達損失が存在し、また、遊星歯車機構及びその制御装置は複雑で高価なものである。平行軸歯車機構式変速機ではトルクコンバータの介在に伴う伝達損失がないから、これを使用する自動的な動力伝達装置は、自動変速機よりも車両の燃料経済性の面では優れており、変速機構の構成や制御も自動変速機に比べ簡易かつ信頼性の高いものとなる。

一方、平行軸歯車機構式変速機を使用する自動的な変速装置では、変速時の変速ショックが自動変速機よりも大きい傾向にある。平行軸歯車機構式変速機では、平行に配置された主軸とカウンタ軸に、複数の歯車列と噛み合いクラッチとが設けられており、噛み合いクラッチの変速スリーブを歯車列の一つに噛み合わせてエンジン動力を出力軸に伝達する。変速段を切換える際には、噛み合わされた変速スリーブを外した後、同期のためシンクロナイズ機構を作動させながら新たな歯車列との噛み合わせを行うが、このときには、エン

ジンと変速機との間のクラッチが切断され短時間エンジン動力の伝達が遮断される。これに対し、トルクコンバータを介在させた自動変速機では、変速の際にも実質的に動力伝達が遮断されないので、変速ショックが少なくスムーズな変速が可能となる。

平行軸歯車機構式変速機において、変速時にも動力伝達を継続させてショックを防止するため、2個のクラッチとそれぞれのクラッチに連結された2本の変速機入力軸とを備えたデュアルクラッチ式変速機（又はツインクラッチ式変速機）と称する変速機が知られており、一例として特開平8-320054号公報に開示されている。デュアルクラッチ式変速機には、図5に示すように、2重管構造をなす第1入力軸S1と第2入力軸S2が配置され、第2入力軸S2は、中空の第1入力軸S1を貫通して後方に延長されている。変速機の前方には、内側と外周側とに同心状に配置された第1クラッチC1及び第2クラッチC2が設けられ、それぞれのクラッチの入力側はエンジン出力軸に接続される。これらのクラッチは、この例では湿式多板クラッチであって、第1クラッチC1の出力軸は中空の第1入力軸S1と一体的に連結され、第2クラッチC2の出力軸は第2入力軸S2と一体的に連結される。2個のクラッチを同心状に配置する代わりに軸方向に並列して配置してもよく、湿式多板クラッチに代え乾式単板クラッチを用いてもよい。

デュアルクラッチ式変速機では、第1入力軸S1及び第2入力軸S2と平行に中間軸（カウンタ軸）S3が設置されるとともに、変速機の後方には、車両の推進軸（プロペラシャフト）に連なる変速機の出力軸S4が配置される。中間軸S3の後端に固着された歯車は、出力軸S4に固定された歯車と噛み合って出力軸減速歯車列RGを形成し、変速時には、第1入力軸S1又は第2入力軸S2からのエンジン動力が、中間軸S3を経由して出力軸S4に伝達される。出力軸減速歯車列RGによって、出力軸S4の回転数は中間軸S3の回転数より低下し、この変速機は、いわゆるアウトプットリダクション形式の変速機となっている。

変速を行うため、異なった減速比を有する多数の歯車列が、第1入力軸S1及び第2入力軸S2と中間軸S3との間に配置される。この例の変速機は前進6段と後退段とを備えており、中空の第1入力軸S1には、偶数段である2速段歯車列G2、4速段歯車列G4及び6速段歯車列G6の固定歯車が配置され、一方、第2入力軸S2には、奇数段である

1 速段歯車列 G 1 及び 3 速段歯車列 G 3 と、後退段歯車列 G R V の固定歯車とが配置され、これらの固定歯車は、中間軸 S 3 に遊嵌された、すなわち回転可能に嵌め込まれた対応する遊嵌歯車と噛み合っている。このように、デュアルクラッチ式変速機の各入力軸には、一つおきの変速段の歯車列が配置される。

第 2 入力軸 S 2 の後端には、変速機の 5 速段として出力軸 S 4 と直結させる噛み合いクラッチ式の直結クラッチ C 3 が配置され、したがって、6 速段は、入力軸よりも出力軸が増速されるいわゆるオーバートップの変速段となっている。中間軸 S 3 に遊嵌される各歯車は一体的に形成されるドグ歯（ギヤスプライン）を有するとともに、中間軸 S 3 には、2 速段－4 速段切換え装置 X 1、6 速段－3 速段切換え装置 X 2 及び 1 速段－後退段切換え装置 X 3 が配置される。これらの切換え装置は、平行軸歯車機構式変速機において一般的に用いられる、変速スリーブとシンクロナイズ機構等を備えた図 3 に示すような噛み合いクラッチとして構成されている。

このようなデュアルクラッチ式変速機においては、例えば車両が 2 速段で走行している状態では、第 1 クラッチ C 1 が接続され第 2 クラッチ C 2 は切断されており、2 速段－4 速段切換え装置 X 1 が 2 速段歯車列 G 2 に噛み合わされ、他の切換え装置は中立位置にある。エンジン動力は、第 1 クラッチ C 1 に結合される第 1 入力軸 S 1 から 2 速段歯車列 G 2 を介して中間軸 S 3 を駆動し、さらに、後端の出力軸減速歯車列 R G を介して出力軸 S 4 を駆動する。2 速から 3 速に変速するときは、第 1 クラッチ C 1 を切断し、2 速段－4 速段切換え装置 X 1 の噛み合いを外して中立状態とするとともに、6 速段－3 速段切換え装置 X 2 を 3 速段歯車列 G 3 に噛み合わせて第 2 クラッチ C 2 を接続する。変速が終了すると、エンジン動力は、第 2 入力軸 S 2 から 3 速段歯車列 G 3 を介して中間軸 S 3 に伝動され、出力軸減速歯車列 R G を介して出力軸 S 4 を駆動するようになる。

デュアルクラッチ式変速機には、それぞれクラッチと結合された第 1 入力軸 S 1 及び第 2 入力軸 S 2 が配置してあり、これらの入力軸は互いに独立して回転可能である。そのため、2 速段から 3 速段への変速に際しては、第 1 クラッチ C 1 の切断や 2 速段－4 速段切換え装置 X 1 の噛み合いの切り離しに先立って、6 速段－3 速段切換え装置 X 2 を 3 速段歯車列 G 3 に噛み合わせる事が可能となる。このように、6 速段－3 速段切換え装置 X 2 を 3 速の変速段に予め噛み合わせた後に、第 1 クラッチ C 1 を切断しながら第 2 クラッ

チC 2を接続するようにすれば、エンジン動力の伝達が実質的に遮断されることなく変速段が切換えられることとなり、変速ショックのない切換えが実現できる。また、切換え装置を3速段歯車列G 3に噛み合わせるときにはシンクロナイズ機構を作動させるが、同期のための時間的余裕が大きいので、通常の平行軸歯車機構式変速機におけるシンクロナイズ機構と比較すると、シンクロナイズ機構に作用する摩擦力等の負荷を小さくすることができる。

デュアルクラッチ式変速機をアウトプットリダクション形式とすると、中間軸の後端の出力軸減速歯車列によって出力軸が減速され伝達トルクは増大するので、中間軸の軸トルクを減少させその軸径や歯車の厚さ（軸方向長さ）を小さくすることができ、変速機は軽量でコンパクトなものとなる。しかし、中間軸が常に出力軸よりも増速された回転数で回転するため、出力軸の回転数が上昇する車両の高速走行時においては、中間軸の回転数は相当の高回転数に達する。変速機のハウジング内部には潤滑油が供給されており、変速機の間中軸や歯車などは、ハウジングの底部に貯留される潤滑油に浸漬した状態で回転し、潤滑油を攪拌しつつ変速機の内部部品に潤滑油を跳ねかけている。したがって、中間軸が高速で回転すると、潤滑油が激しく攪拌されて潤滑油の温度が上昇するとともに、潤滑油の攪拌に伴い中間軸に作用する流体抵抗が増加し、変速機における動力伝達損失の増大を招く。

本発明の課題は、高速走行時等におけるデュアルクラッチ式変速機の間中軸の高速回転を防止し、上記の問題点を解決することにある。

発明の開示

上記の課題に鑑み、本発明は、2本の入力軸を備えたデュアルクラッチ式変速機において、中間軸と出力軸との連結を断続するクラッチを設けることにより、いわゆる直結段では中間軸の回転を停止可能としたものである。すなわち、本発明は、請求の範囲第1項に記載のように、

「それぞれクラッチに結合された第1入力軸及び第2入力軸と、前記第1入力軸及び第2入力軸と平行に配置された中間軸と、出力軸とを備える変速機であって、前記第1入力軸及び第2入力軸と前記中間軸との間には、変速段を構成する複数の歯車列

が設けられ、これらの前記第 1 入力軸に設けられる歯車列及び前記第 2 入力軸に設けられる歯車列は、一つおきの変速段となっており、
前記中間軸の端部には、減速して前記出力軸に動力を伝達する出力軸減速歯車列が設けられるとともに、前記第 2 入力軸と前記出力軸との間には、動力の伝達を断続する直結クラッチが設けられ、さらに、
前記出力軸減速歯車列には、動力の伝達を断続する中間軸連結クラッチが設けられており、前記直結クラッチが接続されるときは前記中間軸連結クラッチが切断される」
ことを特徴とする変速機となっている。

本発明のデュアルクラッチ式変速機においては、中間軸の端部に設置され、減速しながら中間軸と出力軸との間を連結する出力軸減速歯車列に、その連結を断続する中間軸連結クラッチが設けられており、第 2 入力軸と出力軸とを連結する直結クラッチが接続されるときには、中間軸連結クラッチが切断される。つまり、車両の高速走行時等、直結クラッチが接続され中間軸を経由せず第 2 入力軸から直接出力軸に動力伝達が行われるときは、中間軸は回転を停止し、出力軸から増速された状態で空転することがない。したがって、潤滑油の激しい攪拌が防止され、その温度上昇及び変速機の伝達損失の増加を防ぐことが可能となり、さらに、中間軸の高速回転に伴う騒音の発生が防止できる。

殊に、デュアルクラッチ式変速機は 2 重管構造の 2 本の入力軸を有し、それぞれの入力軸には奇数段と偶数段の歯車列が直列に配置される。そのため、構造が複雑で中間軸が長くなる傾向にあり、中間軸の高速の空転に起因する潤滑油の過剰な攪拌、動力伝達損失等が一層問題となる。また、車両の動力伝達系統では、変速機の歯車や軸受等にかかる負荷を軽減するため、一般に、入力軸から直接出力軸に動力を伝達するいわゆる直結段を使用する頻度が最も大きくなるように最終減速機（ファイナルギヤ）等が設計される。こうしたことから、直結段において中間軸の空転を防止する本発明は、実用面での有効性が非常に大きなものである。

ところで、中間軸連結クラッチを切断すると中間軸は出力軸と切り離されるので、第 1 入力軸から中間軸を利用して第 2 入力軸に動力を伝達し、直結クラッチにより第 2 入力軸から出力軸に動力を伝達することが可能となる。このとき、中間軸と両方の入力軸との間に配置された複数の歯車列を適宜選択して動力伝達を行わせることにより、所望の変速比

に設定した一つの変速段を得ることができる。このようにすると、変速段となる歯車列の一つを省略することが可能で、変速機の変速段に対応した数の歯車列が軸方向に直列状態で配置される従来のデュアルクラッチ式変速機と比べ、変速機の軸方向の長さが短縮される。そして、入力軸及び中間軸の長さとともに軸受間の距離も短縮されるから、軸の曲げ剛性が増大することとなる。

請求の範囲第2項のように、前記中間軸連結クラッチを、シンクロナイズ機構を備えた噛み合いクラッチとすることができる。第2入力軸を出力軸に連結する直結クラッチ及び出力軸減速歯車列に設置される中間軸連結クラッチとしては、湿式多板クラッチ等の摩擦クラッチを用いてもよいが、シンクロナイズ機構を備えた噛み合いクラッチとした場合には、動力伝達の円滑かつ確実な断続が可能となり、操作装置の構成も簡易となる。

また、請求の範囲第3項のように、前記第1入力軸を中空として、前記第2入力軸を前記第1入力軸の中空部を通過させて延長し、かつ、前記出力軸を、前記第1入力軸及び前記第2入力軸と同心に配置することができる。こうした構成を採用すると、デュアルクラッチ式変速機の構造がコンパクトとなり、殊に幅方向の寸法が縮小される。この場合において、請求の範囲第4項のように、第1入力軸に結合されるクラッチを第2入力軸に結合されるクラッチの外周部に同心に配置すると、それぞれの入力軸のクラッチを含め、構造のコンパクト化を達成できる。

図面の簡単な説明

図1は、本発明のデュアルクラッチ式変速機の全体的な概略図である。

図2は、本発明のデュアルクラッチ式変速機における出力軸減速歯車列の近傍の詳細図である。

図3は、変速段切換え装置の詳細図である。

図4は、本発明のデュアルクラッチ式変速機の6速段における作動状態を示す図である。

図5は、従来のデュアルクラッチ式変速機の全体的な概略図である。

発明を実施するための最良の形態

以下、図面によって本発明のデュアルクラッチ式変速機について説明する。図1には本発明のデュアルクラッチ式変速機の全体的な概略図を、図2には本発明の中間軸連結クラッチが置かれる出力軸減速歯車列の近傍の詳細図を示す。図3は、変速段切換え装置の詳細図である。これらの図面においては、従来のデュアルクラッチ式変速機を示す図5の部品等に対応するものには同一の符号が付してある。

本発明のデュアルクラッチ式変速機の基礎的な構造及び作動は、図5を参照して説明した従来のアウトプットリダクション形式のデュアルクラッチ式変速機と変わりはない。すなわち、図1に示すように、同心状に配置された第1クラッチC1及び第2クラッチC2を備えており、第1クラッチC1は中空の第1入力軸S1と結合され、第2クラッチC2は第1入力軸S1を貫通して後方に延長される第2入力軸S2と結合されている。2本の入力軸と平行に中間軸S3が設置されるとともに、変速機の後方には、車両の推進軸に連なる変速機の出力軸S4が配置される。そして、第1入力軸S1及び第2入力軸S2と中間軸S3との間には、異なった減速比を有する変速用の複数の歯車列が配置され、第2入力軸S2の後端に出力軸S4と直結する直結クラッチC3が設けられる。中間軸S3の後端には、減速しながら中間軸S3から出力軸S4に動力を伝達する出力軸減速歯車列RGが置かれている。

本発明のデュアルクラッチ式変速機では、中間軸S3の後端に設置される出力軸減速歯車列RGに中間軸連結クラッチC4を設け、中間軸S3と出力軸S4とを断続可能に連結する。この中間軸連結クラッチC4について、図2に基づいて説明する。

出力軸減速歯車列の小歯車RG1は中間軸S3に遊嵌され、出力軸S4にスプライン嵌合で固着された大歯車RG2と噛み合っている。小歯車RG1には、外周にドグ歯（ギヤスプライン）11の形成された部材が圧入され一体的に結合される。図2において小歯車RG1の右方には、クラッチハブ12が中間軸S3にスプライン嵌合で固着されており、クラッチハブ12の外周には、ドグ歯11と噛み合うスプライン13を備えた摺動スリーブ14が軸方向に摺動可能に嵌め込まれている。また、ドグ歯11と摺動スリーブ14との間にはシンクロナイザリング15が配置され、これらは、変速機で一般的に使用されるシンクロナイザ機構付の噛み合いクラッチを構成している。この例では、小歯車RG1を

中間軸 S 3 に遊嵌して噛み合いクラッチを設けているけれども、出力軸 S 4 の大歯車 R G 2 を遊嵌歯車として噛み合いクラッチを構成することもできる。

摺動スリーブ 1 4 が図の位置にあるときは、ドグ歯 1 1 と摺動スリーブ 1 4 のスプライン 1 3 との噛み合いが外れ、小歯車 R G 1 は中間軸 S 3 上で空転するから、中間軸 S 3 と出力軸 S 4 とは切断される。摺動スリーブ 1 4 を、その外周溝に嵌め込まれた図示しないフォークによって左方に移動すると、スプライン 1 3 がドグ歯 1 1 と噛み合って小歯車 R G 1 は中間軸 S 3 と一体化され、出力軸減速歯車列 R G による動力の伝達が可能となる。摺動スリーブ 1 4 の左方への移動は、変速機における同期機構としてよく知られているように、中間軸 S 3 と小歯車 R G 1 の回転が同期するまではシンクロナイザリング 1 5 により阻止される。なお、第 2 入力軸 S 2 と出力軸 S 4 との間に設置される直結クラッチ C 3 も、中間軸連結クラッチ C 4 と同様な構造であり、同様な作動を行う噛み合いクラッチとなっている。

また、この実施例のデュアルクラッチ式変速機では、中空の第 1 入力軸 S 1 に偶数段である 2 速段歯車列 G 2、4 速段歯車列 G 4 の固定歯車が装着されるが、図 5 に示す従来のものとは異なり、6 速段歯車列の歯車は装着されていない。第 2 入力軸 S 2 には、奇数段である 1 速段歯車列 G 1 及び 3 速段歯車列 G 3 の歯車と、後退段の歯車列 G R V とが固定される。これらの歯車は、中間軸 S 3 に遊嵌された対応する歯車と噛み合い、それぞれの変速段の歯車列を形成する。中間軸 S 3 に遊嵌される各歯車は一体的に形成されるドグ歯を有するとともに、中間軸 S 3 には、2 速段－4 速段切換え装置 X 1、1 速段－3 速段切換え装置 X 4 及び後退段連結クラッチ C 5 が配置される。図 5 の従来のデュアルクラッチ式変速機は 3 個の切換え装置を備えているのに対し、本実施例では、1 個の切換え装置が後退段連結クラッチ C 5 に代わっており、その分、構造が簡略化されることとなる。

変速段の切換え装置は、平行軸歯車機構式変速機において一般的に使用される噛み合いクラッチ式の切換え装置であるが、その構造について、2 速段－4 速段切換え装置 X 1 の詳細図である図 3 によって説明する。

中空の第 1 入力軸 S 1 には、2 速段歯車列 G 2 の固定歯車 2 1 と 4 速段歯車列 G 4 の固定歯車 4 1 とが一体加工され、それぞれ 2 速段の遊嵌歯車 2 2 と 4 速段の遊嵌歯車 4 2 と

に噛み合っている。両方の遊嵌歯車は一体的に取り付けられたドグ歯 2 3、4 3 を有し、それらの間にクラッチハブ 2 4 が中間軸 S 3 に固着される。クラッチハブ 2 4 の外周には、ドグ歯 2 3、4 3 と噛み合うスプライン 2 5 を備えた変速スリーブ 2 6 が軸方向に摺動可能に嵌め込まれ、ドグ歯 2 3、4 3 と変速スリーブ 2 6 との間にはシンクロナイザリング 2 7、4 7 がそれぞれ配置される。このような構成は、基本的には上述した中間軸連結クラッチ C 4 と同じであって、変速スリーブ 2 6 を摺動させて第 1 入力軸 S 1 と中間軸 S 3 との間の動力伝達を断続すること、接続する際にはシンクロナイザリングによる同期作用が行われることも変わりはない。ただし、変速スリーブ 2 6 は、変速段を切換えるため図示の中立位置から左右の両方向に摺動可能であり、中立位置では動力伝達が切断され、左に移動すると 2 速段歯車列 G 2 による動力伝達が、右に移動すると 4 速段歯車列 G 4 による動力伝達が行われる。

次いで、本発明のデュアルクラッチ式変速機の作動について、図 4 も参照して説明する。図 4 は、オーバートップ段である 6 速段における本発明のデュアルクラッチ式変速機の動力伝達状態を表すものである。

車両が 1 速段乃至 4 速段で走行しているときは、出力軸減速歯車列 R G の中間軸連結クラッチ C 4 が接続され、エンジンの動力は、中間軸 S 3 を経由し出力軸減速歯車列 R G から出力軸 S 4 に伝達される。例えば 2 速段で走行している状態では、第 1 クラッチ C 1 が接続され第 2 クラッチ C 2 は切断されており、2 速段－4 速段切換え装置 X 1 が 2 速段歯車列 G 2 に噛み合わされ、エンジン動力は、第 1 入力軸 S 1 から 2 速段歯車列 G 2 を介して中間軸 S 3 を駆動し、さらに、出力軸減速歯車列 R G を介して出力軸 S 4 を駆動する。2 速段から 3 速段に変速するときは、第 1 クラッチ C 1 を切断し、2 速段－4 速段切換え装置 X 1 の噛み合いを外して中立状態とするとともに、1 速段－3 速段切換え装置 X 4 を 3 速段歯車列 G 3 に噛み合わせて第 2 クラッチ C 2 を接続する。第 1 クラッチ C 1 を切断する前の時点で、1 速段－3 速段切換え装置 X 4 を 3 速段歯車列 G 3 に予め噛み合わせてもよい。変速が終了すると、エンジン動力は、第 2 入力軸 S 2 から 3 速段歯車列 G 3 を介して中間軸 S 3 に伝動される。

このように、中間軸連結クラッチ C 4 が接続される 1 速段乃至 4 速段における変速機の状態及び変速時の操作は、図 5 の従来のデュアルクラッチ式変速機の作動と同じであって、

本発明のものでも、エンジン動力の伝達が実質的に遮断されることのない変速段の切換えを実現することができ、また、シンクロナイザ機構に作用する摩擦力等の負荷を小さくすることができるという効果が達成される。

本発明のデュアルクラッチ式変速機では、直結段である5速においては、直結クラッチC3が接続されると同時に、出力軸減速歯車列RGの中間軸連結クラッチC4が切断される。エンジン動力は第2クラッチC2から第2入力軸S2に伝えられ、直結クラッチC3を介して直接出力軸C4に伝達される。5速段の走行時には車両の速度が大きく、それに対応して出力軸S4の回転数も高まるが、このとき、本発明のものでは中間軸連結クラッチC4が切断されるので、中間軸S3が空転を起こすことはない。したがって、中間軸S3の高速回転に伴い変速機内の潤滑油が過剰に攪拌される事態が回避され、潤滑油の温度上昇や動力伝達効率の低下が防止される。また、中間軸S3の高速の空転に起因する騒音の増大も回避されることとなる。

この実施例のデュアルクラッチ式変速機の6速段における作動を、図4を参照して述べる。6速段では、直結クラッチC3を接続して第2入力軸S2を出力軸S4に連結し、中間軸連結クラッチC4を切断して中間軸S3を出力軸S4と独立に回転可能とする。そして、2速段－4速段切換え装置X1を4速段歯車列G4に噛み合わせ、1速段－3速段切換え装置X4を3速段歯車列G3に噛み合わせるとともに、変速機前方の第1クラッチC1を接続して第2クラッチC2を切断する。

エンジン動力は、第1クラッチC1を経て第1入力軸S1を駆動し、4速段歯車列G4により中間軸S3を駆動する。さらに、中間軸S3の回転は、3速段歯車列G3により第2入力軸S2に伝達され、直結クラッチC3を介して出力軸S4に伝達される。3速段の減速比は4速段の減速比よりも大きく設定されているから、この伝達経路で回転を伝達したときは、第2入力軸S2の回転数は第1入力軸S1の回転数よりも大きくなり、オーバートップ段である6速段の速度比を得ることができる。また、このときの中間軸S3の回転数は、図5のように6速段の歯車列を介して駆動される場合と比べ大幅に低下するので、潤滑油の過剰な攪拌を抑制できることとなる。

産業上の利用可能性

以上詳述したように、本発明は、2本の入力軸と直結クラッチとを備え、中間軸を介して出力軸に動力を伝達するデュアルクラッチ式変速機において、中間軸と出力軸との連結を断続する中間軸連結クラッチを設け、直結クラッチから出力軸を駆動するときは中間軸を切り離すものである。したがって、本発明は、動力伝達装置の変速機として各種の車両に利用することが可能である。

上述の実施例の変速機は、入力軸の後方に同心状に出力軸を配置するものであるが、本発明は、出力軸を入力軸及び中間軸と平行に設置する変速機にも適用することができる。また、中間軸連結クラッチとして、噛み合い式クラッチに代え湿式多板クラッチ等の摩擦クラッチを採用する、あるいは、中間軸と2本の入力軸とを利用して構成する変速段を6速段以外のものとするなど、実施例に対し種々の変更が可能であることは明らかである。

請求の範囲

1. それぞれクラッチに結合された第1入力軸及び第2入力軸と、前記第1入力軸及び第2入力軸と平行に配置された中間軸と、出力軸とを備える変速機であって、
前記第1入力軸及び第2入力軸と前記中間軸との間には、変速段を構成する複数の歯車列が設けられ、これらの前記第1入力軸に設けられる歯車列及び前記第2入力軸に設けられる歯車列は、一つおきの変速段となっており、
前記中間軸の端部には、減速して前記出力軸に動力を伝達する出力軸減速歯車列が設けられるとともに、前記第2入力軸と前記出力軸との間には、動力の伝達を断続する直結クラッチが設けられ、さらに、
前記出力軸減速歯車列には、動力の伝達を断続する中間軸連結クラッチが設けられており、前記直結クラッチが接続されるときは前記中間軸連結クラッチが切断されることを特徴とする変速機。
2. 前記中間軸連結クラッチは、シンクロナイズ機構を備えた噛み合いクラッチである請求の範囲第1項に記載の変速機。
3. 前記第1入力軸は中空であって、前記第2入力軸が前記第1入力軸の中空部を通過して延長されており、前記出力軸は、前記第1入力軸及び前記第2入力軸と同心に配置されている請求の範囲第1項又は請求の範囲第2項に記載の変速機。
4. 前記第1入力軸に結合されるクラッチは、前記第2入力軸に結合されるクラッチの外周部に同心に配置されている請求の範囲第3項に記載の変速機。

図 1

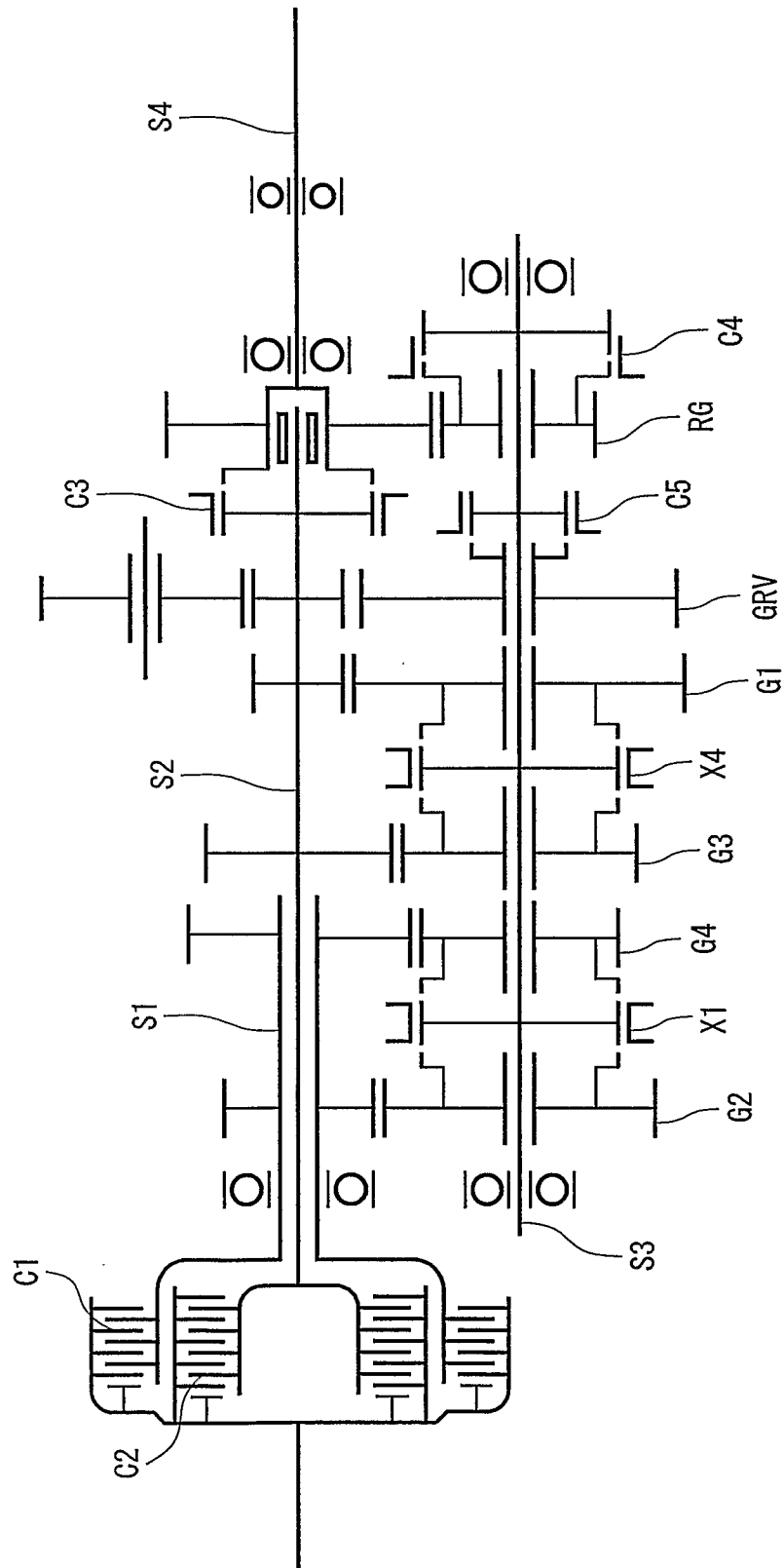


図 2

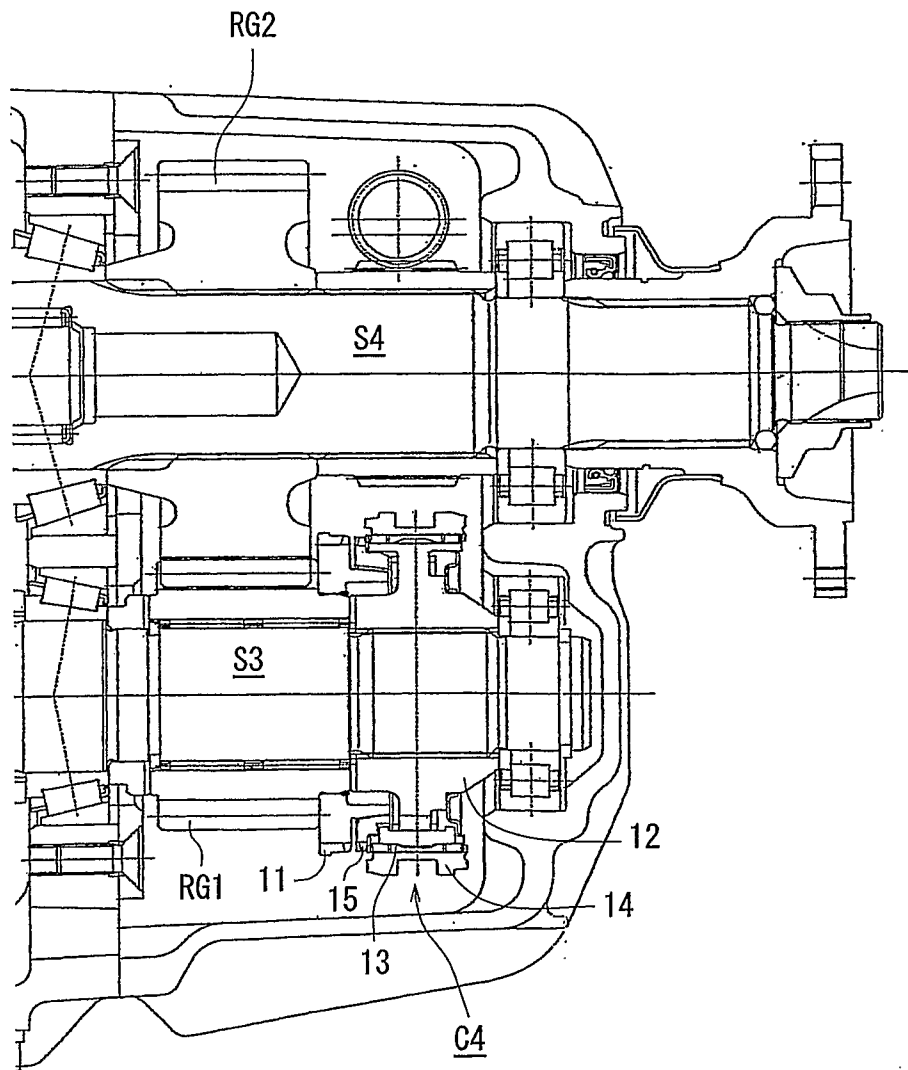
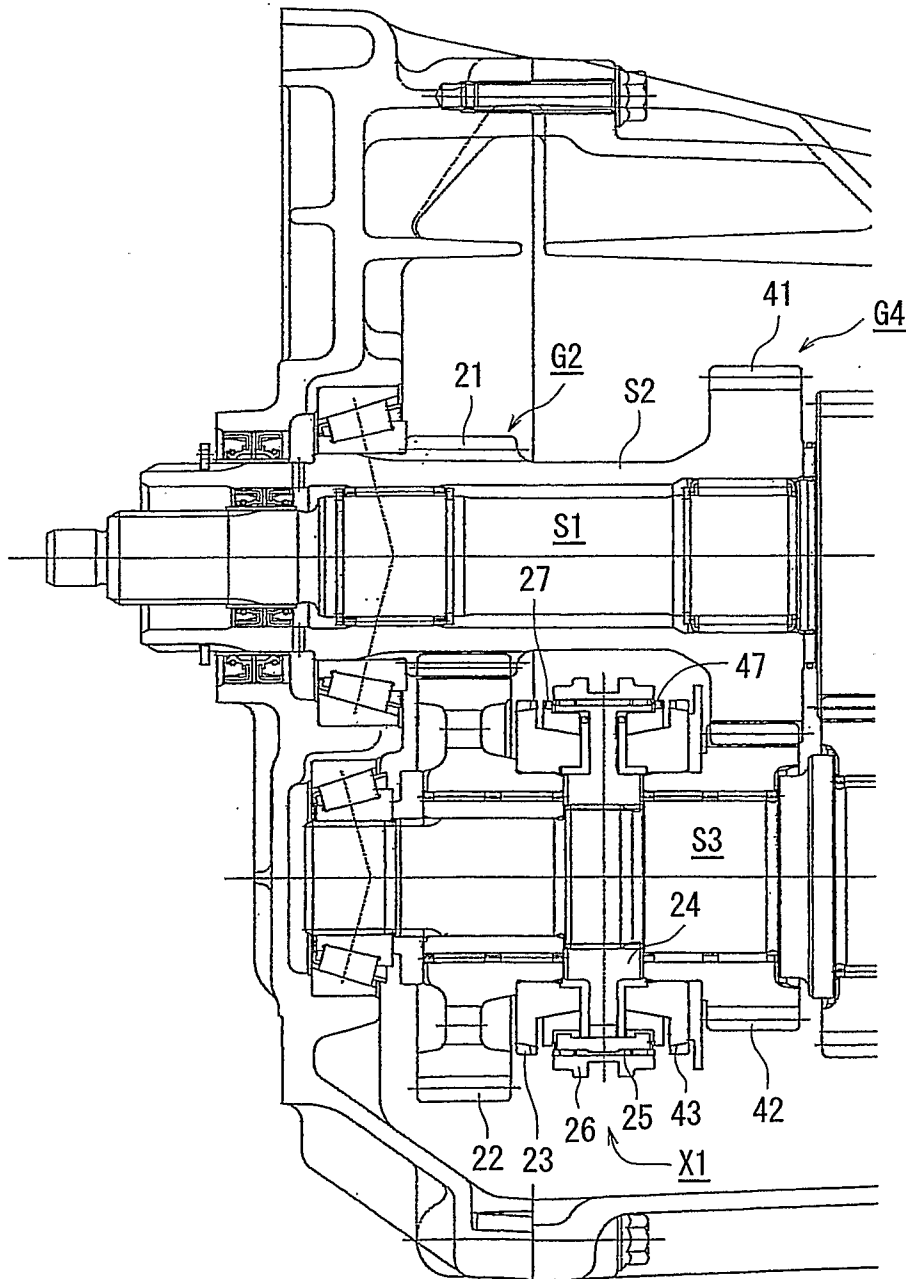


図 3



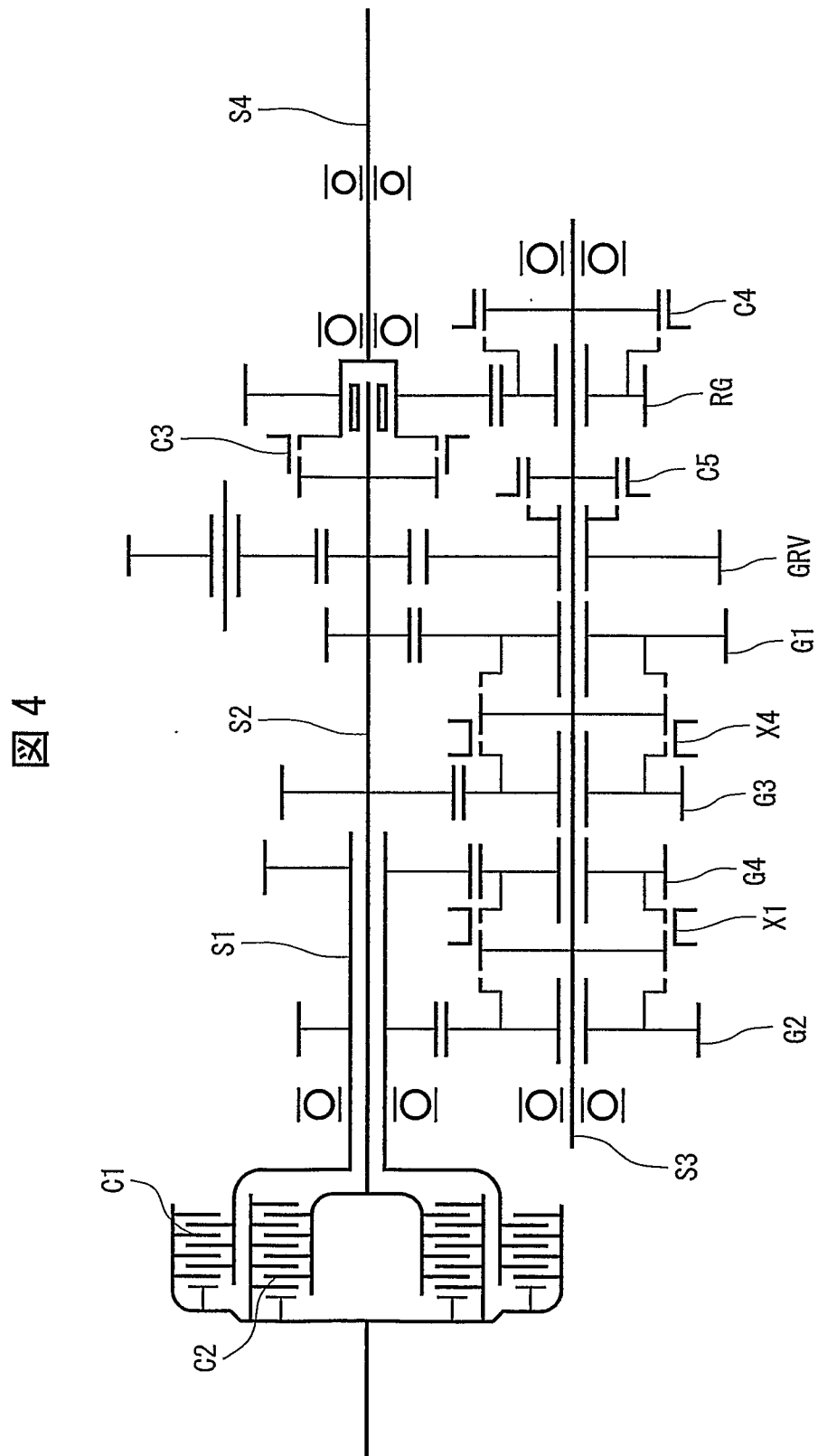
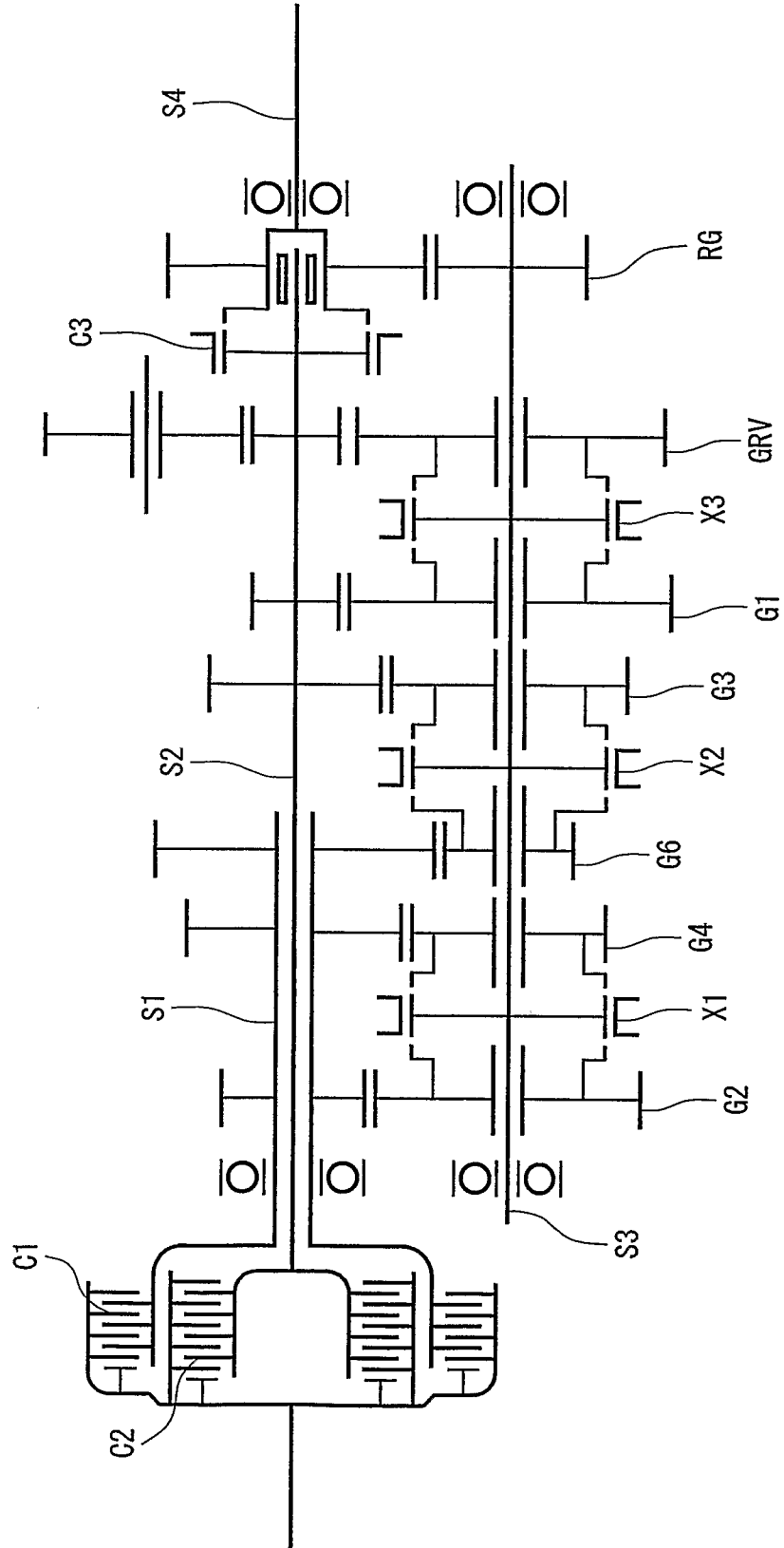


図 5



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2007/065474

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H3/097(2006.01) i, F16H3/091(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H3/097, F16H3/091

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2007
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2007	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2007

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2005-265143 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 29 September, 2005 (29.09.05), & US 2005/0204840 A1	1-4
Y	JP 06-046061 B2 (Mazda Motor Corp.), 15 June, 1994 (15.06.94), Full text (Family: none)	1-4

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
29 October, 2007 (29.10.07)

Date of mailing of the international search report
13 November, 2007 (13.11.07)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F16H3/097(2006.01)i, F16H3/091(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F16H3/097, F16H3/091

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 0 7 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 0 7 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 0 7 年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	J P 2 0 0 5 - 2 6 5 1 4 3 A (日産自動車株式会社) 2 0 0 5 . 0 9 . 2 9 & U S 2 0 0 5 / 0 2 0 4 8 4 0 A 1	1 - 4
Y	J P 0 6 - 0 4 6 0 6 1 B 2 (マツダ株式会社) 1 9 9 4 . 0 6 . 1 5, 全文 (ファミリーなし)	1 - 4

C 欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

2 9 . 1 0 . 2 0 0 7

国際調査報告の発送日

1 3 . 1 1 . 2 0 0 7

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (I S A / J P)
郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5
東京都千代田区霞が関三丁目 4 番 3 号

特許庁審査官 (権限のある職員)

大内 俊彦

3 J

9 8 2 4

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 2 8