

(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2010-77985

(P2010-77985A)

(43) 公開日 平成22年4月8日(2010.4.8)

|                               |                |             |
|-------------------------------|----------------|-------------|
| (51) Int.Cl.                  | F 1            | テーマコード (参考) |
| <b>F 1 6 H 3/62</b> (2006.01) | F 1 6 H 3/62 A | 3 J 0 2 8   |
| <b>F 1 6 H 3/66</b> (2006.01) | F 1 6 H 3/66 A |             |

審査請求 有 請求項の数 10 O L (全 47 頁)

(21) 出願番号 特願2008-243863 (P2008-243863)  
(22) 出願日 平成20年9月24日 (2008.9.24)

(71) 出願人 502408872  
大窪 正博  
京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目17番8号  
(72) 発明者 大窪 正博  
京都府相楽郡精華町桜ヶ丘2丁目17番8号  
Fターム(参考) 3J028 EA11 EA27 EA28 EB08 EB09  
EB33 EB35 EB62 EB66 FA06  
FB03 FC17 FC18 FC19 FC25  
FD08 GA01 GA03 HA12 HA13  
HA14 HA15

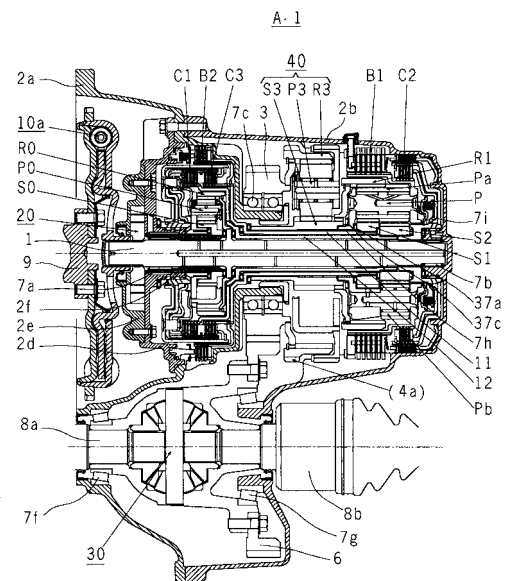
(54) 【発明の名称】 複合遊星歯車を用いた多段自動変速機

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 多段自動変速機の変速比の段間差を小さくできる複合遊星歯車の強度を確保し、シンプルな構造で燃費を向上させる。

【解決手段】 減速用遊星歯車と、複合遊星歯車と、クラッチC1、C2、C3と、ブレーキB1、B2とからなる前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の多段自動変速機の、複合遊星歯車を構成する各4個のシングルピニオンとダブルピニオン遊星歯車を保持する遊星キャリアPの両サイド部材を各ピニオン遊星歯車の軸支軸で連結し、シングルピニオン遊星歯車と噛合うサンギアS1とダブルピニオン遊星歯車と噛合うサンギアS2の歯数を近づけ、遊星キャリアPの両サイド部材の内径をサンギアS1の外径より小さくして軸支する。

【選択図】 図10



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項1】

シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車を軸方向2列に保持し、前記シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を同一軸上で軸支する遊星キャリアPと、前記シングルピニオン遊星歯車と噛合うサンギアS1及びリングギアR1と、前記ダブルピニオン遊星歯車のもう一方のピニオン遊星歯車と噛合うサンギアS2或いは前記シングルピニオン遊星歯車と同一軸上で軸支される一方のピニオン遊星歯車と噛合うリングギアR2とからなり、リングギアR1或いはリングギアR2に連結したリングギアR1を出力構成要素とする複合遊星歯車と、

変速機の入力軸1の回転を減速する減速用遊星歯車と、

前記複合遊星歯車のサンギアS2に前記減速用遊星歯車を經由した入力軸1の減速回転を入力するクラッチC1と、

前記複合遊星歯車の遊星キャリアPに入力軸1の回転を入力するクラッチC2と、

前記複合遊星歯車のサンギアS1に前記減速用遊星歯車を經由した入力軸1の減速回転或いは入力軸1の回転を入力するクラッチC3或いはC4と、

前記複合遊星歯車の遊星キャリアPを制動するブレーキB1と、

前記複合遊星歯車のサンギアS1を制動するブレーキB2とからなり、

前記クラッチC1、C2、C3或いはC4及びブレーキB1、B2の何れか2個を選択的に締結することにより前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の変速段を得る複合遊星歯車を用いた多段自動変速機であって、

前記複合遊星歯車の各ピニオン遊星歯車を4個で構成するとともに前記遊星キャリアPを構成する両サイド部材を2分割し、前記シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を同一軸上で軸支する4本の長梁軸と、前記ダブルピニオン遊星歯車のサンギアS2と噛合うもう一方のピニオン遊星歯車を軸支する4本の短梁軸で前記両サイド部材を連結するようになした複合遊星歯車を用いた多段自動変速機。

## 【請求項2】

前記変速機の入力軸1と出力軸を平行に配し、入力軸1を変速機ハウジングの両端で軸受け7a、7bで軸支し、入力軸1と同軸上の前記変速機ハウジングの中央部で出力軸に動力を伝達するカウンターギア3を軸受け7cで軸支し、

カウンターギア3を挟んで入力軸1と同軸上の一方側に、前記複合遊星歯車とクラッチC2とブレーキB1を配し、入力軸1と同軸上のもう一方側に、前記減速用遊星歯車とクラッチC1、C3或いはC4とブレーキB2を配し、

クラッチC1とサンギアS2を連結する連結部材12とクラッチC3或いはC4とサンギアS1を連結する連結部材11を、カウンターギア3の内周部を通して入力軸1の周りに径方向順に軸支させて配し、

前記複合遊星歯車の遊星キャリアPを構成する前記シングルピニオン遊星歯車側サイド部材の内径L1と前記ダブルピニオン遊星歯車側サイド部材の内径L2をサンギアS1の外径L3より小径としてラジアル軸受け7h、7iを配し、サンギアS1又はサンギアS1の連結部材11と入力軸1又は入力軸1とクラッチC2を連結する連結部材に軸支するとともに前記シングルピニオン遊星歯車側のサイド部材の両側にスラスト軸受け37a、37cを配し、前記複合遊星歯車の遊星キャリアPを保持するようになした請求項1記載の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機。

## 【請求項3】

前記複合遊星歯車の各ピニオン遊星歯車は前記4本の長梁軸及び短梁軸上でニードルローラベアリングにより軸支され、前記4本の長梁軸及び短梁軸の両端をニードルローラベアリングの軸支径より小径とし、

遊星キャリアPを構成する前記シングルピニオン遊星歯車側サイド部材の側面に貫通穴を有した4個の座aとサンギアS1の歯幅まで突き出た4個のボスbを円周方向に交互に設け、前記ダブルピニオン遊星歯車側サイド部材の外周を筒状に延材して径方向外周部外側にブレーキB1とクラッチC2の摩擦部材に係止するスプラインを設けるとともに前記シ

10

20

30

40

50

ングルピニオン遊星歯車側サイド部材の座 a とボス b の貫通穴に対抗する側面の同一円周位置に貫通穴を設け、

前記両サイド部材の座 a 及び座 a に対抗する貫通穴に前記4本の長梁軸の両端小径部をニードルローラベアリングの軸支径となる段付き部まで圧入し、前記両サイド部材のボス b 及びボス b に対抗する貫通穴に前記4本の短梁軸の両端小径部をニードルローラベアリングの軸支径となる段付き部まで圧入し、前記4本の長梁軸と短梁軸の両端を絞めて前記両サイド部材を連結するようになした請求項1及び2記載の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機。

【請求項4】

前記複合遊星歯車の長梁軸に配した前記シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を一体のロングピニオン遊星歯車として形成し、前記長梁軸上の両サイドに前記ロングピニオン遊星歯車を軸支するニードルローラベアリングを配し、両ニードルローラベアリングの軸方向を規制する突起部を前記長梁軸の軸方向中央部に一体として設け、前記ロングピニオン遊星歯車をサンギア S 1 とリングギア R 1 に噛み合わせるとともに、サンギア S 2 と噛み合う前記短梁軸に配したピニオン遊星歯車と噛み合わせるようになした請求項1と2及び3記載の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機。

【請求項5】

前記複合遊星歯車の長梁軸に配した前記シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を各々ニードルローラベアリングで前記長梁軸上に隣接して軸支し、前記シングルピニオン遊星歯車をサンギア S 1 とリングギア R 1 に噛み合わせるとともに、前記ダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車をサンギア S 2 と噛み合う前記短梁軸に配したピニオン遊星歯車とリングギア R 2 に噛み合わせ、リングギア R 1 と R 2 を連結するようになした請求項1と2及び3記載の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機。

【請求項6】

前記変速機ハウジングは前記変速機前方に配された原動機との隔壁 2 d を保持するフロントケース 2 a とメインケース 2 b 或いはリアケース 2 c からなり、回転変動吸収ダンパを介して原動機と連結した前記変速機の入力軸 1 を前端的隔壁 2 d に装着された円筒部材 2 f と後端のメインケース 2 b 或いはリアケース 2 c に配された軸受け 7 a 、 7 b で軸支し、フロントケース 2 a をメインケース 2 b 内側の入力軸 1 の軸方向中央部まで延材してカ

ウンターギア 3 を軸受け 7 c で軸支し、フロントケース 2 a と隔壁 2 d に囲まれたカウンターギア 3 前方に前記減速用遊星歯車とクラッチ C 1 、 C 3 或いは C 4 及びブレーキ B 2 を配し、メインケース 2 b 或いはリアケース 2 c に囲まれたカウンターギア 3 後方に前記複合遊星歯車とクラッチ C 2 及びブレーキ B 1 を配し、

前記複合遊星歯車の出力構成要素となるリングギア R 1 或いはリングギア R 2 に連結したリングギア R 1 をサンギア S 3 とシングルピニオン遊星歯車を支持する遊星キャリア P 3 とリングギア R 3 からなる遊星減速歯車 40 のサンギア S 3 に連結し、遊星キャリア P 3 をメインケース 2 b に固定し、リングギア R 3 をカウンターギア 3 に連結し、カウンターギア 3 を出力軸が配されたディファレンシャル装置 30 のキャリアに連結したカウンターギア 6 と噛み合わせるようになした請求項1から5記載の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機。

【請求項7】

前記変速機ハウジングは前記変速機前方に配された原動機との隔壁 2 d を保持するフロントケース 2 a とメインケース 2 b とリアケース 2 c からなり、回転変動吸収ダンパ又は流体伝導装置を介して原動機と連結した前記変速機の入力軸 1 を前端的隔壁 2 d に装着された円筒部材 2 f と後端のリアケース 2 c に配された軸受け 7 a 、 7 b で軸支し、メインケース 2 b の軸方向中央部に設けられた L 字型側壁でカウンターギア 3 を軸受け 7 c で軸支し、

前記複合遊星歯車の出力構成要素となるリングギア R 1 或いはリングギア R 2 に連結した

10

20

30

40

50

リングギア R 1 をカウンターギア 3 に連結し、カウンターギア 3 を入力軸 1 に平行に配した中継軸に連結されたカウンターギア 4 と噛み合わせ、フロントケース 2 a 側に前記中継軸と一体となるカウンターギア 5 を設け、出力軸が配されたディファレンシャル装置 3 0 のキャリアに連結したカウンターギア 6 と噛み合わせるようにした請求項 1 から 5 記載の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機。

【請求項 8】

前記カウンターギア 3 の前方に、リングギア R 1、R 2 を有した前記複合遊星歯車とクラッチ C 2 及びブレーキ B 1 が配されたもので、

リングギア R 1、R 2 を有した前記複合遊星歯車の前記ダブルピニオン遊星歯車側サイド部材の外周に、リングギア R 1、R 2 の外径より小径となるクラッチ C 2 のクラッチハブを前方に円筒状に延材して設けるとともにリングギア R 1、R 2 の外径より大径となるブレーキ B 1 のブレーキハブを後方に円筒状に延材して設け、

前記ディファレンシャル装置 3 0 のキャリアに連結したカウンターギア 6 と軸方向同一位置に、内周と前記クラッチ C 2 のクラッチハブ外周との間に摩擦部材を有するとともに入力軸 1 と連結するクラッチ C 2 のクラッチドラムを配し、

カウンターギア 6 と干渉しない軸方向後方位置に、前記ブレーキ B 1 のブレーキハブを制動する摩擦部材或いはワンウェイクラッチ OWC を前記メインケース 2 b との間に配し、前記ダブルピニオン遊星歯車側のサイド部材の内径をサンギア S 2 の外径より小径にして軸受け 7 h で入力軸 1 に軸支するようになした請求項 1 から 3 及び 5 と 7 記載の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機。

【請求項 9】

前記カウンターギア 3 の一方側に配される減速用遊星歯車とクラッチ C 1、C 3 及びブレーキ B 2 は、

サンギア S 0 とシングルピニオン遊星歯車を軸支する遊星キャリア P 0 とリングギア R 0 からなる減速用遊星歯車のサンギア S 0 が前記変速機ハウジングの内周円筒ボスに固定され、リングギア R 0 が前記変速機の入力軸 1 に連結され、遊星キャリア P 0 を構成する反カウンターギア 3 側のサイド部材の内周にクラッチ C 1、C 3 一体のクラッチドラムが連結され、

前記減速用遊星歯車の外周径方向外側に円筒状に延材されて円筒部内周に反カウンターギア 3 側から軸方向順にクラッチ C 1 と C 3 の摩擦部材を配する前記クラッチ C 1、C 3 一体のクラッチドラムが前記変速機ハウジングの内周円筒ボスに軸支されて前記減速用遊星歯車の反カウンターギア 3 側に配され、

前記クラッチ C 1、C 3 一体のクラッチドラムの外周径方向外側に位置する前記変速機ハウジング内周にブレーキ B 2 の摩擦部材が配されたもので、

前記サンギア S 2、S 1 に連結する連結部材 1 2、1 1 を前記減速用遊星歯車の外周径方向外側に連結部材 1 2 を連結部材 1 1 より反カウンターギア 3 側に位置するよう円筒状に延材して外周に前記クラッチ C 1、C 3 の摩擦部材を配し、連結部材 1 1 を前記クラッチ C 1、C 3 一体のクラッチドラムの外周径方向外側に円筒状に延材して外周に前記ブレーキ B 2 の摩擦部材を配し、前記変速機ハウジングの内周円筒ボスに前記クラッチ C 1、C 2 一体のクラッチドラムへの作動油供給回路を設けるようになした請求項 1 から 8 記載の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機。

【請求項 10】

前記カウンターギア 3 の一方側に配される減速用遊星歯車とクラッチ C 1、C 3、C 4 及びブレーキ B 2 は、

サンギア S 0 とダブルピニオン遊星歯車を軸支する遊星キャリア P 0 とリングギア R 0 からなる減速用遊星歯車のサンギア S 0 が前記変速機ハウジングの内周円筒ボスに固定され、遊星キャリア P 0 を構成するカウンターギア 3 側のサイド部材に入力軸 1 が連結されるとともにもう一方のサイド部材に反カウンターギア 3 側に円筒状に延材するクラッチ C 4 のクラッチハブが連結され、リングギア R 0 の外周にクラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブが前記クラッチ C 4 のクラッチハブの外周径方向外側に円筒状に延材して連結され、

カウンターギア 3 側が開口されクラッチ C 3 を外周側として円周方向に 2 段となり、前記クラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブ及び前記クラッチ C 4 のクラッチハブとの間に各々摩擦部材を配するクラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムが前記変速機ハウジングの内周円筒ボスに軸支されて前記減速用遊星歯車の反カウンターギア 3 側に配され、  
反カウンターギア 3 側が開口されリングギア R 0 の外周径方向外側で前記クラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブとの間に摩擦部材を配するクラッチ C 1 のクラッチドラムが前記減速用遊星歯車を挟んで前記クラッチ C 3、C 4 と対峙して配され、  
前記クラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムの外周と前記変速機ハウジング内周の間にブレーキ B 2 の摩擦部材が配されたもので、  
前記クラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムを前記クラッチ C 1 のクラッチドラムの外周径方向外側に延材してサンギア S 1 に連結する連結部材 1 1 と連結し、前記クラッチ C 1 のクラッチドラムをサンギア S 2 に連結する連結部材 1 2 と連結し、前記変速機ハウジングの内周円筒ボスに前記クラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムと前記クラッチ C 1 のクラッチドラムへの作動油供給回路を設けるとともに前記クラッチ C 3、C 4 の摩擦部材専用の潤滑油供給回路を設けるようにした請求項 1 から 8 記載の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機。

10

20

30

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、油圧クラッチ及びブレーキを用いて制御する自動変速機に関し、変速比の段間差が小さくできる複合遊星歯車を用いた多段自動変速機に関する。

【背景技術】

【0002】

トルクコンバータと遊星歯車列及び油圧クラッチ、ブレーキを用いた A T (Automatic Transmission) に対抗した自動変速機として、無段階に変速する C V T (Continuously Variable Transmission) と手

50

動変速機であるMT (Manual Transmission) を自動化したAMT (Automated Mechanical Transmission) が省燃費を主な目的として商品化されている。このCVTにはトルクコンバータが用いられているが発進時以外はトルクコンバータをロスのない直結 (ロックアップ) 状態として用いるため、市街地走行でほとんどトルクコンバータをロックアップしないATと比べ燃費は良くなるが、無段変速機構となるベルトの伝達効率がギア伝達に比べ極めて悪く、ATがトルクコンバータをロックアップして用いることができる高速走行では逆に燃費が悪くなり、市街地走行でも原動機の回転を低く保てる利点はあるものの、燃費改良のポテンシャルは小さい。AMTは燃費改良のポテンシャルが大きいため、変速の際連続的な走行ができないSCT (Single Clutch AMT) を改良し、一方のクラッチで動力が伝達されている時、他方のクラッチを次の変速段に切り換えて待機させ、2個のクラッチを繋ぎ換えることで連続的な走行が可能となる前進6速及び7速のDCT (Dual Clutch AMT) も商品化されたが、クラッチの切り換えにより変速できる変速段が1種類しかなく、特に飛び越し変速が必要となるキックダウン変速や手動操作での任意の変速、及び前後進の切り換え時においてスムーズな変速ができなく車両の使い勝手に問題が生じる。

10

### 【0003】

一方、ATはクラッチ又はブレーキの1個のみの繋ぎ代えで変速可能な変速段が、増速と減速側の次段と次々段の合わせて4種類準備可能で、キックダウン変速や手動変速及び前後進の切り換えで問題を生じさせない。そこで、原動機の使用回転域を下げ燃費を向上させる目的で前進6速段以上の多段化が進められているが、実用化された前進6速 (6AT) では前進4速 (4AT) と比べ5~6%の燃費向上しか実現されていなく、依然として大幅な燃費改良は進んでいない。この主な原因は入力継手として用いる流体伝導による動力ロスを伴うトルクコンバータを多用していることにあり、燃費をさらに向上させるにはトルクコンバータの使用領域を減らさなければならない。基本的には発進と変速時以外はトルクコンバータをロスのないロックアップ状態で用いるようにすることであるが、最良の方法はAMTのようにトルクコンバータを用いないことである。ATやCVTでは当たり前のようにトルクコンバータを用いているが、資源の浪費及び環境負荷の増大に繋がり技術でこれを防がなければならない。通常、乗用車のMTでは前進の変速段数は5、6速段であり、6ATではトルク増幅作用のあるトルクコンバータを使用しなくとも牽引力が確保できる。但し、隣り合う変速段の変速比の段間差をMTのように小さくすることが望ましく、複数の変速段で同一遊星歯車に動力が通過するATはMTよりシンプルな構造となるが変速比の設定自由度は低く、その組み合わせは限定される。尚、実用化された6ATでは伝達効率上好ましくないものや締結要素となる摩擦部材の連れ回りロス低減に対する配慮が十分でないものが多く、伝達効率や耐久強度を考慮するとパワートレイン及びその構造は更に限定される。

20

30

### 【0004】

近年実用化された6ATは3種あり、4個の構成要素を持った2個の遊星歯車列の、3個の構成要素に選択的に非減速回転と減速用遊星歯車を介した減速回転を入力し、そのうちの2個の構成要素にブレーキを配し、残りの1個の構成要素を出力する方式が大部分を占め、減速回転の入力個数を1個とした特許文献1と2個とした特許文献2の2種類が存在する。残りの1種は変速段により3個の遊星歯車列の組換えを行う特許文献3に示されたもので、何れも5個のクラッチ及びブレーキの2個を選択的に締結することにより変速段が決定される構造となっている。この3種のうち、隣り合う変速段の変速比の段間差を比較的小さく取れる方式の一つとして特許文献2のリングギアを出力とする4ATと同じ形態のラビニョー遊星歯車を用いた組み合わせがあり、シンプルな構造で配置できることもあって一番多く実用化されている。但し、特許文献2の形態では前進1速~4速段で減速用遊星歯車を介した大きなトルクとなる減速回転が変速用遊星ギアに入力する強度的に不利となる点と、高速段の前進4速~5速段及び前進5速~6速段の変速比の段間差が少し大きくなる問題を有している。加えてラビニョー遊星歯車の欠点として、ダブルピニオン

40

50

遊星歯車を用いるため噛合い歯車が増え効率的に不利となること及び歯面荷重を分散して伝えるピニオン遊星歯車の個数に限界が生じる強度面の弱点がある。又、ラビニョー遊星歯車では本件出願図の図8、図9のType 0、1に示した如く、ロングピニオン遊星歯車Paと噛合うピニオン遊星歯車Pb、サンギアS1及びリングギアR1の噛合いベクトルがそれぞれ異なるためロングピニオン遊星歯車が傾き、噛合いが悪くなる欠点を有している。そのためラビニョー遊星歯車の基本形態であり利点でもあるロングピニオン遊星歯車による動力伝達方式を変えることも考慮しなければならない。尚、近年燃費向上のため原動機には低回転高トルクのディーゼルエンジンが用いられるようになり、強度的に不利となる特許文献2の形態に強度面に弱点があるラビニョー遊星歯車を用いるには一層の補強が望まれる。

10

#### 【0005】

乗用車で最も多用されている原動機をフロント側に横置きに配するFWD (Front Wheel Drive) 車では特に変速機の軸方向の短縮化が要求され、特許文献2のラビニョー遊星歯車を用いた極めてコンパクトとなる6ATとしてSAE TECHNICAL PAPERに記載された非特許文献4があり、各部位の配置が特許文献5及び6で提案されている。この方式では前進1速～4速段で減速用遊星歯車を介した大きなトルクとなる減速回転がラビニョー遊星歯車のダブルピニオン遊星歯車と噛合う小径のサンギアに入力されるため、このサンギアの歯面荷重が必然的に大きくなる。そのため歯車の歯幅を増やす必要が生じ、軸方向の短縮化が要求されるFWD車には向かなくなる。一般的に4ATに用いられるラビニョー遊星歯車ではダブルピニオン遊星歯車の数は $2 \times 3$ 個であり、ダブルピニオン遊星歯車の数をスペース的に限界となる $2 \times 4$ 個まで増やし歯面荷重を更に分散させると歯幅を増やす必要がなくなる。そのため非特許文献4では本件出願図の図29に示したように、サンギアS2と噛合うピニオン遊星歯車Pbの外径を小さくしてピニオン遊星歯車PbとリングギアR1との間にスペースを設け、遊星キャリアを構成する両サイド部材を連結する連結部材Pを配する工夫をしている。しかしながら、ピニオン遊星歯車Pbの歯数が小さくなり回転が増えて効率及び耐久上不利になるのに加えて、前進1速から原動機直結とするため前進1速－2速段の変速比の段間差をDCTのように小さくするにはサンギアS2とS1の歯数を近づけねばならず、ピニオン遊星歯車Pbの配置スペース上限が生じる。又、ピニオン遊星歯車Pbの軸支軸を保持する遊星キャリアの肉厚がサンギアS1の外径との距離 $\delta$ で決まるためピニオン遊星歯車Pbの軸支軸の径を小さくしなければならず、この構造で前進1速－2速段の変速比の段間差をDCTのように小さくすることは困難となる。

20

30

#### 【0006】

又、この方式のラビニョー遊星歯車では遊星キャリアが長幅構造になるとともにブレーキとクラッチの摩擦部材に係止するため遊星キャリアがアンバランスとなり、遊星キャリアの両端を軸支する必要がある。しかしながら、非特許文献4では遊星キャリアを一端でしか軸支しない片持構造となっており振動や耐久上好ましくない。加えて、この遊星キャリアの軸方向の保持が相対回転の大きくなる径の大きな固定部となっており、遊星キャリアの軸支機構全体がロスを伴う不安定な構造となっている。

#### 【0007】

非特許文献4では減速用遊星歯車とラビニョー遊星歯車の外周径方向外側にクラッチとブレーキの摩擦部材を配したためコンパクトな構造となるが、ラビニョー遊星歯車のシングルピニオン遊星歯車と噛合うサンギアに減速回転を入力するクラッチドラムを、ブレーキで制動する構造となっている。このクラッチドラムは最高速段の前進6速段で制動され、連続高速走行状態において内周側に摩擦部材に係止するクラッチドラムに遠心力が作用せず潤滑油が排出され難くなり、摩擦部材の連れ回りロスが大きくなる欠点がある。このクラッチの摩擦部材は減速用遊星歯車の外周径方向外側に配され、減速用遊星歯車潤滑後の潤滑油が供給される構造となっており、減速用遊星歯車の潤滑油は常時必要なため制動時に潤滑油の供給を止めるわけにはいかなく、連れ回りロスが必然的に大きくなる。

40

#### 【0008】

50

更に、特許文献2の特性上の欠点とも言えるが、前進4速－5速段及び前進5速－6速段の変速比の段間差をDCTのように小さくするのは不可能なため、クラッチ1個を追加し全ての段間差を前進7速のDCTに負けず小さくできる8ATが燃費改善の有力手段となる。そうするにはラビニョー遊星歯車に6ATより更に大きな減速回転を入力しなければならず、各歯車にかかる負担は大きくサンギアS2とS1の歯数を近づけた4×2個のダブルピニオン遊星歯車の配置が必須になるとともに、ロングピニオン遊星歯車の傾きによる歯当たり悪化の改善が必要となる。当然クラッチ追加による摩擦部材の連れ回りロスも増えるため、摩擦部材の連れ回りロス低減を考慮しなければならない。このクラッチ1個を追加した8ATとしてRWD(Rear Wheel Drive)車用に実用化されたS A E T E C H N I C A L P A P E Rに記載された非特許文献7がある。ここで用いられているラビニョー遊星歯車に於けるピニオン遊星歯車の配置構造は非特許文献4と同じ本件出願図の図29に示した構造であるが、スペース的に余裕があるためサンギアS2の径を大きくし強度を向上させ、その結果サンギアS1との相対比を小さくすることが可能となり変速段の段間差が比較的小さくなっている。但し、サンギアS2とS1の相対比をもっと小さくすると全体の変速比が更にバランスの採れたものとなる。又、ラビニョー遊星歯車の遊星キャリアはRWD車では軸方向スペースに余裕があるため両端で軸支出来ており問題はないが、一方の軸支部がシングルピニオン遊星歯車の外径より大きな位置での軸支であり周速が速くなる不利な構造となっている。一方、スペースに余裕のないFWD車用での8AT化は非特許文献7に示された構造は採れなく工夫が必要となる。

10

#### 【0009】

20

ラビニョー遊星歯車の各ピニオン歯車のスペースを確保する手段として、本願出願人より特許文献8が提案されている。このラビニョー遊星歯車は本件で用いる4個の構成要素を有したものと異なり、5個の構成要素を有したラビニョー遊星歯車に関する提案である。サンギアとシングルピニオン遊星歯車を軸支する遊星キャリアとリングギアからなる2列のシンプル遊星歯車の、一方のピニオン遊星歯車を伸ばしてロングピニオン遊星歯車とし、もう一方のショートピニオン遊星歯車と同一遊星キャリア内でダブルピニオン遊星歯車として噛み合わせたラビニョー遊星歯車の、遊星キャリアの両サイド部材を2分割し3個のショートピニオン遊星歯車の軸支軸で両サイド部材を連結する構造である。この構造ではショートピニオン遊星歯車に対しロングピニオン遊星歯車の歯数を極端に小さくしなければ配置スペースに於いて成立せず、ロングピニオン遊星歯車の軸支軸の径は小さくなりショートピニオン遊星歯車の軸支軸のみで2分割した両サイド部材を連結しなければならない。又、遊星キャリアの一方のサイド部材が出力軸と一体となり片持構造とはなるが、出力軸がハウジングの2点で大容量の軸受けで軸支される構造となるため遊星キャリアを両端で軸支する必要はない。加えて、前進の減速段で動力が本件とは逆の径の大きなサンギアに入力するため歯面荷重が小さくなるとともに、ショートピニオン遊星歯車と噛み合う径の小さなサンギアの負荷頻度は径の大きなサンギアより小さいため、歯幅を径の大きなサンギアと同等以下に押さえることができる。したがって、遊星キャリアの幅も小さくなり、連結軸となるショートピニオン遊星歯車の軸支軸の連結幅も小さくできるため3箇所の連結だけで剛性的な問題はないが、遊星キャリアの幅が大きくなり、しかもショートピニオン遊星歯車の歯幅が大きくなる本件では、ショートピニオン遊星歯車の軸支軸だけで両サイド部材を連結することは剛性上不十分となる。

30

40

#### 【0010】

本願は前項で述べたように、隣り合う変速段の変速比の段間差を小さくし、発進と変速時以外はトルクコンバータをロスのないロックアップ状態で用いることができる6～8ATの提案であり、主願としてはトルクコンバータを用いない6～8ATの提案である。FWD車用に実用化された6ATに用いられるトルクコンバータは、CVTや4ATで用いられている応答性とトルク伝達容量に難のあるトラス内部圧で締結させるロックアップクラッチであり、ロックアップの多用は困難となる。特に低回転高トルクのディーゼルエンジンには向かない。したがって、このトルクコンバータには軸方向がコンパクトとなることに加え、入力継手内に独立した油圧係合室を備え、複面の摩擦面を持つロックアップク

50

ラッチを有する本願出願人が特許文献 9 で提案したような入力継手を適用しなければならない。又、トルクコンバータを用いない A T の構造が本願出願人より特許文献 1 0 で提案されている。この方式は発進段となる前進 1 速と後進段で締結するブレーキ B 1 を本件出願図の図 2 7 に示したように交互に配された摩擦部材の円周方向中央部に貫通穴を開け、ハウジングよりこの貫通穴に冷却油を供給し滑らせてクリープや発進を行わせるものである。トルクコンバータを用いない他の方法としては入力継手に湿式クラッチを用いる方法や、発進段となる前進 1 速と後進段で締結するクラッチ C 1、C 3 を滑らせる方法も提案されているが、変速機内部のロスがクラッチに加わり滑りエネルギーが増し、車両のクリープ状態等常時摩擦部材を滑らさなければならない状況で不利となる。一方特許文献 1 0 のブレーキ B 1 の滑り状態を表す本件出願図の図 2 8 に示した前進 1 速段の速度線図では、締結しているクラッチ C 1 以外の全てのクラッチとブレーキの連れ回りトルクが発進力となるためブレーキ B 1 を滑らすエネルギーがクラッチを滑らす方式と比べ少なく済み、摩擦部材の冷却方式の容易さとともに有利となる。したがって、隣り合う変速段の変速比の段間差を小さく取れる方式と組み合わせれば燃費的に最良の A T となる。

10

#### 【0011】

ところで、F W D 車では原動機と同軸となる変速機の入力軸と平行に出力軸が配され、入力軸と出力軸の回転方向が同じ方向になることが要求されるため、入力軸から中継軸を介してカウンターギアで減速して出力軸に動力を伝達する構造となっている。この減速比は 3 ~ 4 必要であり、中継軸に小径となるカウンターギアを配し、出力軸の大径となるカウンターギアと噛み合わせる構造としている。この動力伝達構造はモジュールの大きな小歯数と大歯数の噛み合わせとなり歯面のスリップによるロスが大きくなるとともに、A T に限らず M T でも C V T でも重量が増え燃費的に負の要因となるばかりではなく、狭いエンジンルームの空間を更に狭めている。又、大径となるカウンターギアの干渉により入力軸上に配される部材の位置と径が制限を受ける。特にクラッチ 1 個を追加して前進 8 速とする場合このクラッチとリングギアの干渉が問題となる。

20

#### 【0012】

【特許文献 1】特開昭 5 2 - 1 4 9 5 6 2

【特許文献 2】特開平 4 - 2 1 9 5 5 3

【特許文献 3】特開 2 0 0 3 - 3 5 3 4 1

【非特許文献 4】S A E P A P E R 2 0 0 4 - 0 1 - 0 6 5 1

30

【特許文献 5】特開 2 0 0 0 - 2 2 0 7 0 3

【特許文献 6】特開 2 0 0 0 - 2 2 0 7 0 4

【非特許文献 7】S A E P A P E R 2 0 0 7 - 0 1 - 1 1 0 1

【特許文献 8】特開昭 6 2 - 1 1 3 9 4 6

【特許文献 9】特開 2 0 0 8 - 1 9 6 6 6 0

【特許文献 1 0】特願 2 0 0 8 - 8 3 9 0 9

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

#### 【0013】

本発明の第 1 の課題は、前進 6 速及び 8 速度段の多段自動変速機に用いる 4 個の構成要素からなるラビニョー遊星歯車の形態を変えずに各構成歯車の耐久強度を増し、共有する遊星キャリアの軸支を安定させることである。

40

#### 【0014】

本発明の第 2 の課題は、前進 6 速及び 8 速度段の多段自動変速機に用いる 4 個の構成要素からなるラビニョー遊星歯車の形態を変えて高トルク対応の複合遊星歯車として各構成歯車の耐久強度を増し、共有する遊星キャリアの軸支を安定させることである。

#### 【0015】

本発明の第 3 の課題は、複合遊星歯車と減速用遊星歯車及びクラッチ、ブレーキからなる前進 6 速及び 8 速度段の多段自動変速機の隣り合う変速段の変速比の段間差を小さくし、伝達ロスの大きな流体伝導装置を無くすか或いはロックアップ領域が拡大出来る流体伝導

50

装置を用いてシンプルに配置するとともに、締結要素に配される摩擦部材の連れまわりロスの低減も含め燃費を向上させることである。

【0016】

本発明の第4の課題は、FWD車用の変速機に配される効率的に負の要因となる中継軸を廃止し、流体伝導装置を無くした前進6速から8速度段の多段自動変速機の燃費を更に向上させるとともに、エンジンルームのスペースを広げることである。

【課題を解決するための手段】

【0017】

請求項1に係わる本発明は、前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の変速段を得る多段自動変速機の複合遊星歯車に用いられるピニオン遊星歯車の個数をスペース限界まで増やすもので、第1と第2及び第3の課題を解決するための手段であり、シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車を軸方向2列に保持し、シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を同一軸上で軸支する遊星キャリアPと、シングルピニオン遊星歯車と噛合うサンギアS1及びリングギアR1と、ダブルピニオン遊星歯車のもう一方のピニオン遊星歯車と噛合うサンギアS2或いはシングルピニオン遊星歯車と同一軸上で軸支される一方のピニオン遊星歯車と噛合うリングギアR2とからなり、リングギアR1或いはリングギアR2に連結したリングギアR1を出力構成要素とする複合遊星歯車と、変速機の入力軸1の回転を減速する減速用遊星歯車と、複合遊星歯車のサンギアS2に減速用遊星歯車を經由した入力軸1の減速回転を入力するクラッチC1と、複合遊星歯車の遊星キャリアPに入力軸1の回転を入力するクラッチC2と、複合遊星歯車のサンギアS1に減速用遊星歯車を經由した入力軸1の減速回転或いは入力軸1の回転を入力するクラッチC3或いはC4と、複合遊星歯車の遊星キャリアPを制動するブレーキB1と、複合遊星歯車のサンギアS1を制動するブレーキB2とからなり、クラッチC1、C2、C3或いはC4及びブレーキB1、B2の何れか2個を選択的に締結することにより前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の変速段を得る複合遊星歯車を用いた多段自動変速機であって、複合遊星歯車の各ピニオン遊星歯車を4個で構成するとともに遊星キャリアPを構成する両サイド部材を2分割し、シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を同一軸上で軸支する4本の長梁軸と、ダブルピニオン遊星歯車のサンギアS2と噛合うもう一方のピニオン遊星歯車を軸支する4本の短梁軸で両サイド部材を連結するようになった。

【0018】

請求項2に係わる本発明は、前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の変速段を得る多段自動変速機の複合遊星歯車の軸支に関するもので、第1と第2の課題を解決するための手段であり、変速機の入力軸1と出力軸を平行に配し、入力軸1を変速機ハウジングの両端で軸受け7a、7bで軸支し、入力軸1と同軸上の変速機ハウジングの中央部で出力軸に動力を伝達するカウンターギア3を軸受け7cで軸支し、カウンターギア3を挟んで入力軸1と同軸上の一方側に、複合遊星歯車とクラッチC2とブレーキB1を配し、入力軸1と同軸上のもう一方側に、減速用遊星歯車とクラッチC1、C3或いはC4とブレーキB2を配し、クラッチC1とサンギアS2を連結する連結部材12とクラッチC3或いはC4とサンギアS1を連結する連結部材11を、カウンターギア3の内周部を通して入力軸1の周りに径方向順に軸支させて配し、複合遊星歯車の遊星キャリアPを構成するシングルピニオン遊星歯車側サイド部材の内径L1とダブルピニオン遊星歯車側サイド部材の内径L2をサンギアS1の外径L3より小径としてラジアル軸受け7h、7iを配し、サンギアS1又はサンギアS1の連結部材11と入力軸1又は入力軸1とクラッチC2を連結する連結部材に軸支するとともにシングルピニオン遊星歯車側のサイド部材の両側にスラスト軸受け37a、37cを配し、複合遊星歯車の遊星キャリアPを保持するようになった。

【0019】

請求項3に係わる本発明は、前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の変速段を得る多段自動変速機の複合遊星歯車の構造に関するもので、第1と第2の課題を解決するための

手段であり、複合遊星歯車の各ピニオン遊星歯車は4本の長梁軸及び短梁軸上でニードルローラベアリングにより軸支され、4本の長梁軸及び短梁軸の両端をニードルローラベアリングの軸支径より小径とし、遊星キャリアPを構成するシングルピニオン遊星歯車側サイド部材の側面に貫通穴を有した4個の座aとサンギアS1の歯幅まで突き出た4個のボスbを円周方向に交互に設け、ダブルピニオン遊星歯車側サイド部材の外周を筒状に延材して径方向外周部外側にブレーキB1とクラッチC2の摩擦部材を係止するスプラインを設けるとともにシングルピニオン遊星歯車側サイド部材の座aとボスbの貫通穴に対抗する側面の同一円周位置に貫通穴を設け、両サイド部材の座a及び座aに対抗する貫通穴に4本の長梁軸の両端小径部をニードルローラベアリングの軸支径となる段付き部まで圧入し、両サイド部材のボスb及びボスbに対抗する貫通穴に4本の短梁軸の両端小径部をニードルローラベアリングの軸支径となる段付き部まで圧入し、4本の長梁軸と短梁軸の両端を絞めて両サイド部材を連結するようになった。

10

**【0020】**

請求項4に係わる本発明は、前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の変速段を得る多段自動変速機の複合遊星歯車の構造に関するもので、第1の課題を解決するための手段であり、複合遊星歯車の長梁軸に配したシングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を一体のロングピニオン遊星歯車として形成し、長梁軸上の両サイドにロングピニオン遊星歯車を軸支するニードルローラベアリングを配し、両ニードルローラベアリングの軸方向を規制する突起部を長梁軸の軸方向中央部に一体として設け、ロングピニオン遊星歯車をサンギアS1とリングギアR1に噛み合わせるとともに、サンギアS2と噛み合う短梁軸に配したピニオン遊星歯車と噛み合わせるようになった。

20

**【0021】**

請求項5に係わる本発明は、前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の変速段を得る多段自動変速機の複合遊星歯車の構造に関するもので、第2の課題を解決するための手段であり、複合遊星歯車の長梁軸に配したシングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を各々ニードルローラベアリングで長梁軸上に隣接して軸支し、シングルピニオン遊星歯車をサンギアS1とリングギアR1に噛み合わせるとともに、ダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車をサンギアS2と噛み合う短梁軸に配したピニオン遊星歯車とリングギアR2に噛み合わせ、リングギアR1とR2を連結するようになった。

30

**【0022】**

請求項6に係わる本発明は、前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の変速段を得る複合遊星歯車を用いた多段自動変速機のFWD車用に対する流体伝導装置を用いない伝達軸の配置に関するもので、第3と第4の課題を解決するための手段であり、変速機ハウジングは変速機前方に配された原動機との隔壁2dを保持するフロントケース2aとメインケース2b或いはリアケース2cからなり、回転変動吸収ダンパを介して原動機と連結した変速機の入力軸1を前端の隔壁2dに装着された円筒部材2fと後端のメインケース2b或いはリアケース2cに配された軸受け7a、7bで軸支し、フロントケース2aをメインケース2b内側の入力軸1の軸方向中央部まで延材してカウンターギア3を軸受け7cで軸支し、フロントケース2aと隔壁2dに囲まれたカウンターギア3前方に減速用遊星歯車とクラッチC1、C3或いはC4及びブレーキB2を配し、メインケース2b或いはリアケース2cに囲まれたカウンターギア3後方に複合遊星歯車とクラッチC2及びブレーキB1を配し、複合遊星歯車の出力構成要素となるリングギアR1或いはリングギアR2に連結したリングギアR1をサンギアS3とシングルピニオン遊星歯車を支持する遊星キャリアP3とリングギアR3からなる遊星減速歯車40のサンギアS3に連結し、遊星キャリアP3をメインケース2bに固定し、リングギアR3をカウンターギア3に連結し、カウンターギア3を出力軸が配されたディファレンシャル装置30のキャリアに連結したカウンターギア6と噛み合わせるようになった。

40

**【0023】**

請求項7に係わる本発明は、前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の変速段を得る複

50

合遊星歯車を用いた多段自動変速機のFWD車用に対する構成部位の配置に関するもので、第3の課題を解決するための手段であり、変速機ハウジングは変速機前方に配された原動機との隔壁2dを保持するフロントケース2aとメインケース2bとリアケース2cからなり、回転変動吸収ダンパ又は流体伝導装置を介して原動機と連結した変速機の入力軸1を前端の隔壁2dに装着された円筒部材2fと後端のリアケース2cに配された軸受け7a、7bで軸支し、メインケース2bの軸方向中央部に設けられたL字型側壁でカウンターギア3を軸受け7cで軸支し、複合遊星歯車の出力構成要素となるリングギアR1或いはリングギアR2に連結したリングギアR1をカウンターギア3に連結し、カウンターギア3を入力軸1に平行に配した中継軸に連結されたカウンターギア4と噛み合わせ、フロントケース2a側に中継軸と一体となるカウンターギア5を設け、出力軸が配されたディ

10

#### 【0024】

請求項8に係わる本発明は、前進6速後進1速或いは前進8速後進2速の変速段を得る多段自動変速機の長梁軸に配したピニオン遊星歯車が偏荷重を受けない構造の複合遊星歯車を用いたFWD車用に対する配置に関するもので、第2と第3の課題を解決するための手段であり、カウンターギア3の前方に、リングギアR1、R2を有した複合遊星歯車とクラッチC2及びブレーキB1が配されたもので、リングギアR1、R2を有した複合遊星歯車のダブルピニオン遊星歯車側サイド部材の外周に、リングギアR1、R2の外径より小径となるクラッチC2のクラッチハブを前方に円筒状に延材して設けるとともにリングギアR1、R2の外径より大径となるブレーキB1のブレーキハブを後方に円筒状に延材して設け、ディファレンシャル装置30のキャリアに連結したカウンターギア6と軸方向同一位置に、内周とクラッチC2のクラッチハブ外周との間に摩擦部材を有するとともに入力軸1と連結するクラッチC2のクラッチドラムを配し、カウンターギア6と干渉しない軸方向後方位置に、ブレーキB1のブレーキハブを制動する摩擦部材或いはワンウェイクラッチOWCをメインケース2bとの間に配し、ダブルピニオン遊星歯車側のサイド部材の内径をサンギアS2の外径より小径にして軸受け7hで入力軸1に軸支するようになった。

20

#### 【0025】

請求項9に係わる本発明は、前進6速後進1速の変速段を得る多段自動変速機の複合遊星歯車に入力する減速機構の構造に関するもので、第3と第4の課題を解決するための手段であり、カウンターギア3の一方側に配される減速用遊星歯車とクラッチC1、C3及びブレーキB2は、サンギアS0とシングルピニオン遊星歯車を軸支する遊星キャリアP0とリングギアR0からなる減速用遊星歯車のサンギアS0が変速機ハウジングの内周円筒ボスに固定され、リングギアR0が変速機の入力軸1に連結され、遊星キャリアP0を構成する反カウンターギア3側のサイド部材の内周にクラッチC1、C3一体のクラッチドラムが連結され、減速用遊星歯車の外周径方向外側に円筒状に延材されて円筒部内周に反カウンターギア3側から軸方向順にクラッチC1とC3の摩擦部材を配するクラッチC1、C3一体のクラッチドラムが変速機ハウジングの内周円筒ボスに軸支されて減速用遊星歯車の反カウンターギア3側に配され、クラッチC1、C3一体のクラッチドラムの外周径方向外側に位置する変速機ハウジング内周にブレーキB2の摩擦部材が配されたもので、サンギアS2、S1に連結する連結部材12、11を減速用遊星歯車の外周径方向外側に連結部材12を連結部材11より反カウンターギア3側に位置するよう円筒状に延材して外周にクラッチC1、C3の摩擦部材を配し、連結部材11を前記クラッチC1、C3一体のクラッチドラムの外周径方向外側に円筒状に延材して外周にブレーキB2の摩擦部材を配し、変速機ハウジングの内周円筒ボスにクラッチC1、C2一体のクラッチドラムへの作動油供給回路を設けるようになった。

30

40

#### 【0026】

請求項10に係わる本発明は、前進8速後進2速の変速段を得る多段自動変速機の複合遊星歯車に入力する減速機構の構造に関するもので、第3と第4の課題を解決するための手

50

段であり、カウンターギア 3 の一方側に配される減速用遊星歯車とクラッチ C 1、C 3、C 4 及びブレーキ B 2 は、サンギア S 0 とダブルピニオン遊星歯車を軸支する遊星キャリア P 0 とリングギア R 0 からなる減速用遊星歯車のサンギア S 0 が変速機ハウジングの内周円筒ボスに固定され、遊星キャリア P 0 を構成するカウンターギア 3 側のサイド部材に入力軸 1 が連結されるとともにもう一方のサイド部材に反カウンターギア 3 側に円筒状に延材するクラッチ C 4 のクラッチハブが連結され、リングギア R 0 の外周にクラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブがクラッチ C 4 のクラッチハブの外周径方向外側に円筒状に延材して連結され、カウンターギア 3 側が開口されクラッチ C 3 を外周側として円周方向に 2 段となり、クラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブ及びクラッチ C 4 のクラッチハブとの間に各々摩擦部材を配するクラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムが変速機ハウジングの内周円筒ボスに軸支されて減速用遊星歯車の反カウンターギア 3 側に配され、反カウンターギア 3 側が開口されリングギア R 0 の外周径方向外側でクラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブとの間に摩擦部材を配するクラッチ C 1 のクラッチドラムが減速用遊星歯車を挟んでクラッチ C 3、C 4 と対峙して配され、クラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムの外周と変速機ハウジング内周の間にブレーキ B 2 の摩擦部材が配されたもので、クラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムをクラッチ C 1 のクラッチドラムの外周径方向外側に延材してサンギア S 1 に連結する連結部材 1 1 と連結し、クラッチ C 1 のクラッチドラムをサンギア S 2 に連結する連結部材 1 2 と連結し、変速機ハウジングの内周円筒ボスにクラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムとクラッチ C 1 のクラッチドラムへの作動油供給回路を設けるとともにクラッチ C 3、C 4 の摩擦部材専用の潤滑油供給回路を設けるようになった。

10

20

#### 【発明の効果】

#### 【0027】

請求項 1 記載の構成では、シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車を軸方向 2 列に保持し、シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を同一軸上で軸支する遊星キャリア P と、シングルピニオン遊星歯車と噛合うサンギア S 1 及びリングギア R 1 と、ダブルピニオン遊星歯車のもう一方のピニオン遊星歯車と噛合うサンギア S 2 或いはシングルピニオン遊星歯車と同一軸上で軸支される一方のピニオン遊星歯車と噛合うリングギア R 2 とからなり、リングギア R 1 或いはリングギア R 2 に連結したリングギア R 1 を出力構成要素とする複合遊星歯車と、変速機の入力軸 1 の回転を減速する減速用遊星歯車と、複合遊星歯車のサンギア S 2 に減速用遊星歯車を經由した入力軸 1 の減速回転を入力するクラッチ C 1 と、複合遊星歯車の遊星キャリア P に入力軸 1 の回転を入力するクラッチ C 2 と、複合遊星歯車のサンギア S 1 に減速用遊星歯車を經由した入力軸 1 の減速回転或いは入力軸 1 の回転を入力するクラッチ C 3 或いは C 4 と、複合遊星歯車の遊星キャリア P を制動するブレーキ B 1 と、複合遊星歯車のサンギア S 1 を制動するブレーキ B 2 とからなり、クラッチ C 1、C 2、C 3 或いは C 4 及びブレーキ B 1、B 2 の何れか 2 個を選択的に締結することにより前進 6 速後進 1 速或いは前進 8 速後進 2 速の変速段を得る複合遊星歯車を用いた多段自動変速機であって、複合遊星歯車の各ピニオン遊星歯車を 4 個で構成するとともに遊星キャリア P を構成する両サイド部材を 2 分割し、シングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を同一軸上で軸支する 4 本の長梁軸と、ダブルピニオン遊星歯車のサンギア S 2 と噛合うもう一方のピニオン遊星歯車を軸支する 4 本の短梁軸で両サイド部材を連結するようになったので、サンギア S 2 に入力する減速用遊星歯車を經由した大きなトルクによる歯面荷重が 4 個のピニオン遊星歯車に分散され歯幅を増やすことなく歯車の耐久強度を増すことができるとともに、サンギア S 2 と噛合うピニオン遊星歯車の効率及び耐久強度悪化に繋がる歯数減少を伴わずにサンギア S 2 の歯数をサンギア S 1 に近づけることが可能となり、低速度段に於ける変速比の段間差を小さくできる。

30

40

#### 【0028】

請求項 2 記載の構成では、変速機の入力軸 1 と出力軸を平行に配し、入力軸 1 を変速機ハウジングの両端で軸受け 7 a、7 b で軸支し、入力軸 1 と同軸上の変速機ハウジングの中

50

央部で出力軸に動力を伝達するカウンターギア 3 を軸受け 7 c で軸支し、カウンターギア 3 を挟んで入力軸 1 と同軸上の一方側に、複合遊星歯車とクラッチ C 2 とブレーキ B 1 を配し、入力軸 1 と同軸上のもう一方側に、減速用遊星歯車とクラッチ C 1、C 3 或いは C 4 とブレーキ B 2 を配し、クラッチ C 1 とサンギア S 2 を連結する連結部材 1 2 とクラッチ C 3 或いは C 4 とサンギア S 1 を連結する連結部材 1 1 を、カウンターギア 3 の内周部を通して入力軸 1 の周りに径方向順に軸支させて配し、複合遊星歯車の遊星キャリア P を構成するシングルピニオン遊星歯車側サイド部材の内径 L 1 とダブルピニオン遊星歯車側サイド部材の内径 L 2 をサンギア S 1 の外径 L 3 より小径としてラジアル軸受け 7 h、7 i を配し、サンギア S 1 又はサンギア S 1 の連結部材 1 1 と入力軸 1 又は入力軸 1 とクラッチ C 2 を連結する連結部材に軸支するとともにシングルピニオン遊星歯車側のサイド部材の両側にスラスト軸受け 3 7 a、3 7 c を配し、複合遊星歯車の遊星キャリア P を保持するようになったので、複合遊星歯車全体の振動が低減し耐久性が向上する。

10

#### 【0029】

請求項 3 記載の構成では、複合遊星歯車の各ピニオン遊星歯車は 4 本の長梁軸及び短梁軸上でニードルローラベアリングにより軸支され、4 本の長梁軸及び短梁軸の両端をニードルローラベアリングの軸支径より小径とし、遊星キャリア P を構成するシングルピニオン遊星歯車側サイド部材の側面に貫通穴を有した 4 個の座 a とサンギア S 1 の歯幅まで突き出た 4 個のボス b を円周方向に交互に設け、ダブルピニオン遊星歯車側サイド部材の外周を筒状に延材して径方向外周部外側にブレーキ B 1 とクラッチ C 2 の摩擦部材に係止するスプラインを設けるとともにシングルピニオン遊星歯車側サイド部材の座 a とボス b の貫通穴に対抗する側面の同一円周位置に貫通穴を設け、両サイド部材の座 a 及び座 a に対抗する貫通穴に 4 本の長梁軸の両端小径部をニードルローラベアリングの軸支径となる段付き部まで圧入し、両サイド部材のボス b 及びボス b に対抗する貫通穴に 4 本の短梁軸の両端小径部をニードルローラベアリングの軸支径となる段付き部まで圧入し、4 本の長梁軸と短梁軸の両端を絞めて両サイド部材を連結するようになったので、遊星キャリアの剛性が確保出来るとともに成形が簡素化される。

20

#### 【0030】

請求項 4 記載の構成では、複合遊星歯車の長梁軸に配したシングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を一体のロングピニオン遊星歯車として形成し、長梁軸上の両サイドにロングピニオン遊星歯車を軸支するニードルローラベアリングを配し、両ニードルローラベアリングの軸方向を規制する突起部を長梁軸の軸方向中央部に一体として設け、ロングピニオン遊星歯車をサンギア S 1 とリングギア R 1 に噛み合わせるとともに、サンギア S 2 と噛み合う短梁軸に配したピニオン遊星歯車と噛み合わせるようになったので、長梁軸の曲げに対する剛性が上がり、偏荷重が加わった場合のロングピニオン遊星歯車の傾きを押さえることができるとともに総ころ方式の両ニードルローラベアリングの間座も必要としない。

30

#### 【0031】

請求項 5 記載の構成では、複合遊星歯車の長梁軸に配したシングルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車を各々ニードルローラベアリングで長梁軸上に隣接して軸支し、シングルピニオン遊星歯車をサンギア S 1 とリングギア R 1 に噛み合わせるとともに、ダブルピニオン遊星歯車の一方のピニオン遊星歯車をサンギア S 2 と噛み合う短梁軸に配したピニオン遊星歯車とリングギア R 2 に噛み合わせ、リングギア R 1 と R 2 を連結するようになったので、2 個のピニオン遊星歯車を配した長梁軸には各々 1 方向の荷重しか作用せずピニオン遊星歯車の噛み合いが悪くなることはない。

40

#### 【0032】

請求項 6 記載の構成では、変速機ハウジングは変速機前方に配された原動機との隔壁 2 d を保持するフロントケース 2 a とメインケース 2 b 或いはリアケース 2 c からなり、回転変動吸収ダンパを介して原動機と連結した変速機の入力軸 1 を前端的隔壁 2 d に装着された円筒部材 2 f と後端のメインケース 2 b 或いはリアケース 2 c に配された軸受け 7 a、7 b で軸支し、フロントケース 2 a をメインケース 2 b 内側の入力軸 1 の軸方向中央部ま

50

で延材してカウンターギア 3 を軸受け 7 c で軸支し、フロントケース 2 a と隔壁 2 d に囲まれたカウンターギア 3 前方に減速用遊星歯車とクラッチ C 1、C 3 或いは C 4 及びブレーキ B 2 を配し、メインケース 2 b 或いはリアケース 2 c に囲まれたカウンターギア 3 後方に複合遊星歯車とクラッチ C 2 及びブレーキ B 1 を配し、複合遊星歯車の出力構成要素となるリングギア R 1 或いはリングギア R 2 に連結したリングギア R 1 をサンギア S 3 とシングルピニオン遊星歯車を支持する遊星キャリア P 3 とリングギア R 3 からなる遊星減速歯車 4 0 のサンギア S 3 に連結し、遊星キャリア P 3 をメインケース 2 b に固定し、リングギア R 3 をカウンターギア 3 に連結し、カウンターギア 3 を出力軸が配されたディファレンシャル装置 3 0 のキャリアに連結したカウンターギア 6 と噛み合わせるようにしたので、隣り合う変速段の変速比の段間差を小さく出来る前進 6 速から 8 速度段の変速装置部とその出力を逆回転に換える遊星減速歯車 4 0 を入力軸 1 の周りにコンパクトに配することができるとともに、効率的に負の要因となる中継軸が廃止でき、FWD 車用の A/T として最高の燃費向上が可能となる。又、出力軸に配されるカウンターギア 6 との干渉がなくなるため、入力軸 1 の前方側の径を上げクラッチ C 4 を追加した前進 8 速の入力装置部をコンパクトに配することができる。尚、フロントケース 2 a にカウンターギア 3 を配したことによりメインケース 2 b をリアケース 2 c と一体にできることや、ブレーキ B 1 の冷却供給孔を配した端部をメインケース 2 b に一体として設けることができる。

10

#### 【0033】

請求項 7 記載の構成では、変速機ハウジングは変速機前方に配された原動機との隔壁 2 d を保持するフロントケース 2 a とメインケース 2 b とリアケース 2 c からなり、回転変動吸収ダンパ又は流体伝導装置を介して原動機と連結した変速機の入力軸 1 を前端の隔壁 2 d に装着された円筒部材 2 f と後端のリアケース 2 c に配された軸受け 7 a、7 b で軸支し、メインケース 2 b の軸方向中央部に設けられた L 字型側壁でカウンターギア 3 を軸受け 7 c で軸支し、複合遊星歯車の出力構成要素となるリングギア R 1 或いはリングギア R 2 に連結したリングギア R 1 をカウンターギア 3 に連結し、カウンターギア 3 を入力軸 1 に平行に配した中継軸に連結されたカウンターギア 4 と噛み合わせ、フロントケース 2 a 側に中継軸と一体となるカウンターギア 5 を設け、出力軸が配されたディファレンシャル装置 3 0 のキャリアに連結したカウンターギア 6 と噛み合わせるようにしたので、隣り合う変速段の変速比の段間差を小さくできる FWD 車用の前進 6 速から 8 速度段の変速装置部を入力軸 1 の周りにコンパクトに配することができるとともに燃費向上が可能となる。尚、回転変動吸収ダンパを介して原動機と連結した場合、他に類を見ないコンパクトさとなる。

20

30

#### 【0034】

請求項 8 記載の構成では、第 1 と第 2 及び第 4 の課題を解決するための手段であり、カウンターギア 3 の前方に、リングギア R 1、R 2 を有した複合遊星歯車とクラッチ C 2 及びブレーキ B 1 が配されたもので、リングギア R 1、R 2 を有した複合遊星歯車のダブルピニオン遊星歯車側サイド部材の外周に、リングギア R 1、R 2 の外径より小径となるクラッチ C 2 のクラッチハブを前方に円筒状に延材して設けるとともにリングギア R 1、R 2 の外径より大径となるブレーキ B 1 のブレーキハブを後方に円筒状に延材して設け、ディファレンシャル装置 3 0 のキャリアに連結したカウンターギア 6 と軸方向同一位置に、内周とクラッチ C 2 のクラッチハブ外周との間に摩擦部材を有するとともに入力軸 1 と連結するクラッチ C 2 のクラッチドラムを配し、カウンターギア 6 と干渉しない軸方向後方位置に、ブレーキ B 1 のブレーキハブを制動する摩擦部材或いはワンウェイクラッチ OWC をメインケース 2 b との間に配し、ダブルピニオン遊星歯車側のサイド部材の内径をサンギア S 2 の外径より小径にして軸受け 7 h で入力軸 1 に軸支するようになしたので、特に FWD 車用に前進 6 速度段にクラッチ C 4 を追加して径が大きくなる複合遊星歯車への入力装置部をカウンターギア 3 の後方に配することができ、偏荷重を受ける噛み合いをしない複合遊星歯車を用いた前進 8 速後進 2 速の燃費の良いコンパクトな多段自動変速機が可能となる。

40

#### 【0035】

50

請求項 9 記載の構成では、カウンタギア 3 の一方側に配される減速用遊星歯車とクラッチ C 1、C 3 及びブレーキ B 2 は、サンギア S 0 とシングルピニオン遊星歯車を軸支する遊星キャリア P 0 とリングギア R 0 からなる減速用遊星歯車のサンギア S 0 が変速機ハウジングの内周円筒ボスに固定され、リングギア R 0 が変速機の入力軸 1 に連結され、遊星キャリア P 0 を構成する反カウンタギア 3 側のサイド部材の内周にクラッチ C 1、C 3 一体のクラッチドラムが連結され、減速用遊星歯車の外周径方向外側に円筒状に延材されて円筒部内周に反カウンタギア 3 側から軸方向順にクラッチ C 1 と C 3 の摩擦部材を配するクラッチ C 1、C 3 一体のクラッチドラムが変速機ハウジングの内周円筒ボスに軸支されて減速用遊星歯車の反カウンタギア 3 側に配され、クラッチ C 1、C 3 一体のクラッチドラムの外周径方向外側に位置する変速機ハウジング内周にブレーキ B 2 の摩擦部材が配されたもので、サンギア S 2、S 1 に連結する連結部材 1 2、1 1 を減速用遊星歯車の外周径方向外側に連結部材 1 2 を連結部材 1 1 より反カウンタギア 3 側に位置するよう円筒状に延材して外周にクラッチ C 1、C 3 の摩擦部材を配し、連結部材 1 1 を前記クラッチ C 1、C 3 一体のクラッチドラムの外周径方向外側に円筒状に延材して外周にブレーキ B 2 の摩擦部材を配し、変速機ハウジングの内周円筒ボスにクラッチ C 1、C 2 一体のクラッチドラムへの作動油供給回路を設けるようになったので、FWD 車用の前進 6 速の複合遊星歯車への入力装置部をコンパクトにすることができるとともに、高速一定走行となる前進 6 速度段でクラッチ C 3 のクラッチドラムが制動されることなく遠心力で潤滑油を排出するため摩擦部材による連れ回りロスが低減される。

10

**【0036】**

20

請求項 10 記載の構成では、カウンタギア 3 の一方側に配される減速用遊星歯車とクラッチ C 1、C 3、C 4 及びブレーキ B 2 は、サンギア S 0 とダブルピニオン遊星歯車を軸支する遊星キャリア P 0 とリングギア R 0 からなる減速用遊星歯車のサンギア S 0 が変速機ハウジングの内周円筒ボスに固定され、遊星キャリア P 0 を構成するカウンタギア 3 側のサイド部材に入力軸 1 が連結されるときともにもう一方のサイド部材に反カウンタギア 3 側に円筒状に延材するクラッチ C 4 のクラッチハブが連結され、リングギア R 0 の外周にクラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブがクラッチ C 4 のクラッチハブの外周径方向外側に円筒状に延材して連結され、カウンタギア 3 側が開口されクラッチ C 3 を外周側として円周方向に 2 段となり、クラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブ及びクラッチ C 4 のクラッチハブとの間に各々摩擦部材を配するクラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムが変速機ハウジングの内周円筒ボスに軸支されて減速用遊星歯車の反カウンタギア 3 側に配され、反カウンタギア 3 側が開口されリングギア R 0 の外周径方向外側で前記クラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブとの間に摩擦部材を配するクラッチ C 1 のクラッチドラムが減速用遊星歯車を挟んでクラッチ C 3、C 4 と対峙して配され、クラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムの外周と変速機ハウジング内周の間にブレーキ B 2 の摩擦部材が配されたもので、クラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムをクラッチ C 1 のクラッチドラムの外周径方向外側に延材してサンギア S 1 に連結する連結部材 1 1 と連結し、クラッチ C 1 のクラッチドラムをサンギア S 2 に連結する連結部材 1 2 と連結し、変速機ハウジングの内周円筒ボスにクラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムとクラッチ C 1 のクラッチドラムへの作動油供給回路を設けるとともにクラッチ C 3、C 4 の摩擦部材専用の潤滑油供給回路を設けるようになったので、FWD 車用の前進 8 速の複合遊星歯車への入力装置部をコンパクトにすることができるとともに、高速一定走行となる前進 8 速度段でクラッチ C 3、C 4 一体のクラッチドラムが制動されても専用の潤滑油供給回路で潤滑油の供給を止めれば摩擦部材による連れ回りロスが低減される。

30

40

**【発明を実施するための最良の形態】****【0037】**

本発明は入力軸と出力軸が同一軸となる RWD (Rear Wheel Drive) 車にも適用出来るが、実施例は本発明の特徴を活かしたコンパクトさが要求される前進 6 速以上の入力軸と出力軸がオフセットする FWD (Front Wheel Drive) 車用の多段自動変速機とした。但し、RWD 車用として本発明を前進 8 速後進 2 速の多段

50

自動変速機に適用すれば複合遊星歯車の強度が向上するのに加えより適切な変速比を得ることができる。本発明は流体伝導装置を用いないことを主願としているが、流体伝導装置を用いた場合背景技術で述べた＜入力継ぎ手内に独立した油圧係合室を備え、複面の摩擦面を持つロックアップクラッチを有する入力継手＞との組み合わせも有効な燃費向上の手段としている。本発明ではこの入力継手との組み合わせの特許請求はしていないが、実施例では本件出願人が特開 2008-196660 で提案したものを用いた。

#### 【0038】

本発明の請求項 1 は FWD 車と RWD 車に於ける複合遊星歯車と複合遊星歯車を用いた多段自動変速機であり、その FWD 車用の多段自動変速機を請求項 2 として図 8、図 9、図 18、図 28 及び図 29 を除く全ての図面に示す。請求項 3 は複合遊星歯車の構造に関するもので図 1 から図 7 に示し、請求項 4 はその 1 種であるラビニョー遊星歯車方式の複合遊星歯車 100A の構造を図 1、図 3、図 4、図 5 及び図 6 に示し、請求項 5 はもう 1 種のラビニョー遊星歯車方式とは異なる複合遊星歯車 100B の構造を図 2、図 3、図 4、図 5 及び図 6 に示したものである。尚、本発明に於ける複合遊星歯車の各歯車の配置を示す図 6 と比較するため、非特許文献 4 と 7 に用いられたラビニョー遊星歯車の各歯車の配置を図 29 に示した。又、複合遊星歯車 100A と 100B の内部歯車に対する動力の流れ方、及び力の加わり方の違いを図 8 と図 9 に示した。請求項 6 は本発明の複合遊星歯車を用いた前進 6 速＜A-1＞と前進 8 速＜A-2＞の 2 軸式多段自動変速機であり、全体構造を図 10 と図 11 にスケルトンと変速比を図 16 と図 17 に示し、詳細構造を図 19 から図 22 に示す。請求項 7 は本発明の複合遊星歯車を用いた流体伝導装置を無くした前進 6 速＜B-1＞と前進 8 速＜B-2＞及び流体伝導装置を用いた前進 6 速＜C-1＞と前進 8 速＜C-2＞の 3 軸式多段自動変速機であり、全体構造を図 12 から図 17 にスケルトンと変速比を図 16 と図 17 に示し、詳細構造を図 23 から図 26 に示す。尚、2 軸と 3 軸式多段自動変速機の動力を伝達するカウンターギアの配置を図 18 に示した。請求項 8 は請求項 5 の複合遊星歯車 100B を請求項 7 に於ける 3 軸式多段自動変速機の前方に配置したものでその全体構造を図 13 と図 15 に示し、詳細構造を図 25 に示す。請求項 9 は本発明の前進 6 速後進 1 速の多段自動変速機に於ける複合遊星歯車の入力装置に関するもので、構造を図 23 に示す。同じく請求項 10 は本発明の前進 8 速後進 2 速の多段自動変速機に於ける複合遊星歯車の入力装置に関するもので、構造を図 21 と図 26 に示す。特に本発明の主願として流体伝導装置を用いない前進 6 速＜A-1＞と前進 8 速＜A-2＞の 2 軸式多段自動変速機及び前進 6 速＜B-1＞と前進 8 速＜B-2＞の 3 軸式多段自動変速機に於ける流体伝導装置の代わりとなるブレーキ B1 に関し、多段自動変速機の全体構造を図 10 から図 13 に示し、ブレーキ B1 の詳細構造を図 27 に示す。尚、流体伝導装置を用いないこの方式の前進 1 速度段に於ける各クラッチブレーキの連れ回りトルクが出力に及ぼすモーメント力を速度線図として図 28 に示した。

#### 【0039】

図 10 から図 15 に用いた 6 種の多段自動変速機の実施例に於いて、前進 6 速後進 1 速の多段自動変速機には図 1 の 100A に示したラビニョー遊星歯車方式の複合遊星歯車を用い、前進 8 速後進 2 速の多段自動変速機には図 2 の 100B に示したラビニョー遊星歯車方式とは異なる複合遊星歯車を用いたが、変速段の数に関係なくどのタイプの複合遊星歯車をどの多段自動変速機に用いても良い。同様に図 10 から図 13 に用いた原動機と入力軸 1 の間の湿式と油圧式の回転変動吸収ダンパ及び図 14 と図 15 に用いたトルクコンバータとフルードカップリングの流体伝導装置に関しても適用が限定されるものではない。尚、ラビニョー遊星歯車の定義としては特許文献 US 2194954 他多数の特許がラビニョー氏から提案されており、何れも同一遊星キャリア上にシンプルピニオン遊星歯車とダブルピニオン遊星歯車を複数列軸方向に配置し、ピニオン遊星歯車をロングピニオン遊星歯車として複数列の遊星歯車と共有させており、この構造をラビニョー遊星歯車と定義する。

#### 【0040】

本発明に於けるラビニョー遊星歯車方式の複合遊星歯車 100A の構造を図 1、図 3、図

4、図5及び図6に示す。複合遊星歯車100Aの遊星キャリアPとなるサイド部材34aと34bは分割されておりサイド部材34aを図4に、サイド部材34bを図5に示す。サイド部材34aを示す図4に於いて、側面には円周方向に4等分された位置に座aとボスbが交互に成形されており、座aとボスbの端面は機械加工でそれぞれ同じ高さに揃えられている。座aとボスbにはそれぞれ相対位置関係を有した円周方向同径となる4等分位置に機械加工でそれぞれ同じ大きさの貫通穴が開けられており、貫通穴の端部はテーパの面取りがなされている。もう一方のサイド部材34bを示す図5に於いて、側面にはサイド部材34aの座aとボスbに設けられた貫通穴に対抗する同一円周位置にそれぞれ同じ大きさの貫通穴が開けられており、貫通穴の端部はテーパの面取りがなされている。又、サイド部材34bの外周は円筒状に2段に延材されて径方向外周部外側に側面から順に後述するクラッチC2とブレーキB1の摩擦部材に係止するスプラインが設けられている。

#### 【0041】

複合遊星歯車100Aの組み立て構造を示す図1、図3及び図6に於いて、サイド部材34aの座aに設けられた4個の貫通穴及び対抗するサイド部材34bの4個の貫通穴に、両端をニードルローラベアリング36aの軸支径より小径となる4本の長梁軸35aがニードルローラベアリング36aの軸支径となる段付き部まで圧入され両端が絞められている。長梁軸35aは両サイドでロングピニオン遊星歯車Pa(32a)をそれぞれニードルローラベアリング36aにより軸支し、長梁軸35aの軸方向中央部に一体となる突起部を設けて両ニードルローラベアリング36aの軸方向移動を規制している。ロングピニオン遊星歯車Pa(32a)の両サイドにはサイド部材34a、34bとの間にスラスト方向の軸受けとなるサイドワッシャ38aが設けられている。サイド部材34aのボスbはサンギアS1(31a)の歯幅まで突き出され4個の貫通穴及び対抗するサイド部材34bの4個の貫通穴に、両端をニードルローラベアリング36bの軸支径より小径となる4本の短梁軸35bがニードルローラベアリング36bの軸支径となる段付き部まで圧入され両端が絞められている。短梁軸35bはピニオン遊星歯車Pb(32b)をニードルローラベアリング36bで軸支し、サイド部材34a、34bの両サイドに配されたサイドワッシャ38bはピニオン遊星歯車Pb(32b)のスラスト方向の軸受けとなる。サイド部材34bには案内板39が接合され長梁軸35aと短梁軸35b上のニードルローラベアリング36a、36bに潤滑油を供給する。又、サイド部材34a、34bの内径L1とL2はサンギアS1の外径L3より小さくされており、後述する複合遊星歯車100AへのサンギアS1の外径L3より小径となる連結部材に軸支されるブシュ7hと7iが圧入されている。ここでサンギアS1(31a)はサイド部材34a側にスラストニードルベアリング37aを介して配され4等分に配されたロングピニオン遊星歯車Pa(32a)と噛合っており、同じ軸位置でロングピニオン遊星歯車Pa(32a)はリングギアR1と噛合ってシングルピニオン遊星歯車の形態をなしている。サンギアS2(31b)はサイド部材34b側にサンギアS1(31a)との間にスラストニードルベアリング37aを介して配され4等分に配されたピニオン遊星歯車Pb(32b)と噛合っており、ピニオン遊星歯車Pb(32b)はロングピニオン遊星歯車Pa(32a)と噛合ってダブルピニオン遊星歯車の形態をなしている。サンギアS2(31b)の歯幅は歯面荷重のためサンギアS1(31a)の歯幅より少なくとも噛合いピッチ円径分の比率分大きくなっており、長梁軸35aのサイド部材34a側に配されるニードルローラベアリング36aの軸方向スペースL3はサンギアS1(31a)の歯幅となっている。

#### 【0042】

本発明に於けるラビニョー遊星歯車方式とは異なるロングピニオン遊星歯車を用いない複合遊星歯車100Bの構造を図2に示す。複合遊星歯車100Aとの違いは長梁軸35c上にピニオン遊星歯車Pd(32d)とピニオン遊星歯車Pc(32c)が隣接してそれぞれニードルローラベアリング36d、36cにより軸支されており、それぞれサンギアS1(31a)とリングギアR1及びピニオン遊星歯車Pb(32b)とリングギアR1に一体のリングギアR2に噛合っていることである。従って、図4、図5及び図6では(

）内の数値が複合遊星歯車 100B となる。両端をニードルローラベアリング 36d、36c の軸支径より小径となる 4 本の長梁軸 35c がニードルローラベアリング 36d、36c の軸支径となる段付き部まで圧入され両端が絞められている。又、リングギア R2 がピニオン遊星歯車 Pc (32c) と噛合うためサイド部材 34c に於ける外周円筒状の延材部が同径となり、外周部には後述するクラッチ C2 とブレーキ B1 の摩擦部材を係止するスプラインが設けられている。ここではピニオン遊星歯車 Pd (32d) と Pc (32c) の歯数及びリングギア R1 と R2 の歯数を同じとしている。その他は複合遊星歯車 100A と同じ形状となっており、説明を省略する。

#### 【0043】

本発明の複合遊星歯車 100A と 100B の各歯車の噛合い配置を示す図 6 と従来例として記載した非特許文献 4 と 7 の噛合い配置を示す図 29 に於いて、サンギア S1 とリングギア R1 及び 4 個のピニオン遊星歯車 Pa の歯数は所望の変速比により決定される絶対的なものである。図 29 では歯車のトルク容量を増す目的でピニオン遊星歯車 Pa、Pb の個数を各 4 個とし歯面荷重を分散減少させたもので、遊星キャリアの両サイド部材を連結する連結部材 P の配置のためピニオン遊星歯車 Pa と噛合う 4 個のピニオン遊星歯車 Pb のスペースが小さくなり、ピニオン遊星歯車 Pa と比べ歯数を減らして配さなければならなくなる。このことはピニオン遊星歯車 Pb の回転数がアップし効率的にも耐久的も不利となる。加えてピニオン遊星歯車 Pb を軸支する短梁軸を保持するサイド部材の肉厚 δ はサンギア S1 の大径と短梁軸の軸支径で決まり軸支径が制限を受ける。又、ピニオン遊星歯車 Pb と噛合うサンギア S2 の歯数をサンギア S1 の歯数に近づける場合、ピニオン遊星歯車 Pb の歯数をより小さくしなければならずこの構造では種々不利な制限を受けることになる。一方、本発明を示す図 6 ではピニオン遊星歯車 Pa、Pb を軸支する各 4 本の長梁軸と短梁軸で遊星キャリアの両サイド部材を連結するため、ピニオン遊星歯車 Pb の歯数をピニオン遊星歯車 Pa と同等に出来る。後述の図 16、図 17 で説明するが、低速度段に於ける変速比の段間差を小さくするにはサンギア S2 の歯数をサンギア S1 の歯数に近づけなければならず、歯型の転移も含めて本発明の構造では容易となる。当然短梁軸の軸支径も大きくなり、長梁軸と合わせて 8 本の太い軸支軸で両サイド部材を連結したので遊星キャリアの剛性が確保出来る。このように本発明では余計で複雑となる連結部材 P を用いず機能部品となる各 4 本の長梁軸と短梁軸を連結部材に利用したので、軽量でシンプルな構造となる。又、各部品の成形も簡単となる。

#### 【0044】

複合遊星歯車に於ける遊星キャリアの長梁軸及び長梁軸に軸支されるピニオン歯車の種々の形態を示した図 7 に於いて、TYPE0 は一般的なラビニョー遊星歯車のロングピニオン遊星歯車の軸支形態を示し、TYPE1 と 2 は本発明の複合遊星歯車 100A と 100B に用いた軸支形態である。尚、TYPE3 は TYPE2 と同じ形態の別の実施例である。従来のロングピニオン遊星歯車の軸支形態を示す TYPE0 に於いて、長梁軸 35 は径がストレートで遊星キャリアのサイド部材 34a と 34b に挿入され両端で回り止めがなされており、ロングピニオン遊星歯車 Pa (32a) を 2 列のニードルローラベアリング 36 とサイドワッシャ 38a で軸支している。TYPE1 は図 1 の複合遊星歯車 100A に用いたもので、長梁軸 35a は両端が小径となり所謂スタッドピンの機能でサイド部材 34a と 34b を連結する。長梁軸 35a には図 8 と図 9 で後述する歯車の噛合い力が作用して曲げが発生し歯当たりを悪くする。従って長梁軸 35a の軸方向中央部に設けた太い径の突起部はニードルローラベアリング 36a の軸方向移動を規制するとともにこの曲げを減少さす役目を担う。従来方式の TYPE0 では組み立て不能となるため軸方向中央部に突起部を設けることは出来ない。又、図 8 と図 9 で後述する歯車の噛合い力はロングピニオン遊星歯車 Pa (32a) を傾けるよう作用し、ニードルローラベアリング 36a とのラジアル隙間分ロングピニオン遊星歯車 Pa (32a) が傾き歯当たりを悪くする。この根本対策はロングピニオン遊星歯車 Pa (32a) を 2 分割することで、TYPE2 及び 3 の構造とすることである。TYPE2 がピニオン遊星歯車 Pd (32d) と Pc (32c) の歯数及び長梁軸 35c の軸支径を同じとしているのに対し、TYPE3 はピニ

オン遊星歯車 P d ( 3 2 e ) と P c ( 3 2 c ) の歯数及び長梁軸 3 5 d の軸支径を異ならせピニオン遊星歯車 P d ( 3 2 e ) と P c ( 3 2 c ) の間にサイドワッシャ 3 8 a を配したものである。

#### 【 0 0 4 5 】

この長梁軸と短梁軸に作用する歯車の噛合い力と複合遊星歯車内部の動力の流れを説明する図 8 と図 9 に於いて、ロングピニオン遊星歯車を用いた T Y P E 0、1 と 2 分割されたピニオン遊星歯車を用いた T Y P E 2、3 とは図 7 に示した構造のものである。尚、図 8 の上部に揚げた図は変速機後部から原動機を見た歯車の噛合いベクトル線図である。

#### < 前進 1 速度段 ( 1 s t ) >

図 8 の T Y P E 0、1 に於いて、入力動力 ( I n p u t ) は減速用遊星歯車 ( S 0、P 0、R 0 ) を通過し締結されたクラッチ C 1 を通って複合遊星歯車のサンギア S 2 に入力し、遊星キャリアがブレーキ B 1 で固定されている。動力はサンギア S 2 からピニオン遊星歯車 P b とロングピニオン遊星歯車 P a を通りリングギア R 1 から出力される。ベクトル線図に於いて、ロングピニオン遊星歯車 P a はピニオン遊星歯車 P b との噛合いで図面右部に V 1 のベクトルを受けると同時にリングギア R 1 との噛合いで図面左部に反力 W のベクトルを受ける。従ってロングピニオン遊星歯車 P a の異なる位置に 9 0 ° 以上方向の異なる V 1 と W の力が作用することになる。この結果ロングピニオン遊星歯車 P a は長梁軸上でニードルローラベアリングとのラジアル隙間分傾く。尚、ピニオン遊星歯車 P b はサンギア S 2 との噛合いとロングピニオン遊星歯車 P a との噛合いで異なる方向の力を受けるが、短梁軸の同位置に力が作用するため短梁軸には合力 U が作用することになる。次に図 8 の T Y P E 2、3 に於いて、複合遊星歯車までの動力は T Y P E 0、1 と同じであり、サンギア S 2 に入力された動力はピニオン遊星歯車 P b とピニオン遊星歯車 P c を通りリングギア R 2 と連結した R 1 から出力される。ピニオン遊星歯車 P c はピニオン遊星歯車 P b との噛合いで図面右部に V 1 のベクトルを受けると同時にリングギア R 2 との噛合いで図面右部に反力 W のベクトルを受けるが、長梁軸の同位置に力が作用するため長梁軸には合力 V 2 が作用することになる。尚、ピニオン遊星歯車 P b の短梁軸には T Y P E 0、1 と同じ合力 U が作用する。従ってピニオン遊星歯車 P b、P c とともに傾く力が作用せず良好な噛合いとなる。尚、図 8 に示したベクトルは歯車の噛合い圧力角を 2 0 ° としたものである。

#### 【 0 0 4 6 】

同様に前進 2 速度段 ( 2 n d ) から前進 6 速度段 ( 6 t h ) 及び後進段 ( R e v ) に於ける複合遊星歯車内部の動力の流れを図 9 に示す。

#### < 前進 2 速度段 ( 2 n d ) >

入力動力 ( I n p u t ) は減速用遊星歯車 ( S 0、P 0、R 0 ) を通過し締結されたクラッチ C 1 を通って複合遊星歯車のサンギア S 2 に入力し、サンギア S 1 がブレーキ B 2 で固定されている。T Y P E 0、1 に於いて、動力はサンギア S 2 からピニオン遊星歯車 P b とロングピニオン遊星歯車 P a を通りサンギア S 1 を反力としてリングギア R 1 から出力される。ここでピニオン遊星歯車 P b とロングピニオン遊星歯車 P a の噛合いは前進 1 速度段 ( 1 s t ) と同じでロングピニオン遊星歯車 P a の図面右部には V 1 のベクトルが作用する。又、ロングピニオン遊星歯車 P a は前進 1 速度段 ( 1 s t ) と異なりサンギア S 1 を反力としてリングギア R 1 と噛合っているので、ロングピニオン遊星歯車 P a の図面左部にはサンギア S 1 とロングピニオン遊星歯車 P a の噛合いベクトルとリングギア R 1 とロングピニオン遊星歯車 P a の噛合いベクトルの合力 W が作用する。V 1 と W は方向が異なるためロングピニオン遊星歯車 P a は長梁軸上でニードルローラベアリングとのラジアル隙間分傾く。一方、T Y P E 2、3 ではピニオン遊星歯車 P c に作用するベクトル V 2 は前進 1 速度段 ( 1 s t ) と同じでピニオン遊星歯車 P d はサンギア S 1 とリングギア R 1 との噛合いベクトルの合力 W を受ける。長梁軸には異なる位置で V 2 と W の力が作用するがピニオン遊星歯車が P c と P d に分割されているためピニオン遊星歯車が傾くことはない。

#### < 前進 3 速度段 ( 3 r d ) >

入力動力 (Input) は減速用遊星歯車 (S0、P0、R0) を通過し締結されたクラッチ C1、C3 を通って複合遊星歯車のサンギア S2 と S1 に分配されて入力する。TYPE0、1 では 2 分配された動力がロングピニオン遊星歯車 Pa で合成され、ロングピニオン遊星歯車 Pa は前進 2 速度段 (2nd) と同じ方向に力を受けるが、動力が分配されているので大きさは異なる。この変速段では各歯車が相対回転することなく遊星キャリア P と一体となり回転するため、ロングピニオン遊星歯車 Pa は長梁軸に対し傾くが噛合いが悪くなる心配はない。TYPE2、3 では 2 分配された動力がリングギア R1 と R2 で合成され、ピニオン遊星歯車 Pc と Pd が前進 2 速度段 (2nd) と同じ方向に分配された力を受けピニオン遊星歯車が傾くことはない。

<前進 4 速度段 (4th)>

入力動力 (Input) はクラッチ C2 を通って直接遊星キャリア P に入力するとともに減速用遊星歯車 (S0、P0、R0) に分配されクラッチ C1 を通ってサンギア S2 に入力する。TYPE0、1 に於いて、ロングピニオン遊星歯車 Pa にはピニオン遊星歯車 Pb との分配された動力の噛合いで前進 1 速度段 (1st) と同じ方向のベクトル V1 とリングギア R1 との噛合いで前進 1 速度段 (1st) と同じ方向のベクトル W が作用する。ベクトル V1 と W は動力が分配されるため前進 1 速度段 (1st) より小さい値となるが、長梁軸の異なる位置に作用するので長梁軸上でニードルローラベアリングとのラジアル隙間分傾く。一方、TYPE2、3 ではピニオン遊星歯車 Pc で分配された動力を合成してリングギア R2 から出力するためピニオン遊星歯車 Pc 作用するベクトル V2 はピニオン遊星歯車 Pb とリングギア R2 との噛合いベクトルと直接遊星キャリア P から受けるベクトルの 3 個の合成となりピニオン遊星歯車が傾くことはない。

<前進 5 速度段 (5th)、前進 6 速度段 (6th)、後進段 (Rev)>

この 3 種の変速段では TYPE0、1 及び TYPE2、3 に於いても、動力がサンギア S1、ロングピニオン遊星歯車 Pa 又はロングピニオン遊星歯車 Pd を軸支する遊星キャリア P 及びリングギア R1 からなるシンプル遊星歯車のみを通るため、良好な噛合いとなる。

#### 【0047】

以上のことよりラビニョー遊星歯車では前進 1 速度段 (1st) から前進 4 速度段 (4th) までロングピニオン遊星歯車 Pa が動力の橋渡しをするため、長梁軸の異なる位置の異なる方向に力が作用し、ロングピニオン遊星歯車 Pa は長梁軸上でニードルローラベアリングとのラジアル隙間分傾く。一般的な TYPE0 ではこの力により長梁軸が曲がり傾きが更に助長されるため、その曲がりを押さるよう工夫したのが TYPE1 であり、噛合いによる傾く力をなくしたのが TYPE2、3 である。尚、多段自動変速機では高速連続走行となる高速度段に於いて、図 9 の前進 6 速度段 (6th) に示したように、最低限の歯車噛合いとして噛合いロスを減らす構造が必須となる。ラビニョー遊星歯車ではロングピニオン遊星歯車を用いることによりリングギアを 1 個で済ます利点があるが、これが歯当たりを悪くする欠点となる。このロングピニオン遊星歯車の利点に背理する欠点を、ロングピニオン遊星歯車を 2 分割しリングギアを 2 個にすれば変速パターン及び変速比を変えずに改良できる。

#### 【0048】

<A-1>

図 10 は本発明の流体伝導装置を無くした前進 6 速後進 1 速の 2 軸式多段自動変速機を示す全体構造である。図 10 に於いて、図の左側前方の図示しない原動機の出力軸 9 にボルトで固定されたの回転変動吸収の湿式ダンパ 10a から、スプライン連結により変速装置の入力軸 1 に動力が導かれる。変速装置全体を収める変速機ハウジングは前部のフロントケース 2a と中央及び後部に跨るメインケース 2b からなり、入力軸 1 と並行に配された出力軸 8a、8b を含んだディファレンシャル装置 30 とを軸支する母体となる。入力軸 1 は前端の隔壁 2d に装着された円筒部材 2f と後端のメインケース 2b に配された軸受け 7a、7b で軸支される。隔壁 2d は乾式の前動機側と湿式の変速機側を隔てる隔壁であり、隔壁 2d がフロントケース 2a 及び変速機ケース 2b にボルト締めされ、軸受け 7

10

20

30

40

50

aを圧入した円筒部材2 fが隔壁2 dに圧入され、隔壁2 dには入力軸1で駆動されるチャージングポンプ2 0を保持する保持部材2 eがボルト締めされる。フロントケース2 aはメインケース2 bの内側を入力軸1の軸方向中央部まで円筒ボス部を形成して延材されており、入力軸1と同軸上の出力となるカウンターギア3を円筒ボス部外周で軸受け7 cによりで軸支する。出力軸8 a、8 bを含んだディファレンシャル装置3 0のキャリアは一端がフロントケース2 aに配された軸受け7 fで、もう一端がメインケース2 bに配された軸受け7 gで軸支され、キャリアにはカウンターギア3と噛合うカウンターギア6がボルトで締結されている。そして、出力軸8 a、8 bはディファレンシャル装置3 0のキャリアで軸支される。周知の如く、ディファレンシャル装置3 0はピニオンギアとサイドギアからなり、サイドギアには自動変速装置の出力軸8 a、8 bが連結される。

10

#### 【0049】

図1 0とカウンターギア3前方の詳細を示す図1 9に於いて、フロントケース2 aと隔壁2 dに囲まれた部屋に減速用遊星歯車とクラッチC 1、C 3及びブレーキB 2が配される。減速用遊星歯車はピニオン遊星歯車2 2をサイド部材2 4 aと2 4 bに固定された軸2 2上のニードルローラベアリング2 6で軸支する遊星キャリアP 0 (2 5)と、ピニオン遊星歯車2 2と噛合うサンギアS 0 (2 1)と、同じくピニオン遊星歯車2 2と噛合うリングギアR 0 (2 3)とからなるシンプル遊星歯車であり、サンギアS 0が隔壁2 dに圧入された円筒部材2 fに固定され、リングギアR 0の内歯に入力軸1に溶着されるハブがリティニングリング2 7で連結される。入力軸1は円筒部材2 fの内径に配されたニードルローラベアリングである軸受け7 aで軸支される。ここで、遊星キャリアP 0が入力軸1に対して減速される。

20

#### 【0050】

クラッチC 1、C 3はクラッチドラムを共有した2連クラッチであり、遊星キャリアP 0の図左側サイド部材2 4 aにスプライン連結されるとともに円筒部材2 fの外周にブッシュ7 mで軸支される円筒部材5 5と溶着し、隔壁2 dに沿って減速用遊星歯車列の外周部に延材されたクラッチドラム5 4と、クラッチドラム5 4の側壁の両側に配され隔壁2 dからクラッチ作動油が供給されるピストン5 6、7 6 aと、ピストン5 6、7 6 aに作用する遠心油圧キャンセラープレート5 7及びリターンスプリング5 8と、摩擦部材5 1、5 2 a、7 1、7 2及びクラッチハブとなる連結部材1 2、1 1からなり、クラッチドラム5 4の外周円筒部内側スプラインの中央部にリティニングリング8 8で固定されるエンドプレート5 2 cとエンドプレート5 2 cを挟んでクラッチC 1とC 3の各一方の摩擦部材5 2 a、7 2が係止されもう一方の各摩擦部材5 1、7 1がクラッチC 1とC 3のクラッチハブとなる連結部材1 2、1 1に係止される。ここで、隔壁2 dの内周円筒部から供給される油圧でクラッチドラム5 4の外周のピストン7 6 aがリティニングリング7 3で固定された逆L字部材7 6 bを介してクラッチC 3の摩擦部材7 1、7 2を図面左方向に押圧して遊星キャリアP 0とクラッチハブとなる連結部材1 1を接合し、内周のピストン5 6がクラッチC 1の摩擦部材5 1、5 2 aを図面右方向に押圧して遊星キャリアP 0とクラッチハブとなる連結部材1 2を接合し、内周のピストン5 6の右側には外周のピストン7 6 aとスタッドピン5 3で連結された遠心油圧キャンセラープレート5 7が配され、遠心油圧キャンセラープレート5 7と内周のピストン5 6の間にはスプリングフォルダー5 9を介してリターンスプリング5 8が配され隔壁2 dの内周円筒部から供給される油の遠心力も加わり2つのピストン5 6、7 6 aをクラッチドラム5 4の側壁に戻して遊星キャリアP 0とクラッチハブとなる連結部材1 1、1 2を開放する。したがって、クラッチC 1、C 3は1個のクラッチドラムと遠心油圧キャンセラープレート及びリターンスプリングが2個のピストンに作用するシンプルな2連クラッチとなる。この構造は本件出願人が特開2 0 0 7-5 1 6 5 1で提案したものである。

30

40

#### 【0051】

ブレーキB 2はピストン1 0 3と、リターンスプリング1 0 4と、摩擦部材1 0 1、1 0 2 aとエンドプレート1 0 2 b及びブレーキハブ1 5からなり、一方の摩擦部材1 0 2 aとエンドプレート1 0 2 bがフロントケース2 aの円筒部内側スプラインに係止され、摩

50

擦部材 102 a とエンドプレート 102 b の間に交互に配されたもう一方の摩擦部材 101 がクラッチ C 3 のクラッチハブとなる連結部材 11 にリティニングリング 16 で連結され 2 連クラッチ C 1, C 3 の外周径方向外側に延材されたブレーキハブ 15 に係止される。ここで、ピストン 103 は隔壁 2 d に配され、隔壁 2 d から供給される油圧で摩擦部材 101、102 a 及びエンドプレート 102 b を押圧して連結部材 11 の制動を行い、リターンズプリング 104 はフロントケース 2 a の円筒部内側スプラインにリティニングリング 106 で固定されたスプリングフォルダー 105 で保持されピストン 103 を隔壁 2 d に戻し、連結部材 11 の開放を行う。

#### 【0052】

図 10 とカウンターギア 3 後方の詳細を示す図 20 に於いて、メインケース 2 b の後部にカウンターギア 3 側から順に、遊星減速歯車 40 と複合遊星歯車 100 A が配され、複合遊星歯車 100 A の外周径方向外側にはカウンターギア 3 側から順にブレーキ B 1 とクラッチ C 2 の摩擦部材が配される。複合遊星歯車 100 A は前述の図 1 及び図 3 ~ 図 6 と同一である。軸中心に配される入力軸 1 はメインケース 2 b の後端内径に配されたニードルローラベアリングである軸受け 7 b で軸支される。

#### 【0053】

クラッチ C 2 は入力軸 1 にスプライン連結されメインケース 2 b の内周ボスの外周部に沿って複合遊星歯車 100 A の外周径方向外側まで延材されるクラッチドラム 63 と、クラッチドラム 63 に保持されメインケース 2 b の内周ボスからクラッチ作動油が供給されるピストン 65 と、ピストン 65 に作用する遠心油圧キャンセラープレート 66 及びリターンズプリング 67 と、摩擦部材 61、62 a、フロントプレート 62 c とエンドプレート 62 b 及び複合遊星歯車 100 A の遊星キャリア P を構成するサイド部材 34 b の外周に設けられたクラッチハブから構成される。クラッチドラム 63 の外周円筒部内側スプラインの開口部左端にはリティニングリング 64 でエンドプレート 62 b が保持されるとともに、複数の摩擦部材 62 a とフロントプレート 62 c が係止され、エンドプレート 62 b と複数の摩擦部材 62 a 及びフロントプレート 62 c の間には交互に摩擦部材 61 が配されサイド部材 34 b の外周に設けられたクラッチハブの外周スプラインに係止される。ここで、メインケース 2 b の内周ボスから供給される油圧でピストン 65 はフロントプレート 62 c と摩擦部材 61、62 a 及びエンドプレート 62 b を押圧して入力軸 1 と遊星キャリア P の接合を行い、リティニングリング 68 で保持される遠心油圧キャンセラープレート 66 とピストン 65 の間にはスプリングフォルダー 69 を介してリターンズプリング 67 が配されメインケース 2 b の内周ボスから供給される油の遠心力も加わりピストン 65 をクラッチドラム 63 の側壁に戻して入力軸 1 と遊星キャリア P の開放を行う。

#### 【0054】

ブレーキ B 1 はピストン 93 と、リターンズプリング 94 と、摩擦部材 91、92 a、フロントプレート 92 b、ディッシュプレート 95 とエンドプレート 92 c 及び複合遊星歯車 100 A の遊星キャリア P を構成するサイド部材 34 b の外周に設けられたクラッチハブから構成される。メインケース 2 b の円筒部内側にはスプラインが設けられ、リティニングリング 99 で固定されるエンドプレート 92 c にはメインケース 2 b から摩擦部材 91、92 a の円周方向中央部に供給される油路が形成される。後述する図 27 で詳細を説明するが、摩擦部材 91、92 a の摩擦面の同一円周部にはピストン 93 側に配されるディッシュプレート 95 を保持する L 字型のフロントプレート 92 b まで貫通穴が明けられており、エンドプレート 92 c 側壁の摩擦部材 91 の接触面にはこの貫通穴と連通し押圧時に接触面から油が飛散しない円周溝が設けられている。エンドプレート 92 c を含め摩擦部材 92 a とフロントプレート 92 b がメインケース 2 b の円筒部内側スプラインに係止され、エンドプレート 92 c と複数の摩擦部材 92 a 及びフロントプレート 92 b の間には交互に摩擦部材 91 が配され、リングギア R 1 の外周径方向外側に延材されたサイド部材 34 b の外周に設けられたブレーキハブの外周スプラインに係止される。ここで、ピストン 93 はメインケース 2 b の後端の外周側板に配されクラッチ C 2 の外周径方向外側に延材して、メインケース 2 b から供給される油圧でディッシュプレート 95、フロント

プレート 9 2 b 及び摩擦部材 9 1、9 2 a を押圧して遊星キャリア P の制動を行い、リターンズプリング 9 4 はメインケース 2 b の外周円筒部内側のリティニングリング 9 7 で固定されたスプリングフォルダー 9 8 で保持され、ピストン 9 3 を後端に戻し遊星キャリア P の開放を行う。又、ディッシュプレート 9 5 は締結時のショックを和らげるもので、摩擦部材のスティックスリップ（シャダー現象）の防止や車両のクリープ状態での滑りの安定性のため用いられ、摩擦部材が滑っている状態では大量の冷却油がメインケース 2 b からエンドプレート 9 2 c の円周方向中央部の油路を介して摩擦部材 9 1、9 2 a に供給される。尚、通常の A T では遊星キャリア P 2 の筒状延材部には内周から外周までブレーキ B 1 の摩擦部材を冷却潤滑する複数の貫通油穴が明けられているが、ブレーキ B 1 の開放時この冷却潤滑油のため摩擦部材に大きな連れ回りロスが発生する。本構造はこの大きな連れ回りロスを減少する目的で貫通油穴を設けていない。

10

#### 【0055】

複合遊星歯車 1 0 0 A のサンギア S 2 は入力軸 1 にスプライン連結されたクラッチドラム 6 3 にスラストニードルベアリングを挟んで隣接して配されるとともに入力軸 1 の外周にブシュ 7 j で軸支される連結部材 1 2 にスプライン連結され、サンギア S 2 にスラストニードルベアリングを挟んで隣接して配されるサンギア S 1 は連結部材 1 2 の外周にブシュ 7 k で軸支される連結部材 1 1 にスプライン連結される。複合遊星歯車 1 0 0 A の遊星キャリア P を構成するサンギア S 2 側のサイド部材は内径に圧入されたブシュ 7 i で入力軸 1 にスプライン連結されたクラッチドラム 6 3 に軸支され、サンギア S 1 側のサイド部材は内径に圧入されたブシュ 7 h で連結部材 1 1 に軸支されるとともに両側面がスラストニードルベアリング 3 7 a、3 7 c で保持される。複合遊星歯車 1 0 0 A の動力が出力するリングギア R 1（3 3 a）はサンギア S 1 側に配される。ここで遊星キャリア P は両端でブシュ 7 i と 7 h でラジアル方向が、スラストニードルベアリング 3 7 a と 3 7 c でスラスト方向が軸支される。

20

#### 【0056】

遊星減速歯車 4 0 はピニオン遊星歯車 4 2 をサイド部材 4 4 a と 4 4 b にピン 4 9 で固定された軸 4 5 上のニードルローラベアリング 4 6 で軸支する遊星キャリア P 3 と、ピニオン遊星歯車 4 2 と噛合うサンギア S 3（4 1）と、同じくピニオン遊星歯車 4 2 と噛合うリングギア R 3（4 3）とからなるシンプル遊星歯車であり、サンギア S 3 が両サイドをスラストニードルベアリングで保持されるとともに連結部材 1 1 にブシュ 7 L で軸支され、遊星キャリア P 3 のサイド部材 4 4 b がメインケース 2 b の円筒部内側スプラインにリティニングリング 4 7 で固定される。サンギア S 3 と複合遊星歯車 1 0 0 A のリングギア R 1 はそれぞれの歯部をスプラインとしてリングギア R 1 にリティニングリング 1 4 で固定された連結部材 1 3 で連結される。遊星減速歯車 4 0 のリングギア R 3 は外周にパーキングブレーキ用ギア 4 a が形成され内歯をスプラインとしてリティニングリング 3 d で固定され、カウンターギア 3 に溶着されたプレートに連結される。カウンターギア 3 はフロントケース 2 a の中央円筒ボス部外周に回り止め 3 b で回り止めされたロックナット 3 a で固定される背面合わせのアンギュラ玉軸受け 7 c にリティニングリング 3 c で固定軸支される。ここで、遊星減速歯車 4 0 の遊星キャリア P 3 がメインケース 2 b に固定されるため、リングギア R 3 はサンギア S 3 に対して逆回転に減速され出力される。逆転されたカウンターギア 3 は出力軸 8 a、8 b を含んだディファレンシャル装置 3 0 のキャリアにボルト締めされたカウンターギア 6 と噛合い出力軸 8 a、8 b は前進段で入力軸 1 と同じ方向に回転する。今リングギア R 3 の歯数 Z R 3 を 8 2、サンギア S 3 の歯数 Z S 3 を 3 0 とし、カウンターギア 3 及びカウンターギア 3 と噛合うカウンターギア 6 の歯数を Z 3 = 5 6、Z 6 = 7 6 とすると減速比は以下の如くなる。

30

40

<遊星減速歯車 4 0 の減速比 =  $-Z R 3 / Z S 3 = -2.733$ >

<カウンターギア部の減速比 =  $-Z 3 / Z 6 = -1.357$ >

<終減速比 =  $2.733 \times 1.357 = 3.709$ >

#### 【0057】

A - 1 の特色は隣り合う変速段の変速比の段間差を小さくした前進 6 速後進 1 速の複合遊

50

星歯車を用いた多段自動変速機を、流体伝導装置を用いずに２軸にコンパクトに配したことであり、軸方向の長さ及び重量は４ＡＴよりも小さく出来、構造のシンプルさによるコスト低減と省燃費が可能となる。又体積も減るため、エンジンルームのスペースを広げることができる。省燃費となる第１要因は伝達ロスの大いなる流体伝導装置を無くしたことであり、第２要因は締結要素となるクラッチ及びブレーキの摩擦部材の連れ回りロスを低減したことであり、第３要因は中継軸を無くし効率の悪い小歯車と大歯車のカウンターギアの噛合いを無くしたことである。締結要素の連れ回りロスに関しては５個の締結要素のうち、最も大きな容量で大きな連れ回りロスが発生するブレーキＢ１に於いて、冷却潤滑油を開放時摩擦部材に供給しないで済む構造とし、高速連続走行となる前進６速度段でブレーキＢ２により制動されるクラッチＣ３に於いて、クラッチドラムを常時回転させサンギアＳ１の連結部材１１に繋がるクラッチハブを制動して摩擦部材に供給される冷却潤滑油を遠心力で吐き出す構造とした。又、フロントケース２ａを延材して中央ボス部でカウンターギア３を軸支したのでメインケース２ｂの後端を一体として閉ざすことが出来る。尚、メインケース２ｂの後端を開放してリアケースを塞ぎ、ブレーキＢ１の摩擦部材の端面となり冷却油の供給孔を設けた側壁をメインケース２ｂに設けてもよい。パーキングブレーキ用ギアに関しては遊星減速歯車４０のリングギアＲ３に設けたが、ディファレンシャル装置３０のキャリアに設けてもよい。特に流体伝導装置の代わりに回転変動吸収の機械式ダンパ（湿式ダンパ１０ａ）を用いる伝達系には衝撃負荷が発生するので、複合遊星歯車１００Ａを用いＡ－１のような配置構造にすると複合遊星歯車の耐久性が向上する。

10

20

#### 【００５８】

<Ａ－２>

図１１は本発明の流体伝導装置を無くした前進８速後進２速の２軸式多段自動変速機を示す全体構造である。前進６速後進１速の２軸式多段自動変速機を図１０に示すＡ－１との基本的な違いはカウンターギア３前方に配される減速用遊星歯車をシンプル遊星歯車からダブル遊星歯車とし、クラッチＣ４を追加したことであり、複合遊星歯車にはＡ－１で用いた１００Ａではなく１００Ｂを用いた。当然複合遊星歯車はどちらを用いてもよい。したがって、遊星減速歯車４０から出力軸８ａ、８ｂまでの構造はＡ－１と同一であり説明を省略する。図１１に於いて、図の左側前方の図示しない原動機の出力軸９にボルトで固定された回転変動吸収の湿式ダンパ１０ａから、スプライン連結により変速装置の入力軸１に動力が導かれる。変速装置全体を収める変速機ハウジングは前部のフロントケース２ａと中央部のメインケース２ｂとリアケース２ｃからなり、入力軸１と並行に配された出力軸８ａ、８ｂを含んだディファレンシャル装置３０とを軸支する母体となる。入力軸１は前端の隔壁２ｄに装着された円筒部材２ｆと後端のリアケース２ｃに配された軸受け７ａ、７ｂで軸支される。隔壁２ｄは乾式の原動機側と湿式の変速機側を隔てる隔壁であり、隔壁２ｄがフロントケース２ａ及び変速機ケース２ｂにボルト締めされ、軸受け７ａを圧入した円筒部材２ｆが隔壁２ｄに圧入され、隔壁２ｄには入力軸１で駆動されるチャージングポンプ２０を保持する保持部材２ｅがボルト締めされる。フロントケース２ａはメインケース２ｂの内側を入力軸１の軸方向中央部まで円筒ボス部を形成して延材されており、入力軸１と同軸上の出力となるカウンターギア３を円筒ボス部外周で軸受け７ｃによりで軸支する。

30

40

#### 【００５９】

図１１とカウンターギア３前方の詳細を示す図２１に於いて、フロントケース２ａと隔壁２ｄに囲まれた部屋に減速用遊星歯車とクラッチＣ１、Ｃ３、Ｃ４及びブレーキＢ２が配される。減速用遊星歯車は互いに噛合うピニオン遊星歯車２２ａ、２２ｂをサイド部材に固定された軸上のニードルローラベアリング２６で軸支する遊星キャリアＰ０（２５）と、ピニオン遊星歯車２２ｂと噛合うサンギアＳ０（２１）と、ピニオン遊星歯車２２ａと噛合うリングギアＲ０（２３）とからなるダブル遊星歯車であり、サンギアＳ０が隔壁２ｄの内周側円筒部外周のスプラインで固定され、遊星キャリアＰ０の図右側サイド部材が入力軸１に溶着され、ダブルピニオン遊星歯車２２ａ、２２ｂを挟んだ図左側サイド部材２４ａに隔壁２ｄの側壁側に円筒状に延材されたクラッチＣ４のクラッチハブが連結され

50

、リングギアR 0を遊星キャリアP 0の図右側サイド部材でスラストニードルベアリングにより保持しリティニングリング2 9で連結固定したクラッチC 1、C 3一体のクラッチハブ2 7がクラッチC 4のクラッチハブの径方向外周に円筒状に延材され配される。入力軸1は円筒部材2 fの内径に配されたニードルローラベアリングである軸受け7 aで軸支される。ここで、リングギアR 0が入力軸1の回転に対して減速されクラッチC 1、C 3のクラッチハブ2 7から出力され、入力軸1の回転が遊星キャリアP 0のサイド部材2 4 aを介してクラッチC 4のクラッチハブから出力される。

#### 【0060】

クラッチC 3、C 4はクラッチドラムを共有した摩擦部材を二階建てに配する2連クラッチであり減速用遊星歯車と隔壁2 dの間に配され、隔壁2 dの内周側円筒部外周にブシュ7 mで軸支されるとともに隔壁2 dの側壁とフロントケース2 aの内周に沿って延材しカウンターギア3側を開口部とするクラッチドラム7 4と、クラッチドラム7 4の側壁に円周方向に複数に配されたスタッドピン8 4で連結されるクラッチC 4のクラッチドラム8 3と、クラッチドラム7 4に保持され隔壁2 dの内周側円筒部からクラッチ作動油が供給されるピストン7 5、8 5と、ピストン7 5、8 5に作用する遠心油圧キャンセラープレート8 6及びリターンスプリング8 8と、クラッチC 3の摩擦部材7 1、7 2 a、フロントプレート7 2 cとエンドプレート7 2 b及びクラッチC 1、C 3一体のクラッチハブ2 7と、クラッチC 4の摩擦部材8 1、8 2とエンドプレート8 2 b及びクラッチハブから構成される。クラッチドラム7 4の外周円筒部は後述する減速用遊星歯車の外周径方向外側に配されるクラッチC 1のクラッチドラム5 4の外周径方向外側を通してカウンターギア3を軸支するフロントケース2 aの側壁近くまで延材され連結部材1 1に連結される。又、クラッチドラム7 4の減速用遊星歯車より隔壁2 d側の外周円筒部内側スプラインにはリティニングリング7 3でエンドプレート7 2 bが保持されるとともに、複数の摩擦部材7 2 aとフロントプレート7 2 cが係止され、摩擦部材7 2 a、フロントプレート7 2 cとエンドプレート7 2 bの間には交互に摩擦部材7 1が配されクラッチC 1、C 3一体のクラッチハブ2 7の隔壁2 d側に延材された外周スプラインに係止される。クラッチドラム8 3のストッパを有した円筒部内側スプラインにはクラッチC 4の摩擦部材8 2とエンドプレート8 2 bが係止され、摩擦部材8 2 aとエンドプレート8 2 bの間に交互に摩擦部材8 1が配され遊星キャリアP 0のサイド部材2 4 aに連結され隔壁2 d側に延材された連結部材の外周スプラインに係止される。ここでクラッチドラム7 4との間に油圧室を有するピストン7 5はスタッドピン8 4部に貫通孔を設けてクラッチドラム8 3の外周まで延材され隔壁2 dの内周円筒部から供給される油圧でクラッチC 3のフロントプレート7 2 c、摩擦部材7 1、7 2 aとエンドプレート7 2 bを図面右方向に押圧してリングギアR 0と連結部材1 1を接合し、クラッチドラム7 4にピストン7 5と重なって配されピストン7 5との間に油圧室を有するピストン8 5は隔壁2 dの内周円筒部から供給される油圧でクラッチC 4の摩擦部材8 1、8 2とエンドプレート8 2 bを図面右方向に押圧して入力軸1と連結部材1 1を接合する。ピストン8 5リティニングリング8 8で保持される遠心油圧キャンセラープレート8 6とピストン8 5の間にはスプリングフォルダー8 9を介してリターンスプリング8 7が配され隔壁2 dの内周円筒部から供給される油の遠心力も加わり2重に重ねられたピストン7 5、8 5をクラッチドラム7 4の側壁に戻してリングギアR 0及び入力軸1と連結部材1 1の開放を行う。尚、入力軸1の回転と入力軸1の減速回転のどちらか一方を連結部材1 1に伝達するクラッチC 3、C 4の2連クラッチに於いて、2重に重ねられたピストン7 5、8 5には同時に油圧が供給されることはなく、正常な油圧制御が出来る。むしろ、本件出願人が特開2008-8432の図29で提案した2重ピストンの油圧制御を行えばよりシンプルで優れた制御が可能となる。又、遠心油圧キャンセラープレート8 6に隔壁2 dの内周円筒部から供給される油はクラッチC 3、C 4の摩擦部材の潤滑にも用いられ、最高速度段となる前進8速度段でクラッチドラム7 4が制動され遠心力による潤滑油の排出が出来なくなった時この潤滑油の供給を止めて摩擦部材の連れ回りロスを低減する。

#### 【0061】

クラッチ C 1 は減速用遊星歯車を挟んで 2 連クラッチ C 3、C 4 のクラッチドラム 7 4 と開口部を対抗してリングギア R 0 の外周径方向外側まで延材されるとともに連結部材 1 2 と連結するクラッチドラム 5 4 と、クラッチドラム 5 4 に保持され隔壁 2 d の内周側円筒部から入力軸 1 の遊星キャリア P 0 の連結部を介してクラッチ作動油が供給されるピストン 5 5 と、ピストン 5 5 に作用する遠心油圧キャンセラープレート 5 6 及びリターンズpring 5 7 と、摩擦部材 5 1、5 2 a とエンドプレート 5 2 b 及びクラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブ 2 7 から構成される。クラッチドラム 5 4 の外周円筒部内側スプラインの開口部左端にはリティニグリング 5 3 でエンドプレート 5 2 b が保持されるとともに、複数の摩擦部材 5 2 a が係止され、エンドプレート 5 2 b と複数の摩擦部材 5 2 a の間には交互に摩擦部材 5 1 が配されリングギア R 0 の外周径方向外側でリングギア R 0 に連結されたクラッチ C 1、C 3 一体のクラッチハブ 2 7 の外周スプラインに係止される。ここで、隔壁 2 d の内周側円筒部から入力軸 1 の遊星キャリア P 0 の連結部を介してクラッチ作動油が供給される油圧でピストン 5 5 は摩擦部材 5 1、5 2 a とエンドプレート 5 2 b 押圧してリングギア R 0 と連結部材 1 2 の接合を行い、リティニグリング 5 9 で保持される遠心油圧キャンセラープレート 5 6 とピストン 5 5 の間にはスプリングフォルダー 5 8 を介してリターンズpring 5 7 が配され隔壁 2 d の内周側円筒部から供給される油の遠心力も加わりピストン 5 5 をクラッチドラム 5 4 の側壁に戻してリングギア R 0 と連結部材 1 2 の開放を行う。

10

#### 【0062】

ブレーキ B 2 はピストン 1 0 3 と、リターンズpring 1 0 4 と、摩擦部材 1 0 1、1 0 2 a 及びブレーキハブとなるクラッチドラム 7 4 からなり、一方の摩擦部材 1 0 2 a がフロントケース 2 a の円筒部内側スプラインに係止され、摩擦部材 1 0 2 a と交互に配されるもう一方の摩擦部材 1 0 1 が 2 連クラッチ C 3、C 4 のクラッチドラム 7 4 の外周スプラインに係止される。ここで、ピストン 1 0 3 は隔壁 2 d に配され、隔壁 2 d から供給される油圧で摩擦部材 1 0 1、1 0 2 a を押圧してクラッチドラム 7 4 の制動を行い、リターンズpring 1 0 4 はフロントケース 2 a の円筒部内側スプラインにリティニグリング 1 0 6 で固定されたスプリングフォルダー 1 0 5 で保持されピストン 1 0 3 を隔壁 2 d に戻し、クラッチドラム 7 4 の開放を行う。

20

#### 【0063】

図 1 1 とカウンターギア 3 後方の詳細を示す図 2 2 に於いて、メインケース 2 b の後部にカウンターギア 3 側から順に、遊星減速歯車 4 0 と複合遊星歯車 1 0 0 B が配され、複合遊星歯車 1 0 0 B の外周径方向外側にはカウンターギア 3 側から順にブレーキ B 1 とクラッチ C 2 の摩擦部材が配される。複合遊星歯車 1 0 0 B は前述の図 2 及び図 3 ～図 6 と同一である。軸中心に配される入力軸 1 はリアケース 2 c の内径に配されたニードルローラベアリングである軸受け 7 b で軸支される。

30

#### 【0064】

A-1 に用いた複合遊星歯車 1 0 0 A と A-2 に用いた複合遊星歯車 1 0 0 B の違いは遊星キャリア P の長梁軸に配したピニオン遊星歯車が一体か分割されているかの違いであり、ピニオン遊星歯車が一体となる複合遊星歯車 1 0 0 A ではリングギア R 1 がサンギア S 1 側で一体となるピニオン遊星歯車 P a と噛合い、ピニオン遊星歯車が分割された複合遊星歯車 1 0 0 B ではリングギア R 1 がサンギア S 1 側のピニオン遊星歯車 P d と噛合うとともにリングギア R 1 に連結されたリングギア R 2 がサンギア S 2 側のピニオン遊星歯車 P c と噛合う。ここでピニオン遊星歯車 P a と P c 及び P d の歯数は同じでありリングギア R 1 と R 2 の歯数は同じとする。したがって、A-1 ではクラッチ C 2 の摩擦部材 6 1 とブレーキ B 1 の摩擦部材 9 1 を係止する遊星キャリア P に於けるサンギア 2 側のサイド部材の円周径がクラッチ C 2 の摩擦部材 6 1 の方が小径となる 2 段としたのに対し、A-2 ではリングギア R 2 がピニオン遊星歯車 P d と噛合うため遊星キャリア P に於けるサンギア 2 側のクラッチ C 2 の摩擦部材 6 1 とブレーキ B 1 の摩擦部材 9 1 を係止するサイド部材の円周径が同じとなる。

40

#### 【0065】

50

クラッチ C 2 はクラッチドラム 6 3 の外径が A-1 より大きくなるだけであり、構造及び作動は A-1 と同じであるため説明を省略する。尚、メインケース 2 b は後方が開口され開口部にリアケース 2 c を配したので、クラッチ C 2 のピストン 6 5 はリアケース 2 c から油圧の供給を受ける。

#### 【0066】

ブレーキ B 1 は摩擦部材への冷却油の供給部が A-1 と異なるだけであり、その他の構造及び作動は A-1 と同じであるため説明は冷却油の供給部のみとする。尚、ブレーキ B 1 のピストン 9 3 はリアケース 2 c から油圧の供給を受ける。メインケース 2 b は複合遊星歯車 100 B の外周径方向外側の図左端に側壁が設けられ摩擦部材摩擦部材 9 1、9 2 a の円周方向中央部に供給される油路が形成される。又、この側壁を挟んで遊星減速歯車 4 0 に於ける遊星キャリア P 3 のサイド部材 4 4 b がメインケース 2 b の固定される。

10

#### 【0067】

複合遊星歯車 100 B の配置も A-1 に於ける複合遊星歯車 100 A と同一であり説明を省略するが、入力軸 1 の外周にブシュ 7 j で軸支される連結部材 1 2 はサンギア S 2 とクラッチ C 1 のクラッチドラム 5 4 を連結し、連結部材 1 2 の外周にブシュ 7 k で軸支される連結部材 1 1 はサンギア S 1 と 2 連クラッチ C 3、C 4 のクラッチドラム 7 4 を連結する。又、遊星キャリア P は両端でブシュ 7 i と 7 h でラジアル方向が、スラストニードルベアリング 3 7 a と 3 7 c でスラスト方向が軸支される。

#### 【0068】

A-2 の特色は隣り合う変速段の変速比の段間差を小さくした前進 8 速後進 2 速の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機を、流体伝導装置を用いずに 2 軸にコンパクトに配したことであり、軸方向の長さは通常の 4 A T と同等で重量は 4 A T よりも軽くなり、構造のシンプルさによるコスト低減と省燃費が可能となる。A-1 と比べ変速段の変速比の段間差が更に小さくなることにより、原動機の回転を低く保つことが出来るため燃費は A-1 より良くなる。但し、A-1 より減速遊星歯車の減速比が大きくなるので複合遊星歯車の負荷は増える。省燃費となる要因は A-1 で説明した内容と同じであり説明は省略するが、A-1 にクラッチ C 4 を追加したため摩擦部材の連れ回りロスが増える。しかし、高速連続走行となる前進 8 速度段でブレーキ B 2 により制動される 2 連クラッチ C 3、C 4 のクラッチドラム 7 4 の摩擦部材の配置を独立させ、摩擦部材に冷却潤滑油を送らないことで極力連れ回りロスを低減した。一般的な中継軸を用いた 3 軸式では隔壁 2 d の後部は大歯車のカウンターギアによる干渉のため、入力軸 1 上の径が制限され 2 連クラッチ C 3、C 4 をこの位置に 2 階建構造として配することが困難となるが、2 軸方式としたのでこの配置が可能となる。又、フロントケース 2 a を延材して中央ボス部でカウンターギア 3 を軸支したのでブレーキ B 1 の摩擦部材の端面に側壁を設けることが出来、そこから冷却油の供給を可能とした。特に流体伝導装置の代わりに回転変動吸収の機械式ダンパ（湿式ダンパ 10 a）を用いる伝達系には衝撃負荷が発生し、更に大きく減速して複合遊星歯車に動力を入力させることも加わり複合遊星歯車の負荷が増大するので、複合遊星歯車 100 B を用い A-2 のような配置構造にすると複合遊星歯車の耐久性が向上する。

20

30

#### 【0069】

< B-1 >

図 1 2 は本発明の流体伝導装置を無くした前進 6 速後進 1 速の 3 軸式多段自動変速機を示す全体構造である。2 軸式とした A-1 との基本的な違いは遊星減速歯車 4 0 の代わりに中継軸 5 を用いたことであり、その他の動力伝達構造及び作動は A-1 と同一である。A-1 ではその利点を特長付けるためフロントケース 2 a を軸方向に延材させ円筒ボス部でカウンターギア 3 を軸支する 2 軸方式としたが、メインケース 2 b の中央部に円筒ボス部を設けカウンターギア 3 を軸支する 3 軸方式の方が一般的である。図 1 2 に於いて、図の左側前方の図示しない原動機の出力軸 9 にボルトで固定されたの回転変動吸収の湿式ダンパ 10 a から、スプライン連結により変速装置の入力軸 1 に動力が導かれる。変速装置全体を収める変速機ハウジングは前部のフロントケース 2 a と中央及び後部に跨るメインケース 2 b 及びリアケース 2 c からなり、入力軸 1 と並行に配された中継軸 5 と出力軸 8 a

40

50

、8 bを含んだディファレンシャル装置30とを軸支する母体となる。入力軸1は前端的隔壁2 dにボルト締めされた保持部材2 eに装着された円筒部材2 fと後端のリアケース2 cに配された軸受け7 a、7 bで軸支される。隔壁2 dは乾式の原動機側と湿式の変速機側を隔てる隔壁であり、隔壁2 dがフロントケース2 a及び変速機ケース2 bにボルト締めされ、軸受け7 aを圧入した円筒部材2 fが保持部材2 eに圧入され、隔壁2 dと保持部材2 eの間で入力軸1により駆動される変速装置のチャージングポンプ20を保持する。中継軸5は一端がフロントケース2 aに配された軸受け7 dで、もう一端が変速機ケース2 bに配された軸受け7 eで軸支され、入力軸1と同軸上の出力となるカウンターギア3と噛合うカウンターギア4がスプラインで連結されるとともに、出力軸8 a、8 bを含んだディファレンシャル装置30に動力を伝達するカウンターギアが一体成形されている。又、ディファレンシャル装置30のキャリアは一端がフロントケース2 aに配された軸受け7 fで、もう一端が変速機ケース2 bに配された軸受け7 gで軸支され、カウンターギアと一体の中継軸5と噛合うカウンターギア6がボルトで締結されている。そして、出力軸8 a、8 bはディファレンシャル装置30のキャリアで軸支される。周知の如く、ディファレンシャル装置30はピニオンギアとサイドギアからなり、サイドギアには自動変速装置の出力軸8 a、8 bが連結される。

#### 【0070】

図12とカウンターギア3前方の詳細を示す図23に於いて、メインケース2 bの軸方向中央部にはカウンターギア3の軸受け7 cを円筒部外周で軸支するL字型の側壁が設けられ、隔壁2 dとの間に減速用遊星歯車とクラッチC1、C3及びブレーキB2が配される。ここで減速用遊星歯車とクラッチC1、C3の配置及び構造は図10及び図19のA-1と同一となり説明を省略する。尚、ブレーキB2を含め作動形態はA-1と同一となるが、ブレーキB2の摩擦部材がフロントケース2 aではなくメインケース2 bに配される。

#### 【0071】

ブレーキB2はピストン103と、リターンスプリング104と、摩擦部材101、102 aとエンドプレート102 b及びブレーキハブ15からなり、一方の摩擦部材102 aとエンドプレート102 bがカウンターギア3を軸支するL字型の側壁側の円筒部内側スプラインに係止され、摩擦部材102 aとエンドプレート102 bの間に交互に配されたもう一方の摩擦部材101がクラッチC3のクラッチハブとなる連結部材11にリティニグリング16で連結され2連クラッチC1、C3の外周径方向外側に延材されたブレーキハブ15に係止される。ここで、ピストン103は隔壁2 dに配され、隔壁2 dから供給される油圧で摩擦部材101、102 a及びエンドプレート102 bを押圧して連結部材11の制動を行い、リターンスプリング104はピストン103が装着される隔壁2 dの鏝にリティニグリング106で固定されたスプリングフォルダー105で保持されピストン103を隔壁2 dに戻し、連結部材11の開放を行う。このピストン103とリターンスプリング104が装着される隔壁2 dと摩擦部材101、摩擦部材102 aの間にカウンターギア6が位置し、ピストン103はカウンターギア6との干渉を避けるため一部切り欠きが設けられている。

#### 【0072】

図12とカウンターギア3後方の詳細を示す図24に於いて、メインケース2 bのL字型側壁で軸支されるカウンターギア3の後部には複合遊星歯車100 Aが配され、複合遊星歯車100 Aの外周径方向外側にはカウンターギア3側から順にブレーキB1とクラッチC2の摩擦部材が配される。複合遊星歯車100 Aは前述の図1及び図3～図6と同一であり、且つ又図10と図20に示したA-1に用いたものと同一である。軸中心に配される入力軸1はリアケース2 cの内径に配されたニードルローラベアリングである軸受け7 bで軸支される。

#### 【0073】

クラッチC2の構造及び作動はA-1と同じであり、ブレーキB1は摩擦部材への冷却油の供給部がA-2と同じメインケース2 bに設けた側壁となり、その他の構造及び作動は

A-1と同じであるため説明を省略する。尚、メインケース2bは後方が開口され開口部にリアケース2cを配したので、クラッチC2のピストン65とブレーキB1のピストン93はリアケース2cから油圧の供給を受ける。

#### 【0074】

カウンターギア3はメインケース2bの軸方向中央部に設けられたL字型の側壁の円筒ボス部外周に回り止め3bで回り止めされたロックナット3aで固定される背面合わせのアンギュラ玉軸受け7cに、リティニングリング3cで固定軸支される。複合遊星歯車100Aの配置はA-1と同一のため説明は省略する。一部A-1と異なる遊星キャリアPの軸方向の保持とリングギアR1の連結について説明する。複合遊星歯車100Aの遊星キャリアPを構成するサンギアS1側のサイド部材は、内径に圧入されたブシュ7hで連結部材11に軸支されるとともにメインケース2bのL字型の側壁内周で前方に延材され端面がスラストニードルベアリング37cで保持され、サンギアS1側がスラストニードルベアリング37aで保持される。複合遊星歯車100Aの動力が出力するリングギアR1(33a)はサンギアS1側に配されカウンターギア3側に延材され内歯をスプラインとしてリティニングリング14でカウンターギア3に連結固定される。尚、複合遊星歯車100Aの遊星キャリアPを構成するサンギアS2側のサイド部材は内径に圧入されたブシュ7iで入力軸1にスプライン連結されたクラッチドラム63に軸支され、遊星キャリアPは両端でブシュ7iと7hでラジアル方向が、スラストニードルベアリング37aと37cでスラスト方向が軸支される。

#### 【0075】

B-1の特色は隣り合う変速段の変速比の段間差を小さくした前進6速後進1速の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機を、流体伝導装置を用いずに3軸にコンパクトに配したことであり、軸方向の長さは4ATよりもと言うより5速MT、CVTを含んだ全ての変速機で最小となり、構造のシンプルさによるコスト低減と省燃費が可能となる。A-1と比べ中継軸の小歯車と大歯車のカウンターギアの噛合いが不利になるだけで、A-1と同じく省燃費の特性を持つ。特に流体伝導装置の代わりに回転変動吸収の機械式ダンパ(湿式ダンパ10a)を用いる伝達系には衝撃負荷が発生するので、複合遊星歯車100Aを用いB-1のような配置構造にすると複合遊星歯車の耐久性が向上する。

#### 【0076】

<B-2>

図13は本発明の流体伝導装置を無くした前進8速後進2速の3軸式多段自動変速機を示す全体構造である。2軸式としたA-2との基本的な違いは遊星減速歯車40の代わりに中継軸5を用いたこと及び複合遊星歯車100Bの配置であり、動力伝達構造及び作動はA-2と同一である。複合遊星歯車100Bに入力軸の回転及び入力軸の減速回転を入力する減速用遊星歯車と減速用遊星歯車を挟んだクラッチC1と2連クラッチC3、C4及びブレーキB2は径が大きく出力軸に配されるカウンターギア6と干渉するためカウンターギア3の後方に配し、複合遊星歯車100BとクラッチC2及びブレーキB1をカウンターギア3の前方に配して、A-2とは逆にしたものである。尚、クラッチC2はカウンターギア6との干渉を避けるため摩擦部材を複合遊星歯車100Bの前方に配した。図13の左側前方の図示しない原動機出力軸9にボルトで固定された回転変動吸収の油圧(ハイドロ)ダンパ10bからスプライン連結により変速装置の入力軸1に動力が導かれる。変速装置全体を収めるハウジングは前部のフロントケース2aと中央部のメインケース2bと後部のリアケース2cとからなり、入力軸1と並行に配された中継軸5及び出力軸を含んだディファレンシャル装置30とを軸支する母体となる。入力軸1は保持部材2eに一体となり圧入された円筒部材2fに配された軸受け7aとリアケース2cに配された軸受け7bで軸支される。隔壁2dは乾式原動機側と湿式のメインケース2bを隔てる隔壁であり、隔壁2dがフロントケース2a及びメインケース2bにボルト締めされ、軸受け7aが圧入された円筒部材2fと一体の保持部材2eが隔壁2dにボルト締めされ、隔壁2dと保持部材2eの間で変速装置のチャージングポンプ20を保持する。中継軸5は一端がフロントケース2aに配された軸受け7dで、もう一端がメインケース2bに配

された軸受け 7 e で軸支され、入力軸 1 と同軸上の出力となるカウンターギア 3 と噛合うカウンターギア 4 がスプラインで連結されるとともに、出力軸 8 a、8 b を含んだディファレンシャル装置 30 に動力を伝達するカウンターギアが一体成形されている。又、ディファレンシャル装置 30 のキャリアは一端がフロントケース 2 a に配された軸受け 7 f で、もう一端がメインケース 2 b に配された軸受け 7 g で軸支され、カウンターギアと一体の中継軸 5 と噛合うカウンターギア 6 がボルトで締結されている。そして、出力軸 8 a、8 b はディファレンシャル装置 30 のキャリアで軸支される。周知の如く、ディファレンシャル装置 30 はピニオンギアとサイドギアからなり、サイドギアには自動変速装置の出力軸 8 a、8 b が連結される。

#### 【0077】

メインケース 2 b の軸方向中央部にはカウンターギア 3 の軸受け 7 c を円筒外周部で軸支する逆 L 字型の側壁が設けられ、この側壁と内周ボス部が側壁付近まで延材されたリアケース 2 c の間には減速用遊星歯車列と減速用遊星歯車列を挟んだ外周径方向外側には側壁側から順にクラッチ C 1 と摩擦材を 2 階建てに有した 2 連クラッチ C 3、C 4 が、更に外周径方向外側にはブレーキ B 2 が配される。側壁と隔壁 2 d 及び保持部材 2 e の間には側壁側から順にカウンターギア 3 と複合遊星歯車 100 B が配され、複合遊星歯車 100 B の外周径方向外側にはブレーキ B 1 が配され、複合遊星歯車 100 B の前方にクラッチ C 2 が配される。

#### 【0078】

図 13 とカウンターギア 3 前方の詳細を示す図 25 に於いて、カウンターギア 3 はメインケース 2 b の軸方向中央部に配された逆 L 字型をした側壁の円筒ボス部外周に回り止め 3 b で回り止めされたロックナット 3 a で固定される背面合わせのアンギュラ玉軸受け 7 c にリティニグリング 3 c で固定軸支される。複合遊星歯車 100 B はカウンターギア 3 側をサンギア S 1 とピニオン遊星歯車 P d 及びリングギア R 1 によるシンプル遊星歯車の噛合いとしてカウンターギア 3 の前方に配され、複合遊星歯車 100 B の動力が出力するリングギア R 1、R 2 (33 b) はカウンターギア 3 側に延材され内歯をスプラインとしてリティニグリング 14 でカウンターギア 3 に連結固定される。複合遊星歯車 100 B は A-2 で用いたものと同じ仕様であり詳細説明は省略するが、リングギア R 1 がサンギア S 1 側のピニオン遊星歯車 P d と噛合うとともにリングギア R 1 に連結されたリングギア R 1 と同歯数のリングギア R 2 がピニオン遊星歯車 P a 及び P d と同歯数のピニオン遊星歯車 P c と噛合う。入力軸 1 は保持部材 2 e に一体となり圧入された円筒部材 2 f に配された軸受け 7 a で変速機前方が軸支され、サンギア S 2 に連結する連結部材 12 が入力軸 1 に軸受け 7 j で軸支され、サンギア S 1 に連結する連結部材 11 が連結部材 12 に軸受け 7 k で軸支される。複合遊星歯車 100 B の遊星キャリア P を構成するサンギア S 2 側のサイド部材は内径に圧入されたブシュ 7 i で入力軸 1 に軸支され、サンギア S 1 側のサイド部材は内径に圧入されたブシュ 7 h で連結部材 11 に軸支されるとともにメインケース 2 b の逆 L 字型の側壁内周で後方に延材され端面がスラストニードルベアリング 37 c で保持され、サンギア S 1 側がスラストニードルベアリング 37 a で保持される。

#### 【0079】

クラッチ C 2 は入力軸 1 に溶着され、隔壁 2 d にボルト締めされた保持部材 2 e の内周ボスの外周部に沿って複合遊星歯車 100 B の外周まで円筒状に延材されるクラッチドラム 63 と、クラッチドラム 63 に保持され保持部材 2 e の内周ボスからクラッチ作動油が供給されるピストン 65 と、ピストン 65 に作用する遠心油圧キャンセラープレート 66 及びリターンスプリング 67 と、摩擦部材 61、62 a、フロントプレート 62 c とエンドプレート 62 b 及び複合遊星歯車 100 B の遊星キャリア P を構成するサンギア S 2 側のサイド部材の外周を隔壁 2 d 側に円筒状に延材したクラッチハブから構成される。作動は A-1 と同一のため説明を省略する。ここでクラッチドラム 63 の外径は出力軸に配されるカウンターギア 6 との干渉を避けるため複合遊星歯車 100 B の前方にリングギア R 1、R 2 より少し大きくなる径で配した。

#### 【0080】

ブレーキ B 1 はピストン 9 3 と、リターンスプリング 9 4 と、摩擦部材 9 1、9 2 a、フロントプレート 9 2 b、ディッシュプレート 9 5 とエンドプレート 9 2 c 及び複合遊星歯車 1 0 0 B の遊星キャリア P を構成するサンギア S 2 側のサイド部材のリングギア R 1、R 2 の外周径方向外側に沿って設けられたクラッチハブから構成される。メインケース 2 b のリングギア R 1、R 2 とカウンターギア 3 の連結部外周外側のメインケース 2 b には側壁が設けられ摩擦部材摩擦部材 9 1、9 2 a の円周方向中央部に供給される油路が形成される。ディッシュプレート 9 5、フロントプレート 9 2 b 及び摩擦部材 9 1、9 2 a の仕様及びブレーキ B 1 の作動は A-1 と同一のため説明を省略する。ここで、ピストン 9 3 は隔壁 2 d に配され、隔壁 2 d から供給される油圧でディッシュプレート 9 5、フロントプレート 9 2 b 及び摩擦部材 9 1、9 2 a を押圧して遊星キャリア P の制動を行い、リターンスプリング 9 4 はピストン 9 3 が装着される隔壁 2 d の鏝にリティニグリング 9 8 で固定されたスプリングフォルダー 9 7 で保持されピストン 9 3 を隔壁 2 d に戻し、遊星キャリア P の開放を行う。このピストン 9 3 とリターンスプリング 9 4 が装着される隔壁 2 d とディッシュプレート 9 5 間にカウンターギア 6 が位置し、ピストン 9 3 はカウンターギア 6 との干渉を避けるため一部切り欠きが設けられている。

10

#### 【0081】

図 1 3 とカウンターギア 3 後方の詳細を示す図 2 6 に於いて、減速用遊星歯車と減速用遊星歯車を挟んだクラッチ C 1 と 2 連クラッチ C 3、C 4 及びブレーキ B 2 の配置は、A-2 のカウンターギア 3 の前方に配された減速用遊星歯車と減速用遊星歯車を挟んだクラッチ C 1 と 2 連クラッチ C 3、C 4 及びブレーキ B 2 の配置をカウンターギア 3 に対して対称に配したもので、A-2 の隔壁 2 d がリアケース 2 c であり、ブレーキ B 2 が配される A-2 のフロントケース 2 a がメインケース 2 b となる。A-2 が入力軸 1 と減速用遊星歯車の遊星キャリア P 0 との連結を溶着したのに対しスプライン連結とした等の異なりはあるものの、基本的な配置構造は A-2 と同一であるため説明は省略する。リアケース 2 c の内周ボスはメインケース 2 b の軸方向中央部に配された逆 L 字型をした側壁近くまで延材され、その先端内周で軸受け 7 b により入力軸 1 を軸支するため入力軸 1 は短くなる。

20

#### 【0082】

B-2 の特色は隣り合う変速段の変速比の段間差を小さくした前進 8 速後進 2 速の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機を、流体伝導装置を用いずに 3 軸にコンパクトに配したことであり、軸方向の長さは 4 A T の一番短いものと同等で重量は 4 A T よりも軽くなり、構造のシンプルさによるコスト低減と省燃費が可能となる。A-2 と比べ中継軸の小歯車と大歯車のカウンターギアの噛合いが不利になるだけで A-2 より軸方向の長さが短くなり、A-2 と同じく省燃費の特性を持つ。流体伝導装置の代わりに回転変動吸収の機械式ダンパは高性能な油圧（ハイドロ）ダンパ 1 0 b を用いた。

30

#### 【0083】

##### < C-1 >

図 1 4 は本発明の流体伝導装置としてトルクコンバータを用いた前進 6 速後進 1 速の 3 軸式多段自動変速機を示す全体構造である。トルクコンバータ 1 0 c は本願出願人が特開 2 0 0 8-1 9 6 6 6 0 で提案した独立ピストン型の高性能なロックアップクラッチを持った流体伝導装置であり、車両の発進時や変速時以外は全て原動機直結のロックアップが可能となる。変速機部の配置構造はブレーキ B 1 を除いて B-1 と同等である。図 1 4 の左側前方の図示しない原動機の出力軸 9 にボルトで固定されたフレキシブルプレートからトルクコンバータ 1 0 c のタービンランナを介して変速装置の入力軸 1 に動力が導かれる。トルクコンバータ 1 0 c はフレキシブルプレートでフロントカバーを介して駆動されるとともに変速機のチャージングポンプ 2 0 を駆動するポンプインペラとタービンランナ及び変速機ハウジングに固定された円筒部材 2 f にワンウェイクラッチを介して固定されるホイールステータからなる流体伝導装置部と、ポンプインペラに係止された摩擦部材をフロントカバーに独立した油圧室で押圧し回転変動吸収ダンパを介してタービンランナとの断接を行うピストンを有したロックアップクラッチとからなる。変速装置全体を収める変速

40

50

機ハウジングは前部のフロントケース 2 a と中央及び後部に跨るメインケース 2 b 及びリアケース 2 c からなり、入力軸 1 と並行に配された中継軸 5 と出力軸 8 a、8 b を含んだディファレンシャル装置 3 0 とを軸支する母体となる。入力軸 1 は前端の隔壁 2 d にボルト締めされた保持部材 2 e に装着された円筒部材 2 f と後端のリアケース 2 c に配された軸受け 7 a、7 b で軸支される。隔壁 2 d は乾式の原動機側と湿式の変速機側を隔てる隔壁であり、隔壁 2 d がフロントケース 2 a 及び変速機ケース 2 b にボルト締めされ、トルクコンバータ 1 0 c のホイールステータを保持するとともに軸受け 7 a を圧入した円筒部材 2 f が保持部材 2 e に圧入され、隔壁 2 d と保持部材 2 e の間でトルクコンバータ 1 0 c のポンプインペラにより駆動される変速装置のチャージングポンプ 2 0 を保持する。中継軸 5 は一端がフロントケース 2 a に配された軸受け 7 d で、もう一端が変速機ケース 2 b に配された軸受け 7 e で軸支され、入力軸 1 と同軸上の出力となるカウンターギア 3 と噛合うカウンターギア 4 がスプラインで連結されるとともに、出力軸 8 a、8 b を含んだディファレンシャル装置 3 0 に動力を伝達するカウンターギアが一体成形されている。又、ディファレンシャル装置 3 0 のキャリアは一端がフロントケース 2 a に配された軸受け 7 f で、もう一端が変速機ケース 2 b に配された軸受け 7 g で軸支され、カウンターギアと一体の中継軸 5 と噛合うカウンターギア 6 がボルトで締結されている。そして、出力軸 8 a、8 b はディファレンシャル装置 3 0 のキャリアで軸支される。周知の如く、ディファレンシャル装置 3 0 はピニオンギアとサイドギアからなり、サイドギアには自動変速装置の出力軸 8 a、8 b が連結される。

#### 【0084】

C-1 は入力継手となるトルクコンバータ 1 0 c とブレーキ B 1 を除いて図 1 2 に示した B-1 と同等であり、説明はブレーキ B 1 部のみとする。図 1 4 に於いて複合遊星歯車 1 0 0 A のリングギア R 1 の外周径方向外側にカウンターギア 3 側から順にワンウェイクラッチ OWC とブレーキ B 1 の摩擦部材が配される。ワンウェイクラッチ OWC はメインケース 2 b の内周スプラインにリティニグリングで固定保持されたアウターレースと、遊星キャリア P を構成するサンギア S 2 側のサイド部材の外周に溶着された円筒部材のインナーレースの間に配され、遊星キャリア P が入力軸 1 とは逆方向に回るのを阻止し同方向に回るのを自由とする役目を担う。ブレーキ B 1 の摩擦部材はワンウェイクラッチ OWC 側からエンドプレートと複数の摩擦部材がワンウェイクラッチ OWC を保持するメインケース 2 b の内周スプラインに係止され、エンドプレートと複数の摩擦部材の間に交互に配される摩擦部材は遊星キャリア P を構成するサンギア S 2 側のサイド部材の外周に溶着された円筒部材の外周スプラインに係止される。但し、B-1 と異なり運転操作におけるシフトタワー位置が D (ドライブ) レンジの前進 1 速度段ではワンウェイクラッチ OWC を用い、ブレーキ B 1 は後進段と 1 レンジでしか締結しないので仕事量は少なく済み、ディッシュプレートも用いてなく摩擦部材は B-1 のように特別な冷却はしていない。又、トルクコンバータ 1 0 c を発進時に滑らせるのでブレーキ B 1 の摩擦部材の負荷は小さく、摩擦部材の内外径差と板厚も小さくできるので B-1 の摩擦部材の配置スペースにワンウェイクラッチ OWC と摩擦部材の両方を配することができる。

#### 【0085】

C-1 の特色は隣り合う変速段の変速比の段間差を小さくした前進 6 速後進 1 速の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機を、トルクコンバータを用いて 3 軸にコンパクトに配したことであり、軸方向の長さは 6 A T では最小となる。C-1 は流体伝導装置を用いない A、B 型と違って一般的な多段自動変速機である。トルクコンバータは独立ピストン型の高性能なロックアップクラッチを有しており、従来のトラス内圧で押圧する簡易型ロックアップクラッチと異なり応答性等制御性が良く、発進及び変速時以外は全てロックアップが可能となり燃費を低減することができる。但し、トルクコンバータやブレーキ B-1 の摩擦部材の空転ロスがあり、B-1 より燃費が劣る。当然ロックアップを多用すると伝達系特に変速用歯車には衝撃負荷が発生するので、C-1 では複合遊星歯車 1 0 0 A を用い遊星キャリア P の軸支を安定させ複合遊星歯車の耐久性を向上させた。

#### 【0086】

## &lt; C - 2 &gt;

図 1 5 は本発明の流体伝導装置として流体継手を用いた前進 8 速後進 2 速の 3 軸式多段自動変速機を示す全体構造である。流体継手 1 0 d は本願出願人が特開 2 0 0 8 - 1 9 6 6 6 0 で提案した独立ピストン型の高性能なロックアップクラッチを持った流体伝導装置であり、車両の発進時や変速時以外は全て原動機直結のロックアップが可能となる。変速機部の配置構造はブレーキ B 1 を除いて B - 2 と同等である。図 1 5 の左側前方の図示しない原動機の出軸 9 にボルトで固定されたフレキシブルプレートから流体継手 1 0 d のタービンランナを介して変速装置の入力軸 1 に動力が導かれる。流体継手 1 0 d はフレキシブルプレートでフロントカバーを介して駆動されるとともに変速機のチャージングポンプ 2 0 を駆動するポンプインペラとタービンランナからなる流体伝導装置部と、ポンプインペラに係止された摩擦部材をフロントカバーに独立した油圧室で押圧し回転変動吸収ダンパを介してタービンランナとの断接を行うピストンを有したロックアップクラッチとからなる。変速装置全体を収めるハウジングは前部のフロントケース 2 a と中央部のメインケース 2 b と後部のリアケース 2 c とからなり、入力軸 1 と並行に配された中継軸 5 及び出力軸を含んだディファレンシャル装置 3 0 とを軸支する母体となる。入力軸 1 は保持部材 2 e に一体となり圧入された円筒部材 2 f に配された軸受け 7 a とリアケース 2 c に配された軸受け 7 b で軸支される。隔壁 2 d は乾式の原動機側と湿式の変速機ケース 2 b を隔てる隔壁であり、隔壁 2 d がフロントケース 2 a 及び変速機ケース 2 b にボルト締めされ、軸受け 7 a が圧入された円筒部材 2 f と一体の保持部材 2 e が隔壁 2 d にボルト締めされ、隔壁 2 d と保持部材 2 e の間で流体継手 1 0 d のポンプインペラにより駆動される変速装置のチャージングポンプ 2 0 を保持する。中継軸 5 は一端がフロントケース 2 a に配された軸受け 7 d で、もう一端が変速機ケース 2 b に配された軸受け 7 e で軸支され、入力軸 1 と同軸上の出力となるカウンターギア 3 と噛合うカウンターギア 4 がスプラインで連結されるとともに、出力軸 8 a、8 b を含んだディファレンシャル装置 3 0 に動力を伝達するカウンターギアが一体成形されている。又、ディファレンシャル装置 3 0 のキャリアは一端がフロントケース 2 a に配された軸受け 7 f で、もう一端が変速機ケース 2 b に配された軸受け 7 g で軸支され、カウンターギアと一体の中継軸 5 と噛合うカウンターギア 6 がボルトで締結されている。そして、出力軸 8 a、8 b はディファレンシャル装置 3 0 のキャリアで軸支される。周知の如く、ディファレンシャル装置 3 0 はピニオンギアとサイドギアからなり、サイドギアには自動変速装置の出力軸 8 a、8 b が連結される。

## 【 0 0 8 7 】

C - 2 は入力継手となる流体継手 1 0 d とブレーキ B 1 を除いて図 1 3 に示した B - 2 と、又ブレーキ B 1 部は図 1 4 に示した C - 1 と同一であり、詳細な説明は省略する。図 1 5 に於いて複合遊星歯車 1 0 0 B のリングギア R 1、R 2 の外周径方向外側にカウンターギア 3 側から順にワンウェイクラッチ OWC とブレーキ B 1 の摩擦部材が配される。B - 2 ではブレーキ B 1 がワンウェイクラッチ OWC とブレーキ及び流体伝導装置の役目を担ったため仕事量も多くエネルギー吸収量も多いため、摩擦部材の内外径差と板厚を大きくし径方向中央部に貫通孔を設けメインケース 2 b から冷却油を供給する構造としたが、C - 2 では流体継手 1 0 d を発進時に滑らせるのでブレーキ B 1 の摩擦部材の負荷は小さく、摩擦部材の内外径差と板厚も小さくできるので B - 2 の摩擦部材の配置スペースにワンウェイクラッチ OWC と摩擦部材の両方を配することができる。

## 【 0 0 8 8 】

C - 2 の特色は隣り合う変速段の変速比の段間差を小さくした前進 8 速後進 2 速の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機を、流体継手を用いて 3 軸にコンパクトに配したことであり、軸方向の長さは一般的な 4 A T と同等となる。前進 8 速段であるためトルク増幅作用のあるトルクコンバータは必要なく、シンプルではあるが独立ピストン型の高性能なロックアップクラッチを有した流体継手を用い、発進及び変速時以外は全てロックアップを可能とした。隣り合う変速段の段間差が極めて小さく出来るので原動機の回転を下げることで燃費を低減することができる。但し、流体継手やブレーキ B - 1 の摩擦部材の空転ロス

があり、B-2よりは燃費が劣る。当然ロックアップを多用すると伝達系特に変速用歯車には衝撃負荷が発生するので、C-2では複合遊星歯車100Bを用い遊星キャリアPの軸支を及び歯車の噛合いを安定させ複合遊星歯車の耐久性を向上させた。

#### 【0089】

<A-1、B-1、C-1の変速比>

本発明に於ける前進6速後進1速の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機として、流体伝導装置を用いない2軸式をA-1、3軸式をB-1とし、流体伝導装置を用いた3軸式をC-1とした。この3種の多段自動変速機に用いる複合遊星歯車を100Aタイプとしスケルトンと速度線図及び変速比を図16に示す。尚、3種とも変速用歯車の歯数は同じとした。減速用遊星歯車及び複合遊星歯車100Aを構成する各歯車の歯数はピニオン遊星歯車が4等分位置に配されることを噛合い条件として以下の如く決定した。

(減速用遊星歯車：ZS0=40、ZR0=68)

(複合遊星歯車100A：ZS1=42、ZS2=34、ZR1=86)

したがって、速度線図を形成する歯数比は以下の如くなり、速度線図が描ける。

(減速用遊星歯車：ZR0/ZS0=68/40=1.700)

(複合遊星歯車100A：ZR1/ZS1=86/42=2.047、ZR1/ZS2=86/34=2.529)

#### 【0090】

変速段は5個のクラッチ又はブレーキの2個を締結することにより決まり、その内の1個のみの繋ぎ換えで次段及び次々段への変速が出来る。各変速段の締結要素はA-1、B-1、C-1とも同じであるが発進段となる前進1速段及び後進段では流体伝導装置を用いないA-1、B-1と、用いるC-1とでは制御が異なる。A-1、B-1では発進段となる前進1速段から前進2速段及び3速段への変速又はその逆の変速では、クラッチC1が締結状態のままブレーキB1とブレーキB2及びブレーキB1とクラッチC3を滑らせながら繋ぎ換え変速を行う。又、クラッチC1とブレーキB1が締結する前進1速段と、クラッチC3とブレーキB1が締結する後進段の発進段では車両をクリープさせる機能が必要となり、それぞれクラッチC1及びC3を締結してブレーキB1を滑らせればその滑りトルクの反力がクリープ力となる。尚、前進1速段と後進段の変速はブレーキB1を滑らせた状態でクラッチC1とクラッチC3を滑らせて繋ぎ換えれば良い。一方C-1は前進1速段と後進段ではトルクコンバータを滑らせ車両をクリープさせるため、前進1速段から前進2速段及び3速段への変速又はその逆の変速では、ブレーキB1は締結せずワンウェイクラッチOWCを作用させスムーズな変速となる。ブレーキB1は前進1速段固定時と後進段で締結する。前進2速段から前進6速段の変速ではA-1、B-1、C-1とも締結側を滑らせて締結すると同時に開放側を滑らせて開放させる制御となる。

#### 【0091】

図16の速度線図に於いて、S1-PとP-R1間の長さはサンギアS1とリングギアR1の歯数比で決定され、S1-P間を大きくすると高速段の前進5速と6速段の段間差が小さくなり、S1-P間を小さくすると低速段の前進1速と2速段の段間差が小さくなる。又、P-R1とR1-S2間の長さはサンギアS2とリングギアR1の歯数比で決定され、R1-S2間を小さくすると低速段の前進1速と2速段の段間差が小さくなる。遊星歯車のリングギアとサンギアの歯数比は1.5~3の値が実用的で、車両の特性により歯数を選定し変速比を決定しなければならない。図16の実用例ではR1-S2間を1.529と小さくして低速段の前進1速と2速段の段間差を1.68と小さくし、前進1速段と前進6速段のギアレングが6になるよう全体のバランスを考慮し選定した。これは流体伝導装置を用いないA-1、B-1用の変速比に向いている。尚、R1-S2間を小さくするにはリングギアR1とサンギアS2の歯数比を小さくしなければならない。つまりサンギアS2の歯数を大きくすることとなり、サンギアS1の歯数にサンギアS2の歯数を近づけなければならないことになる。因みに、現在実用化されたラビニョー遊星歯車を用いた6ATではR1-S2間は全て1.6以上であり前進1速と2速段の段間差は1.7以上となっている。本提案で用いたピニオン遊星歯車を4個とした複合遊星歯車ではR1

ー S 2 間を更に小さくすることも可能であり、変速比選定の自由度が増す。尚、前進 6 速後進 1 速の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機では減速用遊星歯車の減速比を 1.5 ~ 1, 6 としなければならない。したがって、複合遊星歯車には入力軸トルクの 1.5 倍のトルクが入力され各歯車の負担が大きくなるため複合遊星歯車は 100A のような構造で耐久性を考慮した。

#### 【0092】

< A - 2、B - 2、C - 2 の変速比 >

本発明に於ける前進 8 速後進 2 速の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機として、流体伝導装置を用いない 2 軸式を A - 2、3 軸式を B - 2 とし、流体伝導装置を用いた 3 軸式を C - 2 とした。この 3 種の多段自動変速機に用いる複合遊星歯車を 100B タイプとしスケルトンと速度線図及び変速比を図 17 に示す。尚、3 種とも変速用歯車の歯数は同じとした。減速用遊星歯車及び複合遊星歯車 100B を構成する各歯車の歯数はピニオン遊星歯車が 4 等分位置に配されることを噛合い条件として以下の如く決定した。

(減速用遊星歯車：Z S 0 = 38、Z R 0 = 74)

(複合遊星歯車 100B：Z S 1 = 39、Z S 2 = 35、Z R 1 = Z R 2 = 81)

したがって、速度線図を形成する歯数比は以下の如くなり、速度線図が描ける。

(減速用遊星歯車：Z R 0 / Z S 0 = 74 / 38 = 1.947)

(複合遊星歯車 100B：Z R 1 / Z S 1 = 81 / 39 = 2.077、Z R 2 / Z S 2 = 81 / 35 = 2.314)

#### 【0093】

変速段は 6 個のクラッチ又はブレーキの 2 個を締結することにより決まり、その内の 1 個のみの繋ぎ換えで次段及び次々段への変速が出来る。各変速段の締結要素は A - 2、B - 2、C - 2 と同じであるが発進段となる前進 1 速段及び後進段では流体伝導装置を用いない A - 2、B - 2 と、用いる C - 2 とでは制御が異なる。A - 2、B - 2 では発進段となる前進 1 速段から前進 2 速段及び 3 速段への変速又はその逆の変速では、クラッチ C 1 が締結状態のままブレーキ B 1 とブレーキ B 2 及びブレーキ B 1 とクラッチ C 3 を滑らせながら繋ぎ換え変速を行う。又、クラッチ C 1 とブレーキ B 1 が締結する前進 1 速段と、クラッチ C 3 とブレーキ B 1 が締結する後進段の発進段では車両をクリープさせる機能が必要となり、それぞれクラッチ C 1 及び C 3 を締結してブレーキ B 1 を滑らせればその滑りトルクの反力がクリープ力となる。尚、前進 1 速段と後進段の変速はブレーキ B 1 を滑らせた状態でクラッチ C 1 とクラッチ C 3 を滑らせて繋ぎ換えれば良い。一方 C - 2 は前進 1 速段と後進段では流体継手を滑らせ車両をクリープさせるため、前進 1 速段から前進 2 速段及び 3 速段への変速又はその逆の変速では、ブレーキ B 1 は締結せずワンウェイクラッチ OWC を作用させスムーズな変速となる。ブレーキ B 1 は前進 1 速段固定時と後進段で締結する。前進 2 速段から前進 8 速段の変速では A - 2、B - 2、C - 2 とともに締結側を滑らせて締結すると同時に開放側を滑らせて開放させる制御となる。

#### 【0094】

図 17 の速度線図に於いて、S 1 - P と P - R 1 間の長さはサンギア S 1 とリングギア R 1 の歯数比で決定され、S 1 - P 間を大きくすると高速段の前進 5 速 - 6 速段 - 7 速段 - 8 速段の段間差が小さくなり、S 1 - P 間を小さくすると低速段の前進 1 速と 2 速段の段間差が小さくなる。又、P - R 2 と R 2 - S 2 間の長さはサンギア S 2 とリングギア R 2 の歯数比で決定され、R 2 - S 2 間を小さくすると低速段の前進 1 速 - 2 速段 - 3 速段の段間差が小さくなる。遊星歯車のリングギアとサンギアの歯数比は 1.5 ~ 3 の値が実用的で、車両の特性により歯数を選定し変速比を決定する。図 17 の実用例ではサンギア S 2 の歯数をサンギア S 1 の歯数に近づけて R 2 - S 2 間を 1.314 と小さくして低速段の前進 1 速 - 2 速段 - 3 速段の段間差を 1.62 及び 1.43 と小さくし、前進 1 速段と前進 6 速段のギアレングが 7 になるよう全体のバランスを考慮し選定した。この変速比ではトルクコンバータのようなトルク増幅作用のある入力継手は必要なく、流体伝導装置を用いた C - 2 に於いてもトルク増幅作用のないシンプルな流体継手を用いた。因みに、現在実用化されたラビニョー遊星歯車を用いた 8AT は RWD 車用として 1 例しかなく、F

10

20

30

40

50

WD車用としては実用化されていない。尚、流体継手を用いたC-2では前進1速-2速段-3速段の段間差をもう少し大きくし、前進5速-6速段-7速段-8速段の段間差をもう少し小さくする選定も可能である。前進8速後進2速の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機では減速用遊星歯車の減速比を2前後としなければならない。したがって、複合遊星歯車には入力軸トルクの2倍のトルクが入力され各歯車の負担が大きくなるため複合遊星歯車は100Bのような構造で耐久性を増した。このように本提案ではピニオン遊星歯車Pbの配置スペースが大きく取れるのでサンギアS2の歯数をサンギアS1の歯数に近づけることができ、段間差を小さくすることが可能となる。因みにサンギアS1とサンギアS2の歯数比ZS1/ZS2は図16ではZS1/ZS2=1.235とし、図17ではZS1/ZS2=1.114とした。

10

#### 【0095】

図18は本発明に於ける前進6速後進1速及び前進8速後進2速の複合遊星歯車を用いた多段自動変速機に於ける2軸と3軸式の違いを、変速機後部から透視したカウンターギアの噛み合いで各軸の配置を示したもので、図の上部が2軸式のA-1、A-2であり、下部が3軸式のB-1、B-2、C-1、C-2である。図の左側が車両の前方となり、原動機の出力軸と同軸の入力軸1に対し出力軸8a、8bは原動機を避けた右下の位置となる。2軸式では入力軸1と同軸上のカウンターギア3が出力軸8a、8bと同軸上のカウンターギア6と小さな減速比になるよう噛合う。一方3軸式では入力軸1と同軸上のカウンターギア3が入力軸1と出力軸8a、8bの間の入力軸1上部に位置する中継軸上で同一か又は小さな減速比でカウンターギア4と噛合い、中継軸と一体となるカウンターギア5

20

#### 【0096】

図27は本発明に於ける流体伝導装置を用いない前進6速後進1速及び前進8速後進2速の複合遊星歯車を用いたA-1、A-2、B-1、B-2に示す多段自動変速機のブレーキB1に関し、その摩擦部材の詳細を示すものである。尚、この仕様は本願出願人が特願2008-083909の図3で示したものと同一である。図27及びブレーキB1の構造を示す図20、図22、図24、図25に於いて、摩擦部材は複数のドライブプレート91とドリブンプレート92aからなり、ドライブプレート91とドリブンプレート92aは交互に配されるとともにピストン93側にはディッシュプレート95を保持するL字型のフロントプレート92bが配される。ドライブプレート91は金属板の両面に摩擦部材が貼られ径方向中央に位置する同一径円周部の摩擦面に摩擦部材と金属板を貫通する複数の貫通穴Z2が設けられており、摩擦部材の摩擦面には貫通穴Z2を含有する円周溝J1と円周溝J1から外周に連通する溝J2が形成され、遊星歯車列の発進段の制動構成要素となる遊星キャリアPのサイド部材の円筒外周スプライン部に回り止めされるとともに軸方向に移動可能に係止され、ドリブンプレート92aは金属板で貫通穴Z2と同一径円周部の摩擦面に貫通穴Z1が設けられており、メインケース2bのスプライン部に回り止めされるとともに軸方向に移動可能に係止される。貫通穴Z1、Z2は円周方向の長穴でありメインケース2bの側壁に設けられた円周溝(A-1の場合はエンドプレートの円周溝)に通じ、図示しないコントロールバルブから供給される冷却油がドライブプレート91とドリブンプレート92aの貫通穴Z1、Z2を通過し、ドライブプレート91の摩擦面に設けられた円周溝J1と円周溝J1から外周に連通する溝J2から排出される。この時、メインケース2bの側壁に設けられた円周溝とドリブンプレート92aの間は密着されるため、この間で油が排出される量は極めて少なく冷却油には排出圧が発生し、複数のドライブプレート91の摩擦面は全域に亘り隈なく冷却油により冷却される。尚、特願2008-083909には図1や図4に示す油圧制御で図2、図5に示す摩擦部材の冷却方式も提案しており、これらの方式でA-1、A-2、B-1、B-2のブレーキB1が制御される。そのため、流体伝導装置は不要となる。

30

40

#### 【0097】

50

図 28 は本発明に於ける流体伝導装置を用いない前進 6 速後進 1 速の複合遊星歯車を用いた A-1、B-1 に示す多段自動変速機の前進 1 速段に於ける特性を図上部の速度線図で示し、前進 8 速後進 2 速の複合遊星歯車を用いた A-2、B-2 に示す多段自動変速機の前進 1 速段に於ける特性を図下部の速度線図で示したものである。流体伝導装置を用いない多段自動変速機の前進 1 速段に於ける発進及びクリープ制御はクラッチ C1 を締結しブレーキ B1 を滑らす制御となる。図 28 の縦方向が回転速度を示す速度線図に於いて、入力軸 1 の回転を 1 とすると、A-1、B-1 では減速用遊星歯車のリングギア R0 が入力軸 1 と連結しておりサンギア S0 が変速機ハウジングに固定されるため遊星キャリア P0 の回転は 1.588 の減速比で複合遊星歯車のサンギア S2 に入力され、A-2、B-2 では減速用遊星歯車の遊星キャリア P0 が入力軸 1 と連結しておりサンギア S0 が変速機ハウジングに固定されるためリングギア R0 の回転は 2.056 の減速比で複合遊星歯車のサンギア S2 に入力される。車両が停止しているストール状態に於いて、タイヤと連結する R1 の回転は 0 であり、遊星キャリア P は入力軸 1 に対し逆回転をし、サンギア S1 は更に大きな逆回転をする。ここで A-1、B-1 では遊星キャリア P にはクラッチ C2 とブレーキ B1 の摩擦部材が配されており、入力軸 1 と同回転をするクラッチ C2 のクラッチドラムに配される摩擦部材及びブレーキ B1 の変速機ハウジングに配される摩擦部材と、遊星キャリア P に配される摩擦部材との間にはそれぞれ HC2 と HB1 の相対回転が生じ、両摩擦部材の間には矢印で示す連れ回り力が発生する。同様にサンギア S1 にはクラッチ C3 のクラッチドラムに配される摩擦部材及びブレーキ B1 の変速機ハウジングに配される摩擦部材と、遊星キャリア P に配される摩擦部材との間にはそれぞれ HC3 と HB2 の相対回転が生じ、両摩擦部材の間には矢印で示す連れ回り力が発生する。この連れ回り力は冷却油の量と摩擦部材の枚数及び相対回転差が大きい程大きくなり、サンギア S2 のクラッチ C1 締結ポイントの回りにモーメントとして作用し、タイヤと連結する R1 の回転を前進方向に上げようとする。A-2、B-2 に於いても遊星キャリア P とサンギア S1 には A-1、B-1 と同じ連れ回り力が発生するが、サンギア S1 には更にクラッチ C4 のクラッチドラムとの HC4 の相対回転による連れ回り力が加算される。したがってブレーキ B1 を強制的に滑らす力は小さくて済み、摩擦部材の吸収エネルギーを減少さす。例えばブレーキ B1 を締結しクラッチ C1 を滑らす制御をする場合、遊星キャリア P に於けるブレーキ B1 締結ポイントの回りのモーメントとなり、サンギア S1 に作用するクラッチ C3、C4 及びブレーキ B2 の連れ回り力と、サンギア S2 に作用するクラッチ C1 の締結力が喧嘩する方向に作用するため、クラッチ C1 を滑らす力が逆に増える結果となり好ましくない。このようにブレーキ B1 を滑らす形態は冷却構造の確実性以外にも利点があり、流体伝導装置を用いない方式では最良となる。

#### 【0098】

図 29 はラビニョー遊星歯車を用いた極めてコンパクトとなる 6AT として SAE TECHNICAL PAPER (2004-01-0651) の Fig 4 Structure of Ravigneaux gear set に記載された 4 Pinion set の図を分かり易く拡大したものである。この図には従来例として 3 Pinion set も記載されている。尚、この説明は本発明の図 6 と対比させて [0043] 項で説明しているので説明を省略する。結論としては本発明より図 29 の方が効率及び耐久上不利で、変速比設定の自由度も低く、複雑で成形し難い構造となっている。

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0099】

【図 1】 本発明の多段自動変速機に用いる複合遊星歯車の構造を示す第 1 実施例

【図 2】 本発明の多段自動変速機に用いる複合遊星歯車の構造を示す第 2 実施例

【図 3】 図 1 と図 2 の円周方向断面図

【図 4】 図 1 と図 2 のサンギア S1 側サイド部材の単体図

【図 5】 図 1 と図 2 のサンギア S2 側サイド部材の単体図

【図 6】 図 1 と図 2 の円周方向歯車噛合い図

【図 7】 図 1 と図 2 の長梁軸に配されるピニオン歯車の形態図

10

20

30

40

50

- 【図 8】図 1 と図 2 の 1 s t に於ける歯車噛合いベクトルと動力フロー図  
 【図 9】図 1 と図 2 の 2 n d から 6 t h 及び R e v に於ける動力フロー図  
 【図 10】本発明の多段自動変速機 A-1 の全体構造図を示す第 1 実施例  
 【図 11】本発明の多段自動変速機 A-2 の全体構造図を示す第 2 実施例  
 【図 12】本発明の多段自動変速機 B-1 の全体構造図を示す第 3 実施例  
 【図 13】本発明の多段自動変速機 B-2 の全体構造図を示す第 4 実施例  
 【図 14】本発明の多段自動変速機 C-1 の全体構造図を示す第 5 実施例  
 【図 15】本発明の多段自動変速機 C-2 の全体構造図を示す第 6 実施例  
 【図 16】本発明の A-1、B-1、C-1 の模式図と速度線図及び変速比  
 【図 17】本発明の A-2、B-2、C-2 の模式図と速度線図及び変速比  
 【図 18】2 軸式と 3 軸式の各カウンターギアの円周方向噛合い配置図  
 【図 19】本発明の A-1 の前方部詳細図  
 【図 20】本発明の A-1 の後方部詳細図  
 【図 21】本発明の A-2 の前方部詳細図  
 【図 22】本発明の A-2 の後方部詳細図  
 【図 23】本発明の B-1、C-1 の前方部詳細図  
 【図 24】本発明の B-1、C-1 の後方部詳細図  
 【図 25】本発明の B-2、C-2 の前方部詳細図  
 【図 26】本発明の B-2、C-2 の後方部詳細図  
 【図 27】本発明に使用されるブレーキ B 1 の摩擦部材の詳細図  
 【図 28】前進 1 速段におけるクリープ及び発進状態を示す速度線図  
 【図 29】4 ピニオン式ラビニョー遊星歯車の従来配置例  
 【符号の説明】

10

20

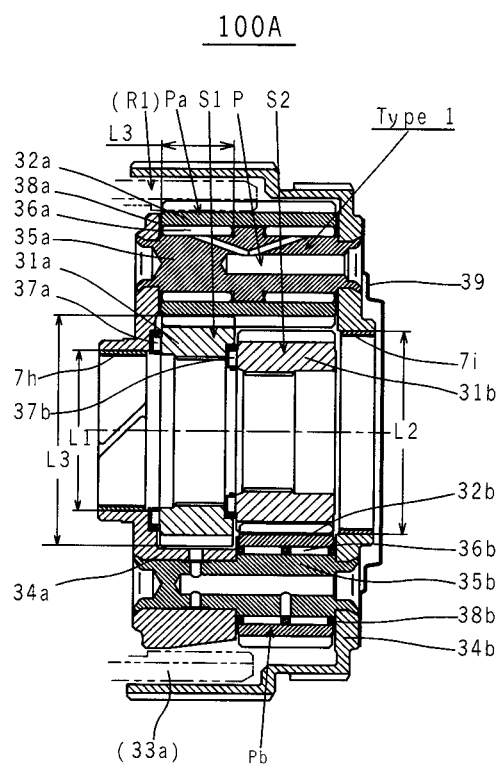
## 【0100】

- 1 入力軸  
 2 a、2 b、2 c ケース  
 3、4、5、6 カウンターギア  
 7 a～7 m 軸受け  
 8 a、8 b 出力軸  
 10 a、10 b 回転変動吸収ダンパ  
 10 c、10 d 流体伝導装置  
 11、12 連結部材  
 20 チャージングポンプ  
 30 ディファレンシャル装置  
 37 a、37 b、37 c スラストニードルベアリング  
 S0、S1、S2、S3 サンギア  
 P0、P、P3 遊星キャリア  
 R0、R1、R2、R3 リングギア  
 Pa、Pb、Pc、Pd ピニオン遊星歯車  
 C1、C2、C3、C4 クラッチ  
 B1、B2 ブレーキ

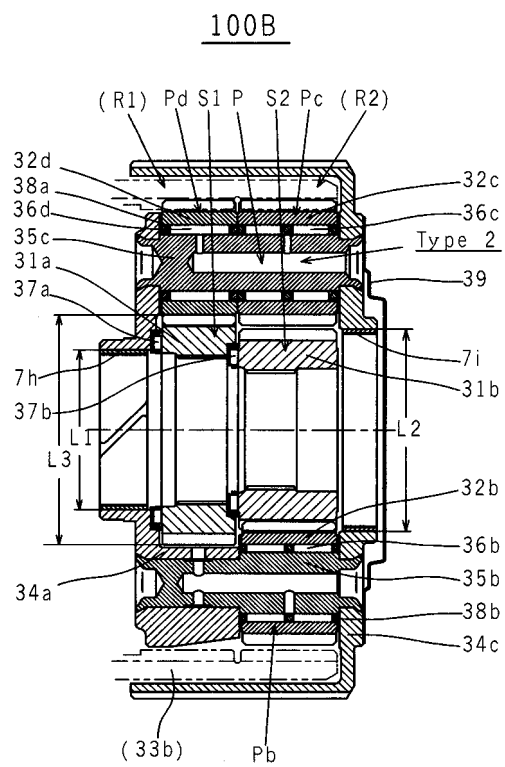
30

40

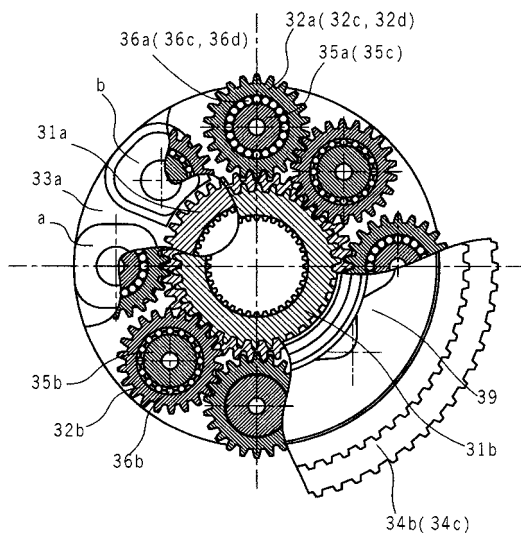
【図 1】



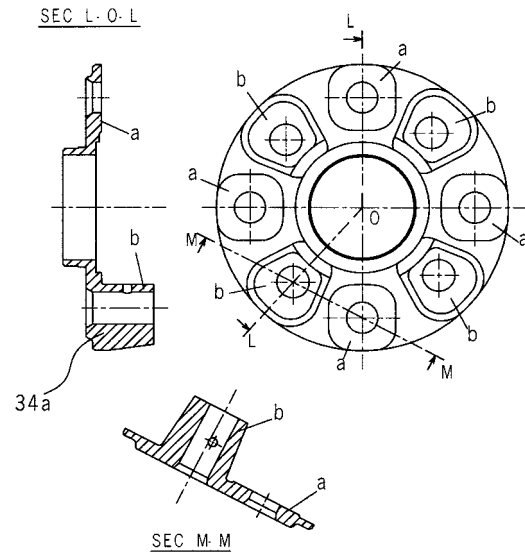
【図 2】



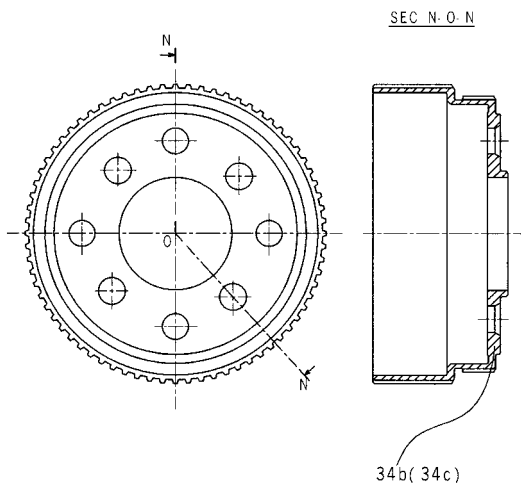
【図 3】



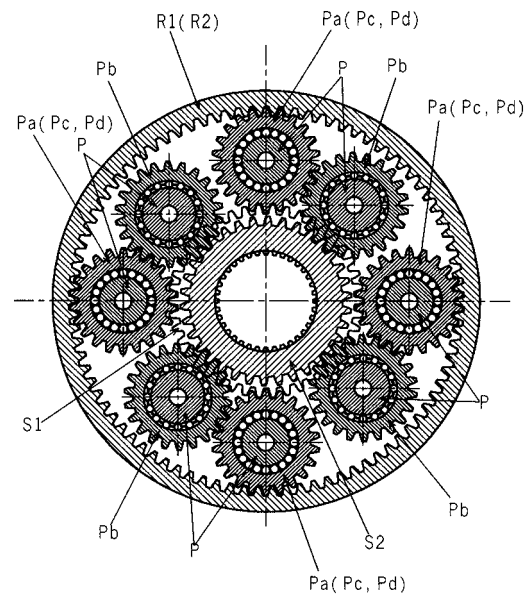
【図 4】



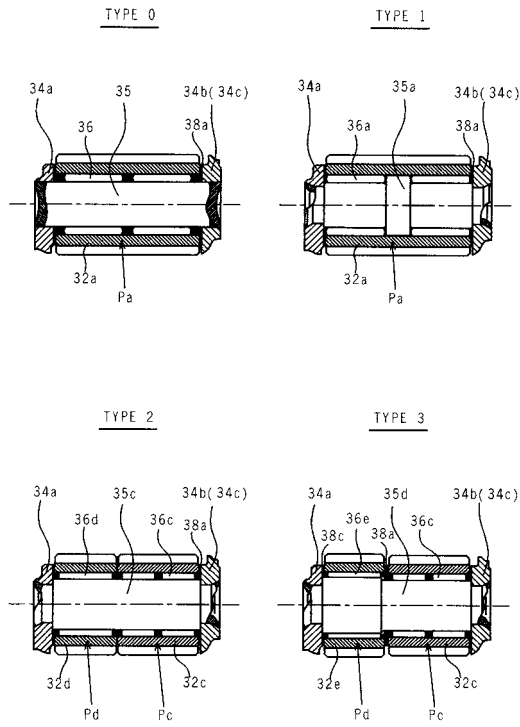
【図 5】



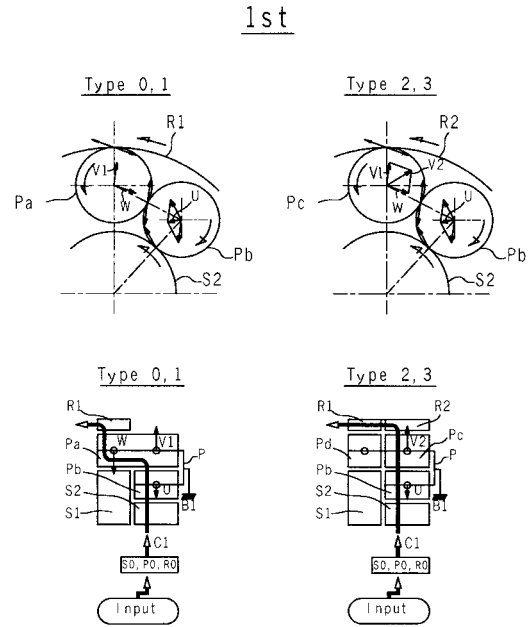
【図 6】



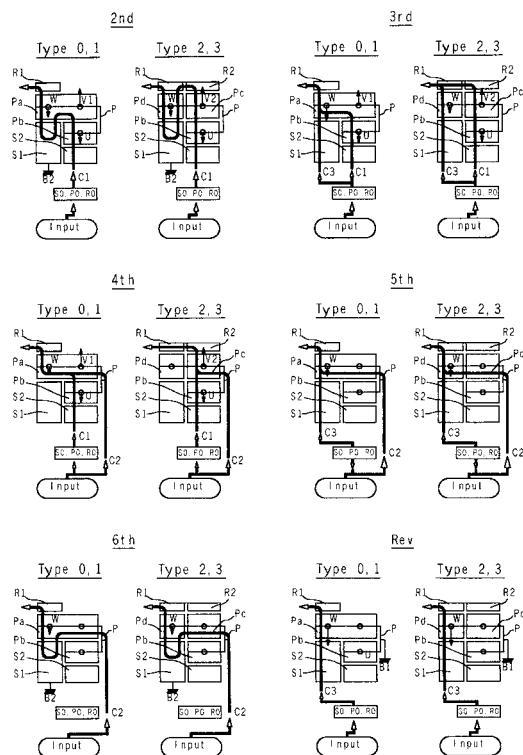
【図 7】



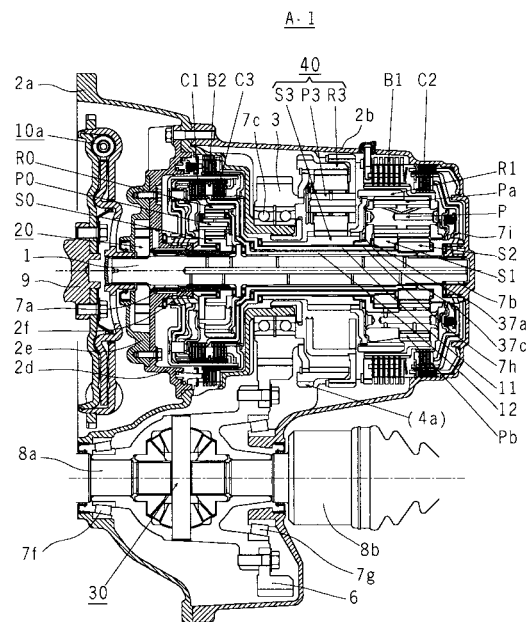
【図 8】



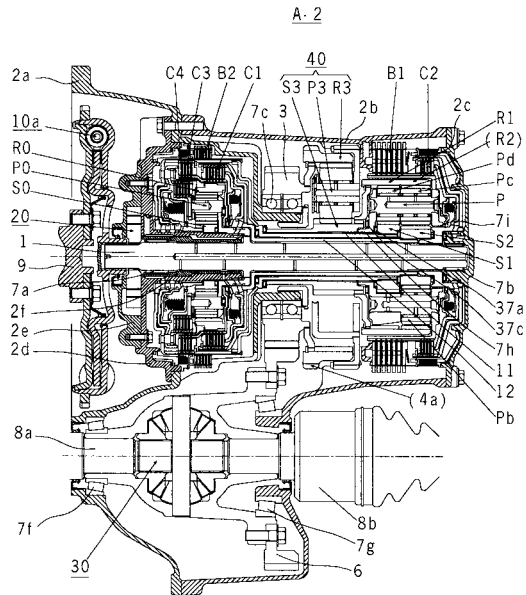
【図 9】



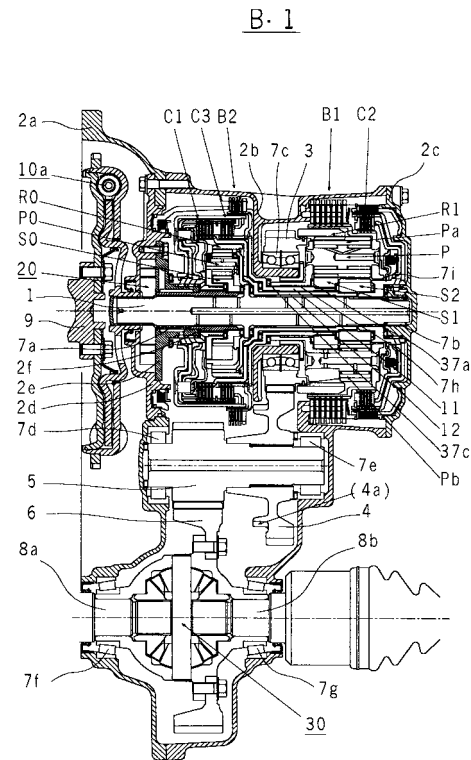
【図 10】



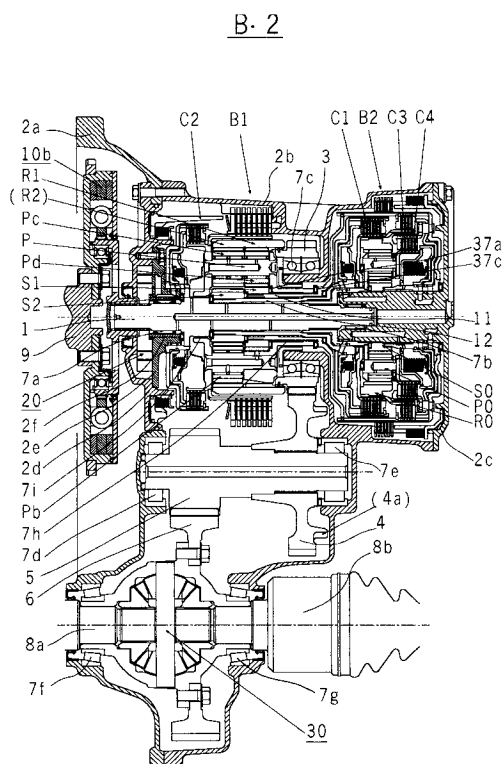
【図 1 1】



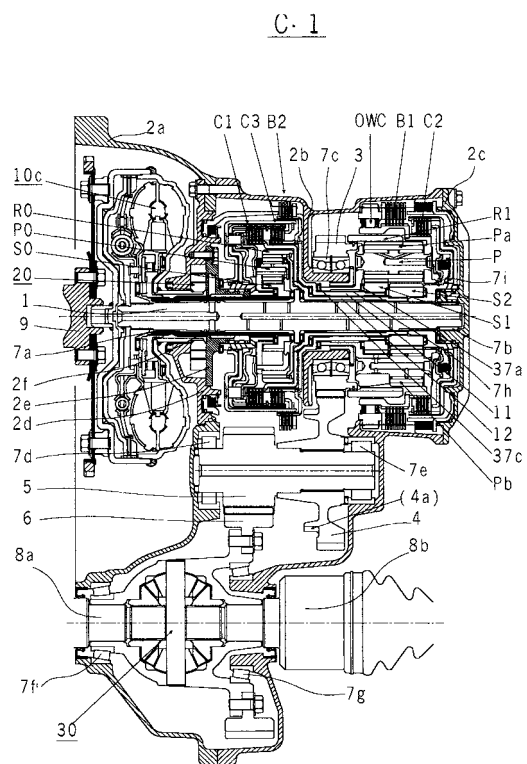
【図 1 2】



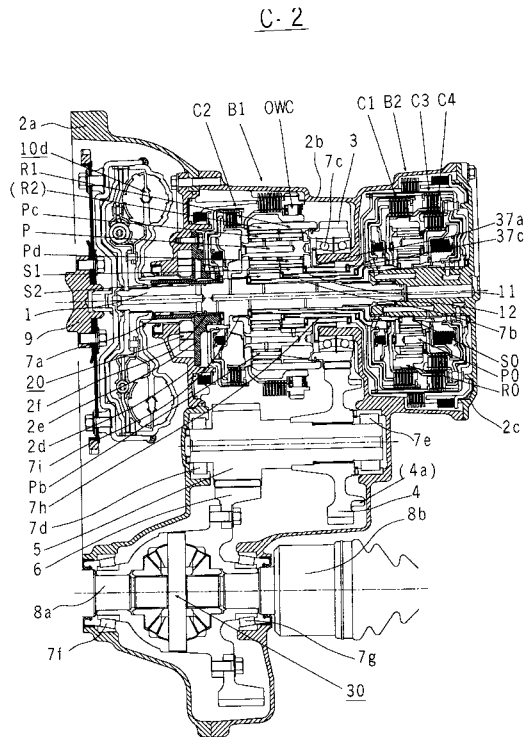
【図 1 3】



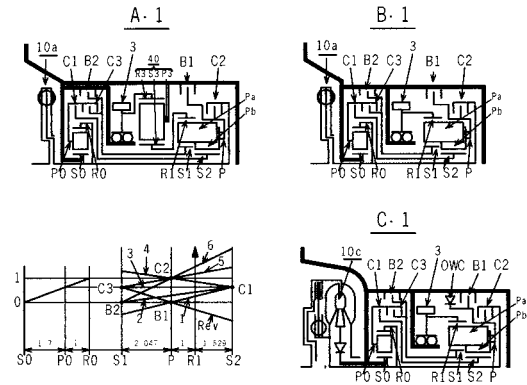
【図 1 4】



【図 15】



【図 16】

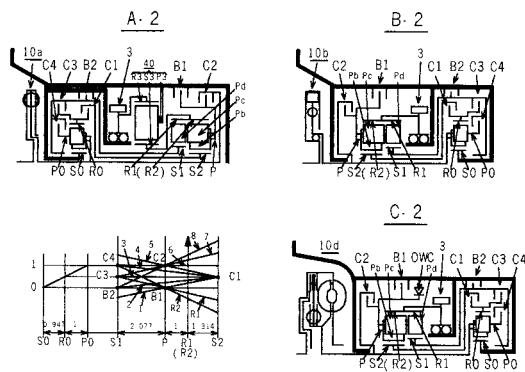


PLANET GEAR TOOTH RATIO

ZR0/ZS0=1.700 | ZR1/ZS1=2.047 | ZR1/ZS2=2.529

| SHIFT | RATIO  | STEP  | RANGE |
|-------|--------|-------|-------|
| 1st   | C1, B1 | 4.017 | 5.98  |
| 2nd   | C1, B2 | 2.385 |       |
| 3rd   | C1, C3 | 1.588 |       |
| 4th   | C1, C2 | 1.159 |       |
| 5th   | C3, C2 | 0.847 |       |
| 6th   | B2, C2 | 0.672 |       |
| Rev   | C3, B1 | 3.251 |       |

【図 17】

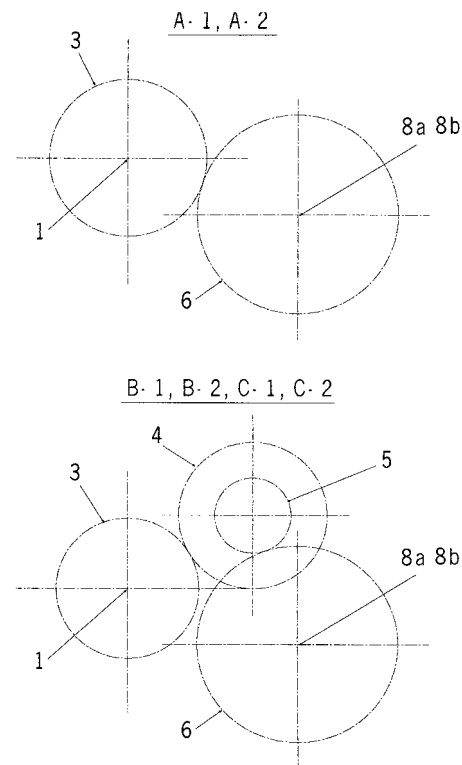


PLANET GEAR TOOTH RATIO

ZR0/ZS0=1.947 | ZR1/ZS1=2.077 | ZR2/ZS2=2.314

| SHIFT | RATIO  | STEP  | RANGE |
|-------|--------|-------|-------|
| 1st   | C1, B1 | 4.757 | 7.05  |
| 2nd   | C1, B2 | 2.934 |       |
| 3rd   | C1, C3 | 2.056 |       |
| 4th   | C1, C4 | 1.562 |       |
| 5th   | C1, C2 | 1.285 |       |
| 6th   | C4, C2 | 1.000 |       |
| 7th   | C3, C2 | 0.802 |       |
| 8th   | B2, C2 | 0.675 |       |
| Rev1  | C3, B1 | 4.270 |       |
| Rev2  | C4, B1 | 2.077 |       |

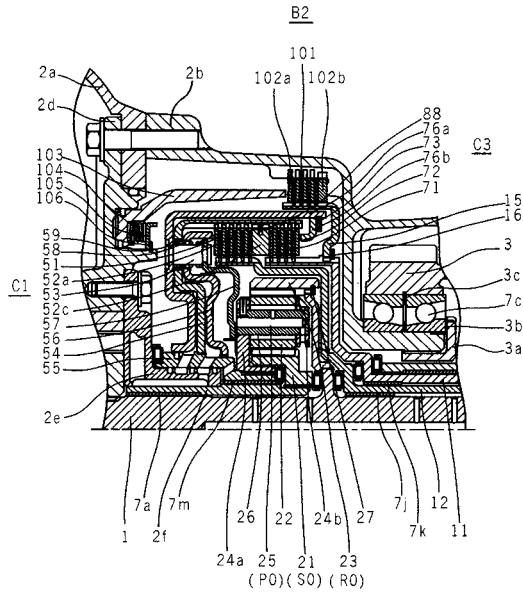
【図 18】



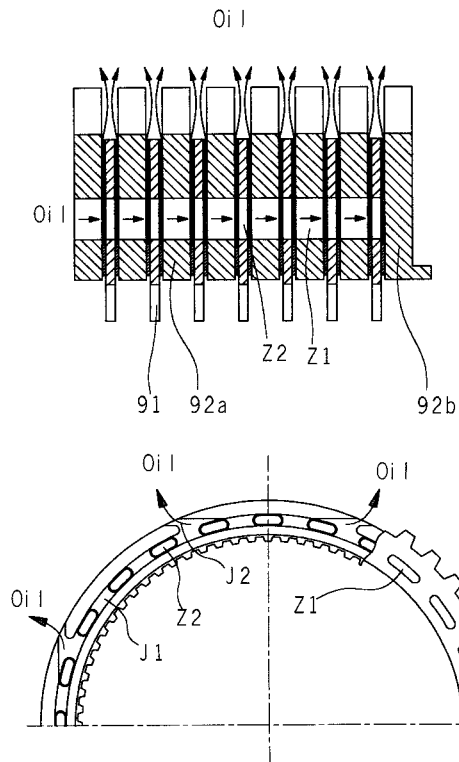


【図 23】

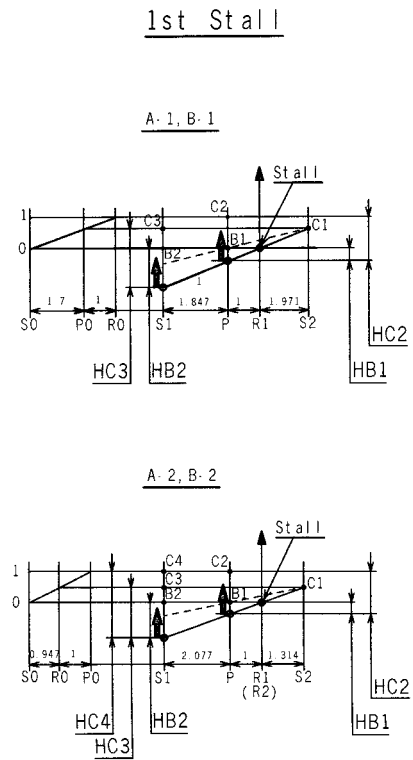
B-1(C-1)



【図 27】



【図 28】



【図 29】

