

(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2005-265139

(P2005-265139A)

(43) 公開日 平成17年9月29日(2005.9.29)

(51) Int. Cl.⁷

F 1 6 H 3/091

F I

F 1 6 H 3/091

テーマコード (参考)

3 J 0 2 8

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2004-82295 (P2004-82295)

(22) 出願日 平成16年3月22日 (2004.3.22)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(74) 代理人 100072051

弁理士 杉村 興作

(72) 発明者 添田 和彦

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

Fターム(参考) 3J028 EA25 EA30 EB08 EB13 EB19

EB33 EB37 EB62 EB67 FB03

FC32 FC42 FC57 FC63 GA01

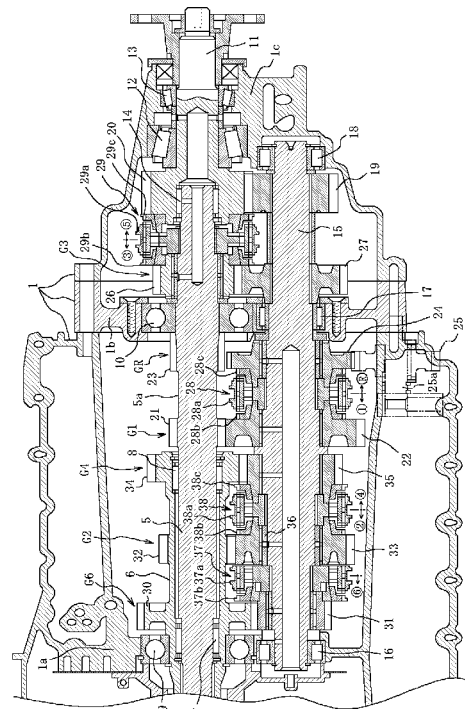
(54) 【発明の名称】 ツインクラッチ式マニュアルトランスミッション

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】二重軸とした第1、第2入力軸に平行なカウンターシャフトに対する回転の受け渡しを行う減速歯車組の配置を、変速歯車に大トルクが通過しないようなものとする。

【解決手段】個々のクラッチによりエンジン回転を選択的に入力される第1入力軸5および第2入力軸6を相互に回転自在に嵌合して具え、外側入力軸6の後端から突出する内側入力軸5の後端部5aに同軸に突き合わせて出力軸11を設け、5、6、11に平行にカウンターシャフト15を設ける。シャフト15の後端におけるカウンターギヤ19と出力軸11上の出力歯車20とを相互に噛合させて減速歯車組とし、これによりカウンターシャフト15および出力軸11間を駆動結合する。第1入力軸5の後端部5aとカウンターシャフト15との間に奇数変速段(第1速、第3速、後退)の歯車組を設け、第2入力軸6とカウンターシャフト15との間には、偶数変速段(第2速、第4速、第6速)の歯車組を設ける。

【選択図】図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

個々のクラッチを介してエンジン回転を選択的に入力される第 1 入力軸および第 2 入力軸を具え、第 2 入力軸を中空として第 1 入力軸上に回転自在に嵌合し、

第 1 入力軸をエンジンから遠い第 2 入力軸の後端より突出させ、この突出した第 1 入力軸の後端部と、第 1 および第 2 入力軸に並置したカウンターシャフトとの間に、グループ分けした一方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、

第 2 入力軸および前記カウンターシャフト間に、グループ分けした他方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、

選択変速段に応じた変速後の回転を取り出す出力軸を、前記第 1 入力軸の後端に同軸突き合わせ関係に設け、 10

該出力軸およびカウンターシャフト間を減速歯車組により相互に駆動結合したことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【請求項 2】

請求項 1 に記載のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいて、

前記第 1 入力軸の後端部およびカウンターシャフト間に設ける前記一方の変速段グループを奇数変速段のグループとし、前記第 2 入力軸およびカウンターシャフト間に設ける前記他方の変速段グループを偶数変速段のグループとしたことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【請求項 3】

20

請求項 2 に記載のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいて、

前記第 1 入力軸の後端と出力軸との突き合わせ部に、これら第 1 入力軸および出力軸間を適宜直結可能な噛合機構を設けると共に、該直結により選択される変速段を奇数変速段としたことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【請求項 4】

請求項 3 に記載のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいて、

前記第 1 入力軸の最後部における奇数変速段歯車組を適宜伝動可能にするための噛合機構として、前記直結用の噛合機構を兼用するよう構成したことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【請求項 5】

30

請求項 1 乃至 4 のいずれか 1 項に記載のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいて、

前記第 2 入力軸およびカウンターシャフト間に設ける前記他方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能にするための噛合機構を全てカウンターシャフト側に配置したことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンとマニュアルトランスミッションとの間に、グループ分けした変速段別の自動クラッチを具え、これら自動クラッチの締結・解放切り替え（掛け替え制御）と、両変速段グループ間での変速段の交互選択とにより自動変速を行わせるのに有用な、所謂ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションに関するものである。 40

【背景技術】

【0002】

かかるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションとしては従来、例えば特許文献 1 に記載のように、個々の自動クラッチを介してエンジン回転を選択的に入力される第 1 入力軸および第 2 入力軸を具え、第 2 入力軸を中空として第 1 入力軸上に回転自在に嵌合し、第 1 入力軸をエンジンから遠い第 2 入力軸の後端より突出させ、この突出した第 1 入力軸の後端部と、第 1 および第 2 入力軸に並置したカウンターシャフトとの間に、グループ分けした偶数変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、第 2 入力軸およ 50

びカウンタシャフト間に、グループ分けした奇数変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、選択変速段に応じた変速後の回転を、エンジンに近いカウンタシャフトの前端から径方向に取り出すようにしたフロントエンジン・フロントホイールドライブ車（FF車）用のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションが知られている。

【0003】

かかるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの場合、一方の変速段グループにおける変速段を選択すると共に対応する自動クラッチを締結させた状態では、他方の変速段グループにおける何れの変速段も選択させないようにし、変速に当たっては、該他方の変速段グループにおける変速段を選択し、対応する自動クラッチを解放した状態で、上記一方の変速段グループに係わる自動クラッチを解放すると共に、上記他方の変速段グループに係わる自動クラッチを締結する、所謂クラッチの掛け替え制御と、両変速段グループ間での変速段の交互選択とにより自動変速を行わせることができ、マニュアルトランスミッションでありながらその自動変速化が可能となる。

10

【特許文献1】特開平8-320054号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

FF車用のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションは、変速後の回転を上記の通りエンジンに近いカウンタシャフトの前端から径方向に取り出すことから、カウンタシャフト自身が出力軸の用をなし、カウンタシャフトおよび出力軸間で動力伝達を行うための減速歯車組を必要としない。

20

【0005】

ところで、フロントエンジン・リヤホイールドライブ車（FR車）用のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの場合、従来これが提案された形跡がなく、FR車用シングルクラッチ式マニュアルトランスミッションの構成を応用して、入力軸およびカウンタシャフト間に設けた減速歯車組を経てエンジン回転をカウンタシャフトに入力し、カウンタシャフトへの減速回転を選択変速段に応じ変速して、入力軸に同軸突き合わせ関係に出力軸より取り出すことになる。

【0006】

しかし、かように減速歯車組によりトルク増大された後のカウンタシャフトへの回転を選択変速段に応じ変速するのでは、当該変速のための歯車組が全て大きなトルクに耐え得るよう大きな歯幅を持ったものである必要があり、変速機の軸線方向寸法が大きくなると共にコスト上も不利になるという問題を生ずる。

30

【0007】

本発明は、FR車用のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの場合、選択変速段に応じた変速後の回転を、エンジンから遠い第1入力軸の後方から軸線方向に取り出す必要があつて、第1入力軸の後端に出力軸を同軸突き合わせ関係に設けることから、上記の減速歯車組を当該出力軸およびカウンタシャフト間に介在させる構成を採用可能であるとの事実認識に基づき、

この着想を具体化して、変速のための歯車組が減速歯車組よりも伝動系の上流側に位置するようになし、もって、減速歯車組により減速された大トルクの回転が変速のための歯車組に通過することのないようにすることにより、変速機の軸線方向寸法が大きくなると前記の問題や、コスト上の不利益に関する前記の問題を解消したツインクラッチ式マニュアルトランスミッションを提案することを目的とする。

40

【課題を解決するための手段】

【0008】

この目的のため、本発明によるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションは、請求項1に記載した以下の構成とする。

先ず入力軸としては、個々のクラッチを介してエンジン回転を選択的に入力される第1入力軸および第2入力軸を具え、第2入力軸を中空として第1入力軸上に回転自在に嵌合

50

する。

【0009】

そして、第1入力軸をエンジンから遠い第2入力軸の後端より突出させ、この突出した第1入力軸の後端部と、第1および第2入力軸に並置したカウンタシャフトとの間に、グループ分けした一方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、

第2入力軸および前記カウンタシャフト間に、グループ分けした他方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設ける。

【0010】

また、選択変速段に応じた変速後の回転を取り出す出力軸を、前記第1入力軸の後端に同軸突き合わせ関係に設け、

この出力軸およびカウンタシャフト間を減速歯車組により相互に駆動結合した構成に特徴づけられる。

【発明の効果】

【0011】

かかる本発明のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションによれば、

第1入力軸の後端部とカウンタシャフトとの間に設けた変速段グループの歯車組、または、第2入力軸およびカウンタシャフト間に設けた変速段グループの歯車組による変速後の回転を、カウンタシャフトから減速歯車組を経て出力軸より取り出すこととなる。

従って、変速のための歯車組が減速歯車組よりも伝動系の上流側に位置することになり、減速歯車組により減速された大トルクの回転が変速のための歯車組に通過することがない。

このため、変速用の歯車組の全てについて大トルクに耐え得るような歯幅にする必要がなく、減速歯車組のみについて上記の大トルクに耐え得る仕様にすれば足り、変速機の軸線方向寸法が大きくなるとう前記の問題や、コスト上の不利益に関する前記の問題を解消することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0012】

以下、本発明の実施の形態を、図面に示す実施例に基づき詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施例になるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの骨子図を示し、図2は、同ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの実体構成図を示し、本実施例においては、このツインクラッチ式マニュアルトランスミッションを、フロントエンジン・リヤホイールドライブ車（FR車）用に有用な以下の構成とする。

【0013】

図中1は、変速機ケースを示し、この変速機ケース1内に収納した後述の歯車変速機構と、エンジン（図1にクランクシャフト2のみを示す）との間には図1のごとく、奇数変速段（第1速、第3速、第5速、後退）用の自動クラッチC1、および、偶数変速段（第2速、第4速、第6速）用の自動クラッチC2を介在させ、

両クラッチC1、C2はトーショナルダンパ3を介して緩衝下にエンジンクランクシャフト2に結合する。

変速機ケース1内には更に、トーショナルダンパ3を介して常時エンジン駆動されるオイルポンプ4を設け、これからの作動油を媒体として後述するクラッチC1、C2の締結制御を含む変速段選択制御を実行するものとする。

【0014】

変速機ケース1内に収納した歯車変速機構を、図2も併せ参照しつつ以下に説明するに、これは、奇数変速段クラッチC1および偶数変速段クラッチC2を介してトーショナルダンパ3からのエンジン回転を選択的に入力される第1入力軸5および第2入力軸6を具える。

第2入力軸6は中空とし、これを第1入力軸5上に嵌合するが、両者間の環状スペースにフロント側ニードルベアリング7およびリヤ側ニードルベアリング8を介在させて、内

10

20

30

40

50

側の第1入力軸5および外側の第2入力軸6を相互に同心状態で回転自在とする。

【0015】

上記のごとく相互に回転自在に嵌合した第1入力軸5および第2入力軸6の、エンジン側における前端を変速機ケース1の前壁1aに貫通して対応するクラッチC1,C2に結合する。

第2入力軸6の前端外周をボールベアリング9により変速機ケース1の前壁1aに回転自在に支承し、その近傍に上記のフロント側ニードルベアリング7を配置し、リヤ側ニードルベアリング8をエンジンから遠い第2入力軸6の後端に配置する。

第1入力軸5を第2入力軸6の後端から突出させ、この突出した第1入力軸5の後端部5aを変速機ケース1の中間壁1bに貫通すると共に、この貫通部において第1入力軸5の後端部5aをボールベアリング10により変速機ケース1の中間壁1bに回転自在に支承する。

【0016】

第1入力軸5の後端部5aに同軸に突き合わせて出力軸11を設け、この出力軸11をテーパローラベアリング12およびアキシアルベアリング13により変速機ケース1の後端壁1cに回転自在に支承すると共に、ニードルベアリング14を介して第1入力軸5の後端部5aに回転自在に支承する。

第1入力軸5、第2入力軸6、および出力軸11に平行に配してカウンターシャフト15を設け、これをローラベアリング16,17,18により変速機ケース1の前壁1a、中間壁1b、および後端壁1cに回転自在に支持する。

【0017】

カウンターシャフト15の後端にはカウンターギヤ19を一体回転可能に設け、これと同じ軸直角面内に配して出力軸11に出力歯車20を設け、これらカウンターギヤ19および出力歯車20を相互に噛合させてカウンターシャフト15を出力軸11に駆動結合する。

ここでカウンターギヤ19は、そのピッチ円直径を出力歯車20のピッチ円直径よりも小さくし、これらカウンターギヤ19および出力歯車20により減速歯車組を構成する。

【0018】

第1入力軸5の後端部5aとカウンターシャフト15との間に奇数変速段（第1速、第3速、後退）グループの歯車組、つまり、エンジンに近いフロント側から順次、第1速歯車組G1、後退歯車組GR、および第3速歯車組G3を配して設ける。

第1速歯車組G1および後退歯車組GRは第2入力軸6の後端と変速機ケース中間壁1bとの間に配置し、第3速歯車組G3は変速機ケース中間壁1bの反対側においてその直近に配置する。

【0019】

第1速歯車組G1は、第1入力軸5の後端部5aに一体成形した第1速入力歯車21と、カウンターシャフト15上に回転自在に設けた第1速出力歯車22とを相互に噛合させて構成する。

後退歯車組GRは、第1入力軸5の後端部5aに一体成形した後退入力歯車23と、カウンターシャフト15上に回転自在に設けた後退出力歯車24と、これら歯車23,24に噛合してこれら歯車23,24間を逆転下に駆動結合するリバースアイドルギヤ25とで構成し、リバースアイドルギヤ25を、変速機ケース中間壁1bに植設した軸25aにより回転自在に支持する。

第3速歯車組G3は、第1入力軸5の後端部5aに回転自在に設けた第3速入力歯車26と、カウンターシャフト15に駆動結合して設けた第3速出力歯車27とを相互に噛合させて構成する。

【0020】

カウンターシャフト15には更に、第1速出力歯車22および後退出力歯車24間に配して1速-後退用同期噛合機構28を設け、

そのカップリングスリーブ28aを図示の中立位置から左行させてクラッチギヤ28bに噛合させるとき、第1速出力歯車22がカウンターシャフト15に駆動結合されて後述するごとく第1速を選択可能なものとし、

カップリングスリーブ28aを図示の中立位置から右行させてクラッチギヤ28cに噛合させ

10

20

30

40

50

るとき、後退出力歯車24がカウンターシャフト15に駆動結合されて後述するごとく後退を選択可能なものとする。

【0021】

第1入力軸5の後端部5aには更に、第3速入力歯車26および出力歯車20間に配して3速-5速用同期嚙合機構29を設け、

そのカップリングスリーブ29aを図示の中立位置から左行させてクラッチギヤ29bに嚙合させるとき、第3速入力歯車26が第1入力軸5に駆動結合されて後述するごとく第3速を選択可能なものとし、

カップリングスリーブ29aを図示の中立位置から右行させてクラッチギヤ29cに嚙合させるとき、第1入力軸5が出力歯車20（出力軸11）に直結されて後述するごとく第5速を選択可能なものとする。 10

【0022】

中空の第2入力軸6とカウンターシャフト15との間には、偶数変速段（第2速、第4速、第6速）グループの歯車組、つまり、エンジンに近いフロント側から順次、第6速歯車組G6、第2速歯車組G2、および第4速歯車組G4を配して設ける。

第6速歯車組G6は変速機ケース1の前壁1aに沿うよう第2入力軸6の前端に配置し、第4速歯車組G4は第2入力軸6の後端に配置し、第2速歯車組G2は第2入力軸6の両端間中央部に配置する。

【0023】

第6速歯車組G6は、第2入力軸6の外周に一体成形した第6速入力歯車30と、カウンターシャフト15上に回転自在に設けた第6速出力歯車31とを相互に嚙合させて構成する。 20

第2速歯車組G2は、第2入力軸6の外周に一体成形した第2速入力歯車32と、カウンターシャフト15上に回転自在に設けた第2速出力歯車33とを相互に嚙合させて構成する。

第4速歯車組G4は、第2入力軸6の外周に一体成形した第4速入力歯車34と、カウンターシャフト15上に回転自在に設けた第4速出力歯車35とを相互に嚙合させて構成する。

【0024】

ここで、第2入力軸6とカウンターシャフト15との間に設ける偶数変速段（第2速、第4速、第6速）グループの歯車組G2,G4,G6を上記のように配置した理由、つまり、エンジンに近いフロント側から順次、第6速歯車組G6、第2速歯車組G2、および第4速歯車組G4を配置した理由を説明する。 30

【0025】

これら偶数変速段（第2速、第4速、第6速）グループの歯車組G2,G4,G6の配置に当たっては、

第1および第2入力軸5,6間に介在させるニードルベアリング7,8のうち後方のニードルベアリング8を軸受スパンの関係で第2入力軸6の後端近傍に位置させるのが良いという要求、および、カウンターシャフト15は強度上そして歯車の組み立て上、偶数変速段（第2速、第4速、第6速）グループと奇数変速段（第1速、第3速、第5速、後退）グループとの間の境界位置に相当する中程を最大径とし、前端に向かうにつれ直径が漸減する形状であるのが良いというの要求に鑑み、

先ず、第2入力軸6上に形成する入力歯車30,32,34のうち、外径が第1入力軸5および第2入力軸6間にニードルベアリング8の軸受収納スペースを提供可能な入力歯車30,34に係わる変速段（第6速および第4速）を選択し、これら変速段のうち最も低速段（第4速）の歯車組G4をエンジンから最も遠い側に配置し、 40

他の変速段（第6速および第2速）のうち最高速段（第6速）の歯車組G6をエンジンに最も近い側に配置し、

残りの変速段（第2速）の歯車組G2を両側の歯車組G4,G6間に配置する。

【0026】

なお図示例では、偶数変速段が第2速、第4速、第6速の3個であるため、両側の歯車組間に配置する残りの変速段が第2速のみの1個であって、当該残りの変速段間での配列順が問題になることはないが、両側の歯車組間に配置する残りの変速段が複数である場合 50

これら変速段の歯車組は、カウンターシャフト15を中程から前端に向けて細くするという前記の要求から、高速段の歯車組ほどエンジン寄りに配置すべきであることは言うまでもない。

【0027】

ところで図示例においては、第2速歯車組G2を成すカウンターシャフト15上の歯車33が、第4速歯車組G4を成すカウンターシャフト15上の歯車35より大径であって、歯車33の設置個所におけるカウンターシャフト15の外径が、歯車35の設置個所における外径よりも大きくなる傾向になるが、このような傾向は、歯車33およびカウンターシャフト15間に環状スペーサ36（図2参照）を介在させる等の対策により容易に解消することができ、カウンターシャフト15を中程から前端に向けて細くするという前記の要求が、前記歯車組の配置によって満足され得なくなるということはない。

10

【0028】

カウンターシャフト15には更に、第6速出力歯車31および第2速出力歯車33間に配して6速専用の同期嚙合機構37を設け、

そのカップリングスリーブ37aを図示の中立位置から左行させてクラッチギヤ37bに嚙合させるとき、第6速出力歯車31がカウンターシャフト15に駆動結合されて後述するごとく第6速を選択可能なものとする。

またカウンターシャフト15には、第2速出力歯車33および第4速出力歯車35間に配して2速－4速用同期嚙合機構38を設け、

そのカップリングスリーブ38aを図示の中立位置から左行させてクラッチギヤ38bに嚙合させるとき、第2速出力歯車33がカウンターシャフト15に駆動結合されて後述するごとく第2速を選択可能なものとし、

20

カップリングスリーブ38aを図示の中立位置から右行させてクラッチギヤ38cに嚙合させるとき、第4速出力歯車35がカウンターシャフト15に駆動結合されて後述するごとく第4速を選択可能なものとする。

【0029】

上記の実施例になるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの作用を次に説明する。

動力伝達を希望しない中立（N）レンジや駐車（P）レンジにおいては、クラッチC1、C2の双方を締結しておくが、同期嚙合機構28,29,37,38のカップリングスリーブ28a,29a,37a,38aを全て図示の中立位置にして、ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションが動力伝達を行わないようにする。

30

前進動力伝達を希望するDレンジや、後退動力伝達を希望するRレンジにおいては、オイルポンプ4からの作動油を媒体として以下のごとくに同期嚙合機構28,29,37,38のカップリングスリーブ28a,29a,37a,38aおよびクラッチC1,C2を制御することにより各前進変速段や、後退変速段を選択することができる。

【0030】

Dレンジで第1速を希望する場合、締結状態だったクラッチC1を解放し、同期嚙合機構28のカップリングスリーブ28aを左行させて歯車22をカウンターシャフト15に駆動結合し、その後クラッチC1を締結する。

40

これによりクラッチC1からのエンジン回転が第1入力軸5、第1速歯車組G1、カウンターシャフト15、および出力歯車組19,20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、第1速での動力伝達を行うことができる。

なお、第1速の選択が発進用のものである時は、それ用にクラッチC1の締結進行制御を行うこと、勿論である。

【0031】

第1速から第2速へのアップシフトに際しては、締結状態のクラッチC2を解放し、同期嚙合機構38のカップリングスリーブ38aを左行させて歯車33をカウンターシャフト15に駆動結合し、その後クラッチC1を解放すると共にクラッチC2を締結すること（クラッチの掛け替え）により第1速から第2速へのアップシフトを行う。

50

かかるアップシフトの完了後、同期噛合機構28のカップリングスリーブ28aを中立位置に戻して歯車22をカウンターシャフト15から切り離し、その後クラッチC1を締結しておく。

これによりクラッチC2からのエンジン回転が第2入力軸6、第2速歯車組G2、カウンターシャフト15、および出力歯車組19,20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、第2速での動力伝達を行うことができる。

【0032】

第2速から第3速へのアップシフトに際しては、締結状態のクラッチC1を解放し、同期噛合機構29のカップリングスリーブ29aを左行させて歯車26を第1入力軸5に駆動結合し、その後クラッチC2を解放すると共にクラッチC1を締結すること（クラッチの掛け替え）により第2速から第3速へのアップシフトを行う。

10

かかるアップシフトの完了後、同期噛合機構38のカップリングスリーブ38aを中立位置に戻して歯車33をカウンターシャフト15から切り離し、その後クラッチC2を締結しておく。

これによりクラッチC1からのエンジン回転が第1入力軸5、第3速歯車組G3、カウンターシャフト15、および出力歯車組19,20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、第3速での動力伝達を行うことができる。

【0033】

第3速から第4速へのアップシフトに際しては、締結状態のクラッチC2を解放し、同期噛合機構38のカップリングスリーブ38aを右行させて歯車35をカウンターシャフト15に駆動結合し、その後クラッチC1を解放すると共にクラッチC2を締結すること（クラッチの掛け替え）により第3速から第4速へのアップシフトを行う。

20

かかるアップシフトの完了後、同期噛合機構29のカップリングスリーブ29aを中立位置に戻して歯車26を第1入力軸5から切り離し、その後クラッチC1を締結しておく。

これによりクラッチC2からのエンジン回転が第2入力軸6、第4速歯車組G4、カウンターシャフト15、および出力歯車組19,20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、第4速での動力伝達を行うことができる。

【0034】

第4速から第5速へのアップシフトに際しては、締結状態のクラッチC1を解放し、同期噛合機構29のカップリングスリーブ29aを右行させて第1入力軸5を出力軸11に直結し、その後クラッチC2を解放すると共にクラッチC1を締結すること（クラッチの掛け替え）により第4速から第5速へのアップシフトを行う。

30

かかるアップシフトの完了後、同期噛合機構38のカップリングスリーブ38aを中立位置に戻して歯車35をカウンターシャフト15から切り離し、その後クラッチC2を締結しておく。

これによりクラッチC1からのエンジン回転が第1入力軸5、およびカップリングスリーブ29aを経て出力軸11より軸線方向に出力され、第5速（変速比1：1）での動力伝達を行うことができる。

【0035】

第5速から第6速へのアップシフトに際しては、締結状態のクラッチC2を解放し、同期噛合機構37のカップリングスリーブ37aを左行させて歯車31をカウンターシャフト15に駆動結合し、その後クラッチC1を解放すると共にクラッチC2を締結すること（クラッチの掛け替え）により第5速から第6速へのアップシフトを行う。

40

かかるアップシフトの完了後、同期噛合機構29のカップリングスリーブ29aを中立位置に戻して第1入力軸5および出力軸11間の直結を解き、その後クラッチC1を締結しておく。

これによりクラッチC2からのエンジン回転が第2入力軸6、第6速歯車組G6、カウンターシャフト15、および出力歯車組19,20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、第6速での動力伝達を行うことができる。

【0036】

50

なお、第6速から順次第1速へとダウンシフトさせるに際しても、上記アップシフトと逆の制御を行うことにより所定のダウンシフトを行わせることができる。

【0037】

後退動力伝達を希望するRレンジにおいては、Nレンジで締結状態だったクラッチC1を解放し、同期嚙合機構28のカップリングスリーブ28aを右行させて歯車24をカウンタシャフト15に駆動結合し、その後クラッチC1を締結する。

これによりクラッチC1からのエンジン回転が第1入力軸5、後退歯車組GR、カウンタシャフト15、および出力歯車組19,20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、この際、後退歯車組GRにより回転方向を逆にされることから、後退変速段での動力伝達を行うことができる。

10

なお、後退変速段での発進時は、それ用にクラッチC1の締結進行制御を行うこと、勿論である。

【0038】

ところで、上記の構成になる本実施例のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいては、

選択変速段に応じた変速後の回転を取り出す出力軸11を、第1入力軸5の後端に同軸突き合わせ関係に設け、この出力軸11およびカウンタシャフト15間を減速歯車組19,20により相互に駆動結合した構成になるから、

第1入力軸5の後端部5aとカウンタシャフト15との間に設けた変速段グループの歯車組G1,Gr,G3、または、第2入力軸6およびカウンタシャフト16間に設けた変速段グループの歯車組G2,G4,G6による変速後の回転を、カウンタシャフト15から減速歯車組19,20を経て出力軸11より取り出すこととなる。

20

【0039】

従って、変速のための歯車組G1,Gr,G3,G2,G4,G6が減速歯車組19,20よりも伝動系の上流側に位置することになり、減速歯車組19,20により減速された大トルクの回転がこれら変速のための歯車組G1,Gr,G3,G2,G4,G6に通過することがない。

このため、変速用の歯車組G1,Gr,G3,G2,G4,G6の全てについて大トルクに耐え得るような歯幅にする必要がなく、減速歯車組19,20のみについて上記の大トルクに耐え得る仕様にすれば足り、変速機の軸線方向寸法が大きくなるとう前記の問題や、コスト上の不利益に関する前記の問題を解消することができる。

30

【0040】

また本実施例のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションによれば、

第1入力軸5の後端部5aおよびカウンタシャフト15間に設ける変速段グループを奇数変速段（第1速、後退、第3速）のグループとし、第2入力軸6およびカウンタシャフト15間に設ける変速段グループを偶数変速段（第2速、第4速、第6速）のグループとしたから、以下の作用効果が得られる。

【0041】

各変速段の歯車組G1,Gr,G3,G2,G4,G6を構成する歯車のうち、入力軸5,6側に設けるべき入力歯車21,23,26,32,34,30は低速段であるほどピッチ円直径が小さく、入力歯車21,23,26,32,34,30のうち第1速入力歯車21のピッチ円直径が最も小さい。

40

第2入力軸6およびカウンタシャフト15間に設ける変速段グループを奇数変速段とすると、ピッチ円直径が最も小さい第1速入力歯車21を、中空のため大径である第2入力軸6の外周に設ける必要が発生し、第1速入力歯車21を設けることができなくなる。

かといって第1速入力歯車21を設けることが可能になるよう第2入力軸6の外径を小さくすると、それ自身の強度低下が問題になることは勿論のことであるが、更に加えて、第2入力軸6内に位置する長大な第1入力軸5の直径も小さくせざるを得ず、その強度低下も問題になる。

【0042】

しかして本実施例のように、第1入力軸5の後端部5aおよびカウンタシャフト15間に設ける変速段グループを奇数変速段（第1速、後退、第3速）のグループとし、第2入力

50

軸 6 およびカウンターシャフト 15 間に設ける変速段グループを偶数変速段（第 2 速、第 4 速、第 6 速）のグループとする場合、

第 2 入力軸 6 の外周には、第 2 速以上の変速段に係わる入力歯車 23, 34, 30 を設けることとなり、これらのうち最もピッチ円直径が小さな第 2 速入力歯車 23 でも、第 2 入力軸 6 の直径を小さくすることなくこの第 2 入力軸 6 上に設けることができ、第 2 入力軸 6 および第 1 入力軸 5 の強度低下に関する問題を回避することができる。

【0043】

更に本実施例のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションによれば、

第 1 入力軸 5 の後端と出力軸 11 との突き合わせ部に、これら第 1 入力軸 5 および出力軸 11 間を適宜直結可能にする噛合機構 29 を設けると共に、この直結により選択される変速段を第 5 速（奇数変速段）としたから、

第 1 速～第 4 速間をクロスレシオ化することができて、ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの商品価値を高めることができると共に、入力軸 5, 6 およびカウンターシャフト 15 間の軸間距離を小さくしてツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの径方向小型化を実現することが可能となる。

【0044】

そしてこの際、第 1 入力軸 5 の最後部における奇数変速段（第 3 速）歯車組 G3 を適宜伝動可能にするための噛合機構と、上記直結用の噛合機構とを共通な噛合機構 29 として構成したから、噛合機構の兼用によるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの軸線方向短縮化をも実現することができる。

【0045】

更に加えて本実施例のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションによれば、

第 2 入力軸 6 およびカウンターシャフト 15 間に設ける偶数変速段グループの歯車組 G2, G4, G6 をそれぞれ適宜伝動可能にするための噛合機構 37, 38 を全てカウンターシャフト 15 側に配置したから、

中空のため、また径方向スペースの制約で薄肉になる傾向にある第 2 入力軸 6 上に同期噛合機構 38, 37 を設ける必要がなく、第 2 入力軸 6 の剛性低下を回避することができて大いに有利である。

【0046】

上記実施例のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションによる更なる利点を以下に付言する。

本実施例においては、第 2 入力軸 6 およびカウンターシャフト 15 間に設ける偶数変速段グループ（第 2 速、第 4 速、第 6 速）の歯車組 G2, G4, G6 の配置に際し、

第 2 入力軸 6 上の歯車 30, 32, 34 のうち、外径が第 1 入力軸 5 および第 2 入力軸 6 間に介在させるニードルベアリング 8 用の軸受収納スペースを提供可能な歯車 30, 34 に係わる変速段（第 4 速、第 6 速）であって、そのうちの最も低速段（第 4 速）の歯車組 G4 をエンジンから最も遠い側に配置したから、

第 1 入力軸 5 にニードルベアリング（8）収納用の環状溝を形成することなく、第 2 入力軸 6 の後端および第 1 入力軸 5 間にニードルベアリング（8）収納スペースを確保することができ、第 1 入力軸 5 の強度低下を伴うことなく、第 2 入力軸 6 の後端および第 1 入力軸 5 にニードルベアリング 8 を収納することが可能となる。

従って本実施例によれば、両入力軸 5, 6 間に設けるニードルベアリング 7, 8 の軸受スパンを大きくし得て両入力軸 5, 6 間の軸受剛性を高く保つことができる。

【0047】

また本実施例によれば、第 2 入力軸 6 およびカウンターシャフト 15 間に設ける偶数変速段グループ（第 2 速、第 4 速、第 6 速）の歯車組 G2, G4, G6 の配置に際し、上記第 4 速以外の他の変速段（第 2 速、第 6 速）のうち最高速段（第 6 速）の歯車組 G6 をエンジンに最も近い側に配置するため、

この歯車組 G6 を成すカウンターシャフト 15 上の歯車 31 が最高速段故に小径であることから、エンジンに近いカウンターシャフト 15 の前端を小径にすることができ、

10

20

30

40

50

カウンターシャフト15を中程から前端に向けて直径が小さくなるよう構成し得て、組み立て上の要求および強度上の要求をも満足させることができる。

【0048】

なお、第2入力軸6およびカウンターシャフト15間に設ける変速段グループが図示の場合の3個よりも多くて、エンジンから最も遠い側およびエンジンに最も近い側に配置する歯車組間に複数の変速段がある場合は、これら複数の変速段の歯車組を高速段の歯車組ほどエンジン寄りに配置することで、カウンターシャフト15を中程から前端に向けて細くするという上記の要求を満足させることができる。

【0049】

また、第2入力軸6およびカウンターシャフト15間に設ける変速段グループが図示例のように偶数変速段グループである場合、当該偶数変速段の数に関係なく、実用上好適な変速比との関係において第4速が前記の要求を満足し、第4速歯車組G4をエンジンから最も遠い側に配置するのが実用的であることを確かめた。

【0050】

本実施例においては更に、第2入力軸6およびカウンターシャフト15間に設ける変速段グループ（第2速、第4速、第6速）の歯車組G2,G4,G6のうち、エンジンに最も近い側に配置した歯車組G6と、その隣に配置された歯車組G2との間に、エンジンに最も近い側に配置した歯車組G6を適宜伝動可能にする専用の噛合機構37を配置したから、

この噛合機構37と歯車組G2（歯車33）との間に、クラッチギヤ37bのようなクラッチギヤを含む同期噛合用の構造物が存在せず、その分歯車組G2（歯車33）を、変速機ケース前壁1aに対するカウンターシャフト15の軸承部（ローラベアリング）16に接近させ得て、大減速比故に大きなトルクを伝達する歯車組G2（歯車33）の支持剛性を、当該大トルクに耐え得るよう十分なものにすることができる。

【0051】

なお図示例のように、第2入力軸6およびカウンターシャフト15間に設ける変速段グループ（第2速、第4速、第6速）の歯車組G2,G4,G6を前記のように配置し、これら歯車組G2,G4,G6を適宜伝動可能にするための噛合機構38,37をカウンターシャフト15側に配置し、カウンターシャフト15側に配置する噛合機構として、第2速および第4速に兼用の噛合機構38を第2速の歯車組G2および第4速の歯車組G4間に配置し、第6速に専用の噛合機構37を第2速の歯車組G2および第6速の歯車組G6間に配置する場合、前記した諸々の作用効果を全て奏することができ、FR車用の前進6速ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションとして大いに有利である。

【図面の簡単な説明】

【0052】

【図1】本発明の一実施例になるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションを示す骨子図である。

【図2】同ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの実体構成を示す縦断側面図である。

【符号の説明】

【0053】

- 1 変速機ケース
- 1a 変速機ケース前壁
- 1b 変速機ケース中間壁
- 1c 変速機ケース後壁
- 2 エンジンクランクシャフト
- C1 奇数変速段クラッチ
- C2 偶数変速段クラッチ
- 3 トーショナルダンパ
- 4 オイルポンプ
- 5 第1入力軸

10

20

30

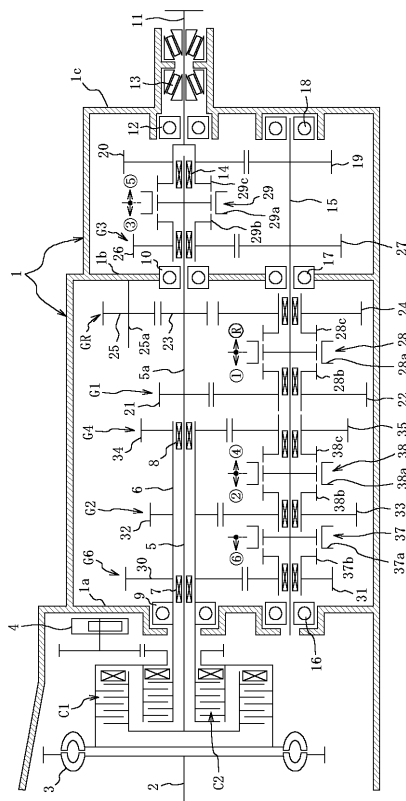
40

50

- 5a 第1入力軸後端部
- 6 第2入力軸
- 7 フロント側ニードルベアリング
- 8 リヤ側ニードルベアリング
- 11 出力軸
- 15 カウンターシャフト
- 19 カウンターギヤ（減速歯車組）
- 20 出力歯車（減速歯車組）
- G1 第1速歯車組
- G2 第2速歯車組
- G3 第3速歯車組
- G4 第4速歯車組
- G6 第6速歯車組
- GR 後退歯車組
- 28 1速－後退用同期啮合機構
- 29 3速－5速用同期啮合機構
- 37 6速用同期啮合機構
- 38 2速－4速用同期啮合機構

10

【図1】



【図2】

