(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2017 年 8 月 10 日(10.08.2017)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2017/134950 A1

(51) 国際特許分類:
F16H 3/66 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2016/087756

(22) 国際出願日: 2016 年 12 月 19 日(19.12.2016)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願 2016-017142 2016 年 2 月 1 日(01.02.2016) JP
特願 2016-017143 2016 年 2 月 1 日(01.02.2016) JP
特願 2016-017144 2016 年 2 月 1 日(01.02.2016) JP

(71) 出願人: 株式会社小松製作所(KOMATSU LTD.) [JP/JP]; 〒1078414 東京都港区赤坂二丁目３番６号 Tokyo (JP).

(72) 発明者: 安田 伸人(YASUTA, Nobuhito); 〒1078414 東京都港区赤坂二丁目３番６号 株式会社小松製作所内 Tokyo (JP). 松尾 拓(MATSUO, Taku); 〒1078414 東京都港区赤坂二丁目３番６号 株式会社小松製作所内 Tokyo (JP). 塩原 正樹(SHIOHARA, Masaki); 〒1078414 東京都港区赤坂二丁目３番６号 株式会社小松製作所内 Tokyo (JP). 鎌谷 豊(KAMATANI, Yutaka); 〒1078414 東京都港区赤坂二丁目３番６号 株式会社小松製作所内 Tokyo (JP). 泉 浩平(IZUMI, Kohei); 〒1078414 東京都港区赤坂二丁目３番６号 株式会社小松製作所内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人深見特許事務所(FUKAMI PATENT OFFICE, P.C.); 〒5300005 大阪府大阪市北区中之島二丁目２番７号 中之島セントラルタワー Osaka (JP).

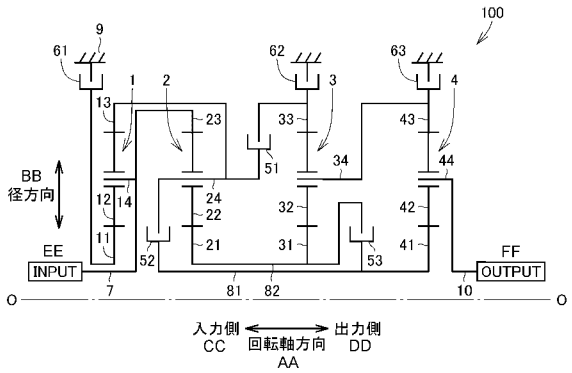
(81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD,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

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

[続葉有]

(54) **Title**: PLANETARY GEAR TRANSMISSION

(54) 発明の名称 : 遊星歯車式変速機



AA Rotational axis direction
BB Radial direction
CC Input side
DD Output side
EE Input
FF Output

(57) **Abstract**: According to the present invention, a first carrier (14) and a second ring gear (23) rotate integrally with an input shaft (7). A second sun gear (21) and a third sun gear (31) rotate integrally with a second intermediate shaft (82). A second carrier (24) rotates integrally with a first ring gear (13). A fourth sun gear (41) rotates integrally with a first intermediate shaft (81). A fourth ring gear (43) rotates integrally with a third carrier (34). A first clutch (51) couples the first ring gear (13) and the second carrier (24) to a third ring gear (33). A second clutch (52) couples the first intermediate shaft (81) to the second carrier (24). A third clutch (53) couples the first intermediate shaft (81) to the second intermediate shaft (82). A first brake (61) brakes the rotation of a first sun gear (11). A second brake (62) brakes the rotation of the third ring gear (33). A third brake (63) brakes the rotation of the fourth ring gear (43) and the third carrier (34).

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2017/134950 A1

MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

第１キャリア（１４）と第２リングギヤ（２３）とは、入力軸（７）と一体的に回転する。第２サンギヤ（２１）と第３サンギヤ（３１）とは、第２中間軸（８２）と一体的に回転する。第２キャリア（２４）は、第１リングギヤ（１３）と一体的に回転する。第４サンギヤ（４１）は、第１中間軸（８１）と一体的に回転する。第４リングギヤ（４３）は、第３キャリア（３４）と一体的に回転する。第１クラッチ（５１）は、第１リングギヤ（１３）および第２キャリア（２４）と第３リングギヤ（３３）とを連結する。第２クラッチ（５２）は、第１中間軸（８１）と第２キャリア（２４）とを連結する。第３クラッチ（５３）は、第１中間軸（８１）と第２中間軸（８２）とを連結する。第１ブレーキ（６１）は、第１サンギヤ（１１）の回転を制動する。第２ブレーキ（６２）は、第３リングギヤ（３３）の回転を制動する。第３ブレーキ（６３）は、第４リングギヤ（４３）および第３キャリア（３４）の回転を制動する。

明　細　書

発明の名称 ： 遊星歯車式変速機

技術分野

[0001] 本発明は、遊星歯車式変速機に関する。

背景技術

[0002] ダンプトラックなどの建設車両は、複数の遊星歯車機構を有する遊星歯車式変速機を備えている。遊星歯車式変速機は、各遊星歯車機構を適宜組み合わせて使用することによって、所望の減速比を得ることができる。従来の遊星歯車式変速機は、たとえば、米国特許第８４８０５３３号明細書（特許文献１）に開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：米国特許第８４８０５３３号明細書

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 遊星歯車式変速機においては、燃費の改善および走行性能の向上のために速度段の増加が要望されており、重量低減および小型化のために部品数の低減が要望されており、最大牽引力の向上および最大車速の向上のために総段間比の拡大が要望されており、速度段のスムーズな切り換えのために段間比のばらつきの低減が要望されている。

[0005] 本発明の目的は、速度段の増加、部品数の低減、総段間比の拡大、および段間比のばらつきの低減を実現できる、遊星歯車式変速機を提供することである。

課題を解決するための手段

[0006] 本発明のある局面に係る遊星歯車式変速機は、入力軸、第１中間軸、第２中間軸、第１遊星歯車機構、第２遊星歯車機構、第３遊星歯車機構、第４遊星歯車機構、第１クラッチ、第２クラッチ、第３クラッチ、第１ブレーキ、

第２ブレーキ、および第３ブレーキを備えている。入力軸は、回転軸を中心に回転するように構成されている。第１中間軸は、回転軸を中心に回転するように構成されている。第２中間軸は、回転軸を中心に回転するように構成されている。第１遊星歯車機構は、第１サンギヤ、第１プラネタリギヤ、第１リングギヤ、および第１キャリアを有している。第１キャリアは、入力軸と一体的に回転するように構成されている。第２遊星歯車機構は、第２サンギヤ、第２プラネタリギヤ、第２リングギヤ、および第２キャリアを有している。第２サンギヤは、第２中間軸と一体的に回転するように構成されている。第２リングギヤは、入力軸と一体的に回転するように構成されている。第２キャリアは、第１リングギヤと一体的に回転するように構成されている。第３遊星歯車機構は、第３サンギヤ、第３プラネタリギヤ、第３リングギヤ、および第３キャリアを有している。第３サンギヤは、第２中間軸と一体的に回転するように構成されている。第４遊星歯車機構は、第４サンギヤ、第４プラネタリギヤ、第４リングギヤ、および第４キャリアを有している。第４サンギヤは、第１中間軸と一体的に回転するように構成されている。第４リングギヤは、第３キャリアと一体的に回転するように構成されている。第４キャリアは、動力を出力するように構成されている。第１クラッチは、第１リングギヤおよび第２キャリアと第３リングギヤとを連結するように構成されている。第２クラッチは、第１中間軸と第２キャリアとを連結するように構成されている。第３クラッチは、第１中間軸と第２中間軸とを連結するように構成されている。第１ブレーキは、第１サンギヤの回転を制動するように構成されている。第２ブレーキは、第３リングギヤの回転を制動するように構成されている。第３ブレーキは、第４リングギヤおよび第３キャリアの回転を制動するように構成されている。

[0007] 本発明のある局面に係る遊星歯車式変速機は、入力軸、第１中間軸、第１遊星歯車機構、第２遊星歯車機構、第３遊星歯車機構、第４遊星歯車機構、第１クラッチ、第２クラッチ、第３クラッチ、第１ブレーキ、第２ブレーキ、および第３ブレーキを備えている。入力軸は、回転軸を中心に回転するよ

うに構成されている。第１中間軸は、回転軸を中心に回転するように構成されている。第１遊星歯車機構は、第１サンギヤ、第１プラネタリギヤ、第１リングギヤ、および第１キャリアを有している。第１サンギヤは、入力軸と一体的に回転するように構成されている。第２遊星歯車機構は、第２サンギヤ、第２プラネタリギヤ、第２リングギヤ、および第２キャリアを有している。第２サンギヤは、第１リングギヤと一体的に回転するように構成されている。第２リングギヤは、入力軸と一体的に回転するように構成されている。第２キャリアは、第１中間軸と一体的に回転するように構成されている。第３遊星歯車機構は、第３サンギヤ、第３プラネタリギヤ、第３リングギヤ、および第３キャリアを有している。第３サンギヤは、第１リングギヤと一体的に回転するように構成されている。第４遊星歯車機構は、第４サンギヤ、第４プラネタリギヤ、第４リングギヤ、および第４キャリアを有している。第４リングギヤは、第３キャリアと一体的に回転するように構成されている。第４キャリアは、動力を出力するように構成されている。第１クラッチは、第１中間軸と第４サンギヤとを連結するように構成されている。第２クラッチは、第１中間軸と第４キャリアとを連結するように構成されている。第３クラッチは、第１リングギヤ、第２サンギヤおよび第３サンギヤと第４サンギヤとを連結するように構成されている。第１ブレーキは、第１キャリアの回転を制動するように構成されている。第２ブレーキは、第３リングギヤの回転を制動するように構成されている。第３ブレーキは、第４リングギヤおよび第３キャリアの回転を制動するように構成されている。

[0008] 本発明のある局面に係る遊星歯車式変速機は、入力軸、第１中間軸、第２中間軸、第１遊星歯車機構、第２遊星歯車機構、第３遊星歯車機構、第４遊星歯車機構、第１クラッチ、第２クラッチ、第３クラッチ、第１ブレーキ、第２ブレーキ、第３ブレーキ、および第４ブレーキを備えている。入力軸は、回転軸を中心に回転するように構成されている。第１中間軸は、回転軸を中心に回転するように構成されている。第２中間軸は、回転軸を中心に回転するように構成されている。第１遊星歯車機構は、第１サンギヤ、第１プラ

ネタリギヤ、第１リングギヤ、および第１キャリアを有している。第１サンギヤは、入力軸と一体的に回転するように構成されている。第２遊星歯車機構は、第２サンギヤ、第２プラネタリギヤ、第２リングギヤ、および第２キャリアを有している。第２サンギヤは、入力軸と一体的に回転するように構成されている。第２キャリアは、第１リングギヤと一体的に回転するように構成されている。第３遊星歯車機構は、第３サンギヤ、第３プラネタリギヤ、第３リングギヤ、および第３キャリアを有している。第３サンギヤは、第２キャリアと一体的に回転するように構成されている。第３キャリアは、第２中間軸と一体的に回転するように構成されている。第４遊星歯車機構は、第４サンギヤ、第４プラネタリギヤ、第４リングギヤ、および第４キャリアを有している。第４サンギヤは、第１中間軸と一体的に回転するように構成されている。第４リングギヤは、第２中間軸と一体的に回転するように構成されている。第４キャリアは、第３リングギヤと一体的に回転するとともに動力を出力するように構成されている。第１クラッチは、入力軸と第１中間軸とを連結するように構成されている。第２クラッチは、入力軸と第２中間軸とを連結するように構成されている。第３クラッチは、第２中間軸と、第１リングギヤ、第２キャリアおよび第３サンギヤとを連結するように構成されている。第１ブレーキは、第１リングギヤ、第２キャリアおよび第３サンギヤの回転を制動するように構成されている。第２ブレーキは、第１キャリアの回転を制動するように構成されている。第３ブレーキは、第２リングギヤの回転を制動するように構成されている。第４ブレーキは、第３キャリア、第４リングギヤおよび第２中間軸の回転を制動するように構成されている。

[0009] 上記の遊星歯車式変速機は、第４キャリアと一体的に回転するように構成された出力軸をさらに備えている。

[0010] 上記の遊星歯車式変速機において、第１遊星歯車機構、第２遊星歯車機構、第３遊星歯車機構、第４遊星歯車機構は、回転軸方向に沿って、この順に配置されている。

発明の効果

[0011] 本発明の遊星歯車式変速機によると、速度段の増加、部品数の低減、総段間比の拡大、および段間比のばらつきの低減を実現することができる。

図面の簡単な説明

[0012] [図1]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機の概略図である。

[図2]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機の各速度段においてオン状態となる各クラッチまたは各ブレーキを示す表である。

[図3]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機の各遊星歯車機構における歯数比を示す表である。

[図4]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第１速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図5]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第２速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図6]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第３速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図7]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第４速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図8]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第５速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図9]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第６速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図10]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第７速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図11]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第８速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図12]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第９速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図13]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が後進の第１速の状態のときの

動力の伝達を示す図である。

[図14]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が後進の第２速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図15]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が代替の前進の第８速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図16]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が代替の前進の第９速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図17]第１実施形態に係る遊星歯車式変速機が代替の後進の第２速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図18]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機の概略図である。

[図19]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機の各速度段においてオン状態となる各クラッチまたは各ブレーキを示す表である。

[図20]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機の各遊星歯車機構における歯数比を示す表である。

[図21]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第１速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図22]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第２速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図23]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第３速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図24]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第４速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図25]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第５速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図26]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第６速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図27]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第７速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図28]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第８速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図29]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第９速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図30]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が後進の第１速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図31]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が後進の第２速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図32]第２実施形態に係る遊星歯車式変速機が代替の前進の第９速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図33]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機の概略図である。

[図34]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機の各速度段においてオン状態となる各クラッチまたは各ブレーキを示す表である。

[図35]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機の各遊星歯車機構における歯数比を示す表である。

[図36]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第１速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図37]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第２速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図38]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第３速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図39]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第４速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図40]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第５速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図41]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第６速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図42]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第７速の状態のときの

動力の伝達を示す図である。

[図43]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第８速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図44]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が前進の第９速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図45]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が後進の第１速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図46]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が後進の第２速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

[図47]第３実施形態に係る遊星歯車式変速機が代替の前進の第９速の状態のときの動力の伝達を示す図である。

発明を実施するための形態

[0013] 以下、本発明に係る遊星歯車式変速機の各実施形態について、図面を参照しつつ説明する。なお、以下の説明において、回転軸方向とは、回転軸が延びる方向を示す。回転軸の径方向とは、回転軸を中心とした円の径方向を示す。具体的には、回転軸方向は図１、図１８および図３３の左右方向であり、径方向は図１、図１８および図３３の上下方向である。回転軸とは、入力軸の中心線を示す。入力側とは、遊星歯車式変速機が動力を入力する側を示す。出力側とは、遊星歯車式変速機が動力を出力する側を示す。具体的には、入力側は、図１、図１８および図３３の左側、出力側は、図１、図１８および図３３の右側である。

[0014] （第１実施形態）

図１は、第１実施形態に係る遊星歯車式変速機の概略図である。遊星歯車式変速機１００は、エンジン（図示省略）などからの動力の回転速度を変速して出力する。エンジンなどからの動力は、トルクコンバータを介して遊星歯車式変速機１００に入力されてもよい。

[0015] 遊星歯車式変速機１００は、複数の遊星歯車機構１～４、複数のクラッチ５１～５３、複数のブレーキ６１～６３、入力軸７、第１中間軸８１、第２

中間軸８２、およびケーシング９を備えている。ケーシング９は、各遊星歯車機構１～４、各クラッチ５１～５３、各ブレーキ６１～６３、入力軸７、第１中間軸８１、および第２中間軸８２を収容している。

[0016] 遊星歯車式変速機１００は、複数の遊星歯車機構として、第１遊星歯車機構１、第２遊星歯車機構２、第３遊星歯車機構３、および第４遊星歯車機構４を備えている。遊星歯車式変速機１００は、複数のクラッチとして、第１クラッチ５１、第２クラッチ５２、および第３クラッチ５３を備えている。遊星歯車式変速機１００は、複数のブレーキとして、第１ブレーキ６１、第２ブレーキ６２、および第３ブレーキ６３を備えている。

[0017] 第１遊星歯車機構１、第２遊星歯車機構２、第３遊星歯車機構３、および第４遊星歯車機構４は、回転軸方向に沿って、この順に配置されている。詳細には、入力側から出力側に向かって、第１遊星歯車機構１、第２遊星歯車機構２、第３遊星歯車機構３、および第４遊星歯車機構４の順で配置されている。

[0018] 入力軸７は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。回転軸Ｏは、入力軸７の中心線である。エンジンなどからの動力が、入力軸７に入力される。

[0019] 第１中間軸８１は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。第１中間軸８１は、回転軸方向に延びている。第１中間軸８１の中心軸と、入力軸７の中心軸とは、実質的に同じである。

[0020] 第２中間軸８２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。第２中間軸８２は、回転軸方向に延びている。第２中間軸８２は、中空状である。詳細には、第２中間軸８２は筒状である。第１中間軸８１は、第２中間軸８２内に配置されている。

[0021] 第１遊星歯車機構１は、第１サンギヤ１１、複数の第１プラネタリギヤ１２、第１リングギヤ１３、および第１キャリア１４を有している。

[0022] 第１サンギヤ１１は、回転軸Ｏを中心に回転可能に配置されている。第１サンギヤ１１は、入力軸７の径方向外側に配置されている。詳細には、第１

サンギヤ１１は管状であって、入力軸７は第１サンギヤ１１を貫通している。第１サンギヤ１１と入力軸７とは、相対回転可能である。

[0023] 各第１プラネタリギヤ１２は、第１サンギヤ１１に噛み合うように構成されている。各第１プラネタリギヤ１２は、第１サンギヤ１１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第１プラネタリギヤ１２は、周方向に間隔をあけて配置されている。

[0024] 各第１プラネタリギヤ１２は、第１サンギヤ１１の周りを公転するように構成されている。各第１プラネタリギヤ１２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第１プラネタリギヤ１２は、自転するように構成されている。

[0025] 第１リングギヤ１３は、各第１プラネタリギヤ１２と噛み合っている。第１リングギヤ１３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0026] 第１キャリア１４は、各第１プラネタリギヤ１２を支持している。各第１プラネタリギヤ１２は、第１キャリア１４に支持された状態で、自転可能である。第１キャリア１４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0027] 第１キャリア１４は、入力軸７と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第１キャリア１４は、入力軸７に固定されている。第１キャリア１４と入力軸７とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0028] 第２遊星歯車機構２は、第２サンギヤ２１、複数の第２プラネタリギヤ２２、第２リングギヤ２３、および第２キャリア２４を有している。

[0029] 第２サンギヤ２１は、第２中間軸８２と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第２サンギヤ２１は、第２中間軸８２に固定されている。第２サンギヤ２１と第２中間軸８２とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0030] 各第２プラネタリギヤ２２は、第２サンギヤ２１に噛み合うように構成されている。各第２プラネタリギヤ２２は、第２サンギヤ２１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第２プラネタリギヤ２２は、周方向に間隔を

あけて配置されている。

[0031] 各第２プラネタリギヤ２２は、第２サンギヤ２１の周りを公転するように構成されている。各第２プラネタリギヤ２２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第２プラネタリギヤ２２は、自転するように構成されている。

[0032] 第２リングギヤ２３は、各第２プラネタリギヤ２２と噛み合っている。第２リングギヤ２３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0033] 第２リングギヤ２３は、入力軸７と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第２リングギヤ２３は、入力軸７に固定されている。入力軸７と、第１キャリア１４と、第２リングギヤ２３とは、互いに一体的に回転するように構成されている。第２リングギヤ２３と入力軸７とは、１つの部材によって形成されていてもよい。第１キャリア１４と第２リングギヤ２３とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0034] 第２キャリア２４は、各第２プラネタリギヤ２２を支持している。各第２プラネタリギヤ２２は、第２キャリア２４に支持された状態で、自転可能である。第２キャリア２４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0035] 第２キャリア２４は、第１リングギヤ１３と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第２キャリア２４は、第１リングギヤ１３に連結されている。第２キャリア２４と第１リングギヤ１３とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0036] 第３遊星歯車機構３は、第３サンギヤ３１、複数の第３プラネタリギヤ３２、第３リングギヤ３３、および第３キャリア３４を有している。

[0037] 第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２に固定されている。第２中間軸８２と、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１とは、互いに一体的に回転するように構成されている。第３サンギヤ３１と第２中間軸８２とは、１つの部材によって形成されていてもよい。第２サンギヤ２１と

第３サンギヤ３１とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0038] 各第３プラネタリギヤ３２は、第３サンギヤ３１に噛み合うように構成されている。各第３プラネタリギヤ３２は、第３サンギヤ３１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第３プラネタリギヤ３２は、周方向に間隔をあけて配置されている。

[0039] 各第３プラネタリギヤ３２は、第３サンギヤ３１の周りを公転するように構成されている。各第３プラネタリギヤ３２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するように構成されている。

[0040] 第３リングギヤ３３は、各第３プラネタリギヤ３２と噛み合っている。第３リングギヤ３３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0041] 第３キャリア３４は、各第３プラネタリギヤ３２を支持している。各第３プラネタリギヤ３２は、第３キャリア３４に支持された状態で、自転可能である。第３キャリア３４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0042] 第４遊星歯車機構４は、第４サンギヤ４１、複数の第４プラネタリギヤ４２、第４リングギヤ４３、および第４キャリア４４を有している。

[0043] 第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１に固定されている。第４サンギヤ４１と第１中間軸８１とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0044] 各第４プラネタリギヤ４２は、第４サンギヤ４１に噛み合うように構成されている。各第４プラネタリギヤ４２は、第４サンギヤ４１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第４プラネタリギヤ４２は、周方向に間隔をあけて配置されている。

[0045] 各第４プラネタリギヤ４２は、第４サンギヤ４１の周りを公転するように構成されている。各第４プラネタリギヤ４２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するよう

に構成されている。

[0046] 第４リングギヤ４３は、各第４プラネタリギヤ４２と噛み合っている。第４リングギヤ４３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0047] 第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４に連結されている。第４リングギヤ４３と第３キャリア３４とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0048] 第４キャリア４４は、各第４プラネタリギヤ４２を支持している。各第４プラネタリギヤ４２は、第４キャリア４４に支持された状態で、自転可能である。第４キャリア４４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0049] 第４キャリア４４は、動力を出力する。詳細には、第４キャリア４４は、遊星歯車式変速機１００によって変速された回転速度を有する動力を、出力する。第４キャリア４４は、出力軸１０と一体的に回転する。このため、出力軸１０は、変速された動力を出力する。なお、第４キャリア４４と出力軸１０とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0050] 第１クラッチ５１は、第１リングギヤ１３および第２キャリア２４と、第３リングギヤ３３とを連結するように構成されている。詳細には、第１クラッチ５１は、第１リングギヤ１３および第２キャリア２４と第３リングギヤ３３とを遮断可能に連結している。第１クラッチ５１は、たとえば、油圧式のクラッチ機構であって、複数のディスクから構成することができる。

[0051] 第１クラッチ５１がオン状態のとき、第１クラッチ５１は、第１リングギヤ１３および第２キャリア２４と第３リングギヤ３３とを連結する。したがって、第１リングギヤ１３と第２キャリア２４と第３リングギヤ３３とが一体的に回転する。

[0052] 第１クラッチ５１がオフ状態のとき、第１クラッチ５１は、第１リングギヤ１３および第２キャリア２４と第３リングギヤ３３との連結を遮断する。したがって、第３リングギヤ３３は、第１リングギヤ１３および第２キャリ

ア２４に対して相対的に回転可能である。

[0053] 第２クラッチ５２は、第１中間軸８１と第２キャリア２４とを連結するように構成されている。詳細には、第２クラッチ５２は、第１中間軸８１と第２キャリア２４とを遮断可能に連結している。第２クラッチ５２は、たとえば、油圧式のクラッチ機構であって、複数のディスクから構成することができる。

[0054] 第２クラッチ５２がオン状態のとき、第２クラッチ５２は、第１中間軸８１と第２キャリア２４とを連結する。したがって、第１中間軸８１と第２キャリア２４とが一体的に回転する。

[0055] 第２クラッチ５２がオフ状態のとき、第２クラッチ５２は、第１中間軸８１と第２キャリア２４との連結を遮断する。したがって、第２キャリア２４は、第１中間軸８１に対して相対的に回転可能である。

[0056] 第３クラッチ５３は、第１中間軸８１と、第２中間軸８２とを連結するように構成されている。詳細には、第３クラッチ５３は、第１中間軸８１と第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１とを遮断可能に連結している。第３クラッチ５３は、たとえば、油圧式のクラッチ機構であって、複数のディスクから構成することができる。

[0057] 第３クラッチ５３がオン状態のとき、第３クラッチ５３は、第１中間軸８１と第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１とを連結する。したがって、第１中間軸８１と第２サンギヤ２１と第３サンギヤ３１とが一体的に回転する。

[0058] 第３クラッチ５３がオフ状態のとき、第３クラッチ５３は、第１中間軸８１と第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１との連結を遮断する。したがって、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１は、第１中間軸８１に対して相対的に回転可能である。

[0059] 第１ブレーキ６１は、第１サンギヤ１１の回転を制動するように構成されている。詳細には、第１ブレーキ６１は、第１サンギヤ１１とケーシング９とを連結するように構成されている。

[0060] 第１ブレーキ６１がオン状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１サンギヤ１１の回転を制動する。詳細には、第１ブレーキ６１がオン状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１サンギヤ１１とケーシング９とを連結する。したがって第１サンギヤ１１は、回転不能である。

[0061] 第１ブレーキ６１がオフ状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１サンギヤ１１の回転を制動しない。詳細には、第１ブレーキ６１がオフ状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１サンギヤ１１とケーシング９とを連結しない。したがって第１サンギヤ１１は、回転可能である。

[0062] 第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３の回転を制動するように構成されている。詳細には、第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３とケーシング９とを連結するように構成されている。

[0063] 第２ブレーキ６２がオン状態のとき、第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３の回転を制動する。詳細には、第２ブレーキ６２がオン状態のとき、第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３とケーシング９とを連結する。したがって第３リングギヤ３３は、回転不能である。

[0064] 第２ブレーキ６２がオフ状態のとき、第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３の回転を制動しない。詳細には、第２ブレーキ６２がオフ状態のとき、第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３とケーシング９とを連結しない。したがって第３リングギヤ３３は、回転可能である。

[0065] 第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４の回転を制動するように構成されている。詳細には、第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４と、ケーシング９とを連結するように構成されている。

[0066] 第３ブレーキ６３がオン状態のとき、第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４の回転を制動する。詳細には、第３ブレーキ６３がオン状態のとき、第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４とケーシング９とを連結する。したがって第４リングギヤ４３および第３キャリア３４は、回転不能である。

[0067] 第３ブレーキ６３がオフ状態のとき、第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４の回転を制動しない。詳細には、第３ブレーキ６３がオフ状態のとき、第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４とケーシング９とを連結しない。したがって第４リングギヤ４３および第３キャリア３４は、回転可能である。

[0068] 以上のように構成された遊星歯車式変速機１００の動作について説明する。遊星歯車式変速機１００は、前進において９つの速度段、後進において２つの速度段を有している。遊星歯車式変速機１００は、前進の第８速に代替する速度段と、前進の第９速に代替する速度段と、後進の第２速に代替する速度段とを有している。図２は、各速度段においてオン状態となる各クラッチまたは各ブレーキを示す表である。図２中の×印は、オン状態となる各クラッチまたは各ブレーキを示している。

[0069] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第１速（Ｆ１）とする際は、第１クラッチ５１および第２クラッチ５２をオン状態にするとともに、第３ブレーキ６３をオン状態にする。第３クラッチ５３、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２は、オフ状態である。

[0070] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第３リングギヤ３３は第１リングギヤ１３および第２キャリア２４と一体的に回転する。第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２キャリア２４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３が回転不能となる。第３キャリア３４は第４リングギヤ４３と一体的に回転するため、第３キャリア３４も回転不能となる。

[0071] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図４において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。そして、第２サンギヤ２１が回転する。

[0072] 第３サンギヤ３１は、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第３サンギ

ヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転する。そして、第３リングギヤ３３が回転する。なお、第３キャリア３４が回転不能であるため、各第３プラネタリギヤ３２は公転しない。

[0073] 第２キャリア２４は、第３リングギヤ３３と一体的に回転する。第１中間軸８１は、第２キャリア２４および第３リングギヤ３３と一体的に回転する。

[0074] 第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0075] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第２速（Ｆ２）とする際は、第２クラッチ５２をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２および第３ブレーキ６３をオン状態にする。第１速（Ｆ１）と第２速（Ｆ２）との間の切り換えにおいて、第２クラッチ５２および第３ブレーキ６３は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第３クラッチ５３および第１ブレーキ６１は、オフ状態である。

[0076] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２キャリア２４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能になる。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４が回転不能となる。

[0077] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図５において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。第２キャリア２４が回転する。

[0078] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。

第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネ

タリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0079] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第３速（Ｆ３）とする際は、第２クラッチ５２および第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第３ブレーキ６３をオン状態にする。第２速（Ｆ２）と第３速（Ｆ３）との間の切り換えにおいて、第２クラッチ５２および第３ブレーキ６３は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２は、オフ状態である。

[0080] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２キャリア２４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３クラッチ５３がオン状態になるため、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４が回転不能となる。

[0081] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図６において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。

[0082] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第１中間軸８１はまた、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転せずに公転し、第２サンギヤ２１と第２キャリア２４とは第２リングギヤ２３と一体的に回転する。

[0083] 第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２が自転しながら公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0084] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第４速（Ｆ４）とする際は、第２クラッチ５２をオン状態にするとともに、第１ブレー

キ６１および第３ブレーキ６３をオン状態にする。第３速（Ｆ３）と第４速（Ｆ４）との間の切り換えにおいて、第２クラッチ５２および第３ブレーキ６３は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第３クラッチ５３および第２ブレーキ６２は、オフ状態である。

[0085] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２キャリア２４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１サンギヤ１１が回転不能となる。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４が回転不能となる。

[0086] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図７において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１キャリア１４が入力軸７と一体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２が自転するとともに公転する。第１リングギヤ１３が回転する。

[0087] 第２キャリア２４は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。

[0088] 第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２が自転しながら公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0089] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第５速（Ｆ５）とする際は、第２クラッチ５２および第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２をオン状態にする。第４速（Ｆ４）と第５速（Ｆ５）との間の切り換えにおいて、第２クラッチ５２は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第１ブレーキ６１および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0090] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２キャリア２４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３クラッチ５３がオン状態になるため、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能に

なる。

[0091] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図８において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。

[0092] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第１中間軸８１はまた、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転せずに公転し、第２サンギヤ２１と第２キャリア２４とは第２リングギヤ２３と一体的に回転する。

[0093] 第３サンギヤ３１は、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は回転不能である。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転しながら公転する。そして、第３キャリア３４が回転する。

[0094] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１および第４リングギヤ４３の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２が自転しながら公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0095] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第６速（Ｆ６）とする際は、第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１および第３ブレーキ６３をオン状態にする。第５速（Ｆ５）と第６速（Ｆ６）との切り替えにおいて、第３クラッチ５３は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第２クラッチ５２および第２ブレーキ６２は、オフ状態である。

[0096] 第３クラッチ５３がオン状態になるため、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１サンギヤ１１が回転不能となる。第３ブレーキ６３が

オン状態になるため、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４が回転不能となる。

[0097] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図９において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１キャリア１４が入力軸７と一体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２が自転するとともに公転する。第１リングギヤ１３が回転する。

[0098] 第２キャリア２４は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は、入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３および第２キャリア２４の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。そして、第２サンギヤ２１が回転する。

[0099] 第１中間軸８１は、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２が自転しながら公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0100] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第７速（Ｆ７）とする際は、第１クラッチ５１、第２クラッチ５２および第３クラッチ５３をオン状態にする。第６速（Ｆ６）と第７速（Ｆ７）との切り換えにおいて、第３クラッチ５３は、オン状態を維持している。第１ブレーキ６１、第２ブレーキ６２および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0101] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第３リングギヤ３３は第１リングギヤ１３および第２キャリア２４と一体的に回転する。第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２キャリア２４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３クラッチ５３がオン状態になるため、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１は第１中間軸８１と一体的に回転する。

[0102] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図１０において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と

一体的に回転する。

[0103] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第１中間軸８１はまた、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転せずに公転し、第２サンギヤ２１と第２キャリア２４とは第２リングギヤ２３と一体的に回転する。

[0104] 第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は、第２キャリア２４と一体的に回転する。各第３プラネタリギヤ３２は、自転せずに公転する。第３キャリア３４は、第３サンギヤ３１および第３リングギヤ３３と一体的に回転する。

[0105] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。この結果、第４キャリア４４は、第４サンギヤ４１および第４リングギヤ４３と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速されない回転速度を有する動力を出力する。第７速の状態の遊星歯車式変速機１００は、エンジンなどからの動力の回転速度を変速しない。

[0106] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第８速（Ｆ８）とする際は、第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２をオン状態にする。第７速（Ｆ７）と第８速（Ｆ８）との切り換えにおいて、第３クラッチ５３は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第２クラッチ５２および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0107] 第３クラッチ５３がオン状態になるため、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１サンギヤ１１が回転不能となる。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能になる。

[0108] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図１１において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１キャリア１４が入力軸７と一

体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２が自転するとともに公転する。第１リングギヤ１３が回転する。

[0109] 第２キャリア２４は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は、入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３および第２キャリア２４の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。そして、第２サンギヤ２１が回転する。

[0110] 第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。各第３プラネタリギヤ３２は、自転するとともに公転する。そして、第３キャリア３４が回転する。

[0111] 第２中間軸８２は、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第１中間軸８１は、第２中間軸８２と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１および第４リングギヤ４３の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転しながら公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0112] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第９速（Ｆ９）とする際は、第１クラッチ５１、第２クラッチ５２および第１ブレーキ６１をオン状態にする。第８速（Ｆ８）と第９速（Ｆ９）との切り換えにおいて、第１ブレーキ６１は、オン状態を維持している。第３クラッチ５３、第２ブレーキ６２および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0113] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第３リングギヤ３３は第１リングギヤ１３および第２キャリア２４と一体的に回転する。第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２キャリア２４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１サンギヤ１１が回転不能となる。

[0114] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図１２において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１キャリア１４が入力軸７と一

体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２が自転するとともに公転する。第１リングギヤ１３が回転する。

[0115] 第２キャリア２４は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は、入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３および第２キャリア２４の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。そして、第２サンギヤ２１が回転する。

[0116] 第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第３サンギヤ３１および第３リングギヤ３３の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するとともに公転する。第３キャリア３４が回転する。

[0117] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１および第４リングギヤ４３の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転しながら公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0118] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を後進の第１速（Ｒ１）とする際は、第１クラッチ５１および第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第３ブレーキ６３をオン状態にする。第２クラッチ５２、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２は、オフ状態である。

[0119] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第３リングギヤ３３は第１リングギヤ１３および第２キャリア２４と一体的に回転する。第３クラッチ５３がオン状態になるため、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４が回転不能となる。

[0120] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図１３において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と

一体的に回転する。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。第２キャリア２４が回転する。

[0121] 第３リングギヤ３３は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第３キャリア３４は回転不能である。第３リングギヤ３３の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転する。そして、第２サンギヤ２１と第３サンギヤ３１とが一体的に回転する。なお、第３キャリア３４が回転不能であるため、各第３プラネタリギヤ３２は公転しない。

[0122] 第２中間軸８２は、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第１中間軸８１は、第２中間軸８２と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0123] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を後進の第２速（Ｒ２）とする際は、第１クラッチ５１および第２クラッチ５２をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２をオン状態にする。第１速（Ｒ１）と第２速（Ｒ２）との間の切り換えにおいて、第１クラッチ５１は、オン状態を維持している。第３クラッチ５３、第１ブレーキ６１および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0124] 第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能になる。第１クラッチ５１がオン状態になるため、第２キャリア２４は、第３リングギヤ３３と同様に、回転不能になる。第２クラッチ５２がオン状態になるため、第１中間軸８１は、第２キャリア２４および第３リングギヤ３３と同様に、回転不能になる。

[0125] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図１４において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。各第２プラネタリギヤ２２は、自転する。そして、第２サンギヤ２１が回転する。なお、第２キャリア２４が回転不能であるため、

各第２プラネタリギヤ２２は公転しない。

[0126] 第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は回転不能である。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するとともに公転する。そして、第３キャリア３４が回転する。

[0127] 第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は回転不能である。第４リングギヤ４３の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0128] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を代替の前進の第８速（Ｆ８’）とする際は、第２クラッチ５２をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２をオン状態にする。第１クラッチ５１、第３クラッチ５３および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0129] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２キャリア２４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１サンギヤ１１が回転不能となる。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能になる。

[0130] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図１５において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１キャリア１４が入力軸７と一体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２が自転するとともに公転する。第１リングギヤ１３が回転する。

[0131] 第２キャリア２４は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は、入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３および第２キャリア２４の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。そして、第２サンギヤ２１が回転する。

[0132] 第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は回転不能である。第３サンギヤ３１の

回転によって、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するとともに公転する。そして、第３キャリア３４が回転する。

[0133] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１および第４リングギヤ４３の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転しながら公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0134] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を代替の前進の第９速（Ｆ９’）とする際は、第１クラッチ５１および第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１をオン状態にする。

[0135] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第３リングギヤ３３は第１リングギヤ１３および第２キャリア２４と一体的に回転する。第３クラッチ５３がオン状態になるため、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１サンギヤ１１が回転不能となる。

[0136] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図１６において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１キャリア１４が入力軸７と一体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２が自転するとともに公転する。第１リングギヤ１３が回転する。

[0137] 第２キャリア２４は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は、入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３および第２キャリア２４の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。そして、第２サンギヤ２１が回転する。

[0138] 第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第３サンギヤ３１および第３リングギヤ３３の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するとともに公転する。そして、第３キャリア３

４が回転する。

[0139] 第２中間軸８２は、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第１中間軸８１は、第２中間軸８２と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１および第４リングギヤ４３の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0140] 図２に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を代替の後進の第２速（Ｒ２’）とする際は、第１クラッチ５１および第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２をオン状態にする。

[0141] 第３クラッチ５３がオン状態になるため、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能になる。第１クラッチ５１がオン状態になるため、第１リングギヤ１３および第２キャリア２４は、第３リングギヤ３３と同様に、回転不能になる。

[0142] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図１７において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。各第２プラネタリギヤ２２は、自転する。そして、第２サンギヤ２１が回転する。なお、第２キャリア２４が回転不能であるため、各第２プラネタリギヤ２２は公転しない。

[0143] 第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２を介して、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は回転不能である。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するとともに公転する。そして、第３キャリア３４が回転する。

[0144] 第２中間軸８２は、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第１中間軸８１は、第２中間軸８２と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は

、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１および第４リングギヤ４３の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0145] 次に、上述した各速度段における減速比の求め方について説明する。各速度段における減速比は、以下の第１～第４関係式の少なくとも１つを用いて求める。

[0146] 第１関係式は、第１遊星歯車機構１に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_1 \cdot N_{a1} + b_1 \cdot N_{b1} = (a_1 + b_1) \cdot N_{c1}$$

ここで、a_1は第１サンギヤ１１の歯数、b_1は第１リングギヤ１３の歯数、N_{a1}は第１サンギヤ１１の回転数比、N_{b1}は第１リングギヤ１３の回転数比、N_{c1}は第１キャリア１４の回転数比である。なお、各ギヤの回転数比とは、入力軸７の回転数に対する各ギヤの回転数の比をいう。

[0147] 第２関係式は、第２遊星歯車機構２に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_2 \cdot N_{a2} + b_2 \cdot N_{b2} = (a_2 + b_2) \cdot N_{c2}$$

ここで、a_2は第２サンギヤ２１の歯数、b_2は第２リングギヤ２３の歯数、N_{a2}は第２サンギヤ２１の回転数比、N_{b2}は第２リングギヤ２３の回転数比、N_{c2}は第２キャリア２４の回転数比である。

[0148] 第３関係式は、第３遊星歯車機構３に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_3 \cdot N_{a3} + b_3 \cdot N_{b3} = (a_3 + b_3) \cdot N_{c3}$$

ここで、a_3は第３サンギヤ３１の歯数、b_3は第３リングギヤ３３の歯数、N_{a3}は第３サンギヤ３１の回転数比、N_{b3}は第３リングギヤ３３の回転数比、N_{c3}は第３キャリア３４の回転数比である。

[0149] 第４関係式は、第４遊星歯車機構４に関する式であり、以下の式で表される。

$a_4 \cdot N_{a4} + b_4 \cdot N_{b4} = (a_4 + b_4) \cdot N_{c4}$

ここで、a_4は第４サンギヤ４１の歯数、b_4は第４リングギヤ４３の歯数、N_{a4}は第４サンギヤ４１の回転数比、N_{b4}は第４リングギヤ４３の回転数比、N_{c4}は第４キャリア４４の回転数比である。

[0150] 前進の第１速における減速比の求め方を説明する。第２リングギヤ２３は入力軸７と一体的に回転するため、第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第３サンギヤ３１は第２サンギヤ２１と一体的に回転するため、第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同じである。第３リングギヤ３３は第２キャリア２４と一体的に回転するため、第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。第３キャリア３４は回転しないため、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は０である。

[0151] これらの回転数比の関係を第２～第３関係式に代入して、第２～第３関係式の連立２元１次方程式を解くことにより、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}が求められる。

[0152] 次に、第４遊星歯車機構４における第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を、第４関係式から求める。なお、第４サンギヤ４１は第２キャリア２４と一体的に回転するため、第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。また、第４リングギヤ４３は回転しないため、第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。

[0153] 以上のようにして求めた、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}の逆数が、遊星歯車式変速機１００の減速比となる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における、サンギヤの歯数に対するリングギヤの歯数の比（歯数比）が、図３に示す通りであるとき、前進の第１速の減速比は約７．３２である。

[0154] 同様に、各速度段において求められた減速比を図２に示す。前進の第２速では、第２関係式によって、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}を求める。なお、第２ブレーキ６２がオン状態のため第３リングギヤ３３が回転不能であ

り、第３ブレーキ６３がオン状態のため第３キャリア３４が回転不能であるので、第３サンギヤ３１は回転不能であり、第２サンギヤ２１は第３サンギヤ３１と同様に回転不能である。第２サンギヤ２１が回転しないため、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は０である。第２リングギヤ２３は入力軸７と一体的に回転するため、第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。

[0155] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。なお、第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。この結果、前進の第２速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、前進の第２速の減速比は約４．６５である。

[0156] 前進の第３速では、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転するとともに、第２サンギヤ２１、第３サンギヤ３１および第２キャリア２４が一体的に回転するので、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は１である。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１を介して第２キャリア２４および第３サンギヤ３１と一体的に回転するので、第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は１である。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。この結果、前進の第３速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、前進の第３速の減速比は約３．２０である。

[0157] 前進の第４速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は０である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は１である。

[0158] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第２キャリア２４が第１リングギヤ１３と一体的に回転し、第１中間軸８１が第２キャリア２４と一体的に回転し、第４サンギヤ４１が第１中間軸８１と一体的に回転するので、第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第１リング

ギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。この結果、前進の第４速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、前進の第４速の減速比は約２．２０である。

[0159] 前進の第５速では、第３関係式によって、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}を求める。第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転するとともに、第２サンギヤ２１、第３サンギヤ３１および第２キャリア２４が一体的に回転するので、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は１である。そのため、第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は１である。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は０である。

[0160] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１および第２キャリア２４が一体的に回転するので、第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は１である。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}と同じである。この結果、前進の第５速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、前進の第５速の減速比は約１．８０である。

[0161] 前進の第６速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は０である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は１である。

[0162] 次に、第２関係式によって、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。

[0163] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第２中間軸８２が第２サンギヤ２１と一体的に回転し、第１中間軸８１が第２中間軸８２と一体的に回転し、第４サンギヤ４１が第１中間軸８１と一体的に回転するので、第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０であ

る。この結果、前進の第６速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、前進の第６速の減速比は約１．３０である。

[0164] 前進の第７速では、上述したように変速は行われない。前進の第７速における減速比は１である。

[0165] 前進の第８速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は０である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は１である。

[0166] 次に、第２関係式によって、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。

[0167] 次に、第３関係式によって、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は０である。

[0168] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}と同じである。この結果、前進の第８速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、前進の第８速の減速比は約０．７３である。

[0169] 前進の第９速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は０である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は１である。

[0170] 次に、第２関係式によって、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。

[0171] 次に、第３関係式によって、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同

じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。

[0172] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}と同じである。この結果、前進の第９速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、前進の第９速の減速比は約０．５９である。

[0173] 後進の第１速では、第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同じである。第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}と同じである。第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は０である。

[0174] これらの回転数比の関係を第２～第３関係式に代入して、第２～第３関係式の連立２元１次方程式を解くことにより、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}が求められる。

[0175] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。この結果、後進の第１速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、後進の第１速の減速比は約－３．９９である。

[0176] 後進の第２速では、第２関係式によって、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は０である。

[0177] 次に、第３関係式によって、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は０である。

[0178] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。

第３リングギヤ３３が回転不能であり、第２キャリア２４が第３リングギヤ３３と同様に回転不能であり、第１中間軸８１が第２キャリア２４と同様に回転不能であるので、第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は０である。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}と同じである。この結果、後進の第２速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、後進の第１速の減速比は約－１．８７である。

[0179] 代替の前進の第８速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比Ｎｂ１を求める。第１サンギヤ１１の回転数比Ｎａ１は０である。第１キャリア１４の回転数比Ｎｃ１は１である。

[0180] 次に、第２関係式によって、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。

[0181] 次に、第３関係式によって、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は０である。

[0182] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}と同じである。この結果、代替の前進の第８速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、代替の前進の第８速の減速比は約０．９５である。

[0183] 代替の前進の第９速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比Ｎｂ１を求める。第１サンギヤ１１の回転数比Ｎａ１は０である。第１キャリア１４の回転数比Ｎｃ１は１である。

[0184] 次に、第２関係式によって、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。

[0185] 次に、第３関係式によって、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}および第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。

[0186] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}および第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}と同じである。この結果、代替の前進の第９速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、代替の前進の第９速の減速比は約０．５０である。

[0187] 代替の後進の第２速では、第２関係式によって、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は０である。

[0188] 次に、第３関係式によって、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}と同じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は０である。

[0189] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}および第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}と同じである。この結果、代替の後進の第２速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３に示す通りであるとき、代替の後進の第２速の減速比は約－０．８２である。

[0190] なお、図２中に示す段間比とは、各変速段の減速比間の比を表す。詳細には、隣同士の変速段の減速比について、低速段の減速比を高速段の減速比で除した値を段間比という。総段間比とは、最低速段の減速比を最高速段の減速比で除した値をいう。本実施形態の遊星歯車式変速機１００は、前進９段

の速度段を有している。本実施形態の遊星歯車式変速機１００の総段間比は、前進の第１速の減速比を、前進の第９速の減速比で除した値である。

[0191] 本実施形態の遊星歯車式変速機１００は、前進の速度段を９段有するとともに後進の速度段を２段有しており、遊星歯車式変速機１００の速度段が増加している。前進９段、後進２段の速度段を実現するために、遊星歯車式変速機１００は４つの遊星歯車機構と合計６つのクラッチおよびブレーキとを有しており、部品数が低減している。図２に示す総段間比は１２．４３であり、総段間比が拡大している。前進９段の速度段の段間比は、１．２２～１．５７の範囲にあり、段間比のばらつきが低減されている。

[0192] （第２実施形態）

図１８は、第２実施形態に係る遊星歯車式変速機の概略図である。遊星歯車式変速機１００は、エンジン（図示省略）などからの動力の回転速度を変速して出力する。エンジンなどからの動力は、トルクコンバータを介して遊星歯車式変速機１００に入力されてもよい。

[0193] 遊星歯車式変速機１００は、複数の遊星歯車機構１～４、複数のクラッチ５１～５３、複数のブレーキ６１～６３、入力軸７、第１中間軸８１、およびケーシング９を備えている。ケーシング９は、各遊星歯車機構１～４、各クラッチ５１～５３、各ブレーキ６１～６３、入力軸７、および第１中間軸８１を収容している。

[0194] 遊星歯車式変速機１００は、複数の遊星歯車機構として、第１遊星歯車機構１、第２遊星歯車機構２、第３遊星歯車機構３、および第４遊星歯車機構４を備えている。遊星歯車式変速機１００は、複数のクラッチとして、第１クラッチ５１、第２クラッチ５２、および第３クラッチ５３を備えている。遊星歯車式変速機１００は、複数のブレーキとして、第１ブレーキ６１、第２ブレーキ６２、および第３ブレーキ６３を備えている。

[0195] 第１遊星歯車機構１、第２遊星歯車機構２、第３遊星歯車機構３、および第４遊星歯車機構４は、回転軸方向に沿って、この順に配置されている。詳細には、入力側から出力側に向かって、第１遊星歯車機構１、第２遊星歯車

機構２、第３遊星歯車機構３、および第４遊星歯車機構４の順で配置されている。

[0196] 入力軸７は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。回転軸Ｏは、入力軸７の中心線である。エンジンなどからの動力が、入力軸７に入力される。

[0197] 第１中間軸８１は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。第１中間軸８１は、回転軸方向に延びている。第１中間軸８１の中心軸と、入力軸７の中心軸とは、実質的に同じである。

[0198] 第１遊星歯車機構１は、第１サンギヤ１１、複数の第１プラネタリギヤ１２、第１リングギヤ１３、および第１キャリア１４を有している。

[0199] 第１サンギヤ１１は、入力軸７と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第１サンギヤ１１は、入力軸７に固定されている。第１サンギヤ１１と入力軸７とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0200] 各第１プラネタリギヤ１２は、第１サンギヤ１１に噛み合うように構成されている。各第１プラネタリギヤ１２は、第１サンギヤ１１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第１プラネタリギヤ１２は、周方向に間隔をあけて配置されている。

[0201] 各第１プラネタリギヤ１２は、第１サンギヤ１１の周りを公転するように構成されている。各第１プラネタリギヤ１２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第１プラネタリギヤ１２は、自転するように構成されている。

[0202] 第１リングギヤ１３は、各第１プラネタリギヤ１２と噛み合っている。第１リングギヤ１３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0203] 第１キャリア１４は、各第１プラネタリギヤ１２を支持している。各第１プラネタリギヤ１２は、第１キャリア１４に支持された状態で、自転可能である。第１キャリア１４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0204] 第２遊星歯車機構２は、第２サンギヤ２１、複数の第２プラネタリギヤ２

２、第２リングギヤ２３、および第２キャリア２４を有している。

[0205] 第２サンギヤ２１は、回転軸Ｏを中心に回転可能に配置されている。第２サンギヤ２１は、第１中間軸８１の径方向外側に配置されている。詳細には、第２サンギヤ２１は管状であって、第１中間軸８１は第２サンギヤ２１を貫通している。第２サンギヤ２１と第１中間軸８１とは、相対回転可能である。

[0206] 第２サンギヤ２１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第２サンギヤ２１は、第１リングギヤ１３に連結されている。第２サンギヤ２１と第１リングギヤ１３とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0207] 各第２プラネタリギヤ２２は、第２サンギヤ２１に噛み合うように構成されている。各第２プラネタリギヤ２２は、第２サンギヤ２１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第２プラネタリギヤ２２は、周方向に間隔をあけて配置されている。

[0208] 各第２プラネタリギヤ２２は、第２サンギヤ２１の周りを公転するように構成されている。各第２プラネタリギヤ２２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第２プラネタリギヤ２２は、自転するように構成されている。

[0209] 第２リングギヤ２３は、各第２プラネタリギヤ２２と噛み合っている。第２リングギヤ２３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0210] 第２リングギヤ２３は、入力軸７と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第２リングギヤ２３は、入力軸７に固定されている。入力軸７と、第１サンギヤ１１と、第２リングギヤ２３とは、互いに一体的に回転するように構成されている。第２リングギヤ２３と入力軸７とは、１つの部材によって形成されていてもよい。第１サンギヤ１１と第２リングギヤ２３とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0211] 第２キャリア２４は、各第２プラネタリギヤ２２を支持している。各第２プラネタリギヤ２２は、第２キャリア２４に支持された状態で、自転可能で

ある。第２キャリア２４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0212] 第２キャリア２４は、第１中間軸８１と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第２キャリア２４は、第１中間軸８１に固定されている。第２キャリア２４と第１中間軸８１とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0213] 第３遊星歯車機構３は、第３サンギヤ３１、複数の第３プラネタリギヤ３２、第３リングギヤ３３、および第３キャリア３４を有している。

[0214] 第３サンギヤ３１は、回転軸Ｏを中心に回転可能に配置されている。第３サンギヤ３１は、第１中間軸８１の径方向外側に配置されている。詳細には、第３サンギヤ３１は管状であって、第１中間軸８１は第３サンギヤ３１を貫通している。第３サンギヤ３１と第１中間軸８１とは、相対回転可能である。

[0215] 第３サンギヤ３１は、第２サンギヤ２１と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第３サンギヤ３１は、第２サンギヤ２１に連結されている。第１リングギヤ１３と、第２サンギヤ２１と、第３サンギヤ３１とは、互いに一体的に回転するように構成されている。第３サンギヤ３１と第２サンギヤ２１とは、１つの部材によって形成されていてもよい。第３サンギヤ３１と第１リングギヤ１３とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0216] 各第３プラネタリギヤ３２は、第３サンギヤ３１に噛み合うように構成されている。各第３プラネタリギヤ３２は、第３サンギヤ３１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第３プラネタリギヤ３２は、周方向に間隔をあけて配置されている。

[0217] 各第３プラネタリギヤ３２は、第３サンギヤ３１の周りを公転するように構成されている。各第３プラネタリギヤ３２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するように構成されている。

[0218] 第３リングギヤ３３は、各第３プラネタリギヤ３２と噛み合っている。第３リングギヤ３３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0219] 第３キャリア３４は、各第３プラネタリギヤ３２を支持している。各第３プラネタリギヤ３２は、第３キャリア３４に支持された状態で、自転可能である。第３キャリア３４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0220] 第４遊星歯車機構４は、第４サンギヤ４１、複数の第４プラネタリギヤ４２、第４リングギヤ４３、および第４キャリア４４を有している。

[0221] 第４サンギヤ４１は、回転軸Ｏを中心に回転可能に配置されている。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１の径方向外側に配置されている。詳細には、第４サンギヤ４１は管状であって、第１中間軸８１は第４サンギヤ４１を貫通している。第４サンギヤ４１と第１中間軸８１とは、相対回転可能である。

[0222] 各第４プラネタリギヤ４２は、第４サンギヤ４１に噛み合うように構成されている。各第４プラネタリギヤ４２は、第４サンギヤ４１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第４プラネタリギヤ４２は、周方向に間隔をあけて配置されている。

[0223] 各第４プラネタリギヤ４２は、第４サンギヤ４１の周りを公転するように構成されている。各第４プラネタリギヤ４２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するように構成されている。

[0224] 第４リングギヤ４３は、各第４プラネタリギヤ４２と噛み合っている。第４リングギヤ４３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0225] 第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４に連結されている。第４リングギヤ４３と第３キャリア３４とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0226] 第４キャリア４４は、各第４プラネタリギヤ４２を支持している。各第４

プラネタリギヤ４２は、第４キャリア４４に支持された状態で、自転可能である。第４キャリア４４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0227] 第４キャリア４４は、動力を出力する。詳細には、第４キャリア４４は、遊星歯車式変速機１００によって変速された回転速度を有する動力を、出力する。第４キャリア４４は、出力軸１０と一体的に回転する。このため、出力軸１０は、変速された動力を出力する。なお、第４キャリア４４と出力軸１０とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0228] 第１クラッチ５１は、第１中間軸８１と第４サンギヤ４１とを連結するように構成されている。詳細には、第１クラッチ５１は、第１中間軸８１と第４サンギヤ４１とを遮断可能に連結している。第１クラッチ５１は、たとえば、油圧式のクラッチ機構であって、複数のディスクから構成することができる。

[0229] 第１クラッチ５１がオン状態のとき、第１クラッチ５１は、第１中間軸８１と第４サンギヤ４１とを連結する。したがって、第１中間軸８１と第４サンギヤ４１とが一体的に回転する。

[0230] 第１クラッチ５１がオフ状態のとき、第１クラッチ５１は、第１中間軸８１と第４サンギヤ４１との連結を遮断する。したがって、第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１に対して相対的に回転可能である。

[0231] 第２クラッチ５２は、第１中間軸８１と第４キャリア４４とを連結するように構成されている。詳細には、第２クラッチ５２は、第１中間軸８１と第４キャリア４４とを遮断可能に連結している。第２クラッチ５２は、たとえば、油圧式のクラッチ機構であって、複数のディスクから構成することができる。

[0232] 第２クラッチ５２がオン状態のとき、第２クラッチ５２は、第１中間軸８１と第４キャリア４４とを連結する。したがって、第１中間軸８１と第４キャリア４４とが一体的に回転する。

[0233] 第２クラッチ５２がオフ状態のとき、第２クラッチ５２は、第１中間軸８

１と第４キャリア４４との連結を遮断する。したがって、第４キャリア４４は、第１中間軸８１に対して相対的に回転可能である。

[0234] 第３クラッチ５３は、第１リングギヤ１３、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と、第４サンギヤ４１とを連結するように構成されている。詳細には、第３クラッチ５３は、第１リングギヤ１３、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と、第４サンギヤ４１とを遮断可能に連結している。第３クラッチ５３は、たとえば、油圧式のクラッチ機構であって、複数のディスクから構成することができる。

[0235] 第３クラッチ５３がオン状態のとき、第３クラッチ５３は、第３サンギヤ３１と第４サンギヤ４１とを連結する。したがって、第１リングギヤ１３と第２サンギヤ２１と第３サンギヤ３１と第４サンギヤ４１とが一体的に回転する。

[0236] 第３クラッチ５３がオフ状態のとき、第３クラッチ５３は、第３サンギヤ３１と第４サンギヤ４１との連結を遮断する。したがって、第４サンギヤ４１は、第１リングギヤ１３、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１に対して相対的に回転可能である。

[0237] 第１ブレーキ６１は、第１キャリア１４の回転を制動するように構成されている。詳細には、第１ブレーキ６１は、第１キャリア１４とケーシング９とを連結するように構成されている。

[0238] 第１ブレーキ６１がオン状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１キャリア１４の回転を制動する。詳細には、第１ブレーキ６１がオン状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１キャリア１４とケーシング９とを連結する。したがって第１キャリア１４は、回転不能である。

[0239] 第１ブレーキ６１がオフ状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１キャリア１４の回転を制動しない。詳細には、第１ブレーキ６１がオフ状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１キャリア１４とケーシング９とを連結しない。したがって第１キャリア１４は、回転可能である。

[0240] 第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３の回転を制動するように構成さ

れている。詳細には、第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３とケーシング９とを連結するように構成されている。

[0241] 第２ブレーキ６２がオン状態のとき、第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３の回転を制動する。詳細には、第２ブレーキ６２がオン状態のとき、第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３とケーシング９とを連結する。したがって第３リングギヤ３３は、回転不能である。

[0242] 第２ブレーキ６２がオフ状態のとき、第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３の回転を制動しない。詳細には、第２ブレーキ６２がオフ状態のとき、第２ブレーキ６２は、第３リングギヤ３３とケーシング９とを連結しない。したがって第３リングギヤ３３は、回転可能である。

[0243] 第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４の回転を制動するように構成されている。詳細には、第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４とケーシング９とを連結するように構成されている。

[0244] 第３ブレーキ６３がオン状態のとき、第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４の回転を制動する。詳細には、第３ブレーキ６３がオン状態のとき、第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４と、ケーシング９とを連結する。したがって第４リングギヤ４３および第３キャリア３４は、回転不能である。

[0245] 第３ブレーキ６３がオフ状態のとき、第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４の回転を制動しない。詳細には、第３ブレーキ６３がオフ状態のとき、第３ブレーキ６３は、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４とケーシング９とを連結しない。したがって第４リングギヤ４３および第３キャリア３４は、回転可能である。

[0246] 以上のように構成された遊星歯車式変速機１００の動作について説明する。遊星歯車式変速機１００は、前進において９つの速度段、後進において２つの速度段を有している。遊星歯車式変速機１００は、前進の第９速に代替する速度段を有している。図１９は、各速度段においてオン状態となる各ク

ラッチまたは各ブレーキを示す表である。図１９中の×印は、オン状態となる各クラッチまたは各ブレーキを示している。

[0247] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第１速（Ｆ１）とする際は、第１クラッチ５１をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２をオン状態にする。第２クラッチ５２、第３クラッチ５３、および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0248] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１キャリア１４が回転不能となる。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能となる。

[0249] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図２１において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１サンギヤ１１が入力軸７と一体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２は、自転する。そして、第１リングギヤ１３が回転する。なお、第１キャリア１４が回転不能であるため、各第１プラネタリギヤ１２は公転しない。

[0250] 第２サンギヤ２１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は、入力軸７と一体的に回転する。第２サンギヤ２１と第２リングギヤ２３との回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。そして、第２キャリア２４が回転する。

[0251] 第３サンギヤ３１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は回転不能である。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転しながら公転する。第３キャリア３４が回転する。

[0252] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１と第４リングギヤ４３との回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0253] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第２速（Ｆ２）とする際は、第１クラッチ５１をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１および第３ブレーキ６３をオン状態にする。第１速（Ｆ１）と第２速（Ｆ２）との間の切り換えにおいて、第１クラッチ５１および第１ブレーキ６１は、オン状態を維持している。第２クラッチ５２、第３クラッチ５３および第２ブレーキ６２は、オフ状態である。

[0254] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１キャリア１４が回転不能となる。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３が回転不能となる。第３キャリア３４は第４リングギヤ４３と一体的に回転するため、第３キャリア３４も回転不能となる。

[0255] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図２２において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１サンギヤ１１が入力軸７と一体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２は、自転する。そして、第１リングギヤ１３が回転する。なお、第１キャリア１４が回転不能であるため、各第１プラネタリギヤ１２は公転しない。

[0256] 第２サンギヤ２１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は、入力軸７と一体的に回転する。第２サンギヤ２１と第２リングギヤ２３との回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。そして、第２キャリア２４が回転する。

[0257] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0258] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第３速（Ｆ３）とする際は、第１クラッチ５１をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２および第３ブレーキ６３をオン状態にする。第２速（Ｆ２）と第３

速（Ｆ３）との間の切り換えにおいて、第１クラッチ５１および第３ブレーキ６３は、オン状態を維持している。第２クラッチ５２、第３クラッチ５３および第１ブレーキ６１は、オフ状態である。

[0259] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能となる。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４が回転不能となる。

[0260] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図２３において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。第３リングギヤ３３が回転不能であり、第３キャリア３４が回転不能であるため、第３サンギヤ３１は回転不能である。このため、第２サンギヤ２１は回転不能である。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。そして、第２キャリア２４が回転する。

[0261] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0262] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第４速（Ｆ４）とする際は、第１クラッチ５１および第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第３ブレーキ６３をオン状態にする。第３速（Ｆ３）と第４速（Ｆ４）との間の切り換えにおいて、第１クラッチ５１および第３ブレーキ６３は、オン状態を維持している。第２クラッチ５２、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２は、オフ状態である。

[0263] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３クラッチ５３がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は、第１リングギヤ１３、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ

３１と一体的に回転する。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４が回転不能となる。

[0264] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図２４において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。

[0265] 第２サンギヤ２１および第２キャリア２４は、第１中間軸８１を介して、一体的に回転する。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２は、自転せずに公転する。第２キャリア２４および第２サンギヤ２１は、第２リングギヤ２３と一体的に回転する。

[0266] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２が自転しながら公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0267] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第５速（Ｆ５）とする際は、第１クラッチ５１および第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２をオン状態にする。第４速（Ｆ４）と第５速（Ｆ５）との間の切り換えにおいて、第１クラッチ５１および第３クラッチ５３は、オン状態を維持している。第２クラッチ５２、第１ブレーキ６１および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0268] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３クラッチ５３がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は、第１リングギヤ１３、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能となる。

[0269] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図２５において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。

[0270] 第２サンギヤ２１および第２キャリア２４は、第１中間軸８１を介して、一体的に回転する。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２は、自転せずに公転する。第２キャリア２４および第２サンギヤ２１は、第２リングギヤ２３と一体的に回転する。

[0271] 第３サンギヤ３１は、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は回転不能である。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転しながら公転する。第３キャリア３４が回転する。

[0272] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１および第４リングギヤ４３の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２が自転しながら公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0273] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第６速（Ｆ６）とする際は、第２クラッチ５２をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２をオン状態にする。第５速（Ｆ５）と第６速（Ｆ６）との切り替えにおいて、第２ブレーキ６２は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第３クラッチ５３および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0274] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第４キャリア４４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１キャリア１４が回転不能となる。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能となる。

[0275] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図２６において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１サンギヤ１１が入力軸７と一体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２は、自転する。そして、第１リングギヤ１３が回転する。なお、第１キャリア１４が回転不能であるため、各第１プラネタリギヤ１２は公転しない。

[0276] 第２リングギヤ２３は、入力軸７と一体的に回転する。第２サンギヤ２１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。各第２プラネタリギヤ２２は、自転するとともに公転する。第２キャリア２４が回転する。

[0277] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４キャリア４４は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0278] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第７速（Ｆ７）とする際は、第２クラッチ５２をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２および第３ブレーキ６３をオン状態にする。第６速（Ｆ６）と第７速（Ｆ７）との切り換えにおいて、第２クラッチ５２および第２ブレーキ６２は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第３クラッチ５３および第１ブレーキ６１は、オフ状態である。

[0279] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第４キャリア４４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能となる。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４が回転不能となる。

[0280] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図２７において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。第３リングギヤ３３が回転不能であり、第３キャリア３４が回転不能であるため、第３サンギヤ３１は回転不能である。このため、第２サンギヤ２１は回転不能である。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。そして、第２キャリア２４が回転する。

[0281] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４キャリア４４は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0282] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第８速（Ｆ８）とする際は、第１クラッチ５１、第２クラッチ５２および第３クラッ

チ５３をオン状態にする。第７速（Ｆ７）と第８速（Ｆ８）との切り換えにおいて、第２クラッチ５２は、オン状態を維持している。第１ブレーキ６１、第２ブレーキ６２および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0283] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は第１中間軸８１と一体的に回転する。第２クラッチ５２がオン状態になるため、第４キャリア４４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３クラッチ５３がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は、第１リングギヤ１３、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。

[0284] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図２８において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。

[0285] 第２サンギヤ２１および第２キャリア２４は、第１中間軸８１を介して、一体的に回転する。第２リングギヤ２３の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２は、自転せずに公転する。第２キャリア２４および第２サンギヤ２１は、第２リングギヤ２３と一体的に回転する。

[0286] 第１中間軸８１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第４キャリア４４は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速されない回転速度を有する動力を出力する。第８速の状態の遊星歯車式変速機１００は、エンジンなどからの動力の回転速度を変速しない。

[0287] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第９速（Ｆ９）とする際は、第２クラッチ５２、第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２をオン状態にする。第８速（Ｆ８）と第９速（Ｆ９）との切り換えにおいて、第２クラッチ５２および第３クラッチ５３は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第１ブレーキ６１および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0288] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第４キャリア４４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３クラッチ５３がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は、第１リングギヤ１３、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ

３１と一体的に回転する。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能となる。

[0289] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図２９において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。第２サンギヤ２１が回転する。

[0290] 第３サンギヤ３１は、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は回転不能である。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するとともに回転する。第３キャリア３４が回転する。

[0291] 第４サンギヤ４１は、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１および第４リングギヤ４３の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が第２キャリア２４と一体的に回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0292] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を後進の第１速（Ｒ１）とする際は、第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１および第３ブレーキ６３をオン状態にする。第１クラッチ５１、第２クラッチ５２および第２ブレーキ６２は、オフ状態である。

[0293] 第３クラッチ５３がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は、第１リングギヤ１３、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１キャリア１４が回転不能となる。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４が回転不能となる。

[0294] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図３０において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１サンギヤ１１が入力軸７と一体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２は、自転する。そして、第１リ

ングギヤ１３が回転する。なお、第１キャリア１４が回転不能であるため、各第１プラネタリギヤ１２は公転しない。

[0295] 第４サンギヤ４１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0296] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を後進の第２速（Ｒ２）とする際は、第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２をオン状態にする。第１速（Ｒ１）と第２速（Ｒ２）との間の切り換えにおいて、第３クラッチ５３および第１ブレーキ６１は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第２クラッチ５２および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0297] 第３クラッチ５３がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は、第１リングギヤ１３、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１キャリア１４が回転不能となる。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第３リングギヤ３３が回転不能となる。

[0298] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図３１において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１サンギヤ１１が入力軸７と一体的に回転する。各第１プラネタリギヤ１２は、自転する。そして、第１リングギヤ１３が回転する。なお、第１キャリア１４が回転不能であるため、各第１プラネタリギヤ１２は公転しない。

[0299] 第３サンギヤ３１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第３リングギヤ３３は回転不能である。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するとともに回転する。第３キャリア３４が回転する。

[0300] 第４サンギヤ４１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第４リン

グギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１と第４リングギヤ４３との回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0301] 図１９に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を代替の前進の第９速（Ｆ９’）とする際は、第２クラッチ５２および第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第３ブレーキ６３をオン状態にする。第１クラッチ５１、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２は、オフ状態である。

[0302] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第４キャリア４４は第１中間軸８１と一体的に回転する。第３クラッチ５３がオン状態になるため、第４サンギヤ４１は、第１リングギヤ１３、第２サンギヤ２１および第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第４リングギヤ４３および第３キャリア３４が回転不能となる。

[0303] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図３２において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２リングギヤ２３が入力軸７と一体的に回転する。各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。第２サンギヤ２１が回転する。

[0304] 第４サンギヤ４１は、第２サンギヤ２１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が第２キャリア２４と一体的に回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0305] 次に、上述した各速度段における減速比の求め方について説明する。各速度段における減速比は、以下の第１～第４関係式の少なくとも１つを用いて求める。

[0306] 第１関係式は、第１遊星歯車機構１に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_1 \cdot N_{a1} + b_1 \cdot N_{b1} = (a_1 + b_1) \cdot N_{c1}$$

ここで、a_1は第１サンギヤ１１の歯数、b_1は第１リングギヤ１３の歯数、N_{a1}は第１サンギヤ１１の回転数比、N_{b1}は第１リングギヤ１３の回転数比、N_{c1}は第１キャリア１４の回転数比である。なお、各ギヤの回転数比とは、入力軸７の回転数に対する各ギヤの回転数の比をいう。

[0307] 第２関係式は、第２遊星歯車機構２に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_2 \cdot N_{a2} + b_2 \cdot N_{b2} = (a_2 + b_2) \cdot N_{c2}$$

ここで、a_2は第２サンギヤ２１の歯数、b_2は第２リングギヤ２３の歯数、N_{a2}は第２サンギヤ２１の回転数比、N_{b2}は第２リングギヤ２３の回転数比、N_{c2}は第２キャリア２４の回転数比である。

[0308] 第３関係式は、第３遊星歯車機構３に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_3 \cdot N_{a3} + b_3 \cdot N_{b3} = (a_3 + b_3) \cdot N_{c3}$$

ここで、a_3は第３サンギヤ３１の歯数、b_3は第３リングギヤ３３の歯数、N_{a3}は第３サンギヤ３１の回転数比、N_{b3}は第３リングギヤ３３の回転数比、N_{c3}は第３キャリア３４の回転数比である。

[0309] 第４関係式は、第４遊星歯車機構４に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_4 \cdot N_{a4} + b_4 \cdot N_{b4} = (a_4 + b_4) \cdot N_{c4}$$

ここで、a_4は第４サンギヤ４１の歯数、b_4は第４リングギヤ４３の歯数、N_{a4}は第４サンギヤ４１の回転数比、N_{b4}は第４リングギヤ４３の回転数比、N_{c4}は第４キャリア４４の回転数比である。

[0310] 前進の第１速における減速比の求め方を説明する。第１遊星歯車機構１における第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を、第１関係式から求める。なお、第１サンギヤ１１は入力軸７と一体的に回転するため、第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は１である。第１キャリア１４は回転しないため、第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は０である。

[0311] 次に、第２遊星歯車機構２における第２キャリア２４の回転数比N_{c2}を、

第２関係式より求める。なお、第２リングギヤ２３は入力軸７と一体的に回転するため、第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２サンギヤ２１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転するため、第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。

[0312] 次に、第３遊星歯車機構３における第３キャリア３４の回転数比N_{c3}を、第３関係式より求める。なお、第３サンギヤ３１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転するため、第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。第３リングギヤ３３は回転しないため、第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は０である。

[0313] 次に、第４遊星歯車機構４における第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を、第４関係式から求める。なお、第４サンギヤ４１は第２キャリア２４と一体的に回転するため、第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。第４リングギヤ４３は第３キャリア３４と一体的に回転するため、第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}と同じである。

[0314] 以上のようにして求めた第４キャリア４４の回転数比N_{c4}の逆数が、遊星歯車式変速機１００の減速比となる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における、サンギヤの歯数に対するリングギヤの歯数の比（歯数比）が、図２０に示す通りであるとき、前進の第１速の減速比は約６．９１である。

[0315] 同様に、各速度段において求められた減速比を図１９に示す。前進の第２速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は１である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は０である。

[0316] 次に、第２関係式によって、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。

[0317] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。

第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。この結果、前進の第２速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図２０に示す通りであるとき、前進の第２速の減速比は約４．５０である。

[0318] 前進の第３速では、第２関係式によって、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は０である。

[0319] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。この結果、前進の第３速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図２０に示す通りであるとき、前進の第２速の減速比は約３．７７である。

[0320] 前進の第４速では、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は１である。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。この結果、前進の第４速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図２０に示す通りであるとき、前進の第４速の減速比は約２．８０である。

[0321] 前進の第５速では、第３関係式によって、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は１である。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は０である。

[0322] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は１である。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}と同じである。この結果、前進の第５速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図２０に示す通りであるとき、前進の第５速の減速比は約１．９１である。

[0323] 前進の第６速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は１である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は０である。

[0324] 次に、第２関係式によって、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。

[0325] 第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。これにより、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}が求められる。この結果、前進の第６速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図２０に示す通りであるとき、前進の第６速の減速比は約１．６１である。

[0326] 前進の第７速では、第２関係式によって、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}を求める。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は０である。

[0327] 第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。これにより、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}が求められる。この結果、前進の第７速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図２０に示す通りであるとき、前進の第７速の減速比は約１．３５である。

[0328] 前進の第８速では、上述したように変速は行われない。前進の第８速における減速比は１である。

[0329] 前進の第９速では、第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}、第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}、および第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は相等しい。第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は、第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}と同じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は０である。

[0330] これらの回転数比の関係を第２～第４関係式に代入して、第２～第４関係

式の連立３元１次方程式を解くことにより、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}が求められる。この結果、前進の第９速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図２０に示す通りであるとき、前進の第９速の減速比は約０．６８である。

[0331] 後進の第１速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は１である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は０である。

[0332] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。この結果、後進の第１速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図２０に示す通りであるとき、後進の第１速の減速比は約－６．００である。

[0333] 後進の第２速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は１である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は０である。

[0334] 次に、第３関係式によって、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は０である。

[0335] 次に、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}と同じである。この結果、後進の第２速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図２０に示す通りであるとき、後進の第１速の減速比は約－４．１０である。

[0336] 代替の前進の第９速では、第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は１である。第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は、第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}と同じである。第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第４キャリア４４の回転

数比N_{c4}と同じである。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。

[0337] これらの回転数比の関係を第２，第４関係式に代入して、第２，第４関係式の連立２元１次方程式を解くことにより、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}が求められる。この結果、代替の前進の第９速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図２０に示す通りであるとき、代替の前進の第９速の減速比は約０．３８である。

[0338] なお、図１９中に示す段間比とは、各変速段の減速比間の比を表す。詳細には、隣同士の変速段の減速比について、低速段の減速比を高速段の減速比で除した値を段間比という。総段間比とは、最低速段の減速比を最高速段の減速比で除した値をいう。本実施形態の遊星歯車式変速機１００は、前進９段の速度段を有している。本実施形態の遊星歯車式変速機１００の総段間比は、前進の第１速の減速比を、前進の第９速の減速比で除した値である。

[0339] 本実施形態の遊星歯車式変速機１００は、前進の速度段を９段有するとともに後進の速度段を２段有しており、遊星歯車式変速機１００の速度段が増加している。前進９段、後進２段の速度段を実現するために、遊星歯車式変速機１００は４つの遊星歯車機構と合計６つのクラッチおよびブレーキとを有しており、部品数が低減している。図１９に示す総段間比は１０．１１であり、総段間比が拡大している。前進９段の速度段の段間比は、１．１９～１．５３の範囲にあり、段間比のばらつきが低減されている。

[0340] （第３実施形態）

図３３は、第３実施形態に係る遊星歯車式変速機の概略図である。遊星歯車式変速機１００は、エンジン（図示省略）などからの動力の回転速度を変速して出力する。エンジンなどからの動力は、トルクコンバータを介して遊星歯車式変速機１００に入力されてもよい。

[0341] 遊星歯車式変速機１００は、複数の遊星歯車機構１～４、複数のクラッチ５１～５３、複数のブレーキ６１～６４、入力軸７、第１中間軸８１、第２中間軸８２、およびケーシング９を備えている。ケーシング９は、各遊星歯車機構１～４、各クラッチ５１～５３、各ブレーキ６１～６４、入力軸７、

第１中間軸８１、および第２中間軸８２を収容している。

[0342] 遊星歯車式変速機１００は、複数の遊星歯車機構として、第１遊星歯車機構１、第２遊星歯車機構２、第３遊星歯車機構３、および第４遊星歯車機構４を備えている。遊星歯車式変速機１００は、複数のクラッチとして、第１クラッチ５１、第２クラッチ５２、および第３クラッチ５３を備えている。遊星歯車式変速機１００は、複数のブレーキとして、第１ブレーキ６１、第２ブレーキ６２、第３ブレーキ６３、および第４ブレーキ６４を備えている。

[0343] 第１遊星歯車機構１、第２遊星歯車機構２、第３遊星歯車機構３、および第４遊星歯車機構４は、回転軸方向に沿って、この順に配置されている。詳細には、入力側から出力側に向かって、第１遊星歯車機構１、第２遊星歯車機構２、第３遊星歯車機構３、および第４遊星歯車機構４の順で配置されている。

[0344] 入力軸７は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。回転軸Ｏは、入力軸７の中心線である。入力軸７は、中空状である。詳細には、入力軸７は、筒状である。エンジンなどからの動力が、入力軸７に入力される。

[0345] 第１中間軸８１は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。第１中間軸８１は、回転軸方向に延びている。第１中間軸８１は、入力軸７内に配置されている。第１中間軸８１の中心軸と、入力軸７の中心軸とは、実質的に同じである。

[0346] 第２中間軸８２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。第２中間軸８２は、回転軸方向に延びている。第２中間軸８２は、入力軸７内に配置されている。第２中間軸８２は、中空状である。詳細には、第２中間軸８２は筒状である。第１中間軸８１は、第２中間軸８２内に配置されている。第１中間軸８１は第２中間軸８２内に配置され、第２中間軸８２は入力軸７内に配置されている。径方向外側に向かって、第１中間軸８１、第２中間軸８２、入力軸７の順で配置されている。

[0347] 第１遊星歯車機構１は、第１サンギヤ１１、複数の第１プラネタリギヤ１

２、第１リングギヤ１３、および第１キャリア１４を有している。

[0348] 第１サンギヤ１１は、入力軸７と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第１サンギヤ１１は、入力軸７に固定されている。第１サンギヤ１１と入力軸７とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0349] 各第１プラネタリギヤ１２は、第１サンギヤ１１に噛み合うように構成されている。各第１プラネタリギヤ１２は、第１サンギヤ１１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第１プラネタリギヤ１２は、周方向に間隔をあけて配置されている。

[0350] 各第１プラネタリギヤ１２は、第１サンギヤ１１の周りを公転するように構成されている。各第１プラネタリギヤ１２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第１プラネタリギヤ１２は、自転するように構成されている。

[0351] 第１リングギヤ１３は、各第１プラネタリギヤ１２と噛み合っている。第１リングギヤ１３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0352] 第１キャリア１４は、各第１プラネタリギヤ１２を支持している。各第１プラネタリギヤ１２は、第１キャリア１４に支持された状態で、自転可能である。第１キャリア１４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0353] 第２遊星歯車機構２は、第２サンギヤ２１、複数の第２プラネタリギヤ２２、第２リングギヤ２３、および第２キャリア２４を有している。

[0354] 第２サンギヤ２１は、入力軸７と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第２サンギヤ２１は、入力軸７に固定されている。第２サンギヤ２１と入力軸７とは、１つの部材によって形成されていてもよい。第２サンギヤ２１と第１サンギヤ１１とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0355] 各第２プラネタリギヤ２２は、第２サンギヤ２１に噛み合うように構成されている。各第２プラネタリギヤ２２は、第２サンギヤ２１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第２プラネタリギヤ２２は、周方向に間隔を

あけて配置されている。

[0356] 各第２プラネタリギヤ２２は、第２サンギヤ２１の周りを公転するように構成されている。各第２プラネタリギヤ２２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第２プラネタリギヤ２２は、自転するように構成されている。

[0357] 第２リングギヤ２３は、各第２プラネタリギヤ２２と噛み合っている。第２リングギヤ２３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0358] 第２キャリア２４は、各第２プラネタリギヤ２２を支持している。各第２プラネタリギヤ２２は、第２キャリア２４に支持された状態で、自転可能である。第２キャリア２４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0359] 第２キャリア２４は、第１リングギヤ１３と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第２キャリア２４は、第１リングギヤ１３に連結されている。第２キャリア２４と第１リングギヤ１３とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0360] 第３遊星歯車機構３は、第３サンギヤ３１、複数の第３プラネタリギヤ３２、第３リングギヤ３３、および第３キャリア３４を有している。

[0361] 第３サンギヤ３１は、回転軸Ｏを中心に回転可能に配置されている。第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２の径方向外側に配置されている。詳細には、第３サンギヤ３１は環状であって、第２中間軸８２は第３サンギヤ３１を貫通している。第３サンギヤ３１と第２中間軸８２とは、相対回転可能である。

[0362] 第３サンギヤ３１は、第２キャリア２４と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第３サンギヤ３１は、第２キャリア２４に連結されている。第１リングギヤ１３と第２キャリア２４と第３サンギヤ３１とは、互いに一体的に回転するように構成されている。第３サンギヤ３１と第２キャリア２４とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0363] 各第３プラネタリギヤ３２は、第３サンギヤ３１に噛み合うように構成さ

れている。各第３プラネタリギヤ３２は、第３サンギヤ３１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第３プラネタリギヤ３２は、周方向に間隔をあけて配置されている。

[0364] 各第３プラネタリギヤ３２は、第３サンギヤ３１の周りを公転するように構成されている。各第３プラネタリギヤ３２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するように構成されている。

[0365] 第３リングギヤ３３は、各第３プラネタリギヤ３２と噛み合っている。第３リングギヤ３３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0366] 第３キャリア３４は、各第３プラネタリギヤ３２を支持している。各第３プラネタリギヤ３２は、第３キャリア３４に支持された状態で、自転可能である。第３キャリア３４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0367] 第３キャリア３４は、第２中間軸８２と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第３キャリア３４は、第２中間軸８２に固定されている。第３キャリア３４と第２中間軸８２とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0368] 第４遊星歯車機構４は、第４サンギヤ４１、複数の第４プラネタリギヤ４２、第４リングギヤ４３、および第４キャリア４４を有している。

[0369] 第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１に固定されている。第４サンギヤ４１と第１中間軸８１とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0370] 各第４プラネタリギヤ４２は、第４サンギヤ４１に噛み合うように構成されている。各第４プラネタリギヤ４２は、第４サンギヤ４１の径方向外側に配置されている。詳細には、各第４プラネタリギヤ４２は、周方向に間隔をあけて配置されている。

[0371] 各第４プラネタリギヤ４２は、第４サンギヤ４１の周りを公転するように

構成されている。各第４プラネタリギヤ４２は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。また、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するように構成されている。

[0372] 第４リングギヤ４３は、各第４プラネタリギヤ４２と噛み合っている。第４リングギヤ４３は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0373] 第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４に連結されている。第２中間軸８２と第３キャリア３４と第４リングギヤ４３とは、互いに一体的に回転するように構成されている。第４リングギヤ４３と第３キャリア３４とは、１つの部材によって形成されていてもよい。第４リングギヤ４３と第２中間軸８２とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0374] 第４キャリア４４は、各第４プラネタリギヤ４２を支持している。各第４プラネタリギヤ４２は、第４キャリア４４に支持された状態で、自転可能である。第４キャリア４４は、回転軸Ｏを中心に回転するように構成されている。

[0375] 第４キャリア４４は、第３リングギヤ３３と一体的に回転するように構成されている。詳細には、第４キャリア４４は、第３リングギヤ３３に連結されている。第４キャリア４４と第３リングギヤ３３とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0376] 第４キャリア４４は、動力を出力する。詳細には、第４キャリア４４は、遊星歯車式変速機１００によって変速された回転速度を有する動力を、出力する。第４キャリア４４は、出力軸１０と一体的に回転する。このため、出力軸１０は、変速された動力を出力する。なお、第４キャリア４４と出力軸１０とは、１つの部材によって形成されていてもよい。

[0377] 第１クラッチ５１は、入力軸７と第１中間軸８１とを連結するように構成されている。詳細には、第１クラッチ５１は、入力軸７と第１中間軸８１とを遮断可能に連結している。第１クラッチ５１は、たとえば、油圧式のクラ

ッチ機構であって、複数のディスクから構成することができる。

[0378] 第１クラッチ５１がオン状態のとき、第１クラッチ５１は、入力軸７と第１中間軸８１とを連結する。したがって、入力軸７と第１中間軸８１とが一体的に回転する。

[0379] 第１クラッチ５１がオフ状態のとき、第１クラッチ５１は、入力軸７と第１中間軸８１との連結を遮断する。したがって、第１中間軸８１は、入力軸７に対して相対的に回転可能である。

[0380] 第２クラッチ５２は、入力軸７と第２中間軸８２とを連結するように構成されている。詳細には、第２クラッチ５２は、入力軸７と第２中間軸８２とを遮断可能に連結している。第２クラッチ５２は、たとえば、油圧式のクラッチ機構であって、複数のディスクから構成することができる。

[0381] 第２クラッチ５２がオン状態のとき、第２クラッチ５２は、入力軸７と第２中間軸８２とを連結する。したがって、入力軸７と第２中間軸８２とが一体的に回転する。

[0382] 第２クラッチ５２がオフ状態のとき、第２クラッチ５２は、入力軸７と第２中間軸８２との連結を遮断する。したがって、第２中間軸８２は、入力軸７に対して相対的に回転可能である。

[0383] 第３クラッチ５３は、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１と、第２中間軸８２とを連結するように構成されている。詳細には、第３クラッチ５３は、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１と、第２中間軸８２とを遮断可能に連結している。第３クラッチ５３は、たとえば、油圧式のクラッチ機構であって、複数のディスクから構成することができる。

[0384] 第３クラッチ５３がオン状態のとき、第３クラッチ５３は、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１と第２中間軸８２とを連結する。したがって、第１リングギヤ１３と第２キャリア２４と第３サンギヤ３１と第２中間軸８２とが一体的に回転する。

[0385] 第３クラッチ５３がオフ状態のとき、第３クラッチ５３は、第１リングギ

ヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１と第２中間軸８２との連結を遮断する。したがって、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２に対して相対的に回転可能である。

[0386] 第１ブレーキ６１は、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１の回転を制動するように構成されている。詳細には、第１ブレーキ６１は、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１と、ケーシング９とを連結するように構成されている。

[0387] 第１ブレーキ６１がオン状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１の回転を制動する。詳細には、第１ブレーキ６１がオン状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１と、ケーシング９とを連結する。したがって第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１は、回転不能である。

[0388] 第１ブレーキ６１がオフ状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１の回転を制動しない。詳細には、第１ブレーキ６１がオフ状態のとき、第１ブレーキ６１は、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１と、ケーシング９とを連結しない。したがって第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１は、回転可能である。

[0389] 第２ブレーキ６２は、第１キャリア１４の回転を制動するように構成されている。詳細には、第２ブレーキ６２は、第１キャリア１４とケーシング９とを連結するように構成されている。

[0390] 第２ブレーキ６２がオン状態のとき、第２ブレーキ６２は、第１キャリア１４の回転を制動する。詳細には、第２ブレーキ６２がオン状態のとき、第２ブレーキ６２は、第１キャリア１４とケーシング９とを連結する。したがって第１キャリア１４は、回転不能である。

[0391] 第２ブレーキ６２がオフ状態のとき、第２ブレーキ６２は、第１キャリア１４の回転を制動しない。詳細には、第２ブレーキ６２がオフ状態のとき、

第２ブレーキ６２は、第１キャリア１４とケーシング９とを連結しない。したがって第１キャリア１４は、回転可能である。

[0392] 第３ブレーキ６３は、第２リングギヤ２３の回転を制動するように構成されている。詳細には、第３ブレーキ６３は、第２リングギヤ２３とケーシング９とを連結するように構成されている。

[0393] 第３ブレーキ６３がオン状態のとき、第３ブレーキ６３は、第２リングギヤ２３の回転を制動する。詳細には、第３ブレーキ６３がオン状態のとき、第３ブレーキ６３は、第２リングギヤ２３とケーシング９とを連結する。したがって第２リングギヤ２３は、回転不能である。

[0394] 第３ブレーキ６３がオフ状態のとき、第３ブレーキ６３は、第２リングギヤ２３の回転を制動しない。詳細には、第３ブレーキ６３がオフ状態のとき、第３ブレーキ６３は、第２リングギヤ２３とケーシング９とを連結しない。したがって第２リングギヤ２３は、回転可能である。

[0395] 第４ブレーキ６４は、第３キャリア３４、第４リングギヤ４３および第２中間軸８２の回転を制動するように構成されている。詳細には、第４ブレーキ６４は、第３キャリア３４、第４リングギヤ４３および第２中間軸８２と、ケーシング９とを連結するように構成されている。

[0396] 第４ブレーキ６４がオン状態のとき、第４ブレーキ６４は、第３キャリア３４、第４リングギヤ４３および第２中間軸８２の回転を制動する。詳細には、第４ブレーキ６４がオン状態のとき、第４ブレーキ６４は、第３キャリア３４、第４リングギヤ４３および第２中間軸８２と、ケーシング９とを連結する。したがって第３キャリア３４、第４リングギヤ４３および第２中間軸８２は、回転不能である。

[0397] 第４ブレーキ６４がオフ状態のとき、第４ブレーキ６４は、第３キャリア３４、第４リングギヤ４３および第２中間軸８２の回転を制動しない。詳細には、第４ブレーキ６４がオフ状態のとき、第２ブレーキ６２は、第３キャリア３４、第４リングギヤ４３および第２中間軸８２と、ケーシング９とを連結しない。したがって第３キャリア３４、第４リングギヤ４３および第２

中間軸８２は、回転可能である。

[0398] 以上のように構成された遊星歯車式変速機１００の動作について説明する。遊星歯車式変速機１００は、前進において９つの速度段、後進において２つの速度段を有している。遊星歯車式変速機１００は、前進の第９速に代替する速度段を有している。図３４は、各速度段においてオン状態となる各クラッチまたは各ブレーキを示す表である。図３４中の×印は、オン状態となる各クラッチまたは各ブレーキを示している。

[0399] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第１速（Ｆ１）とする際は、第２ブレーキ６２および第４ブレーキ６４をオン状態にする。第１クラッチ５１、第２クラッチ５２、第３クラッチ５３、第１ブレーキ６１、および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0400] 第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第１キャリア１４が回転不能となる。第４ブレーキ６４がオン状態になるため、第３キャリア３４が回転不能となる。第４リングギヤ４３および第２中間軸８２は第３キャリア３４と一体的に回転するため、第４リングギヤ４３および第２中間軸８２も回転不能になる。

[0401] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図３６において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１サンギヤ１１が入力軸７と一体的に回転する。第１サンギヤ１１の回転によって、各第１プラネタリギヤ１２が自転する。そして、第１リングギヤ１３が回転する。なお、第１キャリア１４が回転不能であるため、各第１プラネタリギヤ１２は公転しない。

[0402] 第２キャリア２４および第３サンギヤ３１が、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転する。そして、第３リングギヤ３３が回転する。なお、第３キャリア３４が回転不能であるため、各第３プラネタリギヤ３２は公転しない。

[0403] 第４キャリア４４は、第３リングギヤ３３と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0404] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第２速（

Ｆ２）とする際は、第１クラッチ５１をオン状態にするとともに、第４ブレーキ６４をオン状態にする。第１速（Ｆ１）と第２速（Ｆ２）との間の切り換えにおいて、第４ブレーキ６４は、オン状態を維持している。第２クラッチ５２、第３クラッチ５３、第１ブレーキ６１、第２ブレーキ６２および第３ブレーキ６３は、オフ状態である。

[0405] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第１中間軸８１は入力軸７と一体的に回転する。第４ブレーキ６４がオン状態になるため、第３キャリア３４、第４リングギヤ４３および第２中間軸８２が回転不能になる。

[0406] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図３７において太線で示すような経路で、動力を伝達する。第１中間軸８１が、入力軸７と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は回転不能である。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0407] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第３速（Ｆ３）とする際は、第１クラッチ５１をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２をオン状態にする。第２速（Ｆ２）と第３速（Ｆ３）との間の切り換えにおいて、第１クラッチ５１は、オン状態を維持している。第２クラッチ５２、第３クラッチ５３、第１ブレーキ６１、第３ブレーキ６３および第４ブレーキ６４は、オフ状態である。

[0408] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第１中間軸８１は入力軸７と一体的に回転する。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第１キャリア１４が回転不能となる。

[0409] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図３８において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１サンギヤ１１が入力軸７と一体的に回転する。第１サンギヤ１１の回転によって、各第１プラネタリギヤ１２が自転する。そして、第１リングギヤ１３が回転する。なお、第１キャ

リア１４が回転不能であるため、各第１プラネタリギヤ１２は公転しない。

[0410] 第２キャリア２４および第３サンギヤ３１が、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転するとともに公転する。そして、第３キャリア３４が回転する。

[0411] 第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１を介して、入力軸７と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１と第４リングギヤ４３との回転によって、各第４プラネタリギヤ４２が自転するとともに公転する。このため、第４キャリア４４は、第３リングギヤ３３と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0412] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第４速（Ｆ４）とする際は、第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第３ブレーキ６３をオン状態にする。第１クラッチ５１、第２クラッチ５２、第１ブレーキ６１、第２ブレーキ６２および第４ブレーキ６４は、オフ状態である。

[0413] 第３クラッチ５３がオン状態になるため、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１は第２中間軸８２と一体的に回転する。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第２リングギヤ２３が回転不能となる。

[0414] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図３９において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２サンギヤ２１が入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は回転不能である。第２サンギヤ２１の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転しながら公転する。第２キャリア２４が回転する。

[0415] 第３サンギヤ３１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第２中間軸８２は、第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第３キャリア３４は、第２中間軸８２と一体的に回転する。第３サンギヤ３１と第３キャリア３４とは、互いに同じ回転速度で回転する。各第３プラネタリギヤ３２は自転せず、

第３サンギヤ３１と同じ回転速度で公転する。この結果、第３リングギヤ３３が、第３サンギヤ３１および第３キャリア３４と同じ回転速度で回転する。

[0416] 第４キャリア４４は、第３リングギヤ３３と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0417] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第５速（Ｆ５）とする際は、第１クラッチ５１をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１をオン状態にする。第２クラッチ５２、第３クラッチ５３、第２ブレーキ６２、第３ブレーキ６３および第４ブレーキ６４は、オフ状態である。

[0418] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第１中間軸８１は入力軸７と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１リングギヤ１３が回転不能となる。第２キャリア２４および第３サンギヤ３１は第１リングギヤ１３と一体的に回転するため、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１も回転不能になる。

[0419] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図４０において太線で示すような経路で、動力を伝達する。第１中間軸８１が、入力軸７と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４サンギヤ４１の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。第４リングギヤ４３が回転する。

[0420] 第３キャリア３４は、第４リングギヤ４３と一体的に回転する。第３サンギヤ３１は回転不能である。第３キャリア３４の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転するとともに公転する。そして、第３リングギヤ３３が回転する。この結果、第４キャリア４４が第３リングギヤ３３と一体的に回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0421] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第６速（Ｆ６）とする際は、第１クラッチ５１をオン状態にするとともに、第３ブレ

ーキ６３をオン状態にする。第５速（Ｆ５）と第６速（Ｆ６）との切り替えにおいて、第１クラッチ５１は、オン状態を維持している。第２クラッチ５２、第３クラッチ５３、第１ブレーキ６１、第２ブレーキ６２および第４ブレーキ６４は、オフ状態である。

[0422] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第１中間軸８１は入力軸７と一体的に回転する。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第２リングギヤ２３が回転不能となる。

[0423] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図４１において太線で示すような経路で、動力を伝達する。第２サンギヤ２１は、入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は回転不能である。第２サンギヤ２１の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２は、自転するとともに公転する。第２キャリア２４が回転する。

[0424] 第３サンギヤ３１は、第２キャリア２４と一体的に回転する。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するとともに公転する。第３キャリア３４が回転する。

[0425] 第１中間軸８１が、入力軸７と一体的に回転する。第４サンギヤ４１は、第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３は、第３キャリア３４と一体的に回転する。第４サンギヤ４１と第４リングギヤ４３との回転によって、各第４プラネタリギヤ４２は、自転するとともに公転する。この結果、第４キャリア４４が第３リングギヤ３３と一体的に回転し、第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0426] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第７速（Ｆ７）とする際は、第１クラッチ５１および第２クラッチ５２をオン状態にする。第６速（Ｆ６）と第７速（Ｆ７）との切り換えにおいて、第１クラッチ５１は、オン状態を維持している。第３クラッチ５３、第１ブレーキ６１、第２ブレーキ６２、第３ブレーキ６３および第４ブレーキ６４は、オフ状態である。

[0427] 第１クラッチ５１がオン状態になるため、第１中間軸８１は入力軸７と一

体的に回転する。第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２中間軸８２は入力軸７と一体的に回転する。

[0428] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図４２において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、入力軸７と第１中間軸８１と第２中間軸８２とが、互いに一体的に回転する。第４サンギヤ４１が第１中間軸８１と一体的に回転する。第４リングギヤ４３が第２中間軸８２と一体的に回転する。

[0429] 第４サンギヤ４１、および第４リングギヤ４３の回転によって、各第４プラネタリギヤ４２が公転する。第４サンギヤ４１と第４リングギヤ４３とは、互いに同じ回転速度で回転するため、各第４プラネタリギヤ４２は自転しない。このため、各第４プラネタリギヤ４２は、第４サンギヤ４１および第４リングギヤ４３と同じ回転速度で公転する。この結果、第４キャリア４４が回転し、第４キャリア４４は、変速されない回転速度を有する動力を出力する。第７速の状態の遊星歯車式変速機１００は、エンジンなどからの動力の回転速度を変速しない。

[0430] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第８速（Ｆ８）とする際は、第２クラッチ５２をオン状態にするとともに、第３ブレーキ６３をオン状態にする。第７速（Ｆ７）と第８速（Ｆ８）との切り換えにおいて、第２クラッチ５２は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第３クラッチ５３、第１ブレーキ６１、第２ブレーキ６２および第４ブレーキ６４は、オフ状態である。

[0431] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２中間軸８２は入力軸７と一体的に回転する。第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第２リングギヤ２３が回転不能となる。

[0432] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図４３において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２サンギヤ２１が入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は回転不能である。第２サンギヤ２１の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。

第２キャリア２４が回転する。

[0433] 第３サンギヤ３１が、第２キャリア２４と一体的に回転する。第２中間軸８２が入力軸７と一体的に回転し、第３キャリア３４が第２中間軸８２と一体的に回転する。第３サンギヤ３１および第３キャリア３４の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転するとともに公転する。そして、第３リングギヤ３３が回転する。

[0434] 第４キャリア４４は、第３リングギヤ３３と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0435] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を前進の第９速（Ｆ９）とする際は、第２クラッチ５２をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２をオン状態にする。第８速（Ｆ８）と第９速（Ｆ９）との切り換えにおいて、第２クラッチ５２は、オン状態を維持している。第１クラッチ５１、第３クラッチ５３、第１ブレーキ６１、第３ブレーキ６３および第４ブレーキ６４は、オフ状態である。

[0436] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２中間軸８２は入力軸７と一体的に回転する。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第１キャリア１４が回転不能となる。

[0437] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図４４において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１サンギヤ１１が入力軸７と一体的に回転する。第１サンギヤ１１の回転によって、各第１プラネタリギヤ１２が自転する。そして、第１リングギヤ１３が回転する。なお、第１キャリア１４が回転不能であるため、各第１プラネタリギヤ１２は公転しない。

[0438] 第２キャリア２４および第３サンギヤ３１が、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第３キャリア３４は、入力軸７と一体的に回転する。第３サンギヤ３１および第３キャリア３４の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２は、自転するとともに回転する。そして、第３リングギヤ３３が回転する。

[0439] 第４キャリア４４は、第３リングギヤ３３と一体的に回転する。第４キャ

リア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0440] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を後進の第１速（Ｒ１）とする際は、第３ブレーキ６３および第４ブレーキ６４をオン状態にする。第１クラッチ５１、第２クラッチ５２、第３クラッチ５３、第１ブレーキ６１および第２ブレーキ６２は、オフ状態である。

[0441] 第３ブレーキ６３がオン状態になるため、第２リングギヤ２３が回転不能となる。第４ブレーキ６４がオン状態になるため、第３キャリア３４、第４リングギヤ４３および第２中間軸８２が回転不能になる。

[0442] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図４５において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第２サンギヤ２１が入力軸７と一体的に回転する。第２リングギヤ２３は回転不能である。第２サンギヤ２１の回転によって、各第２プラネタリギヤ２２が自転するとともに公転する。第２キャリア２４が回転する。

[0443] 第３サンギヤ３１が、第２キャリア２４と一体的に回転する。第３サンギヤ３１の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転する。そして、第３リングギヤ３３が回転する。なお、第３キャリア３４が回転不能であるため、各第３プラネタリギヤ３２は公転しない。

[0444] 第４キャリア４４は、第３リングギヤ３３と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0445] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を後進の第２速（Ｒ２）とする際は、第３クラッチ５３をオン状態にするとともに、第２ブレーキ６２をオン状態にする。第１クラッチ５１、第２クラッチ５２、第１ブレーキ６１、第３ブレーキ６３および第４ブレーキ６４は、オフ状態である。

[0446] 第３クラッチ５３がオン状態になるため、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１は、第２中間軸８２と一体的に回転する。第２ブレーキ６２がオン状態になるため、第１キャリア１４が回転不能となる。

[0447] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図４６において太線で示すような経路で、動力を伝達する。まず、第１サンギヤ１１が入力軸７と一体的に回転する。第１サンギヤ１１の回転によって、各第１プラネタリギヤ１２が自転する。そして、第１リングギヤ１３が回転する。なお、第１キャリア１４が回転不能であるため、各第１プラネタリギヤ１２は公転しない。

[0448] 第２キャリア２４および第３サンギヤ３１が、第１リングギヤ１３と一体的に回転する。第２中間軸８２は、第３サンギヤ３１と一体的に回転する。第３キャリア３４は、第２中間軸８２と一体的に回転する。第３サンギヤ３１と第３キャリア３４とは、互いに同じ回転速度で回転する。各第３プラネタリギヤ３２は自転せず、第３サンギヤ３１と同じ回転速度で公転する。この結果、第３リングギヤ３３が、第３サンギヤ３１および第３キャリア３４と同じ回転速度で回転する。

[0449] 第４キャリア４４は、第３リングギヤ３３と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0450] 図３４に示すように、遊星歯車式変速機１００の速度段を代替の前進の第９速（Ｆ９’）とする際は、第２クラッチ５２をオン状態にするとともに、第１ブレーキ６１をオン状態にする。第１クラッチ５１、第３クラッチ５３、第２ブレーキ６２、第３ブレーキ６３および第４ブレーキ６４は、オフ状態である。

[0451] 第２クラッチ５２がオン状態になるため、第２中間軸８２は入力軸７と一体的に回転する。第１ブレーキ６１がオン状態になるため、第１リングギヤ１３、第２キャリア２４および第３サンギヤ３１が回転不能になる。

[0452] この状態において、遊星歯車式変速機１００は、図４７において太線で示すような経路で、動力を伝達する。第２中間軸８２が入力軸７と一体的に回転する。第３キャリア３４は、第２中間軸８２と一体的に回転する。第３サンギヤ３１は回転不能である。第３キャリア３４の回転によって、各第３プラネタリギヤ３２が自転するとともに公転する。第３リングギヤ３３が回転する。

[0453] 第４キャリア４４は、第３リングギヤ３３と一体的に回転する。第４キャリア４４は、変速された回転速度を有する動力を出力する。

[0454] 次に、上述した各速度段における減速比の求め方について説明する。各速度段における減速比は、以下の第１～第４関係式の少なくとも１つを用いて求める。

[0455] 第１関係式は、第１遊星歯車機構１に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_1 \cdot N_{a1} + b_1 \cdot N_{b1} = (a_1 + b_1) \cdot N_{c1}$$

ここで、a_1は第１サンギヤ１１の歯数、b_1は第１リングギヤ１３の歯数、N_{a1}は第１サンギヤ１１の回転数比、N_{b1}は第１リングギヤ１３の回転数比、N_{c1}は第１キャリア１４の回転数比である。なお、各ギヤの回転数比とは、入力軸７の回転数に対する各ギヤの回転数の比をいう。

[0456] 第２関係式は、第２遊星歯車機構２に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_2 \cdot N_{a2} + b_2 \cdot N_{b2} = (a_2 + b_2) \cdot N_{c2}$$

ここで、a_2は第２サンギヤ２１の歯数、b_2は第２リングギヤ２３の歯数、N_{a2}は第２サンギヤ２１の回転数比、N_{b2}は第２リングギヤ２３の回転数比、N_{c2}は第２キャリア２４の回転数比である。

[0457] 第３関係式は、第３遊星歯車機構３に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_3 \cdot N_{a3} + b_3 \cdot N_{b3} = (a_3 + b_3) \cdot N_{c3}$$

ここで、a_3は第３サンギヤ３１の歯数、b_3は第３リングギヤ３３の歯数、N_{a3}は第３サンギヤ３１の回転数比、N_{b3}は第３リングギヤ３３の回転数比、N_{c3}は第３キャリア３４の回転数比である。

[0458] 第４関係式は、第４遊星歯車機構４に関する式であり、以下の式で表される。

$$a_4 \cdot N_{a4} + b_4 \cdot N_{b4} = (a_4 + b_4) \cdot N_{c4}$$

ここで、a_4は第４サンギヤ４１の歯数、b_4は第４リングギヤ４３の歯数

、N_{a4}は第４サンギヤ４１の回転数比、N_{b4}は第４リングギヤ４３の回転数比、N_{c4}は第４キャリア４４の回転数比である。

[0459] 前進の第１速における減速比の求め方を説明する。第１遊星歯車機構１における第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を、第１関係式から求める。なお、第１サンギヤ１１は入力軸７と一体的に回転するため、第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は１である。第１キャリア１４は回転しないため、第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は０である。

[0460] 次に、第３遊星歯車機構３における第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}を、第３関係式より求める。なお、第３サンギヤ３１は、第１リングギヤ１３と一体的に回転するため、第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。第３キャリア３４は回転しないため、第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は０である。

[0461] 第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。第４キャリア４４の回転数比N_{c4}の逆数が、遊星歯車式変速機１００の減速比となる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における、サンギヤの歯数に対するリングギヤの歯数の比（歯数比）が、図３５に示す通りであるとき、前進の第１速の減速比は約５．６１である。

[0462] 同様に、各速度段において求められた減速比を図３４に示す。前進の第２速では、第４関係式によって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は１である。第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}は０である。この結果、前進の第２速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３５に示す通りであるとき、前進の第２速の減速比は約４．１３である。

[0463] 前進の第３速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は１である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は０である。

[0464] 次に、第３関係式と第４関係式とによって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第１リングギヤ１３の

回転数比N_{b1}と同じである。第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は、第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}と同じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は１である。この結果、前進の第３速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３５に示す通りであるとき、前進の第２速の減速比は約３．１８である。

[0465] 前進の第４速では、第２関係式によって、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}を求める。第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は１である。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は０である。

[0466] 第２キャリア２４の回転数比N_{c2}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。これにより、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}が求められる。この結果、前進の第４速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３５に示す通りであるとき、前進の第４速の減速比は約２．６７である。

[0467] 前進の第５速では、第３関係式と第４関係式とによって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は０である。第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は、第４リングギヤ４３の回転数比N_{b4}と同じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は１である。この結果、前進の第５速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３５に示す通りであるとき、前進の第５速の減速比は約１．９３である。

[0468] 前進の第６速では、第２関係式によって、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}を求める。第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は１である。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は０である。

[0469] 次に、第３関係式と第４関係式とによって、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は、第４リング

ギヤ４３の回転数比N_{b4}と同じである。第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。第４サンギヤ４１の回転数比N_{a4}は１である。この結果、前進の第６速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３５に示す通りであるとき、前進の第６速の減速比は約１．４３である。

[0470] 前進の第７速では、上述したように変速は行われない。前進の第７速における減速比は１である。

[0471] 前進の第８速では、第２関係式によって、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}を求める。第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は１である。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は０である。

[0472] 次に、第３関係式によって、第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は１である。

[0473] 第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。これにより、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}が求められる。この結果、前進の第８速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３５に示す通りであるとき、前進の第８速の減速比は約０．７９である。

[0474] 前進の第９速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は１である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は０である。

[0475] 次に、第３関係式によって、第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}と同じである。第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は１である。

[0476] 第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。これにより、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}が求められる。この結果、前進の第９速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３５に示す通りであるとき、前

進の第９速の減速比は約０．６２である。

[0477] 後進の第１速では、第２関係式によって、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}を求める。第２サンギヤ２１の回転数比N_{a2}は１である。第２リングギヤ２３の回転数比N_{b2}は０である。

[0478] 次に、第３関係式によって、第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は、第２キャリア２４の回転数比N_{c2}と同じである。第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は０である。

[0479] 第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。これにより、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}が求められる。この結果、後進の第１速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３５に示す通りであるとき、後進の第１速の減速比は約－６．３２である。

[0480] 後進の第２速では、第１関係式によって、第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}を求める。第１サンギヤ１１の回転数比N_{a1}は１である。第１キャリア１４の回転数比N_{c1}は０である。

[0481] 第１リングギヤ１３の回転数比N_{b1}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。これにより、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}が求められる。この結果、後進の第２速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３５に示す通りであるとき、後進の第２速の減速比は約－２．３７である。

[0482] 代替の前進の第９速では、第３関係式によって、第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}を求める。第３サンギヤ３１の回転数比N_{a3}は０である。第３キャリア３４の回転数比N_{c3}は１である。

[0483] 第３リングギヤ３３の回転数比N_{b3}は、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}と同じである。これにより、第４キャリア４４の回転数比N_{c4}が求められる。この結果、代替の前進の第９速における減速比が求められる。たとえば、第１～第４遊星歯車機構１～４における歯数比が図３５に示す通りであるとき、代替の前進の第９速の減速比は約０．７０である。

[0484] なお、図３４中に示す段間比とは、各変速段の減速比間の比を表す。詳細には、隣同士の変速段の減速比について、低速段の減速比を高速段の減速比で除した値を段間比という。総段間比とは、最低速段の減速比を最高速段の減速比で除した値をいう。本実施形態の遊星歯車式変速機１００は、前進９段の速度段を有している。本実施形態の遊星歯車式変速機１００の総段間比は、前進の第１速の減速比を、前進の第９速の減速比で除した値である。

[0485] 本実施形態の遊星歯車式変速機１００は、前進の速度段を９段有するとともに後進の速度段を２段有しており、遊星歯車式変速機１００の速度段が増加している。前進９段、後進２段の速度段を実現するために、遊星歯車式変速機１００は４つの遊星歯車機構と合計７つのクラッチおよびブレーキとを有しており、部品数が低減している。図３４に示す総段間比は８．９８であり、総段間比が拡大している。前進９段の速度段の段間比は、１．１９～１．４３の範囲にあり、段間比のばらつきが低減されている。

[0486] 今回開示された実施の形態はすべての点で例示であって制限的なものではないと考えられるべきである。本発明の範囲は上記した説明ではなくて請求の範囲によって示され、請求の範囲と均等の意味および範囲内でのすべての変更が含まれることが意図される。

符号の説明

[0487] １　第１遊星歯車機構、２　第２遊星歯車機構、３　第３遊星歯車機構、４　第４遊星歯車機構、７　入力軸、９　ケーシング、１０　出力軸、１１　第１サンギヤ、１２　第１プラネタリギヤ、１３　第１リングギヤ、１４　第１キャリア、２１　第２サンギヤ、２２　第２プラネタリギヤ、２３　第２リングギヤ、２４　第２キャリア、３１　第３サンギヤ、３２　第３プラネタリギヤ、３３　第３リングギヤ、３４　第３キャリア、４１　第４サンギヤ、４２　第４プラネタリギヤ、４３　第４リングギヤ、４４　第４キャリア、５１　第１クラッチ、５２　第２クラッチ、５３　第３クラッチ、６１　第１ブレーキ、６２　第２ブレーキ、６３　第３ブレーキ、６４　第４ブレーキ、８１　第１中間軸、８２　第２中間軸、１００　遊星歯車式変

速機。

請求の範囲

[請求項1] 回転軸を中心に回転するように構成された入力軸と、

前記回転軸を中心に回転するように構成された第１中間軸と、

前記回転軸を中心に回転するように構成された第２中間軸と、

第１サンギヤ、第１プラネタリギヤ、第１リングギヤ、および前記入力軸と一体的に回転するように構成された第１キャリアを有する第１遊星歯車機構と、

前記第２中間軸と一体的に回転するように構成された第２サンギヤ、第２プラネタリギヤ、前記入力軸と一体的に回転するように構成された第２リングギヤ、および前記第１リングギヤと一体的に回転するように構成された第２キャリアを有する第２遊星歯車機構と、

前記第２中間軸と一体的に回転するように構成された第３サンギヤ、第３プラネタリギヤ、第３リングギヤ、および第３キャリアを有する第３遊星歯車機構と、

前記第１中間軸と一体的に回転するように構成された第４サンギヤ、第４プラネタリギヤ、前記第３キャリアと一体的に回転するように構成された第４リングギヤ、および動力を出力するように構成された第４キャリアを有する第４遊星歯車機構と、

前記第１リングギヤおよび前記第２キャリアと前記第３リングギヤとを連結するように構成された第１クラッチと、

前記第１中間軸と前記第２キャリアとを連結するように構成された第２クラッチと、

前記第１中間軸と前記第２中間軸とを連結するように構成された第３クラッチと、

前記第１サンギヤの回転を制動するように構成された第１ブレーキと、

前記第３リングギヤの回転を制動するように構成された第２ブレーキと、

前記第４リングギヤおよび前記第３キャリアの回転を制動するように構成された第３ブレーキと、

を備える、遊星歯車式変速機。

[請求項2] 回転軸を中心に回転するように構成された入力軸と、

前記回転軸を中心に回転するように構成された第１中間軸と、

前記入力軸と一体的に回転するように構成された第１サンギヤ、第１プラネタリギヤ、第１リングギヤ、および第１キャリアを有する第１遊星歯車機構と、

前記第１リングギヤと一体的に回転するように構成された第２サンギヤ、第２プラネタリギヤ、前記入力軸と一体的に回転するように構成された第２リングギヤ、および前記第１中間軸と一体的に回転するように構成された第２キャリアを有する第２遊星歯車機構と、

前記第１リングギヤと一体的に回転するように構成された第３サンギヤ、第３プラネタリギヤ、第３リングギヤ、および第３キャリアを有する第３遊星歯車機構と、

第４サンギヤ、第４プラネタリギヤ、前記第３キャリアと一体的に回転するように構成された第４リングギヤ、および動力を出力するように構成された第４キャリアを有する第４遊星歯車機構と、

前記第１中間軸と前記第４サンギヤとを連結するように構成された第１クラッチと、

前記第１中間軸と前記第４キャリアとを連結するように構成された第２クラッチと、

前記第１リングギヤ、前記第２サンギヤおよび前記第３サンギヤと前記第４サンギヤとを連結するように構成された第３クラッチと、

前記第１キャリアの回転を制動するように構成された第１ブレーキと、

前記第３リングギヤの回転を制動するように構成された第２ブレーキと、

前記第４リングギヤおよび前記第３キャリアの回転を制動するように構成された第３ブレーキと、

を備える、遊星歯車式変速機。

[請求項3] 回転軸を中心に回転するように構成された入力軸と、

前記回転軸を中心に回転するように構成された第１中間軸と、

前記回転軸を中心に回転するように構成された第２中間軸と、

前記入力軸と一体的に回転するように構成された第１サンギヤ、第１プラネタリギヤ、第１リングギヤ、および第１キャリアを有する第１遊星歯車機構と、

前記入力軸と一体的に回転するように構成された第２サンギヤ、第２プラネタリギヤ、第２リングギヤ、前記第１リングギヤと一体的に回転するように構成された第２キャリアを有する第２遊星歯車機構と、

前記第２キャリアと一体的に回転するように構成された第３サンギヤ、第３プラネタリギヤ、第３リングギヤ、前記第２中間軸と一体的に回転するように構成された第３キャリアを有する第３遊星歯車機構と、

前記第１中間軸と一体的に回転するように構成された第４サンギヤ、第４プラネタリギヤ、前記第２中間軸と一体的に回転するように構成された第４リングギヤ、前記第３リングギヤと一体的に回転するとともに動力を出力するように構成された第４キャリアを有する第４遊星歯車機構と、

前記入力軸と前記第１中間軸とを連結するように構成された第１クラッチと、

前記入力軸と前記第２中間軸とを連結するように構成された第２クラッチと、

前記第２中間軸と、前記第１リングギヤ、前記第２キャリアおよび前記第３サンギヤとを連結するように構成された第３クラッチと、

前記第１リングギヤ、前記第２キャリアおよび前記第３サンギヤの回転を制動するように構成された第１ブレーキと、

前記第１キャリアの回転を制動するように構成された第２ブレーキと、

前記第２リングギヤの回転を制動するように構成された第３ブレーキと、

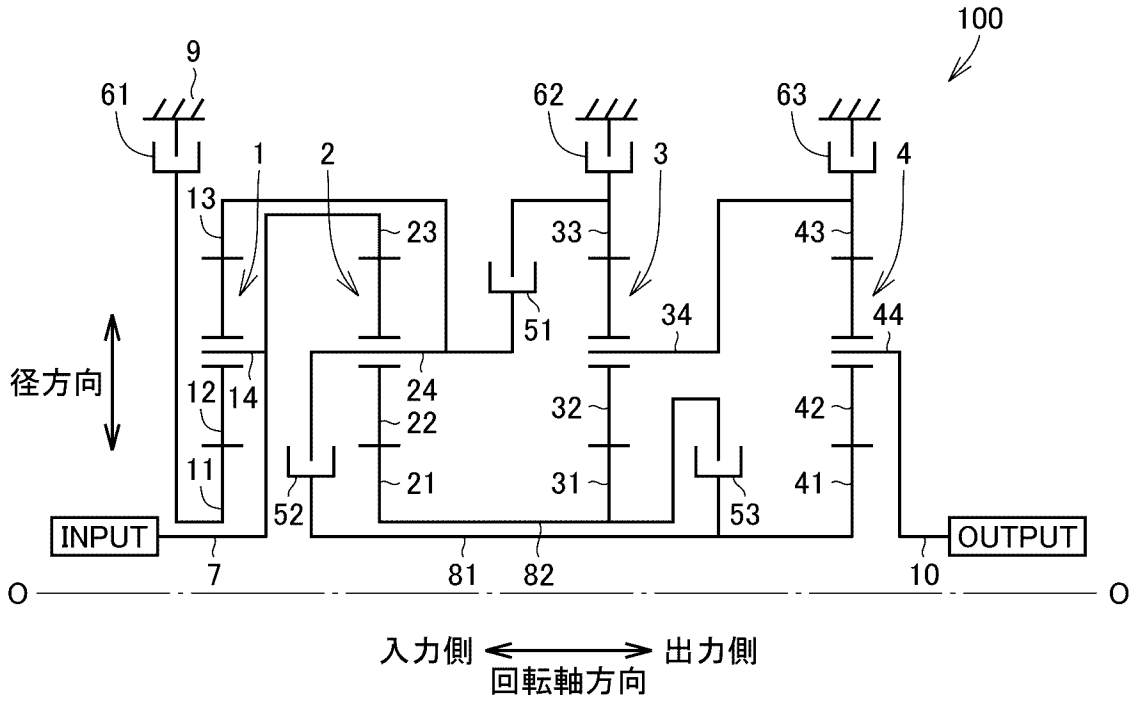
前記第３キャリア、前記第４リングギヤおよび前記第２中間軸の回転を制動するように構成された第４ブレーキと、

を備える、遊星歯車式変速機。

[請求項4] 前記第４キャリアと一体的に回転するように構成された出力軸をさらに備える、請求項１～３のいずれか１項に記載の遊星歯車式変速機。

[請求項5] 前記第１遊星歯車機構、前記第２遊星歯車機構、前記第３遊星歯車機構、前記第４遊星歯車機構は、回転軸方向に沿って、この順に配置される、請求項１～４のいずれか１項に記載の遊星歯車式変速機。

[図1]



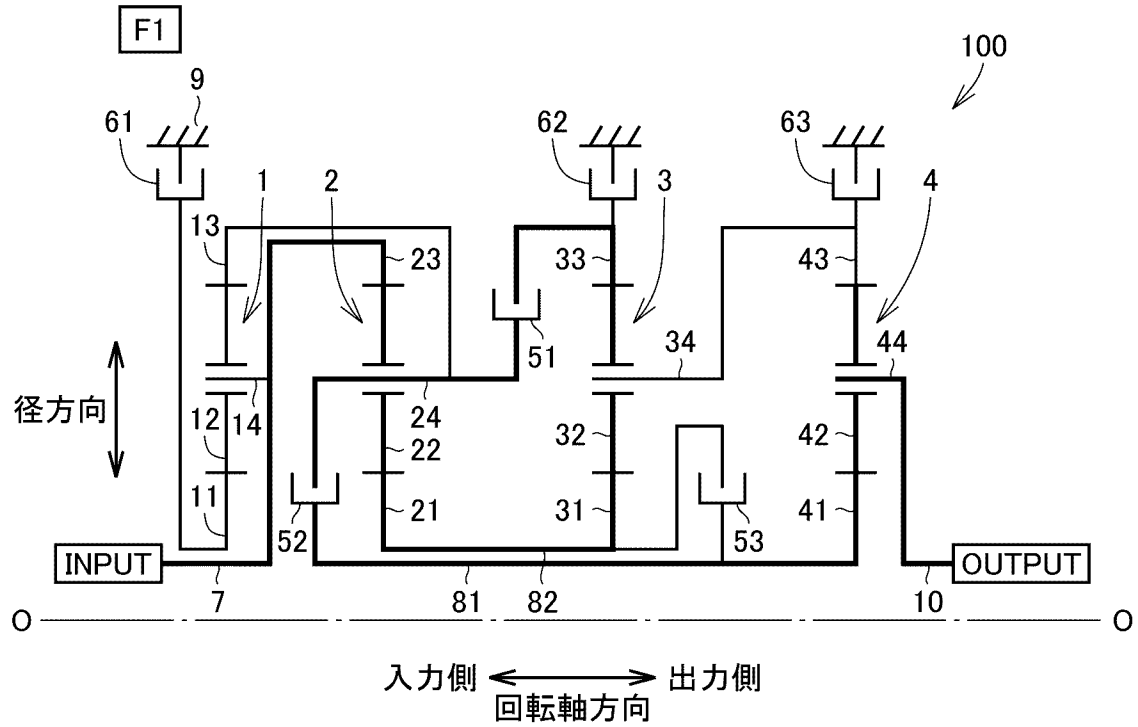
[図2]

	減速比	段間比	総段間比	クラッチ			ブレーキ		
				第1	第2	第3	第1	第2	第3
F1	7.32	1.57	12.43	×	×				×
F2	4.65	1.45			×			×	×
F3	3.20	1.45			×	×			×
F4	2.20	1.22			×		×		×
F5	1.80	1.38			×	×		×	
F6	1.30	1.30				×	×		×
F7	1.00	1.36		×	×	×			
F8	0.73	1.25				×	×	×	
F9	0.59	–		×	×		×		
R1	−3.99	2.13		×		×			×
R2	−1.87	–		×	×			×	
追加/代替 速度段									
F8’	0.95	–			×		×	×	
F9’	0.50	–		×		×	×		
R2’	−0.82	–		×		×		×	

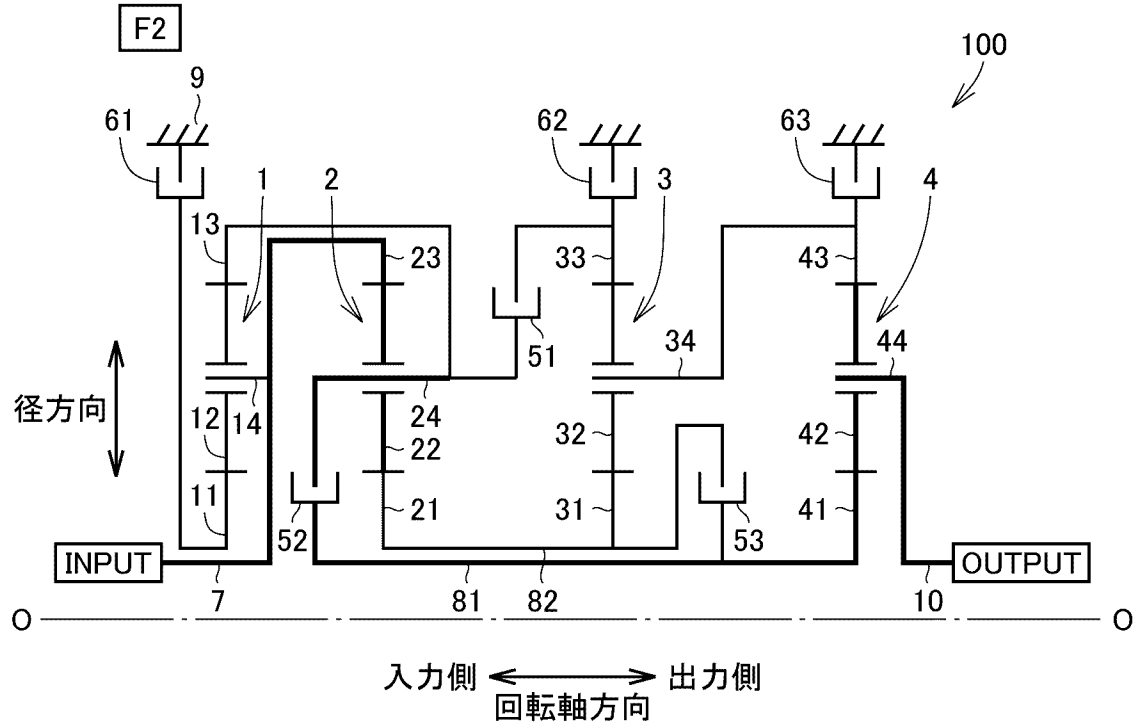
[図3]

	歯数比
第1遊星	2.20
第2遊星	2.20
第3遊星	1.83
第4遊星	2.20

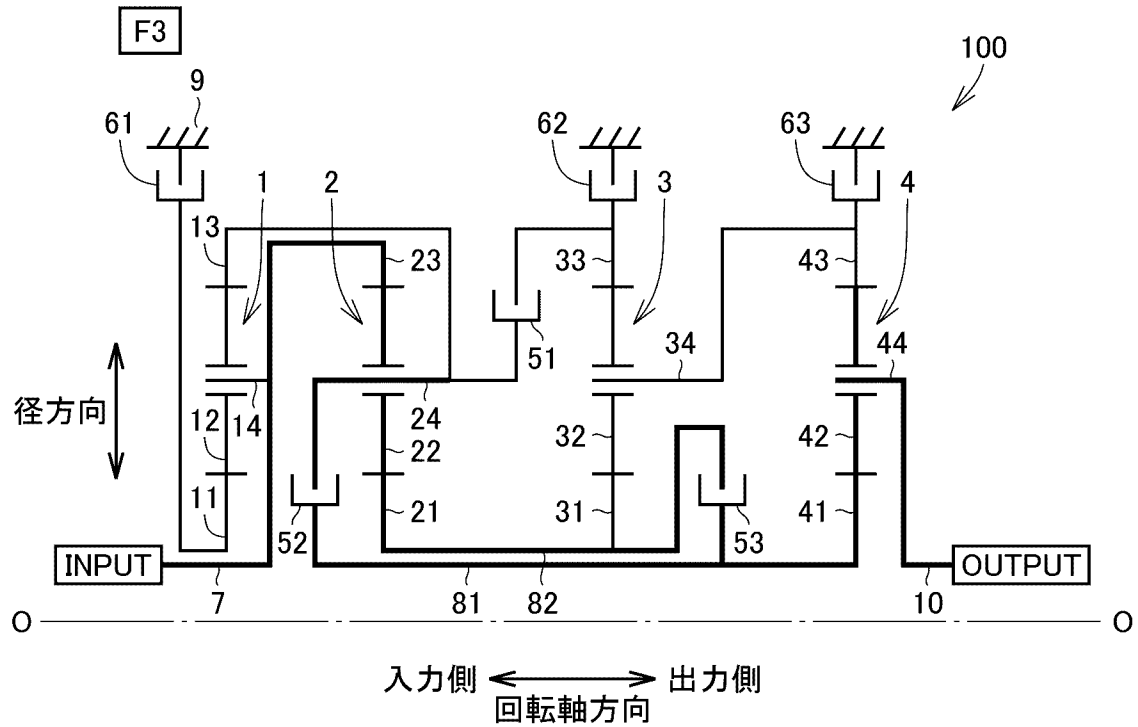
[図4]



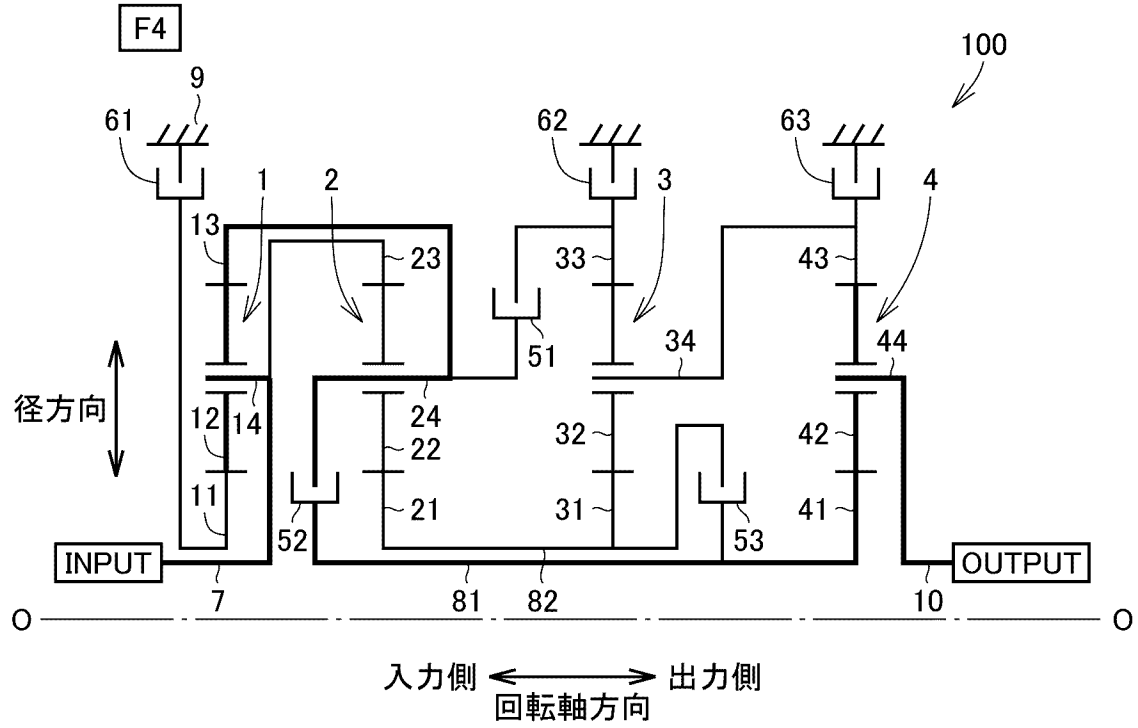
[図5]


F2
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

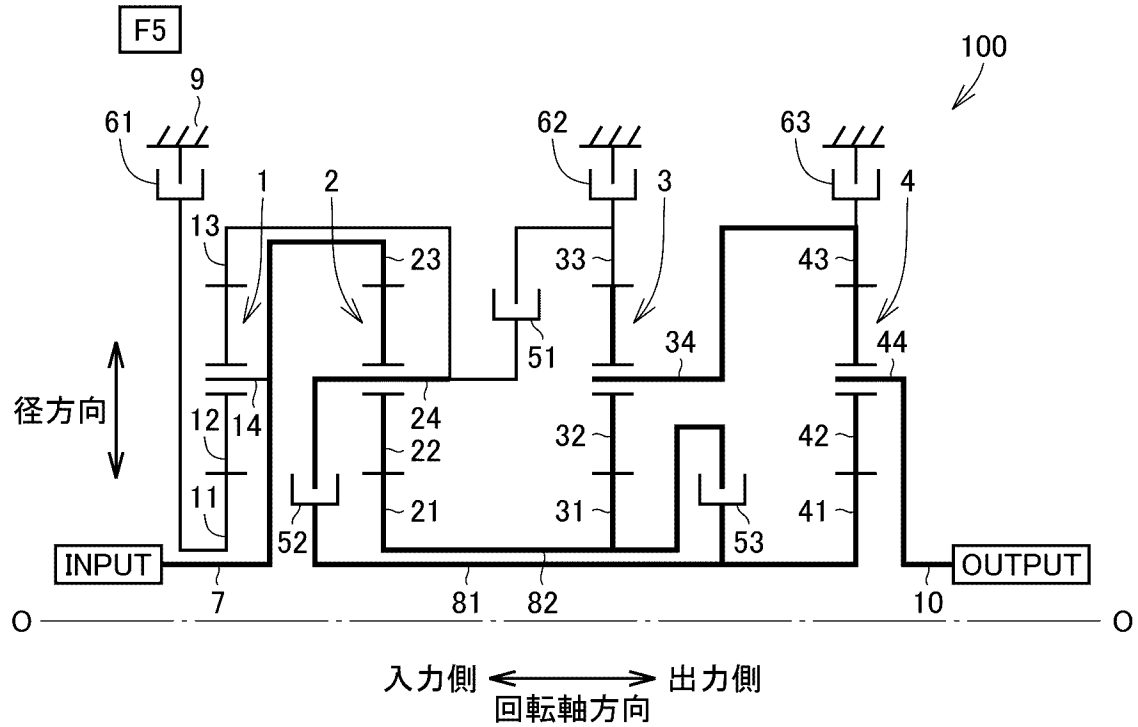
[図6]


F3
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

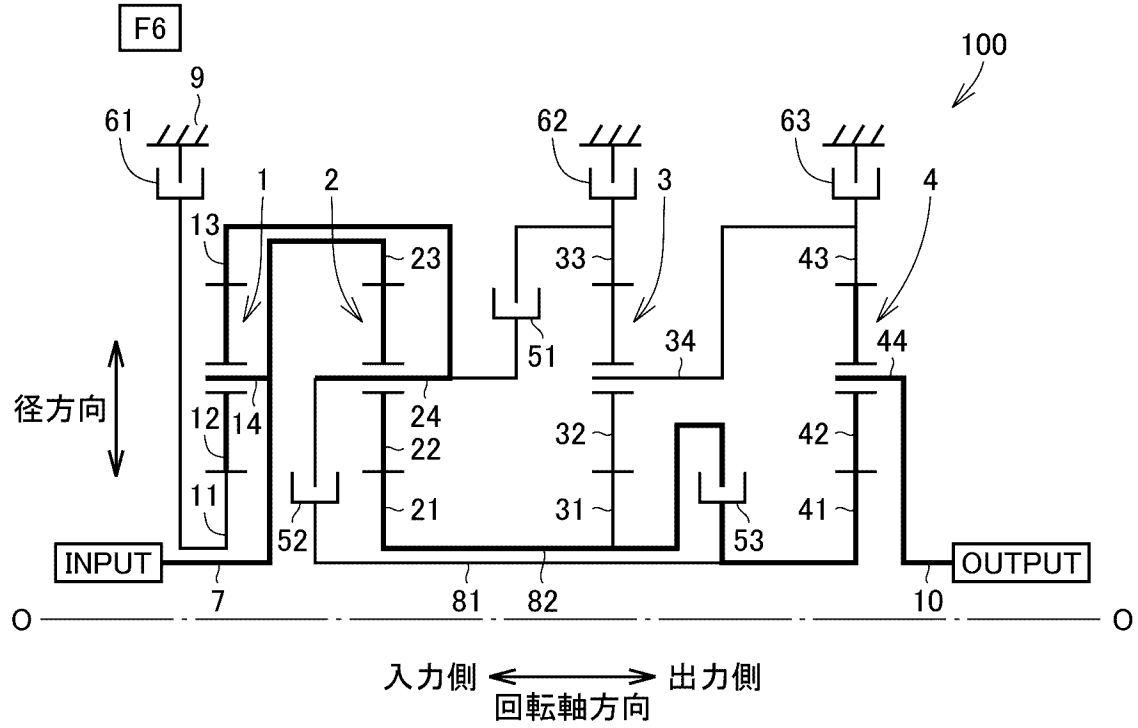
[図7]


F4
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

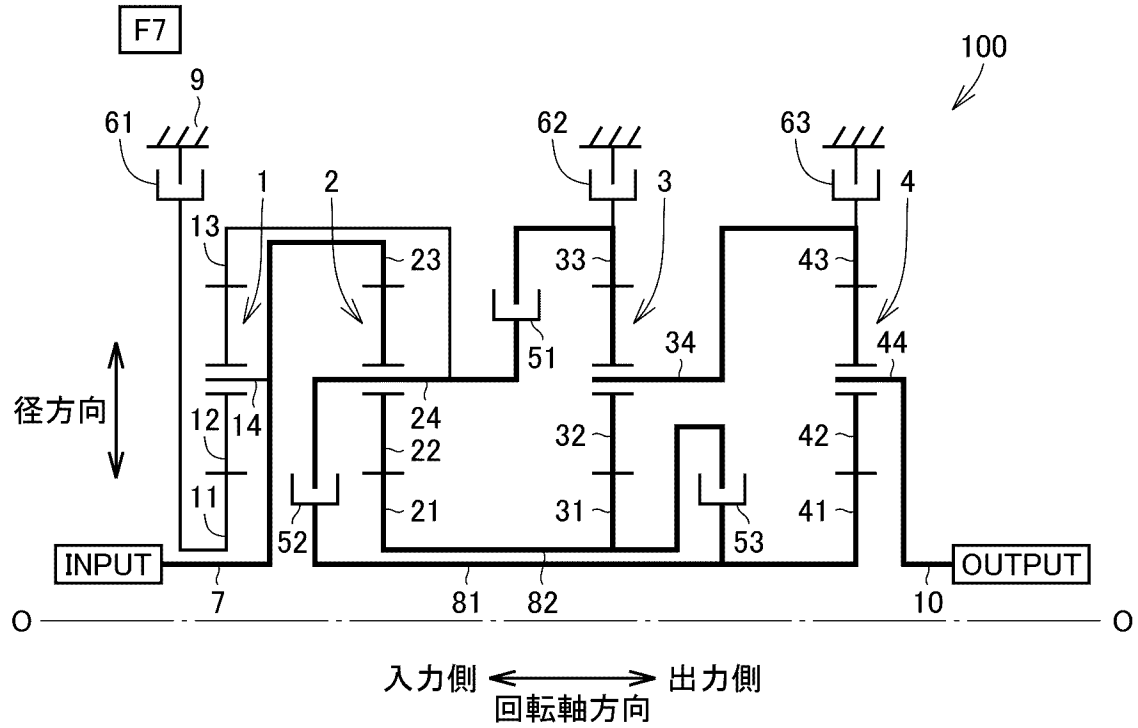
[図8]


F5
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

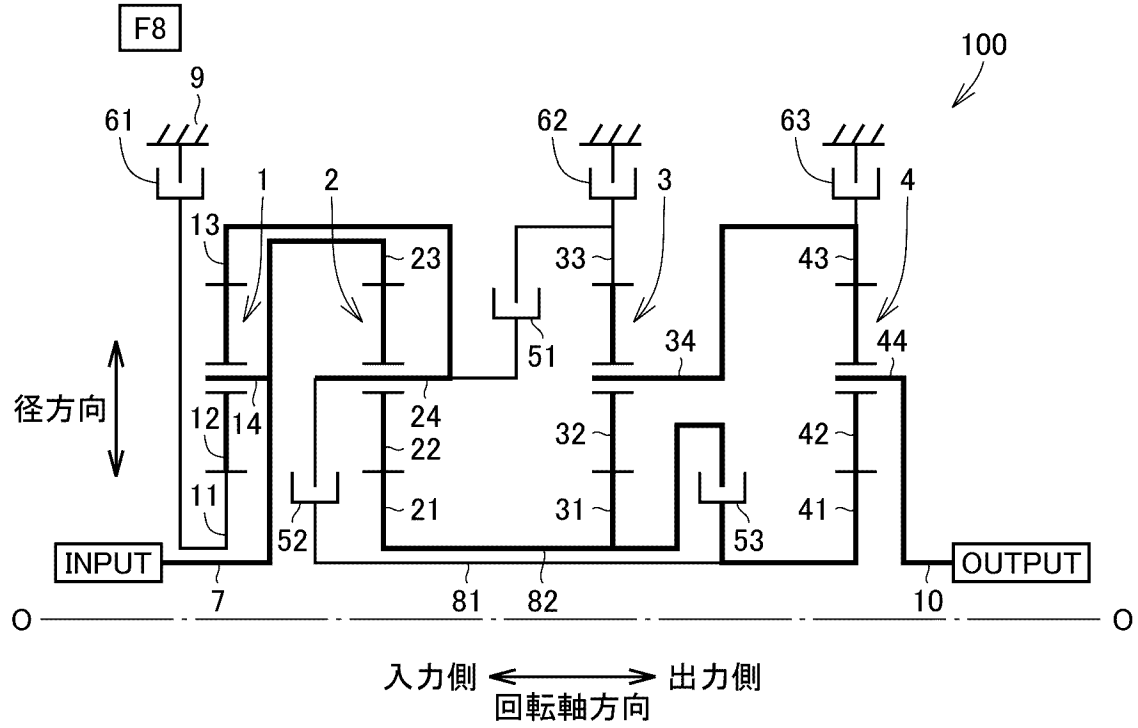
[図9]


F6
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

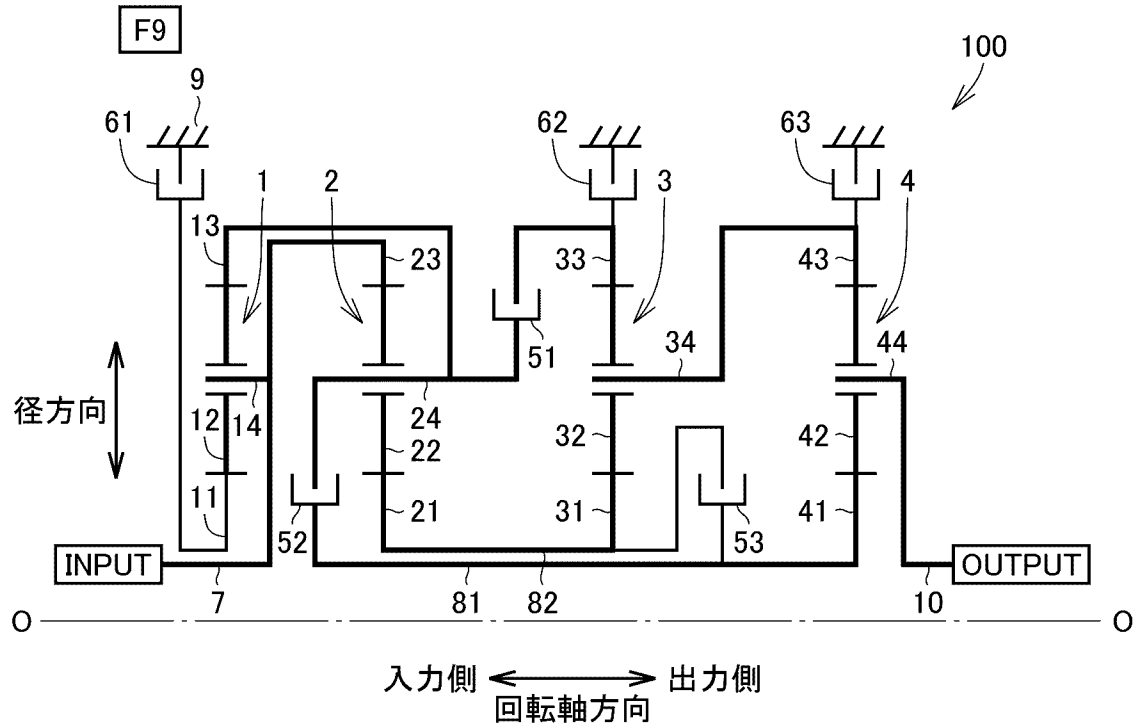
[図10]


F7
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

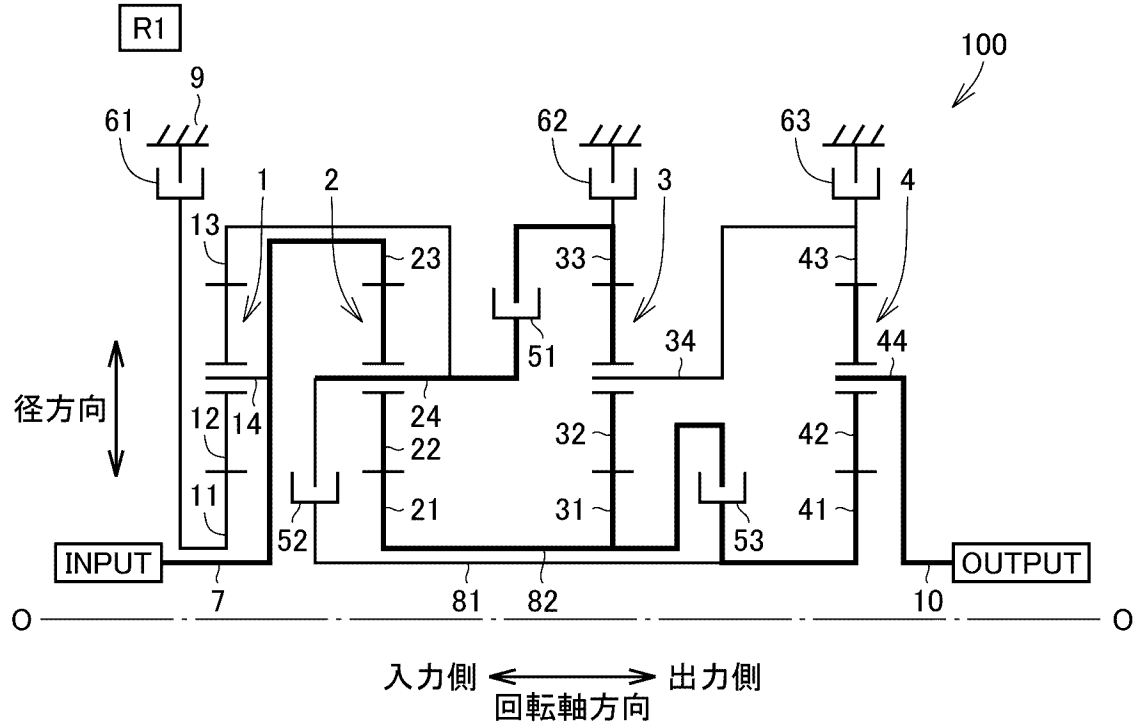
[図11]


F8
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

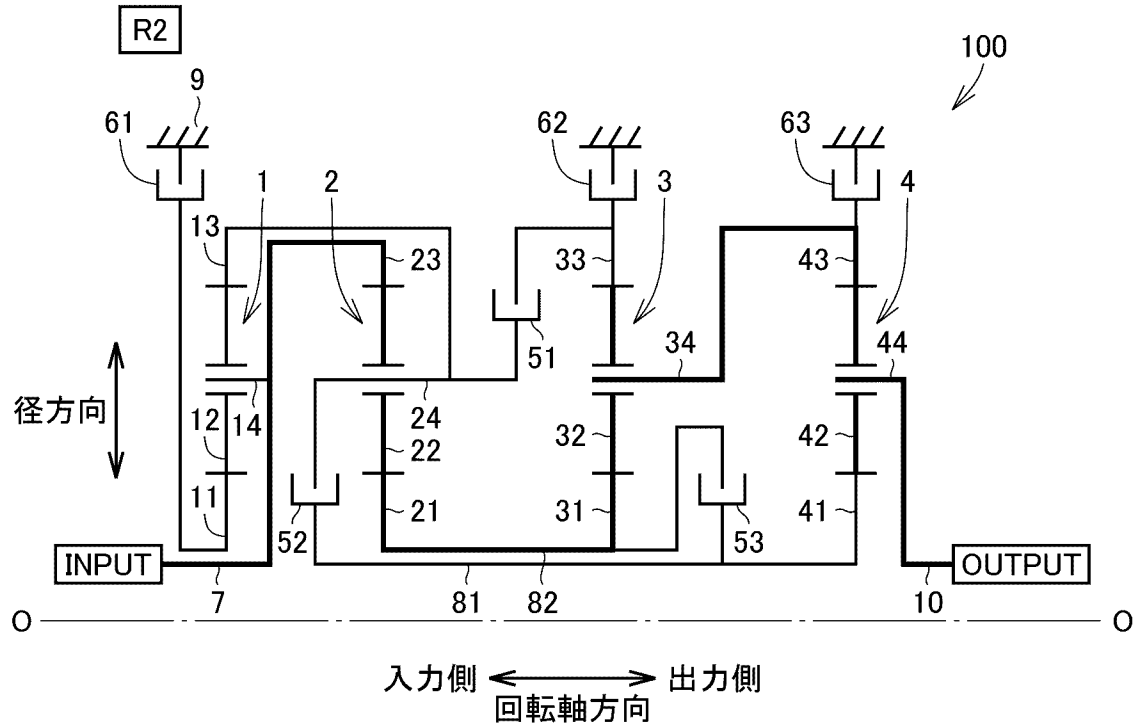
[図12]


F9
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

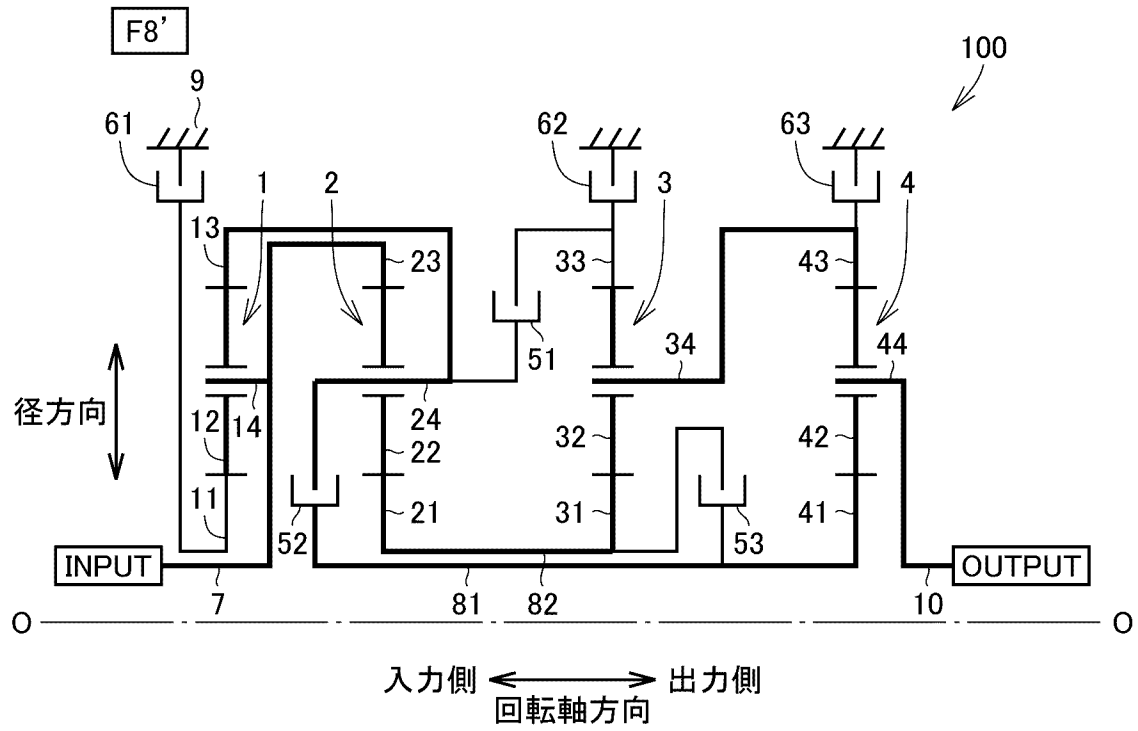
[図13]


R1
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

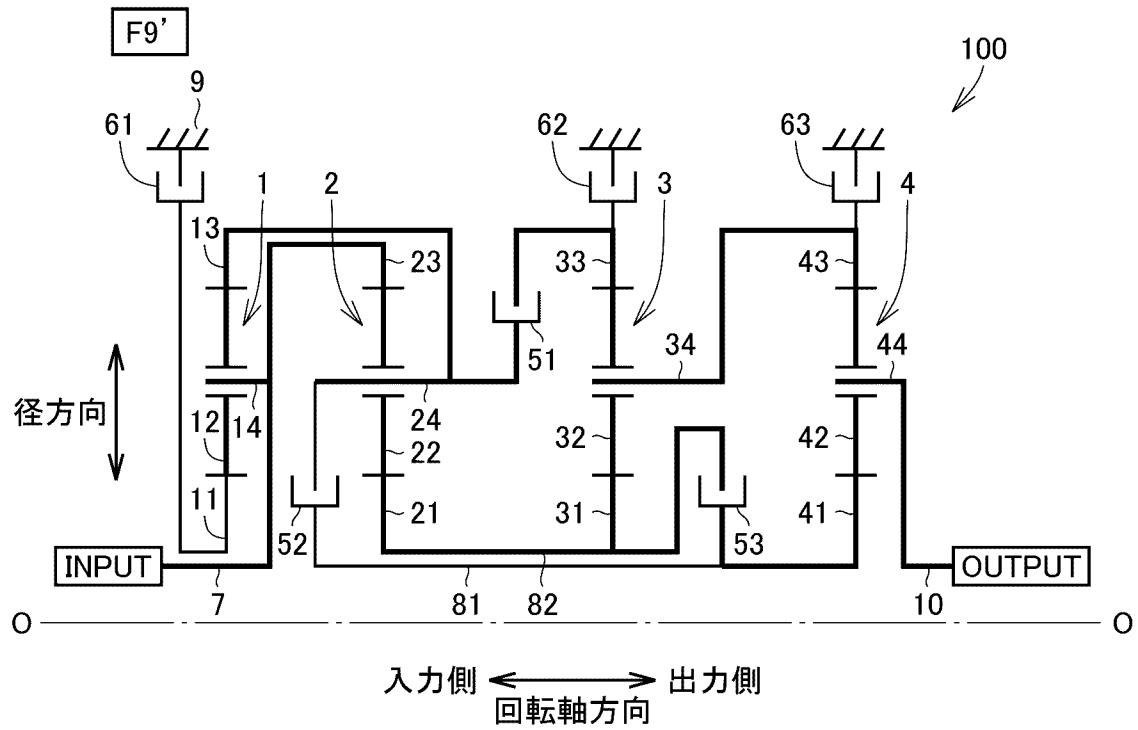
[図14]


R2
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

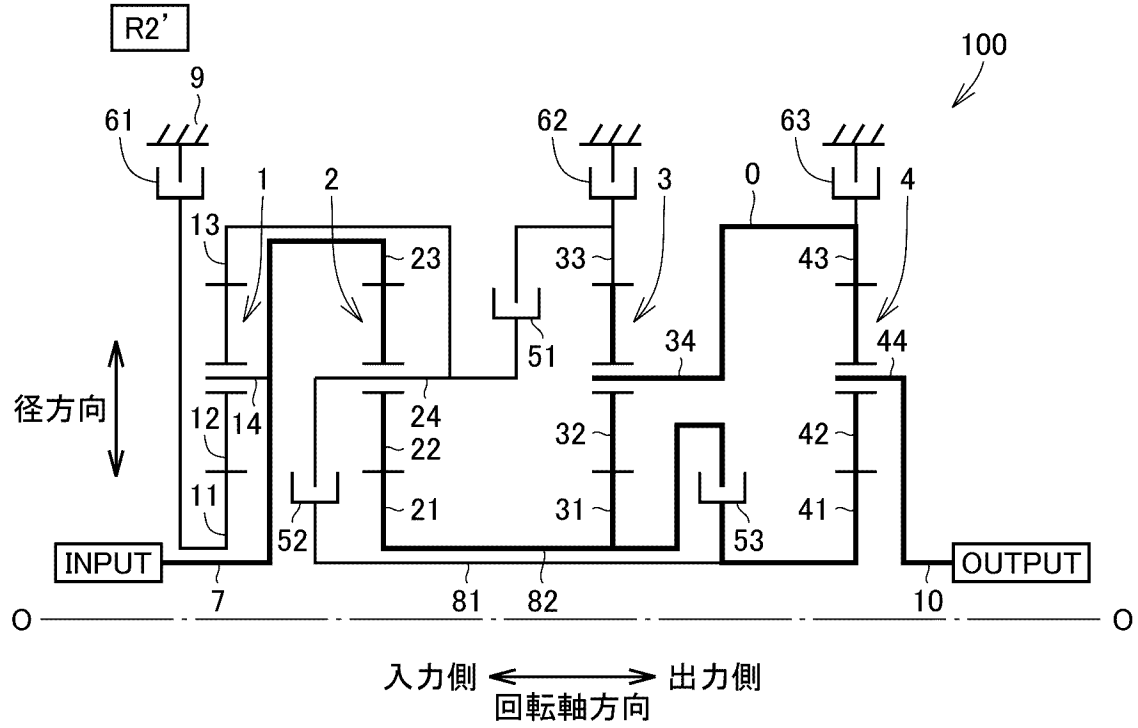
[図15]


F8'
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

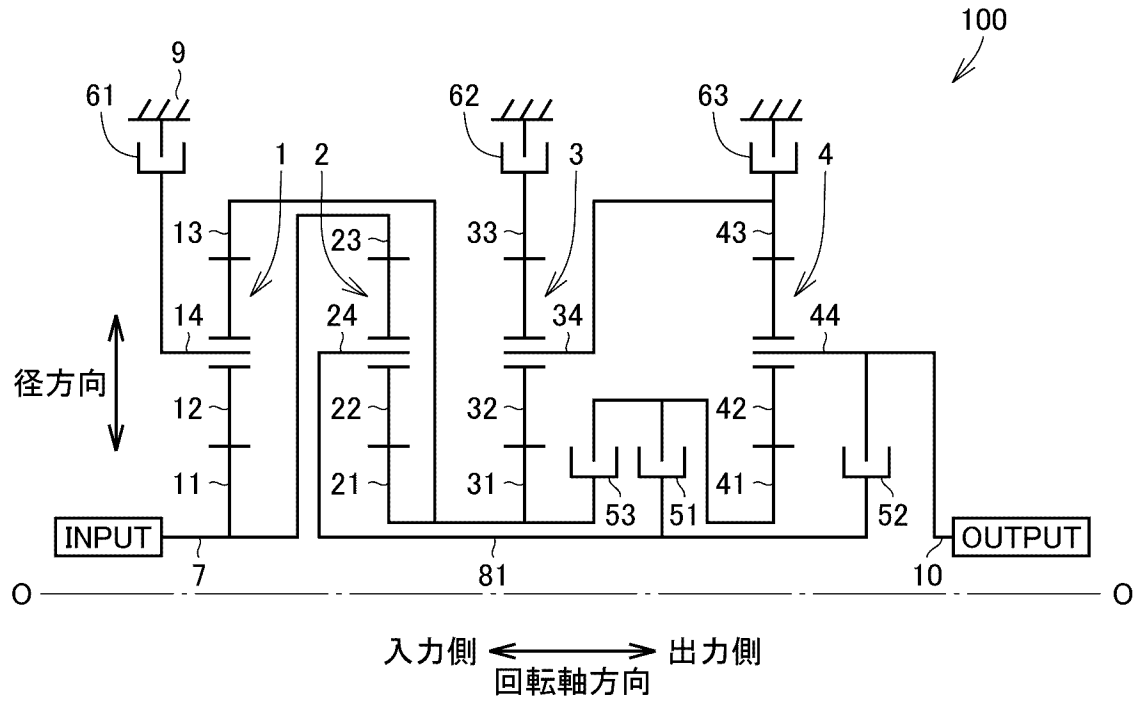
[図16]


F9'
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

[図17]


R2'
100
9
61
62
63
1
2
3
0
4
13
23
33
43
51
34
44
径方向
12
14
24
22
32
42
11
21
31
41
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

[図18]


100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

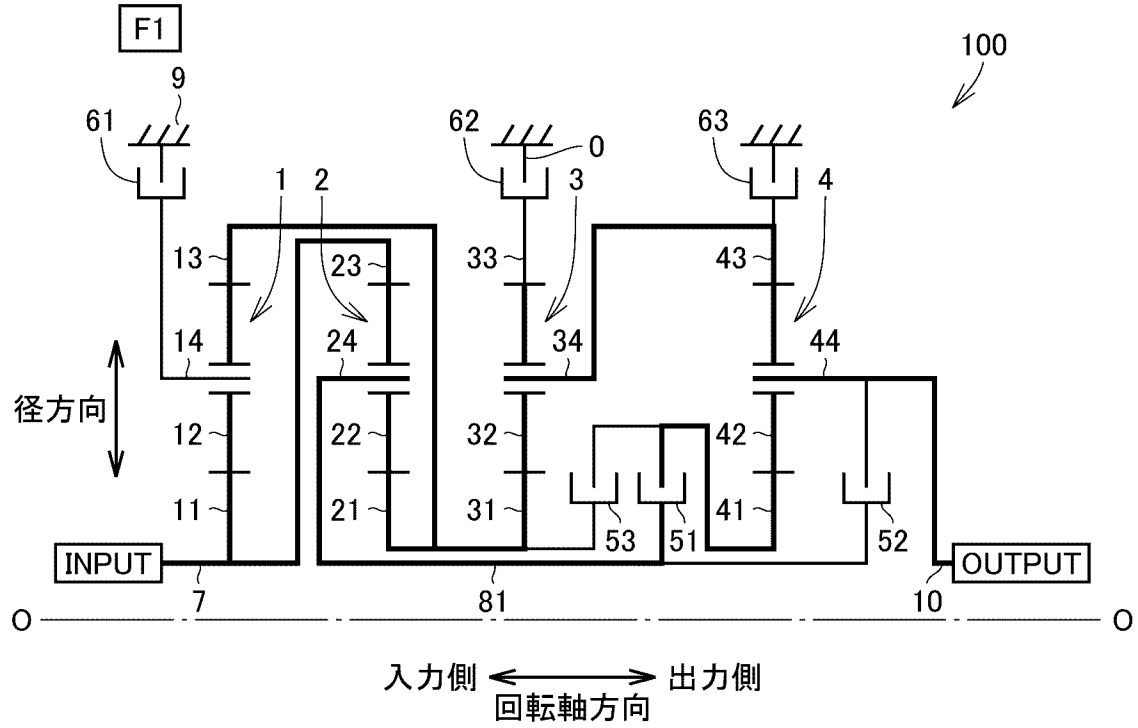
[図19]

	減速比	段間比	総段間比	クラッチ			ブレーキ		
				第1	第2	第3	第1	第2	第3
F1	6.91	1.53	10.11	×			×	×	
F2	4.50	1.19		×			×		×
F3	3.77	1.35		×				×	×
F4	2.80	1.46		×		×			×
F5	1.91	1.19		×		×		×	
F6	1.61	1.19			×		×	×	
F7	1.35	1.35			×			×	×
F8	1.00	1.46		×	×	×			
F9	0.68	−			×	×		×	
R1	−6.00	1.46				×	×		×
R2	−4.10	−				×	×	×	
追加/代替 速度段									
F9’	0.38	−			×	×			×

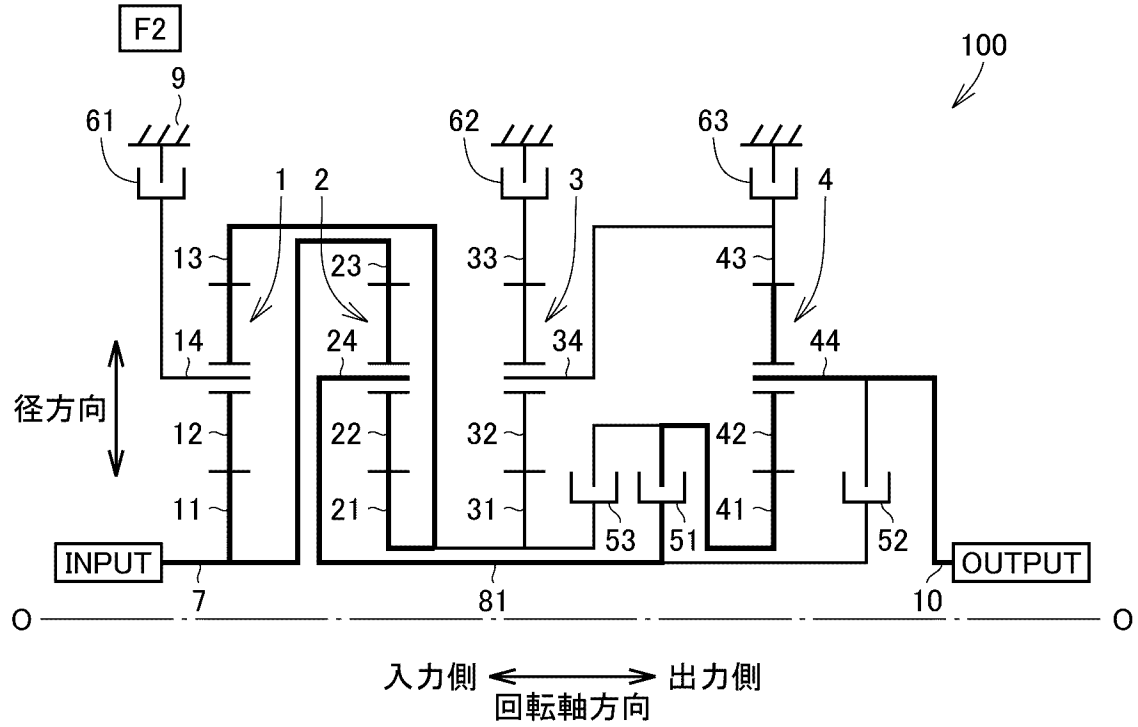
[図20]

	歯数比
第1遊星	2.14
第2遊星	2.88
第3遊星	2.88
第4遊星	1.80

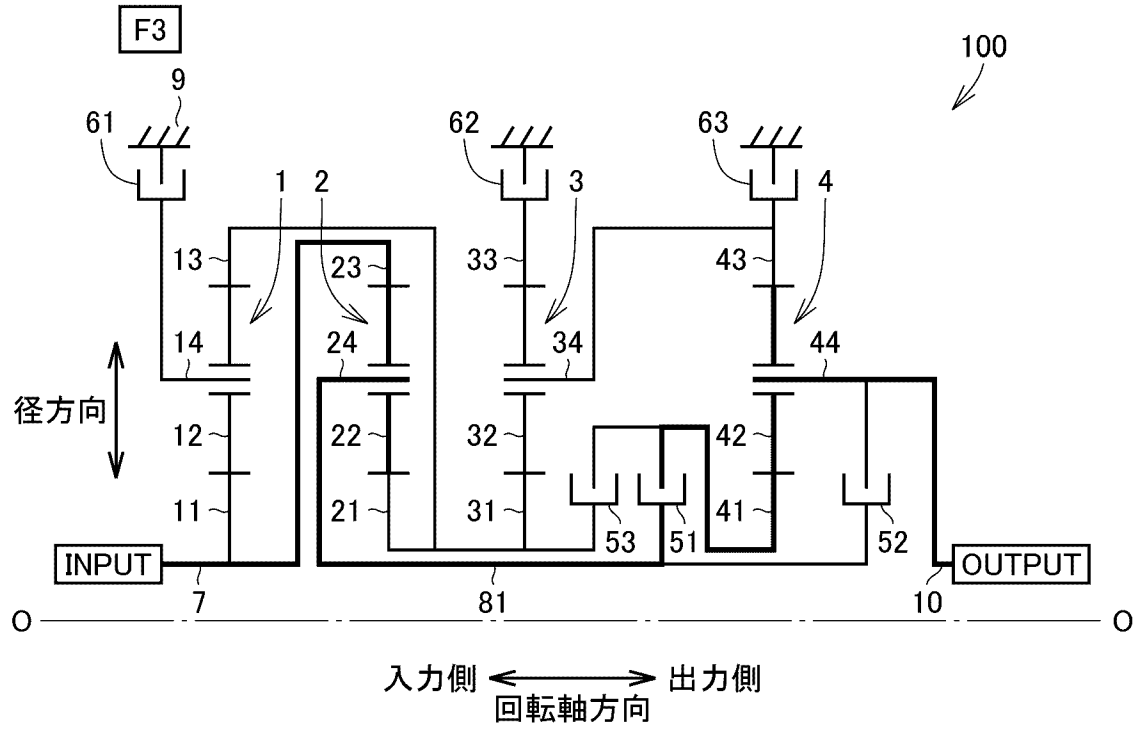
[図21]


F1
100
9
61
62
0
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

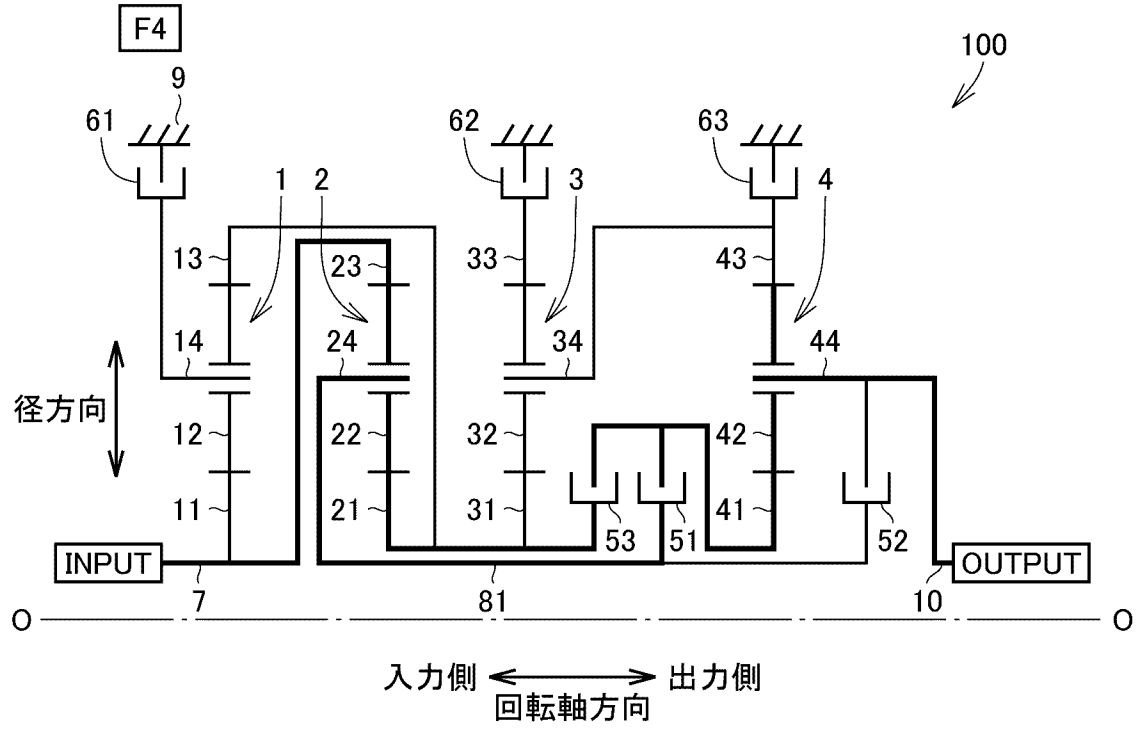
[図22]


F2
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

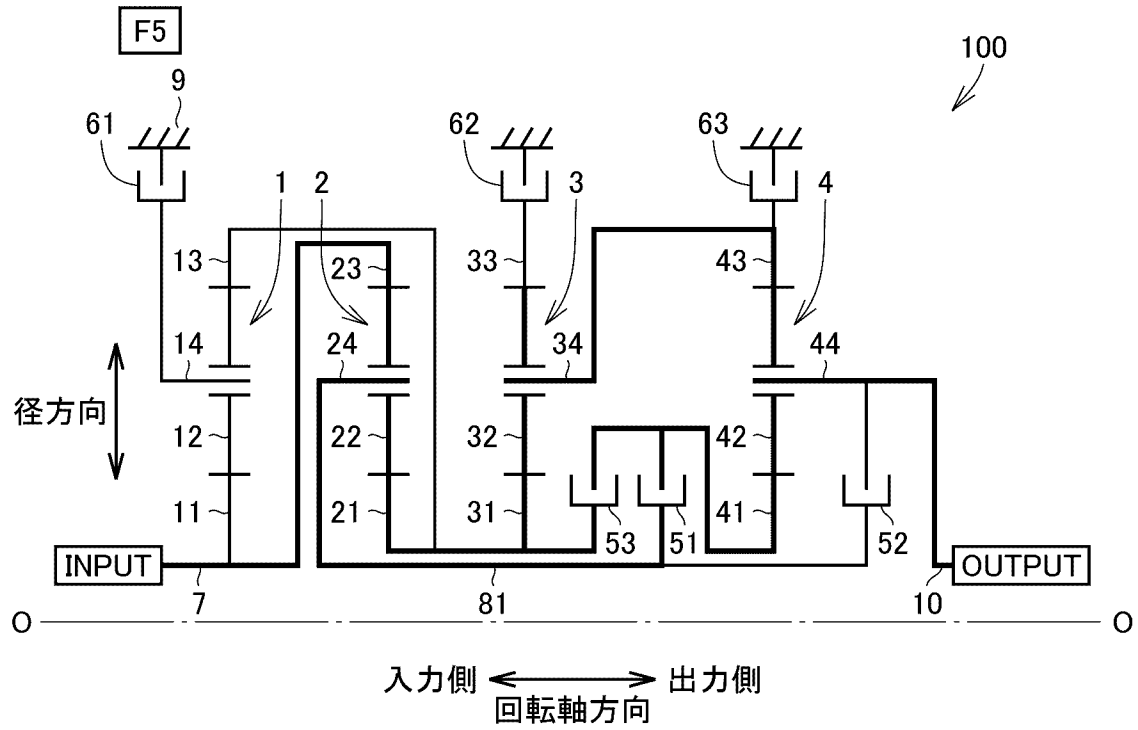
[図23]


F3
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

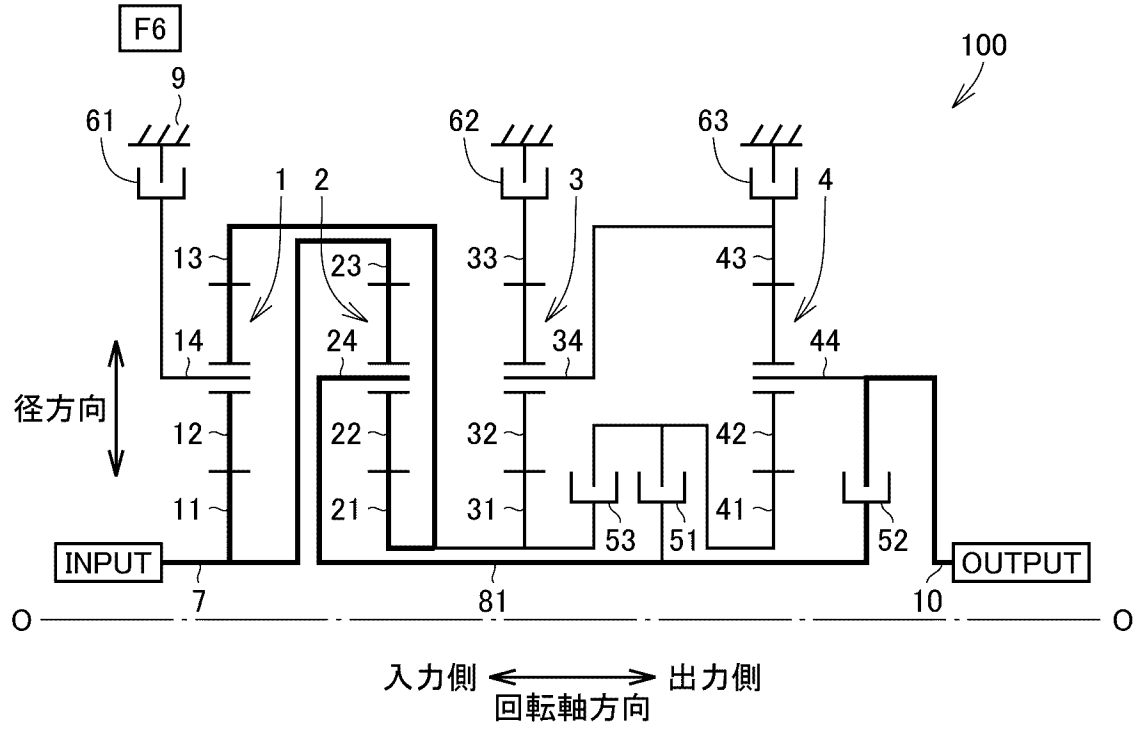
[図24]


F4
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

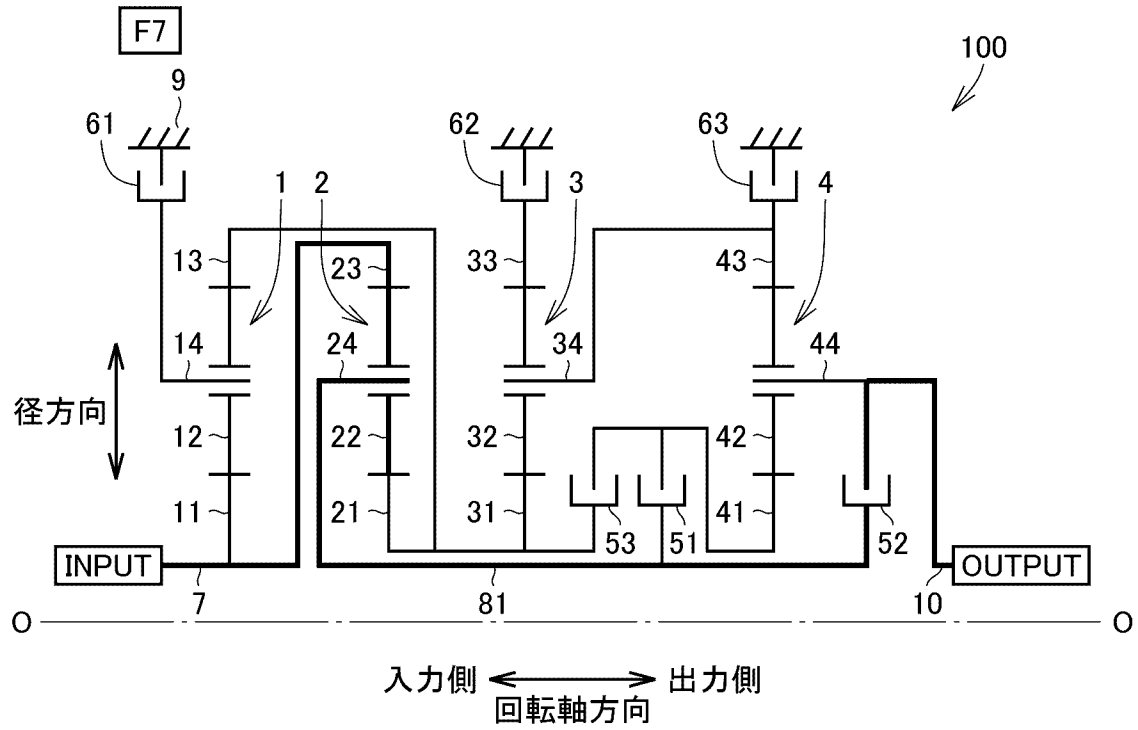
[図25]


F5
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

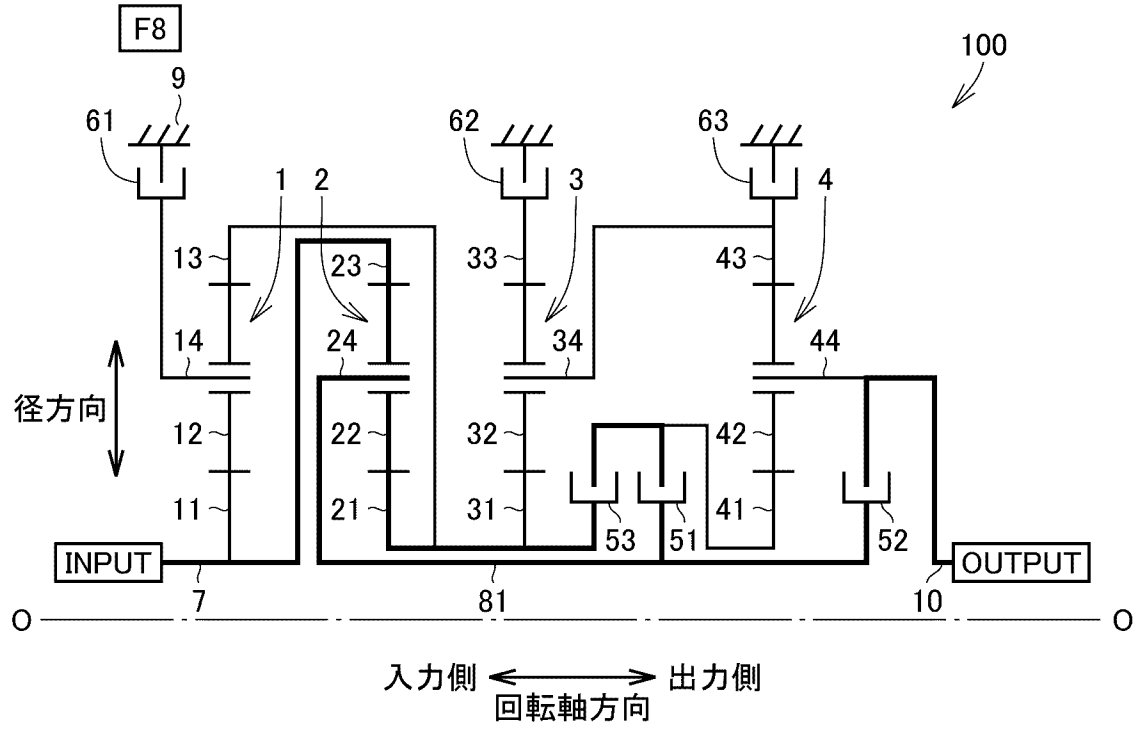
[図26]


F6
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

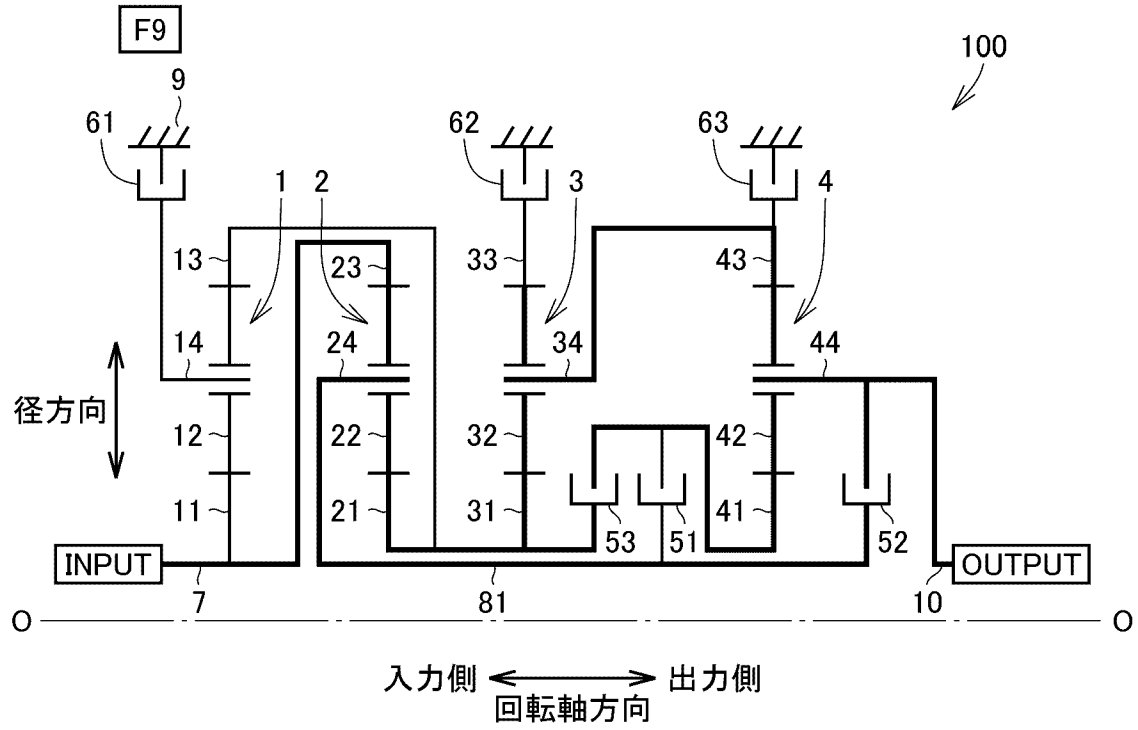
[図27]


F7
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

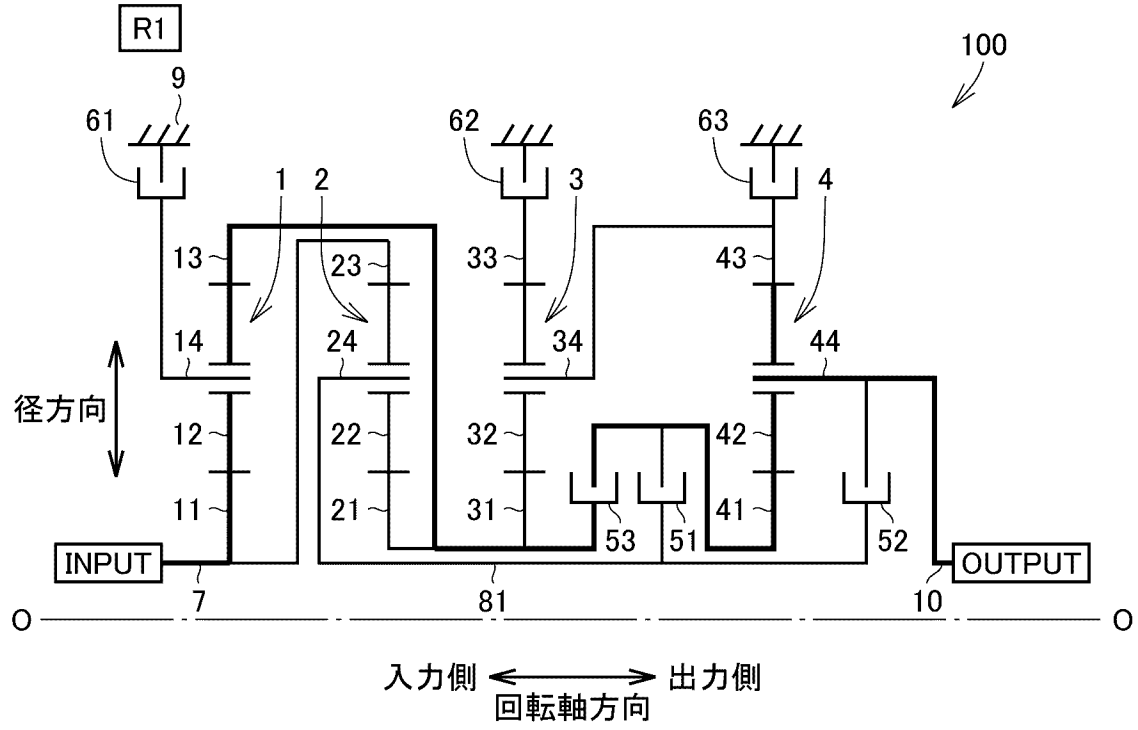
[図28]


F8
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

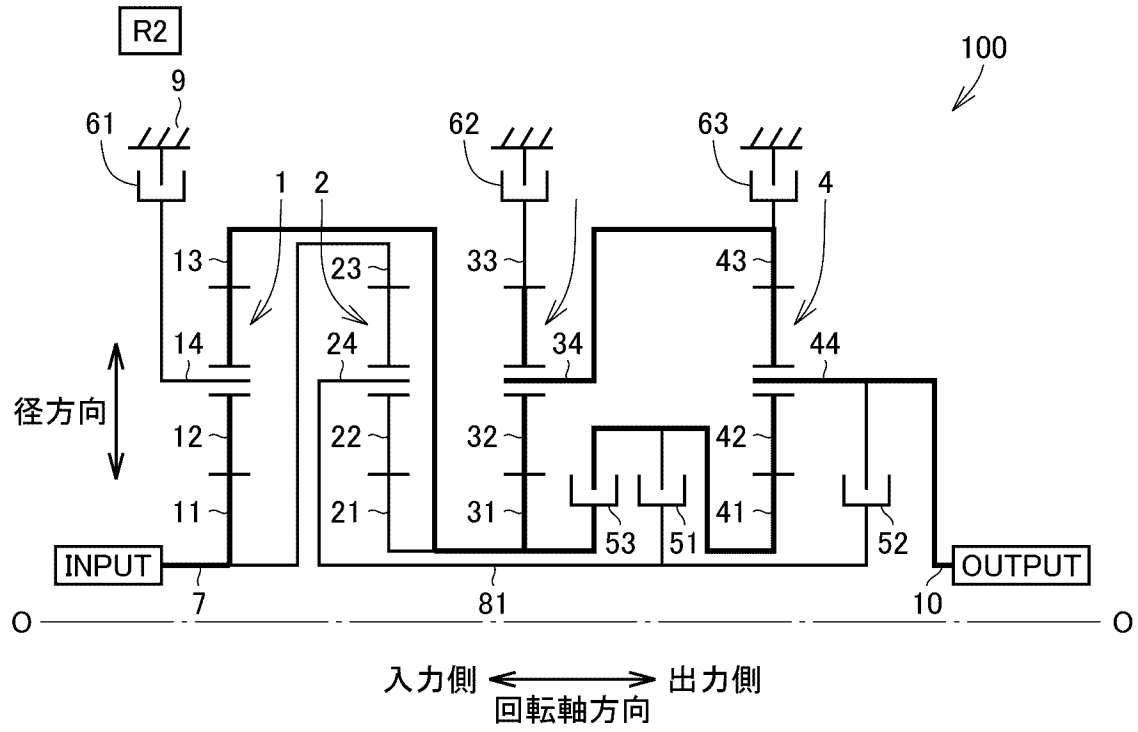
[図29]


F9
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

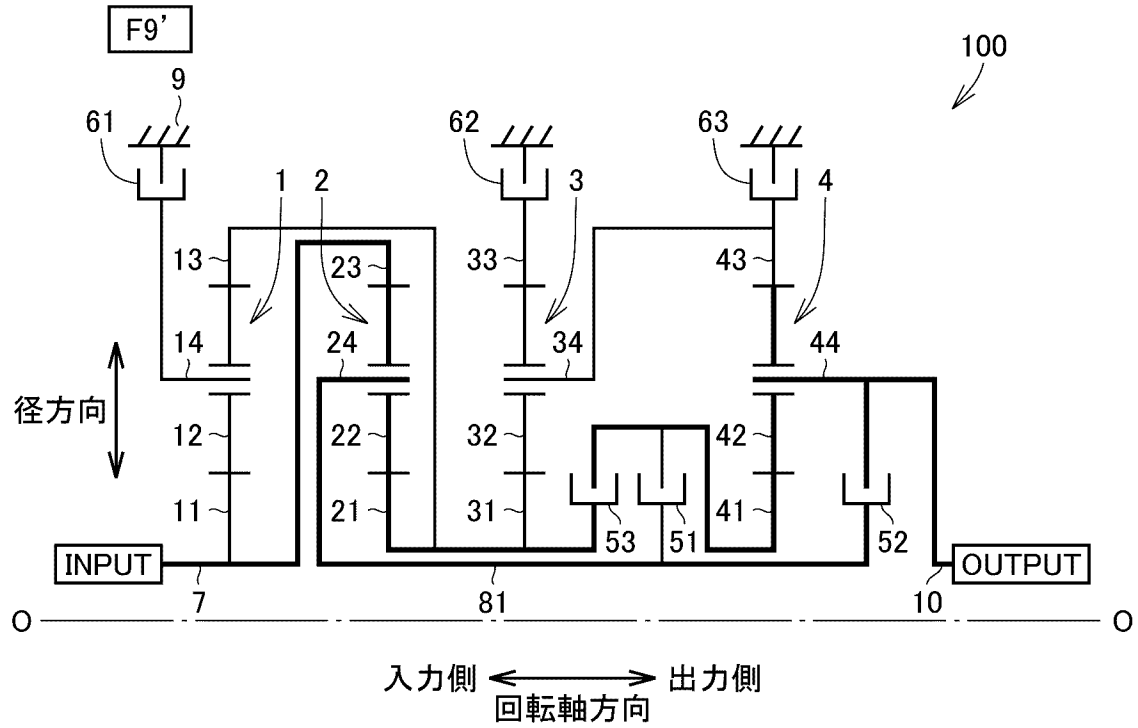
[図30]


R1
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

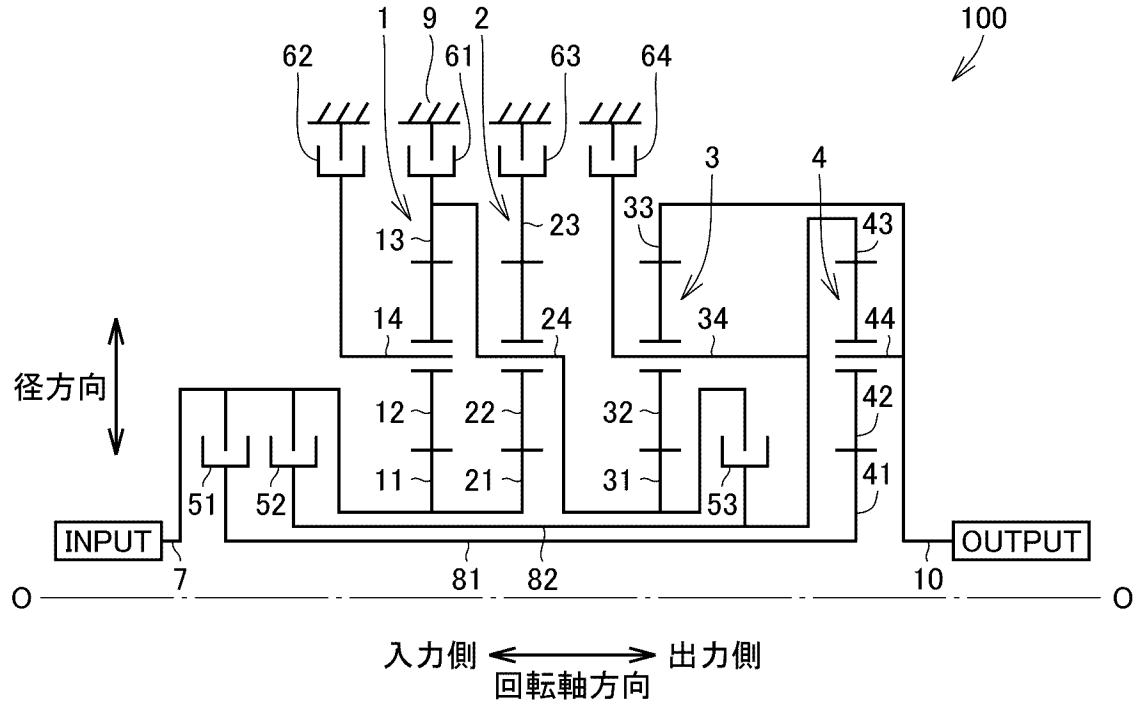
[図31]


R2
100
9
61
62
63
1
2
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

[図32]


F9'
100
9
61
62
63
1
2
3
4
13
23
33
43
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
53
51
52
INPUT
OUTPUT
7
81
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

[図33]



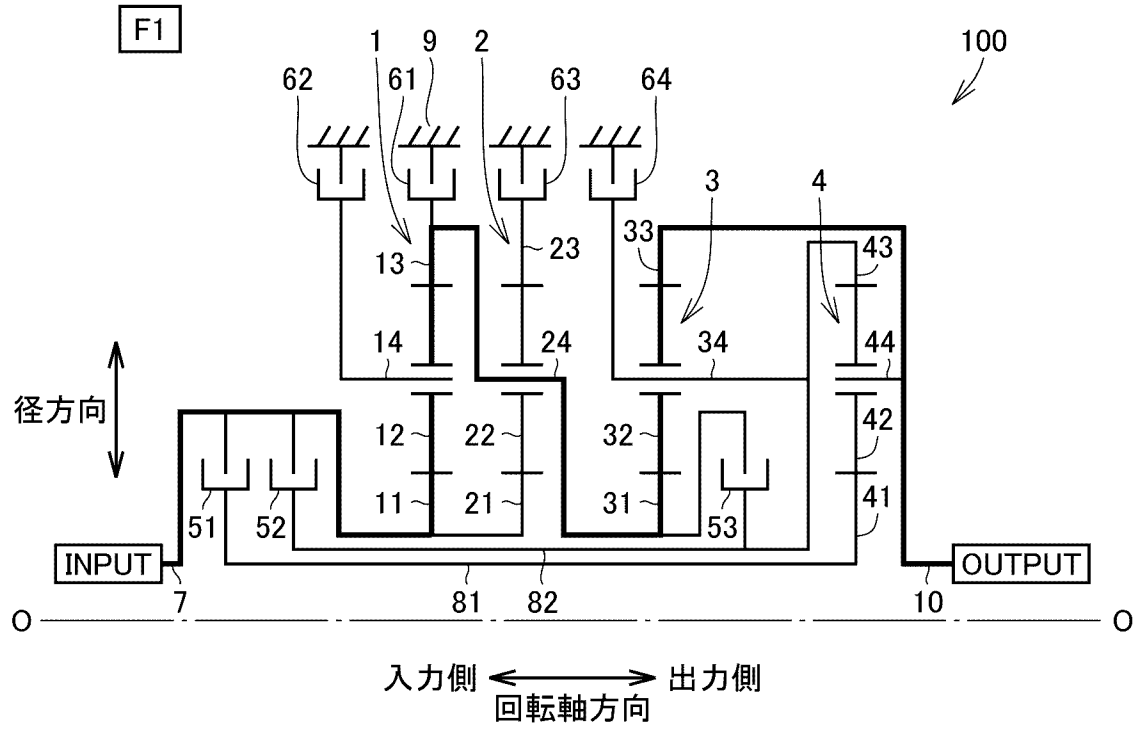
[図34]

	減速比	段間比	総段間比	クラッチ			ブレーキ			
				第1	第2	第3	第1	第2	第3	第4
F1	5.61	1.36	8.98					×		×
F2	4.13	1.30		×						×
F3	3.18	1.19		×				×		
F4	2.67	1.38				×			×	
F5	1.93	1.35		×			×			
F6	1.43	1.43		×					×	
F7	1.00	1.26		×	×					
F8	0.79	1.27			×				×	
F9	0.62	−			×			×		
R1	−6.32	2.67							×	×
R2	−2.37	−				×		×		
追加/代替 速度段										
F9’	0.70	−			×		×			

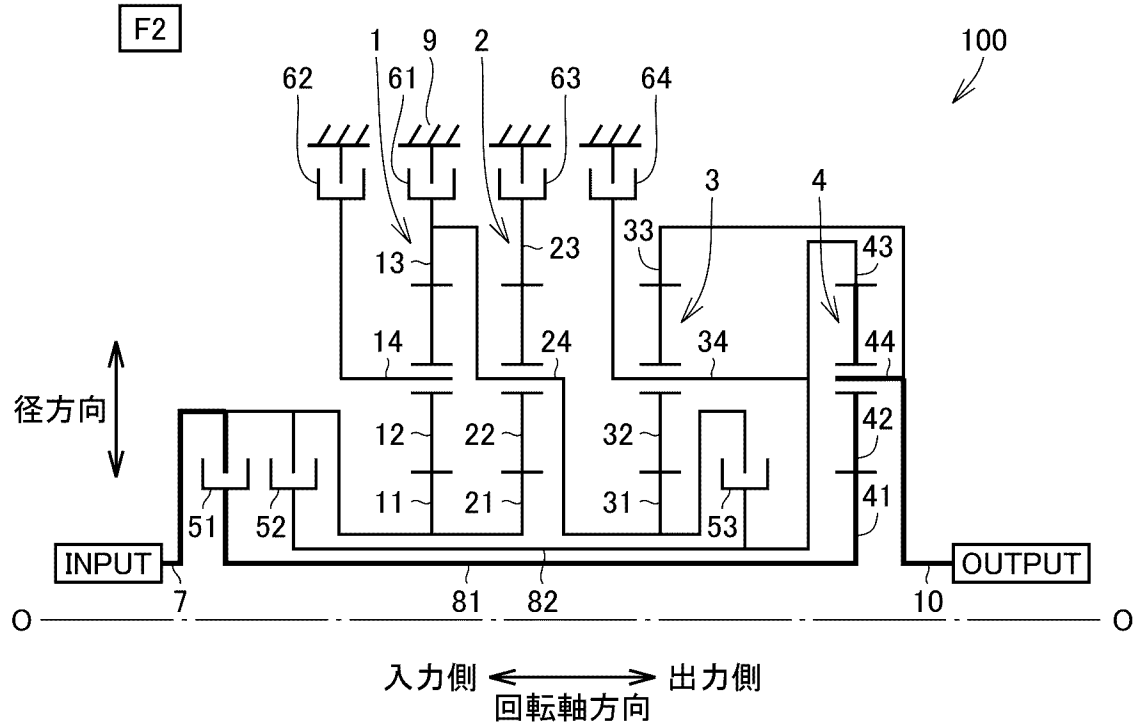
[図35]

	歯数比
第1遊星	2.37
第2遊星	1.67
第3遊星	2.37
第4遊星	3.13

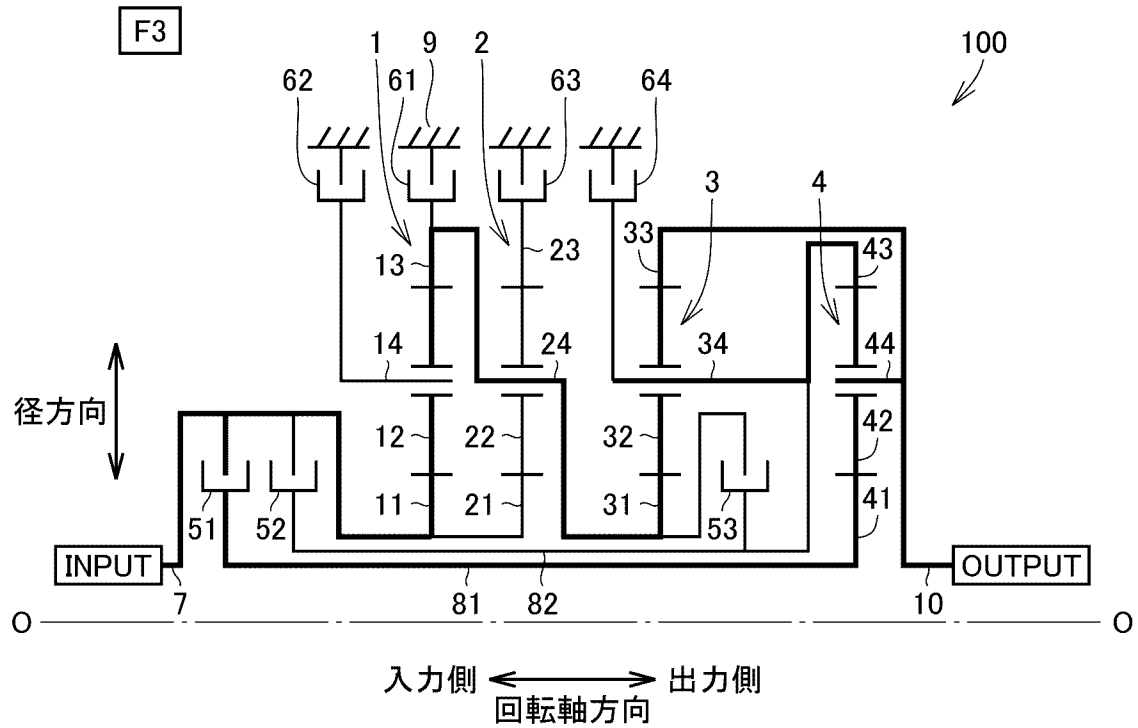
[図36]



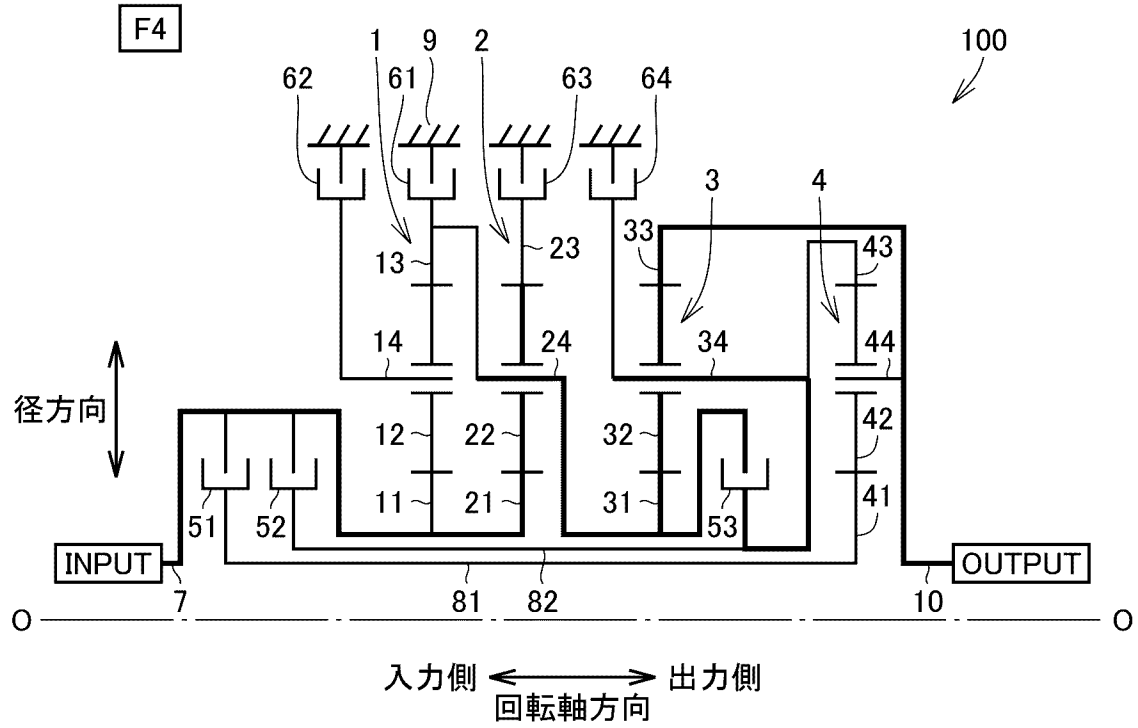
[図37]


F2
100
1
9
2
62
61
63
64
3
4
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

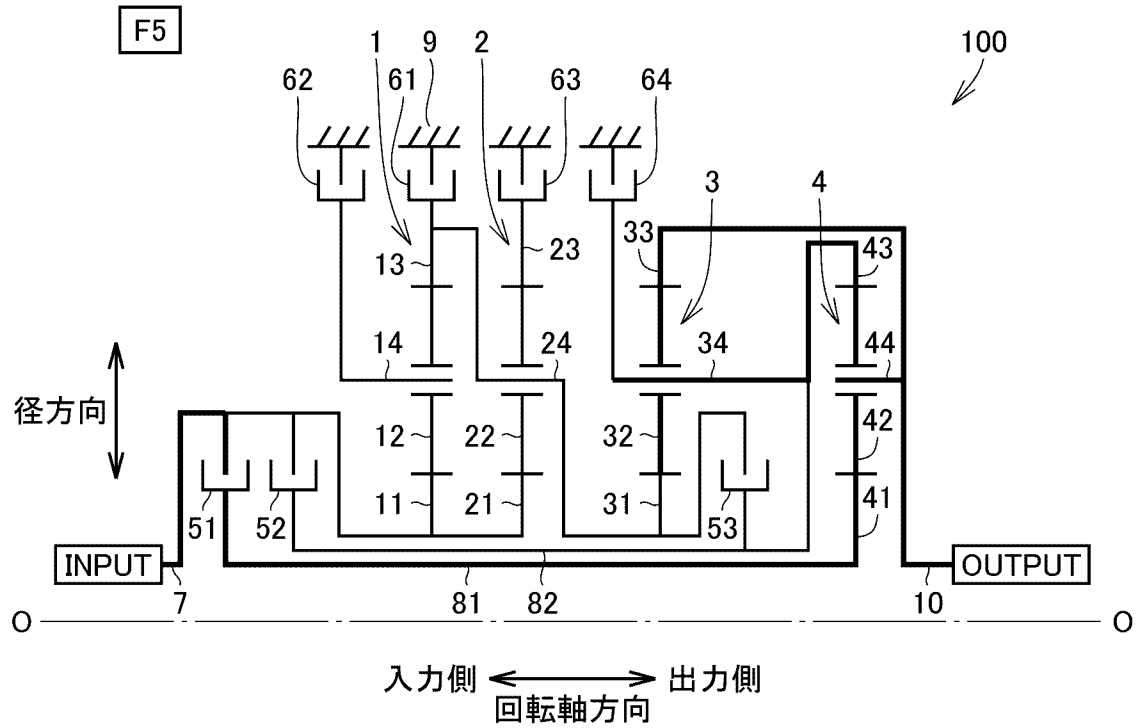
[図38]


F3
100
1
9
2
62
61
63
64
3
4
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

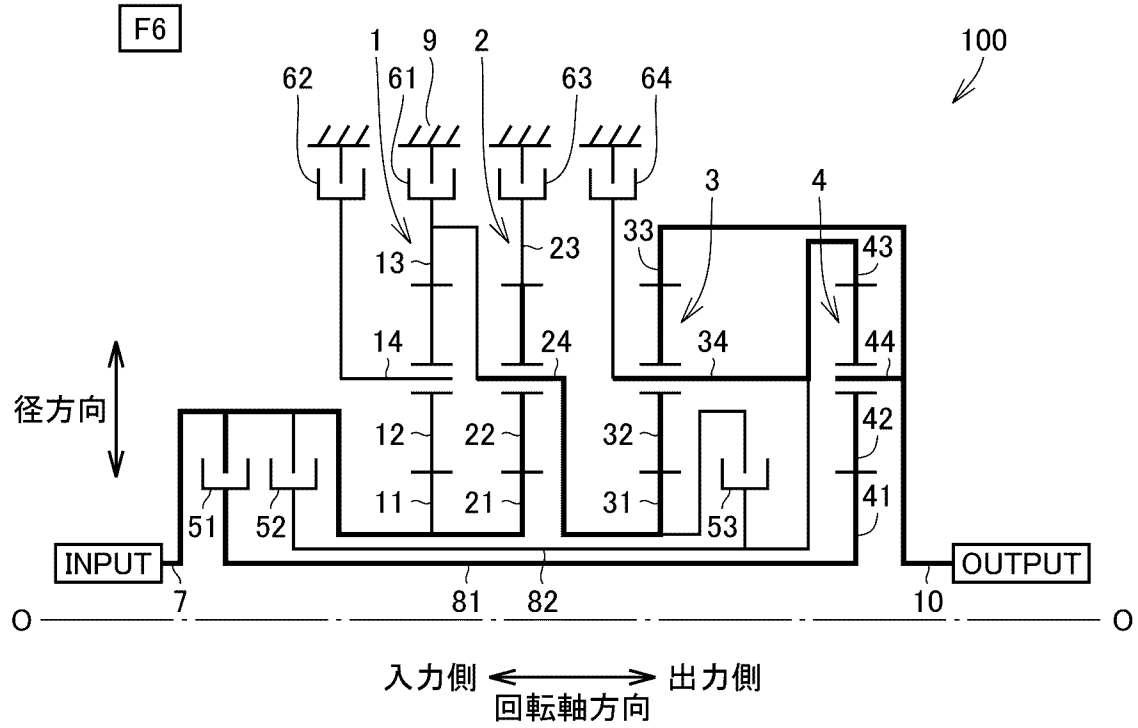
[図39]


F4
100
1
9
2
62
61
63
64
3
4
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

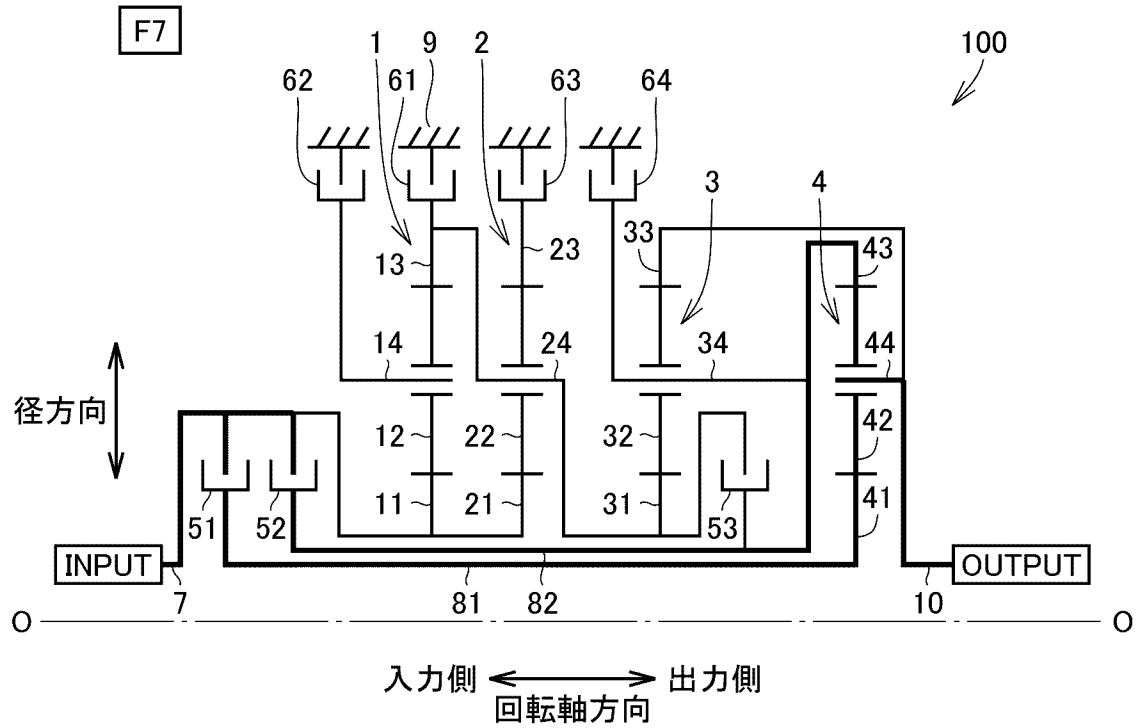
[図40]


F5
100
1
9
2
62
61
63
64
3
4
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

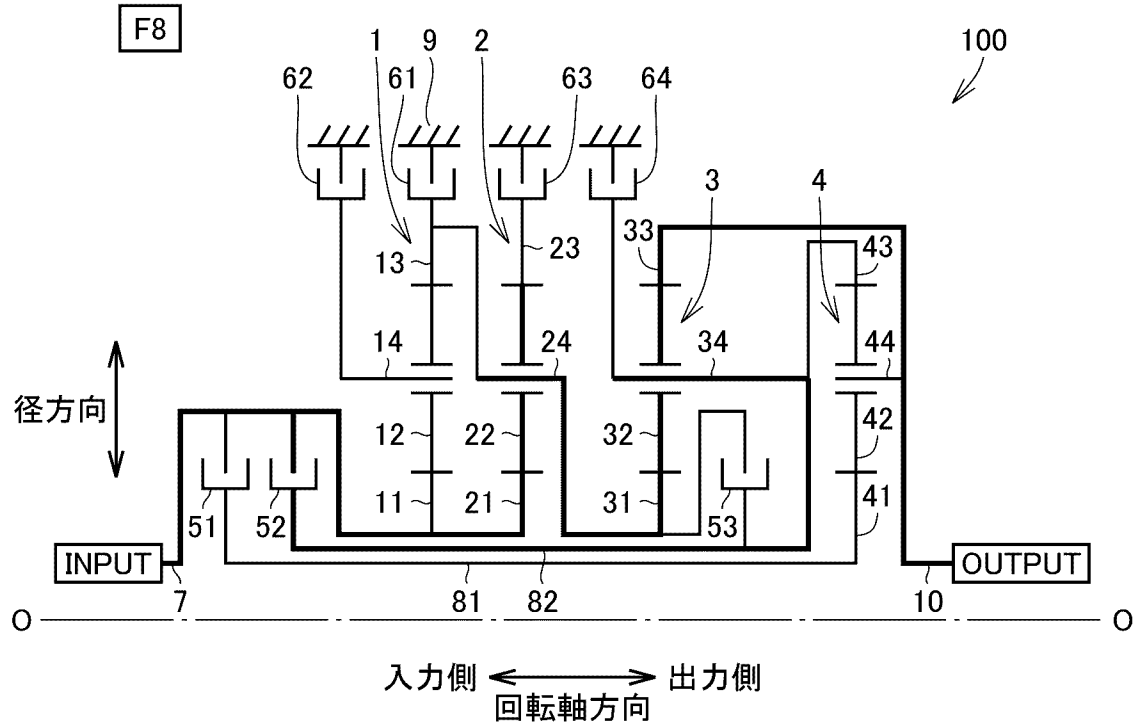
[図41]


F6
100
1
9
2
62
61
63
64
3
4
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

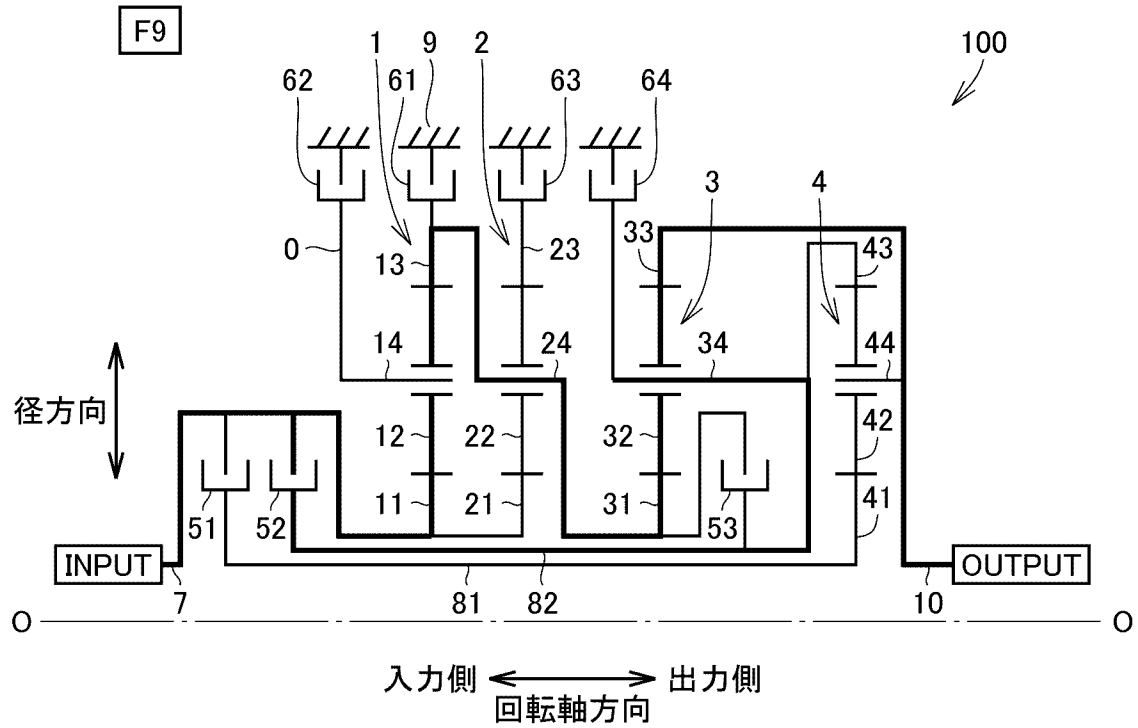
[図42]


F7
100
1
9
2
62
61
63
64
3
4
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

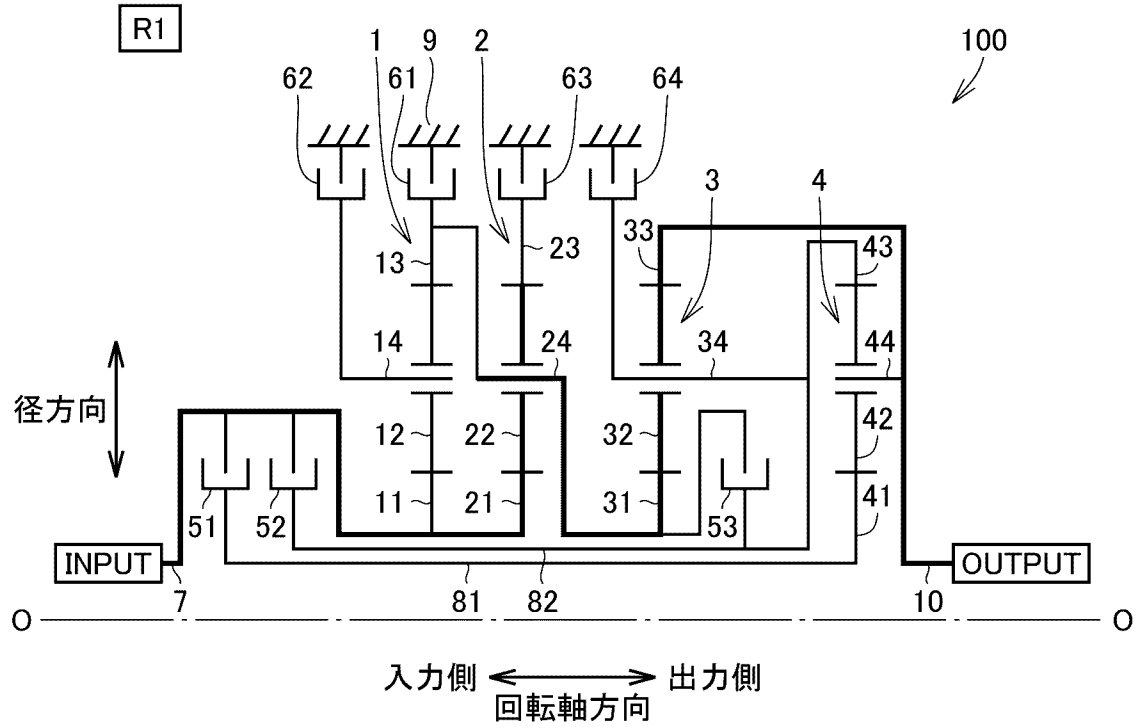
[図43]


F8
100
1
9
2
62
61
63
64
3
4
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

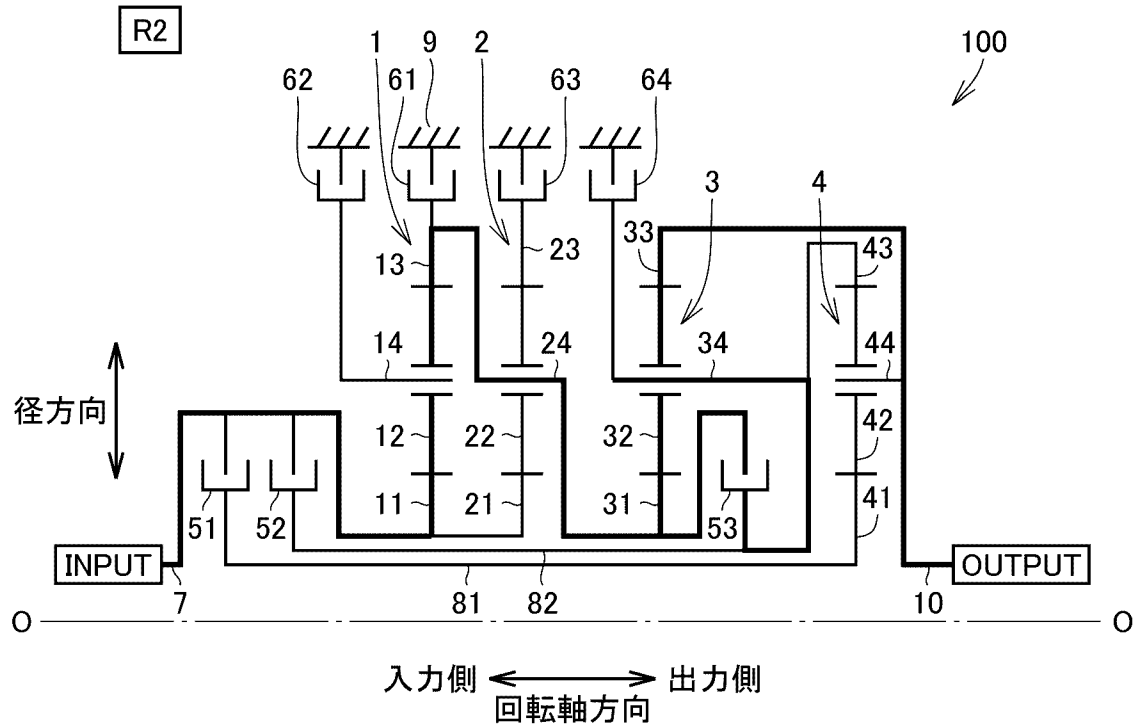
[図44]


F9
100
1
9
2
62
61
63
64
3
4
0
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

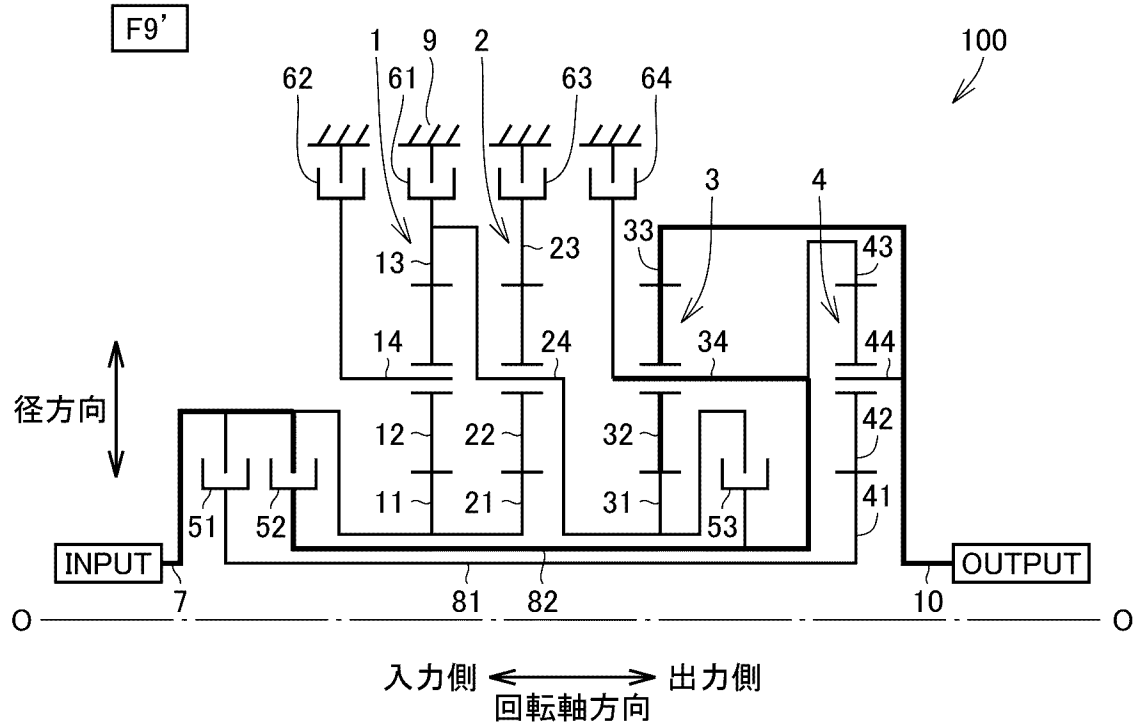
[図45]


R1
100
1
9
2
62
61
63
64
3
4
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

[図46]


R2
100
1
9
2
62
61
63
64
3
4
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

[図47]


F9'
1
9
2
100
62
61
63
64
3
4
33
43
13
23
14
24
34
44
径方向
12
22
32
42
11
21
31
41
51
52
53
INPUT
OUTPUT
7
81
82
10
O
O
入力側
出力側
回転軸方向

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2016/087756

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16H3/66(2006.01)i

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

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16H3/66

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

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2014-500455 A (Caterpillar Inc.), 09 January 2014 (09.01.2014), fig. 2 & US 2012/0149519 A1 fig. 2 & WO 2012/078251 A1	1-2,4-5
A	US 8480533 B2 (MEYER Kevin Gerard), 09 July 2013 (09.07.2013), fig. 2 & WO 2011/066158 A2 & CN 102725560 A	1-2,4-5

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
07 March 2017 (07.03.17)	21 March 2017 (21.03.17)

Name and mailing address of the ISA/	Authorized officer
Japan Patent Office 3-4-3,Kasumigaseki,Chiyoda-ku, Tokyo 100-8915,Japan	Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2016/087756

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2003-514195 A (ZF Friedrichshafen AG.), 15 April 2003 (15.04.2003), fig. 2 & US 6634980 B1 fig. 2A & WO 2001/027496 A1 & EP 1220999 A1 & DE 19949507 A1	1-2,4-5
A	JP 57-134048 A (Aisin Seiki Co., Ltd.), 19 August 1982 (19.08.1982), fig. 2A (Family: none)	3-5

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１６／０８７７５６

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16H3/66(2006.01)i

Ｂ．　調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16H3/66

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１７年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１７年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１７年

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

Ｃ．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	JP 2014-500455 A (キャタピラー　インコーポレイテッド) 2014.01.09, 図２ & US 2012/0149519 A1 , 図２& WO 2012/078251 A1	1-2, 4-5
A	US 8480533 B2 (MEYER Kevin Gerard) 2013.07.09, 図２ & WO 2011/066158 A2 & CN 102725560 A	1-2, 4-5

☑　Ｃ欄の続きにも文献が列挙されている。　　☐　パテントファミリーに関する別紙を参照。

＊　引用文献のカテゴリー
「Ａ」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「Ｅ」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「Ｌ」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
「Ｏ」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「Ｐ」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献
「Ｔ」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「Ｘ」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Ｙ」特に関連のある文献であって、当該文献と他の１以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「＆」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日	国際調査報告の発送日
０７．０３．２０１７	２１．０３．２０１７

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
郵便番号１００－８９１５
東京都千代田区霞が関三丁目４番３号

特許庁審査官（権限のある職員）　３Ｊ　３５２３
瀬川　裕
電話番号　０３－３５８１－１１０１　内線　３３２８

C（続き）．　関連すると認められる文献

引用文献のカテゴリー＊	引用文献名　及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する請求項の番号
A	JP 2003-514195 A（ツェットエフ、フリードリッヒスハーフェン、アクチエンゲゼルシャフト）2003.04.15, 図２ & US 6634980 B1, 図２Ａ & WO 2001/027496 A1 & EP 1220999 A1 & DE 19949507 A1	1-2, 4-5
A	JP 57-134048 A（アイシン精機株式会社）1982.08.19, 第２Ａ図（ファミリーなし）	3-5