

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4712700号

(P4712700)

(45) 発行日 平成23年6月29日(2011.6.29)

(24) 登録日 平成23年4月1日(2011.4.1)

(51) Int.Cl.

F 1

F 1 6 H 3/66 (2006.01)

F 1 6 H 3/66

B

請求項の数 30 (全 51 頁)

(21) 出願番号	特願2006-520699 (P2006-520699)	(73) 特許権者	500045121
(86) (22) 出願日	平成16年6月28日(2004.6.28)		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
(65) 公表番号	特表2006-528319 (P2006-528319A)		Z F F R I E D R I C H S H A F E N
(43) 公表日	平成18年12月14日(2006.12.14)		A G
(86) 国際出願番号	PCT/EP2004/006965		ドイツ連邦共和国フリードリッヒスハーフェン(番地なし)
(87) 国際公開番号	W02005/019691	(74) 代理人	100075812
(87) 国際公開日	平成17年3月3日(2005.3.3)		弁理士 吉武 賢次
審査請求日	平成19年6月27日(2007.6.27)	(74) 代理人	100091982
(31) 優先権主張番号	10333434.3		弁理士 永井 浩之
(32) 優先日	平成15年7月23日(2003.7.23)	(74) 代理人	100096895
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)		弁理士 岡田 淳平
		(74) 代理人	100117787
			弁理士 勝沼 宏仁

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 3つの遊星歯車組を有する多段自動変速機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

多段自動変速機であって、1つの入力軸(AN)と1つの出力軸(AB)と少なくとも3つの個別の遊星歯車組(RS1、RS2、RS3)と少なくとも5つの切換要素(A～E)とを有するものであって、

3つの遊星歯車組(RS1、RS2、RS3)が同軸に直列に並べて配置されており、

第2遊星歯車組(RS2)が空間的に見て第1遊星歯車組(RS1)と第3遊星歯車組(RS3)の間に配置されており、

第3遊星歯車組(RS3)の1つの太陽歯車(SO3)が第1切換要素(A)を介して多段自動変速機の1つの変速機ケース(GG)に固定可能であり、

入力軸(AN)が第2遊星歯車組(RS2)の1つの太陽歯車(SO2)と結合され、第2切換要素(B)を介して第1遊星歯車組(RS1)の1つの太陽歯車(SO1)と結合可能、かつ第5切換要素(E)を介して第1遊星歯車組(RS1)の1つのキャリア(ST1)と結合可能であり、

第1遊星歯車組(RS1)の太陽歯車(SO1)が第3切換要素(C)を介して変速機ケース(GG)に固定可能であり、

第1遊星歯車組(RS1)のキャリア(ST1)が第4切換要素(D)を介して変速機ケース(GG)に固定可能であり、

出力軸(AB)と第1遊星歯車組(RS1)の1つのリングギヤ(HO1)と第3

10

20

遊星歯車組（RS3）の1つのキャリア（ST3）とが互いに結合されており、

第2遊星歯車組（RS2）の1つのキャリア（ST2）が第3遊星歯車組（RS3）の1つのリングギヤ（HO3）と結合されており、

第1遊星歯車組（RS1）のキャリア（ST1）が第2遊星歯車組（RS2）の1つのリングギヤ（HO2）と結合されているものにおいて、

第2、第5切換要素（B、E）が1つの構造群としてまとめられ、この構造群が少なくとも

第2、第5切換要素（B、E）の各1つのディスク束（200、500）と、

第2もしくは第5切換要素（B、E）の各ディスク束（200、500）を操作するための第2、第5切換要素（B、E）の各1つのサーボ機構（210、510）と、

第2、第5切換要素（B、E）のディスク束（200、500）を受容するための、第2、第5切換要素（B、E）に共通する1つのディスク支持体（ZYLBE）とを備えており、

第2、第5切換要素（B、E）に共通するディスク支持体（ZYLBE）が1つの連結室を形成し、この連結室の内部に第5切換要素（E）のディスク束（500）と第5切換要素（E）のサーボ機構（510）とが配置されており、

第2、第5切換要素（B、E）のサーボ機構（210、510）がそれぞれ少なくとも1つの圧力室（211、511）と1つのピストン（214、514）とを有し、

第2、第5切換要素（B、E）のサーボ機構（210、510）の圧力室（211、511）が、第2、第5切換要素（B、E）に共通するディスク支持体（ZYLBE）の1つの外被面によって相互に分離されていることを特徴とする多段自動変速機。

【請求項2】

多段自動変速機であって、1つの入力軸（AN）と1つの出力軸（AB）と少なくとも3つの個別の遊星歯車組（RS1、RS2、RS3）と少なくとも5つの切換要素（A～E）とを有するものであって、

3つの遊星歯車組（RS1、RS2、RS3）が同軸に直列に並べて配置されており、

第2遊星歯車組（RS2）が空間的に見て第1遊星歯車組（RS1）と第3遊星歯車組（RS3）の間に配置されており、

第3遊星歯車組（RS3）の1つの太陽歯車（SO3）が第1切換要素（A）を介して多段自動変速機の1つの変速機ケース（GG）に固定可能であり、

入力軸（AN）が第2遊星歯車組（RS2）の1つの太陽歯車（SO2）と結合され、第2切換要素（B）を介して第1遊星歯車組（RS1）の1つの太陽歯車（SO1）と結合可能、かつ第5切換要素（E）を介して第1遊星歯車組（RS1）の1つのキャリア（ST1）と結合可能であり、

第1遊星歯車組（RS1）の太陽歯車（SO1）が第3切換要素（C）を介して変速機ケース（GG）に固定可能であり、

第1遊星歯車組（RS1）のキャリア（ST1）が第4切換要素（D）を介して変速機ケース（GG）に固定可能であり、

出力軸（AB）と第1遊星歯車組（RS1）のリングギヤ（HO1）と第2遊星歯車組（RS2）のキャリア（ST2）とが互いに結合されており、

第3遊星歯車組（RS3）のキャリア（ST3）が第2遊星歯車組（RS2）のリングギヤ（HO2）と結合されており、

第1遊星歯車組（RS1）のキャリア（ST1）が第3遊星歯車組（RS3）のリングギヤ（HO3）と結合されているものにおいて、

第2、第5切換要素（B、E）が1つの構造群としてまとめられ、この構造群が少なくとも

第2、第5切換要素（B、E）の各1つのディスク束（200、500）と、

第2もしくは第5切換要素（B、E）の各ディスク束（200、500）を操作するための第2、第5切換要素（B、E）の各1つのサーボ機構（210、510）と、

10

20

30

40

50

第2、第5切換要素(B、E)のディスク束(200、500)を受容するための、第2、第5切換要素(B、E)に共通する単一の部分からなる1つのディスク支持体(ZYLB E)とを備えており、

第2、第5切換要素(B、E)に共通するディスク支持体(ZYLB E)が1つの連結室を形成し、この連結室の内部に第5切換要素(E)のディスク束(500)と第5切換要素(E)のサーボ機構(510)とが配置されており、

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)がそれぞれ少なくとも1つの圧力室(211、511)と1つのピストン(214、514)とを有し、

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)の圧力室(211、511)が、第2、第5切換要素(B、E)に共通するディスク支持体(ZYLB E)の1つの外被面によって相互に分離されていることを特徴とする多段自動変速機。

10

【請求項3】

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)の操作方向が各ディスク束(200、500)の操作時に逆向きであり、

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)の圧力室(211、511)が互いに直接隣り合わせて配置されており、

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)のピストン(214)が軸線方向において第2切換要素(B)のディスク束(200)に半径方向外側で完全に被さることを特徴とする、請求項1または2記載の多段自動変速機。

【請求項4】

20

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)がその動的圧力補償のために1つの圧力補償室(212)を有し、この圧力補償室が第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力室(211)の、第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)とは相反する側に配置されており、

第5切換要素(E)のサーボ機構(510)がその動的圧力補償のために1つの圧力補償室(512)を有し、この圧力補償室が第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)の、第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力室(211)とは相反する側に配置されており、

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)の圧力室(211、511)が、第2、第5切換要素(B、E)に共通するディスク支持体(ZYLB E)の外被面に直接隣接していることを特徴とする、請求項1～3のいずれか1項記載の多段自動変速機。

30

【請求項5】

第5切換要素(E)のサーボ機構(510)が第5切換要素(E)のディスク束(500)を軸線方向で第1遊星歯車組(RS1)の方向に操作し、第2切換要素(B)のサーボ機構(210)が第2切換要素(B)のディスク束(200)を軸線方向で第1遊星歯車組(RS1)とは逆方向に操作することを特徴とする、請求項1～3のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項6】

第2、第5切換要素(B、E)のサーボ機構(210、510)が第2もしくは第5切換要素(B、E)の各ディスク束(200、500)を軸線方向で第1遊星歯車組(RS1)の方向に操作することを特徴とする、請求項1または2記載の多段自動変速機。

40

【請求項7】

第2切換要素(B)のサーボ機構(210)がその動的圧力補償のために1つの圧力補償室(212)を有し、この圧力補償室が第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力室(211)の、第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)に向き合う側に配置されており、

第5切換要素(E)のサーボ機構(510)がその動的圧力補償のために1つの圧力補償室(512)を有し、この圧力補償室が第5切換要素(E)のサーボ機構(510)の圧力室(511)の、第2切換要素(B)のサーボ機構(210)の圧力室(211)

50

）とは相反する側に配置されており、

第5切換要素（E）のサーボ機構（510）の圧力室（511）と第2切換要素（B）のサーボ機構（210）の圧力補償室（212）が、第2、第5切換要素（B、E）に共通するディスク支持体（ZYLBE）の外被面に直接隣接していることを特徴とする、請求項6記載の多段自動変速機。

【請求項8】

第2切換要素（B）のサーボ機構（210）の圧力室（211）と第5切換要素（E）のサーボ機構（510）の圧力室（511）が軸線方向で並べて配置されていることを特徴とする、請求項1～7のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項9】

第2切換要素（B）のサーボ機構（210）が空間的に見て第5切換要素（E）のサーボ機構（510）の半径方向外側に配置されているか、

第2切換要素（B）のサーボ機構（210）の圧力室（211）が空間的に見て第5切換要素（E）のサーボ機構（510）の圧力室（511）の半径方向外側に配置されているか、或いは

第2切換要素（B）のサーボ機構（210）の1つのピストン（214）が空間的に見て第5切換要素（E）のサーボ機構（510）の1つのピストン（514）の半径方向外側に配置されていることを特徴とする、請求項6または7記載の多段自動変速機。

【請求項10】

第2、第5切換要素（B、E）のサーボ機構（210、510）がその動的圧力補償のためにそれぞれ1つの圧力補償室（212、512）を有し、

第2切換要素（B）のサーボ機構（210）の圧力補償室（212）が空間的に見て第5切換要素（E）のサーボ機構（510）の1つの圧力補償室（512）の半径方向外側に配置されており、

第2切換要素（B）のサーボ機構（210）の圧力補償室（212）が第5切換要素（E）のサーボ機構（510）の圧力補償室（512）を介して無圧で潤滑剤を供給されることを特徴とする、請求項9記載の多段自動変速機。

【請求項11】

両方のサーボ機構（210、510）の圧力室（211、511）が空間的に見て第5切換要素（E）のディスク束（500）の、第5切換要素（E）のディスク束（500）を操作する側に配置されていることを特徴とする、請求項1～10のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項12】

第2切換要素（B）のサーボ機構（210）および/または第5切換要素（E）のサーボ機構（510）が入力軸（AN）で支承されていることを特徴とする、請求項1～11のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項13】

第2および/または第5切換要素（B、E）の圧力室（211、511）への圧媒供給（218、518）が、および/または第2および/または第5切換要素（B、E）の圧力補償室（212、512）への潤滑剤供給（219、519）が、少なくとも一部では変速機ケース固定ハブ（GN）を介して行われることを特徴とする、請求項1～12のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項14】

第2、第5切換要素（B、E）からなる構造群が、第2遊星歯車組（RS2）とは相反する側で第1遊星歯車組（RS1）に軸方向で隣接していることを特徴とする、請求項1～13のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項15】

第2切換要素（B）のディスク束（200）が第5切換要素（E）のディスク束（500）の半径方向外側に配置されていることを特徴とする、請求項1～14のいずれか1項記載の多段自動変速機。

10

20

30

40

50

【請求項 16】

第2切換要素(B)のディスク束(200)と第5切換要素(E)のディスク束(500)が空間的に見て軸線方向で並べられ、かつ軸線方向からみた場合に各々の少なくとも一部が重なり合うように配置されており、第2切換要素(B)のディスク束(200)が第5切換要素(E)のディスク束(500)よりも第1遊星歯車組(RS1)の近傍に配置されていることを特徴とする、請求項1～5、8および11～14のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項 17】

第2切換要素(B)のディスク束(200)と第5切換要素(E)のディスク束(500)が空間的に見て軸線方向で並べられ、異なる直径上に配置されており、第2切換要素(B)のディスク束(200)が第5切換要素(E)のディスク束(500)よりも大きな直径を有し、かつ軸線方向に見て少なくとも部分的に第1遊星歯車組(RS1)の半径方向外側に配置されており、第5切換要素(E)のディスク束(500)が半径方向に見て少なくとも部分的に軸線方向で第1遊星歯車組(RS1)の横に配置されていることを特徴とする、請求項1～14のいずれか1項記載の多段自動変速機。

10

【請求項 18】

第4切換要素(D)が軸線方向に見て3つの遊星歯車組(RS1、RS2、RS3)の半径方向外側の領域に配置されていることを特徴とする、請求項1～17のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項 19】

20

第3切換要素(C)が軸線方向に見て3つの遊星歯車組(RS1、RS2、RS3)の半径方向外側の領域に配置されており、第3切換要素(C)が第4切換要素(D)よりも第1遊星歯車組(RS1)近傍に配置されていることを特徴とする、請求項1～18のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項 20】

第3切換要素(C)が軸線方向に見て少なくとも部分的に第2切換要素(B)の半径方向外側に配置されていることを特徴とする、請求項1～18のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項 21】

第3、第4切換要素(C、D)のディスク束(300、400)が、軸線方向からみた場合に各々の少なくとも一部が重なり合うように配置されていることを特徴とする、請求項1～20のいずれか1項記載の多段自動変速機。

30

【請求項 22】

第2、第5切換要素(B、E)からなる構造群が変速機ケース(GG)の1つの外壁に、または変速機ケース(GG)に相対回転不能に結合された1つのケース蓋に、直接隣接していることを特徴とする、請求項1～21のいずれか1項記載の多段自動変速機。

【請求項 23】

入力軸(AN)と出力軸(AB)が互いに同軸に延びておらず、1つの平歯車段(STST)または1つのチェーン伝動装置が設けられており、これを介して第1遊星歯車組(RS1)のリングギヤ(HO1)とこのリングギヤ(HO1)に結合された第3または第2遊星歯車組(RS3、RS2)のキャリア(ST3、ST2)とが出力軸(AB)と作用結合されており、平歯車段(STST)の1つの第1平歯車(STR1)もしくはチェーン伝動装置の1つの第1スプロケット(KTR1)が軸線方向で第3遊星歯車組(RS3)と第1切換要素(A)との間に配置されていることを特徴とする、請求項1～22のいずれか1項記載の多段自動変速機。

40

【請求項 24】

入力軸(AN)と出力軸(AB)が互いに同軸に延びておらず、1つの平歯車段(STST)または1つのチェーン伝動装置が設けられており、これを介して第1遊星歯車組(RS1)のリングギヤ(HO1)とこのリングギヤ(HO1)に結合された第3または第2遊星歯車組(RS3、RS2)のキャリア(ST3、ST2)とが出力軸(AB)と作

50

用結合されており、平歯車段（ＳＴＳＴ）の１つの第１平歯車（ＳＴＲ１）もしくはチェーン伝動装置の１つの第１スプロケット（ＫＴＲ１）が変速機ケース（ＧＧ）の１つの外壁または１つの変速機ケース固定ケース蓋に隣接していることを特徴とする、請求項１～２２のいずれか１項記載の多段自動変速機。

【請求項２５】

第１切換要素（Ａ）が空間的に見て第３遊星歯車組（ＲＳ３）と平歯車段（ＳＴＳＴ）の第１平歯車（ＳＴＲ１）との間、もしくは第３遊星歯車組（ＲＳ３）とチェーン伝動装置の第１スプロケット（ＫＴＲ１）との間に配置されていることを特徴とする、請求項２４記載の多段自動変速機。

【請求項２６】

第１切換要素（Ａ）が空間的に見て少なくとも部分的に第３遊星歯車組（ＲＳ３）の上に配置されていることを特徴とする、請求項２４記載の多段自動変速機。

【請求項２７】

第１切換要素（Ａ）が空間的に見て、チェーン伝動装置の第１スプロケット（ＫＴＲ１）によって形成される円筒室の内部に配置されており、第１切換要素（Ａ）または第１切換要素（Ａ）のディスク束（１００）が軸線方向で第３遊星歯車組（ＲＳ３）に隣接していることを特徴とする、請求項２４記載の多段自動変速機。

【請求項２８】

入力軸（ＡＮ）と出力軸（ＡＢ）が互いに同軸に延びており、第１遊星歯車組（ＲＳ１）のリングギヤ（ＨＯ１）と作用結合された出力軸（ＡＢ）が軸線方向に第３遊星歯車組（ＲＳ３）の中心に挿通されており、第１切換要素（Ａ）が空間的に見て第２遊星歯車組（ＲＳ２）とは反対の第３遊星歯車組（ＲＳ３）の側に配置されており、第１遊星歯車組（ＲＳ１）のリングギヤ（ＨＯ１）と作用結合された出力軸（ＡＢ）が軸線方向に第１切換要素（Ａ）の中心に挿通されていることを特徴とする、請求項１～２３のいずれか１項記載の多段自動変速機。

【請求項２９】

入力軸（ＡＮ）と出力軸（ＡＢ）が互いに同軸に延びており、第１遊星歯車組（ＲＳ１）のリングギヤ（ＨＯ１）と作用結合された出力軸（ＡＢ）が軸線方向に第３遊星歯車組（ＲＳ３）の中心に挿通されており、第１切換要素（Ａ）が空間的に見て少なくとも部分的に第３遊星歯車組（ＲＳ３）の半径方向外側に配置されていることを特徴とする、請求項１～２７のいずれか１項記載の多段自動変速機。

【請求項３０】

切換要素（Ａ～Ｅ）を選択的に係合させることによって、或る変速段から次に高い変速段または次に低い変速段へと切換えるためにまさに操作された切換要素によってその都度単に１つの切換要素が開放され、他の１つの切換要素が係合されるように、少なくとも６つの前進変速段が切換可能であり、第１前進変速段のとき第１、第４切換要素（Ａ、Ｄ）が、第２前進変速段のとき第１、第３切換要素（Ａ、Ｃ）が、第３前進変速段のとき第１、第２切換要素（Ａ、Ｂ）が、第４前進変速段のとき第１、第５切換要素（Ａ、Ｅ）が、第５前進変速段のとき第２、第５切換要素（Ｂ、Ｅ）が、第６前進変速段のとき第３、第５切換要素（Ｃ、Ｅ）が、そして後退変速段のとき第２、第４切換要素（Ｂ、Ｄ）がそれぞれ係合されることを特徴とする、請求項１～２９のいずれか１項記載の多段自動変速機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【０００１】

本発明は、少なくとも３つの個別の遊星歯車組と少なくとも５つの切換要素とを有する請求項１もしくは請求項２の前文に係る多段自動変速機に関する。

【背景技術】

【０００２】

レンジシフトなしに切換可能な複数の変速段を有する自動変速機はさまざまに知られて

10

20

30

40

50

いる。例えば独国特許出願公開DE 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1により3つの単キャリア 遊星歯車組と3つのブレーキと6つの前進変速段および1つの後退変速段を切換えるための2つのクラッチとを有する前文に係る自動変速機が公知であり、この自動変速機は高い総変速比と好ましい変速ステップと前進方向における高い発進変速比とで自動車用にきわめて適した変速比を有する。個々の変速段は6つの切換要素のうちその都度2つを選択的に係合させることによって達成され、或る変速段から次に高い変速段または次に低い変速段に切換えるために、まさに操作された切換要素によってその都度1つの切換要素のみが開放され、他の1つの切換要素が係合される。

【0003】

その際、自動変速機の1つの入力軸は第2遊星歯車組の1つの太陽歯車と常時結合されている。さらに、入力軸は第1クラッチを介して第1遊星歯車組の1つの太陽歯車と結合可能、および/または第2クラッチを介して第1遊星歯車の1つのキャリアと結合可能である。これに加えて或いはこれに代えて第1遊星歯車組の太陽歯車は第1ブレーキを介して自動変速機の1つのケースと結合可能、および/または第1遊星歯車組のキャリアは第2ブレーキを介してケースと結合可能、および/または第3遊星歯車組の1つの太陽歯車は第3ブレーキを介してケースと結合可能である。

【0004】

個々の遊星歯車組を相互に運動学的に連結するために独国特許出願公開DE 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1は2つの異なる様式を開示している。第1様式では、自動変速機の1つの出力軸が第3遊星歯車組の1つのキャリアと第1遊星歯車組の1つのリングギヤとに常時結合され、第1遊星歯車組のキャリアが第2遊星歯車組の1つのリングギヤと常時結合され、第2遊星歯車組の1つのキャリアが第3遊星歯車組の1つのリングギヤと常時結合されている。その際、入力軸と出力軸は互いに同軸で変速機ケースの相反する側に配置すること、軸線平行に変速機ケースの相反する側または同じ側に配置することもできる。第2様式では、出力軸が第2遊星歯車組のキャリアと第1遊星歯車組のリングギヤとに常時結合され、第1遊星歯車組のキャリアが第3遊星歯車組のリングギヤと常時結合され、第2遊星歯車組のリングギヤが第3遊星歯車組のキャリアと常時結合されている。このような構成は特に入力軸と出力軸との同軸配置用に適している。

【0005】

遊星歯車組の空間的配置に関して独国特許出願公開DE 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1では、3つの遊星歯車組を同軸で1列に並べて配置し、第2遊星歯車組を軸線方向で第1遊星歯車組と第3遊星歯車組との間に配置することが提案される。個々の切換要素を互いに相対的におよび遊星歯車組に対して相対的に空間配置する点に関して独国特許出願公開DE 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1では、第1ブレーキと第2ブレーキを常に直接並べて配置し、第2ブレーキを常に軸線方向で直接に第1遊星歯車組に隣接させ、第3ブレーキを第1遊星歯車組とは反対の第3遊星歯車組の側に常に配置し、両方のクラッチを常に直接並べて配置することが提案される。第1配置様式では両方のクラッチが、第3遊星歯車組とは反対の第1遊星歯車組の側に配置されており、第1クラッチは軸線方向で直接に第1ブレーキに隣接し、かつ第2クラッチよりも第1遊星歯車組近傍に配置されている。入力軸と出力軸との同軸ではない位置と合わせて第2配置様式では、第1遊星歯車組とは反対の第3遊星歯車組の側に両方のクラッチを配置し、第1クラッチよりも第3遊星歯車組近傍に第2クラッチを配置し、かつ出力軸に作用結合された出力平歯車に軸線方向で隣接させ、第3遊星歯車組とは反対の第3ブレーキの側にやはりこの出力平歯車を配置することが提案される。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

本発明の課題は、独国特許出願公開DE 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1の技術の現状から公知の自動変速機用に、極力コンパクトな変速機構造を有する選択的部材配置を提供することである。主に、入力軸と出力軸とを互いに同軸には配置しない自動車においてこの自動変速機は応用可能でなければならず、しかし入力軸と出力軸が同軸である場合にも比較的簡単

10

20

30

40

50

な修正によって極力利用可能でなければならない。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明によればこの課題は請求項1もしくは請求項2の特徴を有する多段自動変速機によって解決される。本発明の有利な諸構成および諸展開は従属請求項から明らかとなる。

【0008】

前文に係る独国特許出願公開DE 199 12 480 A1の技術の現状から出発して、本発明に係るこの多段自動変速機は少なくとも3つの連結された個別の遊星歯車組を有し、これらが互いに同軸に、空間的に見て並べて配置されており、第2遊星歯車組は空間的に見て常に第1遊星歯車組と第3遊星歯車組との間に配置されている。本発明に係るこの自動変速機はさらに少なくとも5つの切換要素を有する。第3遊星歯車組の1つの太陽歯車はブレーキとして構成される第1切換要素を介して自動変速機の1つの変速機ケースに固定可能である。自動変速機の1つの入力軸は第2遊星歯車組の1つの太陽歯車と常時結合されている。さらに入力軸はクラッチとして構成される第2切換要素を介して第1遊星歯車組の1つの太陽歯車と結合可能、付加的にまたは選択的に、クラッチとして構成される第5切換要素を介して第1遊星歯車組の1つのキャリアと結合可能である。選択的に第1遊星歯車組の太陽歯車はブレーキとして構成される第3切換要素を介して、および/または第1遊星歯車組のキャリアはブレーキとして構成される第4切換要素を介して変速機ケースに固定可能である。つまり第2、第5切換要素が同時に操作されるとき、第1遊星歯車組の太陽歯車とキャリアは互いに結合されている。

【0009】

多段自動変速機の1つの出力軸は第1遊星歯車組の1つのリングギヤと常時作用結合されており、第1遊星歯車組のリングギヤは付加的に第3遊星歯車組の1つのキャリアまたは第2遊星歯車組の1つのキャリアのいずれかと常時結合されている。

【0010】

前文に係る独国特許出願公開DE 199 12 480 A1におけると同様に第1遊星歯車組のキャリアは(歯車組コンセプトに応じて)付加的に第2遊星歯車組のリングギヤと常時結合されているかまたは第3遊星歯車組のリングギヤと常時結合されているかのいずれかである。第1遊星歯車組のリングギヤと第3遊星歯車組のキャリアと出力軸が互いに連結されている場合、第2遊星歯車組のキャリアは第3遊星歯車組の1つのリングギヤと常時結合され、第1遊星歯車組のキャリアは第2遊星歯車組の1つのリングギヤと常時結合されている。第1遊星歯車組のリングギヤと第2遊星歯車組のキャリアと出力軸が互いに連結されている場合、第3遊星歯車組のキャリアは第2遊星歯車組のリングギヤと常時結合され、第1遊星歯車組のキャリアは第3遊星歯車組のリングギヤと常時結合されている。

【0011】

本発明によれば、入力軸を第1遊星歯車組の太陽歯車と結合可能な第2切換要素と、入力軸を第1遊星歯車組のキャリアと結合可能な第5切換要素は1つの構造群へとまとめられている。その際この構造群は少なくとも第2、第5切換要素の各1つのディスク束と、第2、第5切換要素のディスク束の外ディスクまたは覆いディスクを受容するための、第2、第5切換要素に共通する1つのディスク支持体と、第2もしくは第5切換要素の各ディスク束を操作するための各1つのサーボ機構とを有する。第2、第5切換要素に共通するディスク支持体は1つの連結室を形成し、この連結室の内部に第5切換要素のディスク束とサーボ機構とが配置されている。第2、第5切換要素のサーボ機構はそれぞれ少なくとも1つの圧力室と1つのピストンとを有し、これら両方の圧力室は、第2、第5切換要素に共通するディスク支持体の1つの外被面によって相互に分離されている。

【0012】

本発明の有利な1構成において、第2、第5切換要素のサーボ機構の操作方向は各ディスク束の操作時(つまり各切換要素の係合時)に逆向きである。その場合、第2切換要素のサーボ機構のピストンは第2切換要素のディスク束に作用する1つの操作プランジャを

有し、この操作プランジは軸線方向において第2切換要素のディスク束に半径方向で完全に被さる。その場合、第2、第5切換要素のサーボ機構の圧力室は両方とも第2、第5切換要素に共通するディスク支持体の外被面に直接隣接している。その都度回転する圧力室の動的圧力補償のために設けられる第2、第5切換要素のサーボ機構の圧力補償室はその場合それぞれディスク支持体 外被面とは反対の各圧力室の側に配置されている。

【0013】

本発明の別の有利な1構成において、第2、第5切換要素のサーボ機構の操作方向は各ディスク束の操作時に同一向きである。その場合、第5切換要素サーボ機構の圧力室と第2切換要素サーボ機構の(第2切換要素サーボ機構の回転する圧力室の動的圧力補償のために設けられる)圧力補償室は第2、第5切換要素に共通するディスク支持体の外被面に直接隣接している。第2切換要素サーボ機構の圧力室はその場合第2切換要素サーボ機構の圧力補償室の、ディスク支持体 外被面とは相反する側に配置されている。第5切換要素サーボ機構の(第5切換要素サーボ機構の回転する圧力室の動的圧力補償のために設けられる)圧力補償室は相応に第5切換要素圧力室の、ディスク支持体 外被面とは相反する側に配置されている。

10

【0014】

第2、第5切換要素からなる構造群は主に、第1遊星歯車組に隣接し、少なくとも十分に軸線方向で第1遊星歯車組に隣接し、しかも第2遊星歯車組とは相反する第1遊星歯車組の側に配置されている。第2、第5切換要素のサーボ機構の操作方向が逆向きにされている場合、第5切換要素のサーボ機構は第5切換要素のディスクを軸線方向で第1遊星歯車組の方向に操作し、第2切換要素のサーボ機構は第2切換要素のディスクを軸線方向で第1遊星歯車組とは逆方向に操作する。つまりその場合、第2、第5切換要素のサーボ機構の圧力室は軸線方向で直接並べて配置しておくことができる。それに対して、第2、第5切換要素のサーボ機構の操作方向が同一向きとされている場合、両方のサーボ機構は各ディスクを軸線方向で第1遊星歯車組の方向に操作する。第2、第5切換要素のサーボ機構の圧力室はその場合軸線方向で並べてもまた半径方向で上下にも配置しておくことができる。

20

【0015】

クラッチとして構成される第5切換要素のディスク束は主に軸線方向に見て少なくとも部分的に、やはりクラッチとして構成される第2切換要素の外ディスクおよび覆いディスクを有する1つのディスク束の半径方向下方に配置されている。しかし、第5、第2切換要素のディスク束が軸線方向で並べて配置されているようにすることもできる。

30

【0016】

本発明の他の1構成において、第1遊星歯車組の太陽歯車を変速機ケースに固定可能な第3切換要素と、第1遊星歯車組のキャリア(およびこのキャリアに結合された第2、第3遊星歯車組のリングギヤ)を変速機ケースに固定可能な第4切換要素は、並べて配置されている。その際、第4切換要素は主に軸線方向に見て、3つの同軸に並べて配置される遊星歯車組の半径方向上方の領域に配置されている。その際、第3切換要素はやはり軸線方向に見て3つの遊星歯車組の半径方向上方の領域に配置しておくことができ、その場合第3切換要素は第4切換要素よりも第2(もしくは第5)切換要素近傍に配置されており、または軸線方向に見て第2切換要素の半径方向上の領域に配置されている。

40

【0017】

本発明の他の1構成において、第3遊星歯車組の太陽歯車を変速機ケースに固定可能な第1切換要素は第2(もしくは第5)切換要素とは相反する第3遊星歯車組の側に配置されている。

【0018】

入力軸と出力軸が互いに同軸ではない応用のために、特に入力軸と出力軸が軸線平行または互いに角度を成して配置される応用のために、第1切換要素を変速機ケースの1つの外壁に隣接して配置し、1つの平歯車伝動装置またはチェーン伝動装置を空間的に見て軸線方向で第3遊星歯車組と第1切換要素との間に配置することが提案される。その場合、

50

平歯車伝動装置の１つの第１平歯車もしくはチェーン伝動装置の１つの第１スプロケットは第１遊星歯車組のリングギヤと 歯車組コンセプトに応じて 第３または第２遊星歯車組のいずれかのキャリアとに結合されている。その場合相応に平歯車伝動装置の他の１つの平歯車もしくはチェーン伝動装置の１つの第２スプロケットが自動変速機の出力軸と結合されている。製造技術上好ましい仕方で、ブレーキとして構成される第１切換要素の１つのサーボ機構および／または１つのディスク支持体は変速機ケースの１つの外壁もしくは１つのケース固定蓋に一体化しておくことができる。

【００１９】

しかし平歯車伝動装置配置もしくはチェーン伝動装置配置の別の１構成において、第１切換要素が少なくとも部分的に軸線方向で第３遊星歯車組の横で、第２遊星歯車組とは相反するその側に配置され、平歯車伝動装置もしくはチェーン伝動装置が空間的に見て第１切換要素の別の側（つまり第３遊星歯車組とは相反する第１切換要素の側）に配置するようにすることもできる。その場合、第１遊星歯車組のリングギヤおよび第３もしくは第２遊星歯車組のキャリアに結合された平歯車伝動装置の第１平歯車もしくはチェーン伝動装置の第１スプロケットのハブは軸線方向において第３遊星歯車組の太陽歯車に中心で挿通される。このような配置の場合、ブレーキとして構成される第１切換要素は空間的に見て、やはりブレーキとして構成される第４切換要素の横に配置しておくことができ、その場合主にこれら両方の切換要素用に同じディスク直径が予定されている（同一部品コンセプト）。

【００２０】

平歯車伝動装置配置もしくはチェーン伝動装置配置の他の１構成において、第１切換要素は空間的に見て少なくとも十分に半径方向で第３遊星歯車組の上に配置されており、平歯車伝動装置もしくはチェーン伝動装置は空間的に見て第２遊星歯車組とは相反する第３遊星歯車組の側で、軸線方向で第３遊星歯車組および第１切換要素に隣接している。

【００２１】

入力軸と出力軸が同軸である応用のために、自動変速機の出力軸が、第３遊星歯車組の横に配置される第１切換要素と第３遊星歯車組の太陽歯車とに軸線方向中心で挿通され、空間的に見て軸線方向で第２、第３遊星歯車組の間の領域で第３もしくは第２遊星歯車組のキャリアと結合されている。

【００２２】

本発明に係る部材配置によって、独国特許出願公開ＤＥ１９９１２４８０Ａ１の技術の現状に比べて、有利なことに短い構造長を有する著しくコンパクトな変速機構造が達成される。これにより、本発明に係る部材配置はフロント横置駆動装置（と互いに軸線平行な入力軸および出力軸と）を有する自動車内に取付けるのに特別適している。しかし基本的に本発明に係る部材配置は標準駆動装置（と互いに同軸な入力軸および出力軸）またはフロント縦置駆動装置もしくはリヤ縦置駆動装置（と互いに角度位置にある入力軸および出力軸と）を有する自動車内に取付けるのにも適している。

【００２３】

提案されたように第２、第４切換要素を大きな直径に空間的に配置すると、コンセプトに起因してこれら両方の切換要素の高い熱負荷もしくは静的負荷が特別に考慮される。第３、第４切換要素を（および場合によっては第１切換要素も）並べて配置すると、同一部品の使用と簡単な製造 組立技術が可能になる。提案されたように第５、第２切換要素を入れ子式に接続すると、一方でこれら両方の回転する切換要素のサーボ機構を動的圧力補償も含めて良好に設計構成することが可能になり、他方で個々の部材の製造技術上好ましい（従って安価な）機能的多重利用と（第２、第５切換要素からなる）これらの構造群の良好な予組立性も可能になる。

【００２４】

５つの切換要素を介して個々の歯車組要素を相互におよび入力軸と出力軸とにこのように運動学的に連結することによって、 独国特許出願公開ＤＥ１９９１２４８０Ａ１の技術の現状におけると同様に 合計６つの前進変速段は、或る変速段から次に高いまたは次

10

20

30

40

50

に低い変速段に切換えるとき、まさに操作された切換要素によってその都度１つの切換要素のみが開放され、他の１つの切換要素に係合されるように切換可能である。

【００２５】

以下、図を基に本発明が詳しく説明され、類似の要素には類似の符号も付けてある。

【発明を実施するための最良の形態】

【００２６】

本発明に係る部材配置を明らかにするために図１と図２とにまず、独国特許出願公開Ｄ
Ｅ１９９１２４８０Ａ１の技術の現状から知られているような、入力軸と出力軸とを同軸
には配置していない多段自動変速機用のスケルトン図の２種類の部材配置が示してある。
このような配置は例えばフロント横置駆動装置を有する自動車において応用することがで
10 ける。ＡＮとされる自動変速機入力軸は、例えば１つのトルクコンバータまたは１つの発
進クラッチまたは１つのトーショナルダンパまたは１つの２質量フライホイールまたは１
つの剛性軸を介して自動変速機の（簡略化のためここには図示しない）原動機と作用結合
されている。ＡＢとされる自動変速機出力軸は自動車の少なくとも１つの（簡略化のため
やはりここには図示しない）入力軸と作用結合されている。ＲＳ１、ＲＳ２、ＲＳ３は３
つの連結された個別の遊星歯車組であり、ここでは直列に並べて自動変速機の１つの変速
機ケースＧＧ内に配置されている。３つの全遊星歯車組ＲＳ１、ＲＳ２、ＲＳ３は各１つ
の太陽歯車ＳＯ１、ＳＯ２、ＳＯ３と各１つのリングギヤＨＯ１、ＨＯ２、ＨＯ３と各１
つのキャリアＳＴ１、ＳＴ２、ＳＴ３と遊星歯車ＰＬ１、ＰＬ２、ＰＬ３とを有し、遊星
20 歯車はそれぞれ相応する歯車組の太陽歯車およびリングギヤとかみ合う。符号Ａ～Ｅは５
つの切換要素であり、第１、第３、第４切換要素Ａ、Ｃ、Ｄはブレーキとして実施され、
第２、第５切換要素Ｂ、Ｅはクラッチとして実施されている。５つの切換要素Ａ～Ｅの各
摩擦ライニングはディスク束１００、２００、３００、４００、５００（それぞれ外ディ
スクと内ディスクもしくは鋼ディスクと覆いディスク）として示唆されている。符号１２
０、２２０、３２０、４２０、５２０は５つの切換要素Ａ～Ｅの各入力要素、符号２３０
、５３０はクラッチＢ、Ｅの各出力要素である。個々の歯車組要素および切換要素の互い
に相対的な、および入力軸ＡＮと出力軸ＡＢとに対して相対的な運動学的結合は既に冒頭
で詳しく説明されたのであり、これら構造要素の空間的配置も同様である。

【００２７】

これに関連して強調すべき点として、（ブレーキとして構成される）第１切換要素Ａの
ディスク１００は空間的に見て常に第３遊星歯車組ＲＳ３の横に配置され、（ブレーキと
して構成される）第４切換要素Ｄのディスク４００は空間的に見て常に第１遊星歯車組
ＲＳ１の横に配置され、（やはりブレーキとして構成される）第３切換要素Ｃのディスク３
30 ００は空間的に見て常に第４切換要素Ｄのディスク４００の横に（第３遊星歯車組ＲＳ３
とは反対のブレーキＤの側に）配置され、（クラッチとして構成される）第２切換要素Ｂ
のディスク２００と（やはりクラッチとして構成される）第５切換要素Ｅのディスク５０
０は常に並べて配置され、出力側で出力軸ＡＢと作用結合された第１平歯車ＳＴＲ１は常
に第１切換要素Ａの横に（第３遊星歯車組ＲＳ３とは反対のブレーキＡの側に）配置され
ている。

【００２８】

両方のクラッチＢ、Ｅの並べて配置される両方のディスク束２００、５００は、図１
に示すように 軸線方向でブレーキＣのディスク３００の横に、しかも第３遊星歯車組
ＲＳ３とは反対のディスク束３００の側に配置されているか、または 図２に示すよう
に平歯車ＳＴＲ１の横に、しかもブレーキＡとは相反する平歯車ＳＴＲ１の側に配置され
40 ているかのいずれかである。

【００２９】

以下、図３～図２０を基に本発明に係る部材配置の複数の実施例および細部構造を説明
する。

【００３０】

図３はまず例示的に本発明に係る課題解決について第１の概略部材配置を示す。独国特

10

20

30

40

50

許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 による前記技術の現状から出発して、本発明に係る多段自動変速機は連結され互いに同軸に直列に配置される 3 つの個別の遊星歯車組 R S 1、R S 2、R S 3 を有し、第 2 遊星歯車組 R S 2 は軸線方向で第 1 遊星歯車組 R S 1 と第 3 遊星歯車組 R S 3 との間に配置されている。さらに、多段自動変速機は 5 つの切換要素 A ~ E を有する。第 1、第 3、第 4 切換要素 A、C、D はそれぞれブレーキとして（実施例ではそれぞれ多板ブレーキとして）構成され、第 2、第 5 切換要素 B、E はそれぞれクラッチとして（実施例ではそれぞれ多板クラッチとして）構成されている。第 3 遊星歯車組 R S 3 の 1 つの太陽歯車 S O 3 はブレーキ A を介して多段自動変速機の 1 つの変速機ケース G G に固定可能である。多段自動変速機の 1 つの入力軸 A N は第 2 遊星歯車組 R S 2 の 1 つの太陽歯車 S O 2 と常時結合されている。さらに、入力軸 A N はクラッチ B を介して第 1 遊星歯車組 R S 1 の 1 つの太陽歯車 S O 1 と結合可能、これに加えて或いはこれに代えてクラッチ E を介して第 1 遊星歯車組 R S 1 の 1 つのキャリア S T 1 と結合可能である。選択的に第 1 遊星歯車組 R S 1 の太陽歯車 S O 1 はブレーキ C を介して、および / または第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリア S T 1 はブレーキ D を介して、変速機ケース G G に固定可能である。

10

【 0 0 3 1 】

多段自動変速機の 1 つの出力軸 A B は平歯車段 S T S T を介して第 1 遊星歯車組 R S 1 の 1 つのリングギヤ H O 1 と常時作用結合され、このリングギヤ H O 1 は図示した例示的歯車組要素の連結では付加的に第 3 遊星歯車組 R S 3 の 1 つのキャリア S T 3 と常時結合されている。さらに、第 2 遊星歯車組 R S 2 の 1 つのキャリア S T 2 は第 3 遊星歯車組 R S 3 の 1 つのリングギヤ H O 3 と常時結合され、第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリア S T 1 は第 2 遊星歯車組 R S 2 の 1 つのリングギヤ H O 2 と常時結合されている。第 1 遊星歯車組 R S 1 のリングギヤ H O 1 と第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア S T 3 との間の相応する結合要素は円筒 Z Y L として構成されている。この円筒 Z Y L は一方で好適な作用結合を介して、例えば溶接結合を介して、リングギヤ H O 1 と結合され、軸線方向でリングギヤ H O 1 からリングギヤ H O 3 を越えるまで延びている。他方で、円筒 Z Y L は第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 3 遊星歯車組 R S 3 の側で好適な作用結合を介して、例えば連行断面を介して、キャリア S T 3 の 1 つのキャリア板 S T B 3 と結合されている。つまり円筒 Z Y L は第 2、第 3 遊星歯車組 R S 2、R S 3 に完全に被さる。

20

【 0 0 3 2 】

第 1 遊星歯車組 R S 1 は軸線方向で 2 つの軸、つまり中空軸として構成されるキャリア軸 S T W 1 とこのキャリア軸 S T W 1 の半径方向内側に通される入力軸 A N が、中心で完全に挿通される。その際、キャリア軸 S T W 1 は第 2 遊星歯車組 R S 2 に向き合う第 1 遊星歯車組 R S 1 の側で第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリア S T 1 の 1 つのキャリア板 S T B 1 2 と結合され、第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 1 遊星歯車組 R S 1 の側ではクラッチ E の 1 つの出力要素 5 3 0 と結合されている。キャリア板 S T B 1 2 自体はその外径部が第 2 遊星歯車組 R S 2 のリングギヤ H O 2 とも結合されている。第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 1 遊星歯車組 R S 1 の側でキャリア軸 S T W 1 はやはり中空軸として構成される 1 つの太陽歯車軸 S O W 1 の半径方向内側を延びている。この太陽歯車軸 S O W 1 自体は一方で第 1 遊星歯車組 R S 1 の太陽歯車 S O 1 と結合され、他方で第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 1 遊星歯車組 R S 1 の側でブレーキ C の 1 つの入力要素 3 2 0 およびクラッチ B の 1 つの出力要素 2 3 0 と結合されている。キャリア S T 1 は第 1 遊星歯車組 R S 1 に軸線方向で挿通され、第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対のその側でブレーキ D の 1 つの入力要素 4 2 0 と結合されている。

30

40

【 0 0 3 3 】

入力軸 A N は第 2（空間的に見て中央の）遊星歯車組 R S 2 と第 3 遊星歯車組 R S 3 にも軸線方向中心で挿通される。

【 0 0 3 4 】

平歯車段 S T S T は第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対のキャリア板 S T B 3 の側で第 3 遊星歯車組 R S 3 に軸線方向で隣接している。その際、多歯車式平歯車段 S T S T は、第 3

50

遊星歯車組 R S 3 のキャリア板 S T B 3 と常時結合された 1 つの第 1 平歯車 S T R 1 と、多段歯車として構成されてその第 1 歯が第 1 平歯車 S T R 1 とかみ合う 1 つの第 2 平歯車 S T R 2 と、第 2 平歯車 S T R 2 の 1 つの第 2 歯とかみ合いかつディファレンシャル D I F F を介して出力軸 A B と作用結合される 1 つの第 3 平歯車 S T R 3 とを含む。平歯車段 S T S T のこの構成は当然に例示と見做することができる。当業者ならこの平歯車段 S T S T を例えばチェーン伝動装置に取り替えることも行い、その場合その第 1 スプロケットが第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア板 S T B 3 と結合され、その第 2 スプロケットはその場合（必要ならディファレンシャルを介して）出力軸 A B と結合されている。

【 0 0 3 5 】

中空軸として構成される 1 つの太陽歯車軸 S O W 3 が平歯車伝動装置 S T S T の第 1 平歯車 S T R 1 の内側中心を延び、一方で第 3 遊星歯車組 R S 3 の太陽歯車 S O 3 と結合され、他方で第 3 遊星歯車組 R S 3 とは反対の第 1 平歯車 S T R 1 の側でブレーキ A の 1 つの入力要素 1 2 0 と結合されている。この太陽歯車軸 S O W 3 の半径方向内側をやはり入力軸 A N が延びている。

【 0 0 3 6 】

第 3 遊星歯車組 R S 3 の太陽歯車 S O 3 を固定可能なブレーキ A は空間的に見て第 3 遊星歯車組 R S 3 とは反対の平歯車段 S T S T の側に配置されている。その際、内ディスク支持体として構成されるブレーキ A の入力要素 1 2 0 は片側が軸線方向で平歯車段 S T S T の第 1 平歯車 S T R 1 に隣接し、反対側は相対回転不能に変速機ケース G G に結合された 1 つのケース壁 G W に軸線方向で隣接している。ケース壁 G W と変速機ケース G G は当然に一体に実施しておくこともできる。外ディスクと覆いディスクとを有するブレーキ A の 1 つのディスク束 1 0 0 は変速機ケース G G の内径部領域で大きな直径に配置されている。ディスク束 1 0 0 の外ディスク用の 1 つの連行断面は簡単には変速機ケース G G に一体化しておくことができる。しかしブレーキ A 用にも当然に 1 つの個別の外ディスク支持体を設けておくこともでき、この支持体は好適な手段を介して変速機ケース G G または変速機ケース固定ケース壁 G W と形状接合式、摩擦接合式または素材接合式に結合されている。ディスク 1 0 0 を操作するためのブレーキ A の、簡略化のためここには図示しないサーボ機構は、空間的に見てケース壁 G W とディスク束 1 0 0 との間に、しかし変速機ケースを相応に構成する場合には第 1 平歯車 S T R 1 もしくは第 3 遊星歯車組 R S 3 に向き合うディスク束 1 0 0 の側にも、配置されている。

【 0 0 3 7 】

図 3 に示す実施例においてブレーキ A の入力要素 1 2 0 の内側中心を延びる入力軸 A N はケース壁 G W に挿通され、従ってブレーキ A の配置されている自動変速機の側で、つまり平歯車段 S T S T の近傍で、外方に案内される。さらに図 3 で明らかとなるように、入力軸 A N はここでは例示的にトルクコンバータを介して、簡略化のため図示しない自動変速機原動機のロックアップクラッチおよびトーションダルダンパと結合されている。トルクコンバータは当然に好適な別の発進要素（例えば 1 つのクラッチ）と取り替えることもでき、変速機内部の切換要素の少なくとも 1 つが発進切換要素として設計されている場合省くこともできる。

【 0 0 3 8 】

図 3 からさらに明らかとなるように、両方のブレーキ C、D は空間的に見て並べられ、軸線方向において遊星歯車組の半径方向上方の領域に配置されている。その際、ブレーキ D の外ディスクおよび覆いディスクを有する 1 つのディスク束 4 0 0 は空間的に見て第 3 遊星歯車組 R S 3 の上に、軸線方向に見て平歯車段 S T S T の第 1 平歯車 S T R 1 の直接横に、変速機ケース G G の内径部領域で大きな直径上に配置されている。その場合、ブレーキ D のディスク束 4 0 0 の外ディスク用の 1 つの外ディスク支持体は例示的に変速機ケース G G に一体化されているが、しかし当然に個別の部材として実施しておくこともでき、その場合この部材は好適な手段を介して変速機ケースと結合されている。円筒状内ディスク支持体として構成されるブレーキ D の 1 つの入力要素 4 2 0 は円筒 Z Y L の半径方向上方に、軸線方向で 3 つの全遊星歯車組 R S 1、R S 2、R S 3 を越えるまで延設され、

第1遊星歯車組RS1のキャリアST1の1つの第1キャリア板STB11と結合されている。この第1キャリア板STB11は第2遊星歯車組RS2とは反対のキャリアST1の側に配置されている。つまり図示実施例においてブレーキDの内ディスク支持体(420)は3つの全遊星歯車組RS1、RS2、RS3に軸線方向で完全に被さる。しかしブレーキDのディスク束400の空間的位置は設計構成に応じて軸線方向で第2遊星歯車組RS2の方向にずらしておくこともでき、その場合ブレーキDの内ディスク支持体(420)は少なくとも第1、第2遊星歯車組RS1、RS2に軸線方向で完全に被さる。

【0039】

ブレーキCの外ディスクおよび覆いディスクを有する1つのディスク束300はブレーキDのディスク束400に隣接して、空間的に見て第2遊星歯車組RS2のほぼ上に、やはり変速機ケースGGの内径部領域で大きな直径上に配置されている。その場合、ブレーキCのディスク束300の外ディスク用の1つの外ディスク支持体はやはり例示的に変速機ケースGGに一体化されているが、しかし当然に個別の変速機ケース固定部材として実施しておくこともできる。製造技術上の簡素化と安価な同一部品を使用するために、両方のブレーキC、D用に同じ外ディスクおよび覆いディスクを設けておくことができる。鉢状内ディスク支持体として構成されるブレーキCの1つの入力要素320は1つの円筒状区域321と1つの円板状区域322とを有する。この円筒状区域321はブレーキDの入力要素420の1つの円筒状区域421の半径方向上方に、軸線方向で第1、第2遊星歯車組RS1、RS2を越えるまで延設されている。円板状区域322はこの領域内で円筒状区域321に続き、第2遊星歯車組RS2とは反対の第1キャリア板STB11の側で半径方向内方に太陽歯車軸SOW1まで延設されてこれと結合されている。既に触れたように、太陽歯車軸SOW1はそれ自体第1遊星歯車組RS1の太陽歯車SO1と結合されている。つまり、図示実施例においてブレーキCの内ディスク支持体(320)は両方の遊星歯車組RS1、RS2に完全に被さる。しかしブレーキCのディスク束300の空間的位置は設計構成に応じて軸線方向でずらしておくこともでき、ブレーキCの内ディスク支持体(320)が少なくとも第1遊星歯車組RS1に軸線方向で完全に被さるように第1遊星歯車組RS1の方向か、またはブレーキCの内ディスク支持体(320)が場合によっては第3遊星歯車組RS3に部分的に軸線方向でも被さるように第3遊星歯車組RS3の方向のいずれかにずらすことができる。

【0040】

各ディスク300もしくは400を操作するための両方のブレーキC、Dの(図3には簡略化のため図示しない)サーボ機構を構成するための設計細部にはのちになお詳しく言及される。有意義には、これら両方のサーボ機構が軸線方向で両方のディスク束300、400の間に配置されるか、または両方のディスク束300、400が両方のサーボ機構の間に直接並べて配置されるかのいずれかである。これら両方の場合においてブレーキC、Dのサーボ機構は逆向きの操作方向を有する。

【0041】

別の2つの切換要素B、Eは第2遊星歯車組RS2とは反対の第1遊星歯車組RS1の側に、図3に示す実施例では(図示しない)原動機とは逆の自動変速機側に配置されている。その際、両方のクラッチB、Eは望ましくは予組立可能な1つの構造群としてまとめられている。図3から明らかとなるように、クラッチBの外ディスクおよび覆いディスクを有する1つのディスク束200は第1遊星歯車組RS1に隣接して配置されている。クラッチEの外ディスクおよび覆いディスクを有する1つのディスク束500は、遊星歯車組RS1とは相反するディスク束200の側で、クラッチBのディスク束200に軸線方向で直接隣接している。つまりブレーキCのディスク300はブレーキDのディスク400よりもクラッチBのディスク200近傍に配置されている。

【0042】

原動機とは相反する自動変速機の側にクラッチEの1つの入力要素520が配置されており、ここではこの入力要素が外ディスク支持体として構成され、入力軸ANと結合されている。やはり外ディスク支持体として構成されるクラッチBの1つの入力要素220は

クラッチEの入力要素520を介して入力軸ANと結合されている。その場合、両方の外ディスク支持体(220、520)は有利には1つの共通するディスク支持体としてまとめおくことができ、これは両方のクラッチB、Eの外ディスクおよび覆いディスクに関して一方で製造技術上の簡素化を可能とし、他方で安価な同一部品の使用も可能とする。

【0043】

内ディスク支持体として構成されるクラッチBの1つの出力要素230は 軸線方向でブレーキCの内ディスク支持体(320)の円板状区域322に隣接して 半径方向内方に第1遊星歯車組RS1の太陽歯車軸SOW1にまで延設されてこれと結合されている。構造長を節約するために当業者なら必要な場合、クラッチBの内ディスク支持体(230)とブレーキCの内ディスク支持体(320)の円板状区域322とを共通する部材として実施することになる。

10

【0044】

やはり内ディスク支持体として構成されるクラッチEの1つの出力要素530は 軸線方向でクラッチBの円板状内ディスク支持体(230)とクラッチEの外ディスク支持体(520)の円板状区域との間で 半径方向内方に第1遊星歯車組RS1のキャリア軸STW1にまで延設されてこれと結合されている。既に触れたように、このキャリア軸STW1は太陽歯車軸SOW1に中心で挿通され、第2遊星歯車組RS2に隣接する第1遊星歯車組RS1の側で第1遊星歯車組RS1のキャリアST1にも第2遊星歯車組RS2のリングギヤHO2にも結合されている。

【0045】

20

両方のクラッチB、E用の(図3には簡略化のため図示しない)サーボ機構のさまざまな有意義な空間的配置と可能な設計細部にはのちになお詳しく言及される。図3に示す配置にとって、クラッチEの外ディスク支持体(520)によって形成される連結室の内部にクラッチEのサーボ機構を配置するのが有意義である。

【0046】

図3に示す部材配置によって、空間的に見て全体としてごくコンパクトで構造長を節約する変速機構造が達成される。熱的に強く負荷されるクラッチBのディスク200は有利なことに大きな直径に配置されており、5つの全切換要素のうち静的に最も強く負荷されるブレーキDのディスク400も同様である。費用節約のために両方のブレーキC、D用および両方のクラッチB、E用に同一タイプのディスクもしくは同一寸法のディスクを使用することができる。

30

【0047】

入力軸ANは 既に述べたように 軸線方向に見て自動変速機の回転する全内部部材に被さるので、当業者なら応用事例に応じて原動機を選択的に、図3に示すようにブレーキAもしくは平歯車伝動装置も配置されている自動変速機の正面に配置するか、または両方のクラッチB、Eを有する構造群も配置されている自動変速機の相反する正面に配置することになる。

【0048】

図4は図3による自動変速機のシフトパターンと付属する変速比ステップおよび総変速比とを示す。5つの切換要素A～Eのうちその都度2つの切換要素を選択的に係合させることによって6つの前進変速段がレンジシフトなしに切換可能であり、つまり或る変速段から次に高い変速段または次に低い変速段へと切換えるためにまさに操作された切換要素によってその都度単に1つの切換要素が開放され、他の1つの切換要素が係合される。第1変速段「1」ではブレーキA、Dが係合され、第2変速段「2」ではブレーキA、Cが係合され、第3変速段「3」ではブレーキAとクラッチBが係合され、第4変速段「4」ではブレーキAとクラッチEが係合され、第5変速段「5」ではクラッチB、Eが係合され、第6変速段「6」ではブレーキCとクラッチEが係合されている。後退段「R」ではクラッチBとブレーキDが係合されている。その際個々の変速比ステップは、自動変速機の有利なことに高い総変速比(変速比幅)で良好な走行性を可能にする。

40

【0049】

50

図5は図3による第1部材配置の詳細を示しており、いまや半径方向軸および部材軸受装置と5つの切換要素A～Eのサーボ機構とが補充されている。3つの個別の遊星歯車組RS1、RS2、RS3と5つの切換要素A～Eと入力軸ANおよび出力軸ABとの運動学的連結は図3に示すスケルトン図に一致している。変速機ケースGG内部での遊星歯車組RS1、RS2、RS3と切換要素A～Eとの互いに相対的な空間的配置も事実上図3からそのまま引き継がれた。

【0050】

符号110とされたブレーキAのサーボ機構は略示されており、ブレーキAのディスク束100の、出力軸ABと作用結合された第1平歯車STR1もしくは第3遊星歯車組RS3に向き合う側に配置されている。サーボ機構110は通常どおり相応するピストン室もしくは圧力室内で軸線方向に摺動可能に支承される1つのピストンと、このピストン用の1つの戻し要素とを含む。相応する圧媒供給部を介してピストン室に圧力が付加されると、この場合ピストンはブレーキAのディスク100を戻し要素の戻し力に抗して軸線方向でケース壁GWの方向に操作し、このケース壁は図3と同様に原動機に向き合う自動変速機の外壁を形成する。その際、サーボ機構110のピストン室もしくは圧力室がケース中間壁GZに一体化されており、このケース中間壁は変速機ケースGGの一部として構成され、または相対回転不能に変速機ケースGGと結合され、変速機ケースの内径部から出発して半径方向内方に延びている。ケース中間壁GZは当然に個別の部材として実施しておくことができ、その場合この部材は好適な手段を介して相対回転不能に変速機ケースGGと結合された。ケース中間壁GZで第1平歯車STR1も支承されている。さらに、図5ではこの領域に入力軸ANとケース壁GWとの間のラジアル軸受装置と、太陽歯車軸SOW3と入力軸ANとの間のラジアル軸受装置が示唆されている。

【0051】

図3と同様に、両方のブレーキC、Dは空間的に見て半径方向で遊星歯車組RS1～RS3の上に配置され、ブレーキCは軸線方向に見て第1、(中央の)第2遊星歯車組RS1、RS2の半径方向上方の領域に配置され、ブレーキDは軸線方向に見て(中央の)第2、第3遊星歯車組RS2、RS3の半径方向上方の領域に配置されている。ブレーキAのサーボ機構110と同様に、符号310、410とされたブレーキC、Dのサーボ機構も略示されており、通常どおり相応するピストン室もしくは圧力室内で軸線方向摺動可能に支承される各1つのピストンと、各ピストン用の各1つの戻し要素とを含む。相応する圧媒供給部を介して各ピストン室に圧力が付加されると、各ピストンはこの場合ブレーキCもしくはDのディスク300もしくは400を各戻し要素の戻し力に抗して操作する。図5に示す実施例において両方のブレーキC、Dのディスク束300、400は軸線方向で直接に相隣接している。ブレーキDのサーボ機構410は平歯車STR1もしくはブレーキAもしくはケース壁GWに向き合うブレーキDのディスク束400の側に配置され、このディスク400を軸線方向でブレーキCの方向に操作する。ブレーキCのサーボ機構310はブレーキDとは反対のブレーキCのディスク束300の側に配置され、このディスク300を軸線方向でブレーキDの方向に操作する。つまり両方のサーボ機構310、410の操作方向は互いに逆向きである。

【0052】

図3と同様に、クラッチB、Eは両方とも第2遊星歯車組RS2とは相反する第1遊星歯車組RS1の側に配置され、クラッチB、Eのディスク束200、500は直接並べて配置され、クラッチBのディスク束200はクラッチEのディスク束500よりも第1遊星歯車組RS1近傍に配置され、クラッチEの入力要素とクラッチBの入力要素は1つの共通するディスク支持体ZYLB Eとして、ここでは外ディスク支持体の機能に実施されている。その際、このディスク支持体ZYLB Eが1つのハブ523を有し、このハブは駆動軸ANと結合され、1つの変速機ケース固定ハブGNで支承されている。選択された用語法から明らかとなるように、このハブ523はクラッチEの入力要素(520)に付設することができる。変速機ケース固定ハブGNは変速機ケースGGの1つの外壁の1つの円筒状突起であり、この突起は軸線方向で第1遊星歯車組RS1の方向に延設されてい

10

20

30

40

50

る。ハブGNは当然に1つのケース蓋に一体化しておくこともでき、その場合このケース蓋は好適な手段を介して相対回転不能に変速機ケースと結合されている。入力軸AN自体は図示実施例ではハブGNで支承されてもいる。さらに、クラッチB、E用に共通する外ディスク支持体(ZYLB E)は幾何学的にさまざまに構成された区域521、522、524、221を有し、これらの区域は用語法の方からクラッチEの入力要素(520)またはクラッチBの入力要素(220)のいずれかに付設されている。円板状区域522は軸線方向に見てハブのほぼ中心でハブ523と結合され、ハブ523の外径から出発して半径方向外方に延設されている。この円板状区域522の外径で円筒状区域521が円板状区域522に続き、軸線方向で第1遊星歯車組RS1の方向にクラッチEのディスク束500上にまで延設されている。その内径に円筒状区域521はクラッチEのディスク束500の外ディスクを受容するために1つの好適な連行断面を有する。さらに遊星歯車組RS1の方向に見て、円筒状区域521に(クラッチBの入力要素(220)に付設される)1つの円筒状区域221が続いている。その内径にこの円筒状区域221はクラッチBのディスク束200の外ディスクを受容するために好適な1つの連行断面を有する。図5に示す実施例ではそのことが明らかとならないとしても、クラッチE、Bの外ディスクを受容するための両方の連行断面は同一とすることができる。

【0053】

クラッチEのサーボ機構は符号510であり、クラッチEの入力要素520の第1円筒状区域521と円板状区域522とによって形成される連結室の内部に、つまり第1遊星歯車組RS1に向き合う円板状区域522の側に配置されている。第1円筒状区域521と、円板状区域522と、ディスク支持体ZYLB E(もしくはクラッチEの入力要素(520))のハブ523は、サーボ機構510の1つのピストン514を軸線方向摺動可能に収容する1つのピストン室もしくは圧力室511を形成する。サーボ機構510の圧力室511に圧力が付加されるとピストン514はクラッチEのディスク500を軸線方向で第1遊星歯車組RS1の方向に、サーボ機構510のここで例示的に皿ばねとして実施される1つの戻し要素513の戻し力に抗して操作する。その際、圧力室511への圧媒供給は1つの圧媒供給部518を介して行われ、この圧媒供給部は一部ではハブ523の内部、一部ではケース固定ハブGNの内部に延びている。

【0054】

常に入力軸ANの回転数で回転する圧力室511の動的圧力を補償するためにサーボ機構510が1つの圧力補償室512も有し、この圧力補償室は圧力室511とは相反するピストン514の側に配置され、ピストン514と1つの堰円板515とによって形成され、幾何学的には主に、少なくとも十分に完全な動的圧力補償が達成されるように設計されている。このため圧力補償室512は1つの潤滑剤供給部519を介して無圧で潤滑剤が充填され、この潤滑剤供給部519は一部ではハブ523の内部、一部では入力軸ANの内部を延びている。

【0055】

符号210はクラッチBのサーボ機構である。このサーボ機構210の1つのピストン室もしくは圧力室211はクラッチE、Bの共通する外ディスク支持体(ZYLB E)の円板状区域522の、クラッチEの圧力室511とは相反する側に配置されている。圧力室211はハブ523と円板状区域522とディスク支持体ZYLB E(もしくはクラッチEの入力要素(520))の1つの第2円筒状区域524とによって形成され、この第2円筒状区域524は軸線方向でクラッチEの圧力室511とは逆方向に延設されている。圧力室211の内部でサーボ機構210の1つのピストン214が軸線方向摺動可能に配置されている。圧力室211に圧力が付加されるとこのピストン214はクラッチBのディスク200を軸線方向で第1遊星歯車組RS1とは逆方向に、サーボ機構210のここで例示的に皿ばねとして実施される1つの戻し要素213の戻し力に抗して操作する。その際、ピストン214は軸線方向において両方のクラッチE、Bに共通するディスク支持体ZYLB Eに - 特にその区域522、524、521、221に - 半径方向で完全に被さる。その際、ピストン214の1つの操作プランジャ216は圧力室211とは相反

10

20

30

40

50

するディスク束 200 の側からこのディスク束 200 に作用する。主にピストン 214 の幾何学的輪郭はディスク支持体 区域 522、524、521、221 によって形成されるディスク支持体 ZYLB E の外被面に適合されている。圧力室 211 への圧媒供給は 1 つの圧媒供給部 218 を介して行われ、この圧媒供給部は一部ではハブ 523 の内部、一部ではケース固定ハブ G N の内部を延びている。

【0056】

常に入力軸 A N の回転数で回転する圧力室 211 の動的圧力を補償するためにクラッチ B のサーボ機構 210 は、圧力室 211 とは相反するピストン 214 の側に配置される 1 つの圧力補償室 212 も有する。この圧力補償室 212 は 1 つの堰円板 215 とディスク支持体 区域 524 の半径方向下方に配置されるピストン 214 の 1 つの区域とによって形成される。圧力補償室 212 は主に、少なくとも十分に完全な動的圧力補償が達成されるように幾何学上設計されている。このため圧力補償室 212 は 1 つの潤滑剤供給部 219 を介して無圧で潤滑剤を充填され、この潤滑剤供給部 219 は一部ではハブ 523 の内部、一部ではケース固定ハブ G N の内部を延びている。

【0057】

つまりサーボ機構 210 の圧力室 211 の空間的位置に関して、本発明に係るこの配置ではクラッチ B のディスク 200 の操作は「引張式」に行われる。それに対して、サーボ機構 510 の圧力室 511 の空間的位置に関してクラッチ E のディスク 500 の操作は「加圧式」に行われる。

【0058】

つまり円板状区域 522 は実質的に半径方向を向くディスク支持体 ZYLB E の外被面を形成し、遊星歯車組 R S 1 に向き合うその側にクラッチ E のサーボ機構の圧力室 511 が配置され、また遊星歯車組 R S 1 とは反対のその側にはクラッチ B のサーボ機構の圧力室 211 が配置されている。つまりディスク支持体 ZYLB E の外被面のこの領域は両方の圧力室 211、511 を相互に分離する。回転する各圧力室 211 もしくは 511 の動的圧力補償のために設けられるクラッチ B、E のサーボ機構の圧力補償室 212 もしくは 512 は、それぞれ、ディスク支持体 ZYLB E のこの外被面領域とは反対の各圧力室 211 もしくは 511 の側に配置されている。

【0059】

後続の図 6、図 7 を基に、次に、図 5 による部材配置に基づく 2 つの細部構造が説明される。図 6 は両方のクラッチ B、E を有する構造群の例示的第 1 細部構造を有する変速機部分の断面を示す。図 5 におけると同様にここでも両方のクラッチ B、E のディスク束 200、500 は直接に並べて配置されており、ディスク束 200 は第 1 遊星歯車組 R S 1 に隣接して配置されている。両方のクラッチ B、E 用に 図 5 におけると同様に 1 つの共通するディスク支持体 ZYLB E が外ディスク支持体の機能で設けられており、このディスク支持体は幾何学的に異なる態様に形成される区域 221、521、525、524、522、523 に区分されている。両方の円筒状区域 521、524 と両方の円板状区域 525、522 は、ハブ 523 と一緒に、入力軸 A N に結合されるクラッチ E の入力要素を形成する。円筒状区域 221 がクラッチ B の入力要素を形成し、この入力要素はクラッチ E の入力要素を介して入力軸 A N と結合されている。

【0060】

円筒状区域 221 は、その内径に、ディスク束 200 の外ディスクを受容するための 1 つの好適な連行断面を有する。軸線方向に遊星歯車組 R S 1 とは逆方向で円筒状区域 221 にクラッチ E の入力要素の第 1 円筒状区域 521 が、ここでは同じ直径上で続いている。第 1 円筒状区域 521 は、その内径に、ディスク束 500 の外ディスクを受容するための 1 つの好適な連行断面を有する。有利には両方の区域 221、521 のディスク 連行断面は同一とすることができ、そのことから両方のクラッチ B、E 用に同じ外ディスクを使用することが可能になる。1 つの止め輪 201 がその外径でクラッチ B、E の外ディスク支持体 (ZYLB E) の円筒状区域 221 のディスク連行断面内に係合し、1 つの好適な装置を介して軸線方向でディスク支持体 ZYLB E の外径部に固定されており、両方の

クラッチ B、E は相互に完全に独立して操作可能であり、つまりこれら両方のクラッチの一方の操作は各他方のクラッチに反作用を及ぼさない。つまり両方のクラッチ B、E のディスク束 200、500 は各圧力室 (211、511) に圧力が付加されると軸線方向で止め輪 201 で支えられる。当業者には明白であるが、この止め輪 201 を組み立てて軸線方向で固定する前に、両方のクラッチ B、E に共通する外ディスク支持体は事前にクラッチ E のサーボ機構およびディスク束 500 で補完されていなければならない。このような軸線方向固定は、図示実施例におけるように、止め輪 201 上の領域で半径方向から連行断面内に追加的に持ち込まれる材料つなぎ (材料圧入部) として実施しておくことができるが、しかし例えば追加的に実施されるディスク支持体 ZYLB E への止め輪 201 のコーキングとして、または止め輪 201 の両横で半径方向から連行断面に追加的に持ち込まれる材料つなぎ (材料圧入部) として、またはディスク支持体 ZYLB E への止め輪 201 の半径方向ピン止めとしても実施しておくことができる。別の 1 構成において、円筒 ZYLB E の円筒状区域 211 の止め輪 201 の代わりに、1 つの半径方向内向きの材料つなぎを設けておくようにすることもでき、この材料つなぎはピストン 514 およびディスク束 500 の組立後に円筒 ZYLB E の円筒状部分 211 内に押し込まれ、すると両方のディスク束 500、200 用の軸線方向当接面となる。

【0061】

ハブ 523 (クラッチ E の入力要素のハブ) がここでは例示的に 1 つの連行断面を介して入力軸と形状接合式に結合されており、このハブから出発してハブのほぼ中心で第 1 円板状区域 522 が半径方向外方に延設されている。符号 526 はハブ 523 の 1 つの第 1 円筒状区域であり、この区域は遊星歯車組 RS1 とは反対の円板状区域 522 の側で軸線方向に延設されている。符号 527 はハブ 523 の 1 つの第 2 円筒状区域であり、この区域は遊星歯車組 RS1 に向き合う円板状区域 522 の側で軸線方向に延設されている。第 1 円板状区域 522 の両側に各 1 つの圧力室が配置されている。遊星歯車組 RS1 とは反対の第 1 円板状区域 522 の側で、ハブ区域 526 の半径方向上方に、クラッチ B のサーボ機構の圧力室 211 が配置されている。遊星歯車組 RS1 に向き合う第 1 円板状区域 522 の側で、ハブ区域 527 の半径方向上方に、クラッチ E のサーボ機構の圧力室 511 が配置されている。その外径で第 1 円板状区域 522 に 1 つの第 2 円筒状区域 524 が続き、軸線方向で遊星歯車組 RS1 とは逆方向に、例えばハブ 523 の第 1 円筒状区域 526 も延設されている程度に延設されている。ここでは第 2 円筒状区域 524 に、少なくとも十分に円板状の 1 つの第 2 区域 525 が続いており、この第 2 円板状区域は半径方向外方に、ほぼディスク束 500 の外径にまで、クラッチ E の入力要素の第 1 円筒状区域 521 にまで延設されている。図 6 から明らかとなるように、ディスク支持体 ZYLB E (もしくはクラッチ E の入力要素) は、521、525、524、522、523 の順序で互いに続くその区域に、半径方向に見て全体として蛇行状の構造を有し、1 つの連結室を形成している。この連結室の内部にクラッチ E のサーボ機構と、両方のクラッチ B、E のディスク束 200、500 が配置されている。

【0062】

ディスク支持体 ZYLB E (もしくはクラッチ E の入力要素) の円板状区域 522 と円筒状ハブ区域 527 はクラッチ E のサーボ機構のピストン 514 と一緒にクラッチ E のサーボ機構の圧力室 511 を形成する。この圧力室 511 に至る圧媒供給部 518 は一部ではクラッチ B、E の共通する外ディスク支持体の (ハブ区域 527 内の) ハブ 523 内、一部ではケース固定ハブ GN 内を延びている。回転する圧力室 511 の動的圧力を補償するためのピストン 514 および堰円板 515 によって形成される圧力補償室 512 は圧力室 511 とは相反するピストン 514 の側に、つまり圧力室 511 よりも第 1 遊星歯車組 RS1 近傍に配置されている。この圧力補償室 512 に至る潤滑剤供給部 519 は一部ではクラッチ B、E の共通するディスク支持体 ZYLB E の (ハブ区域 527 内の) ハブ 523 内、一部では入力軸 AN 内を延びている。例示的に皿ばねとして構成される戻し要素 513 はピストン 514 と堰円板 515 との間で予圧を加えられており、堰円板 215 は軸線方向において入力軸 AN で支えられている。

【 0 0 6 3 】

ディスク支持体 Z Y L B E (もしくはクラッチ E の入力要素) の円板状区域 5 2 2 と円筒状区域 5 2 4 と円筒状ハブ区域 5 2 6 はクラッチ B のサーボ機構のピストン 2 1 4 と一緒にクラッチ B のサーボ機構の圧力室 2 1 1 を形成する。空間的に見てピストン 2 1 4 はクラッチ B、E の共通するディスク支持体 Z Y L B E の蛇行状構造に実質的に追従し、軸線方向において一部ではディスク支持体 Z Y L B E の第 2 円筒状区域 5 2 4 と、ディスク支持体 Z Y L B E によって形成されるクラッチ E 用連結室と、クラッチ B のディスク 2 0 0 とに半径方向で完全に被さる。その際ピストン 2 1 4 は軸線方向においてクラッチ B のディスク束 2 0 0 を越え、第 1 遊星歯車組 R S 1 の上の領域内にまで延設されている。クラッチ B のディスク 2 0 0 を「引張」操作するために、ディスク束 2 0 0 に作用する操作プランジャ 2 1 6 はディスク束 2 0 0 の上の領域でピストン 2 1 4 に固着され、半径方向内方にディスク束 2 0 0 のほぼ内径にまで延設されている。クラッチ B のサーボ機構の圧力室 2 1 1 に至る圧媒供給部 2 1 8 は一部ではクラッチ B、E の共通するディスク支持体 Z Y L B E の (ハブ区域 5 2 6 内の) ハブ 5 2 3 内、一部ではケース固定ハブ G N 内を延びている。クラッチ B のサーボ機構も、1 つの動的圧力補償部を有する。回転する圧力室 2 1 1 の動的圧力を補償するための相応する圧力補償室 2 1 2 は空間的に見てディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 5 2 4 の下方に配置されており、ピストン 2 1 4 と堰円板 2 1 5 とによって形成される。この圧力補償室 2 1 2 に至る潤滑剤供給部 2 1 9 は一部ではディスク支持体 Z Y L B E の (ハブ区域 5 2 6 内の) ハブ 5 2 3 内、一部ではケース固定ハブ G N 内、一部では入力軸 A N 内に延設されている。ピストン 2 1 4 を戻すための皿ばねとして実施される戻し要素 2 1 3 は圧力補償室 2 1 2 の外側に配置され、クラッチ B、E からなる構造群の遊星歯車組 R S 1 とは相反する側でピストン 2 1 4 の 1 つの外面に当接している。その際、この皿ばね (2 1 3) はピストン 2 1 4 の外面と第 1 円筒状ハブ区域 5 2 6 の外縁に配置されるハブ 5 2 3 の支持カラーとの間で軸線方向において予圧を加えられている。

10

20

【 0 0 6 4 】

つまり第 1 円板状区域 5 2 2 は実質的にディスク支持体 Z Y L B E の半径方向を向く (ここでは十分に垂直な) 外被面を形成し、遊星歯車組 R S 1 に向き合うその側にクラッチ E のサーボ機構の圧力室 5 1 1 が配置され、遊星歯車組 R S 1 とは反対のその側にクラッチ B のサーボ機構の圧力室 2 1 1 が配置されている。つまりディスク支持体 Z Y L B E のこの外被面領域が両方の圧力室 2 1 1、5 1 1 を相互に分離する。回転する各圧力室 2 1 1 もしくは 5 1 1 の動的圧力を補償するために設けられるクラッチ B、E のサーボ機構の圧力補償室 2 1 2 もしくは 5 1 2 はそれぞれ各圧力室 2 1 1 もしくは 5 1 1 の、ディスク支持体 Z Y L B E のこの外被面領域とは反対の側に配置されている。

30

【 0 0 6 5 】

他の細部として、クラッチ B のサーボ機構のピストン 2 1 4 は、空間的に見て遊星歯車組 R S 1 の上に配置されるその区域においてその外径に 1 つの好適な検出断面を有し、この検出断面は入力軸 回転数を算定するために 1 つの入力回転数センサ N A N を介して (非接触式に) 走査される。

【 0 0 6 6 】

クラッチ B の出力要素 2 3 0 は内ディスク支持体として構成されている。この内ディスク支持体 (2 3 0) の 1 つの円筒状区域 2 3 1 はクラッチ B のディスク束 2 0 0 から出発して軸線方向で、ほぼ第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリヤ板 S T B 1 1 にまで延びている。この円筒状区域 2 3 1 の外径に、ディスク束 2 0 0 の覆いディスクを受容するために 1 つの好適な連行断面が設けられている。クラッチ B の内ディスク支持体 (2 3 0) の 1 つの円板状区域 2 3 2 は半径方向で第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリヤ板 S T B 1 1 と平行に延設され、ほぼ中央直径上で円筒状区域 2 3 1 と相対回転不能に結合され、ここでは例示的にリベット止めされている。この円板状区域 2 3 2 はその内径で相対回転不能に太陽歯車 S O 1 と結合され、ここでは例示的に溶接されている。円板状区域 2 3 2 の外径がキャリヤ板 S T B 1 1 および円筒 Z Y L の外径よりも大きく、この円筒は遊星歯車組 R S 1 のリ

40

50

ングギヤH O 1 に被さり、またこの円筒内にキャリア板S T B 1 1 が形状接合式に吊り掛けられている。クラッチBの出力要素2 3 0の円板状区域2 3 2の外径領域で(この部分には図示されていない)ブレーキCの入力要素3 2 0 が例示的に形状接合式に吊り掛けられている。

【0067】

クラッチEの出力要素5 3 0 はやはり内ディスク支持体として構成されている。この内ディスク支持体(5 3 0)の1つの円筒状区域5 3 1はクラッチEのディスク束5 0 0 から出発して軸線方向においてほぼクラッチBの内ディスク支持体(2 3 0)の円板状区域2 3 2にまで延設されている。この円筒状区域5 3 1の外径に、ディスク束5 0 0の覆いディスクを受容するための1つの好適な連行断面が一部に設けられている。クラッチEの内ディスク支持体(5 3 0)の円筒状区域5 3 1は一部では半径方向でクラッチBの内ディスク支持体(2 3 0)の円筒状区域2 3 1のすぐ下方にも延びている。出力要素5 3 0の1つの円板状区域5 3 2は円筒状区域5 3 1に続き、半径方向内方に、クラッチBの内ディスク支持体(2 3 0)の円板状区域2 3 2と平行にキャリア軸S T W 1にまで延設されて相対回転不能にこれと結合され、ここでは例示的に溶接結合によって結合されている。知られているようにキャリア軸S T W 1は半径方向で入力軸A Nの上方、かつ太陽歯車S O 1内の中心を延び、つまり第1遊星歯車組R S 1に中心で挿通され、キャリア板S T B 1 1とは相反する第1遊星歯車組R S 1の側で他の(この部分図には図示しない)遊星歯車組要素に運動学的に結合されている。

【0068】

図7は、両方のクラッチB、Eを有する構造群の例示的第2細部設計を有する図5による変速機の変速機部分を断面で示す。図7と上で詳述した図6との比較から容易に明らかとなるように、(図7による)第2細部設計では両方のクラッチB、Eを有する構造群の(図6による)第1細部設計から数多くの設計特徴が引き継がれた。例えば、両方のクラッチB、Eの(圧力室2 1 1と5 1 1、ピストン2 1 4と5 1 4、戻し要素2 1 3と5 1 3、圧媒供給部2 1 8と5 1 8、圧力補償室2 1 2と5 1 2、堰円板2 1 5と5 1 5、および潤滑剤供給部2 1 9と5 1 9を有する)サーボ機構の設計構成は殆どそのまま引き継がれた。同様に図6から引き継がれたのは、クラッチEの(ハブ5 2 3、円板状区域5 2 2と5 2 5、および円筒状区域5 2 4と5 2 1を有する)入力要素が半径方向に見て蛇行状部材として、クラッチB、Eに共通する外ディスク支持体(Z Y L B E)の区域として幾何学的に構成されている点である。つまり両方のクラッチB、Eのサーボ機構の圧力室5 1 1、2 1 1は引き続き両方のクラッチB、Eに共通するディスク支持体Z Y L B Eの1つの外被面によって相互に分離されており、この外被面は実質的に第1円板状区域5 2 2によって形成される。

【0069】

両方のクラッチB、Eのディスク束2 0 0、5 0 0は確かに軸線方向に見てやはり並べて配置されているが、しかし図6とは異なりいまや半径方向でずれを有する。クラッチBのディスク束2 0 0はクラッチEのディスク束5 0 0よりも大きな直径を有する。つまり特にクラッチBのディスク束2 0 0の覆いディスクの摩擦面 内径はクラッチEのディスク束5 0 0の覆いディスクの摩擦面 外径よりも大きい。ディスク束2 0 0の直径は、ディスク束2 0 0が軸線方向に見て半径方向でこのクラッチ配置に隣接する第1遊星歯車組R S 1の上に配置できるように選択されている。このような部材組込みは、走行方向を横切って組込まれた原動機を有する車両内で車体構造のゆえに周知の著しく制限された組込空間が利用可能である変速機ケース区域において一方で変速機構造長に関して、他方で変速機ケース外径に関しても、諸利点を有する。

【0070】

同様に、ディスク支持体Z Y L B Eの(クラッチBの入力要素に付設されるべき)円筒状区域2 2 1とディスク支持体Z Y L B Eの(クラッチEの入力要素に付設されるべき)第1円筒状区域5 2 1との間の移行部は直径偏差もしくは段差も有する。クラッチBのディスク2 0 0も、その(「引張」)操作時に軸線方向でこの段差で支えられる。クラッチ

Eのディスク500をその(「加圧」)操作時に軸線方向で支えるために1つの止め輪501が設けられており、この止め輪は円筒状区域521のディスク連行断面内に係合し、1つの好適な装置を介して軸線方向でディスク支持体ZYLB Eの区域521で固定される。当業者には明白なように、この止め輪501を組み立てて軸線方向で固定する前に両方のクラッチB、Eに共通する外ディスク支持体ZYLB Eは事前にクラッチEのサーボ機構およびディスク束500で補完しておかねばならない。このような軸線方向固定は例えば溝としておくことができ、この溝は止め輪501の上方の領域の相応する軸線方向位置でディスク支持体ZYLB Eの連行断面内に半径方向で係合し、または材料つなぎ(材料圧入部)として半径方向でディスク支持体ZYLB Eの連行断面内に押し込まれている。このような軸線方向固定の別の例は、ディスク支持体ZYLB Eに対する止め輪501の追加的コーキング、またはディスク束500とは反対の止め輪501の側で軸線方向でこの止め輪501の横でディスク支持体ZYLB Eの連行断面内に半径方向で追加的に設けられる材料つなぎ(材料圧入部)であり、またはディスク支持体ZYLB Eに対する止め輪501の半径方向ピン止めでもある。

10

【0071】

ディスク支持体ZYLB Eと入力軸ANとの間の代替的結合技術として図7ではいまや脱離可能な結合が例示的に設けられている。空間的に見て入力軸ANは遊星歯車組近傍のハブ区域527の領域でディスク支持体ZYLB Eのハブ523と溶接されている。

【0072】

入力回転数センサNANは図6に比べて軸線方向で多少ずらされている。クラッチBのサーボ機構ピストン214外径の検出断面は入力軸回転数を測定するために入力回転数センサNANによって走査され、いまや空間的に見てクラッチEのディスク束500の上方に配置されている。

20

【0073】

内ディスク支持体として構成されるクラッチEの出力要素530は軸線方向でごく短い1つの円筒状区域531を有し、この区域の外径にディスク束500の覆いディスクを受容するための1つの好適な連行断面が設けられている。ディスク束500の直接横、クラッチEのサーボ機構圧力室511とは反対のディスク束500の側で、この円筒状区域531に円板状区域532が続き、軸線方向で堰円板515に直接隣接して半径方向内方にキャリア軸STW1にまで延設されてこれと結合されている。

30

【0074】

内ディスク支持体として構成されるクラッチBの出力要素230が1つの円筒状区域231を有し、この区域は軸線方向に見てクラッチEのディスク束500の横に、またクラッチEのサーボ機構の横にも配置され、軸線方向に見て半径方向で(図7では不完全に図示した)第1遊星歯車組の上に延設され、その外径にはディスク束200の覆いディスクを受容するための1つの好適な連行断面を有する。クラッチEに向き合う円筒状区域231の側でクラッチBの内ディスク支持体(230)の1つの円板状区域232は円筒状区域231に続き、軸線方向でクラッチEのディスク束500の圧力室とは反対の側と内ディスク束支持体(530)の円板状区域532とに直接隣接して半径方向内方に第1遊星歯車組の太陽歯車SO1にまで延設されている。つまり図7から明らかとなるように、クラッチEの内ディスク支持体(530)は、図6とは異なり、クラッチBの内ディスク支持体(230)によって形成される空間の内部に一部では延びていない。

40

【0075】

図7からやはり明らかとなるように、ブレーキCはクラッチEとは相反するディスク束200の側でクラッチBのディスク束200の横に配置されている。直径の点でブレーキCのディスク300はクラッチBのディスク200と少なくとも同様に寸法設計されている。内ディスク支持体として構成されるブレーキCの入力要素320はクラッチBの内ディスク支持体(230)と共に一体に実施されている。この入力要素320の円筒状区域321は、その外径に、ディスク束300の覆いディスクを受容するための好適な1つの連行断面を有し、クラッチBの出力要素230の円筒状区域231に軸線方向で直接続い

50

ている。製造技術上有利には両方のディスク束 300、200 の覆いディスク用ディスク連行断面が同一であり、これにより同一タイプの覆いディスクの使用も可能である。

【0076】

図7に付加的に示唆されたブレーキCの1つの出力要素330はディスク束300の外ディスク用の相応する1つのディスク連行断面を有する円筒状外ディスク支持体として構成され、個別の構造要素として実施されている。このような円筒は例えばブレーキCのサーボ機構もブレーキD（そのサーボ機構およびディスクを含む）全体も受容することができ、構造群として予め組立てることができる。その場合この構造群は変速機ケースに挿入され、かつ相対回転不能に固定される。

【0077】

次に図8を基に本発明に係る第2の例示的概略部材配置が詳しく述べられる。本発明に係るこの第2部材配置は図5を基に詳細に述べた本発明に係る第1部材配置に類似している。図5との主要な違いは、第2、第5切換要素B、Eのディスク束200、500の互いに相対的および第1遊星歯車組RS1に対して相対的な空間的配置、第1平歯車STR1のブレーキAおよび第3遊星歯車組RS3に対して相対的な空間的配置および支承、そしてブレーキAのサーボ機構110の空間的配置に関するものである。

【0078】

図8から明らかとなるように、両方のクラッチB、Eからなる構造群の構造とこの構造群の空間的配置は自動変速機内で全体として見て実質的に図5と同一である。図5とは異なり、ディスク束200、500は空間的に見てもはや並べられているのではなく、上下に配置されている。その際、クラッチBのディスク束200は軸線方向に見て少なくとも十分に半径方向でクラッチEのディスク束500の上に配置されている。つまり両方のディスク束200、500は第1遊星歯車組RS1に隣接して配置されている。ディスク200の有利な大きな直径はクラッチBの熱的負荷がコンセプトに起因して比較的高いことを考慮したものである。

【0079】

両方のクラッチB、E用にその入力要素220、520として1つの共通するディスク支持体ZYLBEが設けられており、このディスク支持体は入力軸ANと結合され、両方のクラッチB、E用に外ディスク支持体として構成されている。つまりクラッチBの入力要素220は再びクラッチEの入力要素520を介して入力軸ANと結合されている。クラッチEの入力要素520に対するクラッチBの入力要素220の幾何学的結合に至るまで、この共通する外ディスク支持体（ZYLBE）の幾何学的、機能的構成は図5と同一である。クラッチBの入力要素220はいまや、クラッチBのディスク束200をその内径に配置した円筒状区域221の他に、1つの円板状区域222も有する。この円板状区域222は、クラッチBのサーボ機構210の圧力室211に向き合うディスク束200の側で、円筒状区域221から出発して半径方向内方にクラッチEの入力要素520の（第1）円筒状区域521に至るまで延設されてこれと結合されている。クラッチBのサーボ機構210のピストン214は図5におけるように軸線方向においてクラッチBの入力要素220およびディスク束200に半径方向で完全に被さる。既に先に図5を基に詳しく述べたように、ディスク200はサーボ機構210によって「引張式」に操作されるのに対して、クラッチEのディスク500はクラッチEのサーボ機構510によって「加圧式」に操作される。

【0080】

図8からさらに明らかとなるように、出力軸に作用結合された平歯車段の第1平歯車STR1を支承する変速機ケース固定ケース中間壁GZは空間的に見ていまや第3遊星歯車組RS3と平歯車STR1との間に、遊星歯車組RS3および平歯車STR1に軸線方向で直接隣接して配置されている。平歯車段の代わりに当然にチェーン伝動装置も設けておくことができる。ケース中間壁GZとは反対の第1平歯車STR1の側にブレーキAが配置されており、ここで内ディスク支持体として構成されるブレーキAの入力要素120の1つの円板状区域122は平歯車STR1に軸線方向で直接隣接している。ブレーキAの

10

20

30

40

50

サーボ機構 110 はいまや、自動変速機の 1 つの外壁を引き続き形成する変速機ケース固定ケース壁 GW に一体化されており、ブレーキ A のディスク 100 を軸線方向で平歯車 STR1 もしくは第 3 遊星歯車組 RS1 の方向に操作する。

【0081】

図 9 が一部を示す実際に実施された変速機構造の変速機断面は図 5 による変速機断面に基づくものであり、図 6 による細部設計の主要特徴を有する。図 5 から公知の 3 つの遊星歯車組 RS1、RS2、RS3 と 5 つの切換要素 A ~ E との空間的配置に対して相対的に自動変速機の原動機の位置がいまや反映されている。つまり入力軸 AN と作用結合された原動機はいまや、両方のクラッチ B、E を有する構造群も配置されている変速機側に配置されている。しかし自動変速機の（ここでは図示されていない）出力軸と結合されたディ
10
ファレンシャル DIFF は引き続き原動機近傍に配置されており、平歯車段 STST の第 1 平歯車 STR1 とディファレンシャル DIFF に結合（ここでは例示的にねじ止め）された平歯車段 STST の第 3 平歯車 STR3 との間に大きな軸線方向距離があり、この距離は平歯車段 STST のここでは側軸として構成される第 2 平歯車 STR2 によって橋絡される。自動変速機の（ここには図示しない）出力軸と作用結合された平歯車段の第 1 平歯車 STR1 は第 3 遊星歯車組 RS3 に、第 3 遊星歯車組 RS3 のキャリア板 STB3 の第 2（中央）遊星歯車組 RS2 とは相反する側に、直接隣接している。第 1 平歯車 STR1 の軸受装置 STRL1 は例示的に剛性円錐ころ軸受装置として実施され、直接に隣接する 2 つの円錐ころ軸受を有する。これら両方の円錐ころ軸受の軸受内輪は、軸線方向で第 3 遊星歯車組 RS3 とは逆方向に延設される平歯車 STR1 の 1 つの平歯車ハブ STRN
20
1 上で、軸線方向で 1 つの軸ナットを介して固定されている。これら両方の円錐ころ軸受の軸受外輪はそれぞれケース中間壁 GZ の 1 つの軸受穴に嵌挿され、軸線方向で両方の円錐ころ軸受の間で半径方向内方に延設されるケース中間壁 GZ の 1 つの当接肩部でそれぞれ支えられる。つまり平歯車 STR1 の平歯車ハブ STRN1 はケース中間壁 GZ に中心で挿通されている。

【0082】

ケース中間壁 GZ が同時にブレーキ A の 1 つの出力要素 130 を形成し、この出力要素はブレーキ A のディスク束 100 の外ディスクを受容するための相応する 1 つの連行断面を有する外ディスク支持体として構成されている。その際ブレーキ A、特にケース中間壁 GZ に一体化されたブレーキ A のサーボ機構 110 は、軸線方向に見て一部では半径方向
30
で第 1 平歯車 STR1 の軸受装置 STRL1 の上に配置されている。ケース中間壁 GZ は相対回転不能に変速機ケース GG と結合されているが、相応する（通常の）ねじ止めは図 9 では簡略化のため図示されていない。中間軸（STR2）の軸受装置は例示的に 2 つの円錐ころ軸受を介して支承されており、そのうち第 1 円錐ころ軸受は空間的に見て第 3 遊星歯車組 RS3 上の領域、軸受 STRL1 もしくはブレーキ A とは反対の第 1 平歯車 STR1 の側に配置されている。その第 2 円錐ころ軸受は空間的に見てクラッチ B、E の相隣接するディスク束 200、500 上の領域に、第 1 平歯車 STR1 の方向から見て軸線方向で第 3 平歯車 STR3 の前に配置されている。この実施例では原動機側ケース壁 GW が 2 部分で実施されており、この 2 部分構成のケース壁 GW の一方の部分は 1 つのディファ
40
レンシャルカバーおよびディファレンシャル DIFF を原動機側で覆う。2 部分構成のケース壁 GW の入力軸近傍の部分には、さまざまな変速機部材に潤滑剤を供給しかつ切換要素に圧媒を供給するために 1 つのポンプとさまざまな圧媒通路が一体化されている。ブレーキ A は原動機とは反対の変速機ケース GG の正面に相応に配置されている。

【0083】

ブレーキ C、D は全体として変速機ケースに嵌挿される予め組立可能な 1 つの構造群を形成する。この構造群は両方のブレーキ C、D の外ディスク支持体として構成される出力要素 330、430 と、両方のブレーキ C、D のディスク束 300、400 と、両方のブレーキ C、D のサーボ機構 310、410 とを含む。有利には両方の外ディスク支持体 330、430 は、図 9 に符号 ZYLCD とされた一体な円筒状部材として実施されており、この部材にサーボ機構 310、410 の部分も一体化されている。このような構造群は
50

例えば本出願人の独国特許出願公開 D E 1 0 1 3 1 8 1 6 A 1 により公知である。他の細部として図 9 から明らかとなるように、円筒 Z Y L C D は横軸 (S T R 2) の軸受装置の平歯車 S T R 1 近傍の円錐ころ軸受用の 1 つの軸受座も形成する。

【 0 0 8 4 】

図 1 0 ~ 図 1 7 を基に以下で詳しく説明する本発明に係るさまざまな部材配置では、両方のクラッチ B、E のサーボ機構がクラッチ係合時に同じ操作方向を有する。

【 0 0 8 5 】

まず図 1 0 は本発明に係る例示的概略第 3 部材配置を示す。その際、本発明に係るこの第 3 部材配置は図 8 に略示した第 2 部材配置に類似している。

【 0 0 8 6 】

図 1 0 から明らかとなるように、クラッチ B、E は予め組立可能な 1 つの構造群を形成し、この構造群は別の遊星歯車組 R S 2、R S 3 とは相反する第 1 遊星歯車組 R S 1 の側に配置されている。クラッチ E の入力要素 5 2 0 とクラッチ B の入力要素 2 2 0 は 1 つの共通するディスク支持体 Z Y L B E としてまとめられており、このディスク支持体は好適な手段 (連行断面、溶接結合、一体実施、...) を介して入力軸 A N と結合されている。つまりクラッチ B の入力要素 2 2 0 は引き続きクラッチ E の入力要素 5 2 0 を介して入力軸 A N と結合されている。その際、共通するディスク支持体 Z Y L B E はクラッチ E 用にその外ディスク支持体 (5 2 0)、クラッチ B 用にその内ディスク支持体 (2 2 0) を形成する。クラッチ B の外ディスクおよび覆いディスクを有するディスク束 2 0 0 と、クラッチ E の外ディスクおよび覆いディスクを有するディスク束 5 0 0 は、空間的に見て少なくとも十分に上下に配置されており、クラッチ B のディスク束 2 0 0 は 図 8 におけると同様に 両方のディスク束のうち外側ディスク束であり、両方のディスク束 2 0 0、5 0 0 は軸線方向で第 1 遊星歯車組 R S 1 の横に配置されている。

【 0 0 8 7 】

本発明の前記実施例とは異なり、いまや クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 の空間的位置に関して クラッチ E 係合時のディスク 5 0 0 の操作も、 クラッチ B のサーボ機構 2 1 0 の圧力室 2 1 1 の空間的位置に関して クラッチ B 係合時のディスク 2 0 0 の操作も、「加圧式」に行われる。変速機内で遊星歯車組に対する両方のディスク束 2 0 0、5 0 0 の相対的範囲に合わせて両方のサーボ機構 2 1 0、5 1 0 はクラッチ係合時にそれらにそれぞれ付設されたディスク 2 0 0 もしくは 5 0 0 を軸線方向で第 1 遊星歯車組 R S 1 の方向に操作する。

【 0 0 8 8 】

選択された用語法から明らかとなるように、クラッチ B、E に共通するディスク支持体 Z Y L B E の幾何学的に異なる態様に構成される区域 5 2 3、5 2 2、5 2 5、5 2 1、5 2 4 はクラッチ E の入力要素 5 2 0 に付設することができる。ハブ 5 2 3 は入力軸 A N に結合されており、それ自体、軸線方向に伸長した 2 つの円筒状ハブ区域 5 2 7、5 2 6 を有する。これら両方のハブ区域 5 2 7、5 2 6 は第 1 円板状区域 5 2 2 によって空間的に相互に分離されている。ハブ 5 2 3 の外径から出発してこの第 1 円板状区域 5 2 2 はほぼハブの中心で半径方向外方に延設され、第 2 円板状区域 5 2 5 に移行し、後者はさらに半径方向外方に延設される。ハブ区域 5 2 7 は遊星歯車組 R S 1 に向き合う円板状区域 5 2 2 の側に配置されている。同様に、ハブ区域 5 2 6 は遊星歯車組 R S 1 とは反対の円板状区域 5 2 2 の側に配置されている。第 1 円筒状区域 5 2 1 は第 2 円板状区域 5 2 5 の外径に続き、軸線方向で遊星歯車組 R S 1 の方向に、クラッチ E のディスク束 5 0 0 の上まで延設されている。その内径に第 1 円筒状区域 5 2 1 はクラッチ E のディスク束 5 0 0 の外ディスクを受容するための 1 つの好適な連行断面を有する。さらに、その外径に第 1 円筒状区域 5 2 1 はクラッチ B のディスク束 2 0 0 の覆いディスク (内ディスク) を受容するための 1 つの好適な連行断面を有する。第 1 円板状区域 5 2 2 の外径に第 2 円筒状区域 5 2 4 も続き、ハブ区域 5 2 6 の半径方向上方で軸線方向で遊星歯車組 R S 1 とは逆方向もしくはディスク束 5 0 0、2 0 0 とは逆方向に延設されている。

【 0 0 8 9 】

つまり両方のクラッチ B、E に共通するディスク支持体 Z Y L B E が 1 つの連結室を形成し、この連結室の内部にクラッチ E とそのディスク束 5 0 0 およびそのサーボ機構 5 1 0 が配置されている。その際、クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 (その圧力室 5 1 1、ピストン 5 1 4、圧力補償室 5 1 2、戻し要素 5 1 3 および堰円板 5 1 5 も含む) 全体は空間的に見て少なくとも十分に半径方向でハブ区域 5 2 7 の上に配置されている。圧力室 5 1 1 はピストン 5 1 4 および円板状区域 5 2 2 とディスク支持体 Z Y L B E の円筒状ハブ区域 5 2 7 と円筒状区域 5 2 1 の一部とによって形成される。回転する圧力室 5 1 1 の動的圧力を補償するためのピストン 5 1 4 および堰円板 5 1 5 によって形成される圧力補償室 5 1 2 は圧力室 5 1 1 とは相反するピストン 5 1 4 の側に、つまり圧力室 5 1 1 よりも第 1 遊星歯車組 R S 1 近傍に配置されている。圧力室 5 1 1 に至る圧媒供給部はやはり符号 5 1 8、圧力補償室 5 1 2 に至る潤滑剤供給部は符号 5 1 9 である。ここで例示的に皿ばねとして実施される戻し要素 5 1 3 はピストン 5 1 4 と堰円板 5 1 5 との間で固定されており、堰円板 5 1 5 は軸線方向でディスク支持体 Z Y L B E のハブ 5 2 3 で支えられる。

【 0 0 9 0 】

クラッチ B のサーボ機構 2 1 0 の圧力室 2 1 1、圧力補償室 2 1 2 および戻し要素 2 1 3 は空間的に見て半径方向でハブ区域 5 2 6 の上に配置されている。その際、圧力補償室 2 1 2 はディスク支持体 Z Y L B E の第 1 円板状区域 5 2 2 に直接隣接し、この円板状区域 5 2 2 と円筒状ハブ区域 5 2 6 と円筒状区域 5 2 4 とピストン 2 1 4 とによって形成される。つまりこの領域内でピストン 2 1 4 は圧力補償室 2 1 2 によってディスク支持体 Z Y L B E の外被面から分離されている。その際ピストン 2 1 4 は第 2 円筒状区域 5 2 4 に対して軸線方向摺動可能に (少なくとも十分に潤滑剤密に)、主に第 2 円筒状区域 5 2 4 の内径で、密封されている。ピストン 2 1 4 は軸線方向および半径方向で第 2 円筒状区域 5 2 4 を含む。圧力補償室 2 1 2 の半径方向下側領域に、ここで例示的にコイルばね束として実施されてディスク支持体 区域 5 2 2 とピストン 2 1 4 との間で予圧を加えられた戻し要素 2 1 3 が配置されており、ピストン 2 1 4 は圧力補償室 2 1 2 の領域に、全体として半径方向を向く蛇行状構造を有する。幾何学的に見てピストン 2 1 4 はその後の推移が、両方のクラッチに共通するディスク支持体 Z Y L B E の外輪郭に軸線方向および半径方向で少なくとも十分に追従し、最終的に軸線方向でクラッチ B のディスク束 2 0 0 まで延設されている。

【 0 0 9 1 】

ピストン 2 1 4 を操作するための圧力室 2 1 1 は圧力補償室 2 1 2 とは相反するピストン 2 1 4 の側に相応に配置されている。圧力室 2 1 1 はピストン 2 1 4 と円筒状ハブ区域 5 2 6 と 1 つの円筒状支持円板 2 1 7 とによって形成される。この支持円板 2 1 7 が 1 つの円板状区域を有し、この区域の内径はハブ 5 2 3 のハブ区域 5 2 6 に摺着され、軸線方向でハブ区域 5 2 6 の軸線方向外側 (歯車組とは反対の) 縁部の領域においてハブ 5 2 3 で固定され、その際ハブ 5 2 3 に対しても (圧媒密に) 密封されている。支持円板 2 1 7 の円板状区域の外径に続く 1 つの円筒状区域は軸線方向で圧力補償室 2 1 2 の方向に延設されている。ピストン 2 1 4 は支持円板 2 1 7 のこの円筒状区域に対しておよび円筒状ハブ区域 5 2 6 に対して軸線方向摺動可能に (圧媒密に) 密封されている。圧力室 2 1 1 に至る圧媒供給部はやはり符号 2 1 8、圧力補償室 2 1 2 に至る潤滑剤供給部は符号 2 1 9 である。

【 0 0 9 2 】

当業者には明白であるが、圧力補償室 2 1 2 の半径方向伸長、つまり第 2 円筒状区域 5 2 4 の直径は、主にクラッチ B のクラッチ圧力の回転する圧力割合の少なくとも十分な補償が達成されるように、圧力室 2 1 1 の幾何学に調整されている。

【 0 0 9 3 】

つまり図 1 0 から明らかとなるように、クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 とクラッチ B のサーボ機構 2 1 0 の (回転する圧力室の動的圧力補償のために設けられる) 圧力補償室 2 1 2 は両方のクラッチ B、E に共通するディスク支持体 Z Y L B E の外被面 (区域 5 2 2、5 2 5) に直接隣接している。クラッチ B のサーボ機構 2 1 0 の圧力室

2 1 1 は同様にこのディスク支持体 外被面（区域 5 2 2、5 2 5）とは相反する、クラッチ B のサーボ機構 2 1 0 の圧力補償室 2 1 2 の側に配置されている。クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の（回転する圧力室 5 1 2 の動的圧力補償のために設けられる）圧力補償室 5 1 2 は同様にこのディスク支持体 外被面（区域 5 2 2、5 2 5）とは相反する、クラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 の側に配置されている。

【0094】

図 8 と同様に図 1 0 でもクラッチ E の出力要素 5 3 0 は軸線方向で細く構成される内ディスク支持体として構成され、ディスク束 5 0 0 の内径から出発して軸線方向でクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 およびその圧力補償室 5 1 2 に隣接し、半径方向内方にキャリア軸 S T W 1 まで延設されてこれと結合されている。既に何度か述べたように、キャリア軸 S T W 1 は入力軸 A N で支承され、第 1 遊星歯車組 R S 1 の太陽歯車 S O 1 に中心で挿通され、クラッチ E の内ディスク支持体（5 3 0）と別の歯車組要素との間にパワーフロー図式に従って運動学的結合を実現する。

【0095】

クラッチ B の出力要素 2 3 0 はいまや外ディスク支持体として構成され、クラッチディスク束 2 0 0 の外ディスク用の好適な連行断面をその内径に設けられた 1 つの円筒状区域 2 3 1 と 1 つの円板状区域 2 3 2 とを有し、この円板状区域はディスク束 2 0 0 の操作側とは反対の円筒状区域 2 3 1 の側でこの区域 2 3 1 に続き、半径方向内方に第 1 遊星歯車組 R S 1 の太陽歯車 S O 1 まで延設されてこれと結合されている。

【0096】

ブレーキ C の入力要素 3 2 0 は円筒状内ディスク支持体として構成され、軸線方向に見て半径方向で第 2、第 1 遊星歯車組 R S 2、R S 1 の上方に延設され、第 1 遊星歯車組 R S 1 に完全に被さる。クラッチ B に向き合うその側でブレーキ C の内ディスク支持体（3 2 0）の円筒状区域 3 2 1 はクラッチ B の外ディスク支持体（2 3 0）、ここでは例示的にその円筒状区域 2 3 1 に突接し、好適な手段を介してこれと（例えば形状接合式または素材接合式に）結合されている。別の 1 構成において例えば、ブレーキ C の内ディスク支持体（3 2 0）の円筒状区域 3 2 1（またはブレーキ C の内ディスク支持体全体）とクラッチ B の外ディスク支持体（2 3 0）の円筒状区域 2 3 1 を一体に実施しておくようにすることもできる。

【0097】

図 1 0 からさらに明らかとなるように、第 1 平歯車 S T R 1 は例示的に変速機ケース G G の 1 つの内壁で支承され、この内壁は変速機の内部空間内を半径方向に延設されている。つまりこの内壁はいわば図 8 に示すケース中間壁を形成し、但しいまや固定変速機ケース区域として形成する。図 8 におけると同様に、両方のブレーキ C、D は空間的に見て並べられた遊星歯車組 R S 1、R S 2、R S 3 上の領域に配置され、ブレーキ D は主として第 3 遊星歯車組 R S 3 上に配置され、ブレーキ C は主として（中央の）第 2 遊星歯車組 R S 2 上に配置されている。図 8 とは異なり、両方のブレーキ C、D のサーボ機構 3 1 0、4 1 0 の操作方向は各ディスク束 3 0 0、4 0 0 の操作時に同一向きである。係合時に両方のサーボ機構 3 1 0、4 1 0 はそれぞれに付設されたディスク束 3 0 0 もしくは 4 0 0 を軸線方向で第 1 遊星歯車組 R S 1 の方向もしくは両方のクラッチ B、E からなる構造群の方向に操作する。

【0098】

次に図 1 1 が一部を示す実際に実施された変速機構造の変速機断面は図 1 0 による変速機断面に基づいている。両方のクラッチ B、E を有する構造群の構成は図 1 0 で提案された配置に一致しており、この構造群の（同じ符号を付けた）個々の要素を再度詳しく述べることは殆ど省くことができる。両方のクラッチに共通するディスク支持体 Z Y L B E の設計構成について、ここに示した製造技術上および費用上好ましい実施形態のディスク支持体 Z Y L B E を再度指摘しておく。図 1 1 で明らかとなるように、ディスク支持体 Z Y L B E は 2 部分構成の構造体として実施されている。ディスク支持体 Z Y L B E の第 1 構造要素は鋳物または鍛造品または旋削品であり、ディスク支持体 Z Y L B E のディスク支

10

20

30

40

50

持体 ハブ 5 2 3 と第 1 円板状区域 5 2 2 と第 2 円筒状区域 5 2 4 とを含む。ディスク支持体 Z Y L B E の第 2 構造要素は板成形品であり、ディスク支持体 Z Y L B E の（ほぼ）円板状の第 2 区域 5 2 5 と円筒状第 1 区域 5 2 1 とを含む。ディスク支持体 Z Y L B E の両方の構造要素は互いに結合され、ここでは例示的に溶接されている。ディスク支持体 Z Y L B E のこの設計構成によって、クラッチ B の（外側にある）ディスク束 2 0 0 の覆いディスク用ディスク 連行断面とクラッチ E の（内側にある）ディスク束 5 0 0 の外ディスク用連行断面は有利なことに 1 作業工程で、当該ディスクの連行断面を相応に適宜に調整して、製造することができる。細部として付加的になお 2 つの止め輪 2 0 1、5 0 1 が書き込まれている。止め輪 2 0 1 はクラッチ B のディスク束 2 0 0 用軸線方向当接面として役立ち、この当接面でこのディスク束 2 0 0 はサーボ機構 2 1 0 の圧力室 2 1 1 に圧力が付加されると支えられる。止め輪 5 0 1 はクラッチ E のディスク束 5 0 0 用軸線方向当接面として役立ち、この当接面でこのディスク束 5 0 0 はサーボ機構 5 1 0 の圧力室 5 1 1 に圧力が付加されると支えられる。両方の止め輪 2 0 1、5 0 1 は軸線方向において好適な手段を介してディスク支持体 Z Y L B E に固定されている。図示実施例において止め輪 2 0 1、5 0 1 はこのためディスク支持体 Z Y L B E の相応に形成された溝に嵌挿されている。

10

【 0 0 9 9 】

ブレーキ C、D は、全体として変速機ケースに嵌挿される予組立可能な構造群を形成する。この構造群は両方のブレーキ C、D の外ディスク支持体として構成される出力要素 3 3 0、4 3 0 と、両方のブレーキ C、D のディスク束 3 0 0、4 0 0 と、両方のブレーキ C、D のサーボ機構 3 1 0、4 1 0 とを含む。有利なことに両方の外ディスク支持体 3 3 0、4 3 0 は一体な円筒状部材 Z Y L C D として実施されており、この部材にサーボ機構 3 1 0、4 1 0 の部品も一体化されている。両方のディスク束 3 0 0、4 0 0 は共通する外ディスク支持体 Z Y L C D のほぼ円筒中心の当接肩部によって軸線方向で相互に分離されている。サーボ機構 3 1 0、4 1 0 のピストン 3 1 4、4 1 4 は各ディスク束 3 0 0 もしくは 4 0 0 の外側正面にそれぞれ配置されている。サーボ機構 3 1 0、4 1 0 の戻し要素 3 1 3、4 1 3 は空間的に見て半径方向で各ディスク束 3 0 0 もしくは 4 0 0 の上にそれぞれ配置されている。つまり、サーボ機構 3 1 0 もしくは 4 1 0 の各圧力室 3 1 1 もしくは 4 1 1 に圧力が付加される結果として各ブレーキ C もしくは D の係合時の両方のサーボ機構 3 1 0、4 1 0 の操作方向は互いに逆向きである。このような構造群は本出願人の独国特許出願公開 D E 1 0 1 3 1 8 1 6 A 1 により公知である。ブレーキ C は、ブレーキ D よりも、両方のブレーキ B、E を有する構造群の近傍に配置されている。軸線方向に見て、ブレーキ C は第 1、第 2（中央）遊星歯車組 R S 1、R S 2 の半径方向上の領域に配置され、ブレーキ D は第 2（中央）、第 3 遊星歯車組 R S 2、R S 3 の半径方向上の領域に配置されている。

20

30

【 0 1 0 0 】

細部としてここでお触れておこなら、ブレーキ C 用にここでは例示的に 2 つの互いに独自に操作可能な圧力室 3 1 1 が設けられており、圧力室は両方ともディスク束 3 0 0 に作用する。これによりブレーキ C の係合圧力は両方の圧力室 3 1 1 の差圧として制御可能もしくは調節可能である。これは、知られているように、被切換トルクのゆえにその切換圧力レベルが相互に著しく相違した複数のシフト方式において当該切換要素をかみ合わせねばならない場合に特別好ましい。別の 1 構成において、付加的にまたは専らでもブレーキ D 用に 2 つの互いに独自に操作可能な圧力室を設けておくことも当然予定しておくことができる。

40

【 0 1 0 1 】

他の細部として、ブレーキ D のサーボ機構 4 1 0 の戻し要素 4 1 3 はピストン 4 1 4 に作用する液圧操作可能な圧力室として例示的に構成されていることをなお指摘しておく。当業者なら、このような液圧ピストン戻し装置を必要なら差圧制御もしくは差圧調節用にも利用する。別の 1 構成において、付加的にまたは専らでもブレーキ C 用にこのような液圧ピストン戻し装置を設けておくことも当然予定しておくことができる。このような液圧

50

ピストン戻し装置は機械的戻し要素と、例えば液圧ピストン戻し装置の環状圧力室内に配置される皿ばねと、または液圧ピストン戻し装置の環状圧力室内に配置される平行に接続されたコイルばねの束と、当然組合せることもできる。

【 0 1 0 2 】

図 1 1 から明らかとなるように、クラッチ B、ブレーキ C およびブレーキ D のディスク 2 0 0、3 0 0、4 0 0 は少なくとも近似的に同じ直径を有する。クラッチ B の出力要素（外ディスク支持体）2 3 0 は例示的に円筒状板構造体として実施され、その円板状区域 2 3 2 の最小直径で第 1 遊星歯車組 R S 1 の太陽歯車 S O 1 と結合（ここでは例示的に溶接）されている。ブレーキ C の入力要素 3 2 0（内ディスク支持体）は例示的に環状板構造体として実施され、空間的に見て第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリアの、クラッチ E に向き合うキャリア板 S T B 1 1 のほぼ半径方向上で、かつほぼクラッチ B のディスク 2 0 0 の直径上でクラッチ B の外ディスク支持体（2 3 0）の円板状区域 2 3 2 に結合（ここでは例示的にリベット止め）されている。ブレーキ D の入力要素（内ディスク支持体）4 2 0 はやはり例示的に円筒状板構造体として実施され、軸線方向に見て第 1、第 2 遊星歯車組 R S 1、R S 2 に半径方向で完全に被さり、その際一部ではブレーキ C の内ディスク支持体（3 2 0）の半径方向下方を延び、その最小直径は、クラッチ B、E に向き合う第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリア板 S T B 1 1 の外径で、第 1 遊星歯車組 R S 1 のリングギヤ H O 1 の基準ピッチ円直径よりも多少小さい直径上で、このキャリア板 S T B 1 1 と結合され、ここでは例示的に溶接されている。

【 0 1 0 3 】

他の細部として図 1 1 に書き込まれたパーキング歯車 P S R は軸線方向に見て第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア S T 3 の第 2 遊星歯車組 R S 2 とは相反するキャリア板 S T B 3 の半径方向上に配置されている。その際、キャリア板 S T B 3 とパーキング歯車 P S R は一体に実施されている。知られているようにパーキング歯車 P S R の外径に 1 つの周設歯断面が設けられており、変速機出力部をブロックするために（簡略化のため図 1 1 には図示しない）1 つのパーキングボールがこの歯断面内に係合できる。円筒 Z Y L は個々の歯車組要素の運動学的連結に応じて第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア板 S T B 3 と第 1 遊星歯車組 R S 1 のリングギヤ H O 1 との間に結合を実現し、パーキング歯車 P S R の歯断面の下方にキャリア板 S T B 3 の対応する軸線方向凹部に挿通され、軸線方向において歯車組とは反対の側で固定されている。

【 0 1 0 4 】

図 1 1 からさらに明らかとなるように、遊星歯車組組合せ体の出力回転数（ここでは第 1 遊星歯車組 R S 1 のリングギヤ H O 1 に結合された第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア S T 3 の回転数）を自動変速機の（簡略化のため図 1 1 には図示しない）出力軸に伝達するために例示的にやはり 1 つの平歯車伝動装置 S T S T が設けられている。その場合この平歯車伝動装置 S T S T の第 1 平歯車 S T R 1 は空間的に見て軸線方向で第 3 遊星歯車組 R S 3 とブレーキ A との間に、一方で軸線方向において第 3 遊星歯車組 R S 3 の太陽歯車 S O 3 と（中央遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 3 遊星歯車組 R S 3 の側に配置される）キャリア板 S T B 3 とに直接隣接して、他方で軸線方向においてブレーキ A の内ディスク支持体（1 2 0）に直接隣接して配置されている。図示実施例において平歯車 S T R 1 とキャリア板 S T B 3 との間に形状接合式結合が設けられており、対応する連行断面は空間的に見てキャリア板 S T B 3 の内径に配置されている。遊星歯車組の方向で第 1 平歯車 S T R 1 の斜歯の軸線方向力を支えるために平歯車 S T R 1 と太陽歯車 S O 3 との間に 1 つのスラスト軸受が配置されている。第 1 平歯車 S T R 1 の剛性円錐ころ軸受装置として実施される軸受装置は符号 S T R L 1 であり、例示的に 2 つの直接相隣接した円錐ころ軸受を含む。これら両方の円錐ころ軸受の軸受内輪は、軸線方向で第 3 遊星歯車組 R S 3 とは逆方向に延設される第 1 平歯車 S T R 1 の平歯車ハブ S T R N 1 上で、軸線方向において 1 つの軸ナットを介して固定されている。これら両方の円錐ころ軸受の軸受外輪はそれぞれ 1 つの軸受板 L A G の 1 つの軸受穴に嵌挿され、軸線方向で両方の円錐ころ軸受の間で半径方向内方に延びる軸受板 L A G の 1 つの当接肩部でそれぞれ支えられている。平歯車軸受

装置 S T R L 1 の両方の個々の円錐ころ軸受の代わりに、例えば 1 つの円錐ころ複合軸受または 1 つの深溝玉軸受装置も当然設けておくことができる。

【 0 1 0 5 】

軸受板 L A G 自体はケース中間壁 G Z の相応する 1 つの軸受板穴に嵌挿され、かつこのケース中間壁 G Z とねじ止めされている。つまり平歯車 S T R 1 の平歯車ハブ S T R N 1 は軸受板 L A G とケース中間壁 G Z とに中心で挿通され、この軸受板とケース中間壁は歯車組とは反対の第 1 平歯車 S T R 1 の側に配置されている。ケース中間壁 G Z 自体はその外径の領域において（歯車組とは反対の第 1 平歯車 S T R 1 の側で）変速機ケース G G とねじ止めされている。平歯車とは反対のケース中間壁 G Z の側でケース壁 G W は軸線方向においてケース中間壁 G Z に隣接し、やはりこれとねじ止めされている。図 1 1 に示す実施例においてケース壁 G W はやはり変速機ケース G G の外壁を形成し、この外壁は入力軸 A N と作用結合される（ここには図示しない）原動機に向き合っている。つまり両方のクラッチ B、E を有する構造群は原動機とは反対の変速機側に配置されている。図示実施例においてケース壁 G W は同時に、自動変速機の切換要素に圧媒を供給しかつ幾つかの切換要素、歯および軸受装置に圧媒を供給するための 1 つのオイルポンプの 1 つのポンプケースでもある。それに応じてケース壁 G W にもケース中間壁 G Z にも、圧媒および潤滑剤を供給するためのさまざまな通路が一体化されている。

10

【 0 1 0 6 】

ブレーキ A はケース壁 G W に直接隣接して、軸線方向でケース壁 G W （ポンプケース）と軸受板 L A G との間に配置されている。その際、ブレーキ A の外ディスク支持体として構成される出力要素 1 3 0 がケース中間壁 G Z に一体化されている。同様に、ケース中間壁 G Z はそのポンプ側に十分に大きな 1 つの軸線方向穴を有し、この穴の内径に、ブレーキ A のディスク束 1 0 0 の外ディスクを受容するための好適な連行断面が設けられている。その際、ブレーキ A のディスク束 1 0 0 の外径は軸受板 L A G の外径よりも多少大きい。ブレーキ A のディスク束 1 0 0 は軸線方向でケース壁 G W （もしくはポンプケース）に直接隣接している。ケース壁 G W とは相反するディスク束 1 0 0 の側で軸受板 L A G の半径方向外側領域は軸線方向でディスク束 1 0 0 に隣接している。設計上の細部解決としてブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 が軸受板 L A G に一体化されている。同様に、軸受板 L A G が 1 つのピストン室もしくは圧力室 1 1 1 を有し、その内部にこのサーボ機構 1 1 0 の 1 つのピストン 1 1 4 が軸線方向摺動可能に配置されている。この圧力室 1 1 1 に（簡略化のため図 1 1 には図示しない非回転式圧媒通路を介して）圧力が付加されるとピストン 1 1 4 はブレーキ A のディスク束 1 0 0 を軸線方向でケース壁 G W の方向に、ここで例示的に皿ばねとして実施される戻し要素 1 1 3 の戻し力に抗して操作する。この戻し要素は軸線方向において軸受板 L A G の相応に構成される 1 つの鰐部で支えられる。つまりブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 は空間的に見て十分に平歯車伝動装置 S T S T の第 1 平歯車 S T R 1 の軸受装置 S T R L 1 の上に配置されている。

20

30

【 0 1 0 7 】

他の設計上の細部解決として軸受板 L A G はブレーキ A のディスク側からケース中間壁 G Z に嵌挿されている。ケース中間壁 G Z に対する軸受板 L A G のねじ止めはやはりブレーキ A のディスク側から行われる。極力大きな直径でのねじ止めを達成するために、ブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 の圧力室 1 1 1 内に、軸線方向でサーボ機構 1 1 0 のピストン 1 1 4 とは逆向きの皿穴が設けられており、皿穴は圧力室 1 1 1 の周面に配設され、軸受板ねじ止め部のねじ頭部を受容する。

40

【 0 1 0 8 】

それとともにケース中間壁 G Z と、平歯車軸受装置 S T R L 1 および第 1 平歯車 S T R 1 を有する軸受板 L A G と、サーボ機構 1 1 0 およびディスク束 1 0 0 を有するブレーキ A は、全体として変速機ケース G G 内に嵌挿可能な予組立可能な 1 つの構造群を形成する。例えば、まずケース中間壁 G Z を変速機ケース G G 内に嵌挿し、引き続き、平歯車軸受装置 S T R L 1 および第 1 平歯車 S T R 1 と予組立てされた軸受板 L A G をケース中間壁 G Z 内に嵌挿し、次にブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 を軸受板 L A G に取付け、最後にブ

50

レーキ A のディスク束 100 をケース中間壁 GZ 内に嵌挿することも、やはり好ましい組立経過（組立方向の反転なしの）として当然予定しておくことができる。

【0109】

ブレーキ A の入力要素 120 は 1 つの内ディスク支持体であり、例示的に円筒状板構造体または鍛造構造体として実施されている。軸線方向で短く構成されたこの内ディスク支持体（120）が 1 つの円筒区域 121 を有し、この区域の外径にはブレーキ A のディスク束 100 の覆いディスクを受容するための 1 つの連行断面が設けられており、その内径の下方にブレーキ A のサーボ機構の戻し要素 113 が配置されている。この円筒状区域 121 のケース壁 GW に向き合う側でブレーキ A の内ディスク支持体（120）の円板状区域 122 が円筒状区域 121 に続き、半径方向内方に太陽歯車軸 SOW1 の 1 つのハブ状区域にまで延設されてこれと溶接されている。太陽歯車軸 SOW3 はやはり好適な 1 つの連行断面を介して第 3 遊星歯車組 RS3 の太陽歯車 SO3 と形状接合式に結合されており、太陽歯車軸 SOW3 はブレーキ A の内ディスク支持体（120）のハブと解釈することもできる。入力軸 AN はやはり半径方向で太陽歯車軸 SOW3 の内部を延び、ケース壁 GW に中心で挿通されている。

10

【0110】

平歯車伝動装置の第 2 平歯車 STR2 は平歯車伝動装置 STST の第 1 平歯車 STR1 とここには図示しない第 3 平歯車との間に 1 つの中間歯車を形成する。平歯車伝動装置の所要の伝達比とここにはやはり図示しない自動変速機出力軸の正しい回転方向とを実現するために第 2 平歯車 STR2 が多段歯車として実施され、第 1 平歯車 STR1 の歯とかみ合う第 1 歯と第 3 平歯車の歯とかみ合う第 2 歯とを有する。空間的に見て第 2 平歯車 STR2 の第 2 歯は原動機近傍に、軸線方向に見てブレーキ A の半径方向上の領域に配置されている。

20

【0111】

次に図 12 を基に図 10 もしくは図 11 による本発明に係る変速機の第 3 の例示的細部構造が説明される。その際、図 12 は第 1 遊星歯車組 RS1 とこれに隣接する両方のクラッチ B、E を有する構造群との領域における変速機部分断面を示しており、優先的に入力軸 AN の構成に関係している。図 10 および図 11 とは異なり、両方のクラッチ B、E に共通するディスク支持体 ZYLB E の入力軸 AN とハブ 523 はもはや一体（図 10）または溶接（図 11）とされているのではなく、いまや 1 つの好適な連行断面を介して形状接合式に互いに結合されている。入力軸 AN と第 2（中央）遊星歯車組 RS2 の太陽歯車 SO2 との間の結合も、好適な連行断面による形状接合式結合として実施されている。これにより入力軸 AN は材料節約的にかつ費用上好ましいことに細い軸として作製することができる。

30

【0112】

次に図 13 を基に図 10 もしくは図 11 による本発明に係る変速機の例示的第 4 細部構造が説明される。その際、図 13 は両方のブレーキ C、D を有する構造群の領域における変速機部分断面を示しており、優先的にブレーキ C のサーボ機構 310 の構成に関係している。図 11 とは異なり、但し図 10 におけると同様に、両方のブレーキ C、D のサーボ機構 310、410 の操作方向は各ブレーキ C もしくは D の係合過程時に同一向きであり、ここでは例示的に軸線方向でクラッチ B、E を有する隣接構造群の方向を向いている。図 11 におけると同様に、ブレーキ C、D の両方のディスク束 300、400 用に 1 つの共通する外ディスク支持体 ZYLCD が設けられている。図 11 におけると同様に、両方のブレーキ C、D のサーボ機構 310、410 の部品もこの共通する外ディスク支持体 ZYLCD の内部に配置されている。その際、ブレーキ D のサーボ機構 410 は図 11 におけると同一に実施されている。ブレーキ C の操作方向が図 11 に比べて回されているのでいまやブレーキ C のサーボ機構 310 のピストン室もしくは圧力室 311 も、共通する外ディスク支持体 ZYLCD に完全に一体化することができよう。同様に、ピストン室もしくは圧力室 311 内に軸線方向摺動可能に配置されるピストン 314 はいまやブレーキ D に向き合うディスク束 300 の側に配置されている。圧力室 311 に至る相応する圧媒供

40

50

給部は符号 3 1 8 であり、一部では外ディスク支持体 Z Y L C D の内部、一部では外ディスク支持体 Z Y L C D を相対回転不能に嵌挿された変速機ケース G G の内部を延びている。

【 0 1 1 3 】

他の設計上の細部として図 1 3 には 1 つの加圧皿体 3 1 3 a が設けられており、この加圧皿体は皿ばねとして実施される戻し要素 3 1 3 のばね力をピストン 3 1 4 に伝達する。この皿ばね (3 1 3) は空間的に見て半径方向でピストンとは反対のディスク束 3 0 0 の最終ディスクの上に配置され、その外径の領域において軸線方向で外ディスク支持体 Z Y L C D の外側鏝部で支えられる。その環状ピストン当接面 3 1 3 b から出発して加圧皿体 3 1 3 a は半径方向外方にディスク束 3 0 0 の外ディスク用外ディスク支持体 Z Y L C D のディスク連行断面のまじかにまで延設され、そこで加圧皿体 3 1 3 a の 1 つの溝付き区域 3 1 3 c に移行している。この溝付き区域 3 1 3 c は軸線方向において前記ディスク連行断面の領域で軸線方向を向く対応する凹部の内部でディスク 3 0 0 の半径方向上方を延び、軸線方向で皿ばね (3 1 3) の内径にまで延びてこれに当接する。つまり加圧皿体 3 1 3 a はディスク束 3 0 0 に実質的に被さる。

【 0 1 1 4 】

次に図 1 4 を基に図 1 0 もしくは図 1 1 による本発明に係る変速機の例示的第 5 細部構造が説明される。その際、図 1 4 は第 1 遊星歯車組 R S 1 とこれに隣接する両方のクラッチ B、E を有する構造群との領域における変速機部分の断面を示しており、優先的にクラッチ B のディスク 2 0 0 に至る冷媒供給部に関係している。

【 0 1 1 5 】

クラッチ B の圧力補償室 2 1 2 の領域および両方のクラッチ B、E に共通するディスク支持体 Z Y L B E の第 1 円筒状区域 5 2 1 の領域における付加的冷媒供給部に至るまで、両方のクラッチ B、E を有する構造群の設計構成は先に図 1 0、図 1 1 で詳細に述べた構成に殆ど一致している。明確にするために主要な符号は図 1 4 で引き継がれた。

【 0 1 1 6 】

図 1 0、図 1 1 とは異なり、ディスク支持体 Z Y L B E の (第 1) 円板状区域 5 2 2 の、クラッチ E のサーボ機構圧力室 5 1 1 とは相反する側に、いまや付加的に 1 つの冷媒室 2 1 2 a が配置されており、この冷媒室を介して、クラッチ B のディスク束 2 0 0 を冷却するための冷媒量が送られかつ中間貯蔵される。この冷媒室 2 1 2 a を形成するために、かつクラッチ B のサーボ機構の圧力補償室 2 1 2 からこの冷媒室 2 1 2 a を区画するために、1 つの堰円板 2 1 5 が、(第 1) 円板状区域 5 2 2 と (第 2) 円筒状区域 5 2 4 とからなるディスク支持体 Z Y L B E と、クラッチ B のサーボ機構のピストン 2 1 4 との間に嵌挿されている。この堰円板 2 1 5 は例示的にばね板として実施され、ディスク支持体 Z Y L B E の前記外被面区域の輪郭に適合されており、空間的に見て軸線方向でディスク支持体 Z Y L B E の円板状区域 5 2 2 の横、半径方向で円筒状区域 5 2 4 の上方に前記冷媒室 2 1 2 a が形成される。その際、堰円板 2 1 5 は堰円板 2 1 5 とディスク支持体 Z Y L B E の前記外被面区域との間に距離を確保する 2 つの当接面を有する。一方で堰円板 2 1 5 は圧力室 5 1 1 とは反対の円筒状区域 5 2 4 の側の領域において半径方向でこの円筒状区域 5 2 4 に少なくとも十分に潤滑剤密に当接し、かつ半径方向でこの当接面の下方でクラッチ B のサーボ機構のピストン 2 1 4 に対して (例示的に市販の O リングを介して) 軸線方向摺動可能に潤滑剤密に密封されている。他方で堰円板 2 1 5 は空間的に見てクラッチ B のサーボ機構の (ここでは平行に接続されたコイルばねからなる) 戻し要素 2 1 3 の直径領域においても軸線方向でディスク支持体 Z Y L B E の円板状区域 5 2 2 に当接し、堰円板 2 1 5 のこの当接面が溝または凹部を有し、これらを通して潤滑剤は半径方向で冷媒室 2 1 2 a に流入できる。

【 0 1 1 7 】

つまり付加的冷媒室 2 1 2 a は堰円板 2 1 5 とディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 5 2 4 とディスク支持体 Z Y L B E の (第 1) 円板状区域 5 2 2 の (半径方向上側) 部分とによって形成される。同様に、クラッチ B のサーボ機構の圧力補償室 2 1 2 はいまやデ

ディスク支持体 Z Y L B E の (第 1) 円板状区域 5 2 2 の別の (半径方向下側) 部分と堰円板 2 1 5 とディスク支持体 Z Y L B E のハブ 5 2 3 のハブ区域 5 2 6 とクラッチ B のサーボ機構のピストン 2 1 4 とによって形成される。圧力補償室 2 1 2 に至る潤滑剤供給部は再び符号 2 1 9 であり、一部ではディスク支持体 Z Y L B E の (ハブ区域 5 2 6 内の) ハブ 5 2 3、変速機ケース固定ハブ G N および入力軸 A N の内部を延びている。冷媒室 2 1 2 a への潤滑剤供給は圧力補償室 2 1 2 の方から行われ、つまりこの領域では付加的軸穴および / またはハブ穴が必要でない。この構成は、クラッチ制御の機能にとって重要なクラッチ B の圧力補償室 2 1 2 がまず充填されるという他の利点を有する。次に十分な量の潤滑剤が用意されたなら、クラッチ B の冷媒室 2 1 2 a の充填は自動的に行われる。

【 0 1 1 8 】

冷媒室 2 1 2 a の領域においてディスク支持体 Z Y L B E の (第 2) 円筒状区域 5 2 4 が少なくとも 1 つの半径方向冷媒穴 2 1 9 a を有し、この穴を介して、冷媒室 2 1 2 a に中間貯蔵された潤滑剤は冷媒としてクラッチ B のディスク 2 0 0 へと転送される。クラッチ E のディスク 2 0 0 への相応する冷媒供給は図 1 4 に符号 2 1 9 b とした矢印で書き込まれている。冷媒穴 2 1 9 a の半径方向上方の領域で冷媒供給部 2 1 9 b は空間的に見てまずクラッチ E のサーボ機構のピストン 5 1 4 とディスク支持 Z Y L B E の少なくとも十分に円板状の (第 2) 区域 5 2 5 との間を延び、引き続きディスク支持体 Z Y L B E の (第 1) 円筒状区域 5 2 1 の領域において軸線方向でクラッチ E のディスク束 5 0 0 の外ディスク用ディスク連行断面の溝に沿って延び、そこから円筒状区域 5 2 1 の相応する半径方向穴または凹部を介して半径方向外方にクラッチ B のディスク束 2 0 0 の覆いディスク用ディスク連行断面の領域内に延びている。コンセプトに起因して強い熱負荷を受けるクラッチ B のディスク束 2 0 0 の効果的冷却がこうして達成される。

【 0 1 1 9 】

他の設計細部として図 1 4 にはクラッチ B、E の両方のディスク束 2 0 0、5 0 0 の費用節約的軸線方向固定装置が示してある。その際、両方のクラッチ B、E に共通するディスク支持体 Z Y L B E の第 1 円筒状区域 5 2 1 の半径方向下方に配置されるクラッチ E のディスク束 5 0 0 は軸線方向で 1 つの止め輪 5 0 1 によって固定されている。ディスク束 5 0 0 はクラッチ E のサーボ機構ピストン 5 1 4 の操作時にこの止め輪 5 0 1 で支えられる。その際この止め輪 5 0 1 は相応する 1 つの溝に挿入されており、この溝は円筒状区域 5 2 1 の内径から出発して半径方向外方にディスク束 5 0 0 の外ディスク用ディスク支持体 Z Y L B E の連行断面に押し込まれている。ディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 5 2 1 の内径へのこの押込みは、それはそれで、ディスク束 2 0 0 の外ディスク用ディスク支持体 Z Y L B E の連行断面の領域において円筒状区域 5 2 1 の外径での材料 接続部 2 0 2 を引き起こす。クラッチ B のこの材料 接続部 2 0 2 はいまやクラッチ B のディスク束 2 0 0 用軸線方向当接面として利用される。つまりクラッチ B のサーボ機構ピストン 2 1 4 の操作時にディスク束 2 0 0 は材料 接続部 2 0 2 で支えられる。

【 0 1 2 0 】

次に図 1 5 は、図 1 0 に示す概略第 3 部材配置に基づく本発明に係る例示的概略第 4 部材配置を示す。本発明に係る第 3 部材配置に対する変更は実質的に、直列に並べて配置される 3 つの遊星歯車組 R S 1、R S 2、R S 3 に対する、および両方のクラッチ B、E を有する構造群に対する、両方のブレーキ C、D の空間的配置に関係している。図 1 5 から明らかとなるように、ブレーキ C は軸線方向に見ていまや両方のクラッチ B、E の構造群の半径方向上の領域に配置されている。ブレーキ C のディスク 3 0 0 はその際少なくとも十分に半径方向でクラッチ B のディスク束 2 0 0 の上に配置されている。それとともに外ディスク支持体として構成されるクラッチ B の出力要素 2 3 0 は設計上簡単に、ブレーキ C のディスク束 3 0 0 の覆いディスク受容用の 1 つの連行断面を出力要素 2 3 0 の円筒状区域 2 3 1 の外径に付加的に設けておくことによって、同時にブレーキ C 用内ディスク支持体 (入力要素 3 2 0) として構成しておくことができる。ブレーキ C のディスク 3 0 0 を操作するためのサーボ機構 3 1 0 は例示的にクラッチ B もしくはクラッチ E のサーボ機構 2 1 0、5 1 0 と同じディスク側に、つまり遊星歯車組 R S 1 とは反対のディスク束 3

10

20

30

40

50

00の側に配置されている。

【0121】

当業者には明白であるが、3つのディスク 切換要素(E、B、C)のこのような配置は半径方向上下で比較的大きな変速機直径を帰結する。つまり図15に示唆したように、これら3つの半径方向で上下に設けられる切換要素(E、B、C)を原動機近傍の変速機側に配置すると好ましいことがある。なぜならば、車両のこのエンジンルーム領域には大抵の場合比較的大きな半径方向取付空間が変速機用に利用できるからである。

【0122】

図15でさらに明らかとなるように、ブレーキDは空間的に見ていまや第1遊星歯車組RS1上の領域、つまり軸線方向でブレーキCの近傍に配置されている。これにより両方のブレーキC、Dは必要なら、例えば先に図11または図13による細部構造に示唆したように予組立可能な構造群としてまとめることができる。

【0123】

次に図16は、図15に略示した第4部材配置に基づく本発明に係る例示的概略第5部材配置を示す。軸線方向に見て半径方向でクラッチBのディスク束200の上でのブレーキCの空間的配置から出発してブレーキCは ディスクブレーキとして構成される代わりに いまやバンドブレーキとして実施されている。その際、バンドブレーキ(C)は単巻または多巻の単式バンドブレーキとしても複式バンドブレーキとしても実施しておくことができる。それとともにブレーキCの摩擦パッドは幾何学的に市販のブレーキバンド303として構成され、少なくとも1つの(簡略化のため図16には図示しない)ロックを介して変速機ケースGGに固定されている。ブレーキバンド303は軸線方向に見て少なくとも部分的に半径方向でクラッチBのディスク束200の上に配置されている。

【0124】

本発明によれば、クラッチBの出力要素230はクラッチBの外ディスク支持体もブレーキCの入力要素としてのブレーキバンド303用の内側摩擦面も形成する。クラッチBの出力要素230は相応に円筒として構成され、1つの円筒状区域231を有し、この区域の内径にはクラッチBのディスク束200の外ディスクを受容するための1つの連行断面が配置されており、またその外径は摩擦パッドを備えたブレーキバンド303用の相手面として構成されている。クラッチBの出力要素230の円板状区域232は円筒状区域231を第1遊星歯車組RS1の太陽歯車軸SOW1もしくは太陽歯車SO1と結合する。

【0125】

ブレーキCをこのようにバンドブレーキとして構成することによって、半径方向で上下に配置される3つの切換要素E、B、Cの領域において自動変速機用の半径方向取付空間需要は先に図15に示した本発明に係る第4部材配置に比べて著しく減少している。他の利点として、ブレーキCが接続されていないすべての変速機動作範囲において、非切換状態のときバンドブレーキが周知の如くに多板ブレーキに比べて低減したドラグトルクを有することに起因して変速機効率は改善される。多板ブレーキは基本的に設計上バンドブレーキに取替え可能であるので、本発明に係る自動変速機の別の諸構成において、ブレーキCの代わりに、またはブレーキCを補足しても、第2～第6前進変速段のとき切換えられないブレーキDおよび/または第5、第6前進変速段および後退段のとき切換えられないブレーキAをバンドブレーキとして実施するように予定しておくこともできる。当業者ならバンドブレーキによる多板ブレーキのこの置換を必要なら意味に即して本発明に係る前記別の部材配置においても行うことになる。

【0126】

他の細部として付加的に1つのフライホイールFDが設けられており、これは運動学的にブレーキDと平行に接続され、変速機の牽引動作時(つまり入力軸ANから出力軸ABへと変速機内部でトルクが推移するとき)ブレーキDの入力要素420を(フライホイールFDの好適な締付体を介して)変速機ケースGGで支える。変速機の惰行動作時(つまり出力軸ABから入力軸ANへと変速機内部でトルクが推移するとき)フライホイールF

10

20

30

40

50

Dはロールオーバーされる。車両惰行時に変速機の第2変速段から第1変速段への惰行シフトは快適性を損なうことが知られているが、その場合に切換快適性を高めるために付加的フライホイールのこのような取付を予定しておくことができる。

【0127】

当業者なら当然に、本発明に係る第5部材配置の諸特徴を、必要な場合意味に即して、本発明に係る残りの部材配置および細部構造と組合せることになる。

【0128】

次に図17は本発明に係る例示的概略第6部材配置を示す。その際、この概略第6部材配置は図15に示した概略第4部材配置に類似しており、一義的には、両方のクラッチB、Eを有する構造群の両方のサーボ機構の圧力室および圧力補償室の構成と配置とに関係している。両方のクラッチB、Eに対してやはり1つの共通するディスク支持体ZYLBEが設けられており、この支持体はクラッチE用に外ディスク支持体、クラッチB用に内ディスク支持体を形成する。クラッチB、Eの両方のディスク束200、500はやはり第1遊星歯車組RS1に向き合うディスク支持体ZYLBEの側に配置され、クラッチ係合時にクラッチBもしくはEの各サーボ機構210もしくは510によって軸線方向で遊星歯車組RS1の方向に操作される。その際、ディスク束200は空間的に見て半径方向でディスク束500の上に配置されている。両方のサーボ機構210、510はやはりそれぞれ1つの動的圧力補償部も有する。しかし図17によれば両方のサーボ機構210、510の圧力室211、511と圧力補償室212、512との互いに相対的な空間的位置は図15に比べて変更されている。

【0129】

図17から明らかとなるように、クラッチB、Eに共通するディスク支持体ZYLBEは幾何学的に区域523、522、521、222に区分されている。ハブ523と円板状区域522と円筒状区域521はクラッチEの入力要素に付設することができ、円板状区域222はクラッチBの入力要素に付設することができる。そのことは選択された用語法からも明らかとなる。ハブ523は入力軸ANと結合されている。遊星歯車組RS1とは反対のハブ523の側で円板状区域522はハブ523に続き、半径方向外方に、クラッチEのディスク束500の外径にほぼ一致した直径上まで延設されている。円筒状区域521は円板状区域522の外径でこの円板状区域に続き、軸線方向でクラッチEのディスク束500の上まで、第1遊星歯車組RS1の比較的近くにまで延設される。その内径に円筒状区域521はディスク束500の外ディスクを受容するための1つの連行断面を有する。既に先に何度か述べたように、ディスク支持体ZYLBEの円筒状区域521と円板状区域522が1つの連結室を形成し、この連結室の内部にディスク500とサーボ機構510が(圧力室511、ピストン514、戻し要素513、圧力補償室512および堰円板515と一緒に)、ディスク支持体ZYLBEのハブ523の半径方向上方で配置されている。その際、サーボ機構510の圧力室511はディスク支持体ZYLBEの区域521、522、523とサーボ機構510のピストン514とによって形成され、圧力補償室512はピストン514とサーボ機構510の堰円板515とによって形成される。圧力補償室512は圧力室511よりも遊星歯車組RS1近傍に配置されている。

【0130】

さらに、ディスク支持体ZYLBEの円筒状区域521は遊星歯車組RS1に向き合う側でその外径に、クラッチBのディスク束200の覆いディスクを受容するための1つの連行断面を有する。軸線方向でこのディスク連行断面の横、遊星歯車組RS1とは反対のディスク連行断面の側で、ディスク支持体ZYLBEの円板状区域222は円筒状区域521に続き、円筒状区域521の外径から出発して半径方向外方に、クラッチBのディスク束200の外ディスクの中央直径よりも主に小さい直径にまで延設されている。

【0131】

クラッチBのサーボ機構210のピストン室もしくは圧力室211と圧力補償室212とを形成するために1つの円筒状支持円板217が設けられており、この支持円板は空間的に見て半径方向でディスク支持体ZYLBEの円筒状区域521の上方に配置されてい

る。その際この支持円板 2 1 7 が 1 つの円板状区域を有し、この区域の内径は円筒状区域 5 2 1 の軸線方向で外側の（歯車組とは反対の）縁部の領域においてディスク支持体 Z Y L B E のこの円筒状区域 5 2 1 に摺着され、この領域において軸線方向で円筒状区域 5 2 1 で固定され、この場合円筒状区域 5 2 1 に対しても（圧媒密に）密封されている。支持円板 2 1 7 の円板状区域の外径に続く 1 つの円筒状区域は軸線方向でディスク束 2 0 0 もしくは遊星歯車組 R S 1 の方向に延設されている。円筒状支持円板 2 1 7 とディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 5 2 1 がサーボ機構 2 1 0 のピストン室もしくは圧力室 2 1 1 を形成し、圧力室の内部にサーボ機構 2 1 0 のピストン 2 1 4 が軸線方向摺動可能に配置されている。その際、ピストン 2 1 4 は支持円板 2 1 7 の円筒状区域に対して、およびディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 5 2 1 に対して、軸線方向摺動可能に（圧媒密に）密封されている。圧力室 2 1 1 に至る符号 2 1 8 とされた圧媒供給部は一部では半径方向穴としてディスク支持体 Z Y L B E の円板状区域 5 2 2 およびハブ 5 2 3 内を延びている。

10

【 0 1 3 2 】

サーボ機構 2 1 0 のピストン 2 1 4 は 支持円板 2 1 7 と同様に ディスク束 2 0 0 の方向に開口した円筒として構成されており、円筒底は圧力室 2 1 1 に対する分離面を形成する。ピストン 2 1 4 の円筒状外被はディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 2 2 2 に被さり、軸線方向でクラッチ B のディスク束 2 0 0 まで延設されている。ピストン 2 1 4 の円筒底とディスク支持体 Z Y L B E の円板状区域 2 2 2 との間でサーボ機構 2 1 0 の戻し要素 2 1 3 が、ここでは例示的にコイルばねを平行に接続された環状束として固定されている。

20

【 0 1 3 3 】

サーボ機構 2 1 0 の圧力補償室 2 1 2 を形成するためにピストン 2 1 4 の円筒状外被はディスク支持体 Z Y L B E の円板状区域 2 2 2 に対して軸線方向摺動可能に潤滑剤密に密封されている。圧力補償室 2 1 2 はピストン 2 1 4 とディスク支持体 Z Y L B E の円板状区域 2 2 2 とディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 5 2 1 とによって相応に形成される。この圧力補償室 2 1 2 はクラッチ E の圧力補償室 5 1 2 から潤滑剤が無圧で充填される。このためディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 5 2 1 にもクラッチ B のサーボ機構 5 1 0 のピストン 5 1 4 にも半径方向穴が設けられており、これらの穴は圧力補償締付 2 1 2 もしくは圧力補償室 5 1 2 に通じている。符号 2 1 9 は相応する潤滑剤供給部である。

30

【 0 1 3 4 】

つまり図 1 7 から明らかとなるように、クラッチ B のサーボ機構 2 1 0 は空間的に見て半径方向でクラッチ E のサーボ機構 5 1 0 の上に配置されており、それぞれ両方の圧力室 2 1 1 と 5 1 2、それぞれ両方の圧力補償室 2 1 2 と 5 1 2、そしてそれぞれ戻し機構 3 1 3 と 5 1 3 も、空間的に見てほぼ半径方向で上下に配置されている。両方のクラッチ B、E に共通して両方の圧力室 2 1 1、5 1 1 もしくは両方の圧力補償室 2 1 2、5 1 2 を相互に分離するディスク支持体 Z Y L B E の外被面の区域は基本的にディスク支持体 Z Y L B E の円筒状区域 5 2 1 である。

【 0 1 3 5 】

図 1 7 からさらに明らかなように、遊星歯車組とクラッチ B、E の構造群とに対する（ディスク束 3 0 0 もしくは 4 0 0 とサーボ機構 3 1 0 もしくは 4 1 0 を有する）両方のブレーキ C、D の相対的空間的配置は図 1 5 に示す本発明に係る第 4 部材配置と同一である。

40

【 0 1 3 6 】

図 1 8 ~ 図 2 0 を基に以下ではさまざまな細部設計を詳しく説明するが、これらの細部設計は平歯車伝動装置もしくはチェーン伝動装置と合わせてブレーキ A の配置および構成に関係しており、基本的に本発明に係る前記さまざまな部材配置および細部設計と意味に即して組合せ可能である。知られているように前記平歯車伝動装置もしくはチェーン伝動装置は（3 つの個別の遊星歯車組からなる）連結された遊星歯車伝動装置の出力部と自動変速機の出力軸との間に運動学的結合を実現する。

50

【 0 1 3 7 】

次に図 1 8 は例示的第 6 細部構造を有する変速機部分の断面を示す。この場合、平歯車伝動装置の第 1 平歯車 S T R 1 は空間的に見て軸線方向で第 3 遊星歯車組 R S 3 とブレーキ A との間に、一方で軸線方向で第 3 遊星歯車組 R S 3 の太陽歯車 S O 3 と（中央遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 3 遊星歯車組 R S 3 の側に配置される）キャリア板 S T B 3 とに直接隣接して、他方で軸線方向でブレーキ A の内ディスク支持体として構成される入力要素 1 2 0 に直接隣接して配置される。図示実施例において平歯車 S T R 1 とキャリア板 S T B 3 との間に形状接合式結合が設けられており、相応する連行断面は空間的に見てキャリア板 S T B 3 の内径に配置されている。遊星歯車組の方向で第 1 平歯車 S T R 1 の斜歯の軸線方向力を支えるために平歯車 S T R 1 と太陽歯車 S O 3 との間に 1 つのスラスト軸受が配置されている。第 1 平歯車 S T R 1 の軸受装置 S T R L 1 は、2 つの直接に相隣接した円錐ころ軸受を有する剛性円錐ころ軸受装置として実施されている。これら両方の円錐ころ軸受の軸受内輪は、軸線方向で第 3 遊星歯車組 R S 3 とは逆方向に延設される第 1 平歯車 S T R 1 の 1 つの平歯車ハブ S T R N 1 上で、軸線方向において 1 つの軸ナットを介して固定されている。これら両方の円錐ころ軸受の軸受外輪は 1 つの軸受板 L A G の各 1 つの軸受穴に嵌挿され、軸線方向において両方の円錐ころ軸受の間で半径方向内方に延びる軸受板 L A G の当接肩部でそれぞれ支えられる。つまり平歯車 S T R 1 の平歯車ハブ S T R N 1 は、歯車組とは反対の第 1 平歯車 S T R 1 の側に配置される軸受板 L A G に中心で挿通される。平歯車軸受装置 S T R L 1 の個々の両方の円錐ころ軸受の代わりに例えば円錐ころ複合軸受または 1 つの深溝玉軸受装置も当然設けておくことができる。

10

20

【 0 1 3 8 】

軸受板 L A G 自体は変速機ケース G G の相応する軸受板穴に直接嵌挿され、軸線方向においてこの軸受板穴領域に配置される変速機ケース G G の当接肩部で支えられ、変速機ケース G G とねじ止めされる。軸線方向組立方向としてここでは例示的に、（平歯車軸受装置 S T R L 1 および第 1 平歯車 S T R 1 と予め組立てられた）軸受板 L A G が軸線方向で遊星歯車組 R S 3 の方向で変速機ケース G G に嵌挿されるようになっている。

【 0 1 3 9 】

ブレーキ A は遊星歯車組 R S 3 とは反対の軸受板 L A G の側に配置されている。その際、ブレーキ A のディスク束 1 0 0 は、そして内ディスク支持体（ 1 2 0 ）も、軸線方向で軸受板 L A G に直接隣接している。ブレーキ A の外ディスクおよび覆いディスクを有するディスク束 1 0 0 の外径はここでは例示的に軸受板 L A G の外径よりも多少大きい。ブレーキ A の外ディスク支持体（ 1 3 0 ）は変速機ケース G G に一体化されている。同様に変速機ケース G G は変速機ケース G G の軸受板穴の遊星歯車組とは反対の側で、この軸受板穴の直接横の領域に、この軸受板穴よりも多少大きい直径上に、ブレーキ A のディスク束 1 0 0 の外ディスクの外側断面を受容するための 1 つの好適な内側断面を有する。ブレーキ A のディスク束 1 0 0 の軸受板 L A G とは相反する側にケース壁 G W が配置されており、このケース壁にブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 も部分的に一体化されている。サーボ機構 1 1 0 は係合時にブレーキ A のディスク束 1 0 0 を軸線方向で軸受板 L A G の方向に操作し、ディスク束 1 0 0 は軸線方向で軸受板 L A G で支えられる。つまりブレーキ A は直接にケース壁 G W と軸受板 L A G との間に配置されている。

30

40

【 0 1 4 0 】

平歯車段の第 1 平歯車を支承した軸受板を変速機ケースに固着するための選択的 1 構成において、軸受板の外径がブレーキ A のディスク束の外径よりも大きく、この軸受板がいまや一部では、ブレーキ A のディスク束の上方の直径領域内でケース外壁 G W に軸線方向で当接するようにすることもできる。その場合、軸受板は変速機ケースの内部からケース外壁と直接ねじ止めされており、ねじ止めの力を案内する相応するねじは空間的に見て半径方向でブレーキ A のディスク束の上に配置されている。ケース外壁自体は周知の如くに変速機ケースとねじ止めされている。つまりブレーキ A のパワーフローはその操作時有利なことに被密封ケース分離継目を経由してはいない。

【 0 1 4 1 】

50

軸受板の１つの代替的設計構成において、平歯車段の第１平歯車の前記ハブを省くこともでき、その場合この第１平歯車の円錐ころ軸受装置もしくは深溝玉軸受装置は空間的に見て半径方向で半径方向で第１平歯車の歯の下方に配置されている。その際、円錐ころ軸受装置もしくは深溝玉軸受装置の軸受外輪は第１平歯車の相応する軸受穴に嵌挿されているが、しかし円錐ころもしくは玉の軌道が第１平歯車に直接一体化されている場合にはまったく省くこともできよう。円錐ころ軸受装置もしくは深溝玉軸受装置の軸受内輪は軸受板のハブ状区域で固定しておくことができ、この区域は軸線方向で第３遊星歯車組ＲＳ３の方向に延設され、第１平歯車に中心で挿通される。

【０１４２】

設計上の細部解決として図１８では 既に示唆したように ブレーキＡのサーボ機構１１０は単に部分的にケース壁ＧＷに一体化されている。図示実施例においてこのケース壁ＧＷは一方で自動変速機の原動機近傍の外壁、しかし他方で同時に、自動変速機の切換要素に圧媒を供給しかつ幾つかの切換要素、歯および軸受装置に圧媒を供給するための１つのオイルポンプの１つのポンプケースでもある。それに応じてケース壁に、圧媒および潤滑剤を供給するためのさまざまな通路が一体化されている。また、ケース壁ＧＷに案内車軸ＬＲＷは相対回転不能に嵌挿され、例えばねじ止めされている。一方でこの案内車軸ＬＲＷは、原動機と入力軸との間のパワーフロー中に介装された１つの発進要素、例えば１つのトリロックコンバータのトルクを支えるための一種のケース固定ハブを形成する。その際発進要素は運動学上変速機内部空間の外側で案内車軸ＬＲＷの１つの軸区域ＬＲＷＷに結合されている。他方で、この案内車軸ＬＲＷの１つのフランジ区域ＬＲＷＦにも、圧媒および潤滑剤を供給するためのさまざまな通路が一体化されている。さらにこの案内車軸ＬＲＷは軸線方向で比較的短い１つの円筒状区域ＬＲＷＺを有し、この区域は軸線方向で変速機内部空間の方向に延設されている。案内車軸ＬＲＷのこの円筒状区域ＬＲＷＺの外径はブレーキＡのサーボ機構１１０のピストン室もしくは圧力室１１１の内径を形成し、同様にブレーキＡのサーボ機構１１０のピストン１１４の１つの軸線方向内側摺動面を形成する。このピストンは軸線方向摺動可能に円筒状区域ＬＲＷＺの半径方向上方に配置されている。サーボ機構１１０のピストン室もしくは圧力室１１１の外径と、サーボ機構１１０のピストン１１４の相応する軸線方向外側摺動面は、案内車軸ＬＲＷのフランジ区域ＬＲＷＦの外径よりも大きな直径上でケース壁ＧＷ（もしくはポンプケース）の軸線方向窪みによって形成される。それとともにサーボ機構１１０の圧力室１１１はピストン１１４とケース壁ＧＷと案内車軸ＬＲＷのフランジ区域ＬＲＷＦと円筒状案内車軸区域ＬＲＷＺとによって形成される。この圧力室１１１に至る（非回転式）圧媒供給部は図１８では簡略化のため図示されていない。ピストンを戻すためのサーボ機構１１０の戻し要素１１３はここでは皿ばねとして実施され、一方でピストン外径の領域で軸線方向においてピストン１１４で支えられ、他方でブレーキＡの外ディスク用変速機ケースＧＧのディスク連行断面の領域において変速機ケースＧＧで支えられる。

【０１４３】

ブレーキＡの入力要素１２０は内ディスク支持体であり、例示的に円筒状板構造体として実施されている。軸線方向で短く構成されたこの内ディスク支持体（１２０）が１つの円筒状区域１２１を有し、この区域の外径にはブレーキＡのディスク束１００の覆いディスクを受容するための１つの連行断面が設けられている。この円筒状区域１２１のケース壁ＧＷに向き合う側でブレーキＡの内ディスク支持体（１２０）の少なくとも部分的に円板状の区域１２２が円筒状区域１２１に続き、フランジ状案内車軸区域ＬＲＷＦと平行に半径方向内方に太陽歯車軸ＳＯＷ３の１つのハブ状区域にまで延設され、この太陽歯車軸にブレーキＡ内ディスク支持体（１２０）のこの円板状区域１２２が溶接されている。太陽歯車軸ＳＯＷ３はやはり好適な１つの連行断面を介して第３遊星歯車組ＲＳ３の太陽歯車ＳＯ３と形状接合式に結合されており、太陽歯車軸ＳＯＷ３はブレーキＡの内ディスク支持体（１２０）のハブと解釈することもできる。入力軸ＡＮはやはり半径方向で太陽歯車軸ＳＯＷ３の内部を延び、ケース壁ＧＷに嵌挿された案内車軸ＬＲＷに中心で挿通されている。

10

20

30

40

50

【 0 1 4 4 】

次に図 1 9 は例示的第 7 細部構造を有する変速機部分の断面を示しており、図 1 8 に比べて変更された第 3 遊星歯車組 R S 3 と平歯車伝動装置の第 1 平歯車 S T R 1 とに対するブレーキ A の相対的空間配置に関係している。変速機ケースでの平歯車 S T R 1 の軸受装置は図 1 8 から引き継がれた。平歯車 S T R 1 が 1 つの平歯車ハブ S T R N 1 を相応に有し、この平歯車ハブは軸線方向で遊星歯車組 R S 3 とは逆方向に延設されている。平歯車ハブ S T R N 1 の外径に、平歯車軸受装置 S T R L 1 の直接並べて配置される 2 つの円錐ころ軸受の軸受内輪が摺着され、軸線方向で軸ナットを介して平歯車ハブ S T R N 1 に固定されている。両方の円錐ころ軸受の軸受外輪は変速機ケース固定軸受板 L A G 内で支承されている。平歯車 S T R 1 を第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア S T 3 に運動学的に結合するために平歯車ハブ S T R N 1 の内径に、軸線方向に見て半径方向で平歯車 S T R 1 の歯の下方に連行 内側断面が設けられており、この内側断面内にキャリア軸 S T W 3 の対応する連行 外側断面が係合する。このキャリア軸 S T W 3 は前記連行断面から出発して、軸線方向において第 2 (中央) 遊星歯車組 R S 2 の方向にそのキャリア S T 2 まで延設され、その際第 3 遊星歯車組 R S 3 の太陽歯車 S O 3 に中心で挿通されている。第 2 遊星歯車組 R S 2 に向き合う第 3 遊星歯車組 R S 3 の側でキャリア軸 S T W 3 が第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア S T 3 と結合されている。図 1 9 に示す実施例においてキャリア S T 3 とキャリア軸 S T W 3 は一体に実施されている。

10

【 0 1 4 5 】

ブレーキ A は空間的に見て半径方向で第 3 遊星歯車組 R S 3 の上に配置されている。ブレーキ A の入力要素 1 2 0 は、第 3 遊星歯車組 R S 3 に一部で被さる円筒状内ディスク支持体として構成されている。この内ディスク支持体 (1 2 0) の円板状区域 1 2 2 は第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア板 S T B 3 と平行に延設され、第 3 遊星歯車組 R S 3 を平歯車 S T R 1 から空間的に分離する。その内径で円板状区域 1 2 2 は第 3 遊星歯車組 R S 3 の太陽歯車 S O 3 と結合され、ここでは例示的に溶接されている。この領域に 1 つのラスト軸受も配置されており、この軸受はブレーキ A の内ディスク支持体 (1 2 0) の円板状区域 1 2 2 を平歯車 S T R 1 から分離する。内ディスク支持体 (1 2 0) の円板状区域 1 2 2 は半径方向外方に、第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア板 S T B 3 の外径よりも多少大きい直径もしくは円筒 Z Y L の外径よりも多少大きい直径にまで延設され、これを介してキャリア板 S T B 3 が別の 1 つの (ここには図示しない) 遊星歯車組要素と結合されている。円板状区域 1 2 2 の外径にブレーキ A の内ディスク支持体 (1 2 0) の円筒状区域 1 2 1 が続き、軸線方向で第 2 (中央) 遊星歯車組 R S 2 の方向に延設されている。円筒状区域 1 2 1 の外径にはブレーキ A のディスク束 1 0 0 の覆いディスクを受容するための 1 つの連行断面が設けられている。図 1 9 では、ブレーキ A の外ディスク支持体として構成される出力要素 1 3 0 とディスク束 1 0 0 を操作するためのサーボ機構 (そのうちここにはピストン 1 1 4 の一部のみ図示) が示唆されているだけである。

20

30

【 0 1 4 6 】

最後に図 2 0 は例示的第 8 細部構造を有する変速機部分の断面を示し、今回はチェーン伝動装置と合わせて第 3 遊星歯車組 R S 3 に対して相対的なブレーキ A の変更された空間的配置にやはり関係している。図 2 0 によるこの細部構造の主要要素は本出願人の先行刊行されていない独国特許出願 D E 1 0 2 3 6 6 0 7 . 1 の対象であり、その開示内容は本発明の内容にも含まれるものとする。

40

【 0 1 4 7 】

図 2 0 による第 8 細部構造に相応して、3 つの個別の遊星歯車組から連結された遊星歯車伝動装置の出力要素と自動変速機の出力軸との間の作用結合として 1 つのチェーン伝動装置が設けられている。このチェーン伝動装置の図 2 0 に示唆したチェーンは符号 K T、このチェーン伝動装置の遊星歯車伝動装置側 (第 1) スプロケットは符号 K T R 1 である。この被動 (第 1) スプロケット K T R 1 とブレーキ A は両方とも軸線方向で第 3 遊星歯車組 R S 3 に隣接し、ブレーキ A は半径方向でスプロケット K T R 1 のスプロケット歯の下方に配置されている。

50

【 0 1 4 8 】

この被動（第 1）スプロケット K T R 1 は幾何学的に、（第 3）遊星歯車組 R S 3 の方向に開口した円筒として構成され、1つのハブ区域 K T R N 1 と 1つの円板状スプロケット区域 K T R S 1 と 1つの円筒状スプロケット区域 K T R Z 1 とを有する。この円筒状スプロケット区域 K T R Z 1 は軸線方向においてブレーキ A の外径よりも大きい直径、特にブレーキ A の外ディスク支持体として構成される出力要素 1 3 0 の外径よりも大きい直径上に延設されている。その外径に円筒状スプロケット区域 K T R Z 1 は一方で回転数およびトルクを伝達するためにチェーン K T が係合する 1つの好適なチェーン歯と他方では例示的に付加的に 1つのパーキング歯とを有する。このパーキング歯に、自動変速機の変速機ケースで出力軸をブロックするための（簡略化のためここには図示しない）パーキングボールが係合できる。つまりスプロケット K T R 1 の円筒状スプロケット区域 K T R Z 1 が同時に 1つのパーキング歯車 P S R を形成する。図 2 0 に示す実施例において（パーキング歯車 P S R に付設されるべき）パーキング歯はスプロケット K T R 1 のチェーン歯よりも第 3 遊星歯車組 R S 3 近傍に配置されている。遊星歯車組 R S 3 とは反対の円筒状スプロケット区域 K T R Z 1 の側で円板状スプロケット区域 K T R S 1 が円筒状スプロケット区域 K T R Z 1 に続き、半径方向内方にスプロケット K T R 1 のハブ区域 K T R N 1 まで延設されている。後になお詳細に説明するように、このハブ区域 K T R N 1 はやはり変速機ケース固定案内車軸 L R W のハブ L R W N 上で支承されている。遊星歯車組 R S 3 に向き合うその側で円筒状スプロケット区域 K T R Z 1 は第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア板 S T B 3 と主に形状接合式に結合されている。図示実施例において円筒状スプロケット区域 K T R Z 1 の軸線方向に伸長して相応に構成された指片がキャリア板 S T B 3 の対応する軸線方向凹部内に係合し、これらの凹部は周方向で配設され第 3 遊星歯車組 R S 3 のリングギヤ H O 3 のほぼ直径に配置されている。

【 0 1 4 9 】

つまり被動スプロケット K T R 1 の円筒状スプロケット区域 K T R Z 1 が 1つの円筒室を形成し、この円筒室の内部にブレーキ A が配置されている。既に触れたように、外ディスクおよび覆いディスクを有するディスク束 1 0 0 は軸線方向で遊星歯車組 R S 3 のキャリア板 S T B 3 に直接隣接している。ブレーキ A の内ディスク支持体として構成される入力要素 1 2 0 は幾何学的に、遊星歯車組 R S 3 の方向で閉じた鉢の形状であり、ディスク束 1 0 0 の覆いディスクを受容するための 1つの連行断面をその外径に設けられた 1つの円筒状外被面と 1つの底とを有する。この底はキャリア板 S T B 3 と平行に半径方向内方に延設され、その内径で第 3 遊星歯車組 R S 3 の太陽歯車 S O 3 と結合され、ここでは例示的に溶接されている。ブレーキ A の外ディスク支持体として構成される出力要素 1 3 0 は幾何学的に遊星歯車組 R S 3 の方向に開口した鉢として相応に構成され、この鉢の内部にブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 とディスク束 1 0 0 が配置されている。図示実施例においてこの外ディスク支持体（1 3 0）が 1つのハブ 1 3 3 を有し、このハブは 1つの好適な連行断面を介して変速機ケース固定案内車軸 L R W と形状接合式に結合されている。ブレーキ A の外ディスク支持体（1 3 0）の円筒状外被面の内径にはディスク束 1 0 0 の外ディスクを受容するための 1つの連行断面が設けられている。サーボ機構 1 1 0 のピストン 1 1 4 はこの外ディスク支持体（1 3 0）の円板状、ハブ状外被面に隣接し、これらの外被面区域と一緒にサーボ機構 1 1 0 の圧力室 1 1 1 を形成する。その際、ピストン 1 1 4 は一部では軸線方向で外ディスク支持体（1 3 0）の円板状外被面とディスク束 1 0 0 との間に、一部では軸線方向に見て半径方向でディスク束 1 0 0 の下方に配置されている。つまり、圧力室 1 1 1 に圧力が付加されるとピストン 1 1 4 はディスク束 1 0 0 を軸線方向で隣接遊星歯車組 R S 3 の方向に、戻し要素 1 1 3 の力に抗して操作する。この戻し要素はここでは例示的に直列に接続された 2つの皿ばねからなり、皿ばねはハブ 1 3 3 で支えられる。

【 0 1 5 0 】

図 1 8 におけると同様に、変速機ケース固定案内車軸 L R W は一方で原動機と入力軸との間のパワーフロー中に介装された 1つの発進要素、例えば 1つのトリロックコンバータ

のトルクを支えるための一種のケース固定ハブを形成する。その際発進要素は運動学上変速機内部空間の外側で案内車軸 L R W の 1 つの軸区域 L R W W に結合されている。他方で、この案内車軸 L R W は半径方向に伸長した 1 つのフランジ区域 L R W F を有し、この区域は遊星歯車組 R S 3 とは反対のスプロケット K T R 1 の側で変速機内部空間を閉鎖する。さらにこの案内車軸 L R W は軸線方向で変速機内部空間の方向に延設される 1 つの円筒状ハブ区域 L R W N を有し、この区域は幾何学的に 2 つの区域 L R W N 1、L R W N 2 に区分されており、フランジ近傍区域が符号 L R W N 1、遊星歯車組近傍区域が符号 L R W N 2 である。空間的に見て半径方向でフランジ近傍区域 L R W N 1 の上でスプロケット K T R 1 が支承されている。相応する軸受は例示的に構造空間節約的ラジアルニードル軸受として構成され、符号 K T R L 1 とされている。スプロケット K T R 1 を軸線方向で支えるために 2 つのアキシシャルニードル軸受 K T R L 2、K T R L 3 が設けられており、アキシシャルニードル軸受 K T R L 2 は軸線方向で変速機ケース固定案内車軸 L R W のフランジ区域 L R W F とスプロケット K T R 1 との間に配置され、アキシシャルニードル軸受 K T R L 3 は軸線方向でスプロケット K T R 1 とブレーキ A の外ディスク支持体 (1 3 0) のハブ近傍外被面との間に配置されている。

10

【 0 1 5 1 】

さらに図 2 0 にはブレーキ A のサーボ機構 1 1 0 の圧力室 1 1 1 に至る 1 つの圧媒供給部 1 1 8 が書き込まれており、この圧媒供給部は一部では案内車軸 L R W とブレーキ A の外ディスク支持体 (1 3 0) のハブ 1 3 3 との内部を延びている。

【 0 1 5 2 】

当業者なら案内車軸 L R W のフランジ区域 L R W F とハブ区域 L R W N を必要なら変速機ケースもしくは変速機ケース壁の一部として実施することにもなる。

20

【 0 1 5 3 】

他の細部として図 2 0 には通常形式の出力回転数センサ N A B が書き込まれており、このセンサは自動変速機出力軸の回転数および / または回転方向を判定するためにパーキング歯車 P S R の歯断面を走査する。

【 0 1 5 4 】

既に触れたように、自動変速機の入力軸と出力軸との互いに相対的な軸線平行な配置に関する前記スケルトン図は例示と見做すことができる。当業者なら、本発明に係る提案された個々の部材配置および細部構造の主要特徴を必要なら意味に即して入力軸と出力軸との互いに相対的な別の空間的配置でも応用することになる。互いに同軸ではない軸配置の変更態様として、自動変速機の入力軸と出力軸が互いに角度を成して、例えば走行方向に沿って原動機を有する車両駆動系統 (「フロント縦置原動機」または「リヤ縦置原動機」) の場合 9 0 度の相対角度で、または例えば自動車内の窮屈な取付空間に駆動系統を適合するために 9 0 度意外の相対角度でも、延びているようにすることもできる。このような用途用に自動変速機内で平歯車伝動装置もしくはチェーン伝動装置の代わりに 1 つのベベルギヤ伝動装置 (必要ならハイポイド歯付き)、またはベベロイド歯付きの 1 つの平歯車伝動装置も設けておくことができる。自動変速機の入力軸と出力軸が互いに同軸に延びた (「標準原動機」) 車両も広く普及している。本発明に係る提案された個々の部材配置および細部構造の主要特徴は意味に即して、同軸な入力軸と出力軸とを有するこのような自動変速機にも簡単に転用可能である。その場合、望ましくは (入力軸と同軸に延びる) 出力軸は第 2 遊星歯車組 R S 2 とは反対の第 3 遊星歯車組 R S 3 の側に、ブレーキ A も配置されている自動変速機側に配置されている。その場合、出力軸はブレーキ A にも第 3 遊星歯車組 R S 3 にも中心で挿通される。

30

40

【 0 1 5 5 】

既に触れたように、3 つの個別の遊星歯車組の歯車組要素相互のおよび 5 つの切換要素および自動変速機入出力軸に対する運動学的連結に関する図 3 ~ 図 2 0 の基礎にあるスケルトン図は例示と見做すことができる。独国特許出願公開 D E 1 9 9 1 2 4 8 0 A 1 の技術の現状により、個々の歯車組要素の運動学的連結の変更態様が公知であり、そこでは図 3 ~ 図 2 0 の基礎にある従来の運動学的歯車組連結とは異なり、第 1 遊星歯車組 R S 1 の

50

リングギヤ H O 1 と第 2 遊星歯車組 R S 2 のキャリア S T 2 と出力軸 A B とが互いに常時結合され、第 3 遊星歯車組 R S 3 のキャリア S T 3 が第 2 遊星歯車組 R S 2 のリングギヤ H O 2 と常時結合され、第 1 遊星歯車組 R S 1 のキャリア S T 1 が第 3 遊星歯車組 R S 3 のリングギヤ H O 3 と常時結合され、3つの個別の遊星歯車組 R S 1、R S 2、R S 3 の運動学的連結がその他の点で変わらない場合 5 つの切換要素 A ~ E および入力軸に結合されている。当業者なら、個々の切換要素および出力側平歯車もしくはチェーン伝動装置に関する図 3 ~ 図 20 で先に提案された配置および設計細部の発明上重要な特徴を必要なら意味に即してこの改良された歯車組連結にも転用することになる。

【図面の簡単な説明】

【0156】

10

【図 1】技術の現状によるスケルトン図である。

【図 2】技術の現状による図 1 の選択的部材配置を示す。

【図 3】本発明に係る例示的第 1 概略部材配置を示す。

【図 4】図 3 による変速機のシフトパターンを示す。

【図 5】図 3 による第 1 部材配置の詳細図である。

【図 6】例示的第 1 細部構造を有する図 5 による変速機の変速機部分の断面を示す。

【図 7】例示的第 2 細部構造を有する図 5 による変速機の変速機部分の断面を示す。

【図 8】本発明に係る例示的第 2 概略部材配置を示す。

【図 9】図 5 による例示的変速機の変速機部分の断面を示す。

【図 10】本発明に係る例示的第 3 概略部材配置を示す。

20

【図 11】図 10 による例示的変速機の変速機部分の断面を示す。

【図 12】例示的第 3 細部構造を有する図 10 もしくは図 11 による変速機の変速機部分の断面を示す。

【図 13】例示的第 4 細部構造を有する図 10 もしくは図 11 による変速機の変速機部分の断面を示す。

【図 14】例示的第 5 細部構造を有する図 10 もしくは図 11 による変速機の変速機部分の断面を示す。

【図 15】本発明に係る例示的第 4 概略部材配置を示す。

【図 16】本発明に係る例示的第 5 概略部材配置を示す。

【図 17】本発明に係る例示的第 6 概略部材配置を示す。

30

【図 18】例示的第 6 細部構造を有する変速機部分の断面を示す。

【図 19】例示的第 7 細部構造を有する変速機部分の断面を示す。

【図 20】例示的第 8 細部構造を有する変速機部分の断面を示す。

【符号の説明】

【0157】

A 第 1 切換要素、ブレーキ

B 第 2 切換要素、クラッチ

C 第 3 切換要素、ブレーキ

D 第 4 切換要素、ブレーキ

E 第 5 切換要素、クラッチ

40

F D 第 4 切換要素のフライホイール

Z Y L B E 第 2、第 5 切換要素のディスク支持体

Z Y L C D 第 3、第 4 切換要素の外ディスク支持体

A N 入力軸

A B 出力軸

G G 変速機ケース

G W ケース壁

G N 変速機ケース固定ハブ

G Z ケース中間壁

L A G 軸受板

50

L R W	案内車軸	
L R W F	案内車軸のフランジ区域	
L R W W	案内車軸の軸区域	
L R W Z	案内車軸の円筒区域	
L R W N	案内車軸のハブ区域	
L R W N 1	フランジ近傍の案内車軸	ハブ区域
L R W N 2	遊星歯車組近傍の案内車軸	ハブ区域
N A N	入力回転数センサ	
N A B	出力回転数センサ	
P S R	パーキング歯車	10
Z Y L	円筒	
S T S T	平歯車段、平歯車伝動装置	
S T R 1	平歯車段の第 1 平歯車	
S T R 2	平歯車段の第 2 平歯車	
S T R 3	平歯車段の第 3 平歯車	
S T R L 1	平歯車段第 1 平歯車の軸受装置	
S T R N 1	平歯車段第 1 平歯車のハブ	
D I F F	ディファレンシャル	
K T	チェーン	
K T R 1	(被動、第 1) スプロケット	20
K T R L 1	(第 1) スプロケットのラジアル軸受	
K T R L 2	(第 1) スプロケットのケース側スラスト軸受	
K T R L 3	(第 1) スプロケットの切換要素側スラスト軸受	
K T R N 1	(第 1) スプロケットのハブ区域	
K T R S 1	(第 1) スプロケットの円板状区域	
K T R Z 1	(第 1) スプロケットの円筒状区域	
R S 1	第 1 遊星歯車組	
H O 1	第 1 遊星歯車組のリングギヤ	
S O 1	第 1 遊星歯車組の太陽歯車	
S T 1	第 1 遊星歯車組のキャリア	30
P L 1	第 1 遊星歯車組の遊星歯車	
S O W 1	第 1 遊星歯車組の太陽歯車軸	
S T B 1 1	第 1 遊星歯車組の第 1 キャリヤ板	
S T B 1 2	第 1 遊星歯車組の第 2 キャリヤ板	
S T W 1	第 1 遊星歯車組のキャリア軸	
R S 2	第 2 遊星歯車組	
H O 2	第 2 遊星歯車組のリングギヤ	
S O 2	第 2 遊星歯車組の太陽歯車	
S T 2	第 2 遊星歯車組のキャリア	
P L 2	第 2 遊星歯車組の遊星歯車	40
R S 3	第 3 遊星歯車組	
H O 3	第 3 遊星歯車組のリングギヤ	
S O 3	第 3 遊星歯車組の太陽歯車	
S T 3	第 3 遊星歯車組のキャリア	
P L 3	第 3 遊星歯車組の遊星歯車	
S O W 3	第 3 遊星歯車組の太陽歯車軸	
S T B 3	第 3 遊星歯車組のキャリア板	
S T W 3	第 3 遊星歯車組のキャリア軸	
1 0 0	第 1 切換要素のディスク	
1 1 0	第 1 切換要素のサーボ機構	50

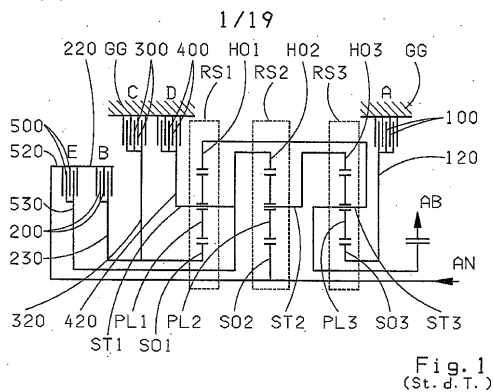
1 1 1	第 1 切換要素サーボ機構の圧力室	
1 1 3	第 1 切換要素サーボ機構の戻し要素	
1 1 4	第 1 切換要素サーボ機構のピストン	
1 1 8	第 1 切換要素の圧力室に至る圧媒供給部	
1 2 0	第 1 切換要素の入力要素	
1 2 1	第 1 切換要素入力要素の円筒状区域	
1 2 2	第 1 切換要素入力要素の円板状区域	
1 3 0	第 1 切換要素の出力要素	
1 3 3	第 1 切換要素出力要素のハブ	
2 0 0	第 2 切換要素のディスク	10
2 0 1	第 2 切換要素のディスク用止め輪	
2 0 2	材料接続部；第 2 切換要素のディスク用当接面	
2 1 0	第 2 切換要素のサーボ機構	
2 1 1	第 2 切換要素サーボ機構の圧力室	
2 1 2	第 2 切換要素サーボ機構の圧力補償室	
2 1 2 a	冷媒室	
2 1 3	第 2 切換要素サーボ機構の戻し要素	
2 1 4	第 2 切換要素サーボ機構のピストン	
2 1 5	第 2 切換要素サーボ機構の堰円板	
2 1 6	第 2 切換要素サーボ機構の操作プランジャ	20
2 1 7	第 2 切換要素サーボ機構の円筒状支持円板	
2 1 8	第 2 切換要素の圧力室に至る圧媒供給部	
2 1 9	第 2 切換要素の圧力補償室に至る潤滑剤供給部	
2 1 9 a	冷媒穴	
2 1 9 b	第 2 切換要素のディスクに至る冷媒供給部	
2 2 0	第 2 切換要素の入力要素	
2 2 1	第 2 切換要素入力要素の円筒状区域	
2 2 2	第 2 切換要素入力要素の円板状区域	
2 3 0	第 2 切換要素の出力要素	
2 3 1	第 2 切換要素出力要素の円板状区域	30
2 3 2	第 2 切換要素出力要素の円板状区域	
3 0 0	第 3 切換要素のディスク	
3 0 3	第 3 切換要素のブレーキバンド	
3 1 0	第 3 切換要素のサーボ機構	
3 1 1	第 3 切換要素サーボ機構の圧力室	
3 1 3	第 3 切換要素サーボ機構の戻し要素	
3 1 3 a	加圧皿体	
3 1 3 b	加圧皿体の環状区域；加圧皿体のピストン当接面	
3 1 3 c	加圧皿体の溝付き区域	
3 1 4	第 3 切換要素サーボ機構のピストン	40
3 1 8	第 3 切換要素の圧力室に至る圧媒供給部	
3 2 0	第 3 切換要素の入力要素	
3 2 1	第 3 切換要素入力要素の円筒状区域	
3 2 2	第 3 切換要素入力要素の円板状区域	
3 3 0	第 3 切換要素の出力要素	
4 0 0	第 4 切換要素のディスク	
4 1 0	第 4 切換要素のサーボ機構	
4 1 1	第 4 切換要素サーボ機構の圧力室	
4 1 3	第 4 切換要素サーボ機構の戻し要素	
4 1 4	第 4 切換要素サーボ機構のピストン	50

- 4 2 0 第4 切換要素の入力要素
- 4 2 1 第4 切換要素入力要素の円筒状区域
- 4 3 0 第4 切換要素の出力要素
- 5 0 0 第5 切換要素のディスク
- 5 0 1 第5 切換要素のディスク用の止め輪
- 5 1 0 第5 切換要素のサーボ機構
- 5 1 1 第5 切換要素の圧力室
- 5 1 2 第5 切換要素の圧力補償室
- 5 1 3 第5 切換要素サーボ機構の戻し要素
- 5 1 4 第5 切換要素サーボ機構のピストン
- 5 1 5 第5 切換要素サーボ機構の堰円板
- 5 1 8 第5 切換要素の圧力室に至る圧媒供給部
- 5 1 9 第5 切換要素の圧力補償室に至る潤滑剤供給部
- 5 2 0 第5 切換要素の入力要素
- 5 2 1 第5 切換要素入力要素の（第1）円筒状区域
- 5 2 2 第5 切換要素入力要素の（第1）円板状区域
- 5 2 3 第5 切換要素入力要素のハブ
- 5 2 4 第5 切換要素入力要素の第2 円筒状区域
- 5 2 5 第5 切換要素入力要素の第2 円板状区域
- 5 2 6 第5 切換要素入力要素のハブの第1 円筒状ハブ区域
- 5 2 7 第5 切換要素入力要素のハブの第2 円筒状ハブ区域
- 5 3 0 第5 切換要素の出力要素
- 5 3 1 第5 切換要素出力要素の円筒状区域
- 5 3 2 第5 切換要素出力要素の円板状区域

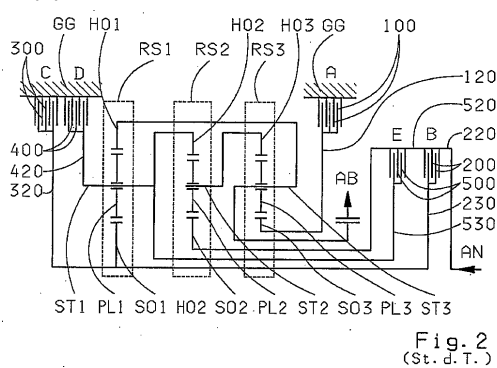
10

20

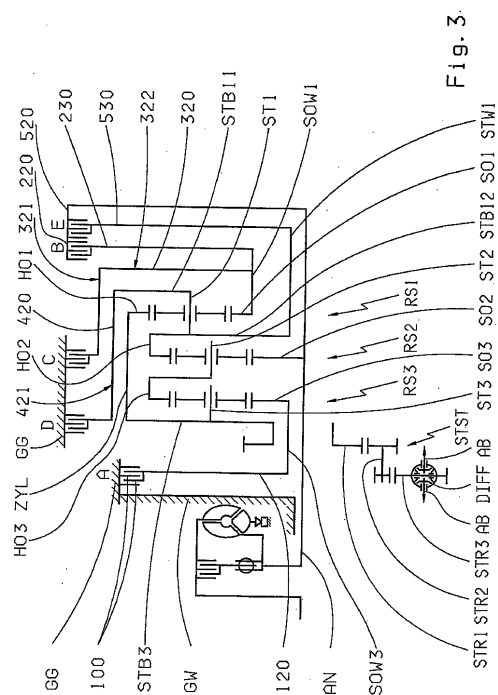
【図1】








【図2】



【図3】

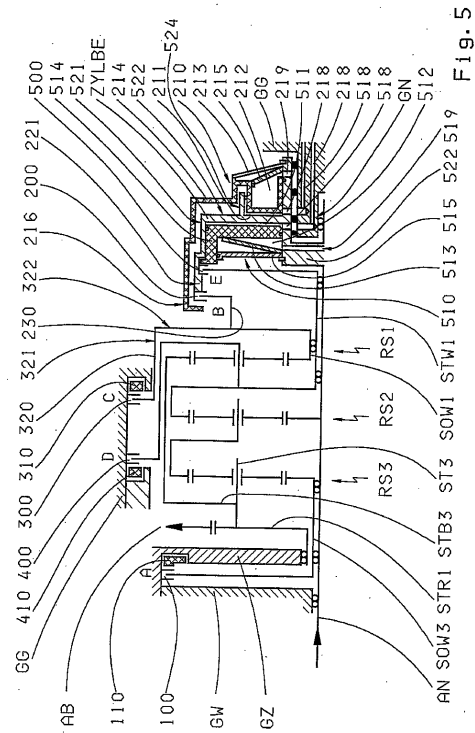


【 図 4 】

シフト要素						変速比 i	変速比 ステップ PHI
変速段	A	B	E	D	C		
1	○			○		4.898	1.65
2	○				○	2.967	
3	○	○				1.819	1.63
4	○		○			1.375	1.32
5		○	○			1.000	1.38
6			○		○	0.754	1.33
R		○		○		-3.06	total 6.50

ブレーキ クラッチ

【 図 5 】



【 図 6 】

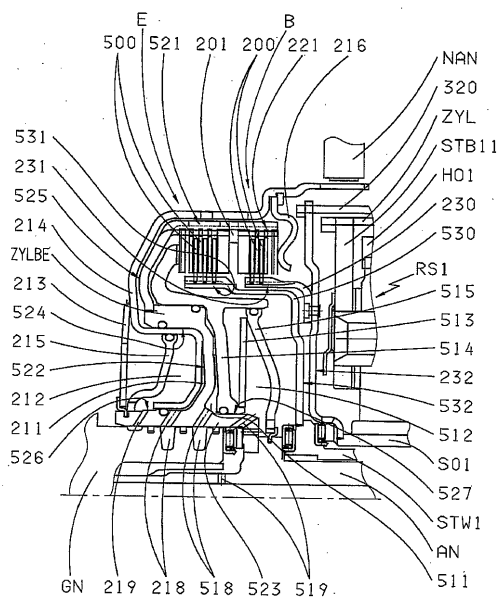


Fig. 6.

【圖 7】

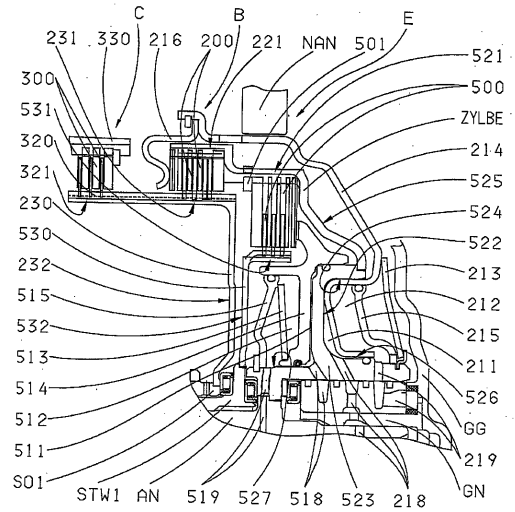
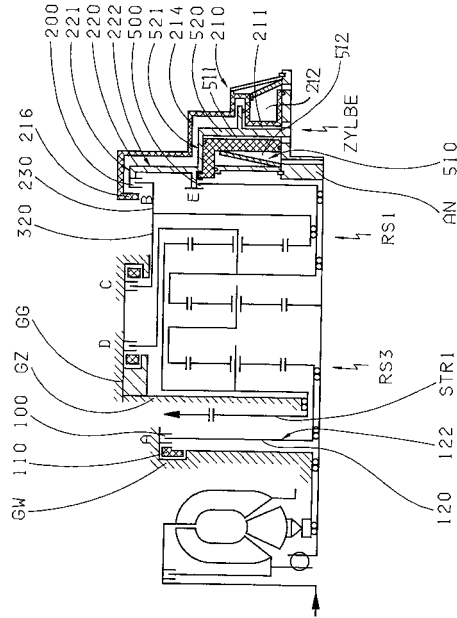


Fig. 7

【圖 8】



【 図 9 】

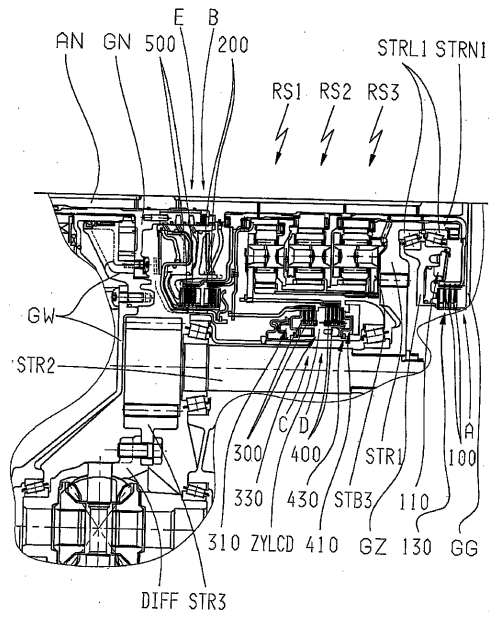


Fig. 9

【 図 1 0 】

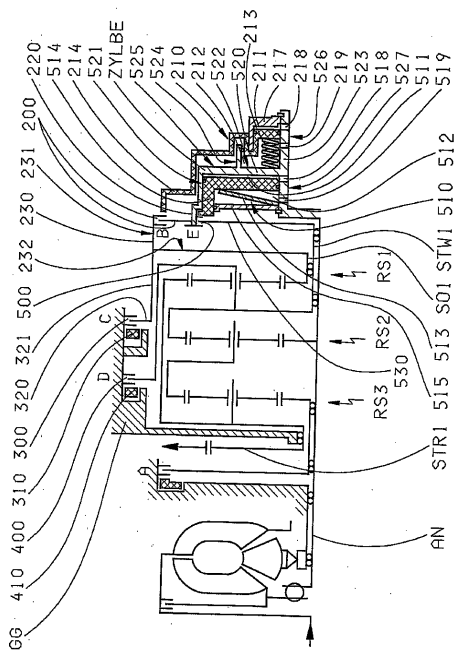


Fig. 10

【 図 1 1 】

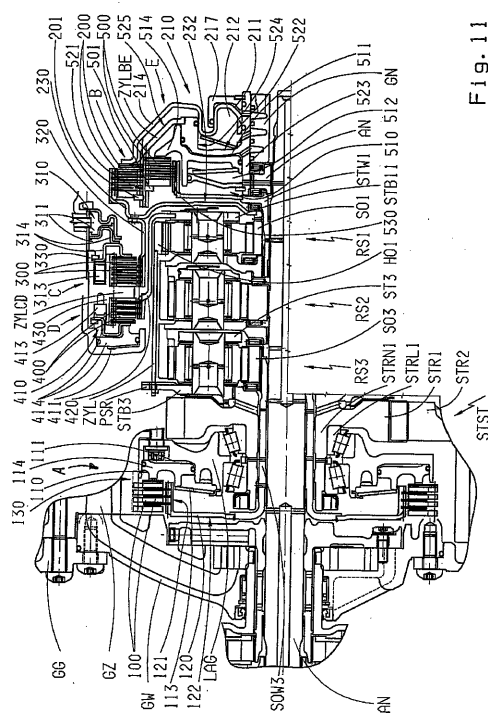


Fig. 11

【図 12】

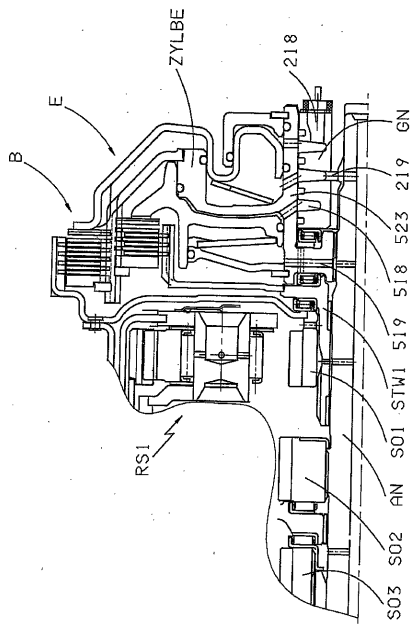


Fig. 12

【図 13】

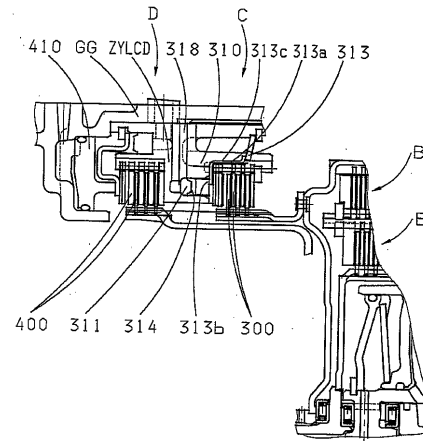


Fig. 13

【図 14】

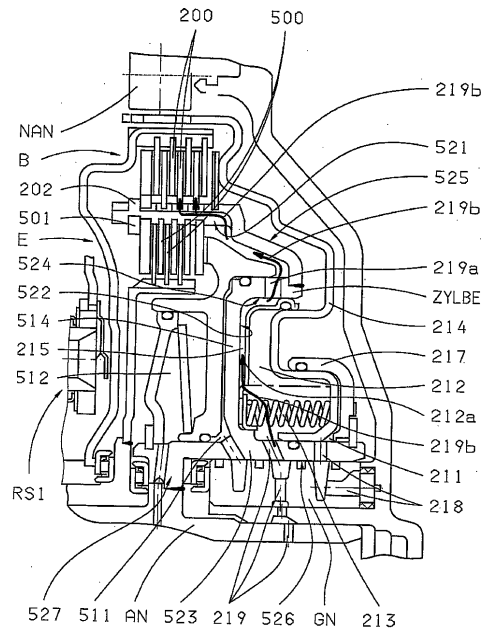


Fig. 14

【図 15】

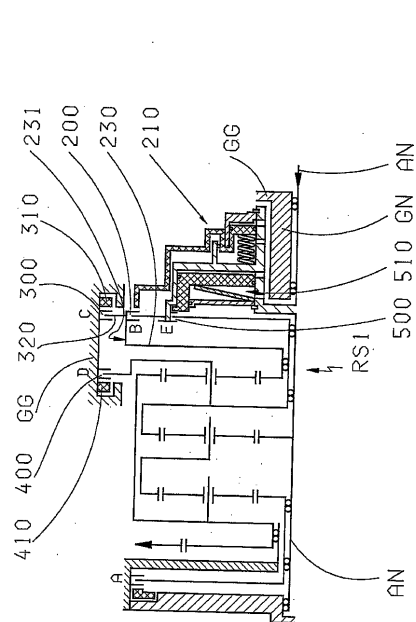


Fig. 15

【図 16】

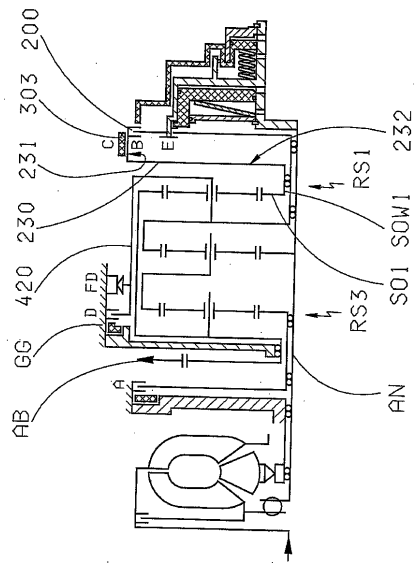


Fig. 16

【図 17】

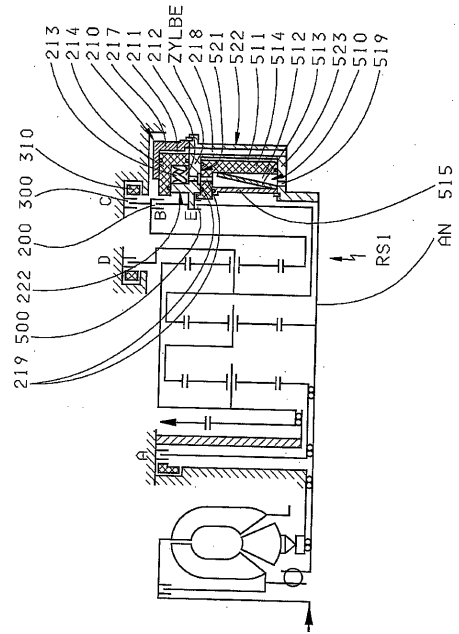


Fig. 17

【図 18】

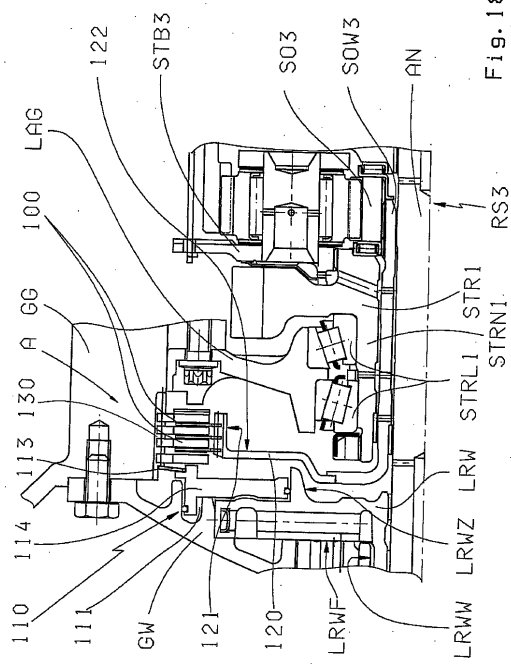


Fig. 18

【図 19】

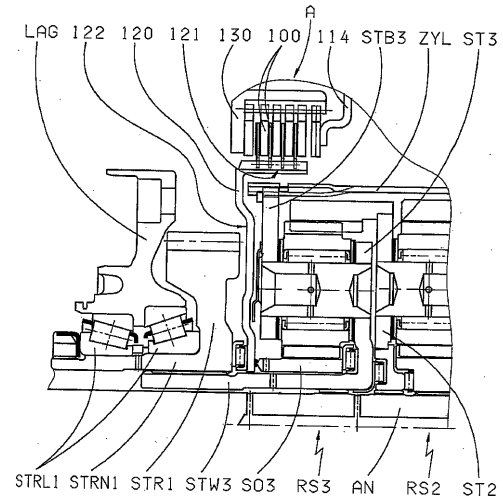
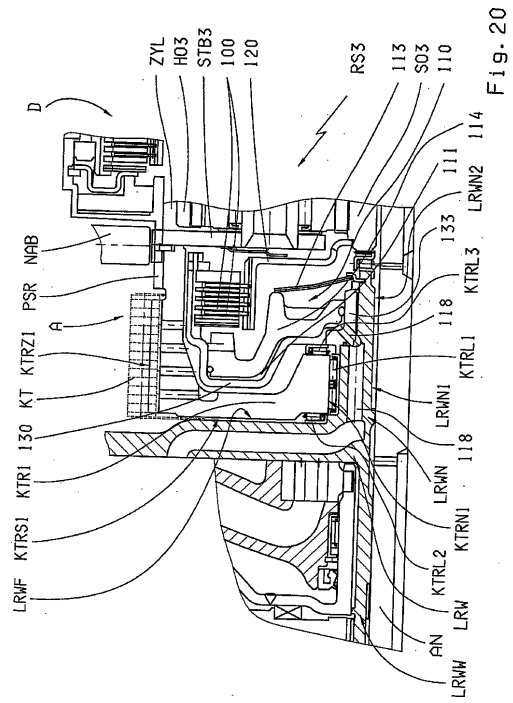


Fig. 19

【 図 2 0 】



フロントページの続き

(74)代理人 100106655

弁理士 森 秀行

(72)発明者 ペーター、ティースラー

ドイツ連邦共和国メッケンボイレン、テットナンガー、シュトラーセ、48

(72)発明者 ペーター、ツィーマー

ドイツ連邦共和国テットナング、ルドルフ グネディンガー ベーク、7

審査官 鈴木 充

(56)参考文献 米国特許第06572507(US, B1)

特開平05-033833(JP, A)

特開昭62-052249(JP, A)

特表平10-507807(JP, A)

特開平06-213292(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 3/00-3/78