

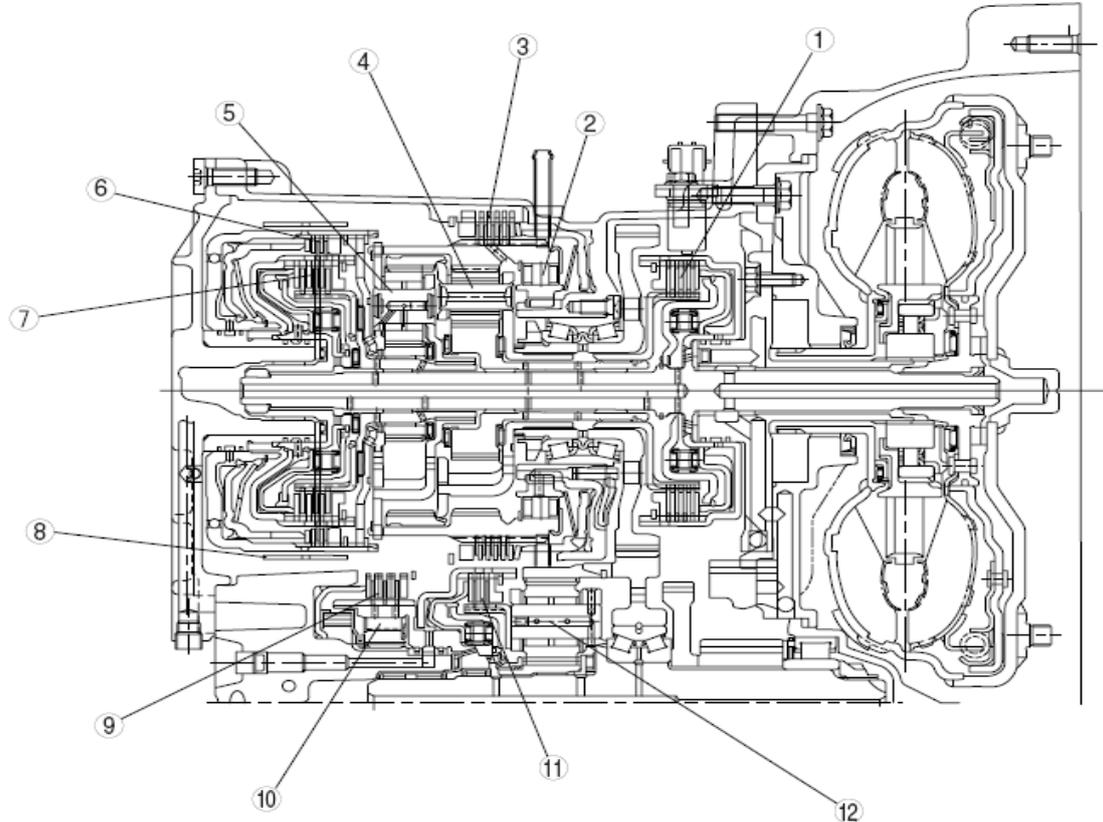
自动变速驱动桥 02

1 离合器概述和操作

1.1 前进离合器3- 4 离合器、倒档离合器、直接离合器、低速档和倒档制动器以及减速制动器概述

- 每个多盘型离合器与制动器均有下列功能，并如图所示在各档位工作。

部件	功能	档位
前进离合器	• 将输入扭矩从涡轮轴传输到前进中心齿轮。	1GR, 2GR, 3GR
3-4 离合器	• 将输入扭矩从涡轮轴传输到后行星齿轮架。	3GR, 4GR, 5GR
倒档离合器	• 将输入扭矩从涡轮轴传输到后中心齿轮。	倒档
直接离合器	• 把副行星齿轮架与副中心齿轮接合。	5GR
低速档和倒档制动器	• 固定前内齿轮转动或后行星齿轮托板。	倒档, 1GR (M 档)
减速制动	• 固定次中心齿轮转动。	1GR, 2GR, 3GR, 4GR



- | | |
|-------------|-------------|
| 1 前进离合器 | 7 3-4 离合器 |
| 2 1 号单向离合器 | 8 倒档离合器 |
| 3 低速档和倒档制动器 | 9 减速制动 |
| 4 前行星齿轮 | 10 2 号单向离合器 |
| 5 后行星齿轮 | 11 直接离合器 |
| 6 2-4 制动带 | 12 倒档离合器 |

1.2 前进离合器3-4 离合器、倒档离合器、直接离合器、低速档和倒档制动器以及减速制动器操作

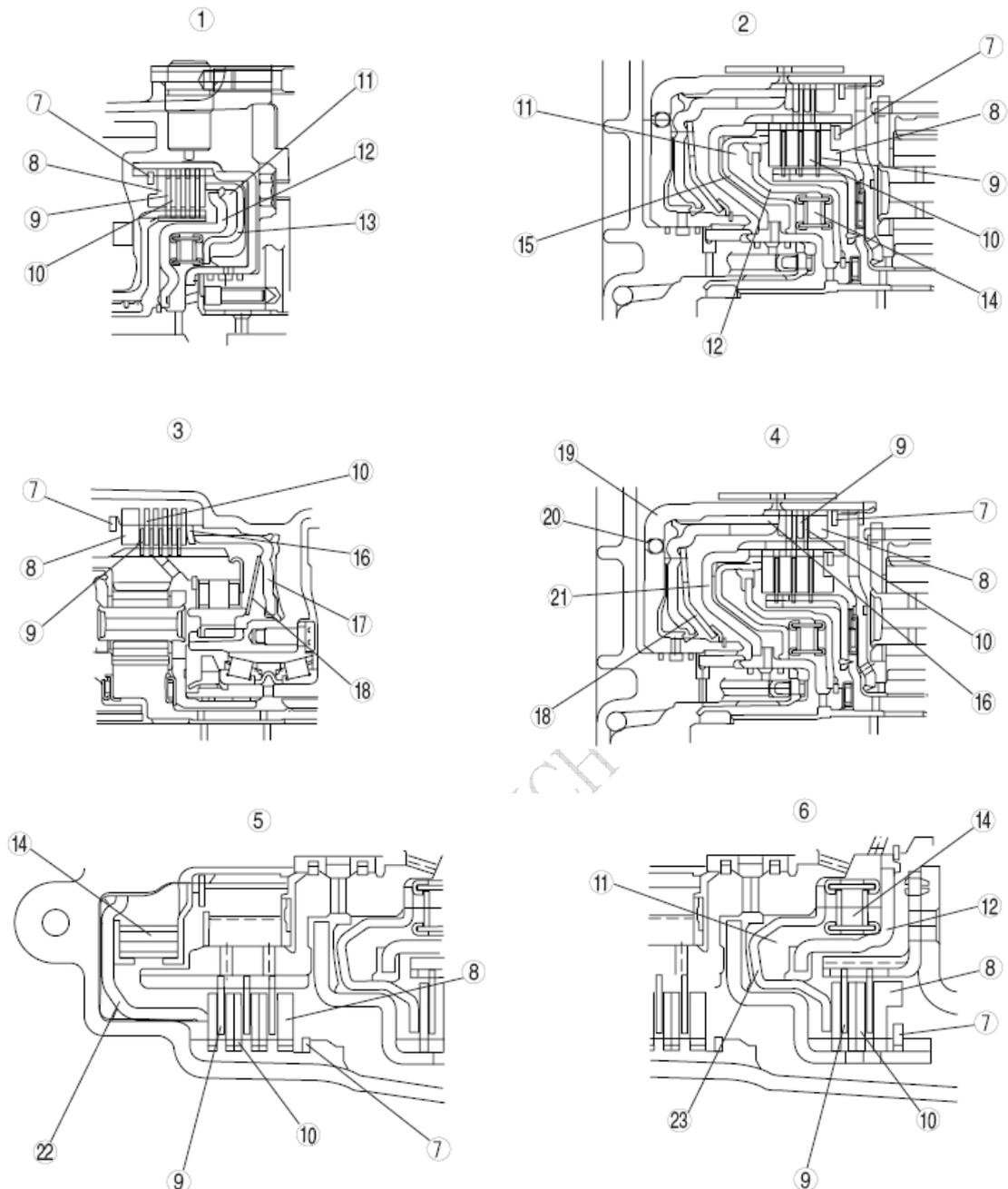
- 基本结构如下图所示。在图A中，液体在离合器盘（驱动盘，从动盘）中，因为液体在各个盘上滑动，不能传递动力。图B显示当液压作用于活塞上时的离合器状态；驱动盘和从动盘紧紧地压在一起，将离合器鼓旋转速度传递到轮毂。当活塞内的液压消除后，因为复位弹簧的作用，离合器松开并回到图A所示的状态。



- 1 活塞
2 离合器鼓

- 3 离合器从动盘毂

- 用于倒档离合器和低速倒档制动器的碟形盘降低了离合器突然接合时所产生的震动。在2-4 离合器鼓（倒档离合器）中内置的活塞止回阀球只在空转期间排出ATF，以防止液压因为残留ATF 而增大至使离合器处于半接合状态。在前进离合器、3-4 离合器和直接离合器中，离心平衡室安装在总离合器室的对面。前进离合器的离心平衡室和3-4 离合器总是装满来自涡轮轴专用润滑通道的ATF。直接离合器的离心平衡室总是充满着从逆转轴的专有润滑通道而来的ATF。



- | | |
|-------------|-------------------------|
| 1 前进离合器 | 13 前进离合器活塞（压合式密封活塞） |
| 2 3-4 离合器 | 14 弹簧和定位器组件 |
| 3 低速档和倒档制动器 | 15 第3-4 档离合器活塞（压合式密封活塞） |
| 4 倒档离合器 | 16 碟形盘 |
| 5 减速制动 | 17 低档位及反向刹车活塞（压合式密封活塞） |
| 6 直接离合器 | 18 活塞回位弹簧 |
| 7 卡环 | 19 2-4 制动鼓 |
| 8 挡板 | 20 活塞止回阀球 |
| 9 驱动盘 | 21 倒档离合器活塞（压合式密封活塞） |
| 10 从动盘 | 22 减速刹车活塞（压合式密封活塞） |
| 11 离心平衡室 | 23 直接离合器活塞（压合式密封活塞） |
| 12 密封片 | |

2 离心平衡离合器

2.1 离心平衡离合器概述

- 为增强离合器控制能力，安装了消除离心油压的离心平衡离合器装置。
- 各个离合器与制动器采用了压合式密封活塞（活塞的压力工作部件和密封件）来减小活塞体积和重量。

2.2 离心平衡离合器构造

- 离心平衡离合器室安装在离合器室的对面。离心平衡离合器室总是装满来自涡轮轴专用润滑通道的ATF。

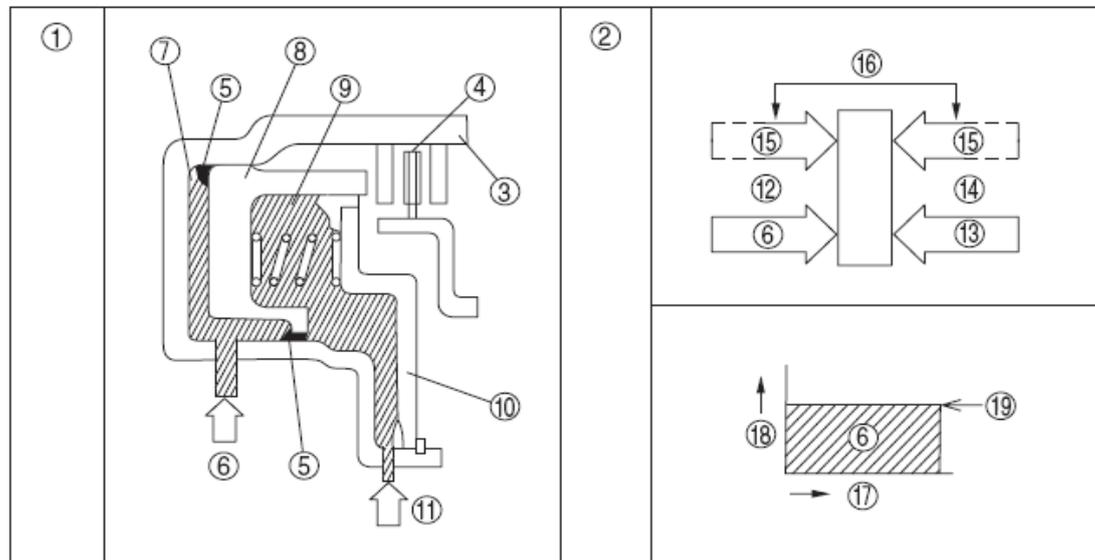
2.3 离心平衡离合器的操作

2.3.1 没有施加离合器压力时

- 离合器鼓转动时，离心力作用于残留在离合器盒内的ATF，推动活塞。但是离心力同时也作用于离心平衡离合器室内的ATF，反方向推动活塞。结果，该二力相互抵消，活塞不动，防止了离合器接合。

2.3.2 施加离合器压力时

- 当向离合器室施加离合器压力时，离合器压力大于对面离心平衡离合器室内的油压与弹簧力，推动活塞与各离合器接合。因为作用于离合器压力上的离心力与作用于离心平衡离合器室内ATF的离心力相互抵消，也就消除了由离合器鼓的转速产生的离心力的影响。因此，在所有旋转档中均获得了稳定的活塞推动力，实现了更为顺畅的换挡操作。



- | | | |
|---------|--------------|-------------------|
| 1 构造 | 8 压合式密封活塞 | 15 根据离合器鼓的转速而变化 |
| 2 操作 | 9 平衡离合器室 | 16 二力相互抵消 |
| 3 离合器鼓 | 10 密封片 | 17 鼓的转速 |
| 4 离合器 | 11 润滑通道 | 18 活塞推动力 |
| 5 密封件 | 12 活塞室的离心式液压 | 19 需要活塞推动力来获得换挡质量 |
| 6 离合器压力 | 13 弹簧力 | |
| 7 离合器室 | 14 平衡室内的离心液压 | |

4 单向离合器

4.1 单向离合器概述

4.1.1 1号单向离合器

- 1号单向离合器锁住前内齿轮的顺时针方向旋转（从液力变矩器侧看去）1号单向离合器在1GR 的D、M 档运作。

4.1.2 2号单向离合器

- 2号单向离合器锁定直接离合器鼓的顺时针方向（从液力变矩器一侧看）转动。2号单向离合器1GR、2GR、3GR和4GR 的D、M 档运作。

4.2 单向离合器结构

4.2.1 1号单向离合器

- 单向离合器的外座圈与前内齿轮整合，并且单向离合器的内座圈固定在变速驱动桥箱上。

4.2.2 2号单向离合器

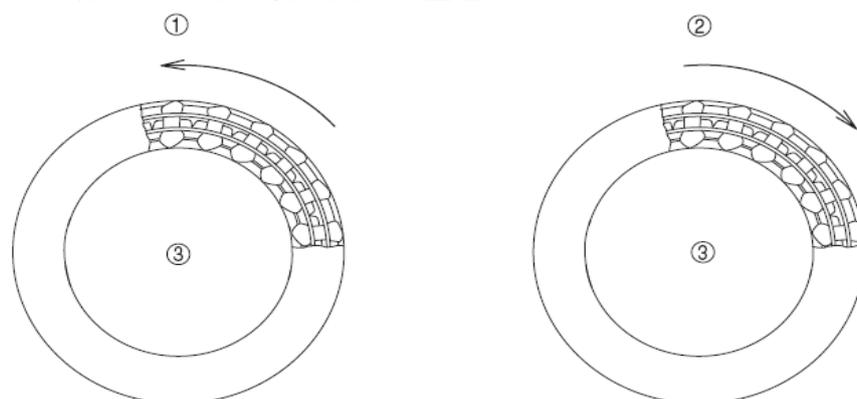
- 单向离合器的外座圈与直接离合器鼓整合，并且单向离合器的内座圈固定在变速驱动桥箱上。

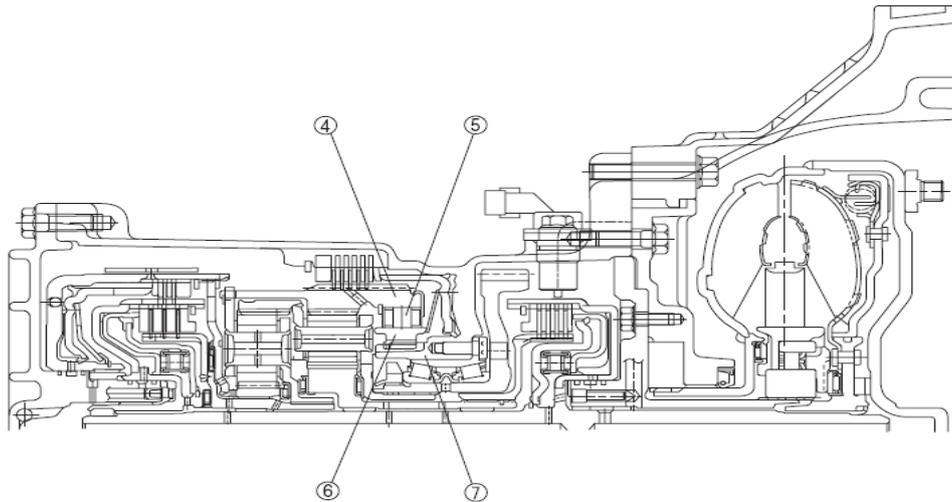
4.3 单向离合器操作

4.3.1 1号单向离合器

- 单向离合器外座圈（前内齿轮）可顺时针方向（从液力变矩器一侧看）自由转动，但在外座圈试图逆时针转动时，斜撑挡圈升起，阻止其按逆时针方向转动。
- 1号单向离合器锁定前内齿轮的逆时针方向转动，同时锁定后行星齿轮通过后行星架的逆时针方向转动。

说明：所有旋转方向均从液力变矩器查看。

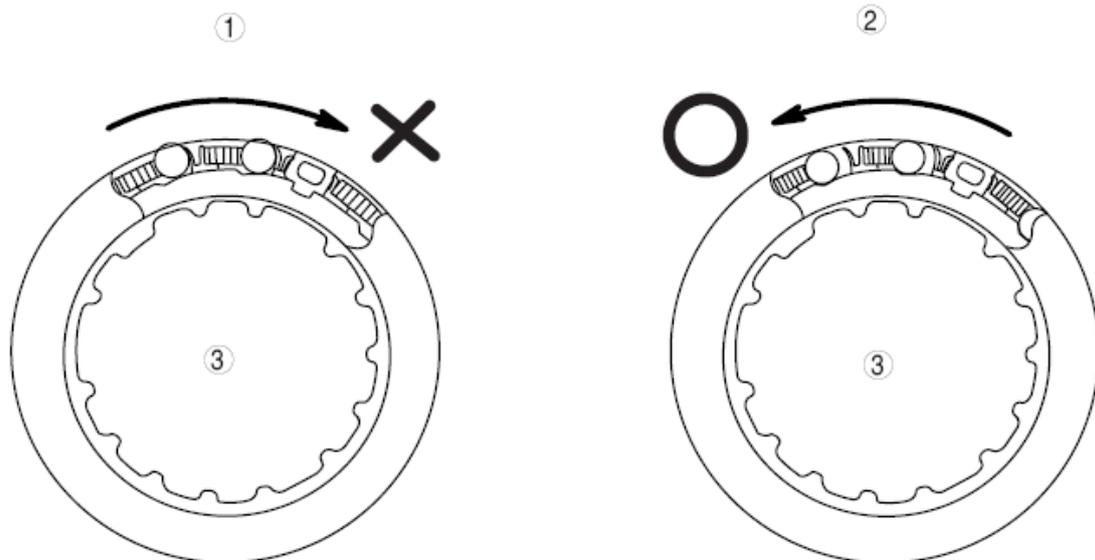


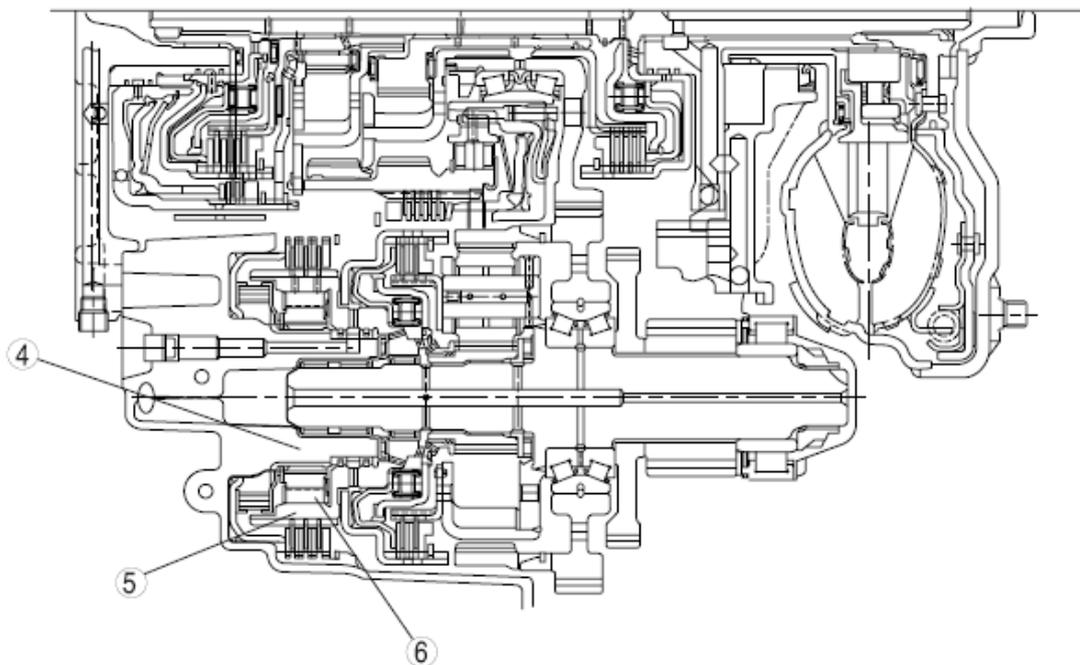


1	单向离合器外座圈（前内齿轮）不能转动
2	单向离合器外座圈（前内齿轮）能转动
3	单向离合器内座圈（固定在变速驱动桥箱上）
4	单向离合器外座圈（前内齿轮）
5	1号单向离合器
6	单向离合器内座圈
7	变速驱动桥壳

4.3.2 2号单向离合器

- 单向离合器外座圈（直接离合器）可按逆时针方向（从液力变矩器一侧看）自由转动，但当此外座圈试图逆时针转动时，滚轮向右侧移动（从液力变矩器一侧看），阻止其按逆时针方向转动。
- 2号单向离合器锁定前内齿轮的顺时针方向转动，同时锁定次中心齿轮通过直接离合器的顺时针方向转动。





1	单向离合器外座圈（直接离合器鼓）不能转动
2	单向离合器外座圈（直接离合器鼓）能转动
3	2号单向离合器（固定在变速驱动桥箱）
4	变速驱动桥壳
5	单向离合器外座圈（直接离合器鼓）
6	2号单向离合器

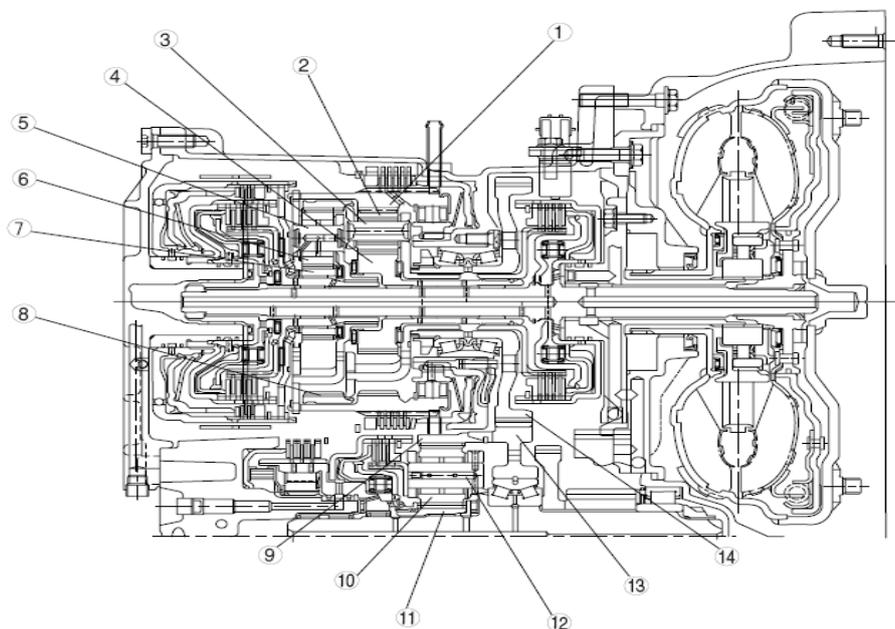
5 行星齿轮

5.1 行星齿轮概述

- 次行星齿轮作为传动轴，将涡轮轴产生的驱动力转化为理想的驱动力，并将其通过各个离合器与制动器传输到输出齿轮。
- 采用行星齿轮机构的双重齿轮单位作为行星齿轮的主要换档技术，包括前行星齿轮与后行星齿轮（从变矩器一侧看）。
- 采用了单行星齿轮装置，将其作为子换档机械装置。
- 行星齿轮包括内齿轮、行星架（小齿轮）以及中心齿轮。

5.2 行星齿轮结构

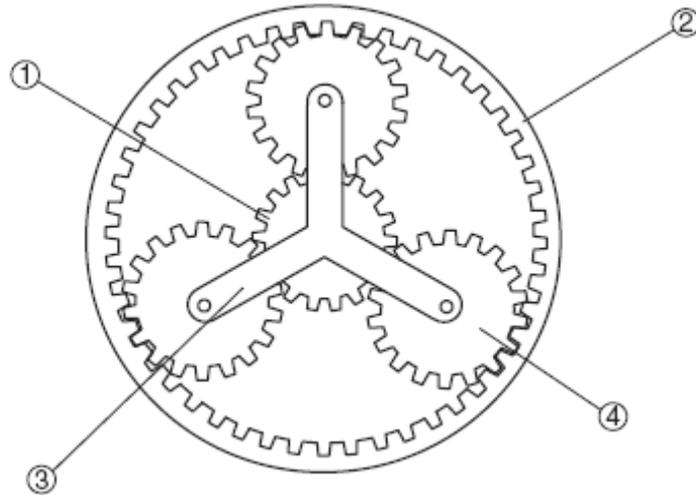
- 前行星齿轮机构与单向离合器的外座圈整合在一起，并与低速档和倒档制动器的驱动盘啮合。因此，在前行星齿轮转动时，单向离合器的外座圈与低速档和倒档制动器的驱动盘同时转动。
- 前中心齿轮安装在前小齿轮内部，前内齿轮安装在前小齿轮外部。前中心齿轮与前进离合器从动盘毂啮合，前内齿轮与后行星托板啮合。
- 后行星齿轮与后小齿轮的内部装有后中心齿轮，其外部有后内齿轮。后中心齿轮通过2-4 制动鼓与涡轮轴啮合，后内齿轮通过前行星架与主齿轮啮合。
- 在副行星齿轮中，副中心齿轮安装在此小齿轮内部，副内部齿轮安装在其外部。副中心齿轮与直接离合器鼓相连，副齿轮与副内部齿轮相连。副行星架与副轴整合，并与离合器的驱动盘相连接。



- | | |
|----------|------------|
| 1 前内齿轮 | 8 后内齿轮 |
| 2 前小齿轮 | 9 副内齿轮 |
| 3 前行星齿轮架 | 10 副小齿轮 |
| 4 前中心齿轮 | 11 副中心齿轮 |
| 5 后行星齿轮架 | 12 副行星齿轮架 |
| 6 后小齿轮 | 13 二档齿轮 |
| 7 后中心齿轮 | 14 第一轴传动齿轮 |

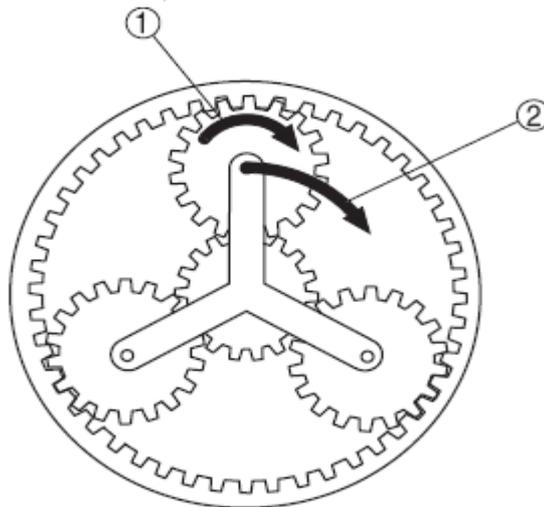
5.3 行星齿轮的操作

- 行星齿轮在中心齿轮与内齿轮啮合时充当变速驱动桥。
- 中心齿轮安装在前小齿轮内部，前内齿轮安装在前小齿轮外部，与其相应的齿轮啮合。中心齿轮与内齿轮围绕行星齿轮转动。



- | | |
|--------|---------|
| 1 中心齿轮 | 3 行星齿轮架 |
| 2 内齿轮 | 4 主动齿轮 |

- 小齿轮按如下两种方式转动：
 - 围绕各自的中心（转动）
 - 围绕行星齿轮（转动）



各档的齿数比

- 行星齿轮组中各元件与转速之间的关系一般用以下公式表示。
 $(Z_R + Z_S) N_C = Z_R N_R + Z_S N_S$: 公式 (1)
 该公式中，Z 表示齿数，N 表示转速，R、S、C 表示各个齿轮元件。

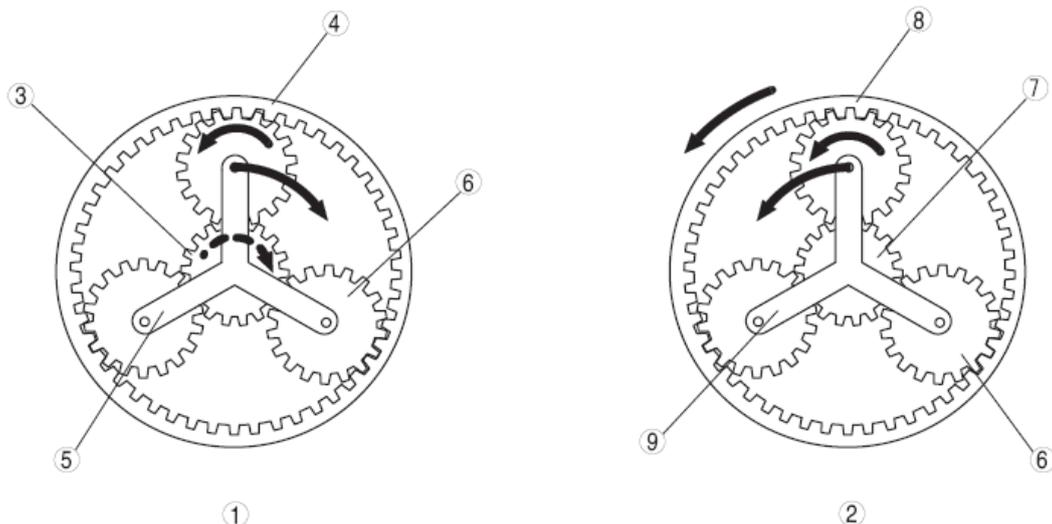
5.4 各个齿轮的齿数与符号

行星齿轮装置	行星齿轮元件	齿数	单位标识符号	
			齿轮元件	单位
前	内齿轮	89	R	F
	行星齿轮架（小齿轮部件）	20	C	F
	中心齿轮	49	S	F
后	内齿轮	98	R	R
	行星齿轮架（小齿轮部件）	30	C	R
	中心齿轮	37	S	R
副	内齿轮	89	R	S
	行星齿轮架（小齿轮部件）	29	C	S
	中心齿轮	31	S	S

LAUNCH

5.5 减速比

5.5.1 第一档



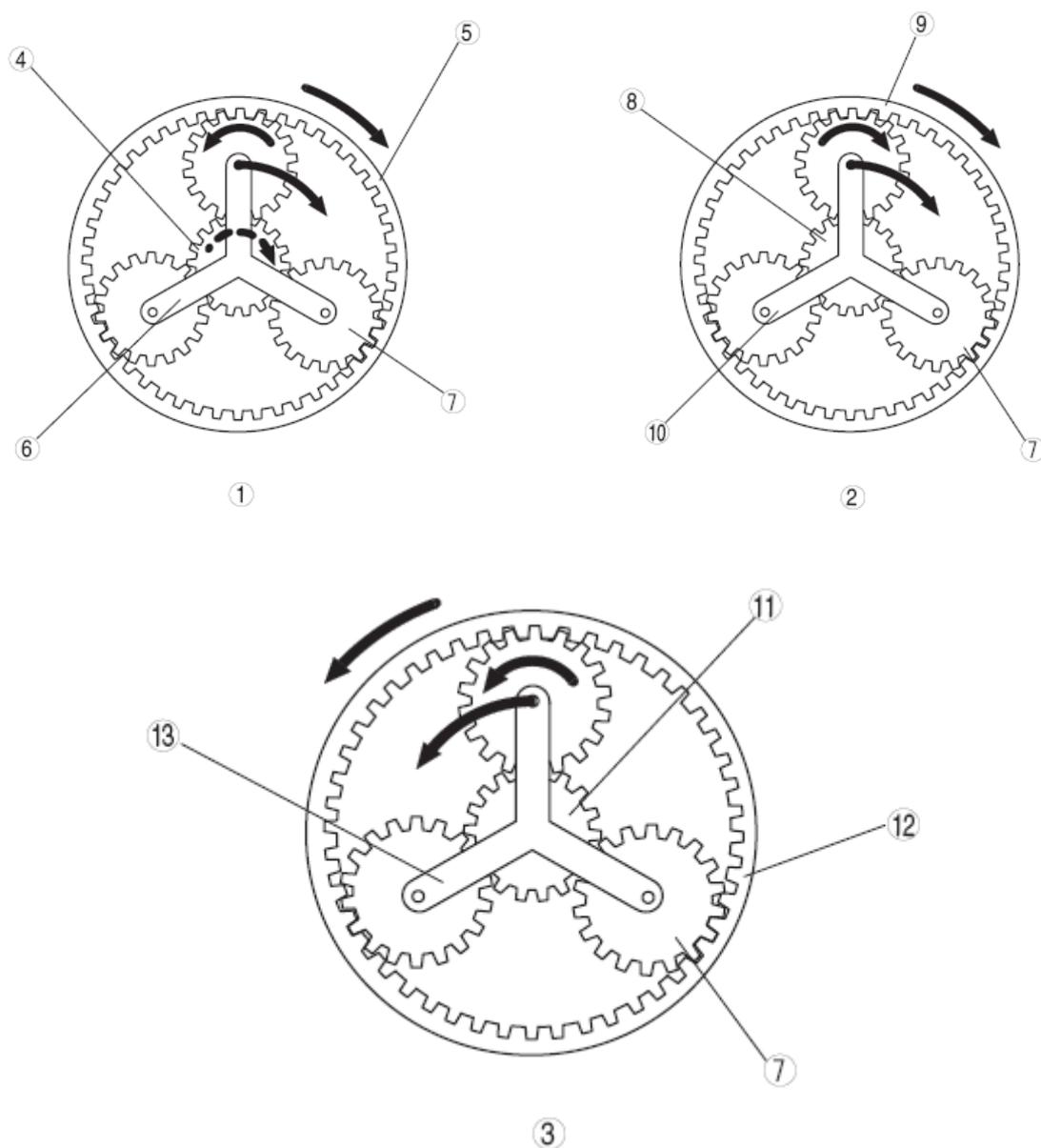
- | | |
|-----------------|-----------------|
| 1 前行星齿轮 | 6 主动齿轮 |
| 2 副行星齿轮 | 7 中心齿轮（固定） |
| 3 中心齿轮 NSF（输入） | 8 内齿轮 NRS（输入） |
| 4 内部齿轮（固定） | 9 行星齿轮架 NCS（输出） |
| 5 行星齿轮架 NCS（输出） | |

齿轮转速

行星齿轮装置	前	副
内齿轮	0（固定）	NRS（输入）
行星齿轮架	NCF（输出）	NCS（输出）
中心齿轮	NSF（输入）	0（固定）

- 假设主换档侧的减速比为 i_{11} ， $i_{11}=NSF/NCF$.
- 根据结果公式(1)中的结果 $NRF=0$ ，可用以下公式计算前行星齿轮装置的转速：
 $(ZRF+ZSF)NCF=ZSFNSF$
 所以，
 $i_{11}=NSF/NCF=(ZRF+ZSF)/ZSF=(89+49)/49=2.8163$.
- 因为主换档侧的减速比从主齿轮传向副齿轮，可以使用以下公式计算：
 主齿轮/副齿轮A 减速比= 主齿轮的齿轮齿数/副齿轮的齿轮齿数
 所以，
 $A=82/86=0.9535$
- 假设副换档侧的减速比为 i_{i1} ， $i_{i1}=NRS/NCS$.
- 根据结果公式(1)中的结果 $NSS=0$ ，可用以下公式计算副行星齿轮装置的转速：
 $(ZRS+ZSS)NCS=ZSSNRS$
 所以，
 $i_{i1}=NRS/NCS=(ZRS+ZSS)/ZRS=(89+31)/89=1.3483$ 以及第一档的减速比
 $=i_{11}+A+i_{i1}=2.8163 \times 0.9535 \times 1.3483=3.620$
 根据计算，第一档的减速比为3.620。

5.5.2 第二档



- 1 前行星齿轮
- 2 后行星齿轮
- 3 副行星齿轮
- 4 中心齿轮 NSF (输入)
- 5 内齿轮 NRF=NC
- 6 行星齿轮架 NCF (输出) =NR
- 7 主动齿轮

- 8 中心齿轮 (固定)
- 9 内齿轮 NRR (输出) =NR
- 10 行星齿轮架 NCR=NC
- 11 中心齿轮 (固定)
- 12 内齿轮 NRS (输入)
- 13 行星齿轮架 NCS (输出)

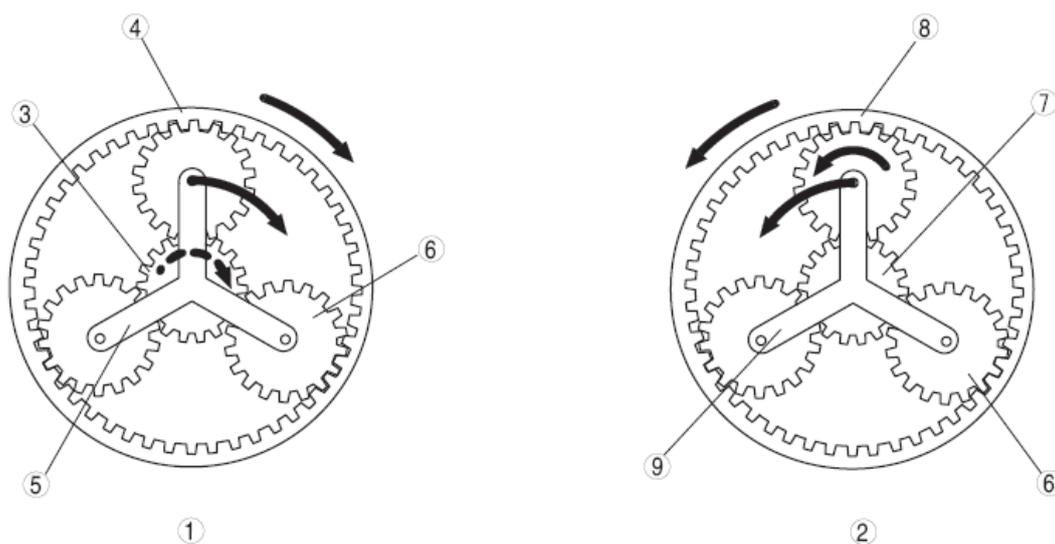
齿轮转速

行星齿轮	前	后	副
内齿轮	$NRF=NC$	NRR (输出) $=NR$	NRS 输入)
行星齿轮架	NCF (输出) $=NR$	$NCR=NC$	NCS (输出)
中心齿轮	NSF (输入)	0 (固定)	0 (固定)

说明

- 前内齿轮与后行星架整合在一起。
- 前行星架与后内齿轮以同样转速转动。
- 假设主换档侧的减速比为 i_2 , $i_2=NSF/NCF$.
- 根据公式 (1), 公式 (2) 和 (3) 表示了副齿轮齿轮传动比和前后行星齿轮转速之间的关系。
 $(ZRF+ZSF) NR=ZRFNC+ZSFNS$: (2) (前行星齿轮机构)
 $(ZRR+ZSR) NC=ZRRNR+ZSRNS$: (3) (后行星齿轮机构)
- 根据公式 (3) 的结果 $NSR=0$.
 $NC= (ZRR/ (ZRR+ZSR)) NR$: (4)
- 此处我们将公式 (4) 代入公式 (2)。
 $ZSRNSF= (((ZRR+ZSR) (ZRF+ZSF) - ZRFZRR) / (ZRR+ZSR)) NR$
 所以,
 $i_2=NSF/NR= (((ZRR+ZSR) (ZRF+ZSF) - ZRFZRR) / (ZSF (ZRR+ZSR))) NR=$
 $((98+37) (89+49) - 89 \times 98) / (49 (98+37)) =1.4978$
- 因为主换档侧的减速比从主齿轮传向副齿轮, 可以使用以下公式计算:
 主齿轮/ 副齿轮A 减速比= 主齿轮的齿轮齿数/ 副齿轮的齿轮齿数
 所以,
 $A=82/86=0.9535$
- 假设副换档侧的减速比为 i_{i2} ,
 $i_{i2}=NRS/NCS$.
- 根据结果公式 (1) 中的结果 $NSS=0$, 可用以下公式计算副行星齿轮装置的转速:
 $(ZRS+ZSS)NCS=ZSSNRS$
 所以,
 $i_{i1}=NRS/NCS=(ZRS+ZSS)/ZRS=(89+31)/89=1.3483$ 以及第二档的减速比
 $=i_2+A+i_{i2}=1.4978 \times 0.9535 \times 1.3483=1.925$
 根据计算, 第二档的减速比为 1.925。

5.5.3 第三档



- | | |
|-----------------|-----------------|
| 1 前行星齿轮 | 6 主动齿轮 |
| 2 副行星齿轮 | 7 中心齿轮（固定） |
| 3 中心齿轮 NSF（输入） | 8 内齿轮 NRS（输入） |
| 4 内齿轮 NPF（输入） | 9 行星齿轮架 NCS（输出） |
| 5 行星齿轮架 NCS（输出） | |

齿轮转速

行星齿轮	前	副
内齿轮	NRF（输入）	NRS（输入）
行星齿轮架	NCF（输出）	NCS（输出）
中心齿轮	NSF（输入）	0（固定）

- 这里我们得到了 $NRF=NSF$ 的结果。
- 假设主换档侧的减速比为 i_3 , $i_3=NSF/NCF$.
- 假定在第三档里的齿轮传动比是 i_3 , $i_3=NR/NC$
- 根据公式(1)的结果 $NRF=NSF$, 以下的公式表明了第三档齿轮传动比与前行星齿轮套件之间的关系:

$$(NRF+ZSF) NC = (ZRF+ZSF) NRF$$

所以,

$$i_3 = NRF/NCF = (ZRF+ZSF) / (ZRF+ZSF) = (89+49) / (89+49) = 1.000$$

- 因为主换档侧的减速比从主齿轮传向副齿轮, 可以使用以下公式计算:

$$\text{主齿轮} / \text{副齿轮A 减速比} = \text{主齿轮的齿轮齿数} / \text{副齿轮的齿轮齿数}$$

$$\text{所以, } A = 82/86 = 0.9535$$

- 假设副换档侧的减速比为 ii_3 , $ii_3=NRS/NCS$.
- 根据结果公式(1)中的结果 $NSS=0$, 可用以下公式计算副行星齿轮装置的转速:

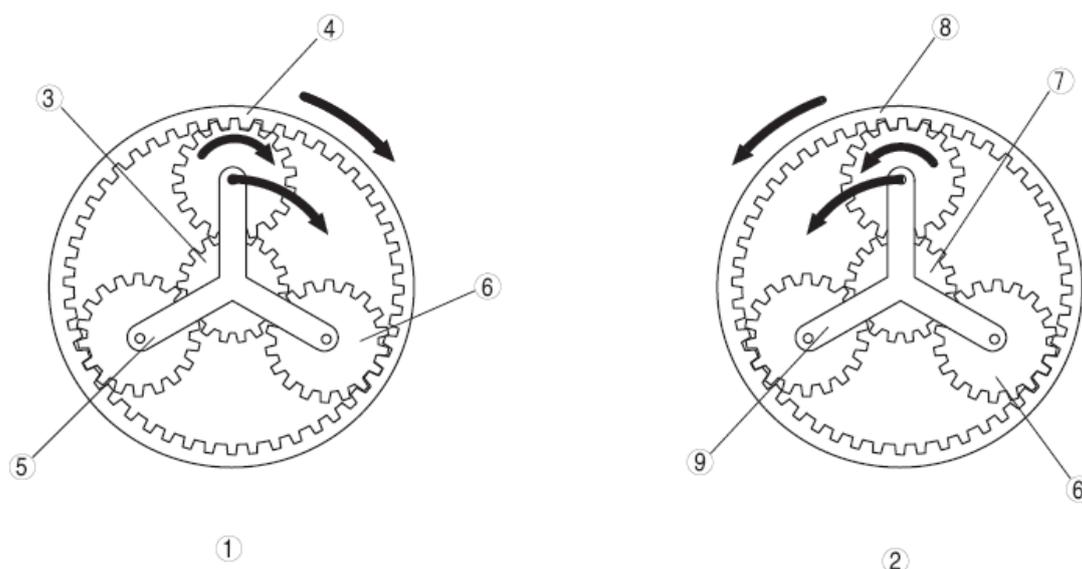
$$(ZRS+ZSS)NCS = ZSSNRS$$

所以,

$$ii_3 = NRS/NCS = (ZRS+ZSS) / ZRS = (89+31) / 89 = 1.3483 \text{ 以及第一档的减速比} \\ = i_3 + A + ii_3 = 1.000 \times 0.9535 \times 1.3483 = 1.285$$

根据计算, 第三档的减速比为1.285。

5.5.4 第四档



- | | |
|-----------------|-----------------|
| 1 后行星齿轮 | 6 主动齿轮 |
| 2 副行星齿轮 | 7 中心齿轮（固定） |
| 3 中心齿轮（固定） | 8 内齿轮 NRS（输入） |
| 4 内齿轮 NRR（输入） | 9 行星齿轮架 NCS（输出） |
| 5 行星齿轮架 NCR（输入） | |

齿轮转速

行星齿轮	后	副
内齿轮	NRR（输出）	NRS（输入）
行星齿轮架	NCR（输入）	NCS（输出）
中心齿轮	0（固定）	0（固定）

- 假定在第四档里的齿轮传动比是 i_4 ， $i_4=NCR/NRR$
- 根据公式（2）的结果 $NS=0$ ，以下的公式表明了第四档齿轮传动比与后行星齿轮套件之间的关系：

$$(ZRR+ZSR) NCR=ZRRNRR$$

所以，

$$i_4=NCR/NRR=ZRR/(ZRR+ZSR)=98/(98+37)=0.7259$$

- 因为主换档侧的减速比从主齿轮传向副齿轮，可以使用以下公式计算：

$$\text{主齿轮/副齿轮A 减速比} = \text{主齿轮的齿轮齿数/副齿轮的齿轮齿数}$$

所以，

$$A=82/86=0.9535$$

- 假设副换档侧的减速比为 ii_4 ， $ii_4=NRS/NCS$ 。
- 根据结果公式（1）中的结果 $NSS=0$ ，可用以下公式计算副行星齿轮装置的转速：

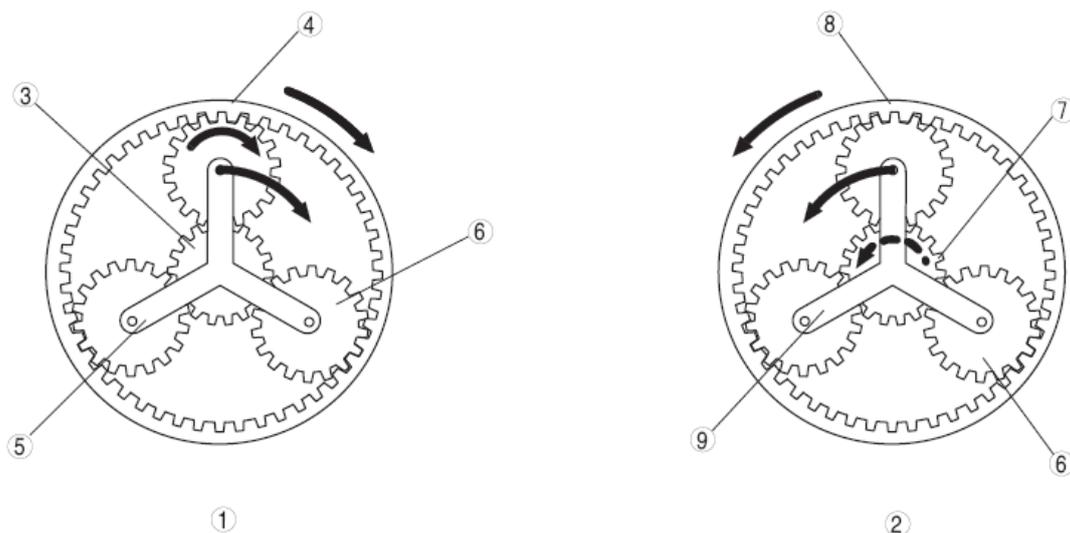
$$(ZRS+ZSS) NCS=ZSSNRS$$

所以，

$$ii_4=NRS/NCS=(ZRS+ZSS)/ZRS=(89+31)/89=1.3483 \text{ 以及第一档的减速比} \\ =i_4+A+ii_4=0.7259 \times 0.9535 \times 1.3483=0.939$$

根据计算，第四档的减速比为0.939。

5.5.5 第五档



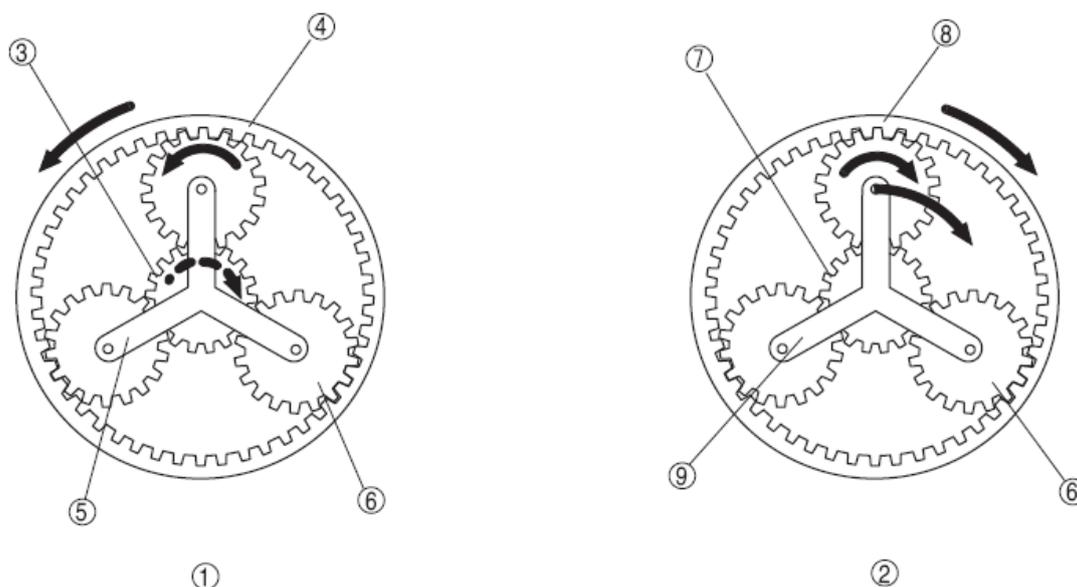
- | | |
|------------------|------------------|
| 1 后行星齿轮 | 6 主动齿轮 |
| 2 副行星齿轮 | 7 中心齿轮 NSS (输入) |
| 3 中心齿轮 (固定) | 8 内齿轮 NRS (输入) |
| 4 内齿轮 NRR (输入) | 9 行星齿轮架 NCS (输出) |
| 5 行星齿轮架 NCR (输入) | |

齿轮转速

行星齿轮	后	副
内齿轮	NRR (输出)	NRS (输入)
行星齿轮架	NCR (输入)	NCS (输出)
中心齿轮	0 (固定)	NSS (输入)

- 假定在第四档里的齿轮传动比是 i_5 , $i_5 = NCR/NRR$
- 根据公式(2)的结果 $NS=0$, 以下的公式表明了第四档齿轮传动比与后行星齿轮套件之间的关系:
 $(ZRR+ZSR) NCR = ZRRNRR$
 所以,
 $i_5 = NCR/NRR = ZRR / (ZRR+ZSR) = 98 / (98+37) = 0.7259$
- 因为主换档侧的减速比从主齿轮传向副齿轮, 可以使用以下公式计算:
 主齿轮/ 副齿轮A 减速比= 主齿轮的齿轮齿数/ 副齿轮的齿轮齿数
 所以,
 $A = 82/86 = 0.9535$
- 假设副换档侧的减速比为 ii_5 , $ii_5 = NRS/NCS$.
- 根据结果公式(1)中的结果 $NSS=0$, 可用以下公式计算副行星齿轮装置的转速:
 $(ZRS+ZSS)NCS = (ZSSZSS)NRS$
 所以,
 $ii_5 = NRS/NCS = (ZRS+ZSS) / (ZRS+ZSS) = (89+31) / (89+31) = 1.000$ 以及第一档的减速比= $i_5 + A + ii_5 = 0.7259 \times 0.9535 \times 1.000 = 0.692$
 根据计算, 第五档的减速比为0.692。

5.5.6 倒档



- | | |
|----------------|-----------------|
| 1 后行星齿轮 | 6 主动齿轮 |
| 2 副行星齿轮 | 7 中心齿轮（固定） |
| 3 中心齿轮 NSR（输入） | 8 内齿轮 NRS（输入） |
| 4 内齿轮 NRR（输入） | 9 行星齿轮架 NCS（输出） |
| 5 行星托板（固定） | |

齿轮转速

行星齿轮	后	副
内齿轮	NRR（输出）	NRS（输入）
行星齿轮架	0（固定）	NCS（输出）
中心齿轮	NSR（输入）	0（固定）

- 假定在倒挡齿轮里的齿轮传动比是 i_{REV} , $i_{REV}=NSR/NRR$
- 从公式(2)的结果 $NCR=0$, 以下的公式表明了倒挡时齿轮传动比与行星齿轮套件之间的关系:

$$(ZRR+ZSR) \cdot 0 = ZRRNRR + ZSRNSR$$

所以,

$$i_{REV} = NSR/NRR = ZRR/ZSR = -98/37 = -2.6486$$

- 因为主换档侧的减速比从主齿轮传向副齿轮, 可以使用以下公式计算:

$$\text{主齿轮} / \text{副齿轮} \text{ 减速比} = \text{主齿轮的齿轮齿数} / \text{副齿轮的齿轮齿数}$$

所以,

$$A = 82/86 = 0.9535$$

- 假设副换档侧的减速比为 i_{iREV} , $i_{iREV}=NRS/NCS$.
- 根据结果公式(1)中的结果 $NSS=0$, 可用以下公式计算副行星齿轮装置的转速:

$$(ZRS+ZSS) \cdot NCS = ZSSNRS$$

所以,

$$i_{iREV} = NRS/NCS = (ZRS+ZSS) / ZRS = (89+31) / 89 = 1.3483$$

以及第一档的减速比 $= i_{REV} + A + i_{iREV} = -2.6486 \times 0.9535 \times 1.3483 = -3.405$

根据计算, 倒挡传动比的减速比为 -3.405 。

6 驻车装置

6.1 驻车装置概述

• 当选档杆推到P位置时，驻车止动爪与驻车齿轮啮合，锁定输出齿轮（即驱动轮的转动）。

6.2 驻车装置构造

• 驻车止动爪安装在变速驱动桥箱内，与驻车止动爪轴相连，如果不在P位置，则由回送弹簧推到支持触发器位置。

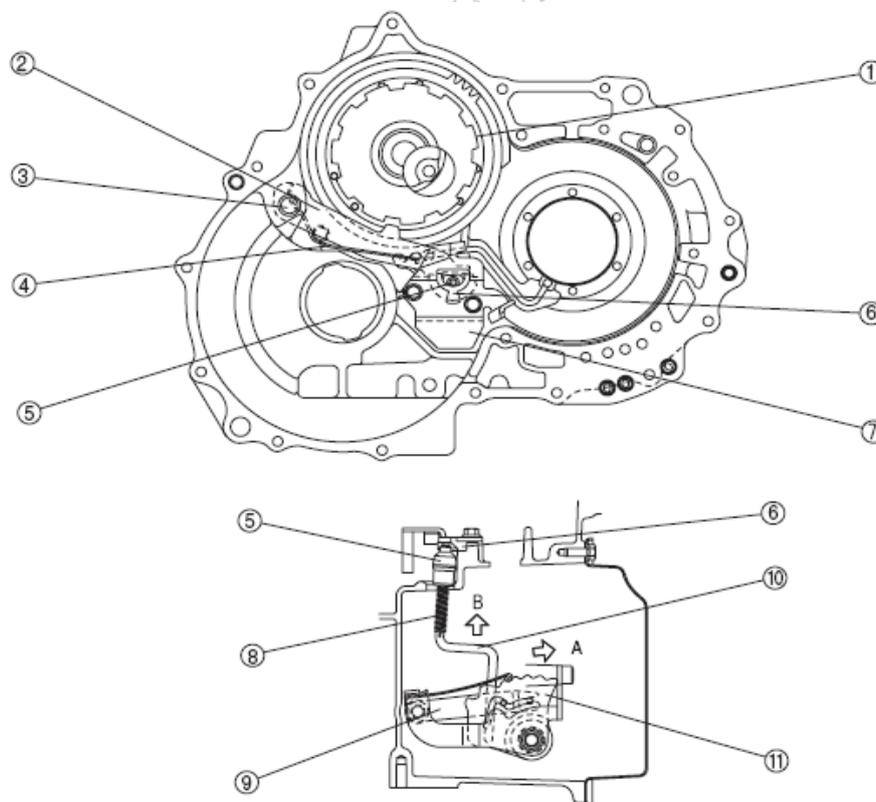
驻车杆部件设计为沿支持执行器滑动，与手动板相连。

6.3 驻车装置操作

• 当选档杆推到P位置时，手动轴与手动盘沿箭头方向A移动到如图所示位置。然后驻车杆部件沿箭头B方向移动，驻车杆凸轮推动驻车止动爪，驻车止动爪与驻车齿轮接合。

如果驻车止动爪接触驻车齿轮轮齿，驻车止动爪不能再往上推，所以只有驻车杆部件可以移动。凸轮将弹簧推向驻车止动爪与执行器。如果在这种情况下车辆有所滑动，车轮也会转动，驻车齿轮也会有轻微转动。这样，驻车止动爪划入凹槽，与驻车齿轮啮合。

这样，驻车装置可以防止车辆在P位置时时移动。



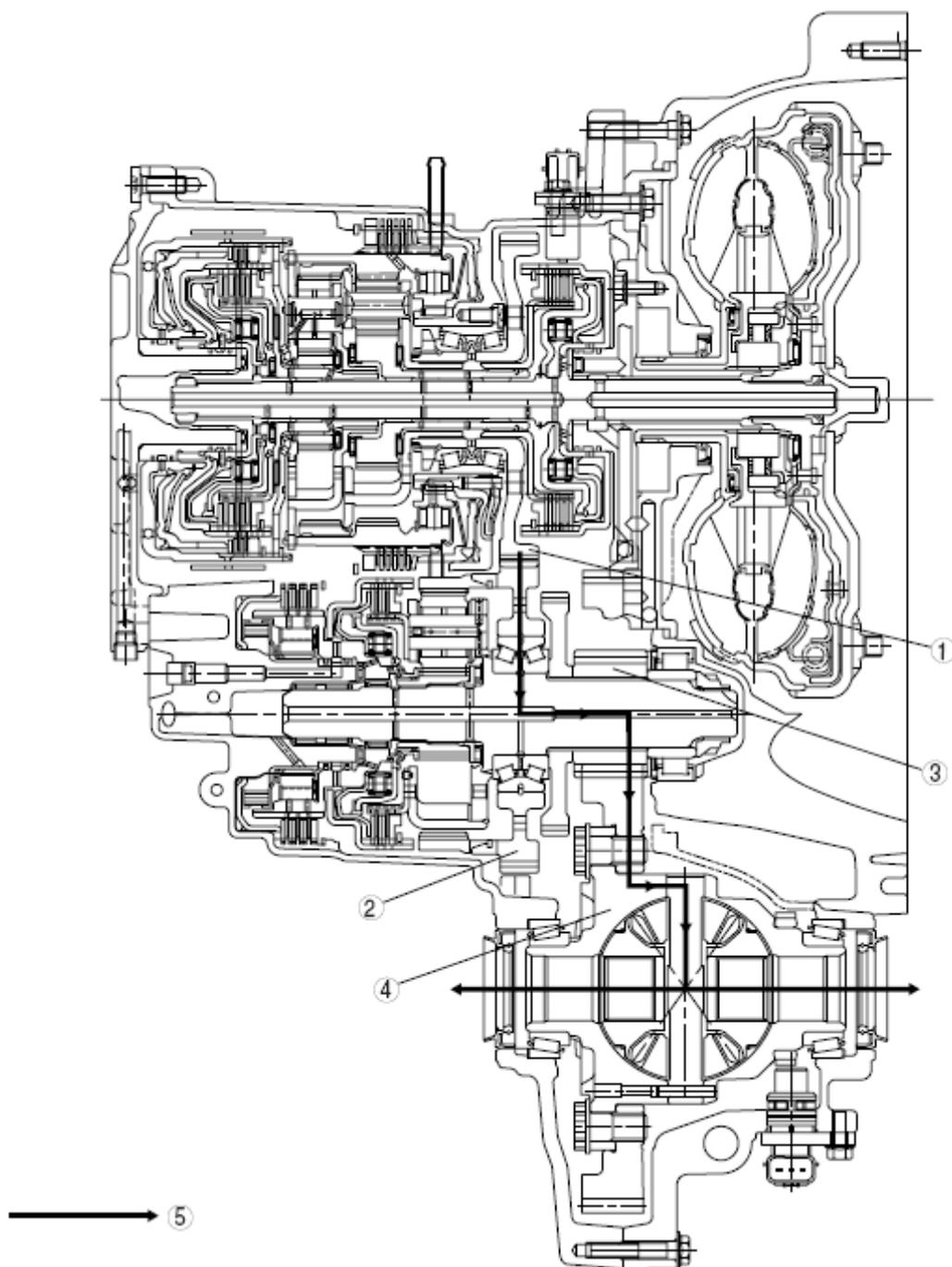
- 1 驻车齿轮
- 2 驻车止动爪
- 3 驻车止动爪轴

- 4 驻车杆部件
- 5 驻车杆轴
- 6 驻车杆轴套
- 7 执行器板
- 8 弹簧（驻车杆部件）
- 9 驻车协助杆部件
- 10 驻车杆轴套
- 11 驻车杆轴套

- | | |
|-------------|---------------|
| 4 止动爪复位弹簧 | 10 驻车杆（驻车杆部件） |
| 5 凸轮（驻车杆部件） | 11 手动板 |
| 6 支撑执行器 | |

输出齿轮概述

- 将副齿轮和输出齿轮安装在输出齿轮轴上，使得驱动桥小型化，这样就可以采用两步终极驱动装置。

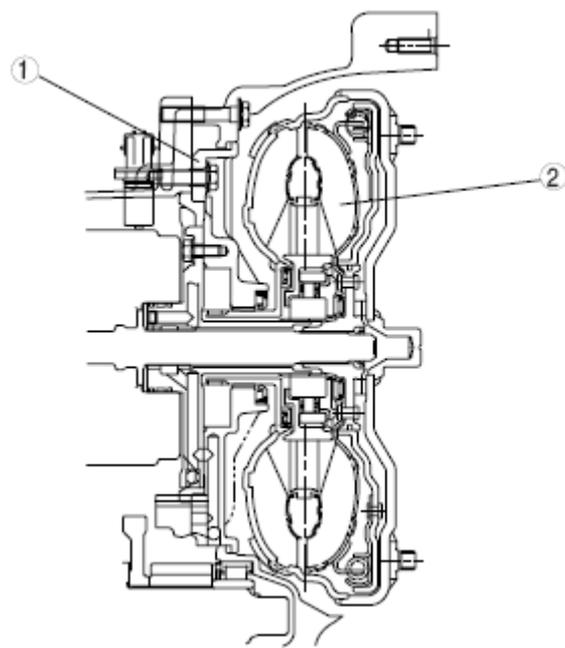


- | | |
|-----------|---------|
| 1 第一轴传动齿轮 | 4 差速器 |
| 2 二档齿轮 | 5 动力流程图 |
| 3 驱动齿轮 | |

7 油泵

7.1 油泵概述

- 重量轻、紧凑、噪音低长短幅旋轮线型油泵能够降低泵传动扭矩。
- 采用了直接传动型油泵，安装在液力变矩器的后面。

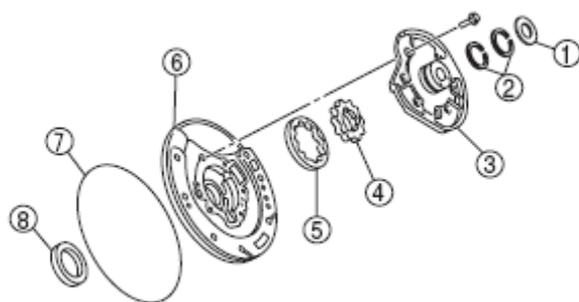


1 油泵

2 液力变矩器

7.2 油泵构造

- 外转子和内转子安装在油泵壳内。
- 油泵壳内的内转子由液力变矩器负责驱动。



1 止推垫圈

2 密封圈

3 油泵盖

4 内转子

5 外转子

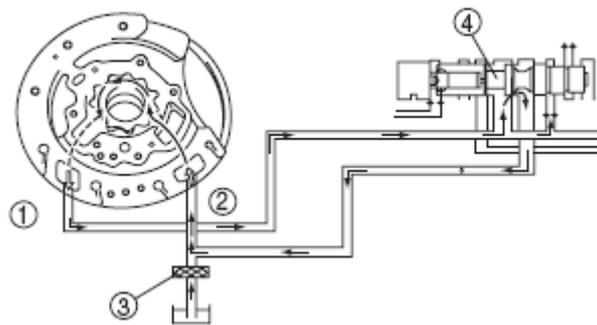
6 油泵外壳

7 O型密封圈

8 油封

7.3 油泵操作

- 油泵内的内转子转动时，ATF 被拉向油泵。 排量与液力变矩器的转速成正比。 ATF 排量由压力调节阀和压力控制电磁阀控制。

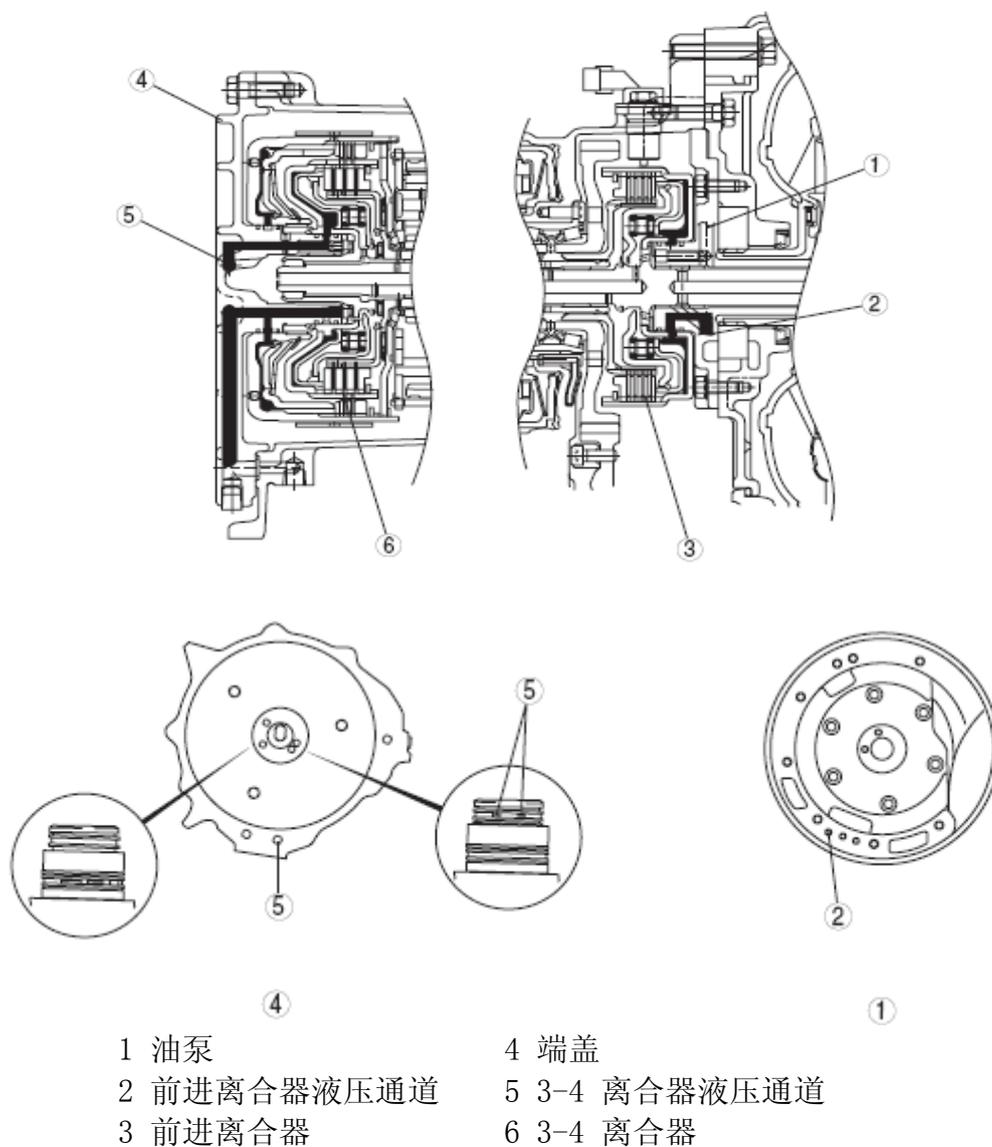


- | | |
|-----|---------|
| 1 出 | 3 机油滤清器 |
| 2 进 | 4 压力调节阀 |

LAUNCH

8 前进离合器 3-4 离合器液压回路概述

- 通过在变速驱动桥壳内设置经过油泵与端盖的前进离合器和第3-4 离合器的专用通道，缩短了液压通道并且离合器接合时的控制得到了改进。



9 控制阀体

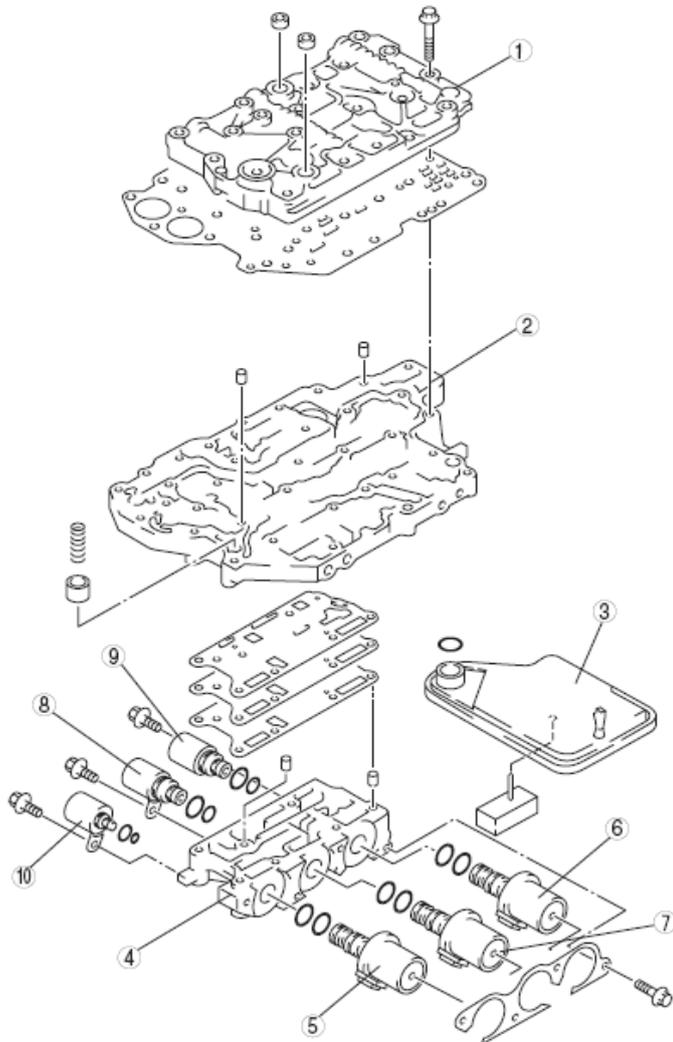
9.1 控制阀体概述

- 采用了主控制阀体作为主换档装置。
- 采用了副控制阀体作为子换档装置。
- 因为离合器啮合由电子控制，简化了液压循环，减少了所用的阀门类型，并且控制阀体的体积达到了最小化。
- 在主控制阀体上安装了无纺布纤维制成的机油滤网来防止污染。

9.2 控制阀体构造

9.2.1 主控制阀体

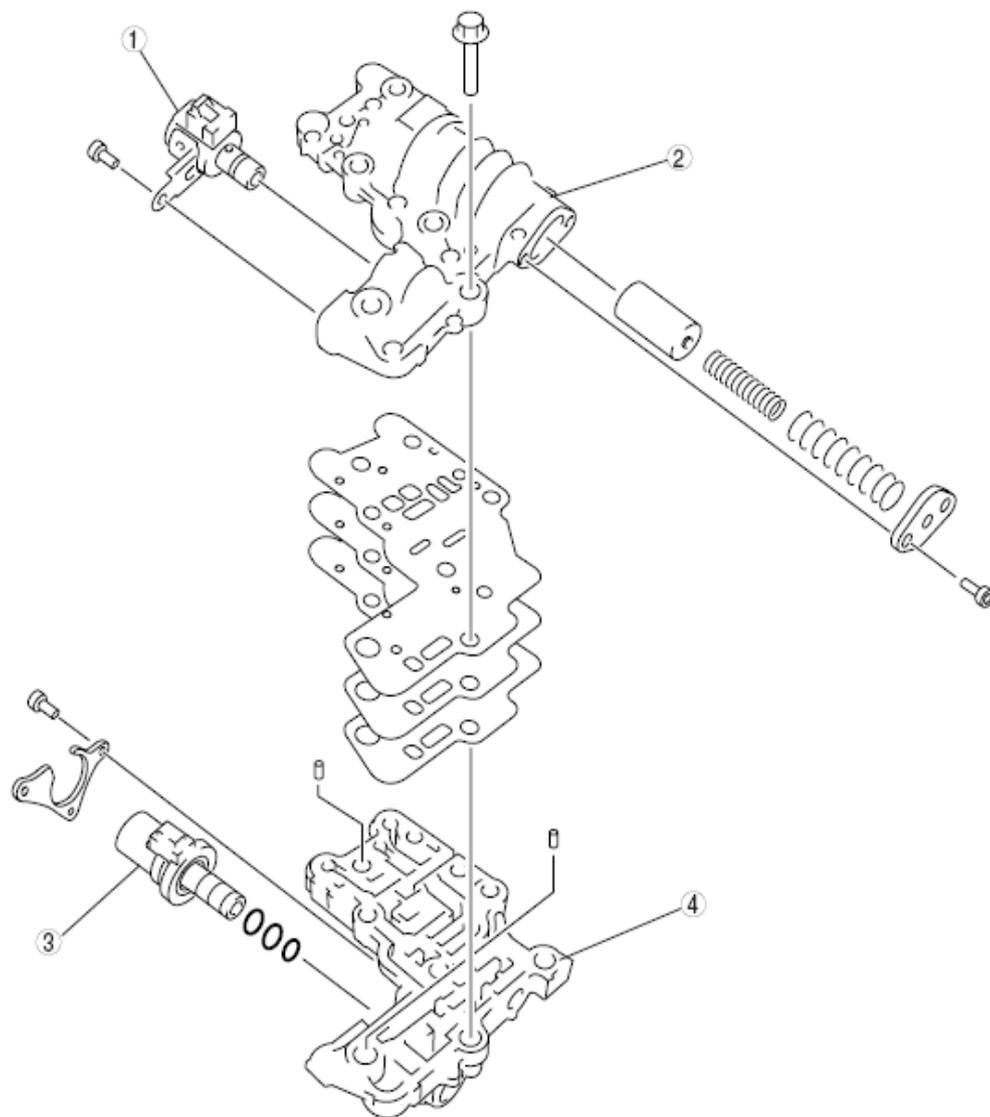
- 主控制阀体由三部分组成： 上控制阀体、主控制阀体及电磁控制阀体。



- 1 上控制阀阀体
- 2 主控制阀阀体
- 3 机油滤清器
- 4 电磁控制阀体
- 5 换档电磁阀 A
- 6 换档电磁阀 B
- 7 换档电磁阀C
- 8 换档电磁阀D
- 9 换档电磁阀E
- 10压力控制电磁线圈A

9.2.2 副控制阀体

- 副控制阀体由两部分组成：副下控制阀体和副主控制阀体。



1 换挡电磁阀F

3 压力控制电磁阀B

2 副下控制阀阀体

4 副主控制阀阀体

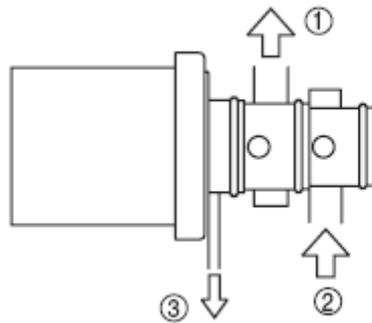
10 换档电磁阀

10.1 换档电磁阀A、B 和C （占空比型）概述

- 采用离合器压力直接控制，它可以直接向每一个离合器和/ 或者是制动器提供离合器压力。 采用了控制性能优良的三向暂载型电磁来改进控制反应。

10.2 换档电磁阀A、B 和C （占空比型）概述

- 占空比型换档电磁阀按照来自TCM 的信号对输出压力进行调整，并控制各个离合器的压力。
- 采用了占空比型的换档电磁阀，该电磁阀以50Hz (20 ms 循环) 的频率开启/ 关闭，并控制输出压力。 电磁线圈通过改变一个循环的准时率 (0—100%)，来调节打开 (供应) 和关闭 (排放) 的时间比，并将4-5 个负载电磁线圈压力保持在指定的液压。 因此，当占空比 (50Hz 准时比) 降低时，离合器压力上升，当占空比上升时，离合器压力下降。



1 输出口（离合器压力）

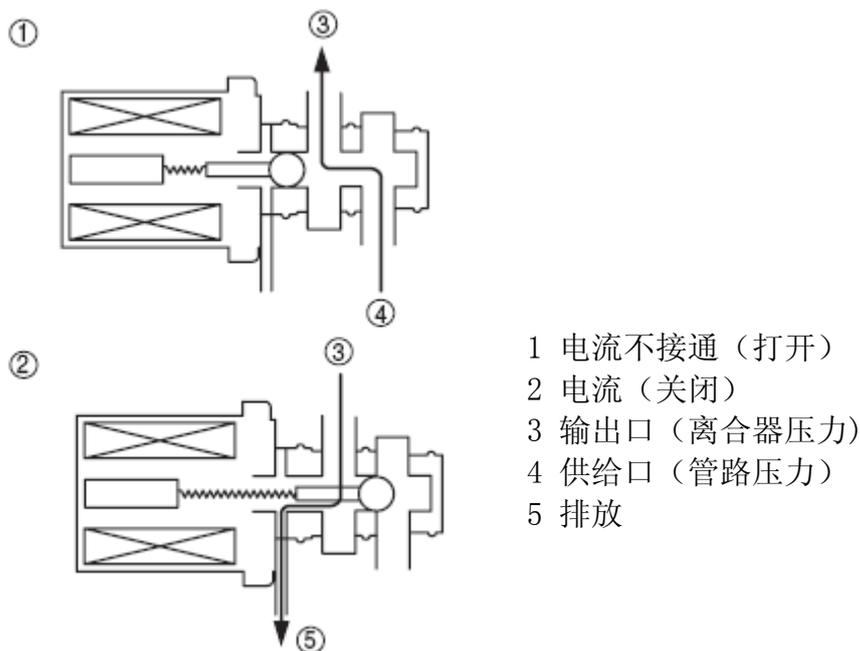
3 排放

2 供给口（管路压力）

10.3 换档电磁阀A、B、C （占空比型）操作

开启: 电流不通过时，电磁供应口（主压力）打开，与输出口（离合器压力）接通。 这样，液压通向液压通道提供离合器压力。

关闭: 电流接通时，电磁供应口（主压力）关闭，输出口（离合器压力）与排出口接通消除离合器压力。



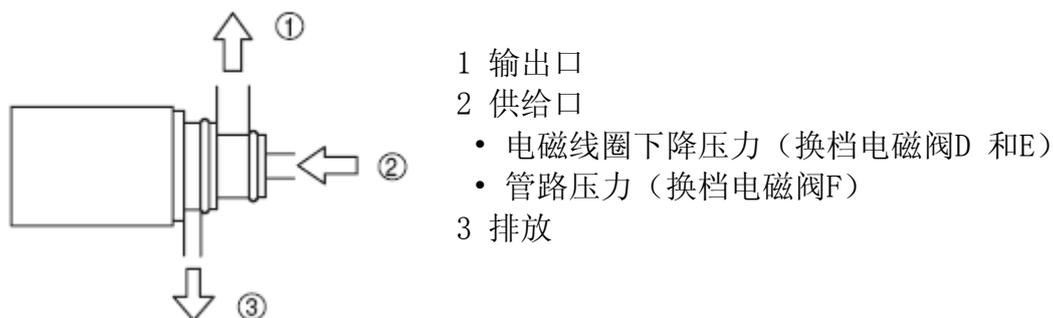
10.4 换挡电磁阀D、E 和F（开启/ 关闭类型）概要

- 采用简洁、轻型的三向电磁，减小换挡电磁阀D、E、F 的排量消耗。

换挡电磁阀	功能
换挡电磁阀D	切换旁流阀及第3-4 换挡阀门。
换挡电磁阀E	切换低档位及倒档阀与TCC 控制阀。
换挡电磁阀F	切换各个副换挡侧上的离合器与刹车的液压通道。

10.5 换挡电磁阀D、E 和F（开启/ 关闭类型）概要

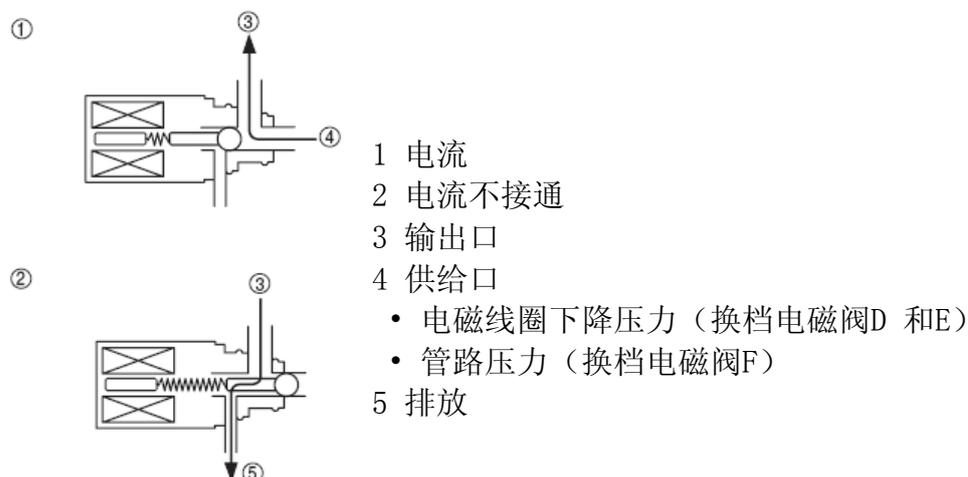
- 开/ 关类型的电磁阀按照电流流量开关来切换输出的供给排放。



10.6 换档电磁阀D、E 和F（开启/ 关闭类型）操作

打开: 电流接通时, 电磁线圈内的输出口与供应口（电磁阀降低压力或管路压力）接通, 输出压力与电磁线圈下降压力相等。

关闭: 电流不通过时, 电磁线圈内输出口与排放口接通, 消除输出压力。

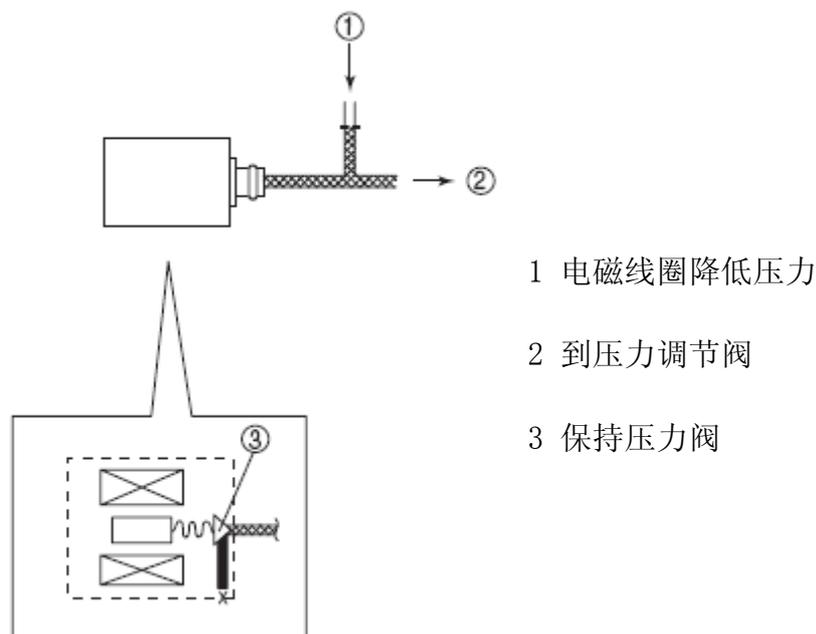


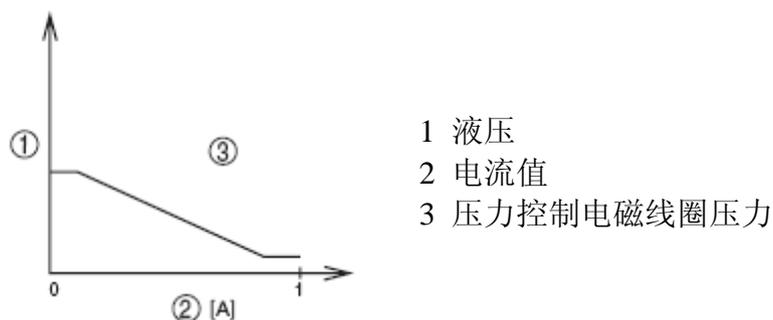
10.7 压力控制电磁线圈 A（线型）概述

- 使用了具有液压稳定性能较高的的压力控制电磁线圈 A, 实现了管路压力的控制。
- 因为压力控制电磁线圈根据电流值控制液压, 因此增大了控制的自由度。即使在通风条件下也保证了可控制性, 减小了压力波动。

10.8 压力控制电磁线圈 A（线型）操作

- 通过改变电磁线圈里的电流值（0A—1A），压力控制电磁线圈 A 对保持压力阀的保持力进行调节, 从而将压力控制电磁线圈的压力控制在规定的液压范围内。



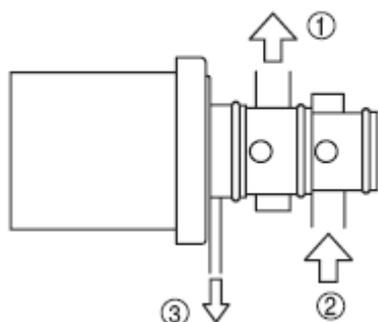


10.9 压力控制电磁 B（占空比型）概述

- 采用离合器压力直接控制，它可以直接向每一个离合器和/ 或者是制动器提供离合压力。 采用了控制性能优良的三向暂载型电磁来改进控制反应。

10.10 压力控制电磁 B（占空比型）概述

- 占空比型换档电磁阀按照来自 TCM 的信号对输出压力进行调整，并控制各个离合器的压力。
- 采用了占空比型的换档电磁阀，该电磁阀以 50Hz(20 ms 循环)的频率开启/ 关闭，并控制输出压力。电磁线圈通过改变一个循环的准时率（0—100%），来调节打开（供应）和关闭（排放）的时间比，并将 4-5 个负载电磁线圈压力保持在指定的液压。因此，当占空比（50Hz 准时比）降低时，离合器压力上升，当占空比上升时，离合器压力下降。

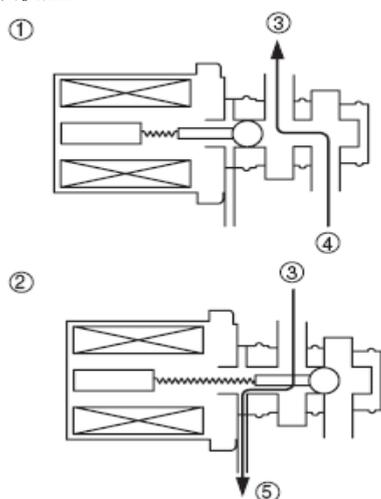


- 1 输出端口(4-5 个负载电磁线圈压力)
2 供给口（管路压力）
3 排放

10.11 压力控制电磁 B（占空比型）操作

1GR 至 4GR 或 5GR（开启）：当以 1GR 至 4GR 或 5GR 行驶时，电磁阀的供给口（管路压力）开启，并与输出端口（4-5 个负载电磁线圈压力）啮合。通过液压通道向 4-5 负载电磁提供液压。

4GR 换档到 5GR 或从 5GR 换档到 4GR（关闭）：当档位从 4GR 换到 5GR 或者从 5GR 换到 4GR 时，通过一定时间的通电把管路压力调整到行驶状态下最佳的液压。



- 1 电流不接通（打开）
- 2 电流（关闭）
- 3 输出端口（4-5 个负载电磁线圈压力）
- 4 供给口（管路压力）
- 5 排放

LAUNCH