



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 02800342. X

[43] 公开日 2003 年 11 月 19 日

[11] 公开号 CN 1457411A

[22] 申请日 2002. 2. 19 [21] 申请号 02800342. X

[30] 优先权

[32] 2001. 2. 19 [33] JP [31] 041913/2001

[86] 国际申请 PCT/JP02/01436 2002. 2. 19

[87] 国际公布 WO02/066869 日 2002. 8. 29

[85] 进入国家阶段日期 2002. 10. 18

[71] 申请人 萨澳 - 丹佛斯·大金株式会社

地址 日本大阪府

[72] 发明人 谷信幸

[74] 专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利

商标事务所

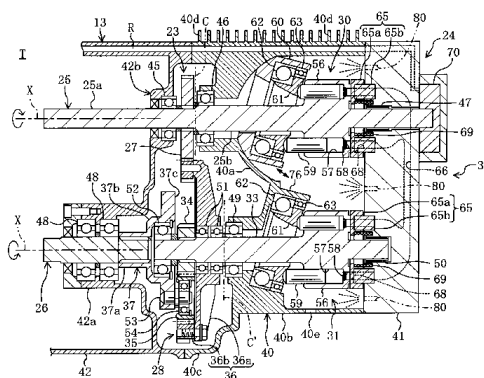
代理人 何腾云

权利要求书 1 页 说明书 14 页 附图 7 页

[54] 发明名称 动力总成

[57] 摘要

本发明公开了一种动力总成。在包括制成为一体的发动机(13)和静液压式变速器(24)的动力总成(U)中,发动机所用的润滑油和静液压式变速器(24)的工作油为同一种油的情况下,采用冷却从发动机(13)一侧流向静液压式变速器(24)一侧的共用机油的机构,来控制共用机油的粘性降低,以防止在静液压式变速器(24)一侧出现效率降低及烧接现象。



1. 一种动力总成，它包括：为一体的发动机(13)和有静油压式变速器(24)的变速机构(T)，且共用润滑油和工作油，其中：

包括：让共用油在发动机(13)和静油压式变速器(24)之间进行循环的送油机构(70、15)、在从发动机(13)到静油压式变速器(24)的油路(R)中冷却共用油的冷却机构(40d、77)。

2. 根据权利要求1所述的动力总成，其中：

变速机构(T)，由将机械式变速器(23)与静油压式变速器(24)组合后而构成的油压机械式变速器构成。

3. 根据权利要求1或者2所述的动力总成，其中：

冷却机构，由设在壳体(40、42)外面的放热部分(40d)构成；
油路(R)沿着放热部分(40d)而设。

4. 根据权利要求1或者2所述的动力总成，其中：

冷却机构，由设在油路(R)中的机油冷却器(77)构成。

5. 根据权利要求1或者2或者3或者4所述的动力总成，其中：

输油机构，由静油压式变速器(24)的充油泵(70)构成。

6. 根据权利要求1或者2或者3或者4所述的动力总成，其中：

输油机构，由发动机(13)的润滑泵(15)构成。

动力总成

技术领域

本发明涉及包括静油压式变速器的变速机构与发动机一体安装构成的动力总成，特别是涉及用于发动机的润滑油和工作油共用情况下的共用机油的冷却构造。

技术背景

至今为止，例如 4 轮小车(buggy)等的全地势行走车辆(All Terrain Vehicle, 简称 ATV)，大客车，载重汽车(卡车)，各种建设机械车辆，或者是各种产业机械车辆等，使用着称为油压机械式变速器(Hydro Mechanical Transmission, 简称 HMT)的无级变速器。这个油压机械式变速器如美国特许 4341131 号公报及(日本)特开昭 54-35560 公报等所记载的，利用工作油的静能量的静油压式变速器(Hydro Static Transmission, 简称 HST)和机械式变速器(Mechanical Transmission, 简称 MT)通过行星齿轮机构的差动齿轮机构组合，通过合成差动齿轮机构中的静油压式变速器一侧的输入功率和机械式变速器一侧的输入功率，进行无级连续的变速构成。

已经知道这个油压机械式变速器是设计为与发动机一体的，那样构成的动力总成记载在特开平 7-113454 号(特许第 3016057 号)公报中。做为发动机和油压机械式变速器一体化的方法，有将油压机械式变速器的壳体安装在发动机曲轴箱上的固定方法，也有发动机和油压机械式变速器共同使用同一个壳体的构成方法等等。

如此在发动机和油压机械式变速器一体化的情况下，发动机的润滑油和静油压式变速器的工作油的共用就成为了可能。还有，所谓的使用共同机油，只将静油压式变速器做为变速器使用，将其和发动机一体化亦可。

但是，在这些情况中，共用机油的油温管理是困难的。也就是，因为

在一般情况下发动机一侧的油温要比静油压式变速器一侧的油温高，在发动机一侧油温变高了的共用机油流到静油压式变速器做工作油用时，由于其粘度变得过低，漏油增多，就担心会有动力传动效率的降低，同时又由于过热还会担心出现烧接现象。

本发明是为鉴于这样的问题首创的解决方法，其目的为在发动机和静油压式变速器共用机油的情况下，能够防止静油压式变速器一侧的效率降低及烧接现象的发生。

发明内容

本发明的做法是将从发动机(13)一侧流向静油压式变速器(24)一侧的共用机油经过冷却再加以利用的作法。

具体的讲，本发明所涉及的第一解决方案是，将发动机(13)和包含静油压式变速器(24)的油压机械式变速器(T)制成一体的形式，在润滑油和工作油被共用的动力总成中，包括有发动机(13)和静油压式变速器(24)之间循环共用机油的送油机构(70、15)和从发动机(13)到静油压式变速器(24)的油路(R)中冷却共用机油的冷却机构(40d、77)的特征。

还有，本发明所涉及的第二解决方案是，在上述第一解决方案中，油压机械式变速器(T)是以在静油压式变速器(24)上组合了机械式变速器(23)的构成为特征。也就是，将油压机械式变速器(T)用做为油压机械式变速器。

在上述第一、第二的解决方案中，共用机油通过送油机构(70、15)在发动机(13)和静油压式变速器(24)之间循环，在润滑发动机(13)的同时也具有做为静油压式变速器(24)的工作油机能。还有，在发动机(13)一侧油温变高的共用机油在送给静油压式变速器(24)的油路(R)中，通过冷却机构(40d、77)被冷却。因此，共用机油在比发动机(13)一侧的状态相比，在降低了油温、提高了粘性的状态下供给静油压式变速器(24)。

还有，本发明所涉及第三解决方案是，在上述第一或是第二解决方案中，以把冷却机构设置于沿包含着动力总成(U)的壳体(40、42)外面的放热部分(42d)而构成，油路(R)沿着放热部分(42d)配设为特征。这个放热部分(42d)可以由放热片构成。

如此的构成，共用机油在从发动机(13)经过油路(R)流向静油压式变速器(24)之际，在设置于壳体(40、42)外的放热部分(40d)中放热而被冷却。并且，共用机油在油温降低粘性增高的状态下供给静油压式变速器(24)。

还有，本发明所涉及的第四解决方案是，在上述第一还有第二解决方案中，冷却机构是以在油路(R)中设置机油冷却器(77)的构成为特征的。

如此构成，共用机油在从发动机(13)流向静油压式变速器(24)而通过油路(R)时，被设置在油路(R)中的机油冷却器(77)所冷却。所以，共用机油如上所述一样，在降低了油温增高了粘性的状态下提供给静油压式变速器(24)。

还有，本发明所涉及的第五解决方案是，在上述第一、第二、第三还有第四解决方案中，输油机构是以静油压式变速器(24)的充油泵(70)的构成为特征的。

如此构成，共用机油利用静油压式变速器(24)的充油泵(70)的充油压从发动机(13)流向静油压式变速器(24)，在发动机(13)和静油压式变速器(24)之间循环。

还有，本发明所涉及的第六解决方案是，在上述第一、第二、第三还有第四解决方案中，送油机构是以发动机(13)的润滑泵(15)的构成为特征的。

如此构成，共用机油利用发动机(13)的润滑泵(15)被从发动机(13)送向静油压式变速器(24)，在发动机(13)和静油压式变速器(24)之间循环。

按照上述第一解决方案，因为共用机油比发动机(13)一侧的状态油温降低粘性增高后供给静油压式变速器(24)，就可能控制机油渗漏，防止动力传动效率的降低。还有，也能防止静油压式变速器(24)的烧接现象。进一步讲，由于共用了机油，不再需要分别设置机油箱，该装置的小型化设计成为可能。

还有，按照上述第二解决方案，在发动机(13)和油压机械式变速器(T)变成一体的动力总成(U)中，由于静油压式变速器(24)一侧控制了共用机油的渗漏，就可确实防止动力传达效率的降低，防止烧接现象及实现小型化也成为可能。

还有，按照上述第三解决方案，在动力总成(U)的壳体(40、42)上设

置了散热片等散热部分(40d)、使油路(R)通过这个散热部分(40d)的简单构造就可实现奏效上述第一、第二解决方案的效果的动力总成(U)。

还有,按照上述第四解决方案,由于在油路(R)中设置了机油冷却器(77),只需简单的构造就可实现奏效上述第一、第二解决方案的效果的动力总成(U)。还有,因为机油冷却器(77)也可能在发动机(13)一侧和油压机械式变速器(T)一侧共用,装置的小型化的构成就成为可能。

还有,按照上述第五解决方案的通过利用静油压式变速器(24)的充油泵,还有,按照上述第六解决方案的利用发动机(13)的润滑泵(15),哪一种都不需要复杂结构就可实现奏效上述各个解决方案的效果。

附图说明

图1是涉及应用本发明实施例1的动力总成的全地势行走车辆的外观图。

图2是图1全地势行走车辆的动力传动系统图。

图3是图1的动力总成的断面构造图。

图4是图1的动力总成的概略构成图。

图5是涉及本发明实施例2的动力总成的概略构成图。

图6是涉及本发明实施例3的动力总成的概略构成图。

图7是涉及本发明实施例4的动力总成的断面构造图。

发明的实施形态

(实施例1)

以下就基于本发明实施例1的图面进行详细的说明。该实施例1是将由发动机和变速机构的油压机械式变速器一体构成的动力总成装载于4轮驱动全地势行走车辆。这个动力总成是共用了发动机的润滑油和油压机械式变速器的工作油的构成。

图1表示全地势行走车辆(A)的外观,符号(1)是省略了具体内容的由底盘制成的车体,在这个车体(1)的上方从前向后配置有:设置了前左右挡泥板(2)、(2)的前发动机罩(3),方向盘(4),油箱(5),驾驶座(6),设置了后左右挡泥板(7)、(7)的后发动机罩(8)。

在上述前发动机罩(3)的下方,车体的最前部分设置了与保险杠(9)一体的下发动机罩(10)和在其后方的左右两侧通过悬架(11)联接的车轮(12)。还有,从上述油箱(5)的下方到驾驶座(6)的下方配置有由发动机(13),油压机械式变速器(T)及付变速器(14)组成的动力传动系统,油压机械式变速器(T)基本位于驾驶座(6)的正下方。在动力传动系统的后方,车体(1)的左右两侧各自通过悬架(图中未示)配置的车轮(16)、(16)。

图 2 是表示从车体上方看全地势行走车辆(A)的发动机(13)至车轮(12)、(16)的动力传动系统的状态模式图。这个发动机(13)是在全地势行走车辆(A)的车宽方向装载了曲轴(13a)。在这个发动机(13)的右侧(车宽的一侧)配置了连接于曲轴箱的油压机械式变速器(T)。并且,在曲轴箱上装配了变速器的壳体成为一个整体,由发动机(13)和油压机械式变速器(T)构成动力总成。这个油压机械式变速器(T)的后端部分比曲轴箱后端还向后延伸至车的后部,其左侧(车宽方向的另一侧),也就是在发动机(13)的车体后方配置了副变速器(14)和改变该副变速器(14)的输出旋转方向的一对锥型齿轮(17)、(17)。被驱动一侧的锥型齿轮(17)设置在位于车体(1)的下方沿车体前后延伸的传动轴(18)上。该传动轴(18)的前后端部各自通过差动齿轮(19)、(19)与前轮(20)和后轮(21)连接。

在以上的构成中,油压机械式变速器(T)在车宽方向比发动机(13)的中心偏右设置,位于传动系统中偏向车宽外侧的位置。

上述油压机械式变速器(T)从发动机(13)的曲轴(13a)输入的扭力一分为二,分别由机械式变速器(MT)(23)及静油压式变速器(HST)(24)传输后,再由该机械式变速器(23)的行星齿轮机构合成而形成输出力。

如图 3 及图 4 各自所表示的,上述机械式变速器(23)是由直接连接于发动机伸出车体右侧的曲轴(13a)的端部的输入轴(25),在这个输入轴(25)的中间部分所设置的与花键轴一同旋转的输入齿轮(27),输出轴(26)同轴配置,且接收来自上述输入齿轮(27)的输入扭力的行星齿轮机构(28)构成。还有,上述静油压式变速器(24)是由油压闭合回路(32)连接的斜板式轴向活塞泵(30)(以下称其为活塞泵)和斜板式轴向活塞马达(31)(以下只称其为马达)所组成。

上述机械式变速器(23)的行星齿轮机构(28)由一周设置在马达(31)的

轴(33)上的恒星齿轮(34)和, 与该恒星齿轮(34)咬合且在其周围边自转边公转的复数个行星式齿轮(35)(图中只显示一个)和, 在内周的内齿轮咬合行星式齿轮的同时, 制成在外周上咬合输入齿轮(27)的环形齿轮(36)和, 设置在输出轴(26)一端且同转的, 支撑上述每个复数个行星式齿轮(35)自由旋转的行星式轴承支架(37)所组成。

在这个行星齿轮机构(28)中, 输入上述输入轴(25)的扭力, 其中一部分通过输入齿轮(27)传给行星齿轮机构(28)的环形齿轮(36)。剩下的扭力则通过活塞泵(30)转变为油压力, 通过油压闭合回路(32)传给马达(31), 再由该马达(31)转变为扭力传给马达轴(33)上的恒星齿轮(34)。并且, 从各自旋转的环形齿轮(36)和恒星齿轮(34)传给咬合的复数个行星式齿轮(35)的扭力被合成, 通过行星式轴承(37)输出给输出轴(26)。

下面进一步说明这个实施例 1 的油压机械式变速器(T)的构成。

首先, 如图 3 所示, 上述机械式变速器(23)和静油压式变速器(24)被设置在一个变速箱(40)中, 变速箱(40)与发动机(13)的曲轴箱(42)被制成一体。变速箱(40)由隔壁部分(40a)将输入轴(25)轴向一侧(车体右侧)和另一侧(车体左侧)分隔开来。这个隔壁部分(40a)的车体右侧部分, 其开口端由端盖(41)封闭, 这个封闭部分将静油压式变速器(24)的活塞泵(30)和马达(31)一起收容在静油压式变速器收容部分(40b)中。还有, 这个变速箱(40)中, 从隔壁部分(40a)起, 车体左侧的部分也被曲轴箱(42)封闭, 其内部为收容机械式变速器(23)的机械式变速器收容部分(42c)。

在这个实施例 1 中, 油压机械式变速器(T)的输入轴(25)被与活塞泵(30)的泵轴制成为一体。这个一体的输入轴(25)在变速箱(40)车体前方一侧(图的上侧), 从曲轴箱(42)至隔壁部分(40a), 再到端盖(41)的顺序沿车宽方向穿通配置, 该曲轴箱(42), 隔壁部分(40a)及端盖(41)各自配置的滚动轴承(45)、(46)、(47)支撑输入轴(25)自由旋转。

上述输入轴(25), 以图中假想线 C 所示位置为界线, 是以接收来自曲轴(13a)扭力的原输入轴部分(25a)和具有泵轴功能的泵轴部分(25b)一体制成的。且, 分别制成输入轴(25)和泵轴, 然后用联轴节等结合亦可。

另一方面, 油压机械式变速器(T)的输出轴(26), 在变速箱(40)的车体后方一侧(图的下侧)平行上述输入轴(25), 且沿车宽方向配置。这个输出

轴(26)是由伸出于曲轴箱(42)的外壳部分(42)的如图示左侧所制成的圆筒状先端部分(42a)上所配置的两个滚动轴承(48)所支撑且自由旋转。

如此,上述输入轴(25)及输出轴(26)平行于发动机(13)的曲轴(13a)沿车宽方向延伸,相互分离沿车体前后方向并列配置。还有,该输出轴(26)与马达(31)的轴(33)处于同一轴心,车体的左侧(车宽方向的另一侧)的先端部分,由图中未示的联轴节与付变速器(14)的主轴连接,另一方面,车体右侧(车宽方向一侧)的先端部分由行星齿轮机构(28)的行星式轴承支架(37)连接。

静油压式变速器(24)的马达轴(33)穿过箱主体(40)的隔壁部分(40a)沿车宽方向延伸,该隔壁部分(40a)及端盖(41)各自配设的滚动轴承(49)、(50)支持其自由自在的旋转。并且,在穿通该隔壁部分(40a),伸出机械式变速器收容部分(40c)的内部的马达轴(33)上,从隔壁部分(40a)起,按顺序由近向远配置着:行星齿轮机构(28)的环形齿轮(36),恒星齿轮(34),及行星式轴承(37)。上述环形齿轮(36),马达轴(33)上的轴承(51),及通过轴承(51)自由旋转配置的圆形板块部分(36a)和安装在这个板块外周部分的圆盘状齿轮部分(36b)制成,在该齿轮部分(36b)的内侧上,制成对于行星齿轮(35)来说由外侧咬合的内齿轮,还有,在外侧制成了与输入功率齿轮(27)咬合的外齿轮。

还有,上述恒星齿轮(34),对于马达轴(33)而言围绕花键轴被连接,对位于和上述环形齿轮(36)之间的行星齿轮(35)内部咬合。更有,上述行星式轴承(37),具有围绕穿出的输出轴(26)的端部且通过花键轴一周被固定的筒状部分(37a)。设置了这个筒状部分(37a)的一侧为相对大直径的阔径部分(37b)和圆盘状的凸沿(37c),通过嵌入该阔径部分(37b)内部的轴承(52),可自由旋转地安装在马达轴(33)的车宽方向另一侧端部。这个行星式轴承(37)的凸沿(37c)上,在圆周上等间隔配设了复数个栓体(53)、(53)···(图中只示出了一个),由这个栓体(53)所嵌合的滚动轴承(54)上支撑着各个可自由旋转的行星式轴承(35)。

总而言之,机械式变速器(23)的行星齿轮机构(28),位于输出轴(26)的车体右侧,连接于该输出轴(26)的车体右侧的端部,另一方面,也连接于隔着变速箱(40)的隔壁部分(40a)位于车体右侧的马达(31)的轴(33)。尚,

该马达轴(33)以图中假想线 C'所示位置为界,行星齿轮机构(28)的中心轴与原马达轴(33)分离,这两个轴在该部位由联轴节等结合亦可。

接下来,详细说明一下有关静油压式变速器(24)的活塞泵(30)构造。

这个活塞泵(30),在输入轴(25)的泵轴部分(25b)上设置了缸筒(56)的一体结构。图中尽管未详细表示,在该缸筒(56)内,以轴心(X)为中心的圆周位置上,平行该轴心(X)设置复数个缸腔(57), (57)…。在各个缸腔(57)的轴心方向一侧(图的右侧)上,缸筒(56)的轴向一侧的端面制成开口的形式,每个缸腔(57)制成进出油孔(58)。另一方面,这些各个缸腔(57)的另一端,缸筒(56)轴心方向的另一端的端面的斜板侧端面上开口,可能收容各个活塞(59)的往返运动。

上述缸筒(56)的斜板侧端面的对面,设置了调节活塞(59), (59)…往复行程的可变式斜板(60)。在这个斜板(60)上,如上所述,与从缸腔(57)伸出的活塞(59)的端部保持接触状态的侧向压力板(61)通过两个滚动轴承(62)、(63)所支撑,使活塞(59)及缸筒(56)可以在同轴心(X)上一周光滑旋转。还有,这个可变式斜板(60),包括斜板角度为零的中间位置,如图3所示一样,其构成为可以在正向及逆向的最大倾斜位置的角度之间偏斜的构成。并且,尽管图中未示,油压刹车泵、DC 马达等通过往复运动气缸被偏斜,倾斜角度可由增大至变小。

上述输入轴(25)及缸筒(56)被发动机(13)的动力所驱动时,活塞(59)、(59)…边围绕轴心(X)公转,边对应于各自可变式斜板(60)的倾斜角度往复运动,由此,进行给各个缸腔(57)工作油的供排。也就是说,在工作油进行泄出行程的缸腔(57)中,沿着斜板(60)的倾斜方向,活塞(59)推入缸腔(57),该缸腔(57)内的工作油通过进出油孔(58)从缸筒(56)泄出。另一方面,在工作油进行吸入行程的缸腔(57)中,活塞(59)接受通过进出油孔(58)流入缸腔(57)的工作油的压力(充油压),沿着斜板(60)倾斜方向,徐徐从该缸腔(57)内被推出。

各个缸腔(57)的工作油的给排,是介于和缸筒(56)的孔一侧的端面摩擦接触的阀板(65)进行的。这个阀板(65),是由形成于端盖(41)内的一对油路(66)、(66),也就是对于在构成油压活塞泵(30)和马达(31)之间的油压闭合回路(32)的一对油路,切换缸腔(57)、(57)…的连通状态的。阀板(65),

详细未图示,其整体是呈扁平圆筒状,与上述各个通路(66)对应的缸筒(56)的圆周方向设置的两个圆弧状端面的孔(68)、(68)。并且,如同上述,在泄出行程中从缸腔(57)、(57)···泄出的工作油通过阀板(65)一侧的孔部分(68)向油路(66)流通,另一方面,从其他油路(66)流回来的工作油通过其他孔部分(68)供给吸入行程的缸腔(57)、(57)···。

还有,上述阀板(65)是对于缸筒(56)的孔一侧由螺旋弹簧(69)(付势手段)压紧的浮动型物件。也就是说,阀板(65)由包括接触于缸筒(56)的孔一侧端面的摩擦面的较大筒径部件(65a),嵌合在大筒径部件内的小筒径部件(65b)所形成的。并且,该小筒径部件(65b)在压入设置于端盖(41)的环状沟槽部分固定的同时,对于小筒径部件(65b)来讲,大筒径部件(65a)被安装为嵌入游动状态,由弹簧(69)压紧在缸筒(56)的孔一侧端面上。

如此,将缸筒(56)和摩擦接触的大筒径部件(65a)做成浮动型部件,吸收了缸筒(56)及端盖(41)在尺寸上的误差,可以良好地维持缸筒(56)的孔一侧端面和阀板(65)的摩擦状态。且,尽管没有图示,上述大筒径部件(65a)和小筒径部件之间配置了O型圆环等,这两个部件之间的工作油的泄漏量可控制在规定量以下。

还有,在上述输入轴(25)的先端,贯穿端盖(41),在其端部上,静油压式变速器(24)的油压闭合回路(32)中为补充漏掉的机油配置了充油泵(70)。这个充油泵(70),因为是由余摆线泵充当的,如图4所示一样,从发动机的机油箱(共用油箱)(71)吸取工作油,通过确认阀(72)将工作油提供给组成油压闭合回路(32)的一对油路(66)中的低压一侧的构成。这时,提供给低压一侧油路(66)的工作油的压力也就是油压闭合回路(32)中所谓的充油压,其值是由放气关闭阀(73)所设定。

还有,在上述油压闭合回路(32)中,油路(66)对中高压一侧的工作油的压力状态发展到过高状态时,为使高压油路(66)一侧向低压油路(66)一侧释放工作油压,配置了一对溢流阀(74)。另外,还在所定条件下接通上述两条油路(66),在静油压式变速器(24)中设置了为遮断动力传递的,由电磁阀充当的旁路阀(75)。这个旁路阀(75),一般情况下是处于切断两条油路(66)的关闭位置(图示位置),而另一方面,接受来自图外调节器的控制信号,转换为连通两油路(66)的连通位置。旁路阀(75),不仅是对静油

压式变速器(24), 而且对油压机械式变速器(T)也具有切换不进行动力传递的动力切断状态的离合机能。

对于如上所述构成的静油压式变速器(24)的输入一侧的活塞泵(30)为如上所述的构成, 在输出功率一侧的马达(31)上也是除固定斜板(76)倾斜角度以外的基本相同的构成, 所以对于这个马达(31)和活塞泵(30)同样的部件标有相同的符号, 省略了详细的说明。

这些活塞泵(30)及马达(31), 如上所述, 尽管在油压机械式变速器(T)中收纳了静油压式变速器收容部分(40b), 可是这个静油压式变速器的收容部分(40b)的内部却不会充满工作油, 取而代之的是, 如图3中假想线所示, 在端盖(41)的内壁上, 设置面向静油压式变速器收容部分(40b)开口的孔口通路(80), 在该孔口通路(80)上由充油泵(70)提供工作油, 使工作油成雾状喷出。由此, 在可以大幅度降低活塞泵(30)及马达(31)的缸筒(56)旋转阻力的同时, 对于摩擦部分而言供给了喷雾状的工作油, 就可以适当地进行润滑和冷却。

另一方面, 尽管图4中未示, 充油泵(70)也有给发动机(13)提供共用机油的润滑泵的机能。具体的讲, 充油泵(70)是如同从机油箱(71)按照发动机(13), 静油压式变速器(24)的顺序供油的构造。还有, 在上述静油压式变速器收容部分(40b)的底部设置了排除工作油的泄油通路(40e)。这个泄油通路(40e)与发动机机油箱(71)相连, 且该机油箱(71)亦回收循环后的机油。因此, 共用机油通过充油泵(70)在发动机(13)和静油压式变速器(24)之间循环。

如此, 本实施例1的动力总成(U), 在曲轴箱(42)上安装了变速箱(40), 将发动机(13)和油压机械式变速器(T)一体化构成后, 通过发动机(13)和静油压式变速器(24)之间的机油循环, 使发动机油和静油压式变速器(24)的工作油得到共用。

并且, 机油箱(71)和静油压式变速器(24)的之间的油路中, 从发动机(13)一侧到静油压式变速器(24)的油路(R), 设置在沿着曲轴箱(42)及变速箱(40)外面的位置。还有, 在变速箱(40)的外面制成散热片(40d), 油路(R)沿着散热片(40d)而配置。这个散热片(40d)构成从发动机(13)到静油压式变速器(24)的油路(R)做为冷却共用机油的冷却机构的散热部分。

且,上述构成中,只有静油压式变速器(24)的充油泵(70)从机油箱(71)抽取共用机油提供给发动机(13)和静油压式变速器(24),但是,在不同的情况下,另外设置发动机(13)的润滑泵进行发动机的润滑,而充油泵(70)只进行从发动机(13)到静油压式变速器(24)的机油供给亦可。

接下来,说明油压机械式变速器(T)的运行操作。首先,由全地势行走车辆(A)的发动机(13)的运转带动输入轴(25)的运转,这个扭力的一部分通过机械式变速器(23),也就是从输入齿轮(27)传给行星齿轮机构(28)的环形齿轮(36)的同时,静油压式变速器(24)中的活塞泵(30)的缸筒(56)旋转。又由于这个缸筒(56)的旋转,活塞(59)、(59)···沿着倾斜的可变斜板(60)往复运动,由此,在该活塞泵(30)和马达(31)之间进行供给工作油,所以传给上述输入轴(25)的扭力的一部分传给了马达(31)。

那个马达(31)的缸筒(56)接受工作油而旋转,与该缸筒(56)一体的马达轴(33)也就被旋转,为此,这个扭力传给设置在马达轴(33)上的行星齿轮机构(28)的恒星齿轮(34)。其结果,在机械式变速器(23)中从输入齿轮(27)传给行星齿轮机构(28)的环形齿轮(36)的扭力和通过静油压式变速器(24)传给该行星齿轮机构(28)的恒星齿轮(34)的扭力通过复数个行星式齿轮(35)被合成,再通过行星式轴承支架(37)输出给输出轴(26)。这个输出轴(26)的旋转,通过副变速器(14)、传动轴(18)及车轴(20)、(21)等,各自传给全地势行走车辆(A)的前后左右的4个车轮(12)、(16)···。

在上述的运行中,共用机油在润滑发动机(13)的同时,也送给了静油压式变速器(24),起着做为静油压式变速器(24)的工作油的功能。并且,在发动机(13)一侧油温变高了的共用机油,在送往静油压式变速器(24)的油路中沿着散热片(40d)流动时释放热量而被冷却。因此,这个共用机油在比发动机(13)一侧的状态更低温、更高粘度的情况下供给静油压式变速器(24)。

按照该实施例1,因为共用机油在比发动机(13)一侧的状态更低温、更高粘度的情况下供给静油压式变速器(24)的,所以就在可能控制漏油、防止动力传送效率降低的同时,也可以防止烧接。为此,就可以在不降低性能的情况下实现曲轴箱(42)和变速箱(40)一体化并用于发动机,且润滑油和静油压式变速器(24)的工作油共用化的动力总成(U)。

还有，在发动机(13)和静油压式变速器(24)之间的机油循环上利用静油压式变速器(24)的充油泵(70)的同时，在变速箱(40)上设置散热片(40d)冷却共用机油，所以，只用简单的构造就可以实现共用机油的循环和冷却。

(实施例 2)

接下来说明实施例 2。

本发明的实施例 2，如图 5 所示，做为共用机油冷却机构设置了机油冷却器(77)的例子。机油冷却器(77)设置在从发动机(13)到静油压式变速器(24)的油路(R)中。这个实施例 2 的动力总成(U)，尽管没有具体图示其构造，但是，只要除去在变速箱(40)上没有设置散热片这一点，就和实施例 1 使用的是基本相同的部件。还有，在从机油箱(71)供给发动机(13)和静油压式变速器(24)共用机油这点上，与实施例 1 一样使用静油压式变速器(24)的充油泵(70)。

如此构成，共用机油在从发动机(13)流向静油压式变速器(24)而通过油路(R)的时候，被设置在油路(R)中的机油冷却器(77)所冷却。并且，这个共用机油在比发动机(13)一侧的状态更低温、更高粘度的情况下供给静油压式变速器(24)。

如此，因为这个共用机油在比发动机(13)一侧的状态更低温、更高粘度的情况下供给静油压式变速器(24)，控制漏油就成为可能，也可以防止动力传递效率的降低和烧接的发生。为此，同事实例 1 一样实现曲轴箱(42)和变速箱(40)的一体化，发动机油及齿轮油等的润滑油和静油压式变速器(24)的工作油共用的动力总成亦成为可能。

还有，在发动机(13)和静油压式变速器(24)之间利用静油压式变速器(24)的充油泵(70)循环共用机油的同时，因为在油路(R)中设置了机油冷却器(77)冷却共用机油，所以简单的构造就可实现共用机油的循环和冷却。

(实施例 3)

接下来说明实施例 3。

对于上述实施例 2 中的在从发动机(13)一侧供给静油压式变速器(24)共用机油时的送油机构是利用了静油压式变速器(24)的充油泵(70)而言，本发明的实施例 3，如图 6 所示，是利用发动机(13)的润滑油泵(15)的例子。在这个图中表示了发动机(13)的润滑油泵(15)，但却省略了去发动机(13)

的润滑油路。

共用机油的冷却机构是用同实施例 2 一样的机油冷却器(77)。但是，如实施例 1 那样在变速箱(40)等上设置散热部分，再沿该散热部分传送共用机油使其冷却亦可。

即便是用这样的构成，共用机油在从发动机(13)流向静油压式变速器(24)经过油路(R)的时候，被设置在油路(R)中的机油冷却器(77)冷却，并且，共用机油在低温高粘度的状态下供给静油压式变速器(24)。

如此，与上述实施例 2 同样，因为共用机油在比发动机(13)一侧的状态更低温、更高粘度的情况下供给静油压式变速器(24)，控制漏油就成为可能，也可以防止动力传递效率的降低和烧接的发生。为此，实现发动机(13)的曲轴箱(42)和油压机械式变速器(T)的变速箱(40)的一体化，发动机使用的润滑油及齿轮油等的共用的动力总成(U)亦成为可能。

还有，在发动机(13)和静油压式变速器(24)之间利用发动机(13)的润滑油泵(15)循环共用机油的同时，因为在油路(R)中设置了机油冷却器(77)冷却共用机油，所以简单的构造就可实现共用机油的循环和冷却。

(实施例 4)

接下来说明实施例 4。

图 7 表示本发明实施例 4 的动力总成(U)。这个实施例 4 所叙述的是，做为油压机械式变速器(T)的活塞泵(30)及马达(31)，将缸筒(56)和输入轴(25)的泵轴部分(25b)、马达轴(33)各自分体制作，通过花键轴相互咬合。与此同时，将上述输入轴(25)与机械式变速器(23)的输入齿轮(27)一体制成，马达轴(33)与行星齿轮机构(28)的恒星齿轮(34)一体制成。

还有，这个活塞泵(30)及马达(31)中，如同上述各个实施例，代替浮动型阀板(65)而使用一般的阀板(90)，用螺旋弹簧(92)将这个阀板(90)紧压在配置于端盖(41)背面的摩擦板部件(91)。

还有，这个实施例 4 的活塞泵(30)及马达(31)中，废弃对于各个斜板(60、70)通过滚动轴承(62)、(63)支撑侧向压力板(61)的构造，使用滑板(93)和滑板垫(94)。

这个实施例 4 中，共用发动机(13)所使用的发动机油及齿轮油等的润滑油和油压机械式变速器(T)的工作油的构成，冷却这个共用机油的构成

与上述实施例相同。也就是，用静油压式变速器(24)的充油泵(70)及发动机(13)的润滑泵(15)循环共用机油，用散热片(40d)及机油冷却器(77)冷却共用机油方面，亦与上述各个实施例为同样的构成。

还有，另外部分的构成也是，除了特别说明的点以外，事实上都和实施例1相同。为此，本实施例4中，和实施例1相同的部件用同一个符号且省略说明。

并且，这个实施例4，在能获得上述实施例1的同样作用效果基础上，由于简化了油压机械式变速器(T)的一部分构造，所以降低成本就成为了可能。

本发明中，就上述实施例，用以下的构成亦可。

例如，上述实施例中说明了发动机(13)和油压机械式变速器(T)一体化的动力总成(U)，但是，动力总成(U)亦可以采用发动机(13)和静油压式变速器(24)一体化的做法。

产业上的利用可能性

如上所述，本发明的动力总成，发动机和静油压式变速器共用机油时，可以防止静油压式变速器一侧的效率底下及烧接，另外还能小型化构成，做为如4轮山地车等的全地势行走车辆的动力总成最适合。

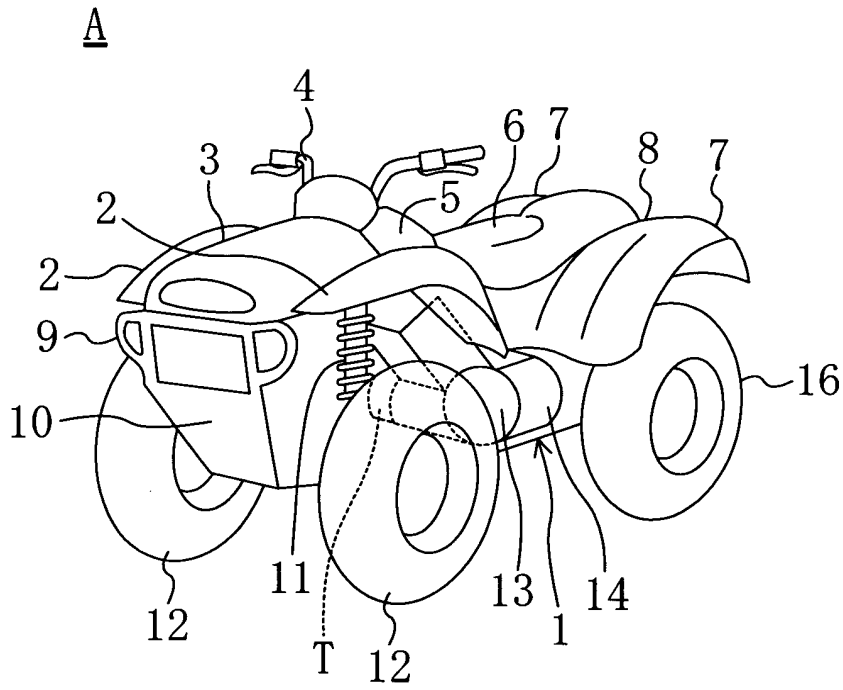


图 1

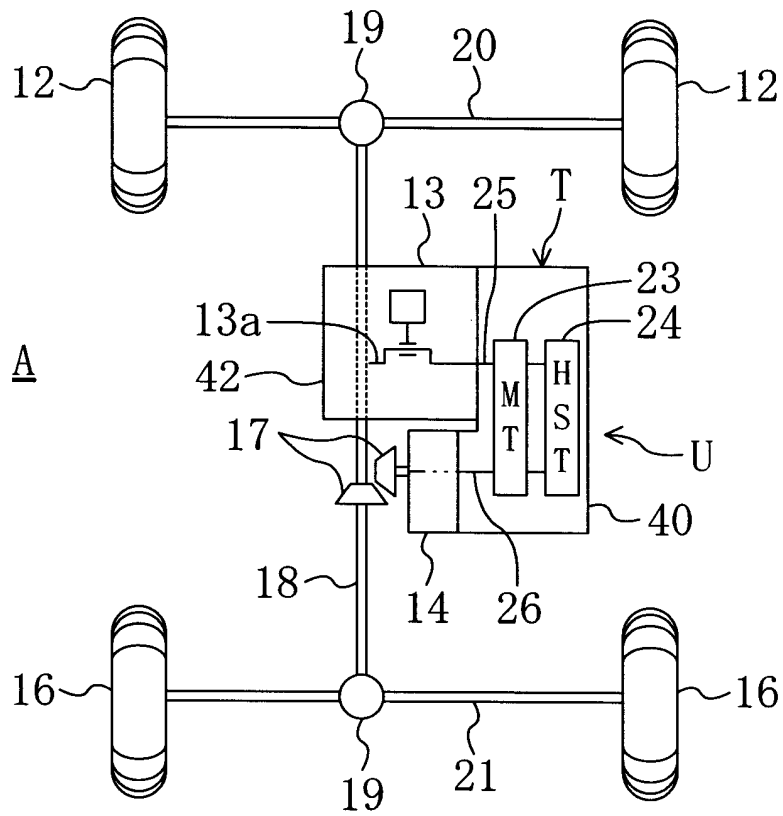


图 2

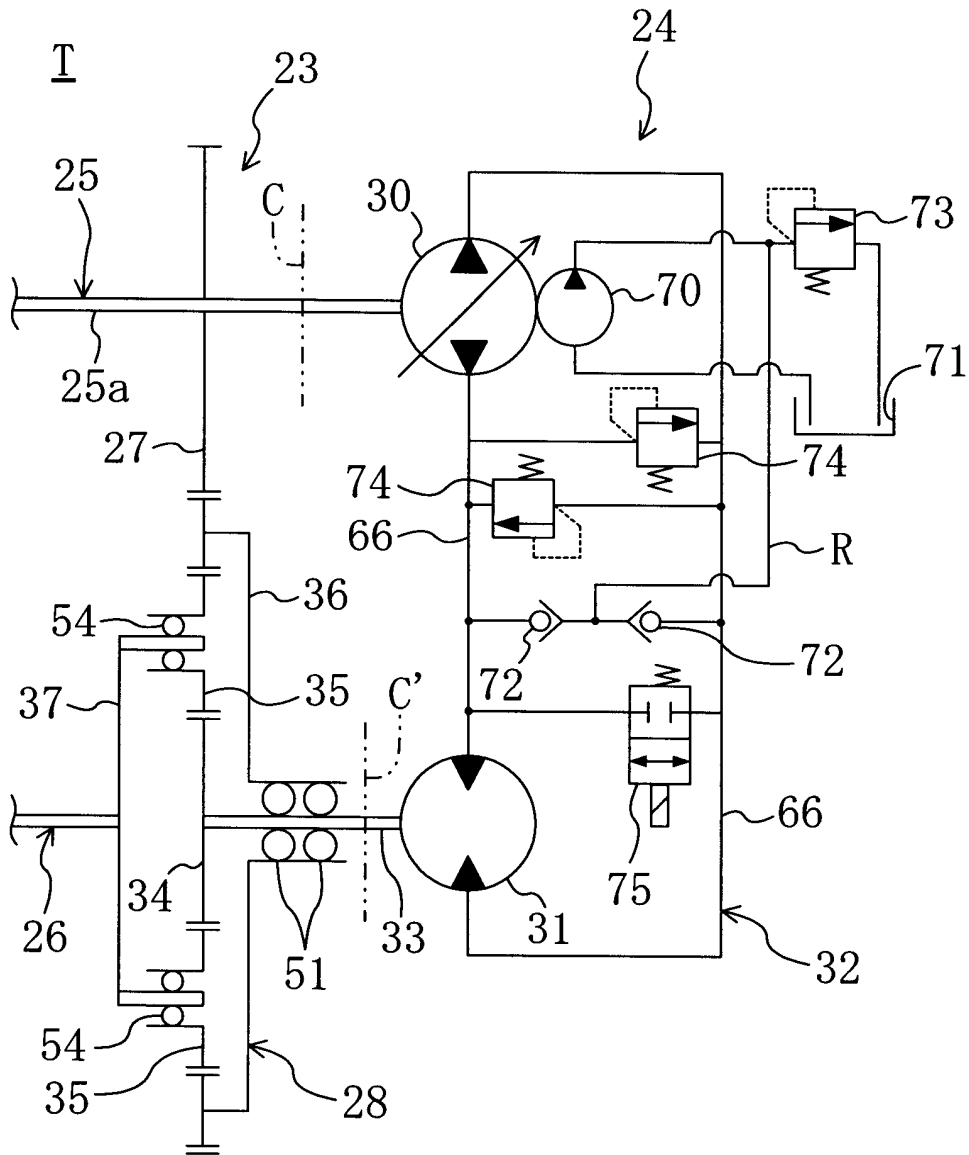


图 4

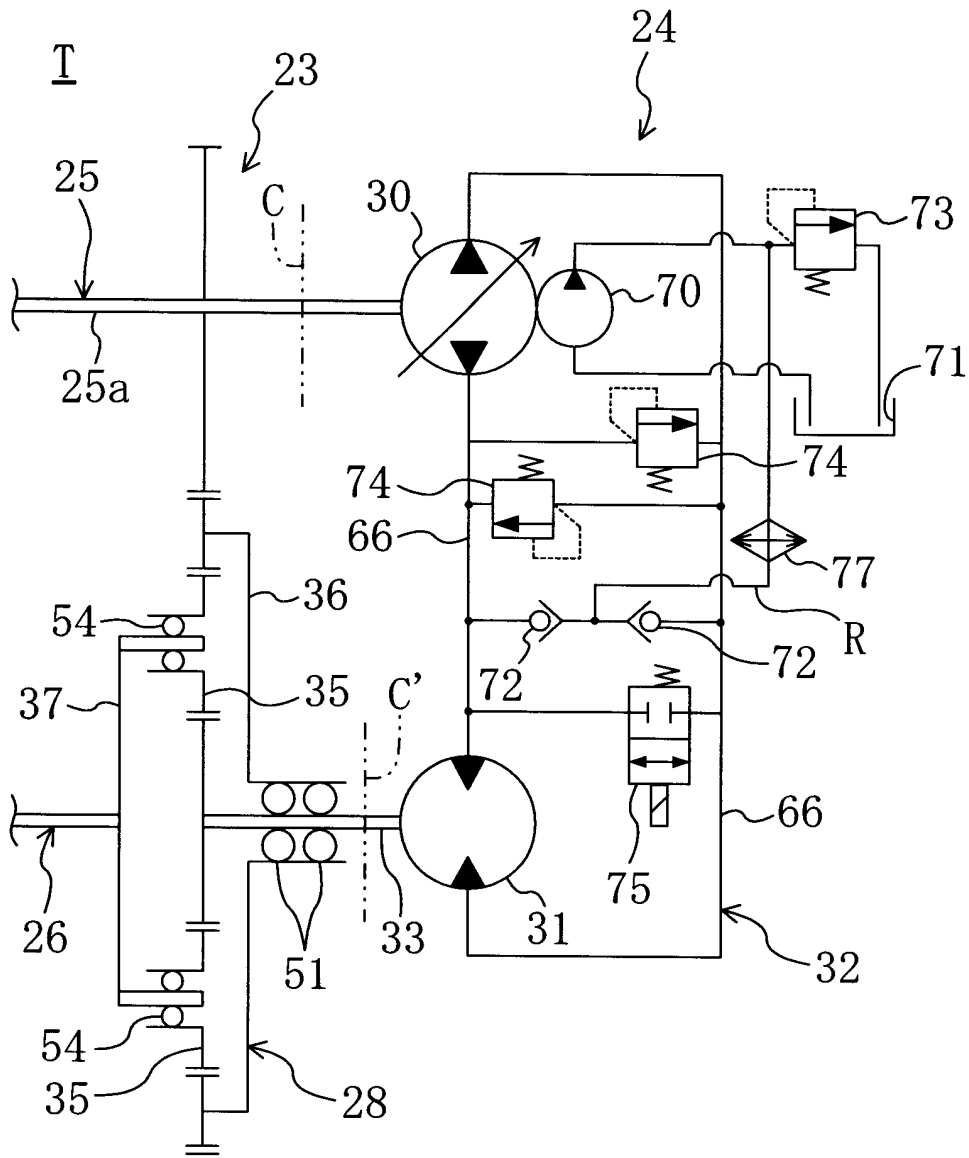


图 5

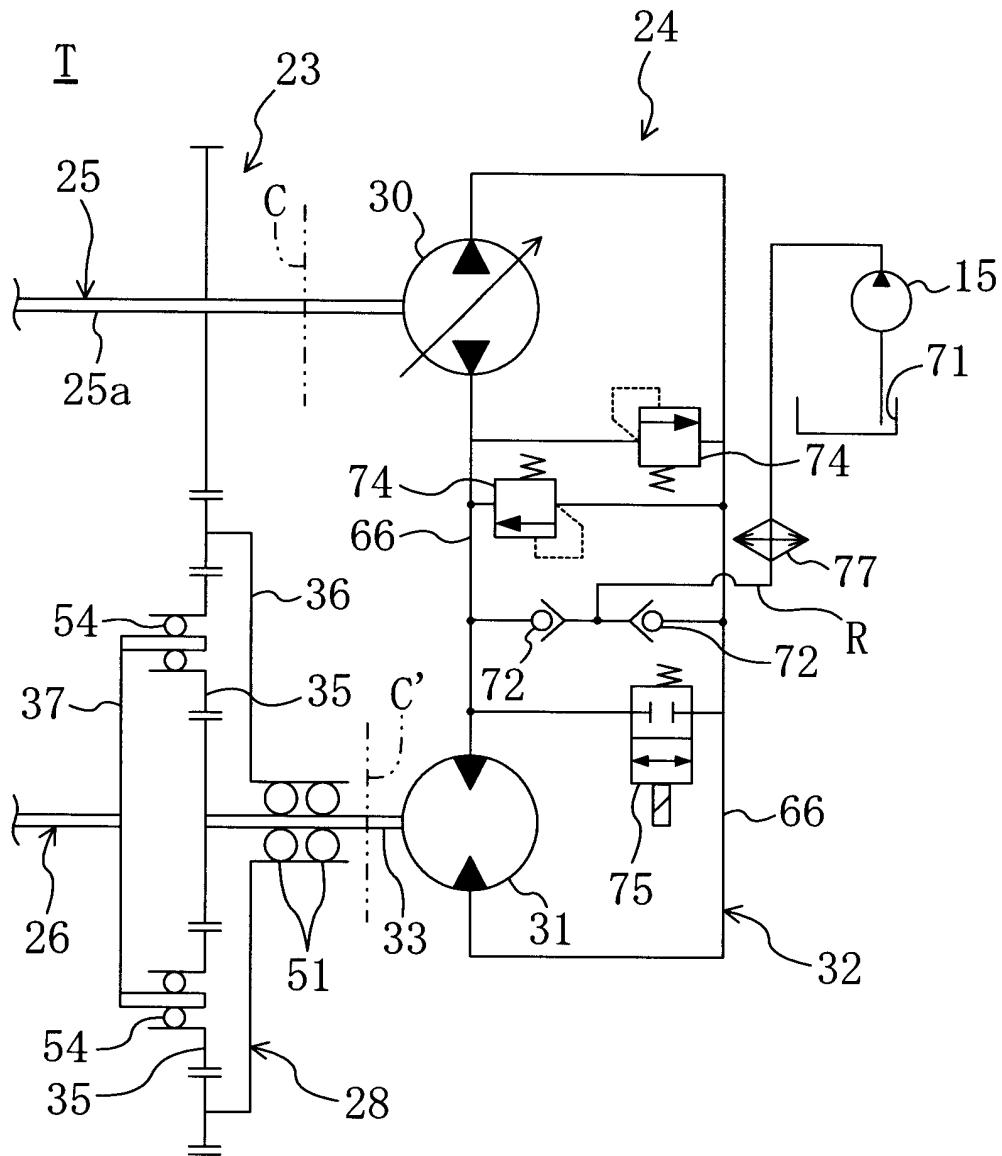


图 6

