(19)中华人民共和国国家知识产权局

(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105128934 B
(45)授权公告日 2016.05.04

(21)申请号 201510589386.9

(22)申请日 2015.09.16

(73)专利权人 湖南农业大学
地址 410000 湖南省长沙市芙蓉区农大路1号

(72)发明人 孙松林 肖名涛

(74)专利代理机构 南昌新天下专利商标代理有限公司 36115
代理人 薛端石

(51)Int.Cl.
B62D 11/06(2006.01)
B60K 17/08(2006.01)

(56)对比文件
CN 101608684 A,2009.12.23, 全文.
CN 1389360 A,2003.01.08, 全文.
CN 103697119 A,2014.04.02, 全文.
FR 2921423 A1,2009.03.27, 全文.
CN 204937225 U,2016.01.06, 权利要求1-9.

审查员 张玉兵

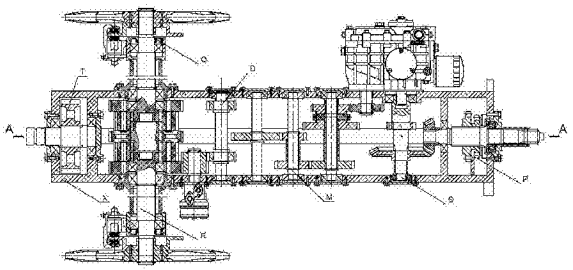
权利要求书3页 说明书9页 附图14页

(54)发明名称

双动力输入和差动式转向履带车辆变速器

(57)摘要

双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，其中，动力输入机构、双动力输入机构、中间传动机构、差速式驱动机构及PTO动力输出机构均安装在箱体上；左履带驱动机构、右履带驱动机构结构相同对称安装在箱体两侧，动力输入机构分别与PTO动力输出机构、双动力输入机构连接，双动力输入机构传输与中间传动机构连接，中间传动机构与差速式驱动机构连接，由差速式驱动机构将动力输出驱动左履带驱动机构与右履带驱动机构；通过转换结合套解决了机械直接传动与液压无极式结合的问题，有效提高传动效率高与履带车辆的操控性能；同时采用液压马达控制驱动轮两侧行星齿轮机构的行星架齿轮正反转以改变行驶驱动动力输出轴两端转速，进而实现转向。



CN 105128934 B

1.双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，包括动力输入机构、双动力输入机构、中间传动机构、差速式驱动机构、左履带驱动机构、右履带驱动机构、PTO动力输出机构及箱体；其特征在于，动力输入机构、双动力输入机构、中间传动机构、差速式驱动机构及PTO动力输出机构均安装在箱体上；左履带驱动机构、右履带驱动机构结构相同对称安装在箱体两侧；各机构具体连接结构如下：

动力输入机构与PTO动力输出机构连接；其中，动力输入第一轴一端安装在输入端盖上，另一端安装在箱体上，输入端盖紧固安装于箱体上；动力输入第一轴上套装有双联滑移换挡齿轮，PTO双联滑移换挡齿轮上插装有动力换挡拨叉，并在动力输入第一轴一侧端部安装有动力输入锥齿轮；同时在位于动力输入锥齿轮上端的动力输入第一轴上套装有套筒，用于调整动力输入第一轴的轴间间隙并对动力输入锥齿轮进行限位；

PTO动力传动轴一端安装在PTO动力外端盖上，另一端安装在PTO动力内端盖内，且PTO动力外端盖与PTO动力内端盖分别紧固安装于箱体上；并在PTO动力传动轴上安装有PTO双联换挡齿轮与PTO主减速主动齿轮；

PTO输出轴一端安装在输出外端盖上，另一端安装在输出内端盖上，输出外端盖与输出内端盖紧固安装于箱体上，PTO主减速从动齿轮套装在PTO输出轴上，并在位于输出外端盖一侧的PTO输出轴上安装有套筒，用于调整PTO输出轴的轴间间隙并对PTO主减速从动齿轮进行限位；

PTO双联滑移换挡齿轮与PTO双联换挡齿轮啮合，PTO主减速主动齿轮与PTO主减速从动齿轮啮合

左履带驱动机构中，左履带驱动轴一端安装在驱动端盖内，另一端安装有履带驱动齿盘，驱动端盖紧固安装于箱体上；制动盘套装在左履带驱动轴上，且安装在履带驱动齿盘上，制动盘一侧安装有制动蹄片，制动蹄片下方安装有制动器；同时在左履带驱动轴上还套装有支撑前套与支撑中套，支撑中套一端与支撑前套连接，另一端与驱动端盖连接；

中间传动机构中，中间轴两端结构相同，分别安装在传动端盖内，传动端盖紧固安装于箱体上，中间轴上套装有中间轴传动齿轮与中间轴从动齿轮；换向轴两端结构相同，分别安装在传动端盖内，传动端盖紧固安装于箱体上，换向齿轮安装在换向轴上，且与中间轴传动齿轮啮合；

双动力输入机构中，静液压无级变速器安装在箱体一侧，并在静液压无级变速器上设置有静液压无级变速器动力输入轴与静液压无级变速器动力输出轴，静液压无级变速器动力输入轴嵌套于动力输入第二轴一端，动力输入第二轴另一端安装在动力端盖内，动力端盖紧固安装于箱体上；静液压无级变速器动力输出轴上套装有静液压无级变速器动力输出齿轮，机械挡主动齿轮与从动锥齿轮套装在动力输入第二轴上，且通过卡环进行限位，从动锥齿轮与套装在动力输入第一轴上的动力输入锥齿轮啮合；第三轴两端分别安装在轴端盖内，轴端盖紧固安装于箱体上；第三轴机械挡齿轮、第三轴无级挡齿轮空套在第三轴上端滑动空转状态，第三轴下端套装有第三轴输入齿轮，双动力输入花键毂位于第三轴机械挡齿轮与第三轴无级挡齿轮之间，并通过花键套装在第三轴上，结合套设置在双动力输入花键毂上，变速换挡拨叉安装在结合套上；此外，第三轴无级挡齿轮与静液压无级变速器动力输出齿轮啮合，第三轴机械挡齿轮与机械挡主动齿轮啮合；

差速式驱动机构中，转向轴两端分别安装在换向端盖内，换向端盖紧固安装于箱体上，

并在转向轴上套装有差速转向左侧齿轮与换向惰轮，液压马达安装在转向轴与太阳轮式支撑轴之间的箱体上，太阳轮式支撑轴一端套装在左履带驱动轴内，另一端套装在右履带驱动轴内，用于将动力输出以驱动左履带驱动机构与右履带驱动机构行走；太阳轮式支撑轴外端面加工有外齿，此外齿用于起着行星齿轮机构的太阳轮作用，太阳轮式支撑轴中部套装有主减速从动齿轮，主减速从动齿轮一侧设置有右侧行星齿轮机构，另一侧设置有左侧行星齿轮机构，液压马达的马达驱动轴上安装有马达齿轮，马达齿轮与换向惰轮啮合。

2.根据权利要求1所述的双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，输入端盖内安装有用于对动力输入第一轴进行密封的密封圈。

3.根据权利要求1所述的双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，输入端盖内安装有用于对动力输入第一轴进行限位的卡环。

4.根据权利要求1所述的双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，安装有履带驱动齿盘端的左履带驱动轴两侧分别安装有卡环。

5.根据权利要求1所述的双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，支撑前套内安装有深沟球轴承，深沟球轴承上方设置有唇型密封圈。

6.根据权利要求1所述的双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，位于从动锥齿轮下方的动力输入第二轴上套装有套筒。

7.根据权利要求1所述的双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，太阳轮式支撑轴两端分别设置有滚针轴承。

8.根据权利要求1所述的双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，左侧行星齿轮机构中，左行星齿轮套装在左行星齿轮支撑轴上，且沿左行星齿轮固定架在圆周上均分四组对称布置，左行星齿轮固定架通过滑动轴承套安装在太阳轮式支撑轴上，左行星架齿轮挂接在太阳轮式支撑轴、左履带驱动轴的外齿上，并通过换向惰轮与马达齿轮啮合。

9.根据权利要求1所述的双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，右侧行星齿轮机构中，右行星齿轮套装在右行星齿轮支撑轴上，且沿右行星齿轮固定架在圆周上均分四组对称布置，右行星齿轮固定架通过滑动轴承套安装在太阳轮式支撑轴上，右行星架齿轮挂接在太阳轮式支撑轴、右履带驱动轴的外齿上，并与马达齿轮啮合。

10.根据权利要求1～9任一项所述的双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，其特征在于，当向左侧转向时，差速转向左侧齿轮与左行星齿轮啮合，当向右侧转向时，马达齿轮与左行星齿轮啮合；同时向上滑动变速换挡拨叉时，结合套上移，固定在双动力输入花键毂与第三轴无级挡齿轮上，动力由静液压无级变速器动力输出齿轮传递至第三轴无级挡齿轮再传递至双动力输入花键毂，而后传递至第三轴输入齿轮，此时变速器为静液压无级挡，变速器可输出无级变速的前进挡和倒车挡；向下滑动变速换挡拨叉，结合套下移，固定在双动力输入花键毂与第三轴机械挡齿轮上，动力由静液压无级变速器动力输出齿轮传递至第三轴机械挡齿轮再传递至双动力输入花键毂，而后传递至第三轴输入齿轮，此时变速器为机械挡；

由于液压马达一端直接驱动右行星架齿轮，另一端通过换向惰轮换向后驱动左行星架齿轮，且马达齿轮与差速转向左侧齿轮的模数、齿数相同，故当液压马达驱动时，左行星架齿轮、右行星架齿轮转速相等，而方向相反，以组成由液压马达驱动的行星齿轮架差速式转

向机构；

当行星齿轮架差速式转向机构等速锁止输出时，动力由主减速从动齿轮输入传输至太阳轮式支撑轴，太阳轮式支撑轴左端至左行星齿轮，由左行星齿轮传输至左履带驱动轴，太阳轮式支撑轴右端至右行星齿轮，右行星齿轮传输至右履带驱动轴；等速输出时，液压马达不工作，当液压马达不转动时差速转向左侧齿轮与换向惰轮的作用力大小相等，方向相反，转向轴自锁，左行星架齿轮、右行星架齿轮固定，左行星齿轮在左行星齿轮支撑轴上自转，右行星齿轮在右行星齿轮支撑轴上自转，此时左履带驱动轴、右履带驱动轴等速输出；

当行星齿轮架差速式转向机构差速转向输出时，液压马达转动，左行星架齿轮、右行星架齿轮的输入方向相反，输出转速相等的动力，此动力与等速锁止输出产生复合运动，促使左行星齿轮既围绕左行星齿轮支撑轴自转也围绕太阳轮式支撑轴公转，右行星齿轮既围绕右行星齿轮支撑轴自转也围绕太阳轮式支撑轴公转，而其两侧公转的方向相同，既使得一侧的左履带驱动轴转速增加，而另一侧右履带驱动轴的转速降低，进而实现转向。

双动力输入和差动式转向履带车辆变速器

技术领域

[0001] 本发明涉及履带车辆驱动技术领域，尤其涉及一种双动力输入和差动式转向履带车辆变速器。

背景技术

[0002] 我国是世界上最大的水稻生产和消费国，年种植面积约2860万公顷，占全球水稻种植面积的1/5，年产稻米1.85亿吨，占世界总产量的1/3，南方稻田区域主要包含湖南、江西、广东、广西等十省，水稻产量占全国60%以上，是我国水稻的主产区。南方稻田主要种植水稻和油菜作物，而稻田中几乎常年积水，冬季无冰冻，土地湿润，土壤承载能力差，轮式作业机械进入稻田后，下陷量大，车轮最低接地点超过犁底层，进入导致轮齿破坏犁底层结构，造成犁底层松软。且随着轮式作业机械反复作业后，犁底层深度不断加深，每耕作一次，将促使耕作犁底泥层加深一次，当犁底层加深后，就需要更大直径车轮和更大马力、重量的作业机械带动，进而造成恶性循环，使水田成为深泥脚田，最后到一定程度时，易导致耕田机具、插秧机、联合收割机等机械无法下田作业。淹水稻田虽然可以提高作物产量，降低重金属污染，减少化肥用量和保护农田水土，但是在水稻收割季附近持续淹水将使得稻田更加松软，传统轮式农业机械进入稻田极易出现打滑或陷车，进而无法完成基本作业。

[0003] 由于履带车辆的接地面积大，且履带的接地比压小，其数值与人的接地比压接近，特别适合南方稻田作业，目前南方稻田的履带式作业车辆主要有履带式拖拉机、履带式收割机；然而这些履带车辆的变速传动系统通常采用两种类型，一种是纯机械式动力传动系统传递动力，其具有结构简单、效率高等优点，但是纯机械式动力传动机构，换挡操作复杂，同时由于农机操作者通常不具备驾驶汽车或拖拉机的技能，对离合器、油门、换挡的配合难以掌控，进而限制了拖拉机的发展；第二种是采用液压泵-马达一体系统实现了履带拖拉机的无极驱动系统，由于采用无极驱动系统的履带拖拉机驾驶操作性得到了提高，农机操作者不用参加专业的技术培训，仅需简单训练即可掌握驾驶技能，因而被广大用户所接受，并取得了非常好的效果，但加入液压系统后，提高了操作系统的复杂性和制造成本。在日常生产使用过程中履带式拖拉机通常要挂接农机具，而农机具在田间作业时，发动机一般处于大油门状态，接近于发动机额定工况，车速变化小，机械的功率与扭矩都比较大，如此易导致液压系统存在能耗高、发热量大、高温稳定性差等问题，甚至不能实现铧式犁耕作业，严重限制了履带式拖拉机的应用范围，也增加了能量消耗。

[0004] 同时由于履带车辆行驶系统的工作原理与两轮式农业机械的行驶工作原理类似，变速器通常集成了转向、差速、主减速、制动等一种或多种功能；但至少集成有转向功能，其转向功能通常采用转向拉杆操作牙嵌式离合器与多盘式制动器的转向方案，具体实现过程是：当履带式拖拉机车辆向左转向时，驾驶员操作左转向拉杆使左侧牙嵌式离合器分离与左侧输出轴制动，由于履带拖拉机车辆左侧传动动力中断并制动停止旋转，此时在拖拉机右侧动力的驱动下，机具向左侧实现转向；同理可实现右侧转向，然而这种转向机构采用分离和结合牙嵌式离合器与制动器实现，其转向精度低，转向操控性差。

发明内容

[0005] 本发明所解决的技术问题在于提供一种双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，以解决上述背景技术中的缺点。

[0006] 本发明所解决的技术问题采用以下技术方案来实现：

[0007] 双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，包括动力输入机构、双动力输入机构、中间传动机构、差速式驱动机构、左履带驱动机构、右履带驱动机构、PTO动力输出机构及箱体；其中，动力输入机构、双动力输入机构、中间传动机构、差速式驱动机构及PTO动力输出机构均安装在箱体上；左履带驱动机构、右履带驱动机构结构相同对称安装在箱体两侧，动力输入机构分别与PTO动力输出机构、双动力输入机构连接，经动力输入机构输入的动力，一部分动力由PTO动力输出机构输出，通过PTO动力输出机构将动力传递给外部作业部分，另一部分动力经双动力输入机构传输至中间传动机构，中间传动机构与差速式驱动机构连接，由差速式驱动机构将动力输出驱动左履带驱动机构与右履带驱动机构；动力输入机构用于实现高速与低速切换，双动力输入机构用于前进挡、倒挡的输出，差速式驱动机构用于实现转向控制；各机构具体连接结构如下：

[0008] 动力输入机构与PTO动力输出机构连接；其中，动力输入第一轴一端安装在输入端盖上，另一端安装在箱体上，输入端盖紧固安装于箱体上；动力输入第一轴上套装有双联滑移换挡齿轮，PTO双联滑移换挡齿轮上插装有动力换挡拨叉，并在动力输入第一轴一侧端部安装有动力输入锥齿轮；同时在位于动力输入锥齿轮上端的动力输入第一轴上套装有套筒，用于调整动力输入第一轴的轴间间隙并对动力输入锥齿轮进行限位；

[0009] PTO动力传动轴一端安装在PTO动力外端盖上，另一端安装在PTO动力内端盖内，且PTO动力外端盖与PTO动力内端盖分别紧固安装于箱体上；并在PTO动力传动轴上安装有PTO双联换挡齿轮与PTO主减速主动齿轮；

[0010] PTO输出轴一端安装在输出外端盖上，另一端安装在输出内端盖上，输出外端盖与输出内端盖紧固安装于箱体上，且在输出外端盖内安装有用于对PTO输出轴进行密封的密封圈，PTO主减速从动齿轮套装在PTO输出轴上，并在位于输出外端盖一侧的PTO输出轴上安装有套筒，用于调整PTO输出轴的轴间间隙并对PTO主减速从动齿轮进行限位；

[0011] PTO双联滑移换挡齿轮与PTO双联换挡齿轮啮合，PTO主减速主动齿轮与PTO主减速从动齿轮啮合；通过拨动动力换挡拨叉左右滑动PTO双联滑移换挡齿轮，以实现PTO输出轴高速与低速切换；

[0012] 左履带驱动机构中，左履带驱动轴一端安装在驱动端盖内，另一端安装有履带驱动齿盘，驱动端盖紧固安装于箱体上；制动盘套装在左履带驱动轴上，且安装在履带驱动齿盘上，制动盘一侧安装有制动蹄片，制动蹄片下方安装有制动器；同时在左履带驱动轴上还套装有支撑前套与支撑中套，支撑中套一端与支撑前套连接，另一端与驱动端盖连接；

[0013] 中间传动机构中，中间轴两端结构相同，分别安装在传动端盖内，传动端盖紧固安装于箱体上，中间轴上套装有中间轴传动齿轮与中间轴从动齿轮；换向轴两端结构相同，分别安装在传动端盖内，传动端盖紧固安装于箱体上，换向齿轮安装在换向轴上，且与中间轴传动齿轮啮合；

[0014] 双动力输入机构中，静液压无级变速器安装在箱体一侧，并在静液压无级变速器

上设置有静液压无级变速器动力输入轴与静液压无级变速器动力输出轴，静液压无级变速器动力输入轴嵌套于动力输入第二轴一端，动力输入第二轴另一端安装在动力端盖内，动力端盖紧固安装于箱体上；静液压无级变速器动力输出轴上套装有静液压无级变速器动力输出齿轮，机械挡主动齿轮与从动锥齿轮套装在动力输入第二轴上，且通过卡环进行限位，从动锥齿轮与套装在动力输入第一轴上的动力输入锥齿轮啮合；第三轴两端分别安装在轴端盖内，轴端盖紧固安装于箱体上；第三轴机械挡齿轮、第三轴无级挡齿轮空套在第三轴上端滑动空转状态，第三轴下端套装有第三轴输入齿轮，双动力输入花键毂位于第三轴机械挡齿轮与第三轴无级挡齿轮之间，并通过花键套装在第三轴上，结合套设置在双动力输入花键毂上，变速换挡拨叉安装在结合套上；此外，第三轴无级挡齿轮与静液压无级变速器动力输出齿轮啮合，第三轴机械挡齿轮与机械挡主动齿轮啮合；

[0015] 差速式驱动机构中，转向轴两端分别安装在换向端盖内，换向端盖紧固安装于箱体上，并在转向轴上套装有差速转向左侧齿轮与换向惰轮，液压马达安装在转向轴与太阳轮式支撑轴之间的箱体上，太阳轮式支撑轴一端套装在左履带驱动轴内，另一端套装在右履带驱动轴内，用于将动力输出以驱动左履带驱动机构与右履带驱动机构行走；太阳轮式支撑轴外端面加工有外齿，此外齿用于起着行星齿轮机构的太阳轮作用，太阳轮式支撑轴中部套装有主减速从动齿轮，主减速从动齿轮一侧设置有右侧行星齿轮机构，另一侧设置有左侧行星齿轮机构，液压马达的马达驱动轴上安装有马达齿轮，马达齿轮与换向惰轮啮合。

[0016] 在本发明中，输入端盖内安装有用于对动力输入第一轴进行密封的密封圈。

[0017] 在本发明中，输入端盖内安装有用于对动力输入第一轴进行限位的卡环。

[0018] 在本发明中，输出外端盖内安装有用于对PTO输出轴进行密封的密封圈。

[0019] 在本发明中，安装有履带驱动齿盘端的左履带驱动轴两侧分别安装有卡环，用于对左履带驱动轴进行限位。

[0020] 在本发明中，支撑前套内安装有深沟球轴承，深沟球轴承上方设置有唇型密封圈，用于对左履带驱动轴进行密封。

[0021] 在本发明中，中间轴传动齿轮与中间轴从动齿轮之间设置有套筒。

[0022] 在本发明中，位于从动锥齿轮下方的动力输入第二轴上套装有套筒。

[0023] 在本发明中，第三轴机械挡齿轮、第三轴无级挡齿轮分别通过滑动轴承套空套在第三轴上端滑动空转状态。

[0024] 在本发明中，换向惰轮下方的中间轴上套装有套筒。

[0025] 在本发明中，太阳轮式支撑轴两端分别设置有滚针轴承，用于承接左履带驱动轴与右履带驱动轴动态旋转传递动力时的轴向分力。

[0026] 在本发明中，左侧行星齿轮机构中，左行星齿轮套装在左行星齿轮支撑轴上，且沿左行星齿轮固定架在圆周上均分四组对称布置，左行星齿轮固定架通过滑动轴承套安装在太阳轮式支撑轴上，左行星架齿轮挂接在太阳轮式支撑轴、左履带驱动轴的外齿上，并通过换向惰轮与马达齿轮啮合。

[0027] 在本发明中，右侧行星齿轮机构中，右行星齿轮套装在右行星齿轮支撑轴上，且沿右行星齿轮固定架在圆周上均分四组对称布置，右行星齿轮固定架通过滑动轴承套安装在太阳轮式支撑轴上，右行星架齿轮挂接在太阳轮式支撑轴、右履带驱动轴的外齿上，并与马

达齿轮啮合。

[0028] 在本发明中，主减速从动齿轮的内花键为齿形花键，与太阳轮式支撑轴外端面的外齿结合组成一对花键。

[0029] 在本发明中，当向左侧转向时，差速转向左侧齿轮与左行星齿轮啮合，当向右侧转向时，马达齿轮与左行星齿轮啮合；同时向上滑动变速换挡拨叉时，结合套上移，固定在双动力输入花键毂与第三轴无级挡齿轮上，动力由静液压无级变速器动力输出齿轮传递至第三轴无级挡齿轮再传递至双动力输入花键毂，而后传递至第三轴输入齿轮，此时变速器为静液压无级挡，变速器可输出无级变速的前进挡和倒车挡；向下滑动变速换挡拨叉，结合套下移，固定在双动力输入花键毂与第三轴机械挡齿轮上，动力由静液压无级变速器动力输出齿轮传递至第三轴机械挡齿轮再传递至双动力输入花键毂，而后传递至第三轴输入齿轮，此时变速器为机械挡；

[0030] 由于液压马达一端直接驱动右行星架齿轮，另一端通过换向惰轮换向后驱动左行星架齿轮，且马达齿轮与差速转向左侧齿轮的模数、齿数相同，故当液压马达驱动时，左行星架齿轮、右行星架齿轮转速相等，而方向相反，以组成由液压马达驱动的行星齿轮架差速式转向机构；

[0031] 当行星齿轮架差速式转向机构等速锁止输出时，动力由主减速从动齿轮输入传输至太阳轮式支撑轴，太阳轮式支撑轴左端至左行星齿轮，由左行星齿轮传输至左履带驱动轴，太阳轮式支撑轴右端至右行星齿轮，右行星齿轮传输至右履带驱动轴；等速输出时，液压马达不工作，当液压马达不转动时差速转向左侧齿轮与换向惰轮的作用力大小相等，方向相反，转向轴自锁，左行星架齿轮、右行星架齿轮固定，左行星齿轮在左行星齿轮支撑轴上自转，右行星齿轮在右行星齿轮支撑轴上自转，此时左履带驱动轴、右履带驱动轴等速输出；

[0032] 当行星齿轮架差速式转向机构差速转向输出时，液压马达转动，左行星架齿轮、右行星架齿轮的输入方向相反，输出转速相等的动力，此动力与等速锁止输出产生复合运动，促使左行星齿轮既围绕左行星齿轮支撑轴自转也围绕太阳轮式支撑轴公转，右行星齿轮既围绕右行星齿轮支撑轴自转也围绕太阳轮式支撑轴公转，而其两侧公转的方向相同，既使得一侧的左履带驱动轴转速增加，而另一侧右履带驱动轴的转速降低，进而实现转向。

[0033] 有益效果：本发明采用机械直接传动与液压无级传动并联连接方式，通过转换结合套解决了机械直接传动与液压无极式结合的问题，有效提高传动效率高与履带车辆的操控性能；同时采用液压马达控制驱动轮两侧行星齿轮机构的行星架齿轮正反转以改变行驶驱动动力输出轴两端转速，进而实现转向，此转向结构可通过调节液压马达转速实现精准转向，甚至田间原地调头，且方便实现远程机电液一体化控制，有效克服现有履带车辆行驶侧偏阻力、田头转向壅泥严重、操控困难等问题。

附图说明

[0034] 图1为本发明的较佳实施例的结构示意图。

[0035] 图2为图1中A-A处剖视图。

[0036] 图3为本发明的较佳实施例中的动力输入机构与PTO动力输出机构结构示意图。

[0037] 图4为图1中C-C处剖视图。

[0038] 图5为本发明的较佳实施例中的左履带驱动机构结构示意图。

[0039] 图6为本发明的较佳实施例中的中间传动机构结构示意图。

[0040] 图7为本发明的较佳实施例中的双动力输入机构结构示意图。

[0041] 图8为图7中H-H处剖视图。

[0042] 图9为图7中I-I处剖视图。

[0043] 图10为图7中J-J处剖视图。

[0044] 图11为图7中K-K处剖视图。

[0045] 图12为本发明的较佳实施例中的差速式驱动机构结构示意图。

[0046] 图13为图12中U-U处剖视图。

[0047] 图14为图12中V-V处剖视图。

[0048] 图15为图12中W-W处剖视图。

[0049] 图16为图12中Y-Y处剖视图。

[0050] 图17为图12中Z-Z处剖视图。

[0051] 图18为本发明的较佳实施例中的左侧行星齿轮机构结构示意图。

[0052] 图19为本发明的较佳实施例中的右侧行星齿轮机构结构示意图。

具体实施方式

[0053] 为了使本发明实现的技术手段、创作特征、达成目的与功效易于明白了解，下面结合具体图示，进一步阐述本发明。

[0054] 参见图1~图2的双动力输入和差动式转向履带车辆变速器，包括动力输入机构P、双动力输入机构S、中间传动机构M、差速式驱动机构D、左履带驱动机构Q、右履带驱动机构R、PTO动力输出机构T及箱体X；其中，动力输入机构P、双动力输入机构S、中间传动机构M、差速式驱动机构D及PTO动力输出机构T均安装在箱体X上，箱体X两侧对称安装有结构相同的左履带驱动机构Q与右履带驱动机构R；动力输入机构P分别与PTO动力输出机构T、双动力输入机构S连接，经动力输入机构P输入的动力，一部分动力由PTO动力输出机构T输出，通过PTO动力输出机构T将动力传递给外部作业部分，另一部分动力经双动力输入机构S传输至中间传动机构M，中间传动机构M与差速式驱动机构D连接，由差速式驱动机构D将动力输出驱动左履带驱动机构Q与右履带驱动机构R；动力输入机构P用于实现高速与低速切换，双动力输入机构S用于前进挡、倒挡的输出，差速式驱动机构D用于实现转向控制。

[0055] 参见图3~4所示，动力输入机构P包括动力输入锥齿轮P1、PTO双联滑移换挡齿轮P2、动力输入第一轴P3、动力换挡拨叉P4、PTO双联换挡齿轮P5、PTO动力传动轴P6；PTO动力输出机构T包括PTO输出轴T1、PTO主减速从动齿轮T2、PTO主减速主动齿轮T3；输入端盖G1、卡环G2、密封圈G3、推力轴承G4、螺栓G5、深沟球轴承G6、套筒G7、输出外端盖G11、PTO动力外端盖G17、PTO动力内端盖G18、输出内端盖G19；动力输入第一轴P3一端通过推力轴承G4安装在输入端盖G1上，另一端通过深沟球轴承G6安装在箱体X上，输入端盖G1通过螺栓G5紧固安装于箱体X上，且在输入端盖G1内安装有用于对动力输入第一轴P3进行密封的密封圈G3和用于对推力轴承G4进行孔向定位的卡环G2；动力输入第一轴P3上套装有PTO双联滑移换挡齿轮P2，PTO双联滑移换挡齿轮P2上插装有动力换挡拨叉P4，并在动力输入第一轴P3一侧端部安装有动力输入锥齿轮P1，同时在位于动力输入锥齿轮P1上端的动力输入第一轴P3上套

装有套筒G7，用于调整动力输入第一轴P3的轴间间隙并对动力输入锥齿轮P1进行限位；

[0056] PTO动力传动轴P6一端通过深沟球轴承G6安装在PTO动力外端盖G17内，另一端通过深沟球轴承G6安装在PTO动力内端盖G18内，且PTO动力外端盖G17与PTO动力内端盖G18分别通过螺栓G5紧固安装于箱体X上，用于对深沟球轴承G6进行限位，PTO双联换挡齿轮P5套装在PTO动力传动轴P6一端，PTO动力传动轴P6另一端套装有PTO主减速主动齿轮T3；

[0057] PTO输出轴T1一端通过深沟球轴承G6安装在输出外端盖G11上，另一端通过深沟球轴承G6安装在输出内端盖G19上，输出外端盖G11与输出内端盖G19用于对深沟球轴承G6进行限位，并通过螺栓G5紧固安装于箱体X上，且在输出外端盖G11内安装有用于对PTO输出轴T1进行密封的密封圈G3，PTO主减速从动齿轮T2套装在PTO输出轴T1上，并在位于输出外端盖G11一侧的PTO输出轴T1上安装有套筒G7，用于调整PTO输出轴T1的轴间间隙并对PTO主减速从动齿轮T2进行限位；

[0058] PTO双联滑移换挡齿轮P2与PTO双联换挡齿轮P5啮合，PTO主减速主动齿轮T3与PTO主减速从动齿轮T2啮合。

[0059] PTO双联滑移换挡齿轮P2在动力输入第一轴P3上从左至右移动，以实现挡位高、低挡切换，如图4所示，以低挡为例说明其传动路线：PTO双联滑移换挡齿轮P2的右侧齿轮与PTO双联换挡齿轮P5的右侧齿轮啮合→PTO双联换挡齿轮P5带动PTO动力传动轴P6旋转→PTO动力传动轴P6带动PTO主减速主动齿轮T3旋转传递动力→PTO主减速主动齿轮T3与PTO主减速从动齿轮T2啮合→PTO主减速从动齿轮T2带动PTO输出轴T1旋转，该传动过程整体为减速传动；通过拨动动力换挡拨叉P4左右滑动PTO双联滑移换挡齿轮P2，以实现PTO输出轴T1高速与低速切换。

[0060] 参见图5所示，左履带驱动机构Q包括左履带驱动轴Q1、履带驱动齿盘Q2、制动盘Q3、支撑前套Q4、支撑中套Q5、制动器Q6、制动蹄片Q7、卡环G2、螺栓G5、深沟球轴承G6、唇型密封圈G8、驱动端盖G12；左履带驱动轴Q1一端通过深沟球轴承G6安装在驱动端盖G12内，另一端安装有履带驱动齿盘Q2，驱动端盖G12通过螺栓G5紧固安装于箱体X上，并在安装有履带驱动齿盘Q2端的左履带驱动轴Q1两侧分别安装有卡环G2，用于对左履带驱动轴Q1进行限位；制动盘Q3套装在左履带驱动轴Q1上，且通过螺栓G5安装在履带驱动齿盘Q2上，制动盘Q3一侧安装有制动蹄片Q7，制动蹄片Q7下方安装有制动器Q6；同时在左履带驱动轴Q1上还套装有支撑前套Q4与支撑中套Q5，支撑中套Q5一端与支撑前套Q4连接，另一端与驱动端盖G12连接，支撑前套Q4内安装有深沟球轴承G6，深沟球轴承G6上方设置有唇型密封圈G8，用于对左履带驱动轴Q1进行密封；

[0061] 左履带驱动机构Q与右履带驱动机构R结构相同，且关于主减速从动齿轮D10对称。

[0062] 参见图6所示，中间传动机构M包括中间轴M1、中间轴传动齿轮M2、中间轴从动齿轮M3、换向齿轮M4、换向轴M5、卡环G2、螺栓G5、深沟球轴承G6、套筒G7及传动端盖G13；中间轴M1、换向轴M5两端结构相同，分别通过深沟球轴承G6安装在传动端盖G13内，传动端盖G13通过螺栓G5紧固安装于箱体X上，并在中间轴M1上套装有套筒G7，中间轴传动齿轮M2套装在位于套筒G7上方的中间轴M1上，且与换向齿轮M4啮合，换向齿轮M4安装在换向轴M5上，中间轴从动齿轮M3套装在位于套筒G7下方的中间轴M1上；同时在中间轴M1与换向轴M5上分别安装有卡环G2，用于换向齿轮M4与中间轴传动齿轮M2限位；增加换向轴M5的目的用于改变机械挡位，由于该变速器安装在发动机上后，机械挡经过此次换向，才能使得发动机旋转，履带

车辆向前行驶，否则车履带辆的机械挡将一直处于倒挡状态。

[0063] 参见图7~11所示，双动力输入机构S包括静液压无级变速器S1、静液压无级变速器动力输入轴S2、机械挡主动齿轮S3、动力输入第二轴S4、从动锥齿轮S5、静液压无级变速器动力输出齿轮S6、静液压无级变速器动力输出轴S7、变速换挡拨叉S8、结合套S9、双动力输入花键毂S10、第三轴S11、第三轴输入齿轮S12、第三轴机械挡齿轮S13、第三轴无级挡齿轮S14、卡环G2、推力轴承G4、螺栓G5、深沟球轴承G6、套筒G7、滑动轴承套G10、动力端盖G14、轴端盖G15；静液压无级变速器S1安装在箱体X一侧，并在静液压无级变速器S1上设置有静液压无级变速器动力输入轴S2与静液压无级变速器动力输出轴S7，静液压无级变速器动力输入轴S2嵌套于动力输入第二轴S4一端内，动力输入第二轴S4另一端通过推力轴承G4安装在动力端盖G14内，动力端盖G14通过螺栓G5紧固安装于箱体X上；静液压无级变速器动力输出轴S7上套装有静液压无级变速器动力输出齿轮S6，机械挡主动齿轮S3与从动锥齿轮S5套装在动力输入第二轴S4上，且通过卡环G2进行限位，并在从动锥齿轮S5下方的动力输入第二轴S4上套装有套筒G7，从动锥齿轮S5与套装在动力输入第一轴P3上的动力输入锥齿轮P1啮合；

[0064] 第三轴S11两端分别通过深沟球轴承G6安装在轴端盖G15内，轴端盖G15通过螺栓G5紧固安装于箱体X上；第三轴机械挡齿轮S13、第三轴无级挡齿轮S14分别通过滑动轴承套G10空套在第三轴S11上呈滑动空转状态，双动力输入花键毂S10位于第三轴机械挡齿轮S13与第三轴无级挡齿轮S14之间，并通过花键套装在第三轴S11上，结合套S9设置在双动力输入花键毂S10上，变速换挡拨叉S8安装在结合套S9上；同时在第三轴S11上套装有套筒G7，套筒G7一端与第三轴机械挡齿轮S13连接，另一端与第三轴输入齿轮S12连接；此外，第三轴无级挡齿轮S14与静液压无级变速器动力输出齿轮S6啮合，第三轴机械挡齿轮S13与机械挡主动齿轮S3啮合；向上滑动变速换挡拨叉S8，结合套S9上移，固定在双动力输入花键毂S10与第三轴无级挡齿轮S14上，动力由静液压无级变速器动力输出齿轮S6传递至第三轴无级挡齿轮S14再传递至双动力输入花键毂S10，而后传递至第三轴输入齿轮S12，此时变速器为静液压无级挡，变速器可输出无级变速的前进挡和倒车挡；向下滑动变速换挡拨叉S8，结合套S9下移，固定在双动力输入花键毂S10与第三轴机械挡齿轮S13上，动力由静液压无级变速器动力输出齿轮S6传递至第三轴机械挡齿轮S13再传递至双动力输入花键毂S10，而后传递至第三轴输入齿轮S12，此时变速器为机械挡，变速器固定输出某一速度的前进挡时不能输出倒车挡，此挡位主要用于履带式车辆田间高效作业；双动力输入，重点为解决田间工作时机械挡高效传动问题和其他工况液压无级变速操控便捷性问题。

[0065] 在本实施例中，采用双动力输入，包括机械挡与静液压无级挡，其两挡动力传输路线如下：

[0066] 机械挡动力传动路线为：动力输入第一轴P3上的动力输入锥齿轮P1与从动锥齿轮S5啮合→从动锥齿轮S5带动动力输入第二轴S4旋转传递动力→机械挡主动齿轮S3旋转→机械挡主动齿轮S3与第三轴机械挡齿轮S13啮合→第三轴机械挡齿轮S13带动第三轴S11旋转→第三轴S11带动第三轴输入齿轮S12旋转→第三轴输入齿轮S12将动力传递给中间传动机构M；

[0067] 静液压无级挡动力传动路线为：动力输入第一轴P3上的的动力输入锥齿轮P1与从动锥齿轮S5啮合→从动锥齿轮S5带动动力输入第二轴S4旋转传递动力→动力从静液压无

级变速器动力输入轴S2传递进静液压无级变速器S1无级变速，而后从静液压无级变速器动力输出轴S7输出→静液压无级变速器动力输出轴S7带动静液压无级变速器动力输出齿轮S6旋转→静液压无级变速器动力输出齿轮S6与第三轴无级挡齿轮S14啮合→第三轴无级挡齿轮S14带动第三轴S11旋转→第三轴S11带动第三轴输入齿轮S12旋转→第三轴输入齿轮S12将动力传递给中间传动机构M。

[0068] 参见图12～19所示，差速式驱动机构D包括差速转向左侧齿轮D1、转向轴D2、换向惰轮D3、液压马达D4、马达驱动轴D5、马达齿轮D6、太阳轮式支撑轴D7、右侧行星齿轮机构D8、左侧行星齿轮机构D9、主减速从动齿轮D10、右行星齿轮支撑轴D81、右行星齿轮D82、右行星架齿轮D83、右行星齿轮固定架D84、左行星齿轮支撑轴D91、左行星齿轮D92、左行星架齿轮D93、左行星齿轮固定架D94及左履带驱动轴Q1、右履带驱动轴R1、卡环G2、推力轴承G4、螺栓G5、深沟球轴承G6、套筒G7、滚针轴承G9、滑动轴承套G10、换向端盖G16；转向轴D2两端分别通过深沟球轴承G6安装在换向端盖G16内，换向端盖G16通过螺栓G5紧固安装于箱体X上，并在转向轴D2上套装有差速转向左侧齿轮D1与换向惰轮D3，换向惰轮D3下方的转向轴D2上套装有套筒G7，液压马达D4安装在转向轴D2与太阳轮式支撑轴D7之间的箱体X上，太阳轮式支撑轴D7一端通过深沟球轴承G6套装在左履带驱动轴Q1内，另一端通过深沟球轴承G6套装在右履带驱动轴R1内，用于将动力输出以驱动左履带驱动机构Q与右履带驱动机构R行走，同时在太阳轮式支撑轴D7两端分别设置有滚针轴承G9，用于承接左履带驱动轴Q1与右履带驱动轴R1动态旋转传递动力时的轴向分力；太阳轮式支撑轴D7外端面加工有外齿，此外齿用于起着行星齿轮机构的太阳轮作用；太阳轮式支撑轴D7中部套装有主减速从动齿轮D10，主减速从动齿轮D10一侧设置有右侧行星齿轮机构D8，另一侧设置有左侧行星齿轮机构D9，液压马达D4的马达驱动轴D5上安装有马达齿轮D6，马达齿轮D6与换向惰轮D3啮合；

[0069] 左侧行星齿轮机构D9中，左行星齿轮D92套装在左行星齿轮支撑轴D91上，且沿左行星齿轮固定架D94在圆周上均分四组对称布置，左行星齿轮固定架D94通过滑动轴承套G10安装在太阳轮式支撑轴D7上，左行星架齿轮D93挂接在太阳轮式支撑轴D7、左履带驱动轴Q1的外齿上，并通过换向惰轮D3与马达齿轮D6啮合；当向左侧转向时，差速转向左侧齿轮D1与左行星齿轮D92啮合，当向右侧转向时，马达齿轮D6与左行星齿轮D92啮合；

[0070] 右侧行星齿轮机构D8中，右行星齿轮D82套装在右行星齿轮支撑轴D81上，且沿右行星齿轮固定架D84在圆周上均分四组对称布置，右行星齿轮固定架D84通过滑动轴承套G10安装在太阳轮式支撑轴D7上，右行星架齿轮D83挂接在太阳轮式支撑轴D7、右履带驱动轴R1的外齿上，并与马达齿轮D6啮合。

[0071] 在本实施例中，主减速从动齿轮D10的内花键为齿形花键，与太阳轮式支撑轴D7外端面的外齿结合，形成一对花键。

[0072] 在本实施例中，左侧行星齿轮机构D9与右侧行星齿轮机构D8互联：由于液压马达D4一端直接驱动右行星架齿轮D83，另一侧通过换向惰轮D3换向后驱动左行星架齿轮D93，且马达齿轮D6与差速转向左侧齿轮D1模数相同、齿数相同，故当液压马达D4驱动时，左行星架齿轮D93、右行星架齿轮D83转速相等，而方向相反，以组成由液压马达D4驱动的行星齿轮架差速式转向机构；其工作原理：

[0073] 1、驱动(等速锁止输出)：

[0074] 动力由主减速从动齿轮D10输入传输至太阳轮式支撑轴D7，太阳轮式支撑轴D7左

端至左行星齿轮D92，由左行星齿轮D92传输至左履带驱动轴Q1，太阳轮式支撑轴D7右端至右行星齿轮D82，右行星齿轮D82传输至右履带驱动轴R1；等速输出时，液压马达D4不工作，当液压马达D4不转动时差速转向左侧齿轮D1和换向惰轮D3的作用力大小相等，方向相反，转向轴D2自锁，左行星架齿轮D93、右行星架齿轮D83固定，左行星齿轮D92在左行星齿轮支撑轴D91上自转，右行星齿轮D82在右行星齿轮支撑轴D81上自转，此时左履带驱动轴Q1、右履带驱动轴R1等速输出；

[0075] 2、差速转向输出：

[0076] 当液压马达D4转动时，左行星架齿轮D93、右行星架齿轮D83的输入方向相反，输出转速相等的动力；此时动力与驱动(等速锁止输出)产生复合运动，促使左行星齿轮D92既围绕左行星齿轮支撑轴D91自转也围绕太阳轮式支撑轴D7公转，右行星齿轮D82既围绕右行星齿轮支撑轴D81自转也围绕太阳轮式支撑轴D7公转，而其两侧公转的方向相同，既使得一侧的左履带驱动轴Q1转速增加，而另一侧右履带驱动轴R1的转速降低，进而实现转向。

[0077] 以上显示和描述了本发明的基本原理和主要特征和本发明的优点。本行业的技术人员应该了解，本发明不受上述实施例的限制，上述实施例和说明书中描述的只是说明本发明的原理，在不脱离本发明精神和范围的前提下，本发明还会有各种变化和改进，这些变化和改进都落入要求保护的本发明范围内。本发明要求保护范围由所附的权利要求书及其等效物界定。

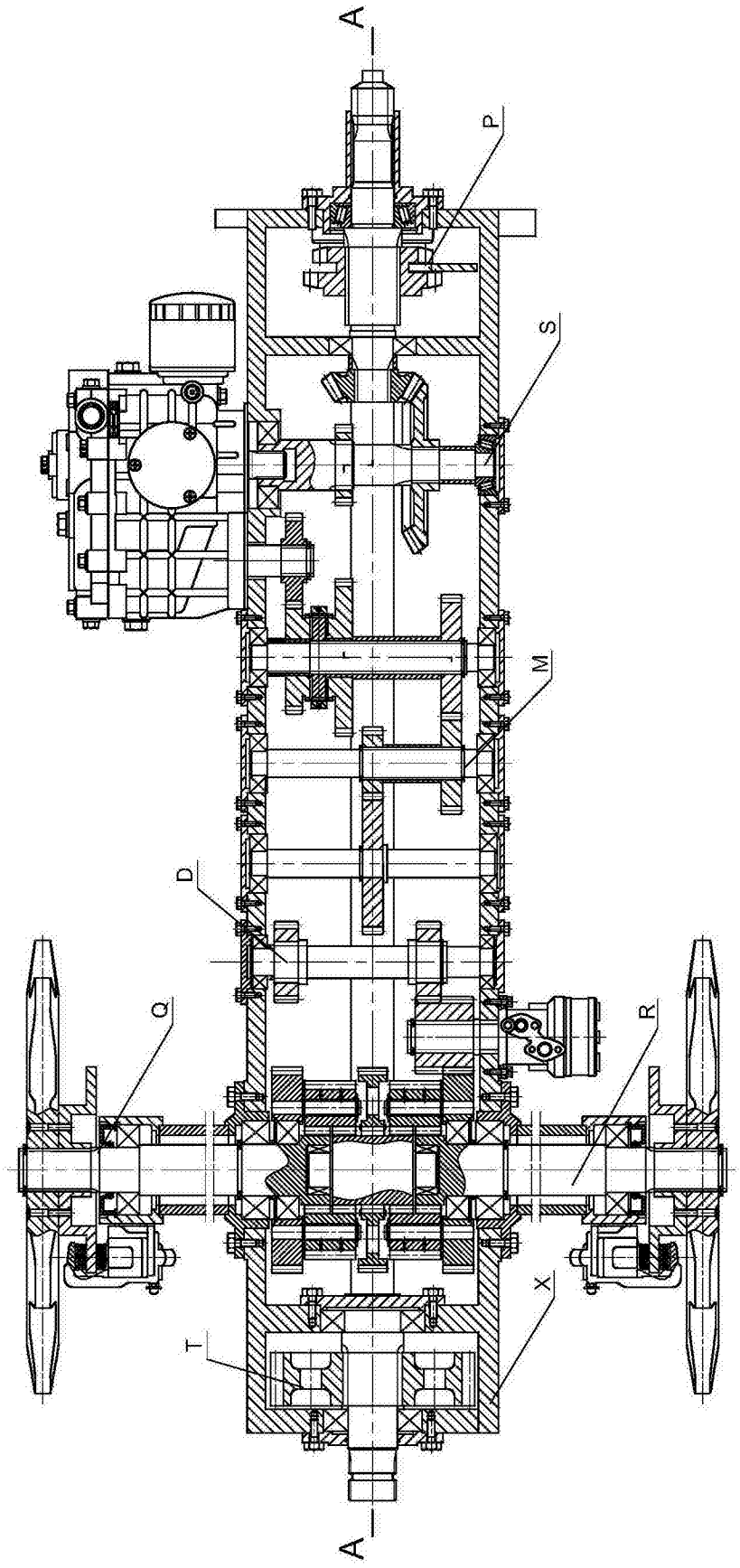


图1

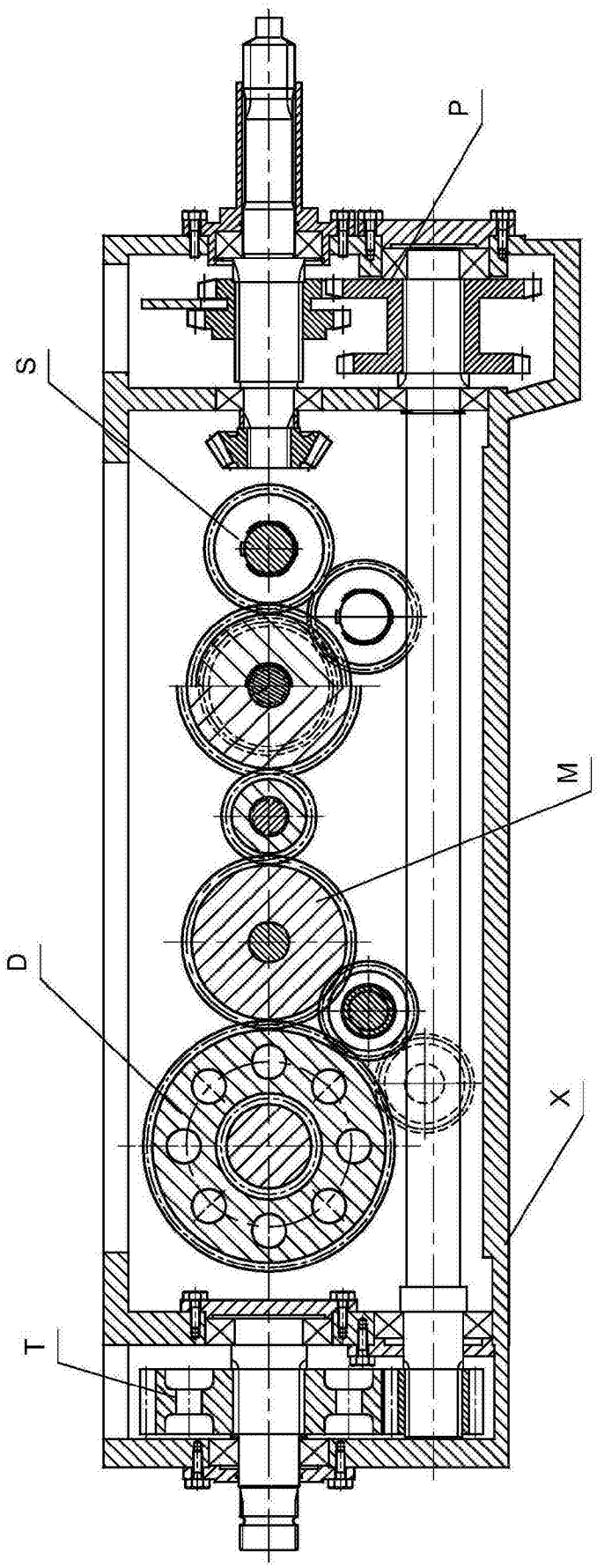


图2

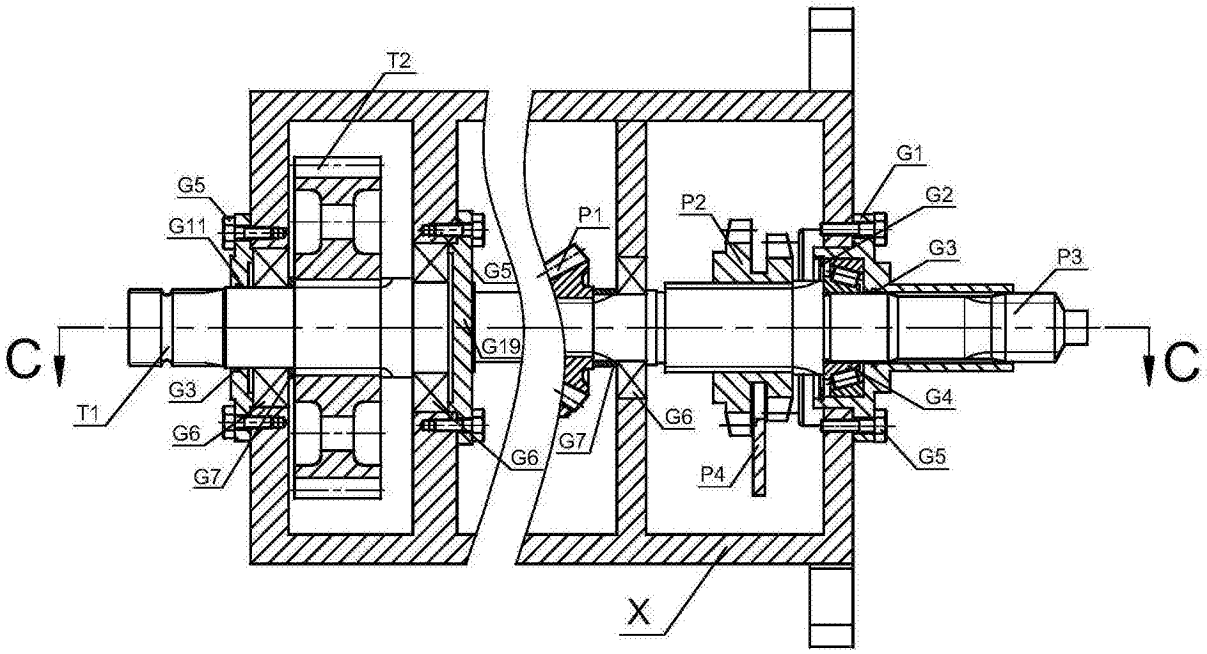

T2
G5
G11
P1
P2
G1
G2
G3
P3
C
C
G5
G19
T1
G3
G6
G7
G6
G7
G6
P4
G4
G5
X

图3

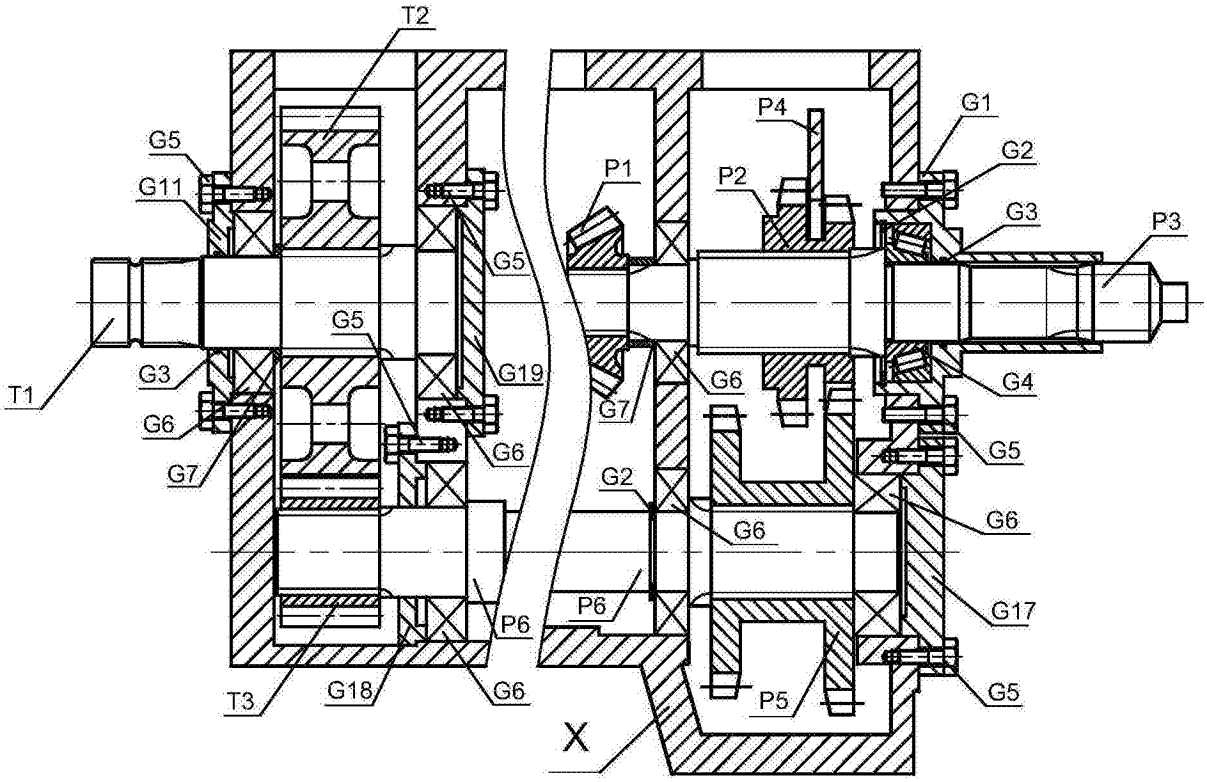

T2
P4
G1
G5
G11
P1
P2
G2
G3
P3
G5
G5
G19
T1
G3
G6
G7
G6
G7
G6
G4
G5
G2
G6
G6
G17
P6
P6
T3
G18
G6
P5
G5
X

图4

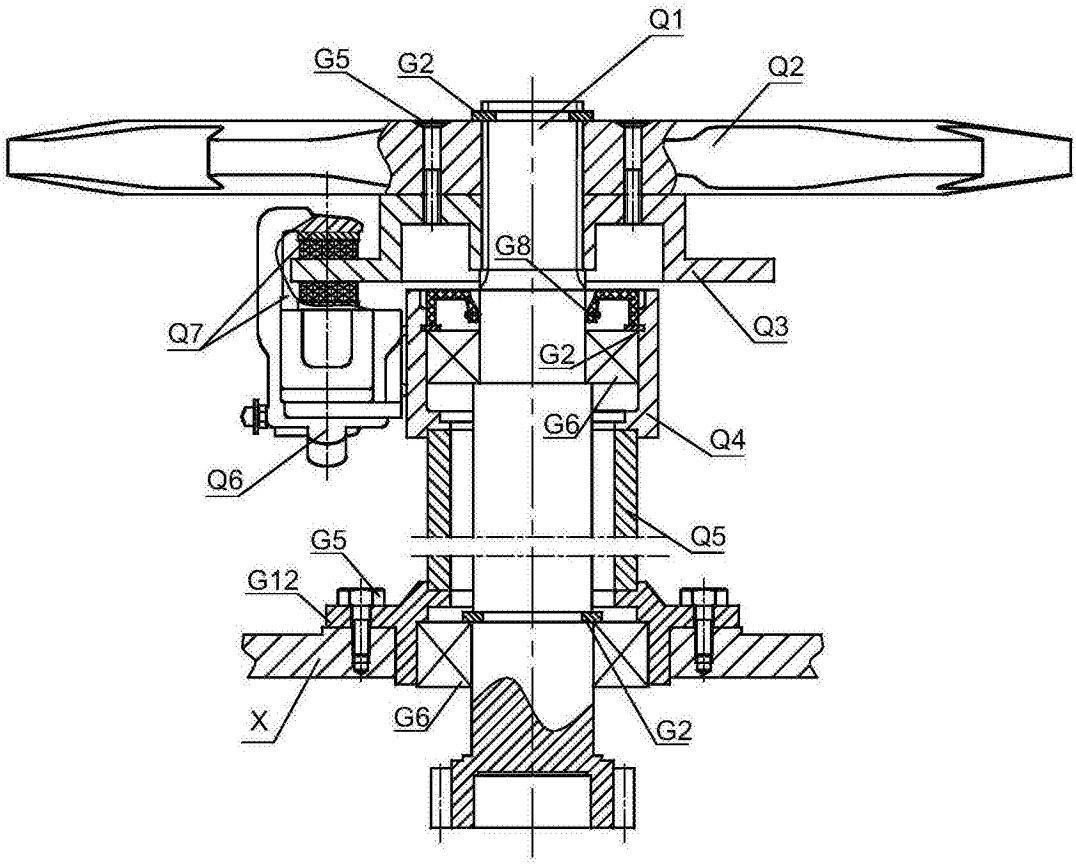


图5

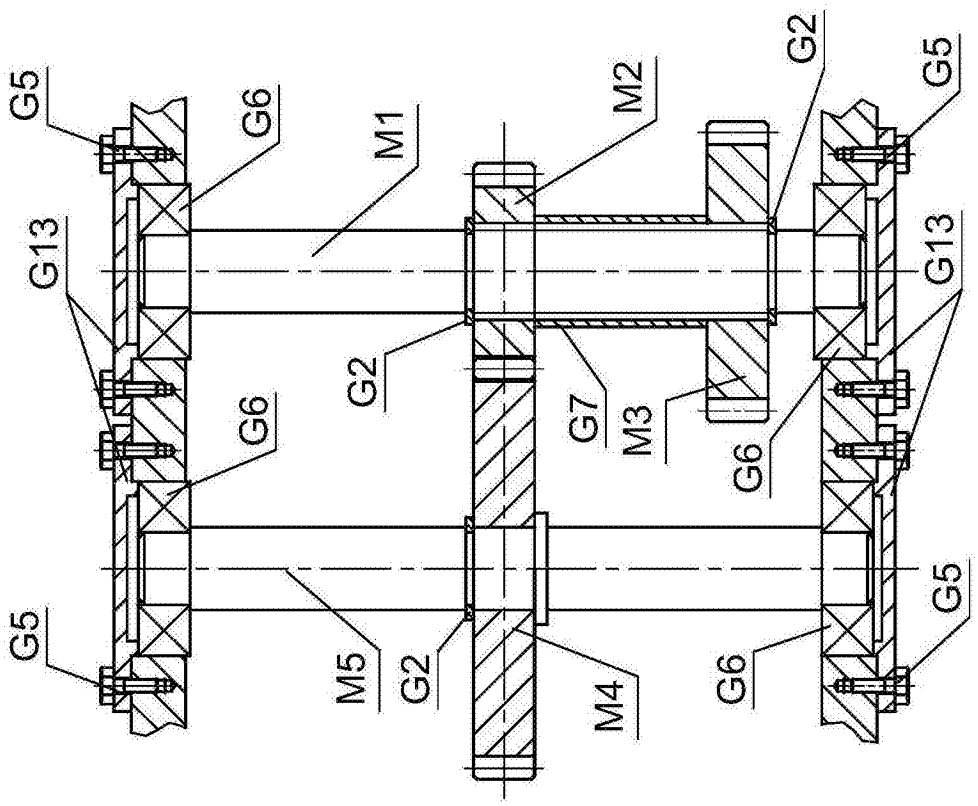


图6

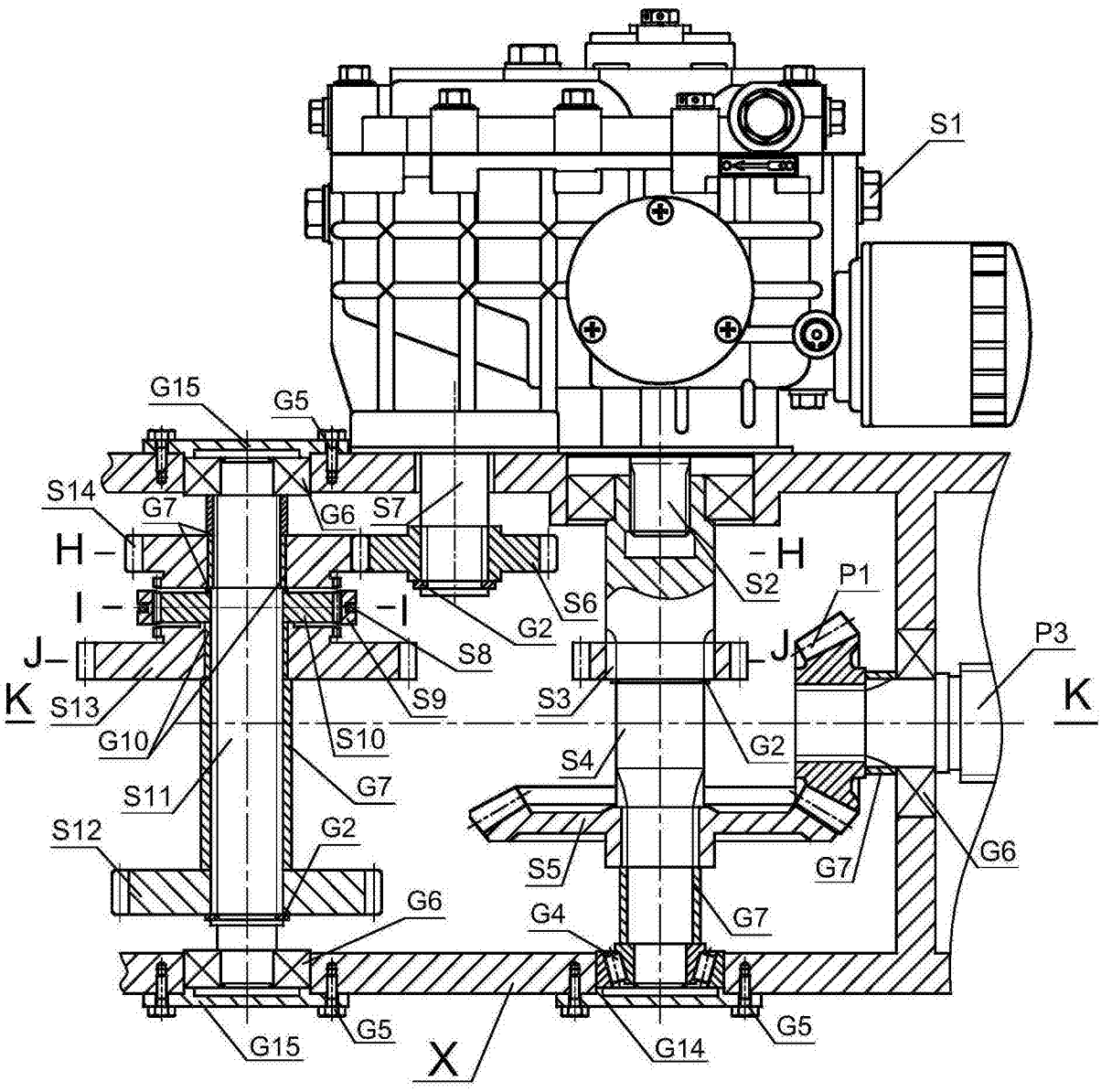

S1
G15
G5
S14
G7
G6
S7
H
H
S2
P1
I
I
S6
G2
P3
J
J
S8
K
K
S13
S9
S3
G10
S10
G2
S4
S11
G7
S12
G2
S5
G7
G6
G6
G4
G7
G5
G15
X
G14
G5

图7

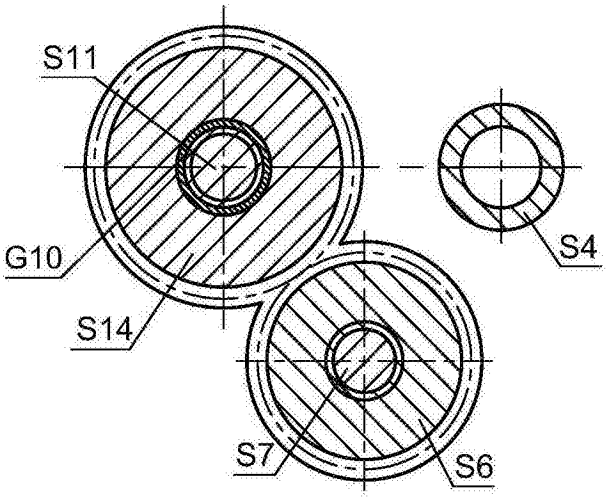


图8

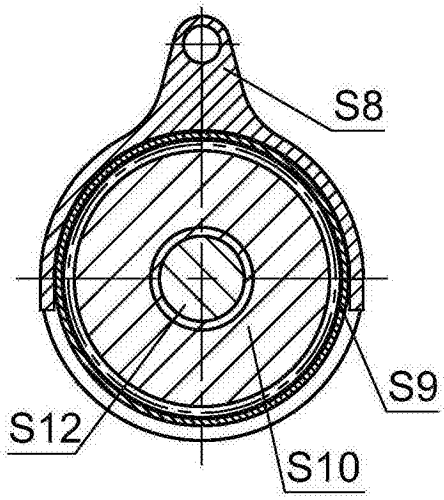


图9

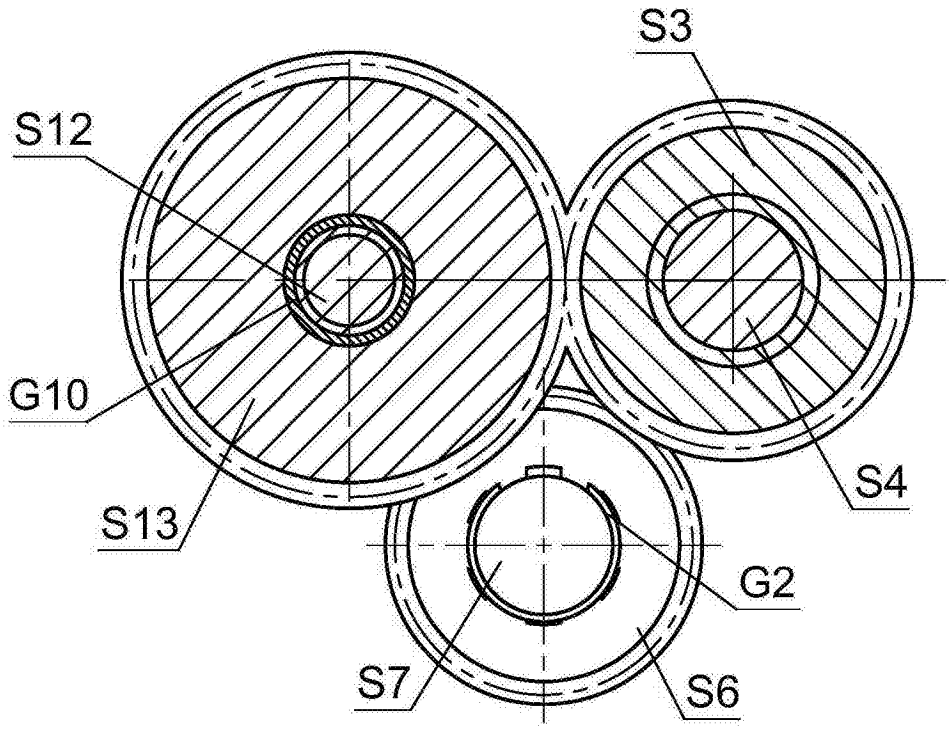


图10

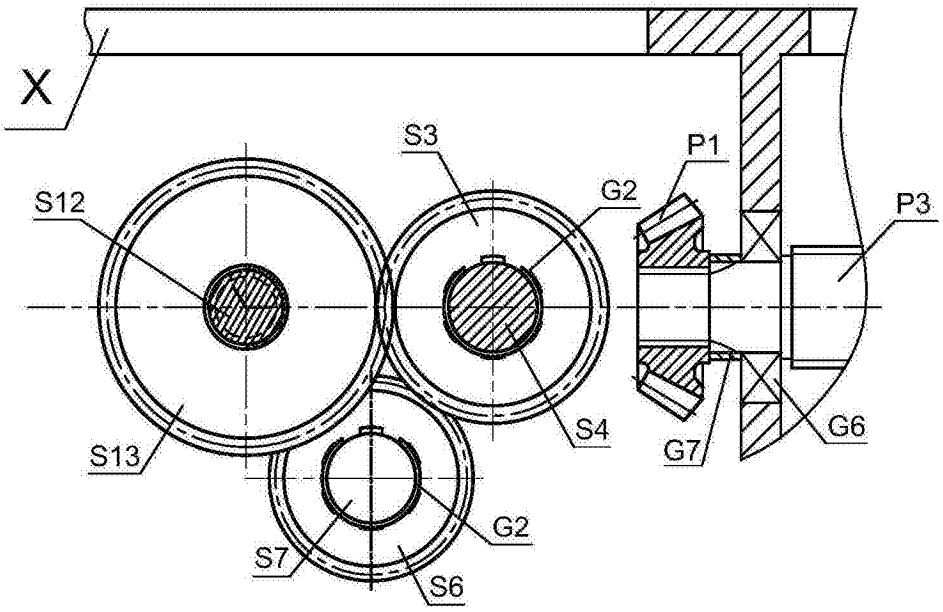


图11

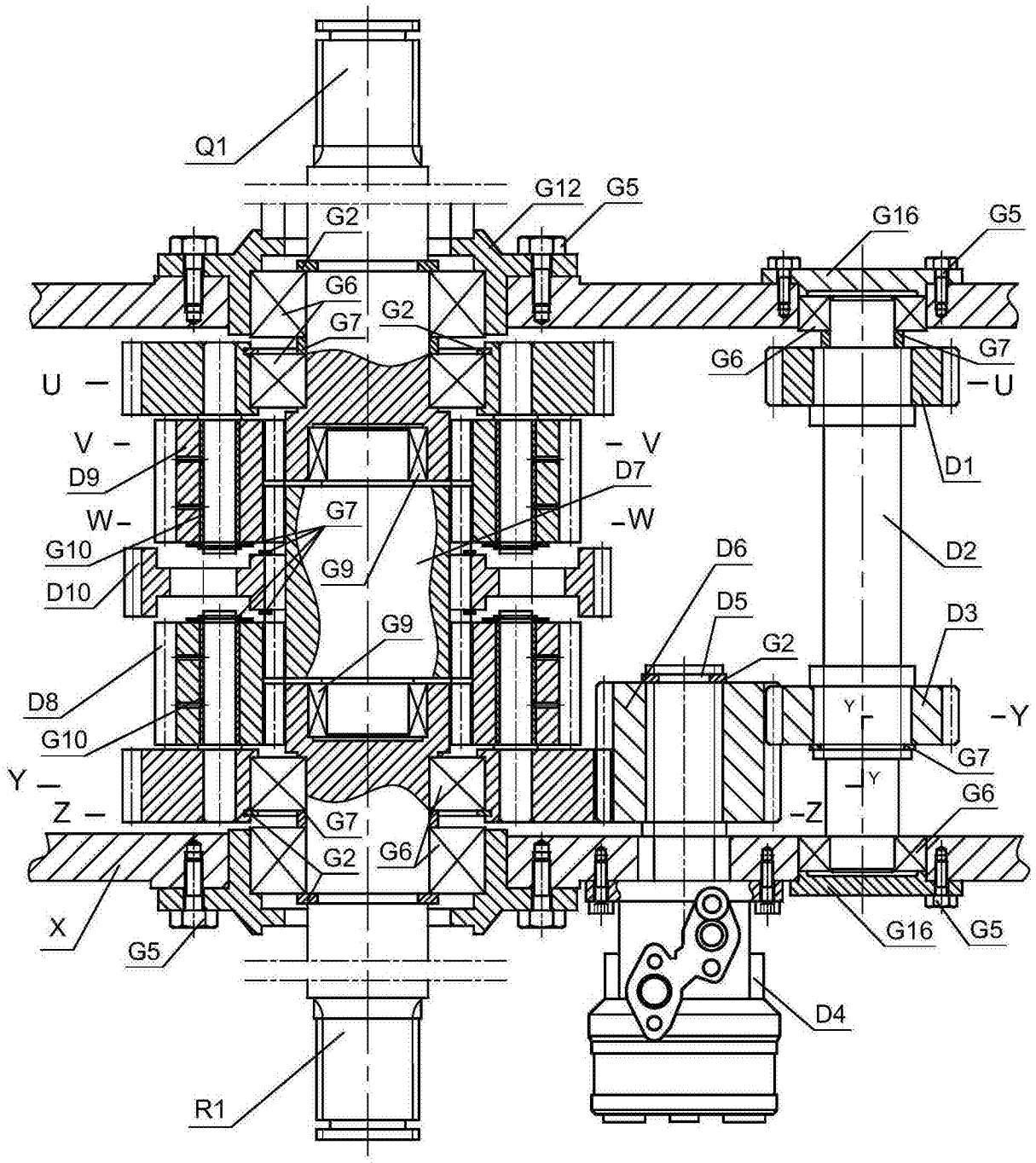

Q1
G12
G5
G2
G16
G5
G6
G7
G2
G6
G7
U
U
V
V
D9
D7
W
G7
W
G10
G9
D6
D10
D2
D5
G9
D3
G2
D8
Y
Y
G10
G7
Y
Y
Z
Z
G6
G7
G6
G2
X
G16
G5
G5
D4
R1

图12

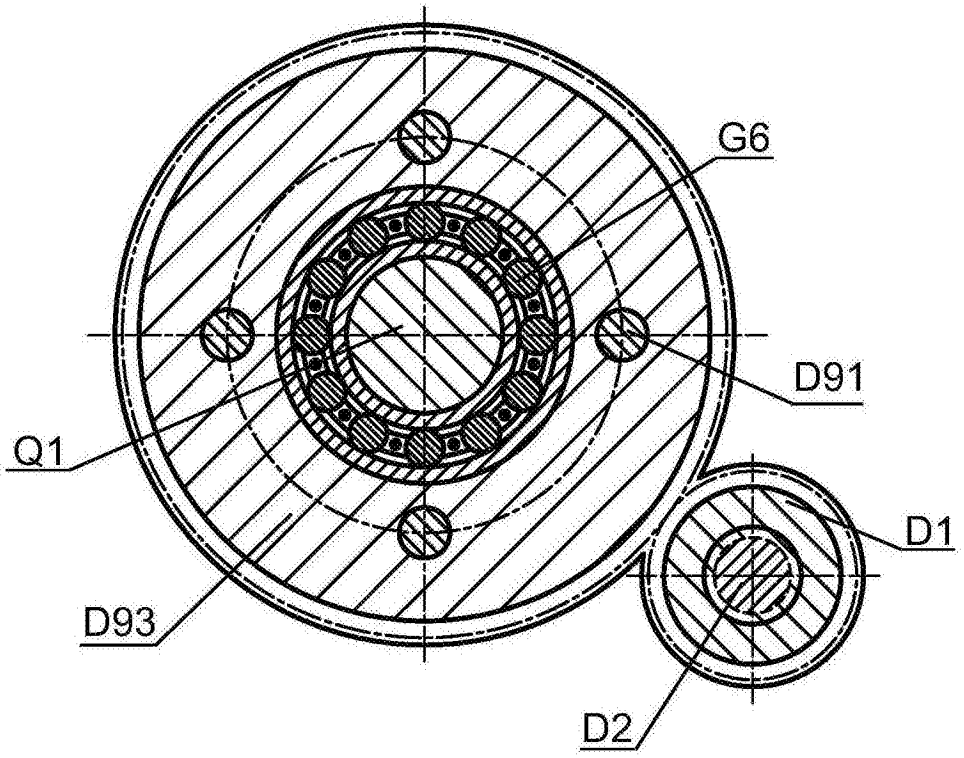


图13

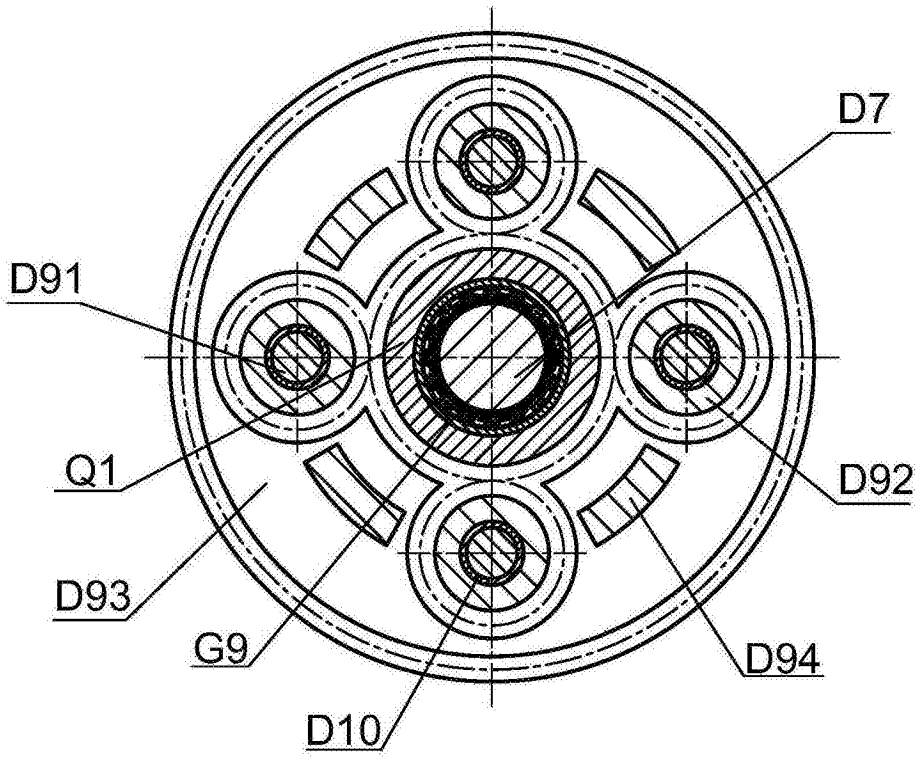


图14

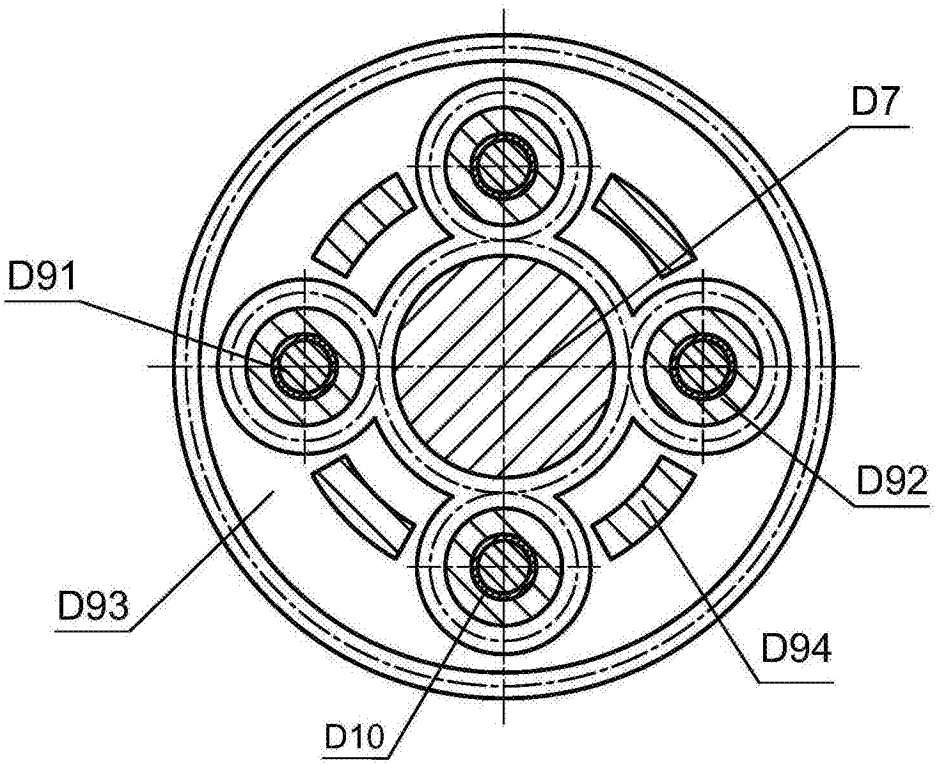


图15

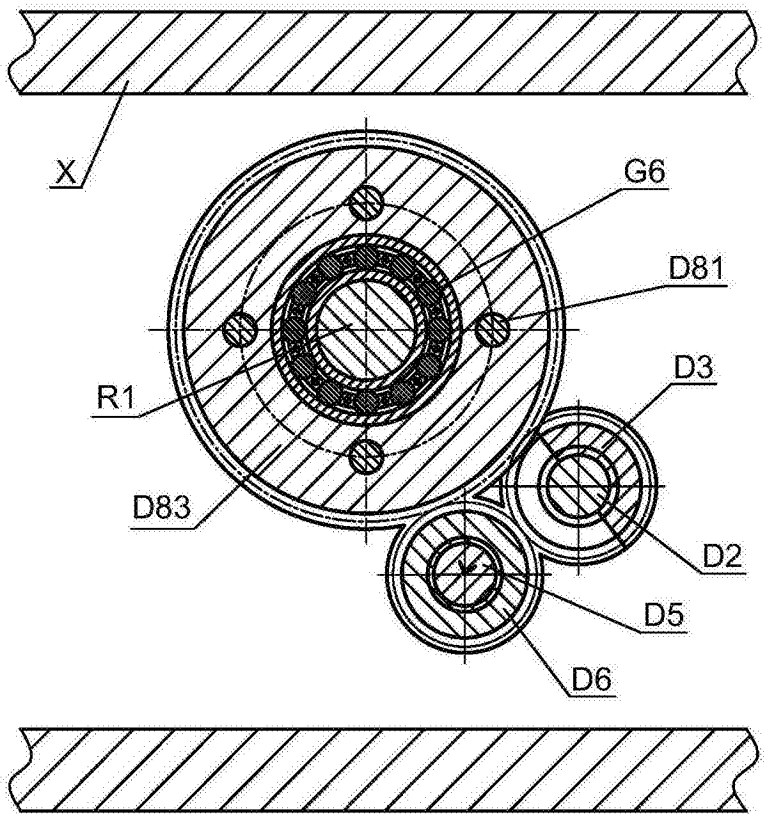


图16

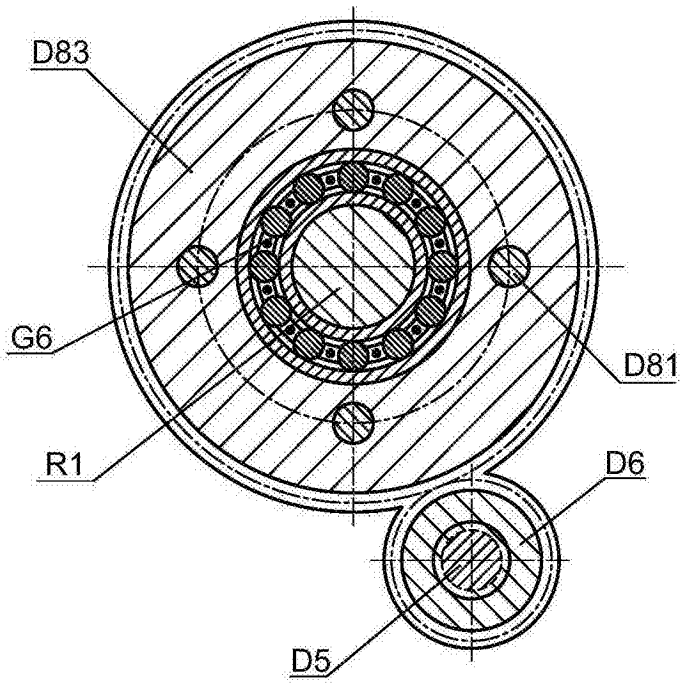


图17

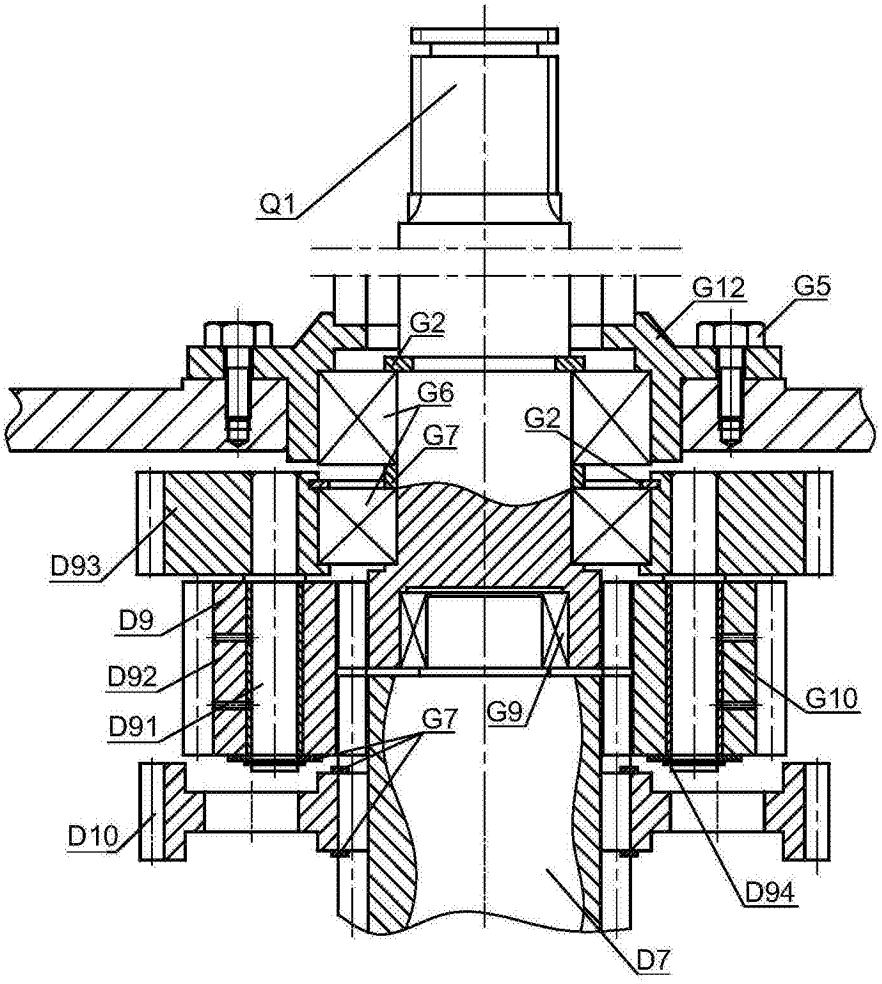


图18

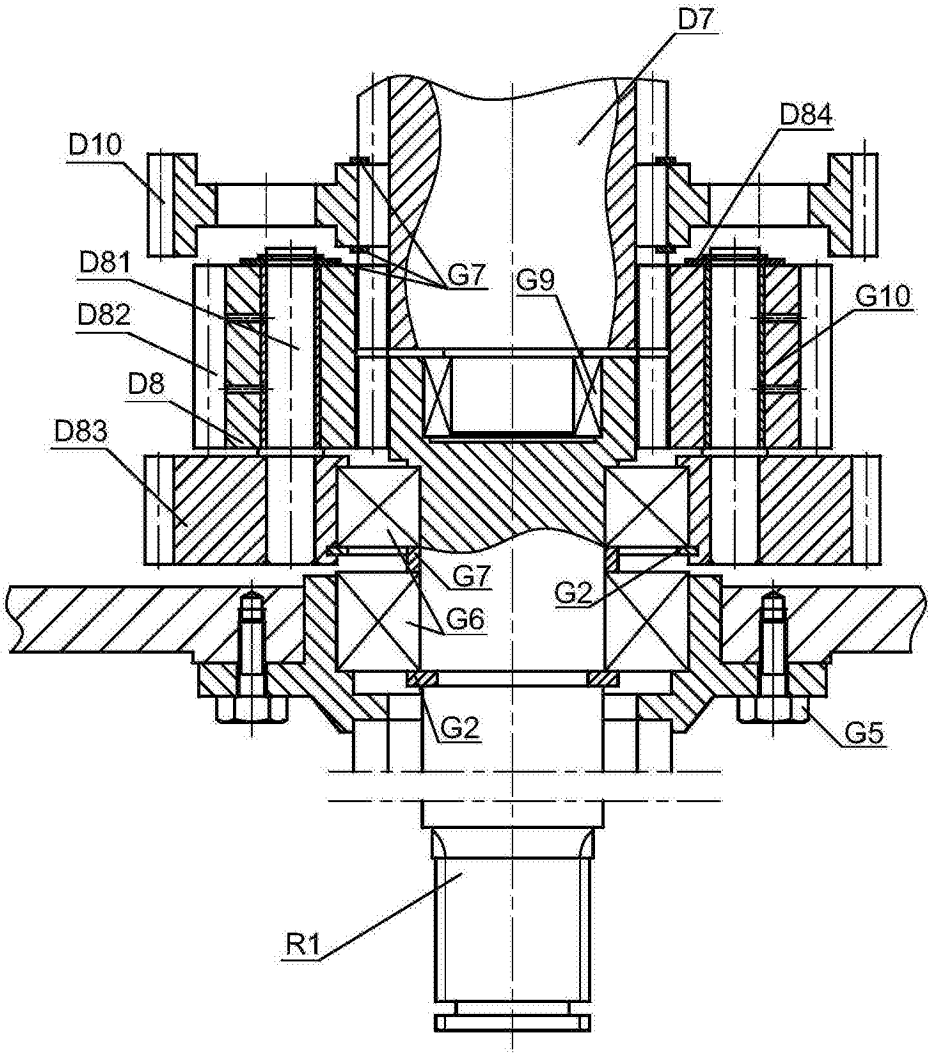


图19