[19] 中华人民共和国国家知识产权局

[51] Int. Cl.
F16H 48/06 (2006.01)

[12] 发明专利申请公布说明书

[21] 申请号 200710064044.0

[43] 公开日 2007 年 8 月 22 日

[11] 公开号 CN 101021261A

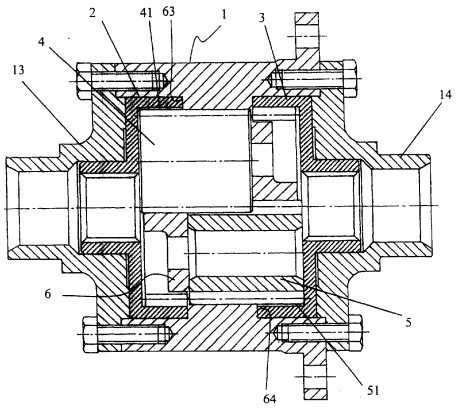
[22] 申请日 2007.2.16
[21] 申请号 200710064044.0
[71] 申请人 姜 虹
地址 100044 北京市西直门外北京交通大学机电学院
共同申请人 王小椿
[72] 发明人 姜 虹 王小椿
[74] 专利代理机构 北京三友知识产权代理有限公司
代理人 赵丽丽
权利要求书 2 页 说明书 11 页 附图 7 页

[54] 发明名称

具有非对称结构的限滑差速器

[57] 摘要

本发明涉及一种具有非对称结构的限滑差速器，该差速器包括差速器壳体和固定于该差速器壳体内的行星架；第一侧内齿轮和第二侧内齿轮；设置在该差速器壳体内的行星架上并相啮合的第一侧行星齿轮和第二侧行星齿轮，该第一侧内齿轮仅与第一侧行星齿轮相啮合，第二侧内齿轮仅与第二侧行星齿轮相啮合；形成于行星架上的第一内孔，所述的第一侧行星齿轮滑动设置在该第一内孔中；形成于行星架上的第二内孔，所述的第二侧行星齿轮滑动设置在该第二内孔中。 本发明的差速器的限滑能力与差速器的输入扭矩成正比，两输出端的输出扭矩之比与所要求的输出扭矩之比能基本匹配，并且结构紧凑，维护方便，易于制造。



1、一种具有非对称结构的限滑差速器，其包括差速器壳体和固定于该差速器壳体内的行星架，其特征在于，该差速器还包括:

一第一侧内齿轮和一第二侧内齿轮，其分别设置在差速器壳体内的第一端和第二端，作为差速器的两个动力输出端;

一第一侧行星齿轮和一第二侧行星齿轮，其设置在该差速器壳体内的行星架上，该第一侧行星齿轮和第二侧行星齿轮相啮合，其中该第一侧内齿轮仅与第一侧行星齿轮相啮合，第二侧内齿轮仅与第二侧行星齿轮相啮合;

一第一内孔，其形成于行星架上，所述的第一侧行星齿轮滑动设置在该第一内孔中，该第一侧行星齿轮的齿顶圆用作该行星齿轮支撑于第一内孔内壁上的支撑面，该第一侧行星齿轮的齿顶圆与第一内孔的内壁相配合构成摩擦副;

一第二内孔，形成于行星架上，所述的第二侧行星齿轮滑动设置在该第二内孔中，该第二侧行星齿轮的齿顶圆用作该行星齿轮支撑于第二内孔内壁上的支撑面，该第二侧行星齿轮的齿顶圆与第二内孔的内壁相配合构成摩擦副。

2、如权利要求 1 所述的具有非对称结构的限滑差速器，其特征在于，所述差速器壳体上或行星架上形成有第三内孔和第四内孔，所述第一侧内齿轮滑动设置在第三内孔中，该第一侧内齿轮的外圆与第三内孔的内壁相配合构成摩擦副，所述第二侧内齿轮滑动设置在该第四内孔中，该第二侧内齿轮的外圆与第四内孔的内壁相配合构成摩擦副。

3、如权利要求 1 所述的具有非对称结构的限滑差速器，其特征在于，所述的差速器还包括有分别固定于差速器壳体两端的两端盖。

4、如权利要求 1 所述的具有非对称结构的限滑差速器，其特征在于，所述的差速器壳体与所述的行星架一体设置或分体的设置。

5、如权利要求 1 所述的具有非对称结构的限滑差速器，其特征在于，所

述第一侧行星齿轮和第二侧行星齿轮沿轴线方向的啮合长度分别大于第一侧行星齿轮与第一侧内齿轮的啮合长度、第二侧行星齿轮与第二侧内齿轮的啮合长度。

6、如权利要求 1 所述的具有非对称结构的限滑差速器，其特征在于，所述第一侧行星齿轮和第二侧行星齿轮采用 14.5～17.5 度的小压力角或齿顶高系数为 0.8～0.9 的短齿齿形。

7、如权利要求 1 所述的具有非对称结构的限滑差速器，其特征在于，所述第一侧内齿轮和第二侧内齿轮采用 14.5～17.5 度的小压力角或齿顶高系数为 0.8～0.9 的短齿齿形。

8、如权利要求 1 所述的具有非对称结构的限滑差速器，其特征在于，所述的差速器设置于驱动桥的主减速器内，所述的第一侧内齿轮和第二侧内齿轮的齿数相同。

9、如权利要求 1 所述的具有非对称结构的限滑差速器，其特征在于，该差速器设置于分动箱内，动力通过差速器壳体输入，第一侧内齿轮的输出端通过前桥传动轴连接到前驱动桥上，第二侧内齿轮的输出端通过后桥传动轴连接到后驱动桥上，所述第一侧内齿轮的齿数少于第二侧内齿轮的齿数。

10、如权利要求 9 所述的具有非对称结构的限滑差速器，其特征在于，在不产生运动干涉的情况下，所述第一侧行星齿轮在轴向方向从第一侧内齿轮延伸到第二侧内齿轮，该第一侧行星齿轮在第二侧行星齿轮全部轴向齿面上与第二侧行星齿轮相啮合。

具有非对称结构的限滑差速器

技术领域

本发明涉及一种适用于轮间和多桥驱动轮式车辆驱动桥之间的限滑差速器，具体涉及一种双侧内啮合的非对称布局的限滑差速器。

背景技术

为了提高车辆的越野性能和通过能力，许多越野车辆、越野载重车辆和工程车辆都采用不同类型的轮间和/或多轴驱动的布局形式。为了将动力分配到各驱动桥上，又能适应各驱动桥上的驱动轮由于转弯半径不等和地面不平导致的平均滚动距离不相等的实际情况，各驱动桥之间通常采用差速器来分配扭矩和动力。由于各驱动桥上的载荷不同，为了充分利用各驱动轮上的附着力以获得最大的驱动力，要求差速器分配到各驱动轮和各驱动桥上的扭矩是不相同的，为此常采用包含各种限滑机构的轮间差速器和/或包含太阳轮、行星齿轮和内齿圈的行星机构来构成轴间差速器，利用限滑机构来限制驱动桥上某一侧驱动轮的滑转，并利用太阳轮与内齿圈的齿数差来获得差速器两输出端不同的扭矩分配比例。但装有普通行星式差速器的车辆在恶劣路面上使用时，可能会因为某一驱动桥上的附着力急剧减小而使整台车失去动力。为了防止出现上述现象，有些越野车辆在前驱动桥与后驱动桥之间不装差速器，而采用牙嵌式离合器来控制前驱动桥或后驱动桥是否接入动力。这种布局的问题是，一旦车辆驶回硬路面而辅助驱动桥的动力又没有及时分离，将产生严重的功率循环，使耗油量和轮胎磨损激增，传动机构在高负荷下寿命大幅度下降，并有可能使传动机构突然失效。

轮间差速器的结构形式很多，从其工作特性上可大致分为速度敏感型和扭矩敏感型两大类。除了属于扭矩敏感型的变传动比限滑差速器和属于速度

敏感型的具有超越离合器的限滑差速器之外，其余各种限滑差速器的结构都比较复杂。变传动比限滑差速器在单侧车轮高速打滑的特定情况下会产生一些震动，因而不适用于高级轿车和高档 SUV，而超越离合器的工作平稳性也不够理想。

对于多轴驱动的轮式车辆，为了提高常时多轴驱动越野车辆的通过能力，有些轴间差速器通过加装带有预载机构或添加了特殊黏性液体的多片式摩擦机构来限制差速器的滑转。这些限滑机构不仅结构复杂，体积和重量大，成本较高，而且存在一些性能上的缺陷，其中带预载的摩擦机构的预载力无法根据差速器的输入扭矩或输出载荷自动调整，某一预载扭矩在车辆重载时可能尚嫌不足，而在车辆空载时已造成了功率循环；黏性连轴器限制的是车轮的滑转速度，而不是滑转现象本身，一旦车轮出现连续打滑，轮胎与路面的状态将呈现液体摩擦的特性，很可能导致车辆因侧滑而失控。

托森（Torson）差速器是一种新型限滑差速器，既可以用于轮间限滑差速器，也可以用于轴间限滑差速器，在奥迪 80 和奥迪 90 全轮驱动桥前后轴间的差速器就改用了该种差速器，其工作原理是利用球面蜗轮副的低传动效率产生的内摩擦来限制驱动轮打滑，具有限滑能力与变速箱的输出扭矩成正比的特性。但托森（Torson）差速器在不考虑内摩擦的情况下，其基本扭矩分配比是对称的，对于前后桥的载荷差别很大的载重越野车辆，其前桥分配到的扭矩过大，将始终处于打滑的临界状态，既容易使前桥的轮胎磨损，又不利于车辆操控的稳定性。此外，基于球面蜗轮副的托森（Torson）差速器也存在制造成本高昂的问题。

用于轮间和轴间的 Truetrac 限滑差速器（US5194054）采用具有大螺旋角的圆柱齿轮构成行星机构，全部为外圆柱齿轮，利用行星齿轮的外圆面和半轴齿轮的端面作为摩擦面来限制差动运动，其限滑能力与差速器的输入扭矩成正比。由于结构的限制，行星齿轮必须做得比较细长，因此必须采用多对围绕半轴齿轮均匀分布的行星齿轮以满足承载能力的需求，因此半轴齿轮受到的径向力是相互抵消的，对于限滑功能没有任何贡献。为了提高限滑能力，

设计者采用了大螺旋角的圆柱齿轮构成的行星轮系，利用齿轮在啮合过程中产生的轴向力使半轴齿轮的端面紧贴在差速器壳体的端盖或隔离环上，利用端面上的摩擦力矩来提高限滑能力。细长的行星齿轮在热处理过程中容易弯曲，行星架上细长并局部相交的孔既不便于加工，也难于进行表面强化处理，因此制造成本很高。

发明内容

本发明的目的在于提供一种具有非对称结构的限滑差速器，该差速器的限滑能力与差速器的输入扭矩成正比，既适用于驱动轮之间，又适用于驱动桥之间，在不考虑差速器内摩擦的情况下，其两输出端的输出扭矩之比与所要求的输出扭矩之比能基本匹配，并且结构紧凑，维护方便，易于制造。

为了实现上述目的，本发明的技术解决方案是，一种具有非对称结构的限滑差速器，其包括差速器壳体和固定于该差速器壳体内的行星架，其特征在于，该差速器还包括:

一第一侧内齿轮和一第二侧内齿轮，其分别设置在差速器壳体内的第一端和第二端，作为差速器的两个动力输出端;

一第一侧行星齿轮和一第二侧行星齿轮，其设置在该差速器壳体内的行星架上，并相啮合，其中该第一侧内齿轮仅与第一侧行星齿轮相啮合，第二侧内齿轮仅与第二侧行星齿轮相啮合;

一第一内孔，其形成于行星架上，所述的第一侧行星齿轮滑动设置在该第一内孔中，该第一侧行星齿轮的齿顶圆用作该行星齿轮支撑于第一内孔内壁上的支撑面，该第一侧行星齿轮的齿顶圆与第一内孔的内壁相配合构成摩擦副;

一第二内孔，形成于行星架上，所述第二侧行星齿轮的滑动设置在该第二内孔中，该第二侧行星齿轮的齿顶圆用作该行星齿轮支撑于第二内孔内壁上的支撑面，该第二侧行星齿轮的齿顶圆与第二内孔的内壁相配合构成摩擦副。

在本发明中，在本发明的差速器用作左右车轮之间的差速器时，上述的第一侧、第二侧为沿车行进方向的右侧和左侧；在本发明的差速器用作前后驱动桥之间的差速器时，上述第一侧、第二侧为沿车行进方向的前后侧。

在本发明中，所述差速器壳体上或行星架上形成有第三内孔和第四内孔，所述第一侧内齿轮滑动设置在第三内孔中，所述第二侧内齿轮滑动设置在该第四内孔中。这样，由于第一侧内齿轮和第二侧内齿轮均只与一个行星齿轮相啮合，对于每一个内齿轮与对应的行星齿轮构成的齿轮副在结构上是不对称的，其承受的切向力和径向力也是不对称的，无法相互抵消，内齿轮的外圆会被紧紧地压在行星轮架或差速器壳体的内孔壁上，从而该第一侧内齿轮的外圆与第三内孔的内壁相配合构成摩擦副，该第二侧内齿轮的外圆与第四内孔的内壁相配合构成摩擦副。

在本发明中，所述的差速器还包括有分别固定于差速器壳体两端的两端盖。

在本发明中，所述的差速器壳体可采用与所述的行星架一体设置或分体的设置。

在本发明中，为了降低接触应力，两个外圆柱行星齿轮第一侧行星齿轮与第二侧行星齿轮沿轴线方向的啮合长度大于第一侧行星齿轮与第一侧内齿轮的啮合长度及第二侧行星齿轮与第二侧内齿轮的啮合长度。

在本发明中，所述第一侧行星齿轮和第二侧行星齿轮采用 14.5～17.5 度的小压力角或齿顶高系数为 0.8～0.9 的短齿齿形。

在本发明中，所述第一侧内星齿轮和第二侧内齿轮采用 14.5～17.5 度的小压力角或齿顶高系数为 0.8～0.9 的短齿齿形。

在本发明中，行星齿轮系各齿轮齿数的选择应满足输出扭矩的分配比例要求，即两侧内齿轮的齿数之比接近于所需的扭矩分配比例，而两个行星轮齿数和变位系数的选择只需满足安装条件，即双侧内齿轮的轴线重合和不干涉的条件即可。

作为一个可选的实施方式，本发明的差速器可设置于驱动桥的主减速器

内，所述的第一侧内齿轮和第二侧内齿轮的齿数相同。

作为另一侧可选的实施方式，本发明的差速器可设置于分动箱内，动力通过差速器壳体输入，第一侧内齿轮的输出端通过前桥传动轴连接到前驱动桥上，第二侧内齿轮的输出端通过后桥传动轴连接到后驱动桥上，所述第一侧内齿轮的齿数小于第二侧内齿轮的齿数。在该例子中，在不发生干涉的前提下，所述第一侧行星齿轮在轴向方向可从第一侧内齿轮延伸到第二侧内齿轮，该第一侧行星齿轮与第二侧行星齿轮的全部轴向齿面相啮合。

在本发明中，所述行星齿轮的齿顶圆和行星架内孔构成的摩擦副以及内齿轮的外圆与行星架或差速器壳体的内孔构成的摩擦副，在输入扭矩的作用下能产生足够的摩擦力矩来限制驱动桥的滑转，并且所有摩擦副上的正压力都与差速器的输入扭矩成正比。

本发明的差速器在工作时，差速器中的行星架将差速器的输入扭矩转化为压向一侧行星齿轮的齿顶圆某一侧方向上的正压力，该正压力与该行星齿轮分别和另一侧行星齿轮及该侧内齿轮啮合时产生的一对切向力相平衡。在差速器出现滑转趋势或产生滑转时，该正压力将产生一个与差速器的输入扭矩成正比的摩擦力矩，该摩擦力矩将直接导致行星齿轮分配到两侧内齿轮上的切向力发生偏移，将使转速较慢的构件获得较大的扭矩，增加高附着力一侧驱动轮或驱动桥上的输入扭矩，而使转速较快的构件上的输出扭矩减小，从而限制了与其相连的驱动轮或驱动桥上的驱动轮的滑转。

并且由于本发明的每一个内齿轮仅与一个行星齿轮相啮合，内齿轮上的切向力和径向力上是不平衡的，这两个力是由内齿轮在行星轮架或差速器壳体内孔上的正压力来平衡的，在差速器出现滑转趋势或产生滑转时，该正压力将产生一对与差速器的输入扭矩成正比的摩擦力矩，该摩擦力矩将进一步使转速较慢的构件直接从差速器的输入端获得部分扭矩，增加高附着力驱动轮或驱动桥上的输入扭矩，而使转速较快的构件上的输出扭矩减小，从而进一步限制了与其相连的驱动轮或驱动桥上的驱动轮的滑转。

并且，由于本发明中的行星齿轮以及内齿轮均是与内孔滑动配合的，在

该差速器里面没有任何滚动轴承，整个结构可以排列得非常紧密，从而具有结构紧凑，承载能力强的特点。

另外，由于上述各摩擦副上的正压力均与输入扭矩成正比，只要设计参数合理，既不会出现车辆重载时限滑能力不足，也不会出现车辆在硬路面上转向或空载行驶时发生功率循环的问题。

附图说明

图 1 本发明的用于轮间或中后驱动桥间的限滑差速器结构示意图；

图 2 本发明图 1 的行星架的轴向剖视图；

图 3 本发明图 2 的行星架的右视图；

图 4 本发明的用于前后驱动桥间的限滑差速器；

图 5 本发明图 4 的行星架的轴向剖视图；

图 6 本发明图 4 的行星架的右视图；

图 7 本发明图 4 的行星架的左视图。

具体实施方式

如图 1－7 所示，本发明的适用于驱动轮和驱动桥之间的非对称结构限滑差速器，其包括有差速器壳体 1 和固定于差速器壳体 1 内并向行星齿轮 4 和 5 传递输入扭矩并保持其位置的行星架 6；

一第一侧内齿轮 2 和一第二侧内齿轮 3，其设置在差速器壳体 1 内的第一端和第二端，作为差速器的两个动力输出端；

一第一侧行星齿轮 4 和一第二侧行星齿轮 5，其设置在该差速器壳体 1 内的行星架 6 上，并相啮合，其中该第一侧内齿轮 2 仅与第一侧行星齿轮 4 相啮合，第二侧内齿轮 3 仅与第二侧行星齿轮相啮合 5；

一第一内孔 61，其形成于行星架 3 上，所述的第一侧行星齿轮 4 滑动设置在该第一内孔 61 中，该第一侧行星齿轮 4 的齿顶圆 41 用作该行星齿轮 4

支撑于第一内孔 61 内壁上的支撑面，该第一侧行星齿轮 4 的齿顶圆 41 与第一内孔 61 的内壁相配合构成摩擦副；

一第二内孔 62，形成于行星架 3 上，所述第二侧行星齿轮 5 滑动设置在该第二内孔 62 中，该第二侧行星齿轮 5 的齿顶圆 51 用作该行星齿轮 5 支撑于第二内孔 62 的内壁上的支撑面，该第二侧行星齿轮 5 的齿顶圆 51 与第二内孔 62 的内壁相配合构成摩擦副。该第一侧内齿轮 2、第二侧内齿轮 3、与第一侧内齿轮 2 相啮合的第一侧行星齿轮 4、与第二侧内齿轮啮合并同时又与第一侧行星齿轮 3 相啮合的第二侧行星齿轮 5 构成行星齿轮系。

由于所述的第一侧行星齿轮 4 滑动配合地设置于该第一内孔 61 内，所述的第二侧行星齿轮 5 滑动配合地设置于该第二内孔 62 内，第一侧行星齿轮 4 和第二侧行星齿轮 5 既没有轴颈，也没有安装滚动轴承，而是利用第一侧行星齿轮 4 的齿顶圆 41 与行星架 6 上第一内孔 61 相配合来构成支承和保持第一侧行星齿轮 4 的滑动轴承，这样，第一侧行星齿轮 4 的齿顶圆 41 用作该第一侧行星齿轮 4 支撑于内孔 61 内壁上的支撑面，该行星齿轮 4 的齿顶圆 41 与行星架 6 的内孔 61 内壁相配合构成摩擦副，第二侧行星齿轮 5 的齿顶圆 51 用作该第二侧行星齿轮 5 支撑于内孔 62 内壁上的支撑面，该第二侧行星齿轮 5 的齿顶圆 51 与行星架 6 的内孔 62 内壁相配合构成摩擦副。这样，本发明的差速器在工作时，差速器中的行星架 6 将差速器的输入扭矩转化为压向第一侧行星齿轮 4 的齿顶圆 41 和第二侧行星齿轮 5 的齿顶圆 51 一侧方向上的正压力，该正压力与第一侧行星齿轮 4 和第二侧行星齿轮 5 分别和第一侧内齿轮 2 及第二侧内齿轮 3 啮合及相互啮合时产生的一对切向力和一对径向力相平衡。在差速器出现滑转趋势或产生滑转时，该正压力将产生一个与差速器的输入扭矩成正比的摩擦力矩，该摩擦力矩将直接导致第一侧行星齿轮 4 和第二侧行星齿轮 5 分配到第一侧内齿轮 2 和第二侧内齿轮 3 上的切向力发生偏移，将使转速较慢的构件直接从差速器的输入端获得部分扭矩，增加高附着力驱动轮或驱动桥上的输入扭矩，而使转速较快的构件上的输出扭矩减小，从而限制了与其相连的驱动轮或驱动桥上的驱动轮的滑转。

与现有差速器结构相同，如图 1、图 4 所示，本发明的差速器还包括有固定于差速器壳体 1 两端的端盖 13、14。

在本发明中，如图 1、图 4 所示，所述差速器壳体 1 或行星架 6 上分别形成有第三内孔 11 和第四内孔 12，所述第一侧内齿轮 2 滑动设置在第三内孔 11 中，所述第二侧内齿轮 3 滑动设置在该第四内孔 12 中。这样，由于第一侧内齿轮 2 和第二侧内齿轮 3 均只与一个行星齿轮相啮合，对于每一个内齿轮与对应的行星齿轮构成的齿轮副在结构上是不对称的，其承受的切向力和径向力也是不对称的，无法相互抵消，内齿轮的外圆会被紧紧地压在行星轮架 6 或差速器壳体 1 的内孔壁上，从而该第一侧内齿轮 2 的外圆 21 与第三内孔 11 的内壁相配合构成摩擦副，该第二侧内齿轮 3 的外圆 31 与第四内孔 12 的内壁相配合构成摩擦副。

在本发明中，由于第一侧内齿轮 2 仅与一个第一侧行星齿轮 4 相啮合，同样，第二侧内齿轮 3 仅与一个第二侧行星齿轮 5 相啮合，每一个内齿轮与其相对应的行星齿轮构成的齿轮副在结构上是不对称的，内齿轮上的切向力和径向力也是不平衡的，无法相互抵消，这两个力是由第三内孔 11 和第四内孔 12 的内壁上的正压力来平衡的。在差速器出现滑转趋势或产生滑转时，该正压力将产生一对与差速器的输入扭矩成正比的摩擦力矩，该摩擦力矩将进一步使转速较慢的构件直接从差速器的输入端获得部分扭矩，增加高附着力驱动轮或驱动桥上的输入扭矩，而使转速较快的构件上的输出扭矩减小，从而进一步限制了与其相连的驱动轮或驱动桥上的驱动轮的滑转。

在本发明中，如图 1、图 4 所示，所述的第一侧内齿轮 2 和第二侧内齿轮 3 上也未安装滚动轴承，该第一侧内齿轮 2 和第二侧内齿轮 3 滑动配合地设置在第三内孔 11 和第四内孔 12 中。这样，由于本发明的差速器里面没有任何滚动轴承，各运动部件间可以排列得非常紧密，从而具有结构紧凑，承载能力强的特点。

在本发明中，如图 1 所示，所述的第一侧内齿轮 2 和第二侧内齿轮 3、第一侧行星齿轮 4 和第二侧行星齿轮 5 可为具有相同螺旋角的斜齿圆柱齿轮或

不具有螺旋角的直齿圆柱齿轮，其在分度圆上的螺旋角相等或全部为零。如果采用斜齿圆柱齿轮，其中第一侧行星齿轮 4 与第二侧行星齿轮 5 的旋向相反，第一侧行星齿轮 4 与第一侧内齿轮 2 的旋向相同，第二侧行星齿轮 5 与第二侧内齿轮 3 的旋向相同。如果采用斜齿圆柱齿轮，第一侧行星齿轮 4 分别与第一侧内齿轮 2 和第二侧行星齿轮 5 啮合时产生的两个轴向分力基本上是相互抵消的，第二侧行星齿轮 5 上分别与第二侧内齿轮 3 和第一侧行星齿轮 4 啮合时产生的两个轴向分力基本上是相互抵消的，而作用在第一侧内齿轮 2 和第二侧内齿轮 3 上的轴向力将会在第一侧内齿轮 2 及第二侧内齿轮 3 的端面与差速器的端盖 13、14 或行星架的端面 63、64 间产生与切向力成正比的正压力，在差速器出现滑转趋势或产生滑转时，该正压力将产生一对与差速器的输入扭矩成正比的摩擦力矩，该摩擦力矩将进一步使转速较慢的构件直接从差速器的输入端获得部分扭矩，增加高附着力驱动轮或驱动桥上的输入扭矩，而使转速较快的构件上的输出扭矩减小，从而进一步限制了与其相连的驱动轮或驱动桥上的驱动轮的滑转。

在本发明中，由于滑动摩擦面比较多，即使采用直齿齿轮也可以获得较大的限滑能力，并且直齿内齿轮的制造比较简单。采用斜齿圆柱齿轮可以使差速器的工作更为平稳。

本发明中的第一侧行星齿轮 4 的齿顶圆 41 和行星架 6 的第一内孔 61 构成的摩擦副、第二侧行星齿轮 5 的齿顶圆 51 和行星轮架 6 的第二内孔 62 构成的摩擦副、第一侧内齿轮 2 和第二侧内齿轮 3 的外圆面与第三内孔 11、第四内孔 12 构成的摩擦副以及采用斜齿圆柱齿轮时第一侧内齿轮 2 和第二侧内齿轮 3 的端面与差速器端盖 13、14 或行星架端面 63、64 构成的摩擦副在输入扭矩的作用下能产生足够的摩擦力矩来限制某一驱动桥上的驱动轮的滑转。并且由于各摩擦面上的正压力均与差速器的输入扭矩成正比，因而差速器的限滑能力与作用在差速器上的输入扭矩成正比。

在本发明中，如图 1－7 所示，所述的差速器壳体 1 可采用与所述的行星架 6 一体设置。作为另外可选的实施方式，该差速器壳体 1 也可与所述的行

星架 6 分体的设置，然后再固定在一起。

在本发明中，如图 1、图 4 所示，为了降低接触应力，两个外圆柱行星齿轮第一侧行星齿轮 4 与第二侧行星齿轮 5 沿轴线方向的啮合长度分别大于第一侧行星齿轮 4 与第一侧内齿轮 2 的啮合长度及第二侧行星齿轮 5 与第二侧内齿轮 3 的啮合长度。

在本发明中，行星齿轮系各齿轮齿数的选择应满足输出扭矩的分配比例要求，即第一侧内齿轮 2 与第二侧内齿轮 3 的齿数之比接近于所需的扭矩分配比例。而两个行星轮齿数和变位系数的选择只需满足安装条件，即双侧内齿轮的轴线重合和不干涉的条件即可。

具体地，为了使作为滑动轴颈的第一侧行星齿轮 4 的齿顶圆 41 和第二侧行星齿轮 5 的齿顶圆 51 具有较大的支承面积和耐磨性能，在设计中采用了增加行星齿轮的长度，并可采用较小的压力角或短齿齿形，如采用 14.5～17.5 度的小压力角或齿顶高系数为 0.8～0.9 的短齿齿形的方法。

作为一个可选的具体实施例，如图 1－3 所示，本限滑差速器设置于驱动桥的主减速器内，用于将动力分配给左右两侧驱动轮。在该例子中，其中的第一侧、第二侧形成为沿车行进方向的右侧和左侧。动力由被动齿轮（图中未画出）经差速器壳体 1 输入，要求的理论扭矩分配比为 1:1，第一侧内齿轮 2（即右侧内齿轮）和第二侧内齿轮 3（即左侧内齿轮）的齿数均为 28，第一侧行星齿轮 4（即右侧内齿轮）和第二侧行星齿轮 5（即左侧行星齿轮）的齿数均为 14，内齿轮和行星齿轮均为直齿轮。采用 20 度压力角和齿顶高系数为 0.9 的短齿齿形，以获得较大的长度宽和支承面积。当两侧内齿轮上的扭矩分配比在 1:3.2～3.2:1 之间时，差速器不会发生滑转，具有较强的限滑能力，同时在转向时外侧驱动轮也不会产生负牵引力。

作为第二个可选的具体实施例，如图 4－7 所示，该差速器设置于分动箱内，动力通过差速器壳体输入，第一侧内齿轮 2 的输出端通过前桥传动轴连接到前驱动桥上，第二侧内齿轮 3 的输出端通过后桥传动轴连接到后驱动桥上。在该例子中，其中的第一侧、第二侧形成为沿车行进方向的前后两侧。

要求的理论扭矩分配比例为 1:1.5，选用的第一侧内齿轮 2（即前侧内齿轮）的齿数为 22，第二侧内齿轮 3（即后侧内齿轮）的齿数为 33，第一侧行星齿轮 4（即前侧行星齿轮）的齿数为 13，第二侧行星齿轮 5（即后侧行星齿轮）的齿数为 14，理论扭矩分配比与需求值一致。在该例子中，所述第一侧行星齿轮 4 在轴向方向可从第一侧内齿轮 2 延伸到第二侧内齿轮 3，并在第二侧行星齿轮 5 全部轴向齿面上与第二侧行星齿轮 5 相啮合，从而增加了两个外圆柱行星齿轮间的啮合长度，降低了齿面间的接触应力。行星齿轮有少量角度变位，以满足中心距的要求。为了便于制造，行星齿轮和内齿轮均采用正常的 20 度法向压力角。采用齿顶高系数为 0.8 的短齿齿形，可获得较大的齿顶宽度和支承面积，以减小行星齿轮齿顶圆 41、51 和第一内孔 61、第二内孔 62 的内壁的磨损。差速器中的各个齿轮均为直齿齿轮，差速器能输出的第一侧内齿轮 2 与第二侧内齿轮 3 之间的扭矩比例范围为 1:4.8～2.13:1，既能获得较高的限滑能力，又能防止功率循环。

依本实施例做出的具体试验数据仅用于说明本发明，而非用于限定本发明。

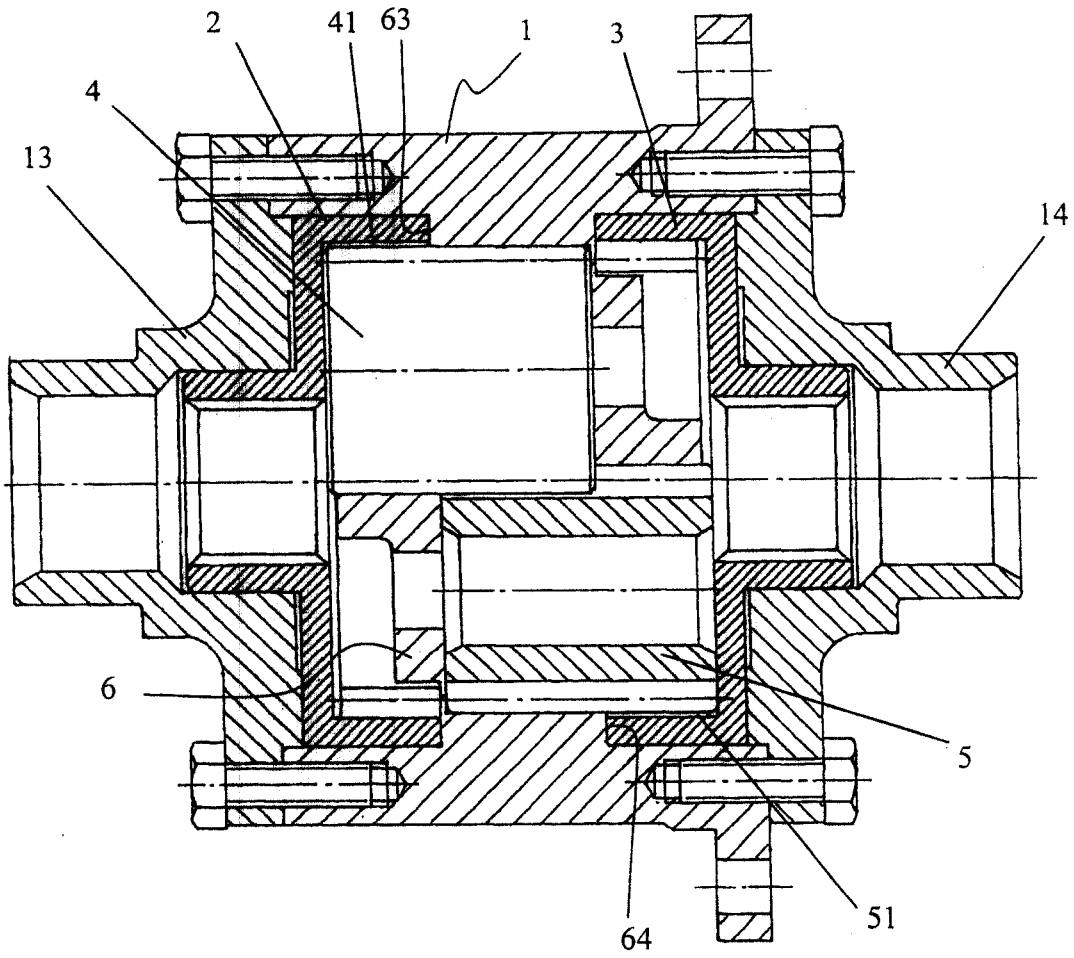


图 1

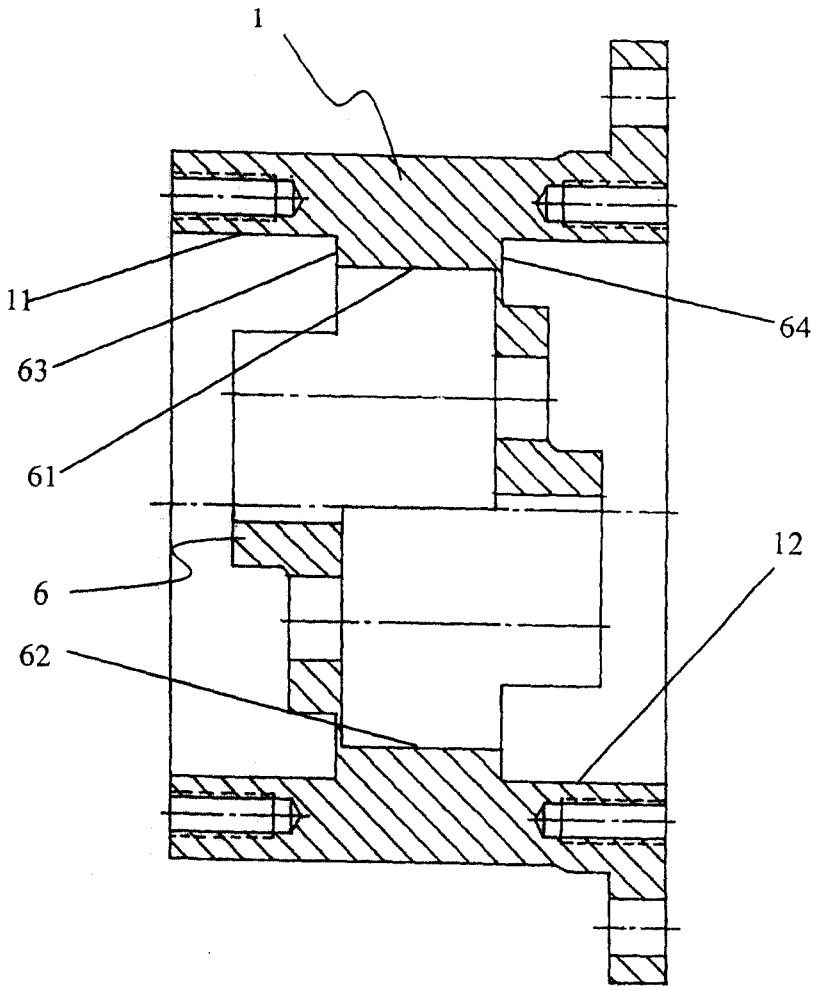


图 2

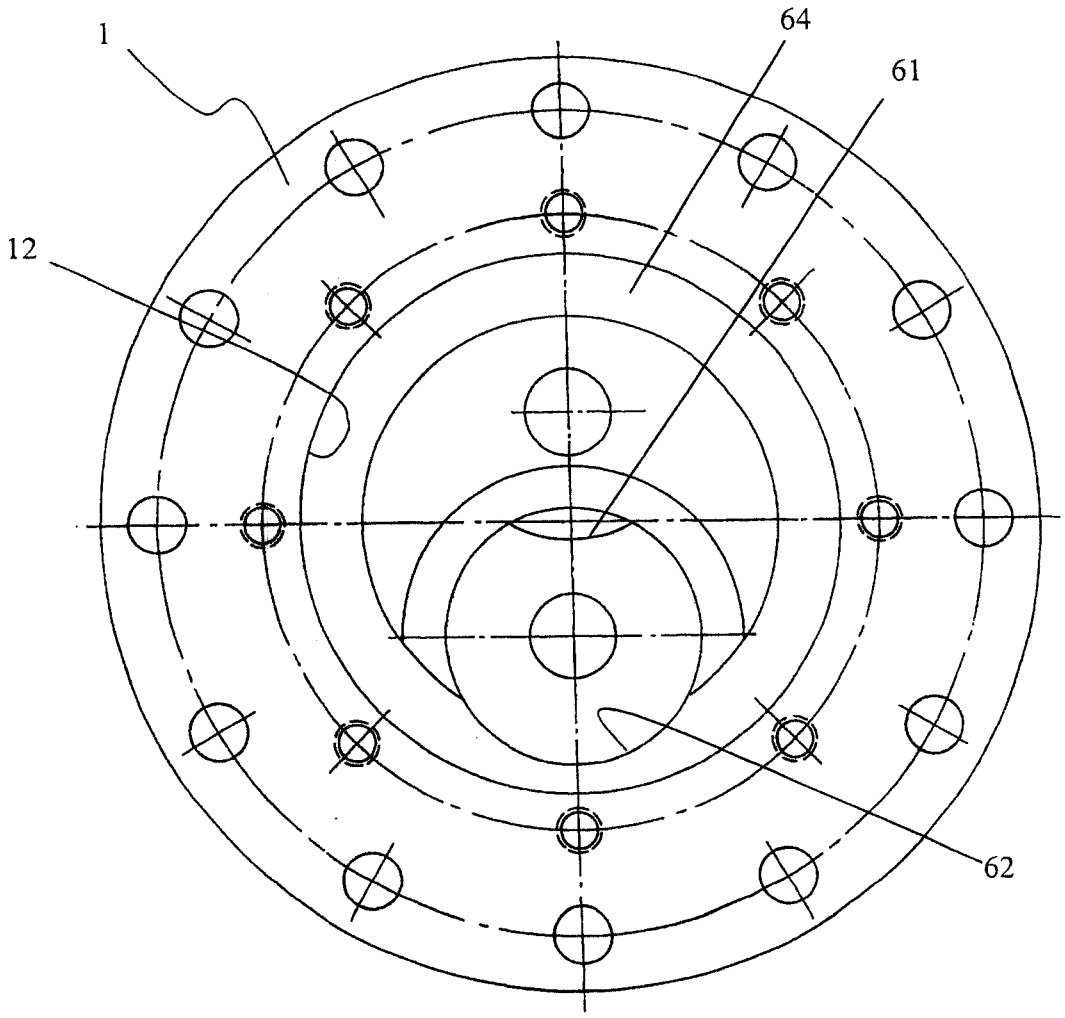


图 3

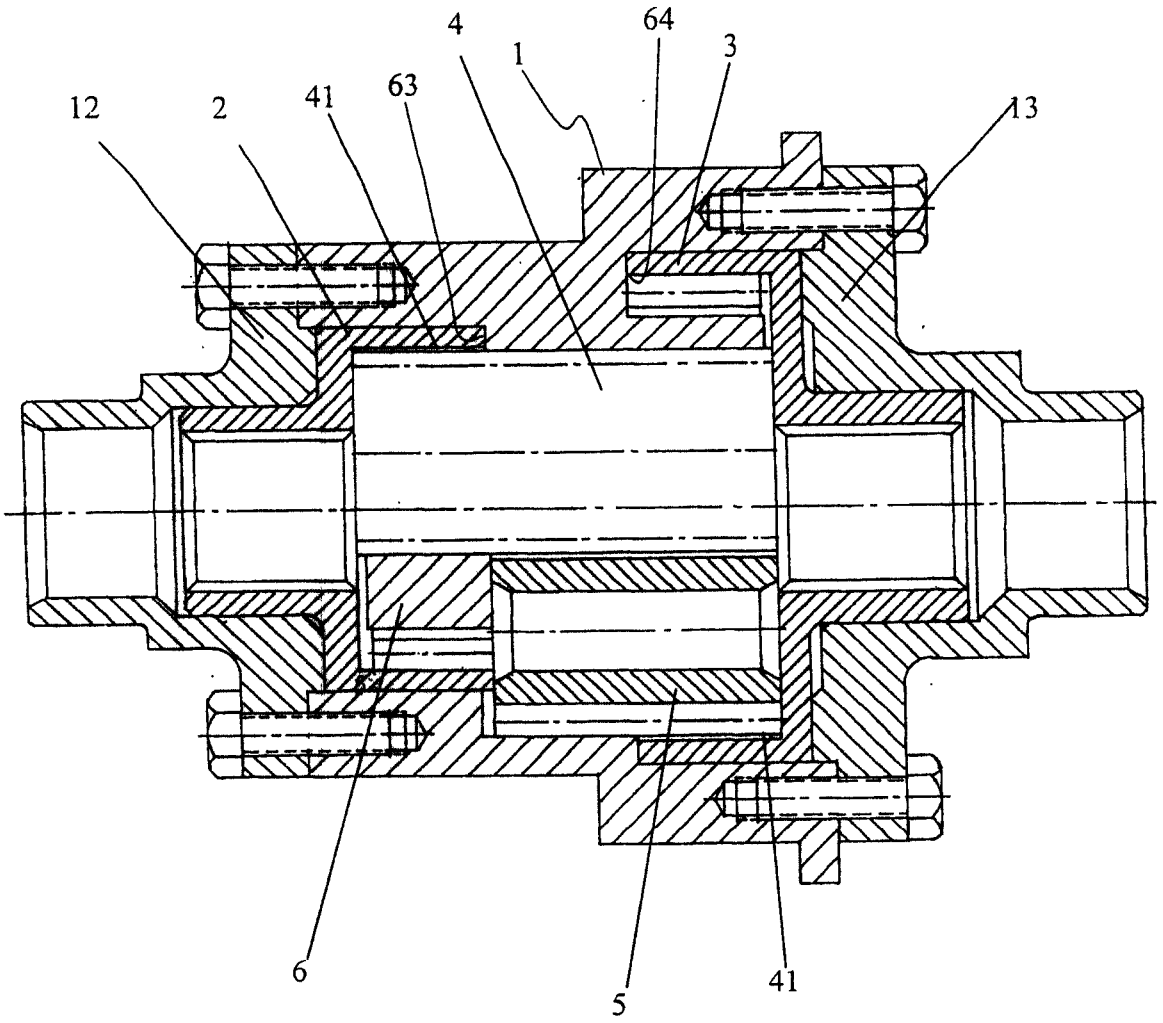


图 4

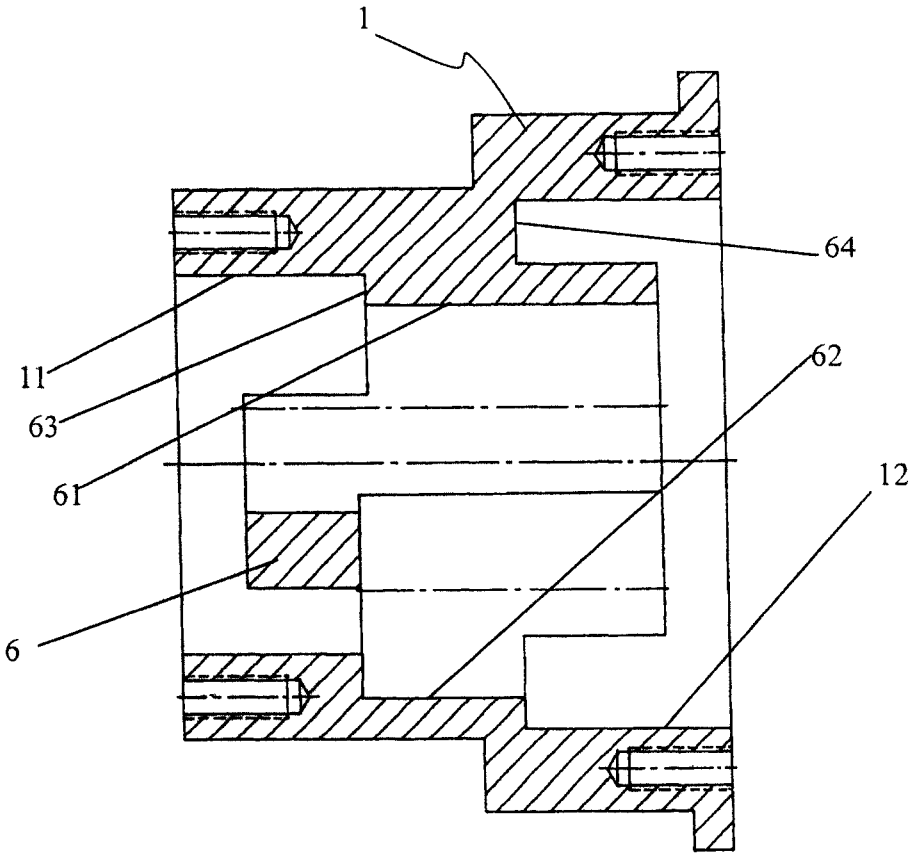


图 5

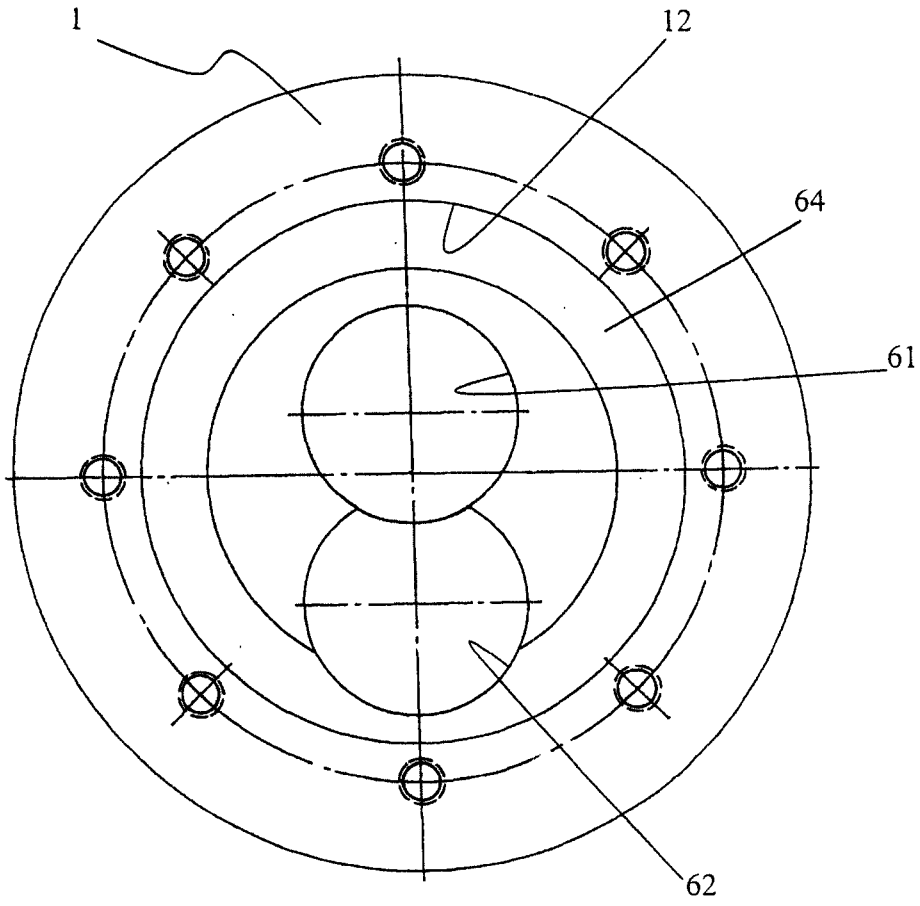


图 6

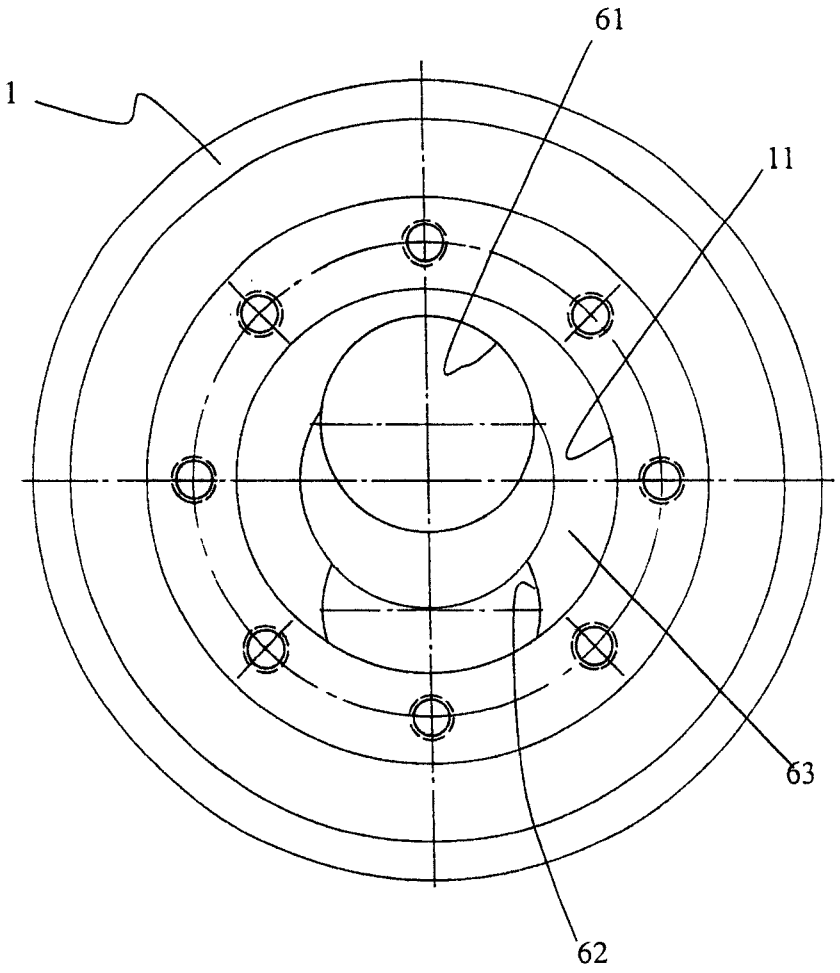


图 7