

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织
国际局



(10) 国际公布号
WO 2010/034223 A1

(43) 国际公布日
2010年4月1日 (01.04.2010)

PCT

- (51) 国际专利分类号:
F16D 41/02 (2006.01) *F16D 41/08* (2006.01)
- (21) 国际申请号: PCT/CN2009/073774
- (22) 国际申请日: 2009年9月7日 (07.09.2009)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (30) 优先权:
200810161306.X 2008年9月8日 (08.09.2008) CN
- (72) 发明人; 及
(71) 申请人: 洪涛 (HONG, Tao) [CN/CN]; 中国广东省湛江市霞山区建新西路2号4栋2门302号, Guangdong 524019 (CN).
- (74) 代理人: 北京市柳沈律师事务所 (LIU, SHEN & ASSOCIATES); 中国北京市朝阳区北辰东路8号汇宾大厦 A0601, Beijing 100101 (CN).
- (81) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的国家保护): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW。
- (84) 指定国 (除另有指明, 要求每一种可提供的地区保护): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), 欧洲 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

[见续页]

(54) Title: LEADING TYPE JAW OVERRUNNING CLUTCH

(54) 发明名称: 导向式牙嵌超越离合器

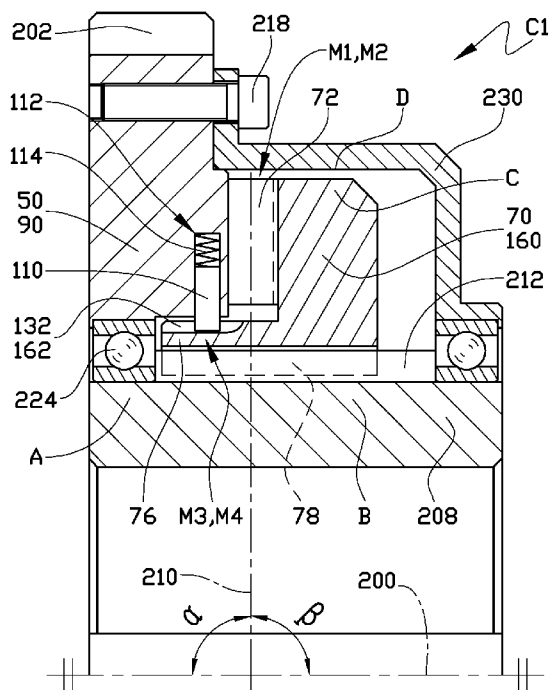


图 1 / FIG. 1

(57) Abstract: An overrun clutch is disposed with a revolving leading-in mechanism (M3), a revolving leading-out mechanism (M2), and a fixed-point actuating mechanism (M4) which controls the precise action of the leading-in mechanism (M3). The leading-in and leading-out movement of a movable ring relative to a fixed ring are both made along a fixed helical rail. The movements are accurate in both axial direction and circumferential direction without any errors, and are not effected by rotational speed and wear. Furthermore, simply changing and locking the relative position of a leading-out ring of the leading-out mechanism (M2) can change the operating direction of the clutch, and make the particular fixed-point actuating mechanism (M4) inactive, so that the clutch transforms into a unidirectional or bidirectional overruning clutch, a gliding device, a joint, or a simple clutch, and so on.

[见续页]

WO 2010/034223 A1



本国际公布:

- 包括国际检索报告(条约第 21 条(3))。

(57) 摘要:

一种超越离合器,其设置有转动地导入机构(M3)和导出机构(M2),以及控制导入机构(M3)精确动作的定点致动机构(M4);移动环(70)相对于固定环(50)的导出和导入运动均沿着固定的螺旋轨道进行,该运动在轴向与周向上均精准无误,不受转速和磨损的影响;而且,简单地变换和锁定导出机构(M2)中的导出环的相对位置,便可改变离合器的工作方向及令特定定点致动机构(M4)失效,从而致使其成为单、双向超越离合器、滑行器、联轴器或单纯离合器等。

导向式牙嵌超越离合器

技术领域

本发明涉及机械传动领域中的一种离合装置，以及诸如包含此种离合装置的牙嵌差速器之类的其它传动装置，特别涉及但不仅仅涉及一种具备传递转矩和转动超越功能的牙嵌式超越离合器。

背景技术

摩擦式超越离合器作为现有技术中的主要/流类型，其存在承载能力低下、可靠性差、传动效率低、加工装配困难、成本高、易磨损、应用范围小的缺点（《超越离合器的发展现状及趋势》，张济政等，第三届中日机械技术史国际学术会议，昆明，2002年，398~403）。而嵌入式，虽具有克服上述不足的可观潜力，却由于超越转动时有碰撞、碰撞噪声和业界固有认识等原因，除了 SSS（Synchro-Self-Shifting）同步离合器外，该类超越离合器几乎未得到应有的重视或应用，尤其是对于其中的牙嵌式，其承载能力巨大，径向尺寸相对较小，以及接合/嵌合后没有相对滑转等优点更没有得到实质利用。

SSS 同步离合器的主要工作原理是，依靠单向棘爪的致动作用，以及位于移动环与传动轴之间的螺旋花键齿副的相对转动的导向作用，致使传力齿环双方于周向相对静止中实现轴向的接合/嵌合和分离（此即所谓的同步自移动）。其中，螺旋花键齿副兼具传递转矩和转动导向的双重功能。相对摩擦式超越离合器，SSS 同步离合器兼具高转速和高转矩的优点（最大转矩与摩擦式超越离合器的一百万牛米相当）。但其技术发明至今已有不少于 40 年的历史，或囿于技术上的惯性思维，或受现有技术的原理和结构的束缚，其核心结构或工作模式未得到实质的改进、提高或革新。其转矩传递仍只有依靠圆柱面上的直齿这一种形式（其周向间隙量致使承载能力与同轴度、接合可靠性相矛盾），传力齿的接合/嵌合或分离仍唯一地依靠同步模式，转动导向机构的致动原动力仍唯一地依赖于移动环与传动轴之间的相对转动。因此，其固有缺点一直没有得到克服。例如，制造、装配的精度和工艺要求过高，同轴度要求过严，成本过高，移动环轴向移动量较大，核心结构的轴向、径向尺寸及独占空间都较大，不易小型化，致使其应用范围过窄（主要应用于舰船和大型发电机组等少数传动轴系），通用性较差。而且，其花键齿的螺旋升角特性在导致花键齿面摩擦强度过高的同时，更因材料的机械/力学潜能的有效利用率显著低于 100%，而降低了其承载能力。另外，因结构和工作原理所致，其承载能力还不够大，更无法实现双向承载以及工作状况的人为可控，实用中接合/嵌合或分离可靠性也不够高。

发明内容

本发明致力于解决上述问题。

本发明的目的在于，提供一种嵌合、分离均由转动导向机构完成，分离和嵌合轨迹相对固定，传力齿布局和导向机构的致动原动力多样，齿顶间无滑动磨损且承载能力更大的导向式牙嵌超越离合器，其可选择地具有单向、双向超越离合器工况，以及受控制的滑行器、离合器或联轴器工况。

为达成上述发明目的，本发明之导向式牙嵌超越离合器，包括用于传递转矩的轴向嵌合式传力嵌合机构，其具有绕同一轴线转动且分别形成有传力齿的固定环和移动环，移动环与离合器外的第二转动构件组成既可轴向移动又可传递转矩的外部传动机构；至少一个转动导向式导出机构，其在第二转动构件与固定环间开始超越转动时，致使移动环轴向远离固定环，以解除传力嵌合机构的轴向嵌合；至少一个转动导向式导入机构，其在第二转动构件与固定环间开始反超越转动时，致使移动环轴向移向固定环，以恢复传力嵌合机构的轴向嵌合；至少一个定点致动机构，其用于上述反超越转动过程中，在移动环相对固定环处于特定圆周位置时致动导入机构，以完成导入运动；其特征

10 在于：传力嵌合机构嵌合时，其全部传力齿的实际啮合表面的啮合中线至少大体上位于同一啮合圆锥面上。

优选地，上述啮合圆锥面与回转轴线之间的夹角大于等于 0° 而小于等于 180° ，导出机构和导入机构中的至少一个机构以移动环与固定环之间的相对转动为其致动原动力，传力嵌合机构嵌合时的入口裕度大于零。

本发明的更多的优良改进方案，以及受控制的双向超越离合器方案，由其它从属权利要求给出。

需要特别说明的是，本发明文件所用相关概念或名词的含义如下：

失效：指机构或零件由于人为或客观原因不能正常工作，丧失其基本功能之含义。例如，以破坏构件基本关系的方式将棘轮机构中棘爪与棘齿轴向相互错位，或者，以破坏构件基本运动的方式将其棘爪强制约束在分离位置上，该棘轮机构都将因二者丧失啮合的可能而失效。

转动导向机构：由圆周相对转动为致动原动力以产生/得到轴向相对移动的机构。既包括螺旋升角严格一致的同轴螺旋机构、异轴外啮合斜齿轮机构等，也包括螺旋升角不严格一致的径向销槽机构、端面棘轮机构、端面嵌合机构及圆柱凸轮机构等。本发明中导入机构和导出机构均为转动导向机构。

轴向嵌合：嵌合机构中嵌合双方的嵌合或分离均伴随有双方轴向相对移动的一种嵌合模式；其嵌合齿可以形成在双方的端面、锥面或圆柱面上。

超越转动和反超越转动：都是转矩传递路径下游一方的转动构件相对转矩传递路径上游一方转动构件的转动，只是前者的相对转动方向与超越离合器所

要传递的圆周力方向一致，而后者的相对转动方向却与之正好相反。

根据本发明的导向式牙嵌超越离合器，其转动导向式导出机构和导入机构的致动原动力，穷尽了所有可能，可以是移动环与第二转动构件间的相对转动，也可以是移动环与固定环间的相对转动。另外，传力嵌合机构的传力齿不再唯一地呈圆柱形分布，丰富了传力齿的布局形式，致动选择机构、换向及换向驱动机构令控制其工况成为可能并简单快捷。不仅实现了本发明的目的，而且相比现有技术，还提升了承载能力，实现了大转矩高转速高功率的传动，更可受控地具有双向超越、纯离合器、联轴器及滑行器工况。同时，其接合和分离更可靠，同比尺寸更小，适用性更广，制造和装配工艺成熟，安装、使用和维护简单方便。借助下述实施例的说明和附图，本发明的目的和优点将显得更为清楚和明了。

附图说明

图 1 是根据本发明的封装形式一的单向超越离合器的简化的轴向剖面图。

图 2 是图 1 中移动环的示意图，(a)是仰视图的轴向半剖图，(b)是主视图。

图 3 是图 1 中的传力嵌合机构、导出机构以及导入机构三者的齿廓，在同一外圆柱面上的径向投影的局部系列展开图，以及对应的导入机构的假想齿廓在棘爪所处轴截面轴向投影的局部展开图，其中，(a)对应于传力工况，(b)对应于超越工况，(c)对应于嵌合复位过程，图中箭头表示移动环相对固定环的转动方向。

图 4 是根据本发明的封装形式二的单向超越离合器的简化的轴向剖面图。

图 5 是图 4 中棘爪的示意图，(a)是仰视图，(b)是主视图，(c)是俯视图。

图 6 是图 4 中棘爪阻挡环的局部结构的放大示意图。

图 7 是图 4 中一种可选棘爪的示意图，(a)是仰视图，(b)是主视图，(c)是俯视图。

图 8 是根据本发明的轴—轴传动形式的双向超越离合器的轴向剖面图。

图 9 是图 8 中移动环的示意图，(a)是右视图的轴向半剖图，(b)是主视图。

图 10 是图 8 中固定环的示意图，(a)是主视图的轴向半剖图，(b)是(a)中 H 方向局部结构的放大示意图。

图 11 是图 8 中棘爪的示意图，(a)是仰视图，(b)是主视图，(c)是俯视图。

图 12 是图 8 中导出环的示意图，(a)是简化的主视图的轴向剖面图，(b)是左视图的局部结构的放大示意图。

图 13 是图 8 中导入环的示意图，(a)是仰视图的轴向半剖图，(b)是主视图。

图 14 是图 8 中棘爪阻挡环的局部结构的放大示意图。

图 15 是图 8 中摆杆的示意图，(a)是主视图，(b)是俯视图。

图 16(a)是图 8 中驱动环的局部结构的放大示意图, (b)是其可选结构。

图 17 是图 8 中的传力嵌合机构(1)、导出机构(2)以及导入机构(2)三者的齿廓, 在同一外圆柱面上的径向投影的局部系列展开图, 以及对应的定点致动机构的假想轴向投影轮廓的局部展开图(3), 其中, (a)对应于传力工况, (b)对应于超越
5 工况, (c)对应于嵌合复位过程, 图中箭头表示移动环相对固定环的转动方向。

图 18 是双向超越离合器中采用半齿导出环换向方案时, 以传力嵌合机构以及导出机构二者齿廓间的关系表示的换向原理图, (a)对应于方向一的超越工况, (b)对应于方向二的超越工况, 图中箭头表示超越转动方向。

图 19 是图 20 中摆杆的示意图, (a)是主视图, (b)是俯视图。

10 图 20 是根据本发明的封装形式二的双向超越离合器的轴向剖面图。

图 21 是图 20 中移动环的示意图, (a)是右视图的简化的轴向剖面图, (b)是简化的主视图。

图 22 是图 20 中固定环的示意图, (a)是主视图的轴向半剖图, (b)是(a)中 H 方向局部结构的放大示意图, (c)是(b)中 T-T 截面的局部放大图。

15 图 23 是图 20 中的传力嵌合机构(1)、导出机构(2)以及导入机构(2)三者的齿廓, 在同一外圆柱面上的径向投影的局部系列展开图, 以及对应的定点致动机构在棘爪所处轴截面的假想轴向投影轮廓的局部展开图(3), 其中, (a)对应于传力工况, (b)对应于超越工况, (c)对应于嵌合复位过程, (d)对应于加入可选导入环后传力工况的示意图; 图中箭头表示移动环相对固定环的转动方向。

20 图 24 是图 20 中可选构件导入环的示意图, (a)是主视图, (b)是左视图的轴向半剖图。

具体实施方式

25 必要说明: 本说明书的正文及所有附图中, 相同或相似的构件及特征部位均采用相同的标记符号, 并只在它们第一次出现时给予必要说明。同样, 也不重复说明相同或类似机构的工作机理。另外, 为区别布置在对称或对应位置上的两个相同的构件或特征部位, 本说明书在其编号后面附加了字母, 而在泛指说明或无需区分时, 将不作区分也不附加字母。

实施例一: 具有封装形式一的轮-轴传动式单向超越离合器 C1

30 参见图 1, 超越离合器 C1 的固定环 50 与支撑壳 230 通过螺钉 218 紧固成一体, 二者借助两个轴承 224 轴向固定在第二转动构件 208 上, 以将传力嵌合机构 M1、导出机构 M2、导入机构 M3 和定点致动机构 M4 封装起来, 并可单独或一体地绕轴线 200 转动。

35 传力嵌合机构 M1 包括轴向相对嵌合的固定环 50 与移动环 70, 参看图 1~图 3。移动环 70 上周向均布的传力齿 72 最佳地具有一个平行于轴线 200 的传力

齿侧面 74，其另一齿侧面是相对轴线 200 倾斜的附属导出齿侧面 104。显然，传力齿侧面 74 的齿根也可内缩或外凸（但无益于制作、转矩传递和啮合稳定）。固定环 50 上嵌合端面的结构和齿数完全对等于移动环 70，其传力齿 52 相应地具有传力齿侧面 54 和导出齿侧面 94。也就是说，传力齿 52 与导出齿 92 共体，
5 传力齿 72 与附属导出齿 102 共体，周向上各占据齿体的一半各对应于不同的圆周方向，横截面总体上呈锯齿状。因此，嵌合双方在组成单向传力嵌合机构 M1 的同时也组成了单向导出机构 M2，并分别对应不同的圆周方向。这一点在图 3 中显示得最为清楚。其中，固定环 50、移动环 70 的齿槽槽口宽度显著大于对方的齿顶宽度，二者之差即入口裕度显著大于零。

10 传力嵌合机构 M1 的实际啮合表面的啮合中线 210 的全体位于同一啮合圆锥面上，其与回转轴线 200 的夹角分别记为 α 和 β ， $0^\circ \leq \alpha \leq 180^\circ$ ， $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$ ，且 $\alpha + \beta = 180^\circ$ ，参见图 1。本实施例中， $\alpha = \beta = 90^\circ$ ，即啮合圆锥面具体为啮合平面，这显然更有利于制造，更有利于结构布置和提升性能。这里，啮合圆锥面的概念与直齿圆锥齿轮中的节圆锥相类似。

15 参看图 1、图 2，导入机构 M3 包括可以相互啮合的柱销式棘爪 110 和螺旋型附属导入齿 162，前者与复位弹簧 114 一起以周向和轴向均固定的方式嵌装在固定环 50 的径向型座槽 112 中，后者周向均布在附属导入环 160 的外圆柱面上，该环与移动环 70 的花键基体环 76 形成为一体。附属导入齿 162 的齿侧面 164 的升角可确保其对应的摩擦副不自锁，并具有与附属导出齿侧面 104 相同的螺旋旋向（例如均为左旋），但两齿侧面的圆周朝向正好互反。
20

定点致动机构 M4 包括棘爪 110，复位弹簧 114，以及与附属导入齿 162 形成为一体的棘齿 132，其齿数等于传力齿 72 的齿数，其啮合面 134 就是附属导入齿侧面 164。也就是说，定点致动机构 M4 与导入机构 M3 混合成一个空间导向棘轮机构，参看图 1~图 3。并且关键地，当传力嵌合机构 M1 完全啮合时，
25 定点致动机构 M4 仍处于啮合状态，以制止前者的非超越分离。

于是，在移动环 70 通过其内花键齿 78 与第二转动构件 208 的花键齿 212 相连组成花键式外部传动机构后，超越离合器 C1 便可在后者轴孔中的第二转轴与通过轮齿 202 相连到固定环 50 的齿轮（均未示出）之间传递转矩。例如，经轮齿 202 传给固定环 50 的转矩，再经传力嵌合机构 M1 传至移动环 70，并最终
30 由花键副传递给第二转动构件 208，或者正好相反，参见图 3(a)。传力工况中，定点致动机构 M4 的棘爪 110 和棘齿 132 始终处于啮合状态，具有可靠的轴向锁定作用，所以，移动环 70 不可能相对固定环 50 轴向分离，除非超越转动时。因此，传力工况是稳定和可靠的。

超越转动开始后，随着移动环 70 的转速开始快于固定环 50，导出机构 M2 中的附属导出齿侧面 104 相对导出齿侧面 94 按图 3(b)所示的箭头方向滑转，致
35

使移动环 70 相对固定环 50 轴向分离导出, 传力嵌合机构 M1 及导出机构 M2 先后失效, 超越离合器 C1 进入超越工况, 复位弹簧 114 压迫下的棘爪 110 沿棘齿 132 的齿背无阻挡地滑转摩擦或无接触空转, 参见图 3(b)。

当移动环 70 的转速开时慢于固定环 50 的瞬间, 也就是其按图 3(c)所示的箭头方向开始反超越转动的零时刻, 超越离合器 C1 便由超越工况即刻转入嵌合复位的导入过程。定点致动机构 M4 的棘爪 110 必与遇到的第一个棘齿 132 啮合以致动导入机构 M3。之后, 在棘爪 110 的带动下, 反超越转动的移动环 70 将顺着螺旋型附属导入齿侧面 164 规定的轨迹滑转, 其传力齿面 74 的最高缘则沿对应的嵌合路径 80 滑转, 直至传力齿 72 与 52 轴向上周向上完满啮合。于是, 嵌合复位过程结束, 反超越转动停止, 超越离合器 C1 回复到如图 3(a)所示的传力工况。并且, 棘爪 110 与棘齿 132 仍处于啮合状态。

由上述说明可见, 本实施例中, 传力齿 52、72 及花键齿 78 上的周向压应力和弯矩可以 100%用于转矩传递, 即, 在表面压应力和抗弯强度两方面, 材料的机械潜能的有效利用率可以达到 100%, 这显著高于现有技术中螺旋花键副的约 70~90%的水平。尤其是, 移动环 70 的轴向移动量与端面型传力齿 52、72 的齿长无关, 不像其在 SSS 同步离合器中那样直接制约了传力齿的长度也就是转矩传递能力, 令该长度与快速接合并减小接合冲击, 即减小溜滑角直接矛盾。因此, 相比现有技术, 本实施例具有更大承载能力和更高抗冲击能力, 更小径向和轴向尺寸, 以及相应更高工作转速和更广应用范围的优点。可应用于大型传动场合, 更可应用于小型传动场合, 通用性更好。

例如, 作为现有技术和产品代表的英国 SSS Gears Limited 公司的同步离合器 55T 的具体参数为: 工作转矩 5,000 牛米, 破坏转矩 15,000 牛米, 传力齿最大接合外径 155 毫米, 独占轴向长度 207.5 毫米(移动环位移量应不低于 13 毫米); 而《汽车车桥设计》一书(刘惟信, 清华大学出版社 2004 年 4 月, p273~277)介绍的 3 II JI-164 型牙嵌式自由轮差速器在传力齿最大接合外径同为 155 毫米时, 其单侧超越离合器的计算转矩就已高达 15,680 牛米, 而其 18 个传力齿还是横截面呈倒梯形的双向齿, 轴向共用长度不到 60 毫米, 移动环位移量仅 5.5 毫米。如果换成本实施例的锯齿形单向传力齿, 其承载能力还要放大约 4~5 倍左右。也就是说, 简单类比即可知, 本实施例在同等传力外径时的承载能力已达 62,720~78,400 牛米, 约为 55T 的 12~15 倍。

另外, 假设本实施例与现有技术的诸如产品 55T 的棘齿齿数相同, 那么, 双方在定点致动机构 M4 致动前反超越转过的(统计或概率平均)圆周角便相同, 于是, 对比双方的啮合冲击强度将仅仅取决于导入过程所需转动的角度。毋庸置疑, 在具有相同的导向螺旋升角的情况下, 本实施例的转动角度成倍地小于现有技术的。一是如上所述, 移动环 70 的移动量已成倍降低, 二是本实施例的

导入机构 M3 所处半径显著较大,而半径较大就意味着同样的圆周距离所对应的圆周角较小(本实施例的导入机构 M3 更可布置到移动环 70 的外圆柱面上,参见下述说明)。因此,本实施例为完成嵌合复位所需反超越转过的总的圆周角度,也就是溜滑角,传力嵌合机构 M1 啮合瞬间双方的转速之差以及啮合冲击强度,都显著或至少明显小于现有技术的。

显然,本实施例没有独立的非对称回转构件,没有与离心力成正比的摩擦阻力,因此,实现相对更高转速更高转矩的同时也相对大幅提高了传递的功率。而获得这些性能优点的同时,因可选用锯齿形传力齿以及直齿花键等具有相对更成熟和更低成本的工艺结构,其制造、装配、安装反而更简单,成本更低。

并且,参见图 3(c),因传力嵌合机构 M1 的轴向嵌合采用的是始于齿顶的具有大入口裕度的楔形模式,而非始于齿侧的小的或零入口裕度的等宽模式;因作为控制部分的导出机构 M2 和导入机构 M3、作为传力部分的传力嵌合机构 M1 和花键齿副(即外部传动机构)四者各自独立,且均不受其它机构磨损的影响;因导入、导出过程中,定点致动机构 M4 始终处于有效状态,更可与传力嵌合机构 M1 同时处于啮合状态而无承受转矩的可能,其组成双方无需像现有技术那样为确保上述啮合状态的互反而反复地轴向错位;所以,本实施例相对现有技术具有更高的工作可靠性,更长的工作寿命,更低的使用和维护要求。并且,传力嵌合机构 M1 轴向嵌合的可靠性更不再敏感于同轴度,不再敏感于花键副或者轴承的磨损。

应该注意到,由于本实施例中移动环 70 的质量相对较小,所以,定点致动机构 M4 啮合的瞬间,棘爪 110 受到的冲击强度相对现有技术较小。另外,本实施例中的定点致动机构 M4 实质上是一个导向棘轮机构,啮合时,棘爪 110 上存在轴向分力。因此,只要如图 8 所示以一个轴向支撑构件 136 来单向限定棘爪 110,上述冲击的危害就会减小,尤其是在支撑构件 136 本身具有轴向弹性,或者其间间隔有弹性元件的情况下。于是,相比现有技术,本实施例的定点致动机构 M4 不仅所受冲击更小,而且其抗冲击能力更强,刚性损坏的可能性更显著降低。与关键之处显著提高了整体的工作可靠性和寿命。

分析图 1 容易明了,导向棘轮机构的棘爪和棘齿不仅可以径向换位,而且还可以布置在或重复布置在移动环 70 的 C 部位与支撑壳 230 的 D 部位,以分别或同时适应高低工作转速,且其棘爪或棘齿仍可通过螺钉 218 实现与固定环 50 的周向固定。对于具备明确超越规律的应用部位,例如低速接合高速分离的起动机的传动轴系,或者高速接合低速分离的双发直升机的传动轴系,借助离心力将很容易实现无空载转矩的超越转动。由此可见,导向棘轮机构中的复位弹簧 114 并非必需,其功能完全可以借助棘爪 110 的周向分布密度(如大于 4 个)而由其本身的重力或离心力提供。

同样容易明了的是，本发明并未限定棘爪 110 的结构形式，以圆柱形出现在图 1 中只为方便说明而已，它完全可以具有其它任何一种结构形式，比如图 11 所示的形成有自转定位柱面或孔面的普通摆动式棘爪。同理，定点致动机构 M4 也可以是诸如销槽式嵌合机构，或电动、液动等机构。

5 应说明的是，本发明并未对相关齿的圆周分布和数量给予特别限定，相互间完全可以存在整数倍关系。但必须强调的是，传力齿 52、72，导出齿 92、102，导入齿 152、162，及棘齿 132、棘爪 110 四组中的至少一方，其数量应最佳地分别等于同一自然数，并布置在按该自然数所等分的圆周等分点上，而各自的另一方只要布置在按该自然数所等分的圆周等分点上即可，并不要求足数布置。
10 比如，本实施例中该自然数是 18，但棘爪 110 的数量就可以等于 1。

所以，当棘齿 132 与传力齿 52 或 72 的个数相等时（如 18 个），一周内嵌合路径 80 的个数将等于传力齿的个数，可以确保传力嵌合机构 M1 具有最快最优的嵌合复位性能，参看图 3(c)。另外，为可靠工作，附属导入齿侧面 164 的螺旋升角应不小于导出齿侧面 94 或 104 的螺旋升角。

15 必须指出的是，本实施例的导出机构 M2 和导入机构 M3，可分别或同时以移动环 70 与固定环 50 之间的相对转动，以及移动环 70 与第二转动构件 208 之间的相对转动为其致动原动力，以分别或同时发挥致动作用。如图 1 所示，花键齿副的直齿花键可以改为螺旋花键，其旋向相反于附属导入齿侧面 164 的旋向，以利于移动环 70 的轴向移动及嵌合传力状态的稳定（双保险）。并且，只
20 要附属导入齿侧面 164 与同一圆周部位的花键齿啮合面之间的夹角大于该两个摩擦副联合自锁的摩擦角，就可确保导入机构 M3 的有效，而不论其位于何处。也就是说，即便移动环 70 相对固定环 50 和第二转动构件 208 的单独转动因摩擦副分别自锁而不能轴向移动，但仍可被后两者之间的相对转动导入/挤入，即，被两个单独相对转动的导向分力的合力共同导入。此外，即便是导出机构 M2
25 和导入机构 M3 与花键齿副混合成一个类似于现有技术的 SSS 同步离合器中的螺旋导向机构，唯一地以移动环 70 与第二转动构件 208 之间的相对转动作其致动原动力，其仍具有如上所述的部分优点，仍优于现有技术。届时，棘齿啮合面 134 平行于轴线 200，传力齿 52、72 的横截面可以呈矩形，传力嵌合机构 M1 可无周向间隙，并且，为避免承受转拒，在传力嵌合机构 M1 完全嵌合复位之前，
30 棘轮式定点致动机构 M4 须以轴向错位的方式先行失效。

显然，本实施例的传力齿的布局可以有圆柱面、圆锥面以及平端面多种形式。但不难理解，无论是对于制造装配，还是对于性能、可靠性或寿命等， $\alpha = \beta = 90^\circ$ 的平端面布局形式，都要显著优于 α 、 β 取其它值时的锥面或圆柱面的布局形式。特别地，当 $\alpha = 180^\circ$ ， $\beta = 0^\circ$ ，即传力嵌合机构 M1 的传力齿
35 均以直齿形式形成在圆柱面上，啮合圆锥面具体为啮合圆柱面，而所述导出机

构 M2 和导入机构 M3 又唯一地与花键齿副混合成为一个螺旋导向机构时,得到的将是现有技术的 SSS 同步离合器。即,现有技术仅仅是本实施例 α 或 β 扩展取值的特例,而且是失去上述所有有益效果的特例。

另外很显然地,本实施例中的第二转动构件 208 并不是必需的,同时,固定环 50 上的传力结构也可由轮齿 202 改换成传力键槽或者皮带沟槽,或者直接将本实施例改换为如图 8 所示的轴—轴传动结构形式。并且更可仿照图 8 单独设置一个导入环 150,以拆分上述刚性合一的导向棘轮机构。即,在导入环 150 与固定环 50 之间形成单独的棘轮式定点致动机构 M4,在导入环 150 与移动环 70 之间形成单独的螺旋导入机构 M3 (详见实施例三の説明),如是,定点致动机构 M4 还可以呈端面型棘轮机构的形式。

再有,由于没有轴向强制压合力,所以,本实施例几乎没有分离阻力,并在超越工况中显然地不存在轴向间的摩擦接触及与之对应的空载转矩。而在第二转动构件 208 的 B 部位径向地布置诸如弹簧滚珠定位机构,以保持住移动环 70 的轴向分离工位,更可有效防止其与固定环 50 的意外碰撞。

进一步地,为减少棘爪 110 的磨损、碰撞和噪音,降低棘爪复位弹簧 114 的疲劳速度,延长寿命,还可以通过加入如图 4 所示的阻挡环 140 的方法来阻止超越工况中棘爪 110 的嵌合复位,相关说明参见实施例二。另外,引入图 8 所示的实施例三中的致动选择机构 M5,便可人为地失效定点致动机构 M4,从而获得纯离合器工况。具体说明参见实施例三。

还应该说明的是,与现有技术一样,可以通过增加传力齿和棘齿的圆周密度来减小本实施例的溜滑角,从而直接减小定点致动机构 M4 以及传力嵌合机构 M1 的啮合冲击。而且,增设阻尼机构 M9 还可缓冲传力嵌合机构 M1 啮合时的刚性冲击。比如,在第二转动构件 208 的 A 部位形成一个轴肩,并以该轴肩与移动环 70 的花键基体环 76 组成一个排油式环形封腔,或者如图 4 所示的多个周向均布的圆柱活塞式封腔。具体说明参见实施例二。

实施例二:具有封装形式二的轮—轴传动式单向超越离合器 C2

对照图 1、4,超越离合器 C2 是对超越离合器 C1 的变形,它径向上外翻了后者的移动环 70 及第二转动构件 208,追加了棘爪保持机构 M8、阻尼机构 M9 以及与固定环 50 刚性一体的第一转动构件 206。

参看图 4,其阻尼机构 M9 包括第二转动构件 208 上的平行于轴线 200 的阻尼通孔,可移动地嵌装于其中的柱状阻尼构件 226,弹簧和螺纹堵头组件 228,以及形成在阻尼通孔中段对应弹簧部位的供阻尼油或气进出的呼吸通孔。显然地,本结构更适合于花键齿副具有导入功能的方案。

与现有技术的双方向阻尼不同,本实施例的阻尼机构 M9 只有单方向阻尼功能,这显然有利于移动环 70 的超越分离。进入超越工况后,柱状阻尼构件 226

在弹簧和螺纹堵头组件 228 作用下外伸直至顶到第二转动构件 208 的花键齿 212, 当然也可以顶在可选择地嵌装于其间的卡环式挡环上。嵌合复位导入过程的后半段, 阻尼构件 226 通过花键齿 78 对移动环 70 的轴向移动实施阻尼, 直至嵌合复位过程结束。

5 与超越离合器 C1 稍有不同的是, 虽然定点致动机构 M4 与导入机构 M3 仍混合成一个空间导向棘轮机构, 但其中的棘爪 110 已呈图 5 所示的具有自回转轴的普通摆动式结构, 而且还安装有将其可转动地约束在其位于第一转动构件 206 上的座槽 112 中的环状限制构件 130。爪体 120 头部的啮合面是导入齿侧面 154, 其基体 116 的背面是半圆柱形回转面 118, 正面则是限位面 144a、144b, 10 二面分别在两个自转极限位置上与限制构件 130 的内圆柱面贴合。对应地, 座槽 112 具有相应的半圆柱形回转面 148, 槽中容纳爪体 120 的凹槽底部形成有布置复位弹簧 114 的径向型弹簧孔 115, 参见图 10(a)。

棘爪保持机构 M8 专门用于阻挡超越工况中棘爪 110 的啮合, 令其保持在分离工位上, 以消除噪音和弹簧疲劳。该机构包括弹性地膨胀在支撑壳 230 的轴 15 承孔中的开口弹性阻挡环 140, 以及棘爪 110 上的摆动臂 122, 参见图 5、6。其中, 摆动臂 122 通过基体 116 与爪体 120 连成一体, 其头部正面为阻挡面 124。阻挡面 124 与阻挡环 140 的阻挡工作面 142 相贴合, 便可径向上有效阻挡棘爪 110 与棘齿 132 的啮合。这里, 阻挡环 140 是一个开口的弹性膨胀环, 其内圆柱面上形成有避让缺口 143, 以提供非阻挡状态中摆动臂 122 摆动的空间, 该缺口 20 一侧的阻挡工作面 142 具有阻挡工作面外边缘 145。贴合时, 阻挡面 124 和阻挡工作面 142 相对径向线或者圆周切线均有一个偏斜角, 其最优地应能保证阻挡过程中的两接触面之间摩擦副的自锁。当然, 不自锁也行, 因为阻挡关系不会瞬间消失, 尤其是大转速差的情况下, 代价是阻挡效果变差。

工作过程中, 爪体 120 可绕自转轴摆动以实现与棘齿 132 的啮合或分离, 25 同时, 摆动臂 122 随之作相应角度的摆动。超越转动开始时, 在膨胀产生的摩擦力的驱使下, 阻挡环 140 会随着支撑壳 230 按图 6 中的箭头方向一同相对摆动臂 122 转动, 其上阻挡面工作 142 有下压后者的趋势。而当棘齿 132 将棘爪 110 径向压缩到最大极限的瞬间, 倾斜的阻挡工作面 142 将同步乘势转动到对摆动臂 122 实施最大压缩的极限位置上, 并与阻挡面 124 建立起稳定的摩擦自锁 30 式阻挡关系。此时, 由于阻挡环 140 不可能在径向上进一步压缩摆动臂 122, 因此, 阻挡环 140 只能相对摆动臂 122 静止不动, 而相对支撑壳 230 滑转摩擦, 参见图 4、6。

一旦进入嵌合复位的导入过程, 在膨胀摩擦力的驱使下, 阻挡环 140 必随 35 同支撑壳 230 一起与移动环 70 同步反超越转动, 在相对摆动臂 122 反转过一个很小的角度 θ 后, 阻挡状态便被完全解除, 摆动臂 122 和棘爪 110 恢复摆动自

由，而在此时刻之前，棘爪 110 便可以部分地与棘齿 132 啮合了。

由上述说明可见，本实施例中弹簧的寿命的延长是以微小的摩擦阻力，无实质影响的机械磨损，以及小于 θ 的嵌合角度损失为代价的。其特别适用于任意转速上都可以超越的离合器中。当然，如实施例一一样，舍弃阻挡环 140 而借助离心力的方案也可以是一个选择。这只要将图 5 中的摆动臂 122 与爪体 120 分别布置在其自转轴的不同侧即可，如图 7 所示。超越转动后，经过配重设计的摆动臂 122 上的离心力将迫使爪体 120 克服弹簧 114 的弹性复位力，转动到与棘齿 132 不相接触碰撞的位置上。另外，摆动臂 122 的离心力还可以通过这样的方式获得，即，在座槽 112 的容纳摆动臂 122 的部位形成一径向盲孔，再置入一个诸如钢球之类的配重构件，并以摆动臂 122 自然地封住该孔口。另外，还可利用磁性力替代弹性复位力。例如，将磁性体置入棘齿 132 齿面之下或上述径向盲孔中，以直接吸引棘爪 110 或与其成杠杆配置的摆动臂 122。

相比实施例一，本实施例中花键齿副受到的压应力因半径较大而较小，更成倍低于现有技术的，在显著降低花键齿的磨损强度，提升其寿命的同时，更显著降低花键齿副轴向滑动时的故障率。

与实施例一一样，本实施例中导出机构 M2 和导入机构 M3，也可分别或同时以移动环 70 与固定环 50 之间的相对转动，以及移动环 70 与第二转动构件 208 之间的相对转动为其致动原动力。

必须说明的是，限制构件 130、第二转动构件 208、支撑壳 230 等不是必需的。移动环 70 可以直接输出转矩，其内环面可以当作径向定位滑动轴承面，其花键齿 78 可当作轮齿 202，该轮齿 202 呈直齿或斜齿圆柱轮齿均可。而且，导出机构 M2 和导入机构 M3 也可以与该斜齿圆柱轮齿机构混合成一体。

另外，阻尼机构 M9 的阻尼腔设计成排油式或吸油式均可。本实施例中，在径向尺寸增大至少一个花键齿 78 的齿高后，阻尼机构 M9 也可以由柱销型阻尼腔体结构改换为环状构件形式的环形阻尼腔体结构。

实施例三：无封装的轴—轴传动式双向超越离合器 C3

参见图 1、8，双向超越离合器 C3 实质上是两个工作方向互反的单向超越离合器 C1 的有机叠加（去掉轴承 224 和支撑壳 230），并增加了用于致使定点致动机构 M4a 或 M4b 失效的致动选择机构 M5，用于规定离合器工作转动方向的换向机构 M6，控制该机构的换向驱动机构 M7，以及非必需的棘爪保持机构 M8 和少量辅助构件。

除了为传递两个圆周方向的转矩而导致传力齿 52、72 分别具有两个平行于轴线 200 的传力齿侧面 54、74，以及嵌合状态下的周向自由度，应大到不妨碍导出机构 M2 和导入机构 M3 工作的程度外，本实施例与单向超越离合器 C1 二者中的传力嵌合机构 M1 没有不同，参见图 9、10、17。

参见图 9、12，导出机构 M2 包括附属导出环 100，以及独立于固定环 50 的导出环 90。导出环 90 可滑转地嵌压在固定环 50 内孔端面 56 上，其一端周向均布有与传力齿 52 齿数相等的导出齿 92，该齿具有两个导出齿侧面 94。附属导出环 100 与移动环 70 的花键基体环 76 共体，其端面上周向均布有与传力齿 72 齿数相等的附属导出齿 102，该齿具有两个附属导出齿侧面 104。其中，导出齿 92 与附属导出齿 102 间的轴向嵌合深度，应最佳地大于传力齿 52 与传力齿 72 间的轴向嵌合深度。

本实施例的导入机构 M3，包括相互嵌合的导入齿 152 和附属导入齿 162，前者径向地形成在导入环 150 内圆柱面上，其具有两个螺旋形导入齿侧面 154，后者对应地形成在附属导入环 160 外圆柱面上，其具有两个螺旋形附属导入齿侧面 164，参见图 8、9、13、17。这里，附属导入环 160 与附属导出环 100 形成为一体。每个附属导入齿齿槽 166 的槽底都形成有附属导入齿槽入口 168。其中，齿槽 166 径向上并未贯通（也可贯通）。为求得最佳工作效果，还专门布置有轴向限定导入环 150 位置的支撑构件 136，该构件上的三个端面柱销可滑动地穿过形成在移动环 70 上的轴向贯通孔 82，顶在支撑座环 138 上。支撑座环 138 被卡环 220b 固定在第二转动构件 208 上花键齿 212 的端面上。

实际上，导出机构 M2 和导入机构 M3 就是对应于两个不同圆周方向的单向机构分别综合的结果。而且，由于导出机构 M2 和导入机构 M3 受到的周向力都很小，因此，即便只有一个导出齿或导入齿用于啮合，也不易造成机械损害。所以，完全可以如实施例一中的说明，仅仅布置 1~3 个附属导出齿 102、附属导入齿 162 或棘爪 110。特别是在具有独立的导入环 150 时，由于其与定点致动机构 M4 的联动，以及导入机构 M3 中嵌合关系的恒久存在，因此，其导入齿更不受数量和圆周等分点的约束，参见图 17、23(d)。

参见图 10、11、13、17，两个分别对应于第一、第二转动方向的定点致动机构 M4a、M4b，分别包括可相互啮合的棘爪 110a、110b 以及双向的棘齿 132。其中，棘爪 110a、110b 以圆周朝向互反的方式分别嵌装在位于固定环 50 内孔圆柱面上的座槽 112a、112b 中，其爪体 120 头部的啮合面平行于轴线 200，不再具有导向作用。与实施例二相同，棘爪的安装座槽 112 具有半圆柱形回转头 148，容纳爪体 120 的凹槽底部的弹簧孔 115 内布置有棘爪复位弹簧 114。周向槽 58 贯穿座槽 112a、112b 的半圆柱形凹槽部分，嵌装在其中的开口弹性环状的限制构件 130 通过限位面 144a、144b 将棘爪 110a、110b 可摆动地限制在座槽 112a、112b 中。导入环 150 的外圆柱面呈双向棘轮状，其周向均布的棘齿 132 与传力齿 52 的齿数相等，该齿双侧的啮合面 134a、134b 与对应棘爪 110a、110b 的接触，可分别停止住导入环 150 相对固定环 50 沿第二或第一转动方向上的转动。在该两个停止位置上，导入机构 M3 可致使轴向分离状态中的传力嵌合机构 M1

复位到正确的嵌合工位。显然，如稍微增加点轴向长度，棘齿啮合面 134a、134b 也可分别形成在轴向上相互错开的圆周朝向互反的单向棘齿 132a、132b 上。

由上述说明可见，尽管本实施例的导入机构 M3 以移动环 70 与导入环 150 之间的相对转动为其致动直接动力，但致动时的导入环 150 是借助定点致动机构 M4 与固定环 50 一体转动的，即，导入机构 M3 的致动原动力实际上仍然是移动环 70 与固定环 50 之间的相对转动。

如图 11、13、14 所示，本实施例与实施例二中的棘爪保持机构 M8 实质相同，且结构上前者等于两个后者的简单叠加。其中，阻挡环 140 仍为开口弹性环，该环弹性收缩地套装在导入环 150 的外圆柱面 158 上，其外缘面上的两组阻挡工作面 142a 与 142b 的圆周朝向互反，以交替阻挡两个对应方向的棘爪 110a、110b 上的摆动臂 122a、122b。

作为本实施例关键机构之一的致动选择机构 M5，其包括致动选择环 170 和状态爪 126，状态爪 126 上形成有弧状避让缺口 128，参见图 8、11、12。致动选择环 170 刚性一体地形成在导出环 90 的外圆柱面上，其外缘面上形成有两个避让缺口 178a、178b，且分别具有两个圆周朝向互反的凸轮面 176a、176b。避让缺口 178a、178b 间的圆周夹角与棘爪 110a、110b 间的圆周夹角相差一个换向角度值 ε 。于是，致动选择环 170 相对固定环 50 转动 ε 角的直接结果，就是互换始终互反的状态爪 126a、126b 的状态。以图 12 的逆时针转动为例，凸轮面 176a 径向上完全顶起状态爪 126a，令与后者刚性一体的棘爪 110a 长久地处于分离工位不能摆动，对应于第一转动方向的定点致动机构 M4a 因此失效，等同于不存在。同时，凸轮面 176b 撤除对状态爪 126b 的径向阻挡，令与后者刚性一体的棘爪 110b 恢复摆动自由，对应于第二转动方向的定点致动机构 M4b 因此恢复有效。所以，双向超越离合器 C3 只在一个工作转动方向上具有导入能力，工作如纯粹单向超越离合器。

作为本实施例关键机构之二的换向机构 M6，是包括固定环 50、导出环 90 和摆杆 180 的摆动导杆机构，参见图 8、10、12、15。摆杆 180 嵌装在位于固定环 50 非嵌合端的环形槽 60 底部的扇形槽 62 中，其一端的中心销 182 可转动地嵌入回转孔 64 内，其另一端的圆柱换向销 186 穿过固定环上的环形通孔 66 可滑动地嵌入导出环 90 无齿端面上倾斜状的换向导槽 196 中。在环形通孔 66 允许的径向区间内，自转的摆杆 180，可通过其换向销 186 与换向导槽 196 间的导向滑动，驱使导出环 90 相对固定环 50 转动换向所需的圆周角度 ε 。显然，致动选择机构 M5 也被驱动着同步完成一次相应的致动选择。本实施例中，对应于第一转动方向的第一相对位置如图 17 所示，导出环 90 相对固定环 50 向上转动圆周角度 ε ，便位于对应第二转动方向的第二相对位置。

另外，本实施例还最佳地布置有盘形凸轮式换向驱动机构 M7，其包括固定

环 50、摆杆 180 以及驱动环 190，参见图 8、10、15、16。驱动环 190 可转动地嵌装在固定环 50 非嵌合端的环形槽 60 内，被嵌装于环形槽 60 外端卡环槽 204 中的卡环 220a 轴向定位的同时，也将摆杆 180 的杆状基体 184 限制在扇形槽 62 中。驱动环 190 环形平面上的凸轮槽道 192 可滑动地径向约束住摆杆 180 上的圆柱驱动销 188，其内缘处形成有用以对其施加旋转力的端面凸齿 191。其中，凸轮槽道 192 包括位于中间的倾斜状凸轮驱动段 198，以及位于两端的以轴线 200 为曲率中心但半径不同的弧状停止段 194a、194b 三部分。这样，驱动销 188 不可能通过停止段 194a、194b 反过来推动驱动环 190 转动，其间摩擦副可以实现自锁，而驱动销 188 在该两段内依次停留时的径向位置，就是摆杆 180 将导出环 90 依次停留在第一和第二相对位置时的径向位置。于是，当驱动环 190 相对固定环 50 转动的圆周角大于 λ 时，也就是至少转过凸轮驱动段 198 所对应的圆周角时，驱动销 188 就会在停止段 194a、194b 之间完成一次滑动换位。其后，只要驱动环 190 不再转动，例如，借助诸如弹簧滚珠之类机构的圆周限定或定位，摆杆 180 就不可能自转，自然地，与其相关的换向驱动机构 M7、换向机构 M6 以及致动选择机构 M5 的工作定位便得以锁定，双向超越离合器 C3 的单向工作状态便得以稳定。

如上所述，双向超越离合器 C3 可被控制为按第一或第二转动方向工作的单向超越离合器。例如，当图 16(a) 中的驱动环 190 相对固定环 50 顺时针转动，将驱动销 188 径向推升至停止段 194a 并予以锁定，换向驱动机构 M7 便驱动换向机构 M6 和致动选择机构 M5，将双向超越离合器 C3 的工作方向定位在第一转动方向上，并失效定点致动机构 M4b (图 12)。此时，导出环 90 相对固定环 50 位于如图 17 所示的第一相对位置，相关构件中只有与该方向对应的 a 系列构件或特征部位有效，而相反的 b 系列构件或特征部位失效并等同于不存在一样。即，等效于导出环 90 与固定环 50 组合体的端面上布置有一圈具有传力齿侧面 54a 和导出齿侧面 94a 的锯齿形齿，移动环 70 端面上布置有一圈具有传力齿侧面 74a 和附属导出齿侧面 104a 的锯齿形齿，完全等效于单向超越离合器 C1。因此，无需重复说明其工作过程，可参看图 17。但应该指出的是，因为导入齿 152 始终嵌合在附属导入齿 162 的齿槽中，所以，除导出和导入过程外，导入环 150 与移动环 70 始终同步转动。

对应地，当图 16(a) 中的驱动环 190 相对固定环 50 逆时针转动，将驱动销 188 径向压低至停止段 194b 并予以锁定，换向驱动机构 M7 便驱动换向机构 M6 和致动选择机构 M5，将双向超越离合器 C3 的工作方向定位在第二转动方向上，并失效定点致动机构 M4a。此时，导出环 90 相对固定环 50 位于第二相对位置，相关构件中只有与该方向对应的 b 系列构件或特征部位有效，而相反的 a 系列构件或特征部位失效并等同于不存在一样，参见图 17。即，等效于导出环 90 与

固定环 50 组合体的端面上布置有一圈具有传力齿侧面 54b 和导出齿侧面 94b 的锯齿形齿，移动环 70 布置有一圈具有传力齿侧面 74b 和附属导出齿侧面 104b 的锯齿形齿，完全等效于反向工作的单向超越离合器 C1。

5 由于本发明同一时刻仅存在单向超越分离情况，没有牙嵌式自由轮变速器那样的双侧移动环 70 同时互反超越分离的情况，其齿槽宽度相对缩小，传力齿增加一个相应于导出齿侧面 94 的厚度，因此，双向超越离合器 C3 转矩传递能力是后者的约 1.3 倍，类比实施例一的传力齿外径为 155 毫米的情况，其计算转矩约为 20,384 牛米。可见，即便是双向传动，根据本发明的承载能力也成倍高于单向传动的现有技术及其产品，而且，与实施例一中所述相同，仍具有诸如
10 高转速大功率等几乎完全相同的优异性能和特点，以及结构、工艺、装配、操作和维护简单的优点，尽管增加了方向和状态控制机构。

实际上，本实施例除具有双向超越离合器基本功能外，还可再具有其它可选择的有益工况。例如，按图 16(b)控制方式所实现的纯离合器和双向联轴器工况。其中，致动选择环 170 与驱动环 190 混合成一个被直接操纵（当然也可以
15 是不佳的非联合的单独操纵）的环，其加宽的避让缺口 178a、178b 形成在驱动环 190 外圆面上，同时，棘爪 110 上的状态爪 126 及座槽 112 均轴向延伸至驱动环 190 外圆面（安装时棘爪 110 由固定环 50 的端面轴向嵌入）。图 16(b)给出的工位对应于联轴器工况，此时摆杆 180 的驱动销 188 正好位于凸轮驱动段 198 的周向中点，且定点致动机构 M4a、M4b 同时有效。由于该段的周向宽度足以
20 保证驱动销 188 在其中可分别达到其在停止段 194a、194b 上对应的径向高度，因此，只要保持住驱动环 190 此时的位置，超越离合器 C3 便不能固定导出环 90，只有导入能力而没有导出能力，从而转入双向牙嵌式联轴器工况。而适当转动驱动环 190，就可失效定点致动机构 M4a、M4b 中的一个，从而转入对应于第一或第二转动方向的单向超越离合器工况。所以，在任一工作方向上的荷载状
25 态下，回转驱动环 190 便可工作在联轴器工况下，而在进入超越工况后，继续转动驱动环 190，借助凸轮面 176c、176d 便可失效唯一有效的定点致动机构 M4a、M4b，以取消所有导入功能，致使超越离合器 C3 进入纯离合器工况。

很显然，上述三工况间的转换极为简单、快捷和可靠，并且，失效定点致动机构 M4 以实现纯离合器的思想也可以用于单向超越离合器中，在此不再详
30 述。另外，联轴器工况也可通过适当加大导出机构 M2 的周向自由度，并对应地在如图 16(a)所示的凸轮驱动段 198 的径向中点处加入一个中点停止段，将凸轮槽道 192 由两级台阶状变成三级台阶状的方式实现。

现实中，上述工况特别适用于和有利于诸如大型舰船中的双动力驱动系统的传动轴系。即，在完成动力机的接力置换后，将荷载状态的超越离合器 C3 置
35 为联轴器工况，可消除其在倒车或风浪等情况中产生有害分离的可能；将超越

工况中非荷载状态的超越离合器 C3 置为纯离合器工况, 可对置换出来的动力机进行不受限制的维修和调试。当然, 为做到万无一失, 还可在移动环 70 外圆面与机架间布置一个与换向驱动机构 M7 联动的或单独控制的诸如挡肩或滑环式机构, 轴向限定住移动环 70 以防意外分离、嵌合或碰撞。

5 另外, 单独控制换向驱动机构 M7 或者令其与机动车辆的制动机构联动, 本实施例还可用作状态可控的双向滑行器。参见图 16(b), 当超越滑行中的车辆制动或者人为特意控制时, 双向滑行器便转入反向传力工况或联轴器工况, 致使反向的或全部的定点致动机构有效, 滑行器即刻临时性地嵌合复位以结束滑行并反向荷载, 车辆发动机开始提供制动力。车辆再次驱动行使时, 滑行器将立即自动回复到先前设定的工作方向上。如果取消倒车方向的超越功能, 例如取消图 16(b) 中的停止段 194b, 得到的就是单向滑行器。关于滑行器的结构、换向以及操作等的更进一步的说明, 可参阅本发明人的申请号为 200710152152.3 (压合式牙嵌超越离合器) 的中国在审发明专利, 该专利申请的全部内容及构思以参引方式包含在本专利申请中。

15 不难理解, 导入机构 M3 或定点致动机构 M4 中固定环 50 的作用可由导出环 90 替代, 附属导出环 100 也可以附属到固定环 50 上, 致动选择机构 M5 失效定点致动机构 M4 的方法也不止上述一种, 轴向错开棘爪和棘轮, 或以两单独棘轮机构与导入机构 M3 依次相联等就是可行方案。同样, 径向抬升状态爪 126 的机构也不止盘形凸轮一种形式, 如, 在驱动环 190 上布置端面凸轮, 以圆柱凸轮机构的形式压缩一带楔形头部的可轴向弹性复位的选择杆 (实质就是在轴平面内分别布置两个半径为无穷大的致动选择环 170), 该头部同样可以径向抬升状态爪 126。状态爪 126 及座槽 112 也不必需轴向延伸至驱动环 190 外圆面, 致动选择环 170 也不止联动一种控制形式。例如, 致动选择环 170 可以是形成有端面凸销的套装在导出环 90 外的独立环, 该凸销可转动地穿过固定环 50 上相应的环状的通孔, 与驱动环 190 或其它控制环外缘对应的凹槽嵌合以实现两者的周向固定, 于是, 致动选择机构 M5 可以得到的单独的控制。

应该指出的是, 对换向驱动机构 M7 的操纵, 或者说对驱动环 190 的旋转, 可以于停转状态下实施, 可以借助本发明人的“相对运动方向传感装置 (参见 200810080503.9 专利中的相关说明)”于工作中自适应地进行 (此时, 只要令设定转动方向总是相反于实际转动方向, 也可得到纯离合器工况), 也可以人为施加周向摩擦阻力的方式进行, 还可通过驱动环 190 和一个与固定环 50 周向固定但轴向滑动的控制环组成转动导向机构, 以轴向移动该控制环的方式进行。另外, 通过控制凸轮驱动段 198、换向导槽 196 二者相对径向线的夹角的方向以及 λ 与 ε 比值的大小, 还可实现驱动转动方向、换向转动方向与目标工作转动方向间的正对应或反对应关系, 及控制换向的速度和灵敏度。

不难理解，上述所有工况实际上不过是通过联合或单独控制得到的定点致动机构 M4a、M4b 分别有效或失效，导出环 90 分别定位在第一、第二相对位置或自由位置的排列组合结果的一部分。而且，如果去掉其中的摆杆 180 和换向驱动机构 M7，以固定环 50、导出环 90 分别背靠背刚性一体的方式轴向双联两个本实施例，就会得到一种新型的定点嵌合的牙嵌式自锁差速器。当然，所有双向方案中，移动环 70 与第二转动构件 208 间应最佳地不具有导向作用。

必须说明的是，对于换向机构 M6 和换向驱动机构 M7，本发明几乎未作具体限制，它可以是诸如机械、液压或电磁等机构中的任何一种，而且，公知技术中已有大量实施例可供选择、变形或组合。例如，本发明人提出的申请号为 200710152152.3 及 200810080503.9 的两项在审中国发明专利中就有许多相关方案。因此，该两项专利申请的全文被引用在此，不再详细说明。而且，通过选择性地失效定点致动机构 M4a、M4b，可轻易得到接合精准的单、双向导向式牙嵌离合器，或者导向式牙嵌电控离合器，其性能、结构和使用条件等均显著优于现有技术中对应的牙嵌离合器或牙嵌式电磁离合器。

本发明中，换向机构 M6 并不局限于周向定位的全齿导出环一种方案。例如，还可采用诸如图 18 所示的轴向定位的半齿导出环方案。其中，导出环 90a、90b 上的导出齿 92a、92b 仅为图 12 中的一半，分别具有一个圆周朝向相反的导出齿侧面 94a、94b。相互套装的导出环 90a、90b 与固定环 50 三者相互间周向固定轴向滑动（通过诸如轴向销孔式嵌合机构、滑键联接机构），二环与驱动环 190 间形成有诸如槽道式圆柱凸轮换向机构，以实现二导出环轴向上交替伸出的目的。即，当导出环 90a 处于图 18(a)所示的第一相对位置时（等同于图 17 中的位置），导出环 90b 必是轴向缩回隐藏的，超越离合器 C3 工作在第一转动方向上。而转动驱动环 190，导出环 90a 轴向缩回隐藏的同时，导出环 90b 必伸出至图 18(b)所示的第二相对位置，超越离合器 C3 工作在第二转动方向上。明显地，图 18 所显示的换向关系较图 17 所示易于理解，且对应方案更便于电磁控制，以及更易于得到纯离合器工况（两导出环同时伸出，定点致动机构 M4 全失效）和联轴器工况（两导出环同时缩回，定点致动机构 M4 全有效）。

如前所述，阻挡环 140 和导入环 150 都不是必需的。另外，为缩小轴向尺寸，以及方便附属导入齿 162 的加工制作，可以将附属导入环 160 制作成单独的开口弹性环，借助其端部的轴肩与移动环 70 上相应周向槽的配合实现轴向固定，再借助同时贯穿于二者内孔的第二转动构件 208 实现周向固定。

实施例四：具有封装形式二的轮—轴传动式双向超越离合器 C4

参见图 19~22，本实施例采用了实施例二所示的封装形式和实施例三的主要结构，并省去了棘爪保持机构 M8 和独立导入环 150。其微小改动之处在于，导出机构 M2 中的附属导出齿 102 与传力齿 72 连成径向一体。并且同于实施例

一, 导入机构 M3 与定点致动机构 M4 又分别混合成为两个对应于不同圆周方向的空间导向棘轮机构, 导入齿侧面 154 再次成为棘爪 110 的爪头啮合面, 形成为一体的双向棘齿 132 与附属导入齿 162 周向均布在移动环 70 的内孔面上, 且与传力齿 72 的数量相等。如实施例三中的说明, 本实施例的导入机构 M3 仍以移动环 70 与固定环 50 之间的相对转动为其致动原动力。另外, 环状的限制构件 130 上形成有用以避让棘爪 110 爪体 120 的周向通孔, 在径向限定棘爪 110 的同时还轴向限定导出环 90。致动选择环 170 一体形成在导出环 90 内径侧。以及, 对调了换向机构 M6 中换向导槽 196 和换向销 186 的位置, 以利于在导出环 90 上不便于布置换向导槽 196 的情况。相应地, 固定环 50 上的扇形槽分成台阶状的 62a、62b 两部分, 槽底的环形通孔 66 以轴线 200 而不再以回转孔 64 的轴心为其曲率/回转中心。

图 23(a)~(c)示出了其在第一转动方向上传递转矩、超越分离和嵌合复位三种工作状况。其中清楚地示出了导向棘爪 110 的工作过程, 并且显然地, 本实施例也可以为棘爪 110 添加轴向支撑构件 136, 以及阻挡环 140, 还可以按图 8 的思想加入导入环 150 以将导入机构 M3 与定点致动机构 M4 分开。如图 24 所示, 导入环 150 内为双向棘轮, 外为双向导入齿 152, 与其对应的图 23(d)对导入机构 M3 的工作机理揭示得最为清晰, 该机构实质上就是轴向反装或反对应的导出机构 M2。对比图 23(a)~(c)和图 23(d)不难发现, 加入导入环 150 将有利于提升导入机构 M3 的可靠性, 毕竟, 相对于单向, 用作棘齿 132 的双导附属导入齿 162 所能提供给棘爪 110 的啮合机会已明显降低。

工业适用性

本发明可直接应用于几乎所有机械传动领域, 尤其是除直接分度外的超越和逆止应用场合, 具备通用于几乎所有转速、所有转矩和所有功率的传动能力。例如: 液力变矩器, 自动变速箱, 脉动式无级变速器, 起重机械及其它机械中的逆止装置, 各类作物收割/获机, (高压开关)真空断路器, 汽轮发电机组, 动力机起动装置(可轻易满足起动装置和动力机飞轮恒久啮合的现实需求和使用要求, 以彻底抛弃电磁开关), 大型水面舰船, 双发动机直升机, 轮式机动车辆的防滑转的有限差速比差速器、滑行器等等。

以上仅仅是本发明针对其有限实施例给予的描述和图示, 具有一定程度的特殊性, 但应该理解的是, 所提及的实施例都是用来进行说明的, 其各种变化、等同、互换以及更动结构或各构件的布置, 都将被认为未脱离本发明构思的精神和范围。

权利要求

1. 一种导向式牙嵌超越离合器, 包括:

5 用于传递转矩的传力嵌合机构, 其具有绕同一回转轴线转动且分别形成有传力齿的固定环和移动环;

至少一个导出机构, 其至迟在所述移动环与所述固定环二者间开始超越转动时, 致使所述移动环轴向远离所述固定环, 以将所述移动环的传力齿从所述固定环的传力齿齿槽中导出, 从而解除所述传力嵌合机构的轴向嵌合;

10 至少一个导入机构, 其至迟在所述移动环与所述固定环二者间开始反超越转动时, 致使所述移动环轴向移向所述固定环, 以将所述移动环的传力齿导入到所述固定环的传力齿齿槽中, 从而恢复所述传力嵌合机构的轴向嵌合;

至少一个定点致动机构, 其用于所述反超越转动过程中, 在所述移动环相对所述固定环转动至特定的圆周位置时致动所述导入机构, 以使该导入机构完成所述导入运动;

15 其特征在于:

所述传力嵌合机构嵌合时, 其全部传力齿的实际啮合表面的啮合中线至少大体上位于同一个啮合圆锥面上。

2. 按权利要求 1 所述的超越离合器, 其特征在于:

20 (a) 所述啮合圆锥面与所述回转轴线之间的夹角大于 0° , 小于 180° ;

(b) 还包括一个与所述移动环以耦合和啮合中的一种方式可轴向滑动地相连接的第二转动构件;

25 (c) 所述导出机构和所述导入机构数量上均只有一个, 该二机构合并成一个传力螺旋机构, 并以所述移动环与所述第二转动构件之间的相对转动为其致动原动力。

3. 按权利要求 2 所述的超越离合器, 其特征在于:

30 (a) 所述定点致动机构是棘轮机构, 其棘齿和棘爪分别与所述固定环及所述移动环二者中的一个至少间接地周向固定; 所述传力嵌合机构轴向嵌合时的相对移动, 致使所述定点致动机构以所述棘爪和所述棘齿轴向错位的方式失效;

(b) 所述传力螺旋机构是螺旋花键齿机构。

4. 按权利要求 1 所述的超越离合器, 其特征在于:

35 (a) 所述啮合圆锥面与所述回转轴线之间的夹角大于等于 0° , 小于等于 180° ;

(b) 所述导出机构和所述导入机构中的至少一个机构，以所述移动环与所述固定环之间的相对转动为其致动原动力；

(c) 所述传力嵌合机构嵌合时的入口裕度大于零。

5 5. 按权利要求 4 所述的超越离合器，其特征在于：

(a) 所述定点致动机构是棘轮机构，其棘齿和棘爪分别与所述固定环及所述移动环二者中的一个至少间接地周向固定；

10 (b) 至少一个所述导出机构，其包括所述固定环与所述移动环，并与所述传力嵌合机构混合成一个嵌合机构；所述固定环沿一个圆周方向的转动致使所述移动环一体转动，而沿相反圆周方向的转动则致使双方相对转动，并导出所述移动环以解除轴向嵌合关系；即，所述二环上的传力齿的两个齿侧面分别具有传递转矩和转动导向的功能；

15 (c) 至少一个所述导入机构，其包括所述固定环与所述移动环，并与所述定点致动机构混合成一个导向棘轮机构，即，所述棘爪和所述棘齿的啮合面与所述回转轴线不平行，且具有转动导向功能。

6. 按权利要求 4 所述的超越离合器，其特征在于：

(a) 所述导入机构及所述定点致动机构数量上均为两个，分别对应于两个不同的圆周转动方向，所述传力嵌合机构可传递两个不同圆周方向的转矩；

20 (b) 所述导出机构是包括附属导出环和至少一个导出环的绕所述回转轴线转动的轴向嵌合机构，其嵌合双方都形成有导出齿；在两个不同圆周转动方向上，所述导出机构均具有所述功能；所述附属导出环与其属主环形成为一体，该属主环是所述传力嵌合机构嵌合双方中的任意一方构件，导出过程中，所述导出环和所述传力嵌合机构中与所述属主环相对的一方构件至少具有轴向上的单向限定关系；

25 (c) 所述导入机构和所述导出机构，均以所述移动环与所述固定环之间的相对转动为其致动原动力；

(d) 还包括换向机构，其用于变换所述导出环相对所述固定环的位置，以规定所述超越离合器传递转矩和超越转动的方向；

30 (e) 还包括至少一个致动选择机构，其用于致使特定的所述定点致动机构失效。

7. 按权利要求 6 所述的超越离合器，其特征在于：

35 (a) 所述换向机构包括所述固定环和所述导出环，该机构可以将所述导出环分别变换到相对所述固定环的二个不同的特定位置上，在该两个位置上，所

述超越离合器分别具体为对应于两个不同圆周方向的单向超越离合器；

(b) 所述致动选择机构是凸轮机构，其包括形成有凸轮轮廓面的致动选择环，以及与所述棘爪形成为一体的状态爪，该凸轮机构可驱动所述棘爪绕其自身的转动轴线转动一定角度，以致使所述棘爪失去与对应棘齿相啮合的能力；

5 (c) 还布置有换向驱动机构，其用于驱动所述换向机构运动，以实现所述换向机构的所述功能和锁定所述换向机构的运动状态。

8. 按权利要求 7 所述的超越离合器，其特征在于：

10 (a) 所述定点致动机构是棘轮机构，其棘齿和棘爪分别与所述固定环及所述移动环二者中的一个至少间接地周向固定；

(b) 对应于同一圆周转动方向上的所述导入机构与所述定点致动机构合并成一个导向棘轮机构，即，所述棘爪和所述棘齿的啮合面与所述回转轴线不平行，且具有转动导向作用。

15 9. 按权利要求 4、6 或 7 任一项所述的超越离合器，其特征在于：

(a) 还包括至少一个导入环，该环位于所述固定环与所述移动环之间，绕所述回转轴线转动；

(b) 所述定点致动机构是棘轮机构，其棘齿和棘爪分别与所述固定环及所述导入环二者中的一个至少间接地周向固定；

20 (c) 所述导入机构包括所述导入环以及与所述移动环形成为一体的附属导入环。

10. 按权利要求 9 所述的超越离合器，其特征在于：所述两个导入机构合并成一个轴向嵌合机构，其所述导入环和所述附属导入环上均形成有导入齿，该
25 导入齿具有两个分别对应于不同圆周方向的导向面。

11. 按权利要求 7、8 任一项所述的超越离合器，其特征在于：所述换向机构驱动所述致动选择机构运动，以实现所述致动选择机构的所述功能。

30 12. 按权利要求 4~7 任一项所述的超越离合器，其特征在于：所述传力嵌合机构，所述导出机构，所述定点致动机构三者的各组成构件中，至少各有一方构件的所述传力齿，所述导出齿，以及所述棘齿或所述棘爪，其数量分别等于同一自然数，并布置在按该自然数所等分的圆周等分点上。

35 13. 按权利要求 8 所述的超越离合器，其特征在于：

(a) 还包括一个与所述移动环可轴向滑动地耦合的第二转动构件;

(b) 所述棘爪受到与所述第二转动构件具有轴向限定关系的一转动构件的轴向支撑。

5 14. 按权利要求 9 所述的超越离合器, 其特征在于:

(a) 还包括一个与所述移动环可轴向滑动地耦合的第二转动构件;

(b) 所述导入环受到所述第二转动构件或与该构件具有轴向限定关系的一转动构件的轴向支撑。

10 15. 按权利要求 7、8 任一项所述的超越离合器, 其特征在于: 所述换向驱动机构是凸轮机构。

16. 按权利要求 15 所述的超越离合器, 其特征在于: 所述致动选择环与所述凸轮机构的凸轮形成为一体。

15

17. 按权利要求 7 所述的超越离合器, 其特征在于: 所述换向机构是摆动导杆机构。

18. 按权利要求 6~9 任一项所述的超越离合器, 其特征在于: 所述导出机构的轴向嵌合深度, 大于等于所述传力嵌合机构的轴向嵌合深度。

20

19. 按权利要求 4、7~9 任一项所述的超越离合器, 其特征在于: 嵌合复位过程中, 所述移动环的轴向移动受到一个阻尼机构的制约, 以降低其与所述固定环之间的冲击力。

25

20. 按权利要求 7、8 任一项所述的超越离合器, 其特征在于: 还包括相对运动方向传感装置, 其用于所述超越离合器的工作转动方向发生改变时, 自适应地操纵所述换向驱动机构以实现其所述驱动功能。

30

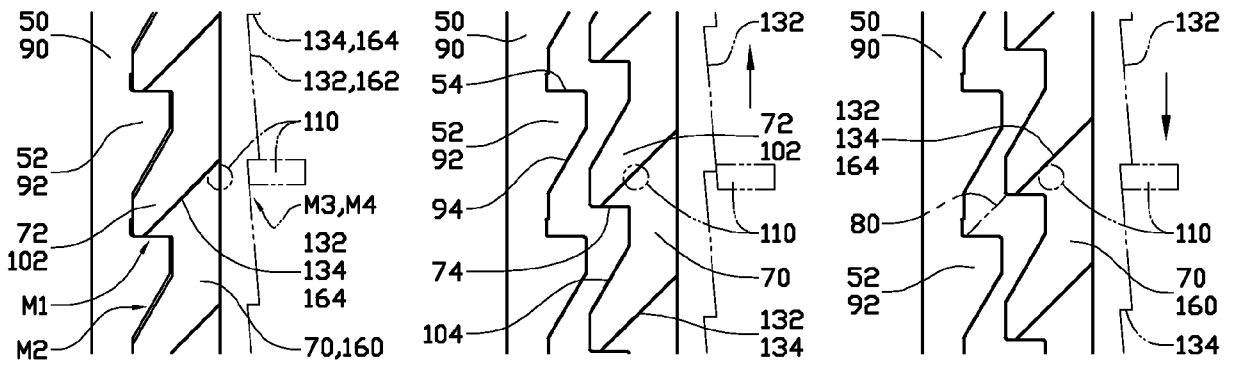


图 3(a)

图 3(b)

图 3(c)

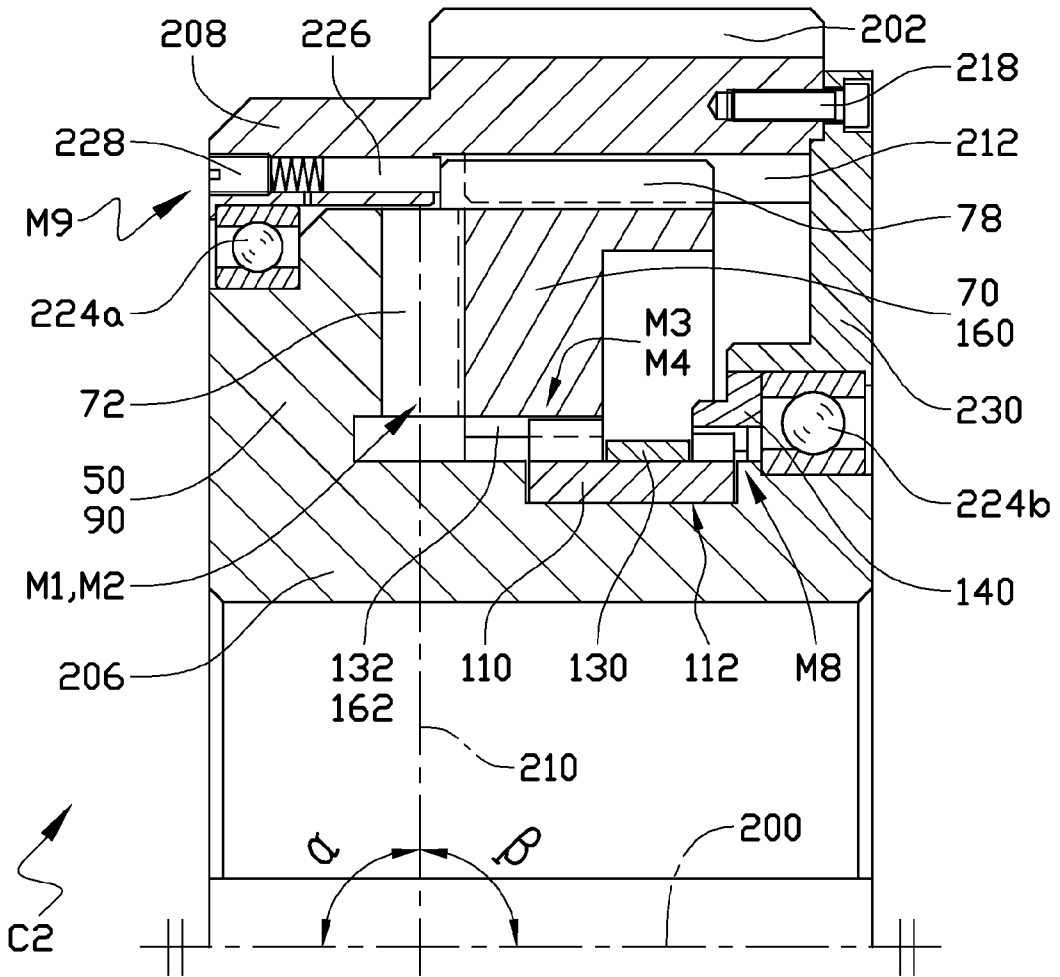


图 4

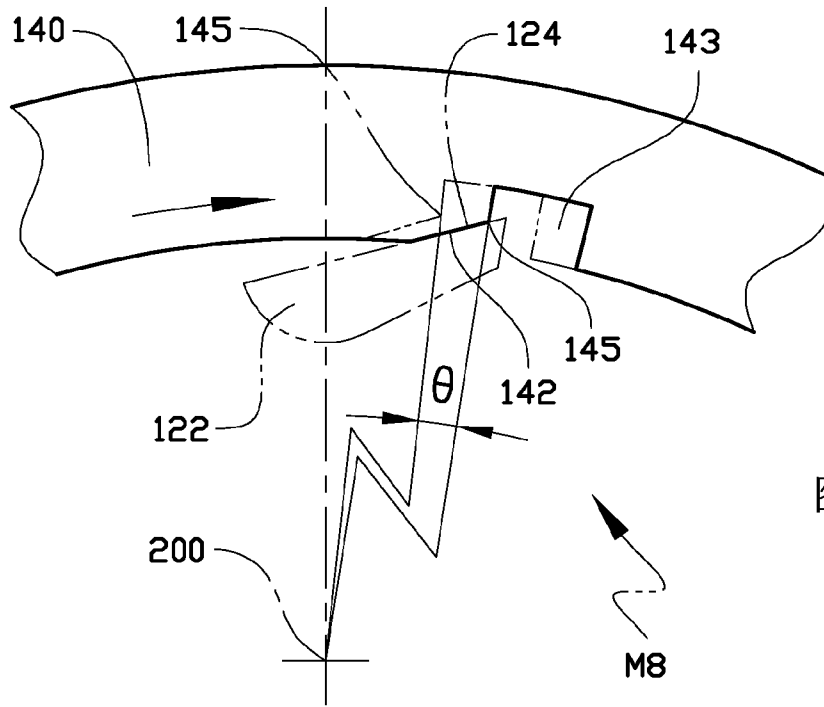


图 6

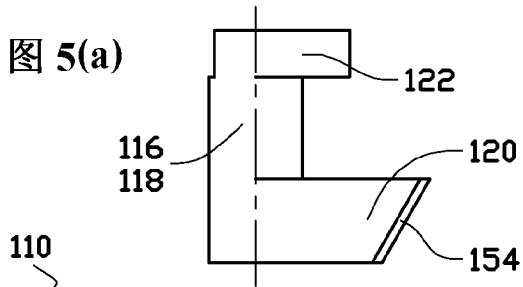


图 5(a)

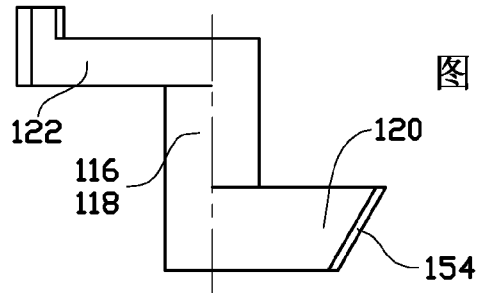


图 7(a)

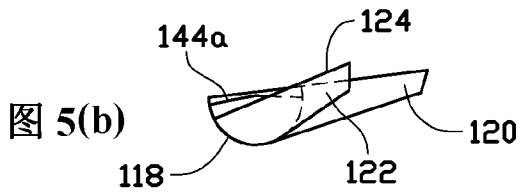


图 5(b)

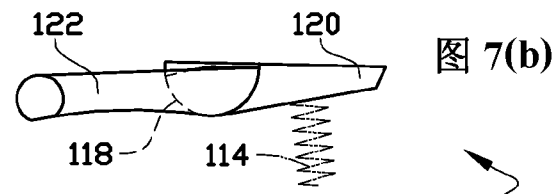


图 7(b)

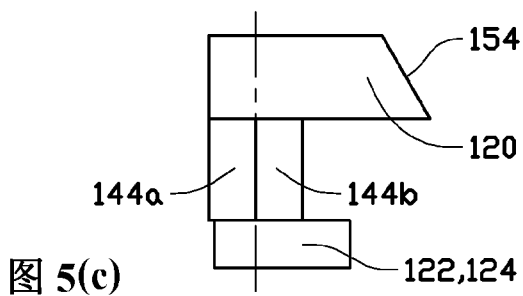


图 5(c)

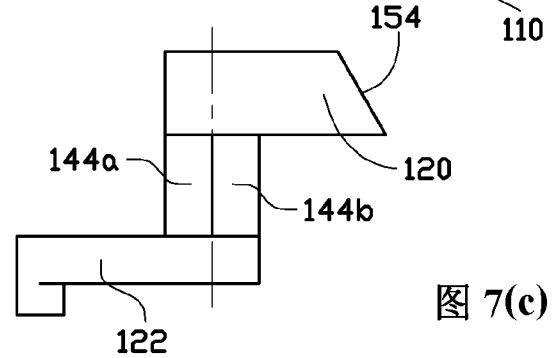


图 7(c)

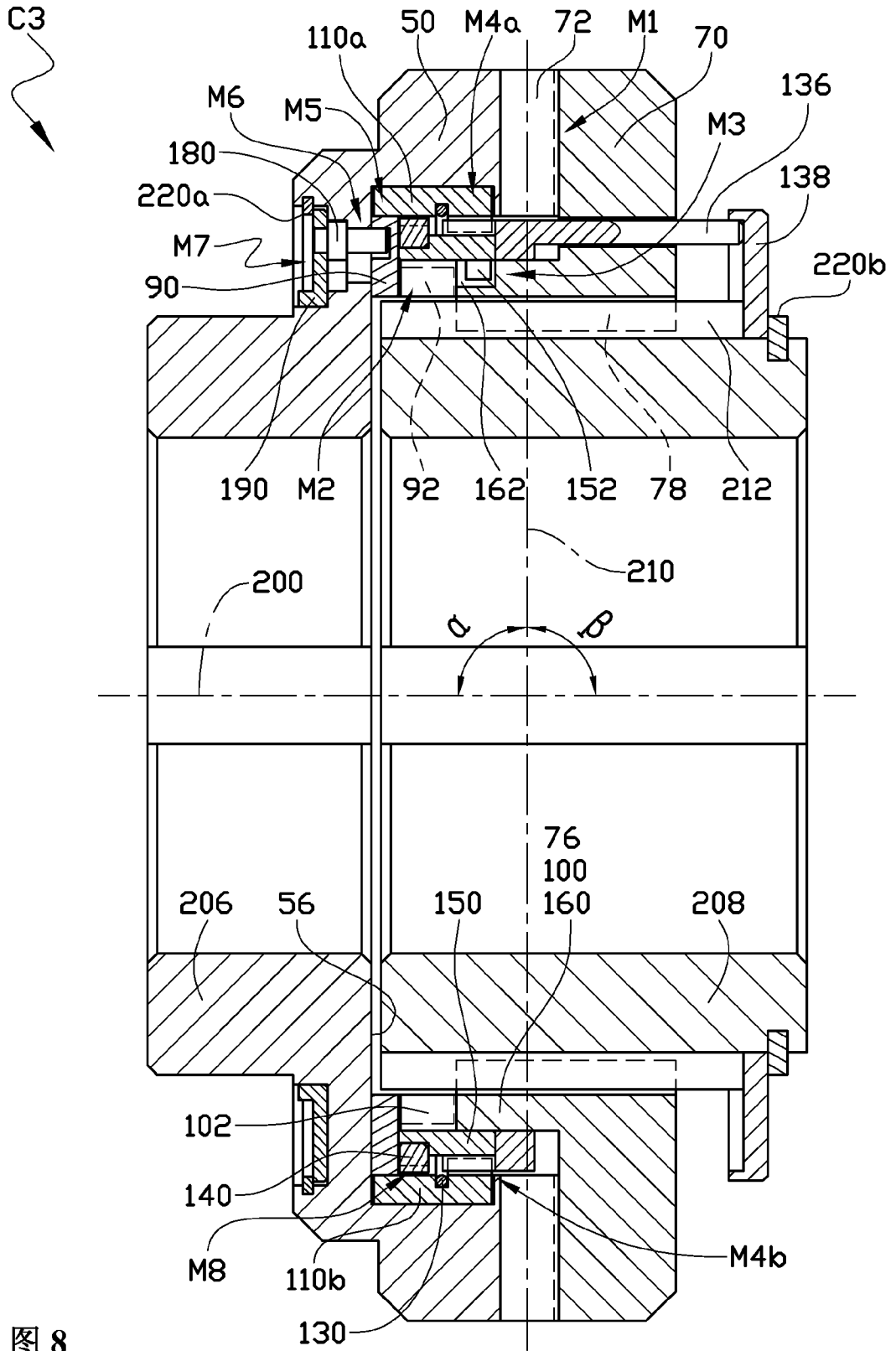
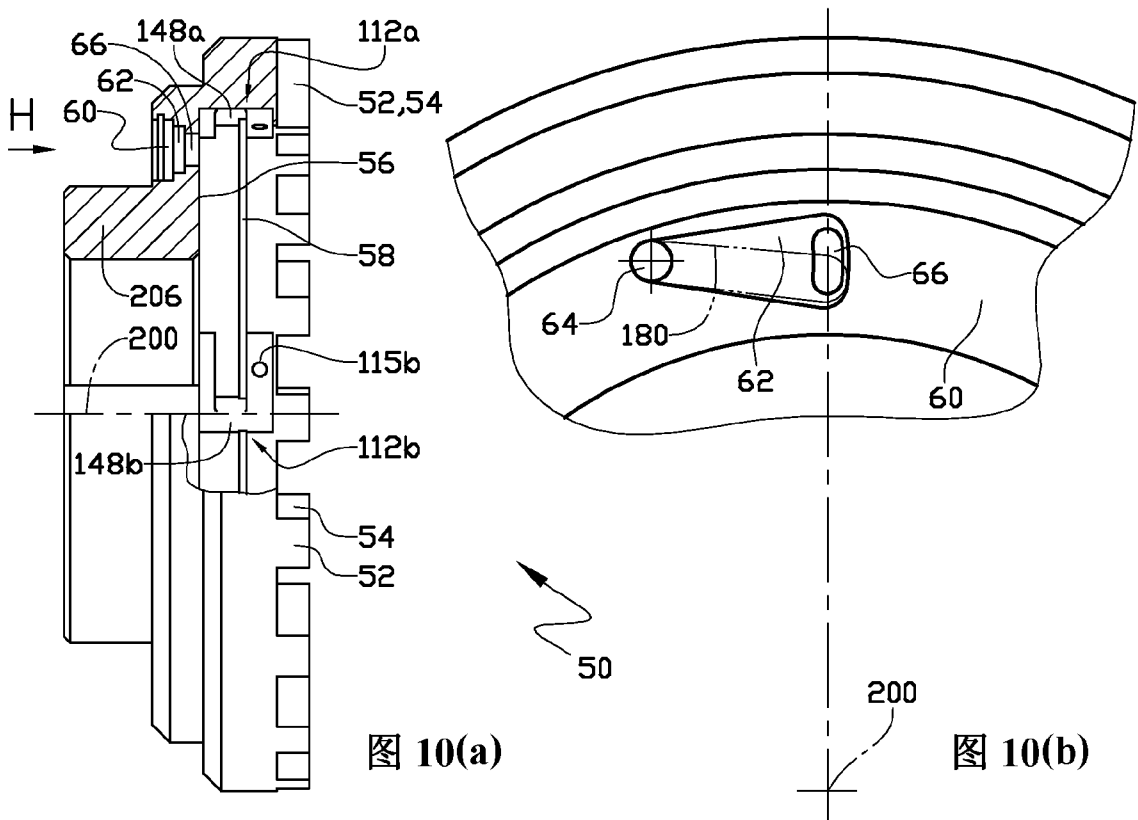
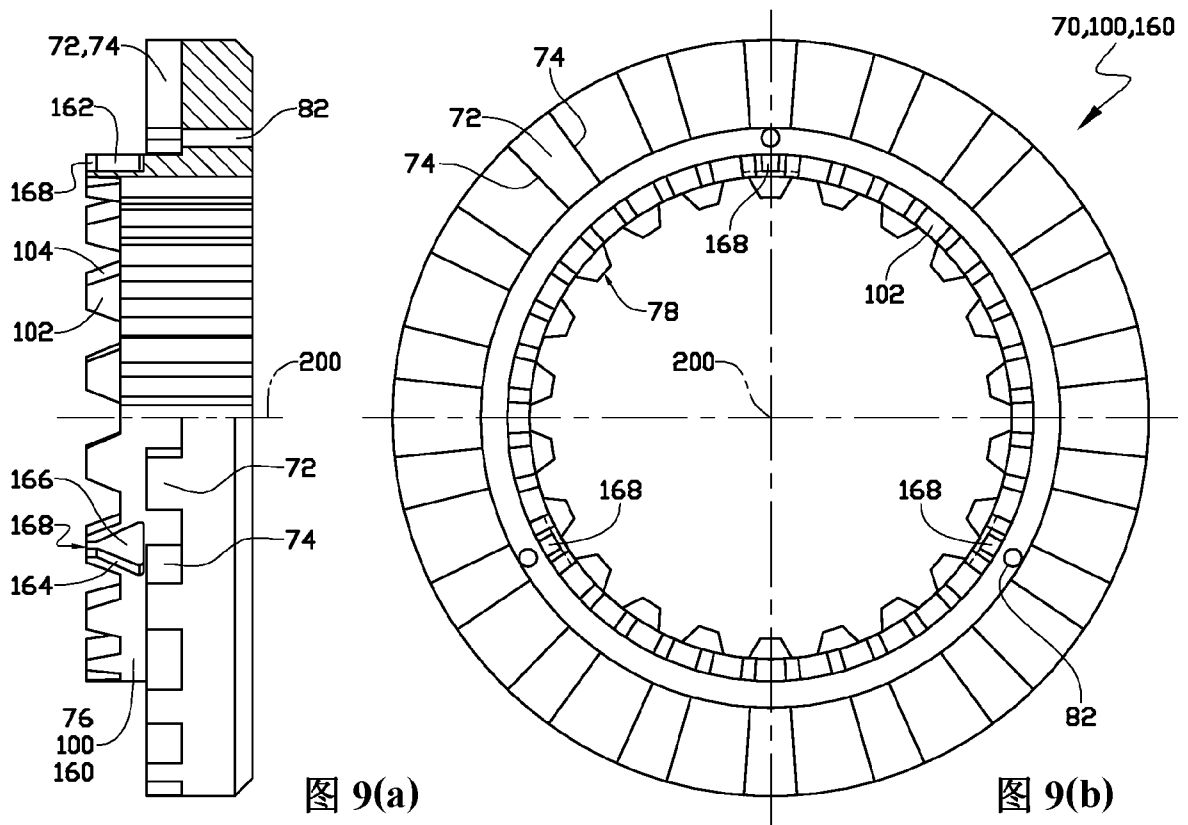
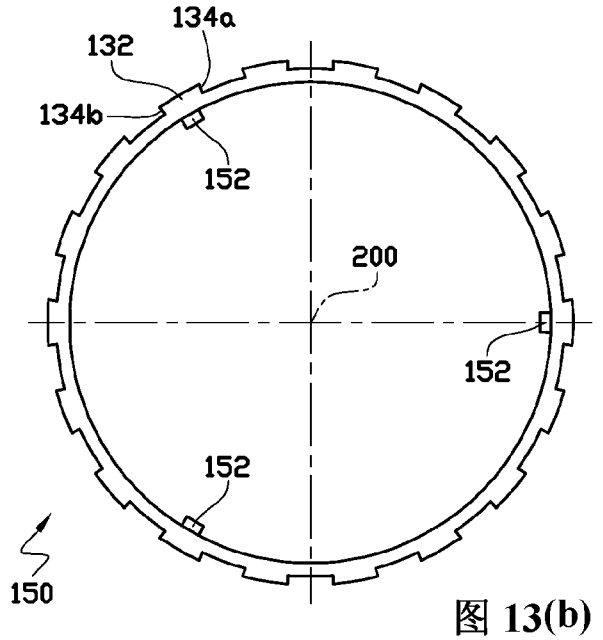
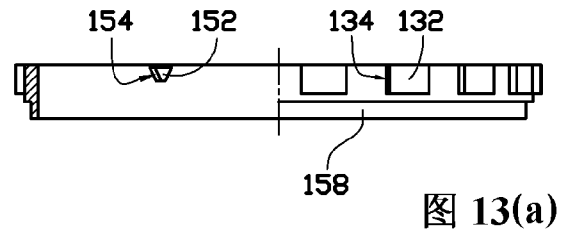
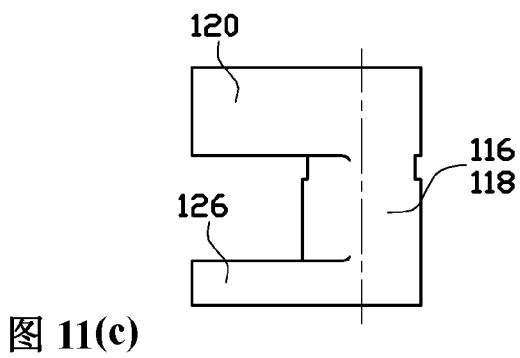
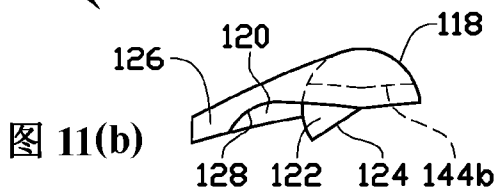
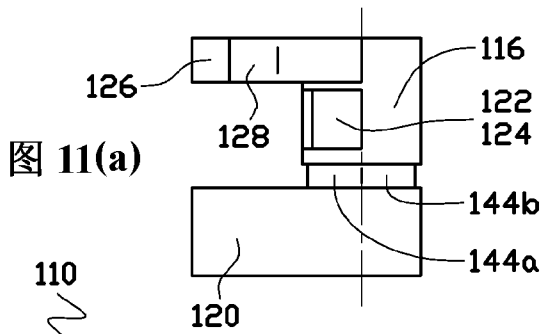
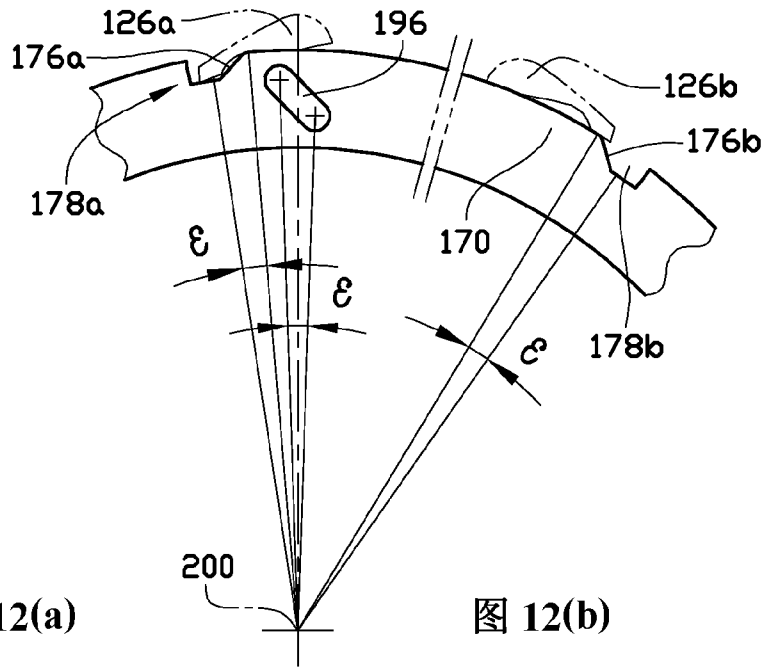
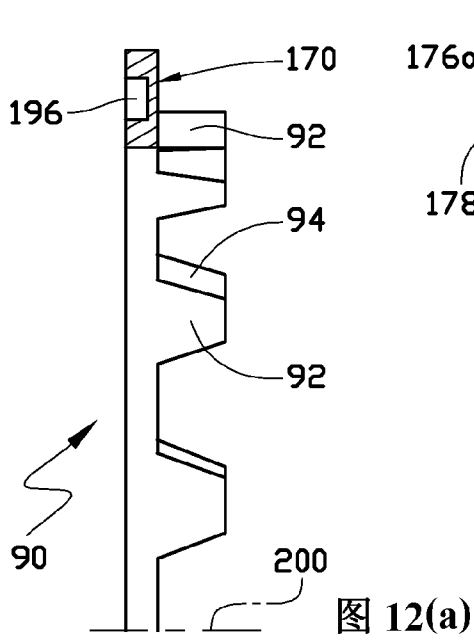


图 8





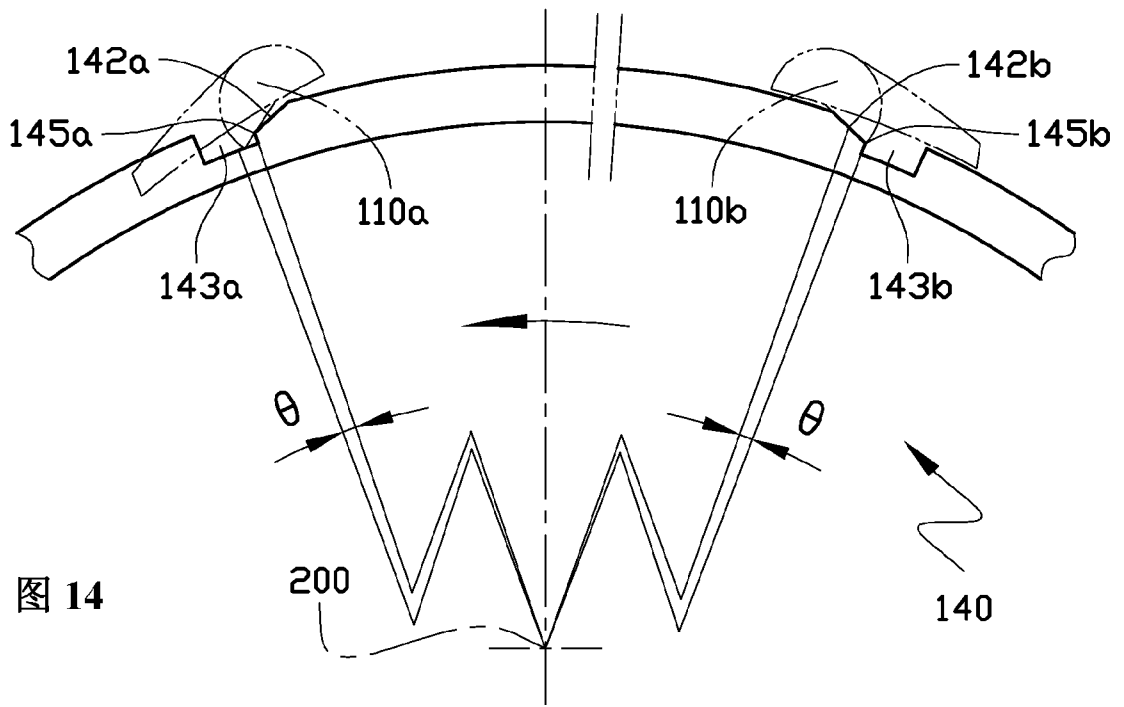


图 14

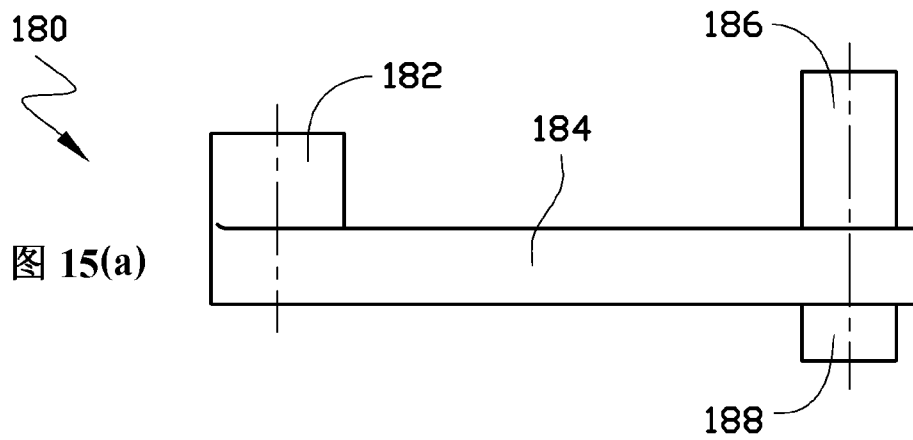


图 15(a)

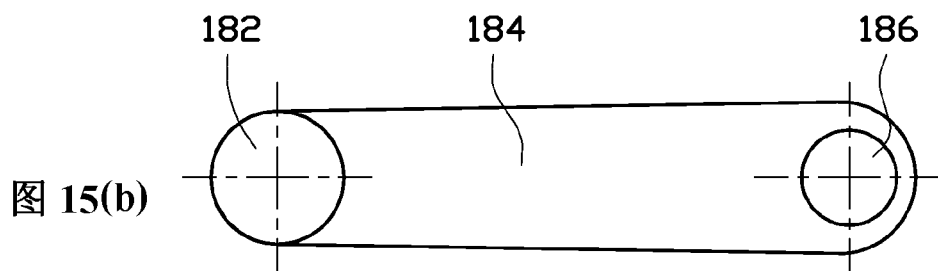


图 15(b)

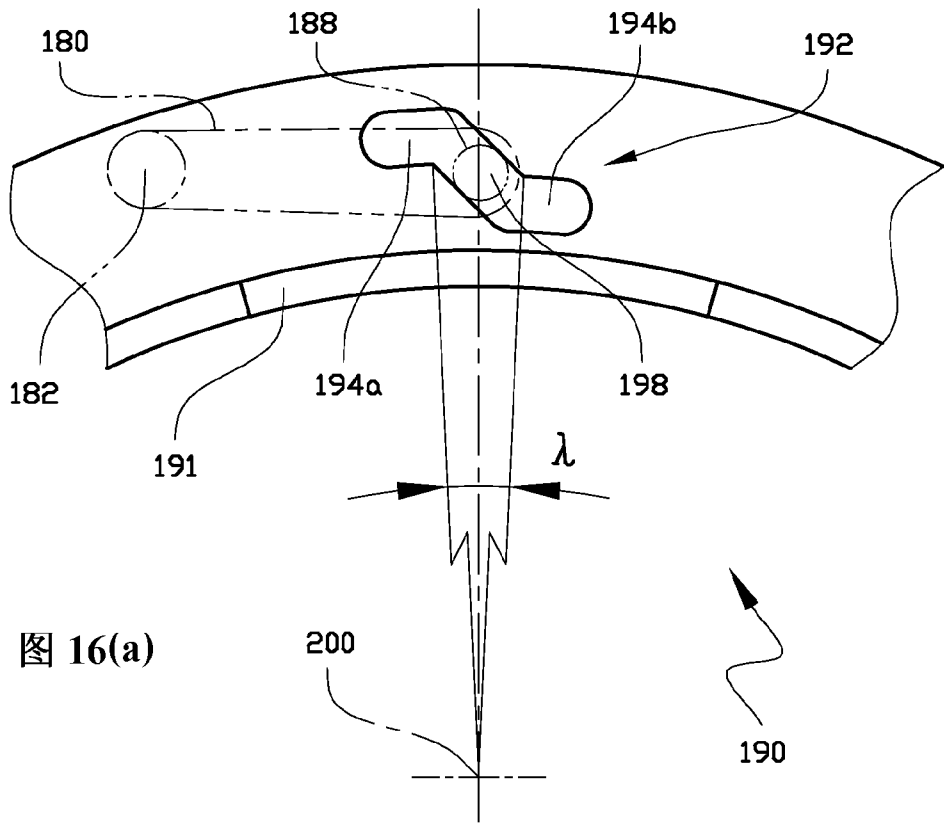


图 16(a)

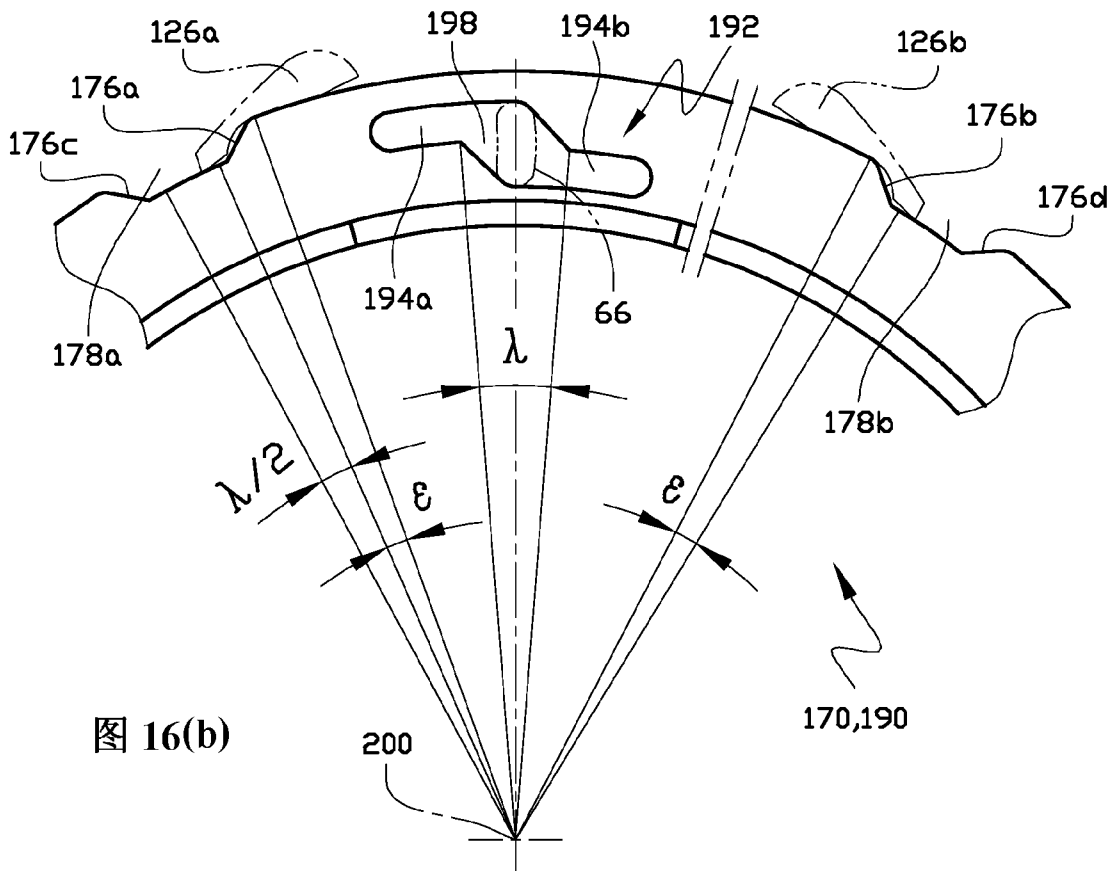


图 16(b)

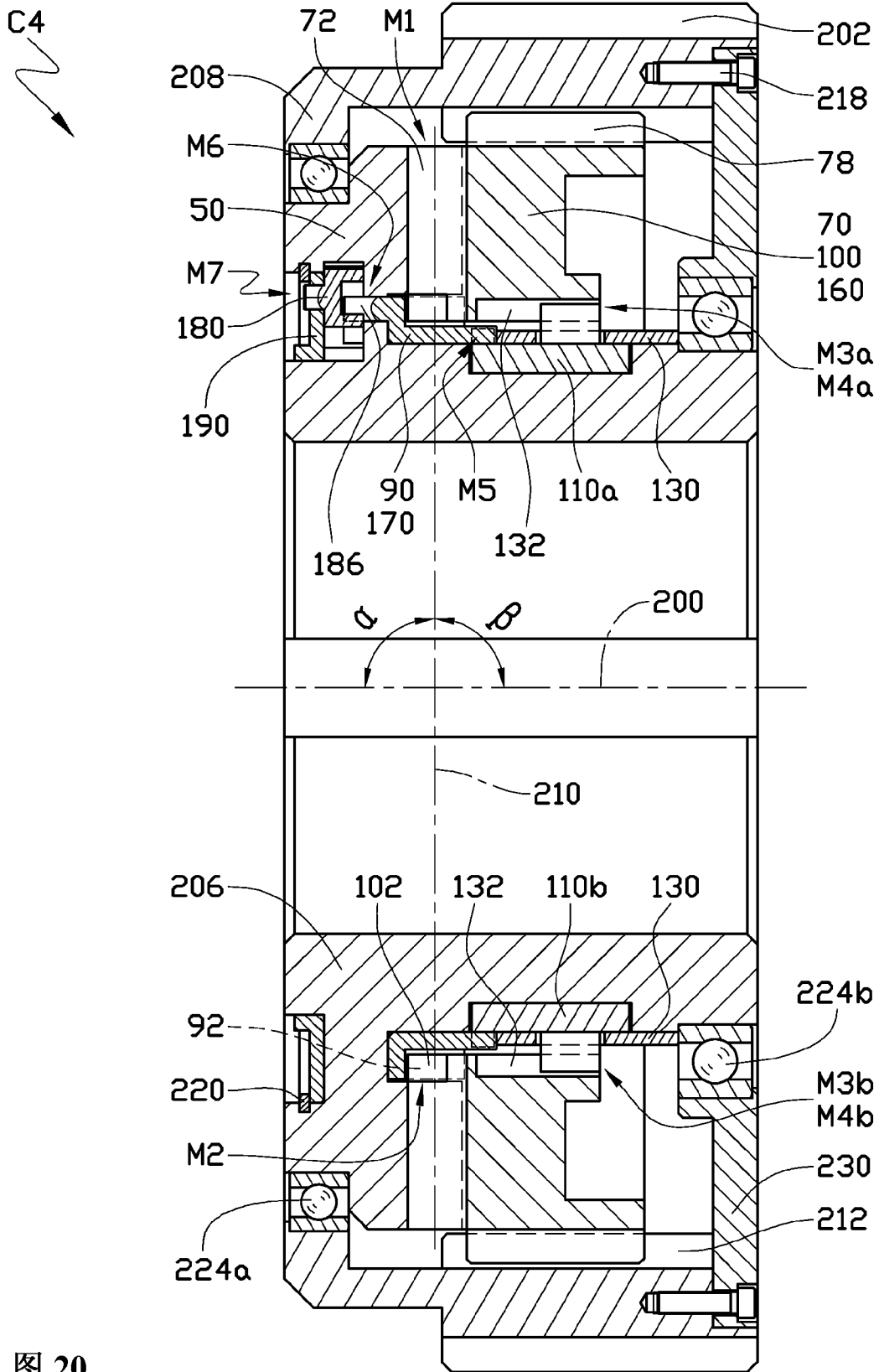


图 20

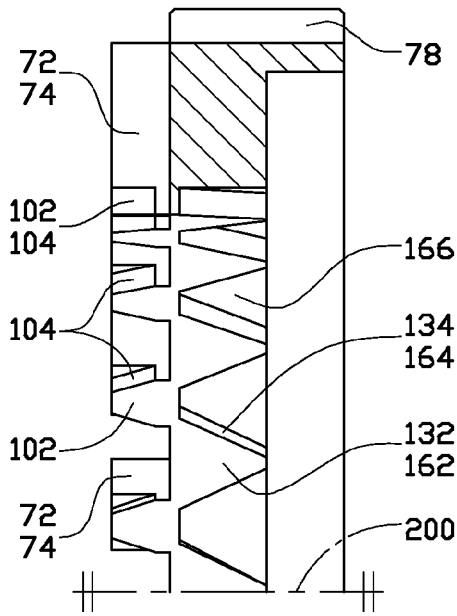


图 21(a)

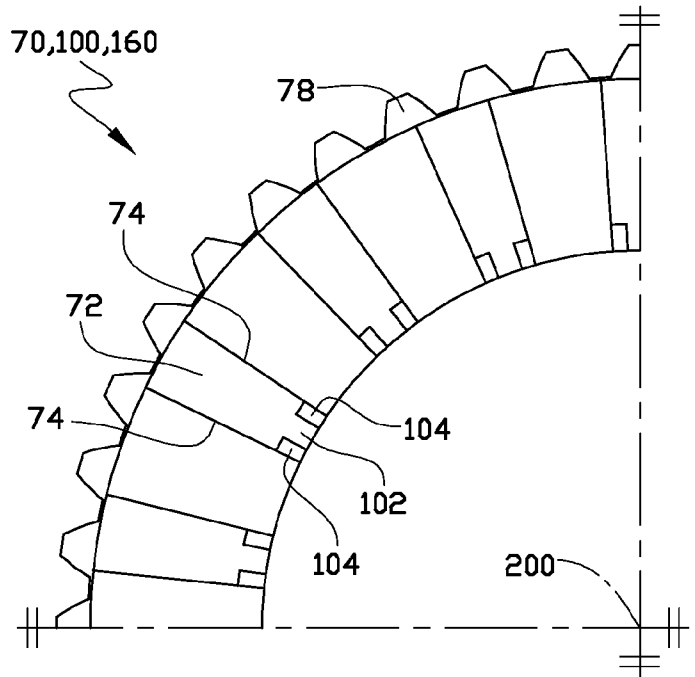


图 21(b)

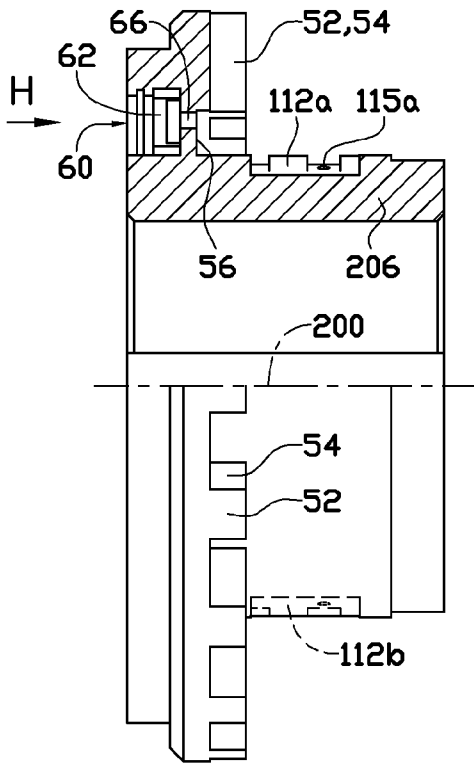


图 22(a)

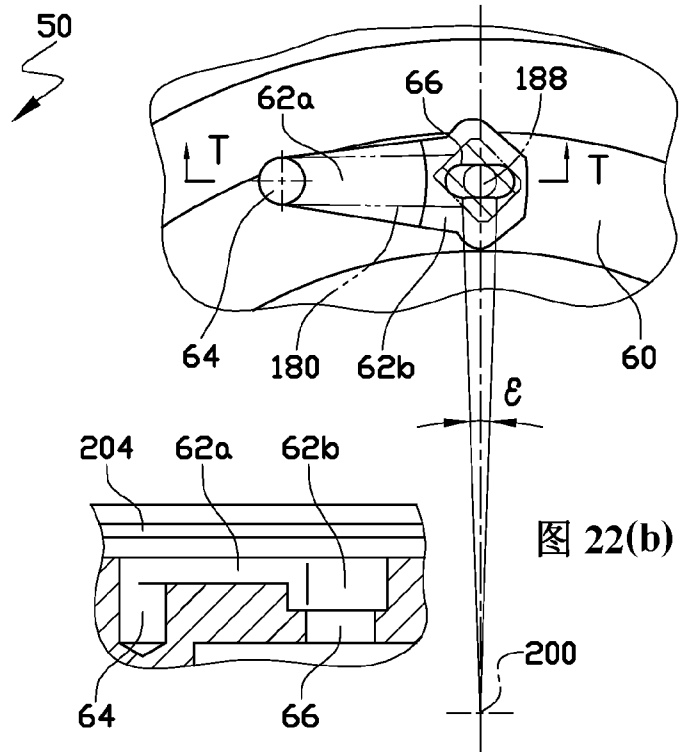


图 22(b)

图 22(c)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No. PCT/CN2009/073774

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER		
See extra sheet		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)		
IPC: F16D41/-		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
WPI; EPODOC; CPRS; CNKI: (overrun+ w clutch) or (overrun+ w coupler) or (free w wheel w device) or (free w wheeling w clutch), (jaw or joggl+ or jogged or mesh+), (gear or tooth or teeth), (conical or conic or taper or cone), (helix or helical or spiral or screw), spline? or (integral w key?) or (multiple w key?), (ratchet or pawl or detent), spring, (guid+ or lead+ or led)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	CN 101117987 A (HONG, Tao) 06 Feb.2008 (06.02.2008) see page 15, line 33- page 19, line 3, figures 24- 31	1, 2, 4, 19
X	CN 201062640 Y (HONG, Tao) 21 May 2008 (21.05.2008) see page 12, line 30- page 15, line 25, figures 14-21	1, 2, 4, 19
A	CN 2577040 Y (YANG, Tonghe) 01 Oct. 2003 (01.10.2003) See the whole document	1-20
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier application or patent but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim (S) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family	
Date of the actual completion of the international search 29 Nov. 2009 (29.11.2009)	Date of mailing of the international search report 17 Dec. 2009 (17.12.2009)	
Name and mailing address of the ISA/CN The State Intellectual Property Office, the P.R.China 6 Xitucheng Rd., Jimen Bridge, Haidian District, Beijing, China 100088 Facsimile No. 86-10-62019451	Authorized officer CHEN, Biao Telephone No. (86-10)62085430	

INTERNATIONAL SEARCH REPORTInternational application No.
PCT/CN2009/073774

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	CN 1963253 A (WANG, Dahuai et al.) 16 May 2007 (16.05.2007) See the whole document	1-20
A	CN 1336498 A (HE, Kaiming) 20 Feb. 2002 (20.02.2002) See the whole document	1-20
A	US 3726373 A (Miller) 10 Apr. 1973 (10.04.1973) See the whole document	1-20
A	US 20060260895 A1 (Traner) 23 Nov. 2006 (23.11.2006) See the whole document	1-20

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.
PCT/CN2009/073774

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
CN 101117987 A	06.02.2008	None	
CN 201062640 Y	21.05.2008	None	
CN 2577040 Y	01.10.2003	None	
CN 1963253 A	16.05.2007	None	
CN 1336498 A	20.02.2002	None	
US 3726373 A	10.04.1973	GB1326988A	15.08.1973
		DE2160903A1	22.06.1972
		IT941878B	10.03.1973
		SU416966A3	25.02.1974
US 20060260895 A1	23.11.2006	None	

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2009/073774

续 栏: A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16D 41/02 (2006.01) i

F16D 41/08 (2006.01) i

国际检索报告

国际申请号
PCT/CN2009/073774

A. 主题的分类		
参见附加页		
按照国际专利分类(IPC)或者同时按照国家分类和 IPC 两种分类		
B. 检索领域		
检索的最低限度文献(标明分类系统和分类号)		
IPC: F16D41/-		
包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献		
在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称, 和使用的检索词(如使用))		
WPI; EPODOC; CPRS; CNKI: 超越离合器, 嵌+啮合, 齿, 圆锥, 螺旋, 花键, 棘爪+棘轮+棘齿, 弹簧, 导; (overrun+ w clutch) or (overrun+ w coupler) or (free w wheel w device) or (free w wheeling w clutch), (jaw or joggl+ or jogged or mesh+), (gear or tooth or teeth), (conical or conic or taper or cone), (helix or helical or spiral or screw), spline? or (integral w key?) or (multiple w key?), (ratchet or pawl or detent), spring, (guid+ or lead+ or led)		
C. 相关文件		
类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
X	CN 101117987 A (洪涛) 06.2 月 2008 (06.02.2008) 说明书第 15 页第 33 行至第 19 页第 3 行, 附图 24-31	1、2、4、19
X	CN 201062640 Y (洪涛) 21.5 月 2008 (21.05.2008) 说明书第 12 页第 30 行至第 15 页第 25 行, 附图 14-21	1、2、4、19
A	CN 2577040 Y (杨通河) 01.10 月 2003 (01.10.2003) 全文	1-20
A	CN 1963253 A (王大槐等) 16.5 月 2007 (16.05.2007) 全文	1-20
A	CN 1336498 A (何开明) 20.2 月 2002 (20.02.2002) 全文	1-20
<input checked="" type="checkbox"/> 其余文件在 C 栏的续页中列出。 <input checked="" type="checkbox"/> 见同族专利附件。		
* 引用文件的具体类型: “A” 认为不特别相关的表示了现有技术一般状态的文件 “E” 在国际申请日的当天或之后公布的在先申请或专利 “L” 可能对优先权要求构成怀疑的文件, 或为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件(如具体说明的) “O” 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件 “P” 公布日先于国际申请日但迟于所要求的优先权日的文件		“T” 在申请日或优先权日之后公布, 与申请不相抵触, 但为了理解发明之理论或原理的在后文件 “X” 特别相关的文件, 单独考虑该文件, 认定要求保护的发明不是新颖的或不具有创造性 “Y” 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或者多篇该类文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 要求保护的发明不具有创造性 “&” 同族专利的文件
国际检索实际完成的日期 29.11 月 2009 (29.11.2009)		国际检索报告邮寄日期 17.12 月 2009 (17.12.2009)
ISA/CN 的名称和邮寄地址: 中华人民共和国国家知识产权局 中国北京市海淀区蓟门桥西土城路 6 号 100088 传真号: (86-10)62019451		授权官员 陈飏 电话号码: (86-10) 62085430

C(续). 相关文件		
类 型	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求
A	US 3726373 A (Miller) 10.4 月 1973 (10.04.1973) 全文	1-20
A	US 20060260895 A1 (Traner) 23.11 月 2006 (23.11.2006) 全文	1-20

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号
PCT/CN2009/073774

检索报告中引用的 专利文件	公布日期	同族专利	公布日期
CN 101117987 A	06.02.2008	无	
CN 201062640 Y	21.05.2008	无	
CN 2577040 Y	01.10.2003	无	
CN 1963253 A	16.05.2007	无	
CN 1336498 A	20.02.2002	无	
US 3726373 A	10.04.1973	GB1326988A	15.08.1973
		DE2160903A1	22.06.1972
		IT941878B	10.03.1973
		SU416966A3	25.02.1974
US 20060260895 A1	23.11.2006	无	

续 栏：A. 主题的分类

F16D 41/02 (2006.01) i

F16D 41/08 (2006.01) i