

[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 95198013.0

[43]公开日 1999年1月13日

[11]公开号 CN 1204991A

[22]申请日 95.11.20 [21]申请号 95198013.0

[86]国际申请 PCT/GB95/02713 95.11.20

[87]国际公布 WO97/18982 英 97.5.29

[85]进入国家阶段日期 98.7.9

[71]申请人 托罗特拉克(开发)有限公司

地址 英国伦敦

[72]发明人 C·J·格林乌德

[74]专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司

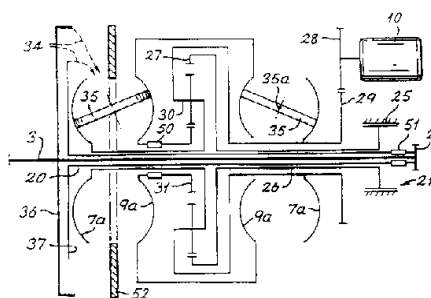
代理人 王勇 王忠忠

权利要求书 2 页 说明书 5 页 附图页数 2 页

[54]发明名称 对位置伺服系统或涉及位置伺服系统的改进

[57]摘要

通过助力转向系统举例的一种位置伺服系统,其中变比周转类型的功率驱动连续变比变速器("CVT"),并且尤其是环形-轨道旋转-牵引类型的CVT被安排与转向盘或其它旋转激励部件(3)及转向装置或从动机械装置同轴,并对应于误差发送一个输出来增强转向效果,所述误差为激励部件和转向机械装置之间的位置误差。如果CVT停止旋转,以及对操作的正常顺序被颠倒时,此外当转向机械装置倾向于操纵激励部件时,装置(50,51)被描述来防止对激励部件和转向机械装置之间正常手动连接的干涉。当CVT是环形-轨道旋转-牵引类型时,一些装置被描述来保证被其所有与CVT的连接施加载在转向机械装置上的力相等。



权 利 要 求 书

1. 一种位置伺服系统, 它包括一个从动机械装置(4), 一个第一旋转激励部件(1, 3), 通过该部分, 操作控制通常被施加到该机械装置上, 还包括变比周转类型(52)的连续变比变速器("CVT"), 其中在 CVT 的一个元件和第一激励部件之间存在一个第一连接(34), 在 CVT 的一个元件和从动机械装置之间存在一个第二连接(20), 其特征在于: CVT 具有一个来自牵引机(10)的旋转输入(28~30), 该牵引机是与激励部件分开的; 还在于 CVT 与第一激励部件同轴, 从动机械装置和第一激励部件之间的位置误差导致来自 CVT 的动力输出, 该输出试图向从动机械装置施加转矩以消除误差, 其中的所述误差表示实际驱动力的应用情况。

2. 根据权利要求1的系统, 其中从动机械装置是一个转向机械装置, 并且系统包括一个助力转向类型的位置伺服系统。

3. 根据权利要求1或2的系统, 其中通过与第一旋转激励部件(20)同轴的第二旋转激励部件, CVT 的输出被施加到从动机械装置上。

4. 根据权利要求3的系统, 其中第一和第二激励部件分别包括一个中心轴和一个外围管道。

5. 根据前面任何一个权利要求的系统, 其中从动机械装置为齿条, 螺杆或其它相似类例的形式, 第一和第二激励部件都驱动一个协作小齿轮, 齿轮或类似物。

6. 根据前面任何一个权利要求的系统, 其中 CVT 的变速器——即变比元件——是环形-轨道旋转-牵引类型的。

7. 根据权利要求6的系统, 其中 CVT 还包括一个周转齿轮组(6)。

8. 根据权利要求7的系统, 其中周转齿轮组包括双行星齿轮来颠倒太阳和行星过桥齿轮之间的旋转方向。

9. 根据权利要求6、7、8的系统, 其中第一激励部件和环形-轨道 CVT 之间的第一连接带有滚子支架(33)以便试图改变滚子的方向并因此当从动机械装置被激活时改变传送比。

10. 根据权利要求9的系统, 其中 CVT 和从动机械装置之间的第二连接是通过对应于滚子承受的反转矩的部件实现的。

11. 根据前面任何一个权利要求的系统, 它包括一个设备(21)用来限制 CVT 可以施加到从动机械装置的转矩。

12. 根据权利要求 11 的系统, 其中转矩限制设备为滑动离合器, 刹车或类似的形式。

13. 根据前面任何一个权利要求的系统, 当包括权利要求 7 的限制时, 其中周转齿轮组的第一元件被连接到环形-轨道 CVT 的一个圆盘边, 第二元件被附加到另一个圆盘边以及驱动马达, 第三元件通过转矩限制设备被连接到一个固定反馈部件上。

14. 根据权利要求 13 的系统, 其中周转齿轮组的第一, 第二和第三元件分别为太阳齿轮, 行星齿轮支座和环。

15. 根据前面任何一个权利要求的系统, 它包括装置 (50) 使得如果 CVT 停止转动 CVT 元件和从动机械装置之间的第二连接被禁止。

16. 根据前面任何一个权利要求的系统, 它包括一个单向设备 (51), 该设备允许驱动以反方向通过系统, 以便在激励部件不受通常操作控制作用的情况下, 激励部件能响应从动机械装置的位置。

17. 根据前面任何一个权利要求的系统, 当包括权利要求 6 的限定时, 其中很多滚子通过共同腔传送牵引力, 该腔分离环形输入和输出圆盘, 其中第二连接包括力-传送链接 (59, 61, 62), 该链接将每个这种滚子的支架链接到从动机械装置上, 并且其中每一个这种链接都包括一个与可移动力-平衡部件之间的枢轴连接, 该部分 (52) 能够寻找一个平衡位置, 在该平衡位置中相等的力通过所有的滚子被施加到从动机械装置上。

18. 根据权利要求 17 的系统, 其中力-平衡机械装置基本上绕第一激励部件同心分布, 但是能够移出同心位置以达到所述的平衡位置。

19. 根据权利要求 1-16 中任何一个的系统, 当包括权利要求 6 的限定时, 其中到激励部件的第一连接和到从动机械装置的第二连接都通过 CVT 的滚子支架而形成, 其中这些支架包括第一和第二部分, 这两部分之间存在铰接头 (55), 其中第一, 二和第三连接分别通过每个支架的第一和第二部分完成。

20. 根据权利要求 1 的系统, 其中从动机械装置包括卷场机的鼓室, 旋转起重机的座舱, 旋转加工头的转塔或其它任何手动驱动或其它轻动力的输入部件, 这些部分之后跟随着同心而较重的旋转输出部件。

21. 包括如前面任一权利要求所述的位置伺服系统的汽车或其它装置。

说明书

对位置伺服系统或涉及位置伺服系统的改进

该发明涉及位置伺服系统，其中激励（即驱动）部件和被驱动部件期望相对位置之间的误差检测导致被应用来趋向于降低该误差的动力。该发明尤其适用于但不是仅适用于为已知通用类型的助力转向系统，其中，转向操纵装置，例如齿条类或螺杆类，是由齿轮和小齿轮驱动的，这些齿轮和小齿轮一般装在轴的一端，轴的另一端装载着转向盘或其他的控制部件。设置一些装置来监视轴的扭转变形。当该变形超过一个预定值时，即表明正在进行明显的转向操作时，附加动力源被激活，并施加在螺杆或齿轮上来增大转向盘的转矩，并因此降低轴中的变形。

在日本专利公布 63291770A 中已经提出，在助力转向系统中加入“变比周转”类型的连续变比变速器（“CVT”）。这种 CVT 的通常元件是一种周转齿轮组及一种变速元件或“变速器”，后者包括输入部件，中间反馈部件和输出部件。这种“变比周转”类型的 CVT 是指其中变速器的所有 3 个元件的旋转轴同心的类型，使得变速器的总配置与传统以齿轮连接的周转齿轮组或行星式齿轮组具有某些相似之处。本发明与 JP-A-63291770 的实施方案的主要区别在于：在以前专利公布中描述的系统，CVT 并不产生和发送任何动力来辅助操作者的转向操作。相反的，CVT 的功能表现为会改变手动转向比，即转向盘和与之相连的转向机齿条之间的比例，使得要产生功率辅助的完全分离的装置在低车速时接收相对较强的信号，而在高速时接收相对较弱的信号。

本发明当然也区别于许多以前的同心安排的自动 CVT (US-A-4922788 给出一个例子)，其表现在于在那些 CVT's 中，动力输入的唯一来源为汽车的牵引机。在本发明涉及的位置伺服系统中，必须有两个这种输入的独立来源。例如，在动力转向系统中，通过转向盘，第一手动输入被施加进来，而且为了起到所需的助力作用，CVT 必须被动力功率的第二来源驱动。

现在将参考简化的附图和部分示意图，通过示例描述本发明，其中：
图 1 是助力转向系统的简略视图；
图 2 是轴 3 所在平面的剖视图；
图 3 图解说明了与变速器其中一个滚轴相关联的连动和移动及；

图 4 表示图 3 中装置的另一可选方案

图 1 表示衡速电动马达 10 的输出被连接到变比周转类型变速器“输入”部件 7, 并表示了该输出还 (在 11) 被连接到典型的三部分周转齿轮组 6 的一个元件上。齿轮组 6 的另外两个元件分别被连接到变速器的输出部件 9 处和转矩限制设备 21 处。变速器的第三和中间部件 8 产生一个输出 13, 该输出构成一个送到小齿轮 2 的输入, 该小齿轮驱动转向齿条 4, 另一个输入为通过轴 3 从转向盘 1 得到的输入。组成 CVT 的各部分在虚线 5 中表示出来并包括齿轮组 6 和变速器 (7, 8 和 9), 那些部分被安装来与管道 20 一起象一个装配体一样旋转, 管道 20 与轴 3 同轴, 通过管道 20 那些部分被连接到小齿轮 2。这样, 轴 3 和管道 20 构成了到小齿轮 2 的同心旋转激励输入。因为转矩限制装置 21 本身并不需要旋转, 因此举例来说, 它可以是一种简单而可靠形式的平稳刹车。

图 2 在图 1 基础上加入了一些细节, 其中的变速器为环形轨道旋转牵引类型, 并具体表示出了 CVT 是怎样被安排来绕转向轴 3 同心旋转的。通过刹车型转矩限制设备 21, 平稳反馈部件 25 与套管 26 啮合, 其中套管 26 带动齿轮组 6 的内齿轮 27。通过齿轮 28 和 29, 马达 10 与末端圆盘啮合, 也就是说, 与环形轨道变速器的输入圆盘 7 以及齿轮组 6 的行星齿轮支架 30 啮合。与其它圆盘和周转齿轮组的太阳齿轮 31 一样, 变速器的输出圆盘 9 也被安装上。应该注意到如在环形轨道变速器中所必须的, 为了改变圆盘 7, 9 的旋转方向, 两个行星齿轮都由支架 30 来带动。还要注意到的是齿轮比最好被选择为给出与圆盘相等和相反的旋转速度。在该实施方案中, 变速器的“中间部件”8 包括两组牵引-发送滚子以及与它们相关的支架组件, 其中一组被放置在圆盘 7, 9 的一对之间, 第二组被放置在另一对之间。每组中这样的滚子被粗略表示在 35。一般的, 每组中有 3 个这样的滚子, 这 3 个滚子相对于轴 3 的轴以相等角度间隔放置。

在图 2 中, 参考数 34 表明了系统控制怎样必需将转向轴 3, 变速器中间部件 8 及管状连接 20 连接到小齿轮 2。图 2 表示分别由轴 3 和管道 20 带动的凸缘 36 和 37, 图 3 图解说明了一种装置的原理, 通过该装置凸缘 36 可以与滚子 35 相连, 使得当轴 3 超过了一个给定的扭转变形时 (即当轴 3 和套管 20 的角位置的差值超过一个给定量) 使得滚子改变比率, 并表示了滚子所承受的反转矩如何通过管道 20 被施

加在小齿轮 2 上，这样通过加大驾驶员施加在转向盘 1 上的力可以提供一种动力 - 转向效果，以便使差值降低到零。

图 2 的另外三个特征也应该注意到。首先是位于太阳齿轮 3 1 和输出圆盘 9 之间的向心离合器和等价安全设备 5 0，这些设备可操作来确保太阳齿轮与圆盘分离并因此使动力转向连结失效，从而太阳齿轮 3 0 因为例如马达 1 0 的失效而停止旋转。如果这种情况发生，操作者必需通过转向盘 1 手动转向，并且失效的动力转向机械装置必需不干扰手动操作。第二，位于小齿轮 2 和凸缘 3 7 / 反作用盘 4 1 之间的适当的单向空转连接 5 1。这是用来保证当操作员通过尝试移动齿条 4 来旋转转向盘 1 时，动力 - 转向机械起作用从而加强转向效果，但是当适于在相反方向的转向效果时，允许小齿轮 2 来旋转转向盘 1。举例来说，当车辆从弯道中出来时，由于负载轮弯度的原因，产生这种反向效果。当不存在设备 5 1 的单向效果时，动力转向机械装置趋向于阻止轮 1 向直 - 前位置的恢复。这样，设备 5 1 有效的运作使得如果驾驶员放任转向盘 1 运动，该转向盘的位置由车轮的位置来确定。第三个要注意的特征是与其中一组滚子 3 5 相邻并且通常与轴 3 同轴的环 5 2，但是该环有一个足够大的中心孔 5 3 使得该环能在不堵塞滚子的情况下，轻微偏离中心。该环的功能将结合图 4 的实施方案解释。

图 3 表示其中一组滚子 35，该滚子被安装用于在支架 33 中绕轴 32 旋转，支架 33 被连接到悬杆 38，悬杆 38 带动球状末端 39，该末端 39 被安装用于在一个拱形槽 40 中滑动，拱形槽 40 形成在反作用盘 41 中。如在本领域中习惯并很好理解的，滚轴 35 的中心 35a 被限制在环面的固定 " 中心圆环 " 上，该环面与圆盘 7, 9 是一致的。槽 40 的圆弧具有相同的圆心 35a。球状末端 39 被枢接到连接件 42 上，连接件 42 反过来在 43 处被枢接到连接件 44 的一端。该连接件 44 的另一端被枢接到凸轮 36 上，并且应该被看作是在与图 2 纸面为垂直角度的平面中旋转，但是该旋转平行于图 3 的纸面，并且仿佛点 45 与轴 3 的轴重合。反作用盘 41 被附加在凸缘 37 的表面上，并平行于 37 的表面，使得盘和凸缘能一起运动。在滚子 35 位于在图 3 中所示位置时，轴 32 将与轴 3 和管道 20 的公共轴重合。这表示系统的平衡位置，其中在轴 3 中有可忽略的扭转变形，其中 CVT 的比例被选取的使得它处于所谓的 " 齿轮驱动中枢 " 条件下，并且其中球状末端 39 位于它们在槽 40 中的中间位置。因此，这

样在滚子 35 中就没有转矩负载，而且因此在箭头 47 指示的方向上，球状末端 39 在反馈盘 41 上不施加任何推力。因此马达 10 不会通过凸缘 37 和管道 20 对小齿轮 2 施加任何转矩。但是如果轴 3 发生了扭转变形，导致在轴 3 和管道 20 之间产生相应的角误差，这将使连接件 42, 44 被误置到 42' 和 44' 表示的位置上，并倾斜滚子 35 使得它在槽 40 中的另一个位置与球对齐。在图 3 中，这种情况表示在 39'，其在槽 40 中的位置范围的一个限制。这时被误置的滚子轴 32' 不再与轴 3 的轴横切，轴 3 当然也是变速器轴。因此，滚轴 35 承受一个反转矩，该反作用力在盘 41（即凸缘 37）上产生一个反作用力（在箭头 47 的方向上可以消除）。这样，经过管道 20 施加在小齿轮 2 上的补充转矩通过轮 1 和轴 3 被施加在其上。当角度 θ 趋于零时，该补充转矩也趋于零，并且球状末端 39 返回到它在槽中的中间位置。

在图 4 中图解说明方案的设计中，最好滚子反作用力 - 见图 3 中的参考数字 47 - 很大，这样在从滚子反作用力中分解转向输入力（施加在图 2 的凸缘 36 中）时，存在很多潜在的好处，比如静摩擦降低和驾驶者感觉更好，其中滚子反作用力组成了动力转向系统的输出并被施加到凸缘 37 上。最终设计的另一个特征是一种简单机械，该机械装置如为图 2 所描述的，用来平衡由每一组中 3 个滚子（35）施加的输出力。这种平衡自然地发生于一种现代转矩控制的自动 CVT 中（如在专利说明 EP-B-0444086 中描述的），其中滚子应用液压原理来定位。然而，可以预料到缺乏精确的平衡，而且会在更简单的 CVT 和其中每个滚子的方向由滚子和转向盘 1 之间的直接机械连接中产生问题，其中的简单 CVT 对于动力 - 转向或其它附加驱动来说将会更经济。

图 3 和图 4 之间的第一个要注意的差别在于在图 4 中，将滚子支架 33 连接到凸缘 36（并连接到轴 3 和转向盘 1）的链接（38, 39, 42, 43, 44）现在被限制在系统的输入边并且不与反作用盘 41 接触。而且槽 40 不再存在。

另一个涉及系统“输出”边的主要差别在于控制器支架基本上为两部分。第一部分 54 与图 3 的零件 33 类似，但在其中心带有一个“接线盒”或其它精确接头 55，中心球 56 带有一个连接到框架 58 的悬杆 57，58 组成了支架的第二部分。悬杆 59 以相同于悬杆 38 从框架 33 伸出的方式从框架 58 伸出。悬杆 59 在 60 处被枢接到双臂曲柄的一个臂 61 上，

6 1 的顶点在 6 3 处被枢接在反作用盘 41 上。双臂曲柄 62 的另一臂带动一个螺栓 64, 64 在槽 66 中滑动。槽 66 形成在“浮动”平衡盘 52 中, 这已经参考图 2 描述了。如同已经指出的, 图 3 和 4 中表示的单个滚轴 35 可以是横过位于输入环形盘 7 和对应输出盘 9 之间的环形腔的三个一组传输牵引中的一个, 并且三个滚子绕轴 3 的轴以相等间隔角度排列。因此, 螺栓 64 通常也位于与悬杆 3 同心的假想圆上的等间隔角度处, 盘 52 自身也是同轴的, 然而, 如果滚子上被施加 (通过支架部分 58 和悬杆 59) 的推力是不完全相等的, 这种不相等的效果是: 将会移动销子 64 并因此移动盘 52 使之轻微偏离轴心直到达到一个平衡位置, 其中三个球状曲柄的相对角度设置将使得可以通过球状曲柄 62 中的每一个在其各自的枢轴连接 63 处将相等的旋转力矩施加在反作用盘上。通过形成通常与轴 3 (即 45) 同心的槽 66 的圆弧, 销子 64 施加在盘 52 上用来移动它的力基本上仅仅是径向的, 并且不具有任何试图旋转该盘的切向分量。

在所有附图中表示的该发明实施方案的下述潜在优点应该尤其被注意到。首先, 由于整个 CVT 与一些部件一起旋转, 从这些部分 CVT 接收其输入, 并向这些部分传送其输出。因此下面这种情况将不会有任何问题: 即当轴 3 可以通过 3 个回转体旋转时, 当在轴 3 和管道 20 之间仅仅存在一个小的角度误差 - 即 2° 时, 操作中应具有动力转向效果, 第二, 当稳态时, 变速器自然地停留在与滚轴 35 成 1: 1 处, 因而避免任何产生转向的可能。

尽管该发明仅作为应用于助力转向系统而被图解说明在附图中, 对于该技术领域中的技术人员很明显的是它对于位置伺服是通用的, 其中助力对于保证旋转输入部件的手动或其它轻能量驱动运动之后跟随一个同心的但是更巨大的旋转输出部件是有用的。这种应用包括一个产生动力的曲柄, 其中转子为动力驱动用来跟随一个手动操作的手柄, 或旋转升降架或机器头, 其中高功率驱动造成座舱和塔台分别跟随旋转控制移动。旋转控制本身由手动直接操作或者仅有适度的助力。

说明书附图

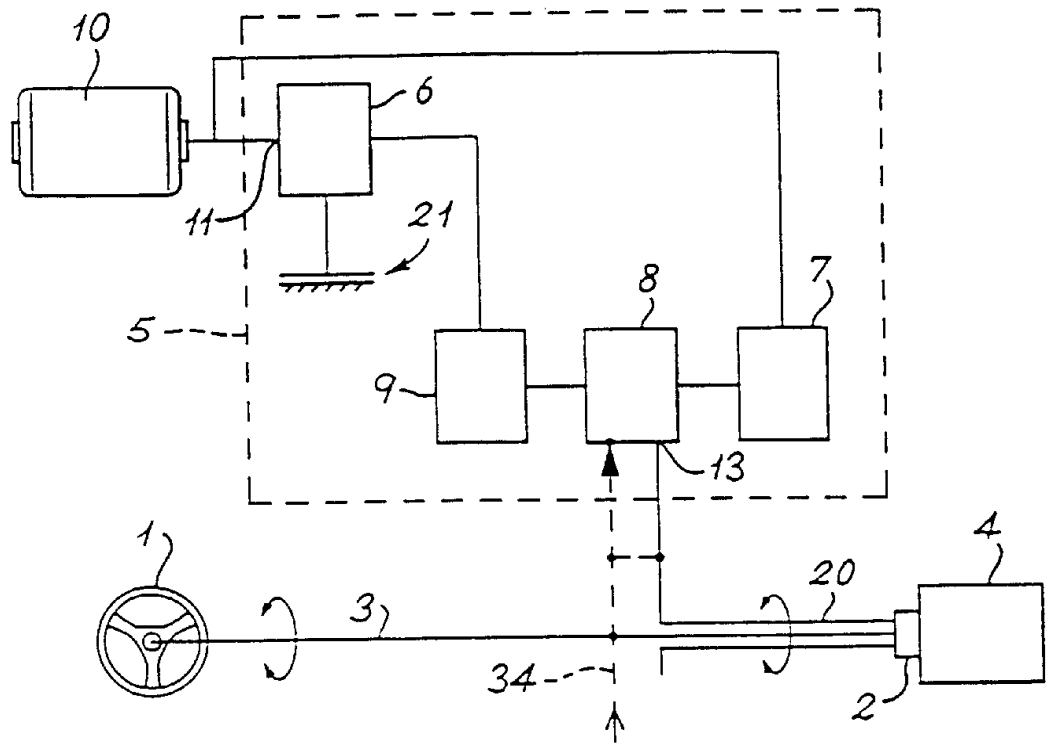


图 1

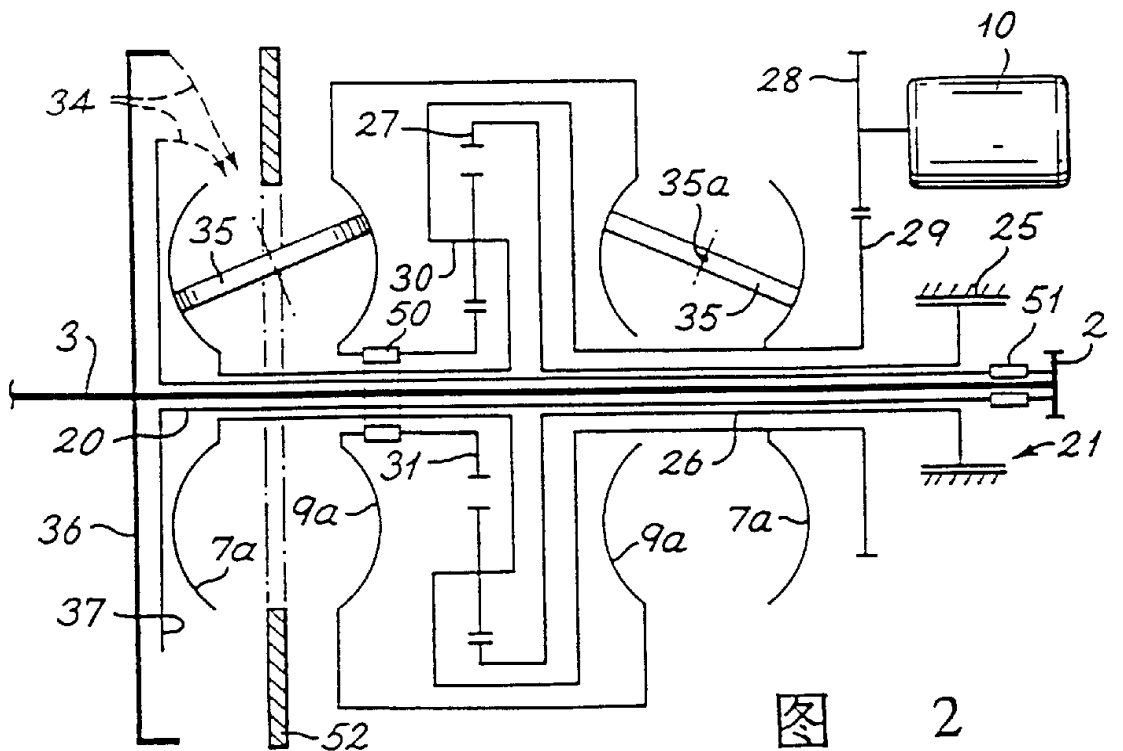


图 2

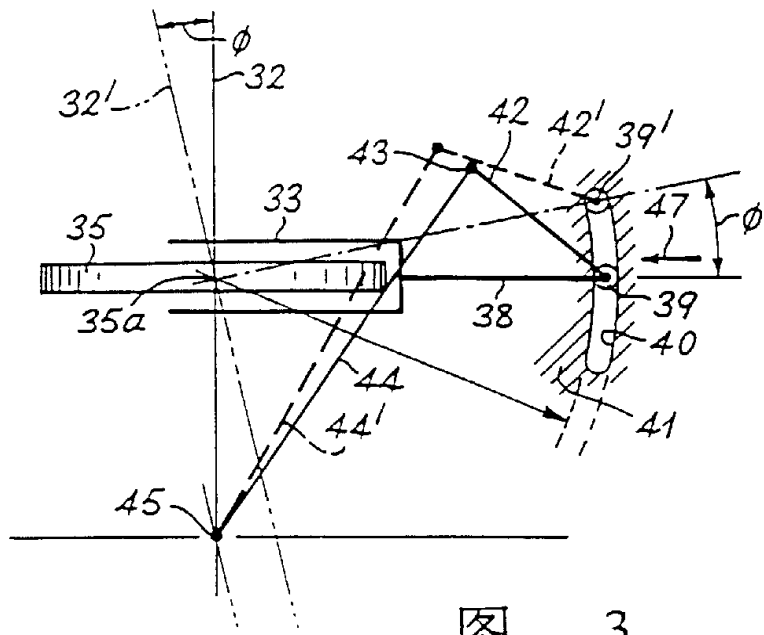


图 3

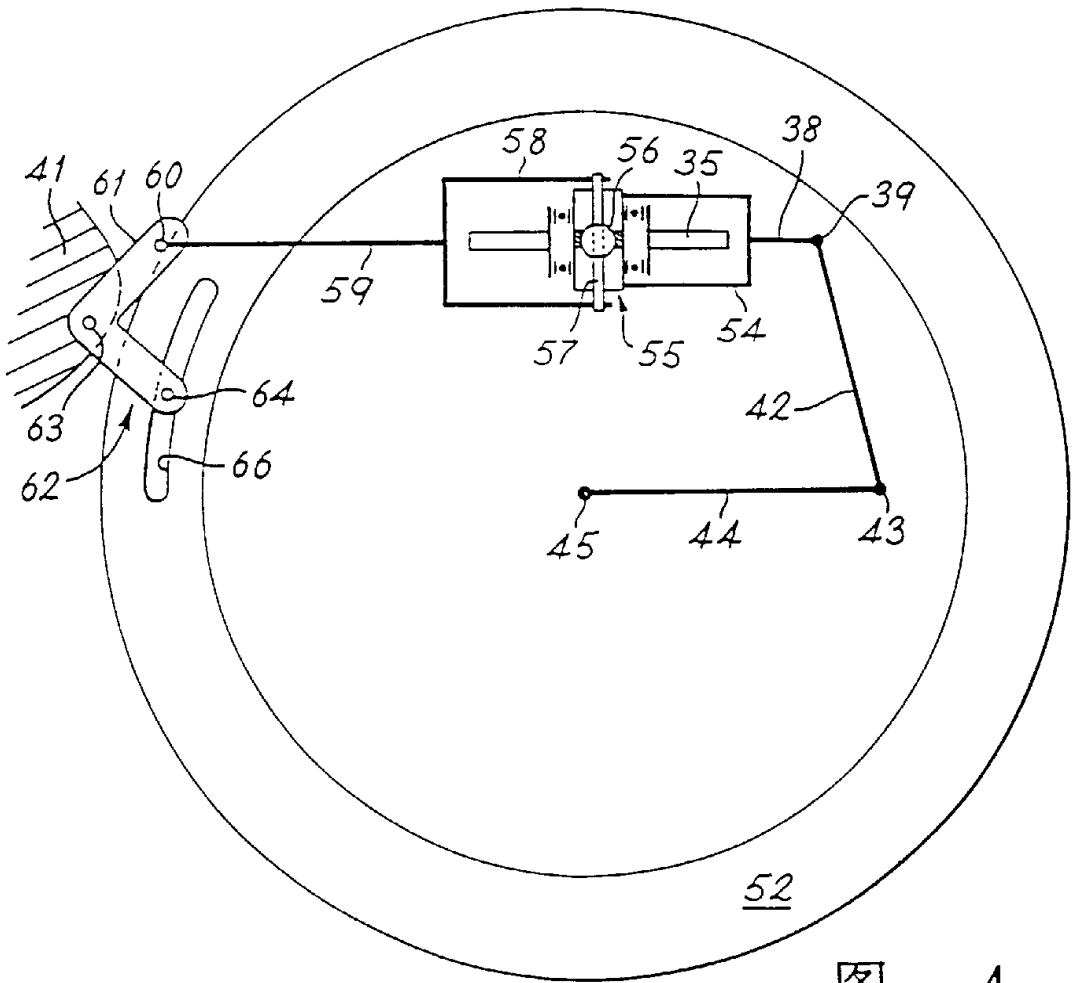


图 4