[19]中华人民共和国专利局

[11] 授权公告号 CN 1026519C

[12]发明专利说明书

[21] ZL 专利号 89107765.0

[51]Int.Cl[5]

[45]授权公告日 1994 年 11 月 9 日

F16H 29/04

[24]颁证日 94.8.31

[21]申请号 89107765.0

[22]申请日 89.8.15

[30]优先权

[32]88.8.15 [33]US[31]232,472

[32]89.5.30 [33]US[31]359,024

[73]专利权人 保罗·B·派尔斯 地址 美国加利福尼亚州

[72]发明人 保罗·B·派尔斯

[74]专利代理机构 中国专利代理(香港)有限公司 F16H 37/00

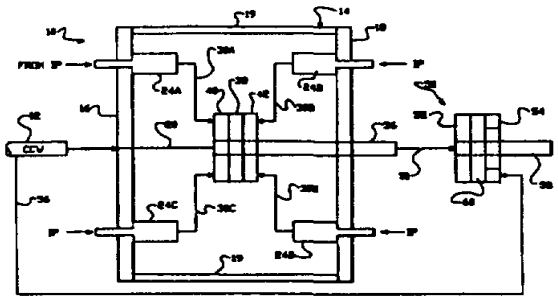
代理人 黄力行

说明书页数: 附图页数:

[54]发明名称 无级变速传动装置及其制造方法

[57]摘要

本发明公开了一种将连续变化增量的输入转动变换成可控的转动输出的技术，该技术将一系列平行的行星轮轴的外摆线运动合成以产生连续可控的、与输入转动方向相同、速度等于或大于输入转动的中间输出，仅当中间输出大于输入转速时，将此中间输出变换成连续的可控的末端转动输出，末端输出将与转动输入同方向，其速度正比于对中间输出速度的超出值。



权利要求书

1.一种无级变速传动装置，它包括:

(a) 支持包括有一个给定轴的行星轮装置的组件，以围绕一个径向向内的平行于中央行星轮的轴线转动，上述轴被支承着绕其自身轴线作前后转动，从而使以给定输入转动的速度和方向作转动的行星轮装置的转动传递给上述轴一个以上述输入转动同样速度和方向绕上述中央行星轮轴线的外摆线运动的周转分量，而与上述轴绕其自身轴线的任何前后转动无关;

其特征在于，它还包括:

(b) 支持刻度盘的装置，使其绕平行于但偏心于上述中央行星轮轴线的自身轴线作转动;

(c) 使上述刻度盘以和上述行星轮装置相同速度和方向并与其同时进行转动的装置;

(d) 将上述刻度盘联接到上述轴上的装置，这种联接方式使上述轴在绕上述中央行星轮轴线周转时绕其本身轴线作前后转动，此时上述行星轮装置和上述刻度盘同时转动，从而上述轴的前后转动成为上述外摆线运动的一个往复分量。

2.如权利要求 1 所述之装置，其特征在于，上述刻度盘联接于上述轴，从而使上述轴绕其自身轴线作往复转动，在上述周转运动分量的第一个半周，在与周转运动分量相同的方向上，先增速后减速，而后，在周转运动分量的第二个半周期间，则在相反方向上先增速后减速。

3.如权利要求 2 所述之装置，其特征在于，上述行星轮装置包括一个绕上述中央行星轮装置转动的第二轴，位于上述中央行星轮轴线直径上与上述第一次述及的轴相对的位置，上述刻度盘联接于上述第二轴，其联接方式使得上述第二轴以与上述第一轴相同的方式绕其自身轴线转动，但与上述第一轴的往复运动分量相比有 180 ° 的相位

差。

4.如权利要求 3 所述的装置，其特征在于，上述行星轮装置包括绕上述中央星轮轴线转动的第三和第四轴，它们相对于上述中央行星轮轴线在直径上相对设置，与上述第一和第二轴有相等间距，在径向上与上述中央行星轮轴线的距离与上述第一和第二轴相同，上述刻度盘联接于上述第三和四轴，其联接方式使得该两轴产生与上述第一和第二轴相同的外摆线运动，只是它们的往复运动分量互相之间有 180 ° 的相位差，并与第一和第二轴的往复运动分量有 90 ° 的相位差。

5.如权利要求 2 所述的装置，其特征在于，上述刻度盘联接于上述给定轴，上述给定轴按照一个代表该轴往复运动在速度和方向上的变化的光滑正弦波进行往复运动。

6.如权利要求 4 所述的装置，其特征在于，上述使上述刻度盘和行星轮装置以相同速度和方向转动的装置包括连接上述第一和第二轴使其互相只能以相反方向转动的齿轮装置。

7.如权利要求 1 所述的装置，其特征在于，它包括使上述刻度盘垂直于其转动轴线在与上述行星轮装置同心的位置和上述偏心位置之间作有限度移动的装置，上述联接装置使上述轴在上述刻度盘处于其同心位置时不绕其自身轴线转动。

8.如权利要求 1 所述的装置，其特征在于，上述联接装置包括一个伸过上述刻度盘的槽和一个固定连接于上述轴并从其横向伸出的曲柄机构，上述曲柄机构包括一个位于上述轴一侧横向伸入上述槽的凸轮滚子，其安装方式允许它在上述槽内同时作前后转动并沿上述槽的长度前后滑动。

9.如权利要求 4 所述的装置，其特征在于，上述联接装置包括有位于上述刻度盘内的四条径向伸展的槽，它们互相相隔 90 ° 并与上述刻度盘的轴线距离相同，以及固定连接于和从上述四个轴的每一个横向伸出的曲柄机构，每个曲柄机构包括一个凸轮滚子，它位于其轴

一侧的横向上并伸入相应的一个上述槽中，从而上述行星轮装置和刻度盘的上述同时转动产生上述外摆线运动的这种往复运动分量。

10.一种制造权利要求 1 的无级变速传动装置的制造方法，该方法包括以下步骤:

提供一个输入转动轴，该轴运动连接于一个动力发生装置，使上述输入轴以输入转速转动;

将一个行星轮装置运转连接于上述输入转动轴，为上述行星轮装置提供按上述输入转速的转动;

将多个行星式偏心轴连接在上述行星轮装置上，使它们在行星轮的径向上并与其同心，从而使上述偏心轴以上述输入转速进行周转;

将曲柄机构连接于上述行星式偏心轴，上述曲柄机构位于一个刻度盘的配合槽内，从而使刻度盘连接于上述行星轮装置，如此作用于上述行星式偏心轴，使每个上述行星式偏心轴响应上述输入转速并仅作为上述输入转速的结果以正弦转动运动绕其中央纵向轴线转动;

连接一个加工装置使其接受上述转动运动，所述装置将上述多个正弦转动运动以预定方式复合起来并将上述复合转动运动以并联方式进行加工以产生一个变换的转动输出。

11.如权利要求 10 所述的方法，其特征在于，它还包括提供第一对相对的行星式偏心轴和第二对相对的行星式偏心轴的步骤。

12.如权利要求 11 所述的方法，其特征在于，上述加工装置包括一个与上述行星式偏心轴运转接合的再复合差动轮系。

13.如权利要求 10 所述的方法，其特征在于，上述产生上述行星式偏心轴的正弦转动运动的装置包括一个产生外摆线运动的装置。

无级变速传动装置及其制造方法

一般来说，本发明涉及一种无级变速传动装置及其制造方法，具体地说，本发明涉及用于提供无级变速比时，变换一输入转动运运以产生平稳转动输出的一种装置及其制造方法。

本申请是 1988 年 8 月 15 日申请的、申请号为 NO.232，472 的美国专利申请的一份后续申请。

产生运动力的装置，例如电动机，内燃机及类似装置，当它们在相对狭窄的转速范围内作业时，做功效率最高。例如，指定在相对狭窄转速范围内操作的一台内燃机，比具有同样功率而在一个宽转速范围内操作的一台内燃机的效率要高大约 20～30%。对于使用电动机的装置，例如电动工具及类似装置，通常靠脉冲调节输入功率来实现转速的变化。当电动机的回转速度改变时，脉冲调节输入功率也会降低其总功率。改变电动机速度的另一些方法，例如功率因数调节器的使用，减小电动机的输出功率以获得变化的转动速度。对于使用内燃机或类似装置来说，通常设置一种转动机构，把发动机的输出与驱动装置联系起来，例如，用于在汽车的发动机和驱动轮之间提供各种齿轮比或传动比，该传动装置的主要功能是提供由静止到高速地经过一个较宽速度范围的加速，而允许发动机在狭窄的转速范围内高效操作。

在汽车的各种应用中常用两种类型的传动装置，为在发动机和驱动轮之间提供不同传动比而将传动装置中的各齿轮手动变位时，手动传动装置需要一个使发动机与传动装置脱离啮合的离合器机构。为了在不匹配的传动比之间提供一个缓冲器，普通汽车自动传动装置采用摩擦不匹配装置，如液力变矩器和弹簧施力离合器，这两种类型的普通汽车传动装置以预定的，不连续的档位改变传动比，这就需要发动机在这些档位的范围内改变转速以补偿各档位间的不匹配，相对于驱动力而言，造成了运动力的无效转换。

提供一个无级传动比范围的无级传动装置（CVT′C）也已扩展到各种机动车的应用中，对于各传动比，现有技术的无级传动装置提供了运动力的高效转换。但当刹车或倒车时，它们需要一个与发动机脱离啮合的自动或手动离合器，并要采用降低它们的整个效率的摩擦装置。采用支撑在两个变径皮带轮之间的一条连续橡胶皮带的CVT′S已应用在各种轻型车辆中，如摩托雪撬和机动自行车。CVT′S具有支承在两变径皮带轮之间的分节式用金属处理过的皮带，该CVT′S已发展到工业性应用并已在小型汽车发动机中试验，但由于功率容量相对于尺寸未达到合理的比率，因而在它们的各种应用中还受到限制。在1987年9月的“popular Science”（通俗科学）第56页“Finally……CVT”中叙述了一种类型的CVT。该类型的CVT采用了一条支承在两变径皮带轮间连续的用金属处理过的分节式皮带。

美国NO4，497，221专利中提出了一种同类型的装置，该装置采用一个固定的步进齿轮和一个变节距齿轮传动链，它由一个可加大和缩小该传动链直径的机构所限制。

人们认为采用各种类型的差动齿轮装置的控制器成本低。可替换

电气传动装置。在全部速度范围内保持大体上不改变的扭矩时，通常是差动装置将可变速比的输入动力传递给输出速度，例如可使用具有该形式差动装置的控制性能的一条开口皮带和CVT链，如1988年4月21日的“机器设计（Machine Design）”中“差动传动装置——控制大功率传动装置“第131页中所公开的内容。虽然差动输出这种方法的改进具有许多优点，但它的性能实际上被现有各种型式的CVT有限的扭矩功率和速比范围所限定。

现有技术中CVT工艺对这些扭矩的限制是不可克服的。例如，各种CVT依赖于靠皮带和皮带轮之间牵引的接触功率传输装置的表面区域。传输的功率依赖于表面接触区域。当增加另一个皮带轮的有效直径时，CVT通过减小一个皮带轮的有效直径改变速比。减小有效直径就减小了表面接触区域。因此，控制速比的变径皮带轮装置减小的功率容量与被控制的速比范围成比例。另一方面，应考虑到皮带的利用，皮带“表面接触区域”相对于皮带直径、皮带轮直径、皮带轮中心距和皮带强度的关系，均相互关联，并为获得最佳功率而应优选最佳尺寸和重量。为使一个CVT的扭矩容量加倍，就必须使其表面接触区域加倍。表面接触区域加倍就使全部其它方面成比例地增大。因此，使用一个适用于以4200转／分转速、可输出75呎—磅扭矩的60马力发动机的CVT，需要皮带轮的中心距为12吋，由皮带轮一边缘至另一边缘的整个高度为18吋。为使一个类似的CVT可输送由一台411马力发动机，在1800转／分转速（柴油卡车）下所产生的1200呎·磅的扭矩，就需要皮带轮的中心距为4呎，其边缘到边缘为6呎，皮带轮直径为4呎。

当然，由动力发生器将有效功率传输到传动装置是传动比转换装

置的第一个任务。机械装置通常由于摩擦而显示出一些功率损失。产生较大摩擦的装置成比例地显示出较大的功率损失。利用带、皮带及类似物的机械装置，依靠摩擦提供传动的牵引力，并在皮带和它们的传动装置之间的相对运动所产生的摩擦，损耗掉一些热量形式的有用功。不采用带、皮带或其他摩擦装置的齿轮传动装置，实际上通常只产生很小的摩擦，从而提供较多的有效功转换。另外，对于尺寸和重量比，通常齿轮传动装置具有大的扭矩容量，于是对转动运动提供高效转换且对负载无较大影响。

生产并采用外摆线运动的变速齿轮传动机构已为现有技术。例如，美国专利NO1，660，356中提出一种外摆线变速齿轮装置，其中产生和改进的外摆线运动通过所用的齿轮装置直接产生输出。美国专利No。3，955，456和No。3，087，355中同样提供了用来产生外摆线运动和转换外摆线运动而直接产生输出的装置。根据上述专利的介绍，将来自几个发生器中的每一个正弦、往复转动运动顺序集中起来，并传递给一根输出轴。由于每个外摆线发生器相对于另一个外摆线发生器相位不同，在输出轴处产生了一个脉冲输出，输出轴显示了由每个外摆线发生器集中起来的峰值，并且这些峰值是连续分布的。当设法逼近一个均匀的转动输出时，事实上来自该类型装置的输出是十分不规则的。由于种种原因，不均匀的输出是不合乎要求的，首先因为它在各零件上产生大的周期应力，该应力导致各零件的损坏并降低该装置的工作寿命和可靠性。

这种形式的外摆线运动的连续过程具有几个严重缺陷。虽然以这种形式发生的输出可以模拟一个均匀输出，可它是不均匀的，因为它仅显示了由少数外摆线运动发生器所产生峰值的连续集合。该输出的

振幅与所产生的外摆线运动的振幅成比例，后者与外摆线装置的偏心度成比例。因为每个外摆线发生器逐个地影响输出，在任一时刻，单个外摆线发生器影响全部输出。必然,该装置的扭矩容量被每个外摆线发生器的扭矩容量所限制。为了提供适当的扭矩容量，必须采用相应大的和重的机械装置，这就降低了该系统的整个效益。在许多变传动比的应用中，比如汽车的应用中，全部零部件对于尺寸和重量比而言必须具有高强度是重要的。在汽车的应用中这是至关重要的，其目的是利用较小和较轻的汽车来实现较高的燃油效益。对于许多应用，功率传动机构，如在实际中那样，占有总有效负载的一个百分比，这一点很重要。

改变传动比的一个重要目的是为了实现扭矩／转速比的正确调正，以达到所要求的输出速度。换言之，应将全部扭矩作为产生功率的输出以每个输出速度进行传递。仅在该条件下实现高效的功率转换。为减小摩擦损失并防止该装置或其各零件振动，一个机械传动比变换装置的适当平衡也是重要的。振动会在零件上造成应力，这样会大大地降低零件的工作寿命和可靠性。

因此，本发明的一个目的是提供一种装置和方法，它包括一个输入转动轴，该轴与一动力发生装置相连，该装置用于提供给输入轴一个输入转动。

本发明还有一个目的是将一个具有偏心轴的行星轮装置与输入转动轴和曲柄机构相连。

本发明还有一个目的是连接一个加工装置，使其接收正弦转动运动并将该运动复合起来以产生一个变换的转动输出。

此外，本发明的一个目的是提供改变传动比的装置和方法，该装置和方法可实现由发生器到传动装置的高效功率转换。

本发明的另一目的是提供改变传动比的装置和方法，该装置和方法可提供连续可变传动比和一个平稳的转动输出。

本发明还有另一个目的是提供改变传动比的装置和方法，该装置和方法可产生并利用外摆线运动，以改善转动输入和产生一个有用的转动输出。

本发明还有另一个目的是提供改变传动比的装置和方法，该装置和方法利用外摆线运动，产生一组平行型的正弦转动输入，以实现一个改进的、平稳的转动输出。

本发明还有另一目的是提供改变传动比的装置和方法，该装置和方法对于尺寸和重量比来说显示了高功率容量和高效率的扭矩分配负载。

本发明的另一目的是提供改变传动比的装置和方法，该装置和方法提供可连续变化的传动比，并产生一个改进的转动输出。

本发明还有另一目的是提供改变传动比的装置，该装置能在由一个零输出起动点到高速或高输出的功率条件下改变速比，因此不需要离合器脱离装置或扭矩转换器，并减少了它们的尺寸、重量、成本和摩擦功率损失。

本发明的一个进一步的较一般的目的是提供以简单可靠的方式改进输入转动的一种技术，以此产生一个改善的、平稳的转动输出。

本发明还有一个进一步的较一般目的是仍以简单并可靠的方法使下述的平稳转动输出的速度，变为一个连续的形式，且不需要离合器脱离装置或扭矩转换器。

本发明的一个进一步较特殊目的是提供产生特殊形式的外摆线运动的一种特别简单和可靠的技术。本发明的装置和方法对转动输入提供了改进，该输入可借助所产生的一种平行形式的外摆线运动使其自身可变化地连续增加，以产生一个改进的、平稳的转动输出。

本发明的装置包括一个同心地安装在一根输入转动轴上的行星装置，该输入转动轴与产生动力的装置可连在一起操作，因此，以系统输入转速转动的输入轴使行星装置产生了以系统输入转速的转动。该

行星装置包括一组径向分布的、等间距的偏置行星轴，这些轴作为外摆线运动的集中装置。虽然本文选用了所公开了的、本身又是独特简单并可靠的外摆线发生器，下面将立即简单描述，但很多不同类型的外摆线发生器均可用于本发明实施例中。

本发明所选最佳实施例包括一个刻度盘装置，该盘可相对于行星装置同心位置进行调正，调正可通过改变偏心定位而连续增大。根据此最佳实施例，每个偏置的行星轴的一端由行星装置延伸，并具有一个在其上装有曲柄销的可转动曲柄臂。各曲柄销安装在刻度盘中的各个开口内，该销以系统输入转速转动，并与行星装置同步。刻度盘装置还装有相对于行星装置中心轴的、使刻度盘可作偏心调正的偏心调正装置。

当刻度盘装置相对于行星装置同心定位时，行星装置和刻度盘同步转动。各曲柄销和曲柄臂并不沿着刻度盘开口运动，各偏置行星轴也不围绕它们自身的中心纵轴线转动。在这个偏心定位位置上，不产生往复的外摆线运动，系统输入转速与输出相同。

然而，当刻度盘相对于行星装置偏心定位时，刻度盘与行星装置以系统输入转速连续同步转动，各曲柄销沿刻度盘开口运动，并且各偏置行星轴围绕它们自身的中心轴线转动，以补偿刻度盘装置的偏心定位。当各偏置行星轴围绕它们的纵轴线转动时，由此便产生并集中了往复的外摆线运动。

当各偏置行星轴围绕它们的纵轴线转动时，在偏置行星轴上所集中的外摆线运动的特征是与位置和速度两者相关的正弦运动。随着行星装置和刻度盘装置的每个同步转动，每个偏置行星轴转动速度为相对方向上可互换的等量值。根据速度，每个偏置行星轴正弦运动的振幅（最高速）相等，并与刻度盘装置对应的输入轴和行星装置的轴线

的偏心度成比例。由于各偏置行星轴的径向分布，依靠与各偏置行星轴的径向分布有关的度数，使每个偏置行星轴的正弦运动相对于其它各偏置行星轴的相位不同。例如，相对的各偏置行星轴的正弦运动的相位差为180°。

本发明的一个重要特性是各偏置行星轴的正弦运动以一种平行、一致的形式产生，以改善转动输入，并产生尽可能均匀或平稳的转动输出。根据最佳实施例，一个变换装置包括一个用于此目的的重新组合的差动齿轮装置。该差动齿轮装置以系统输入转速，与刻度盘和行星装置同步转动。每个偏置行星轴的正弦运动靠适当的装置以一个转动方向（顺时针或逆时针）优先传递到变换装置，该适当的装置如超越齿轮。安装在每个偏置行星轴上的超越齿轮，沿一个转动方向转换正弦转动运动，而它们在与转动相反的方向上保持不动或空转。安装在第一对对置的偏置行星轴上的超越齿轮，共同将第一个输入优先提供给重新组合的差动齿轮装置。由于集中在对置的偏置行星轴上的外摆线运动相位差180°，故输入到重新组合的齿轮装置一侧的该输入基本上是连续的。同样，安装在第二对对置的偏置行星轴上的超越齿轮，将第二个相位差90°的输入提供给重新组合的齿轮装置的另一侧，它们基本上也是连续的。这个重新组合的差动齿轮装置均分两个基本上连续的输入，并产生一个转动输出，该输出表示了与正或负转动要素（根据超越齿轮的方向）组合的系统输入转动，该正或负转动要素产生各偏置行星轴的正弦运动。

由于重新组合的差动装置运转，且均分了两个基本连续但有相位差的输入，将精确平衡了的扭矩作用到差动装置的每一侧，每个行星轴和有关各机构都承受通过该装置转换的一部分扭矩负载，产生一个

平稳的输出。另外，根据本发明的装置和方法，由于所产生的运动是平行的形式，所以每个偏置行星轴和与此相关的机构均承受一个通过该装置转换的相等的扭矩负载的百分率（百分比）。传动比转换装置的全部零件上的周期应力随之减小，由此大大改善该装置的可靠性和工作寿命。另外，由于每个零件仅承受总扭矩负载的几分之一，本发明的装置中可采用较小较轻的零件。由于消耗在工作摩擦中的功率极小，本发明的工艺和装置提供了更高效的功率转换。

通过相对输出轴和行星装置的各轴线调节刻度盘装置的偏心度，可简单地提供转动输出的控制。各偏置行星轴的正弦运动的振幅（根据速度）限定刻度盘的偏心度，其偏心度还由正或负转动因素与产生平稳转动输出的系统输入转动的组合来限定。由于刻度盘装置的偏心能以连续增加的形式改变，所以输出即可表示为连续变化的传动比。

发明的装置和方法通过产生平行形式的正弦运动而使转动输入以连续改变增量的方式进行改善，从而产生一个除输入以外的平稳的转动输出，这对于各种应用均是有效的。例如，各种形式的驱动螺旋桨和航空航海交通工具均能由于本发明而受益，在持续最高速以全速运转时，其中的ＣＶＴ可作为一级减速用于高扭矩起动和加速。因此，随ＩＶＴ的平衡转速而改变的交通工具的速度可将燃料的经济性提高到最高，超过各巡航速度的燃料经济性，此种速度可代替一个厂家所要求的速度。由于飞机驱动的螺旋桨可在停飞时随螺旋桨啮合而空转，ＩＶＴ的中间输出足以满足这个任务，而无需对差动输出进行改进。

恰巧所述的全部应用无需将转动输出改进到零输出，因此对于许多应用来说，可将上述的转动输出作为一个中间转动输出，以提供一个倒挡、空挡和／或前进方向的末级转动输出。例如，根据本发明最

佳实施例，中间转动输出相当于末级改型差动齿轮装置的一个输入。末级改型差动齿轮装置的第二输入最好由以系统输入转速转动的行星装置的转动产生，并且该第二输入最好是预定的系统输入转速的几分之一。于是，由于末级改型差动齿轮装置的两个输入而产生了最终转动输出，根据所产生的正弦运动的振幅最终转动输出可以持续。

用所设定的输入转速的几分之一作为末级改型差动装置的第二输入，据此，末级转动输出能具有一个起动任意转动的位置，并将具有一个相当高于输入转速的最大外摆线附加运动的调整范围，根据第二输入速度，该末级改型差动装置基本上变换一个预先产生的可变的调正。如设定第二输入速度取消中间输出的输入转动分量，然后速比范围将以零转开始。

下面结合附图对本发明详细描述，其中：

图1是根据本发明所设计的装置的流程图，它表示改进的一个转动输入产生一个改进的均匀转动输出，具体是一个变传动比的装置；

图2—7是通过曲线（波形）图示了图1中的装置的不同工作性能；

图8是图1所示整个装置构成部分的特殊部件的局部分解透视图，具体表示产生外摆线运动的本发明所设计的一个装置；

图8A表示图1所示整个装置构成部分的特殊部件，具体表示一个在同步机构中转动的行星装置和一个刻度盘；

图9是一个沿图10中9—9线获得的，图1中所示装置的一个实际工作实施例的剖视图；

图10是图9中所示装置的左视图；

图11 A和B是图9中所示装置的剖视图；它分别沿图9中的

11A—11A、11B—11B线剖分的；

图12表示图1中所示装置的一个特定工作状况；

图13是一个改进装置的立体图，该装置用于控制刻度盘相对于行星装置的偏心度；

图14是图1所示装置的改进部分的正视图，具体表示该装置的一个改进的行星装置和连接构成装置部分的行星装置和刻度盘的有关零件；

图15是沿图14中15—15线剖开的剖视图；

图16是图14中所示装置的一个立体图，为清楚起见，将某些零件删除；

图17是构成图1装置的改进的刻度盘透视图，并与图14中所示装置配合；

图18是图17的刻度盘沿图17中18—18线剖开的剖视图；

图19是图17的刻度盘的正视图，在邻近刻度盘的工作位置处，与图14装置的某些零件重合；

图20是图1装置的进一步的改进型；和

图21表示图20的改进装置的工作特性。

首先参照图1，可直接看到用改进的输入转动产生一改进的、大体上平稳的转动输出的一个装置。该装置通常用参考数10表示，部分以流程图方式表示，部分以机械形式表示，以便清楚了解本发明。该装置的一个实际工作实施例将在下面结合图9至图11详细描述。如将要看到的那样，该装置特别适于在简单并能可靠地连续变化、无离合器的传动装置中使用。

图1中所示装置包括一个由适当的装置（无图示）作功的输入轴

12，例如一台内燃机，以便建立一个输入转动。为便于讨论，设想输入转动是单方向的，具体说是逆时针方向的，并以一恒定速度转动。装置10也包括一个行星装置14，装置14包括一对有间隔的平行板16和18，它们通过横梁19连在一起，为了转动与轴12一起围绕在空间上共同延伸的行星轴线20进行安装，其转动方向和速度与输入轴12相同。产生外摆线运动的四根轴24A、24B、24C和24D安装在行星装置14的范围内，并构成装置14的一部分。当所示的轴24B和24D安装到板18上时，所示的轴24A和24C安装到板16上。如将在下面的实际工作实施例中所述，将所有轴围绕行星轴线20沿圆周方向等距隔开，这样使轴24A和24C互相对置，轴24B和24D也互相对置。这四根轴如图1所示的方式表示，因此四根轴都能同时看到。在任何情况下，下文中称作外摆线轴的这四根轴与板16和18转动地安装，因此绕行星装置的轴线20，以与输入轴12同向、等速作圆周运动。该圆周运动定义为每根轴的“基线”转动分量，在下文中也将看到。同时，每根外摆线轴24转动地安装在行星装置内，使其可绕它自身轴线顺、逆时针转动。因此将看到，每根外摆线轴可以产生外摆线运动，该运动包括一个绕行星轴线20作圆周转动的分量和一个绕自身轴线转动的分量。

如在下文中更详细叙述的那样，整个装置10包括一个刻度盘84（表示在图8中），该盘与行星装置14相连，与该装置和输入轴12同向、等速转动。于是也将看到，为了横向运动（正交于轴线20），刻度盘安装在一个位置和另一位置之间，在前一位置中，刻度盘的轴线与行星装置的轴线同心，在后一位置上，两轴线偏心。如将看到的、为改变这些轴线的位置关系，提供用来调节刻度盘横向位

置的装置。

全部外摆线轴24均连接于刻度盘上，为的是只要刻度盘的轴线相对于行星轴线20偏心，轴24即可随转动刻度盘84以特殊方式绕各自轴线转动。另一方面，如果刻度盘和行星装置的轴线同心，就没有传递给轴24的轴向转动。因此，为便于下面讨论，假设这些轴相互偏心。回忆这四根轴同时围绕行星轴线20作圆周转动，每根轴确定了前述外摆线运动是明显的，该外摆线运动包括一个与输入轴同向、等速的圆周转动分量和一个转动，实际是往复运动分量。如后面将看到的，根据一特殊的正弦波形，由于每根轴与刻度盘相连的这种方式，其结果是当圆周转动分量在第一个半周期间，转动或往复分量与圆周转动分量同向地首先增速，而后减速，此后，圆周转动分量在第二个半周期间，它与圆周转动分量反向进行增速而后减速。下面将立即看到，除这四根轴相互间转动相位以所描述的特殊方式不同外，它们的转动分量相同，因此，各波形的形状，频率和振幅相同。

参照图2A、所示实线波形26表示当第一输入转动时，形成轴24A外摆线运动的转动分量的相应位置。所示虚线波形28表示当第一输入转动时，对置轴24C外摆线运动的转动分量的相应位置。应特别注意，波形26增加到一个峰值振幅，减小到一个最小振幅，而后增加到一个与起动角度对应的位置。如图2B中实线所示，波形26的增加部分对应于轴24A的逆时针运动。如图2B中虚线所示，波形26的减小部分对应于轴24A的顺时针运动。当轴24A绕行星轴线20圆周转动时，波形26的峰值对应于轴24A绕自身轴线逆、顺时针转动时的最大运动。这些峰值与刻度盘和行星装置间的偏心成比例。如上所述，如果刻度盘与行星装置14同心，当轴24A

经受由输入轴12传递来的圆周转动时，轴24A将不绕自身轴线转动。波形26应是一条表示轴24A无附加往复运动的直线（在零度）因此，假定刻度盘和行星装置偏心，整个外摆线运动包括两部分，由输入轴12传递的圆周转动和波形26的往复运动分量。可以认为，整个运动是箭头30A所示的输出运动。

代表轴24C的外摆线运动的波形28与波形26相同，极少例外。如图24A所示，波形28的转动分量与波形26的转动分量的机械相位差为180°。于是当轴24A顺时针转动时，轴24C逆时针转动（如图2B中实线所示），当轴24A逆时针转动时，轴24C顺时针转动（如图2B中虚线所示）。这样，波形28代表了轴24C的往复运动。当附加了由输入轴12传递的圆周转动时，可认为整个运动是箭头30C所示的输出运动。

轴24B和24D的外摆线运动与所述的外摆线运动相同，只是轴24B和24D的转动分量的相互机械相位差180°，并与24A和24C的机械相位差90°。图3中所示的波形32和34，分别代表轴24B和24D的往复运动。如图2B中那样，图3中各波形的实线部分代表逆时针运动，虚线部分代表各轴的顺时针运动。图1中的箭头30B和30D分别代表来自轴24B和24D的外摆线运动输出。

如前述，图2A、2B和图3中的波形26、28、32和34代表轴24A～D由一个位置起始的顺时针和逆时针运动。在这些轴摆动时，这些波形就不能提供有关各轴速度的任何情况了。另一方面，图4和图5所示的各波形代表四根轴相互间和相对于基线的速度，即相对于输入轴12和行星装置的速度。应特别注意，波形26′是正

弦波形。这个波形代表轴24A逆时针和顺时针运动时的速度。如前所示，该轴开始逆时针转动，例如由零转动到一最高速，然后再慢慢降到零，并开始依反方向转动，例如以顺时针方向达到最高速，然后再慢慢降到零，重复此周期。在图4中，波形26′的正半周代表由一速度起点算起的轴24A的逆时针运动，其负半周代表它的顺时针运动。每个完整的周期代表输入轴12和行星装置14的一个完整转动，波形的基线（在这些位置上，轴停止转动）代表轴24的圆周转动分量，该分量就是行星装置的基线速度。在顺时针或逆时针方向上，该轴的最高速度与每半周的峰值振幅有关，与刻度盘的偏心成比例。当然，如果刻度盘无偏心，轴24A完全无转动，波形26′的峰值振幅是零，该轴的运动仅代表剩下的圆周转动分量。

图4中的波形28′代表轴24C的转动速度，从而它被重叠在波形26′上，与后面波形相位差180°。如上所示，这是由于轴24C与轴24A以180°的相位差转动所致。于是当轴24A处于逆时针最高速时，轴24C处于顺时针最高速，如此等等。同样，图5表示的波形32′和34′分别代表轴24B和24D的转动速度。由图5可看出这两个波形（和这两轴的转动速度）相互为180°相位差，并与波形26′和28′（和它们有关的轴24A和24C的速度）为90°相位差。这样，当轴24A和24C的转动速度达到最高时，各轴24B和24D的速度也最高，反之亦然。

回到图1，所示的整体装置10包括一根轴，该轴被称为中间输出轴36，它带有自身的转动齿轮装置38，具体是一个下述的重新组合的伞齿轮差动装置。这个齿轮装置包括相对置的伞齿轮输入40和42，这样中间输出轴36以一连续的、基本上平稳的方式转动，

转速等于或大于输入轴12的转速，且方向与该输入轴同向。为实现这些由轴24A／C和24B／D的外摆线输出，分别同时驱动两伞齿轮输入40和42，其方式立刻在下文详述。

图1中所示的来自两轴24A和24C的各外摆线输出运动作用到伞齿轮输入40上。实际上，当它处于逆时针正半周时，轴24A仅靠已知的超速传动装置的方式驱动齿轮输入装置40，但另一方面，当它处于靠轴24A驱动齿轮装置以后的逆时针半周180°时，轴24C驱动同一齿轮。当处于它们的顺时针负周期时，两轴均超速。于是，齿轮输入装置40组合轴24A和24C的两个往复运动，以产生一个连续地转动，该转动由图4中的波形26′和28′的正半周代表。在下文中将图4中组合的波形称为波形44，它重叠在行星装置14和输入轴12的输入运动上。注意，这个由波形44表示的组合运动的速度，在一个等于行星装置14的最低速和输入轴12的最高速之间变化。该最高速与轴24A和24C轴的转动分量的最高速有关。如上所述，转动分量的最高速取决于前述的刻度盘84相对于行星装置14的偏心度。

齿轮输入装置42以上述的同样方法组合轴24B和24D的输出。即仅当轴24B处于它的逆时针正半周时，轴24B驱动齿轮输入装置42，轴24D也同样。这个外摆线运动由图5中波形32′和34′的正半周表示，下文中称之为波形46。波形46和44之间的不同之处仅在于它们相互的相位差90°。这是由于轴24B和24D的各转动分量（波形32′和34′）分别与波形44的各转动分量（波形26′和28′）的机械相位差90°的缘故。

这里要强调，用波形26／28和32／34（从位置上讲）表

示的外摆线输出是重要的，通过伞齿轮输入40和42，波形44和46（按照速度的观点）同时且平行的作用于齿轮装置38。如根据位置观点的图6和根据速度观点的图7所示，由于这两个转动运动同时或平行作用的结果，装置38均分这两个转动，并且该合成转动是一个相对平稳的连续输出。

图6中的48以位置表示该输出，图7中的48'表示其速度。如果刻度盘与行星装置14同心，各波形44和46的振幅必定是零，即齿轮装置38的输出必定是转换到伞齿轮输出40和42上的两圆周运动分量的平均值，输出40和42与输入转动同速、同向。

首先应特别提及图7中的波形48'，如前述，根据速度的观点，该波形表示中间轴36的输出速度，该速度由均分波形44和46的输入转动而造成的。因此在固定板88和行星装置14之间给定的偏心度的情况下，根据刻度盘的偏心度，中间输出轴36将根据输入轴每一转具有四个最高和四个最低转速的一个规则的脉动输出而转动。这四个最高和最低速的转动均高于行星装置和输入轴的基线速度。中间输出轴在它的四个最高和最低转速之间的脉动程度取决于刻度盘的偏心量。速度和脉动量随偏心的增加而平稳增加。在偏心位移小的情况下，该脉动量增加的更多更快。在下述实施例中，在偏心位移的范围内（0到1时），该速度脉动量基本上由零（无偏置）改变到大约13%的最大量（输出轴36的速度的±6.5%）。甚至对于整个传动装置的许多预定功能来说，脉动的这个最大位置是十分小的，并能看到虽不十分均匀但基本上平稳的状况。为此，当作出一平稳输出的参照物时，可看到它含有一个由输出波形48'表示的微小脉动。在相应的输出波形48中才能看到这个微小脉动。

回到图1，如箭头51所示，输出轴26的转动施加于下文将要详述的一个外摆线差动装置50的一个输入上。目前，只要讲通过外摆线差动装置的齿环52将轴36的转动施加于外摆线差动装置上就够了。同时，如箭头56所示，该差动装置的另一输入齿轮54（一个输入星形轮）受到相对输入转动为一确定百分比的转动，外摆线差动装置的配置，使这两个输入进行组合，通过一太阳轮60，根据输入量的速度驱动一末级输出轴58，该输入量来自具有星形轮输入比率的轴36。更确切地说。若轴36正在以轴12的输入速度转动，在此情况下，当刻度盘与行星装置同心，末级输出轴58根本不转动。直到刻度盘具有偏心和轴36以高于输入轴的速度起动转动，轴58才转动。那时，也只有在那时输出轴58才起动转动。如在下文中将看到的，在一个实际工作实施例中，依靠外摆线差动装置50的配置，输出轴58相对于输入轴36的速比增加3倍，此时，不计输入轴36的输入速度。例如，若轴36以轴12输入速度的1。2倍工作，于是输出轴58是0。6。

上面的图示已描述了整个装置10和它的操作方法。为详细讨论装置10的一个实际工作实施例. 现在注意图8—11。为明了起见，显示在图1中的装置各部件，与显示在图8—11中的实施例的相应各部件标有同样的参考数字。最好看图9，为了转动，输入轴12支承在轴承70内，该轴承由一个垂直延伸的前支架72托着，轴12与形成整个行星装置14的部件的板16外表面固定连接，轴12与行星装置同轴。以这种方式，输入轴12使行星装置14与输入轴同向、同速地转动，即以系统输入转速转动。如结合图1所述的上面内容，行星装置由靠横梁（或支撑）19连到一起的有间隔的平行板

16和18构成。为了转动，由输入轴12支撑行星装置的一端（板16），由一根安放在轴承74内的空心轴72支撑另一端（板18），轴承74置于一垂直延伸的中间支撑板78内，参考行星装置14，如前述这个装置包括产生外摆线运动的轴24A、24B、24C和24D。在图1中它们被图示在一个平面内。最好如图8和图11所示，实际上这四根轴相对于行星装置和输入轴12的圆周转动中心等间隔地径向定位并相互平行。于是这四根轴与行星装置一起转动，由此如前述那样围绕其轴线20进行圆周转动。也如前所述，四根轴可操作地连接刻度盘，并据刻度盘和行星装置间的偏心度，相对于它们自己的轴线来回往复运动。

现在转到与图9、10和11有关的图8上来，注意以前述的方式使轴24A—D产生往复运动。为达到此目的，24A—24D的每根轴均延伸而且超出板16，由此确定一个轴输入。这些轴输入各自带有曲柄机构80A、80B、80C和80D，它们各自配置在前述刻度盘中的相配合的开口82A、82B、82C和82D内，该刻度盘在图8—11中以84表示。如图9所示，刻度盘能在位于它内径中的各辊子86上自由转动，这些辊子逐个均由一个分度枢轴88支承。为了至少限制分度枢轴的转动，分度枢轴借助前支架72中的轴承92支承的枢轴板轴90依次支承。刻度盘的转动由固定连接到枢轴底部的一蜗轮部件94和一个相匹配的蜗轮96控制，蜗轮96由一个调正支撑98固定。为了依靠一驱动器杆100使分度枢轴转动，相匹配的蜗轮能被驱动，即能被转动。

注意，分度枢轴88与输入轴12不同心是重要的，因此它与刻度盘84不同心，如图10所示，于是在用驱动器杆100使分度枢

轴88转动的情况下，造成刻度盘84绕一弧线运动，该弧线取决于分度枢轴和刻度盘之间的偏心度。为了上述原因，允许刻度盘相对于行星装置14的转动中心线依次获得同心或偏心（不同度数）。

以主同步齿轮100A、100B、100C和100D的方式使刻度盘84与行星装置14同步转动，各主同步齿轮分别固定地装在轴24A、24B、24C和24D上。为表示的目的，同步齿轮100B和100D与实际在轴24A和24C上的齿轮100A和100C图示在一垂直平面内。事实上它们以同样的方式相对于齿轮100A和100C偏移90°，实际是在产生外摆线运动的轴24B和24D自身上。为使齿轮100A和100C反向转动，通过同步惰轮102A、104A、102C和104C将齿轮100A和100C互联起来。为使齿轮100B和100D反向转动，依靠同步惰轮102B、104B、102D和104D将齿轮100B和100D互联起来。见图11A和11B。这个同步器只允许相对轴对的曲柄在同步器中相互（即当给定的时间任意增加时，相对两轴运动等距离）相对转动（即与转动方向相反），相对的轴对是指轴对24A和C或24B或D。另一方面，为了相对于行星装置的转动，前置或滞后刻度盘的转动就需要这些轴对以它们相互同向或反向的方向转动，但对每个时间增量来说距离不同（例如无同步机构）。因此为防止刻度盘相对于行星装置的前置或滞后，这两个转动是与输入轴12的速度同向并同速，这一点是很明显的。由于刻度盘相对行星装置的前置运动，需要相对的轴对以同向“逆时针”或反向无同步的速度转动，由于刻度盘相对行星装置的滞后运动，需要相对的轴对以同向“顺时针”或反向无同步的速度转动。由于同步齿轮装置不允许相

对各轴以同向或无同步的反向速度转动，从而能理解到同步装置驱动并保持刻度盘的转动同步于行星装置的转动，但仍允许往复正弦外摆线运动的产生，因为所理解到的这个运动总是在相对的轴上依反向等速回转。

如前所示，图8A表示行星装置14和刻度盘相互转动，假定刻度盘相对于行星装置具有一预定量的偏心，为了更好地了解同步齿轮100A、100B、100C和100D和同步惰轮102A、102B、102C和102D和104A、104B、104C和104D以及曲柄臂80A、80B、80C和80D的组合为什么确保刻度盘能与行星装置同向并同速转动，将图8A用来作为前述的补充，由上述的讨论回忆，各种传动装置只允许对置轴的曲柄相互反向、同步转动。这个问题在图84中以一个经过一定时间运动后的曲柄80A和80C的例子说明。特别要注意，它们如箭头所示进行反向运动，它们均在等距离位置处，此位置通常是由虚线表示它们的起始点。由于在相互配合的开口82A和82C内的这个运动，后面的开口由一径向直线（横跨刻度盘）所限定，该直线总是平行于一根通过相互配合的轴24A和24C，并在行星装置上的径向直线上，于是为了在两径向直线间保持所需的关系，刻度盘必须以同于行星装置的速度和方向转动。为了使速度相对行星装置的速度上升或下降，各传动装置和曲柄臂必须使各径向直线运动相互不平行。

在一个实际工作样机中（本发明的一个实施例），行星装置的直径是7½吋，刻度盘的直径是12吋，最大偏移（偏心度）超过1吋。每个开口82长为3½吋，每个曲柄（由轴到曲柄销）是1½吋。提供的这个例子只用来说明的目的，所设想的这个特殊实例提供在波形48′的最大脉动量，如前述。

所描述的在行星装置14和轴24及刻度盘84之间的机械关系

使刻度盘与行星装置一起转动，为更详细讨论前述与图1—7有关的使各轴产生外摆线运动的方式，再次注意图8。一开始，再次假定轴12以所给的速度逆时针转动，使得行星装置14和刻度盘84同速、同向转动。如前述，将刻度盘固定在一个轴向位置，借助分度枢轴88和与其相关的各部件，使刻度盘与行星装置或同心或偏心。如果刻度盘与行星装置同心，为补偿刻度盘与行星装置之间的任何偏心，轴24的曲柄80一定不在与它相关的刻度盘中开口82内运动。于是如前述，轴24根本不绕它自身的轴转动。另一方面，如果将刻度盘置于一个相对于行星装置偏心的位置，为了补偿刻度盘和行星装置之间的偏心，曲柄臂80A和80B必须分别相对于对置的曲柄臂80C和80D进行反向运动。前已述的主同步齿轮100和同步惰轮102和104将允许这样一个运动，即该运动是相对的，并一直保持刻度盘84的转动与行星装置同步。正如所看到的那样，当转动输入周期的第一个半周时，相对于转动的行星装置的这个补偿运动将使一曲柄前置于转动的行星装置，并将使相对的曲柄滞后于转动的行星装置。在另外半个周期，这两个曲柄的转动方向反向。在输入转动的中间位置，各曲柄上的这种补偿运动是零。见到的图2A和2B的例子是对与轴24A和24B相关的各曲柄的说明。由于偏心补偿，说明各曲柄上的该运动是不均匀的，即脉动和往复的，比如反向。实际上，当看到每个输入转动的补偿运动时，每个曲柄上的运动将是正弦的。如前述，结合与图2—7内的各波形有关的偏心度来控制振幅。如这里所述，由于四根轴24之间的位置关系和这四根轴全与行星装置一起绕其轴圆周转动这一事实，它们的各自的输出产生一个由四个正弦波形26、28、32和34（位置）及26′、28′、

32′和34′（速度）所确定的外摆线运动。也如与图1相关的前述内容一样，这些输出施加到相对置的伞齿轮输入40和42上，该伞齿轮输出40和42是整个重新组合的齿轮装置38的部件，如前述，装置38是一个伞齿轮型的差动装置。来自轴24的输出作用在该装置上的情况将用下面对该装置本身的详细说明来描述。

如前面与图1—7有关的叙述，轴24A和24C的外摆线运动的正半周输出连续地作用于重新组合的差动装置38的一个输入上，具体作用在它的伞齿轮输入40上，同时由轴24B和24D产生的外摆线运动的正半周连续作用于该装置的另一输入上，具体作用在它的伞齿轮42上。为达到这些目的，轴对24A和24C分别带有作为输出的超越传动装置106A和106C，轴对24B和24D分别带有同样的超越齿轮106B和106D，为清楚起见，后者106B和106D已在有关轴24A和24C（即齿轮100B和100D）的图9中说明，因此可表示它们如何与差动装置38的零件即输入齿轮42啮合。实际上，这些超越齿轮（和齿轮100B和100D）安装在轴24B和24D上，如所述，同样的齿轮100B和D及102B和D在图9中未能见到是由于它们各自的轴未显示在该图中的缘故。尽管如此，该方式中的这些超越齿轮同样与输入齿轮42啮合。

具体提到超越齿轮106A和106C时，一定要注意这些齿轮没有固定到轴24A和24C上，但是当各轴可以逆时针反向自由转动时，超越齿轮106A和106C由各轴的顺时针转动驱动。在这方面一定要注意，每个超越齿轮包括一个标准机构，该机构使超越齿轮以这种方式工作。于是齿轮106A和106C以逆时针方向驱动

伞齿轮40，如前述。这对106B和106D也是如此。具体说，齿轮106B和106D由它们的轴24B和24D顺时针转动驱动，并使它们的轴以逆时针的反向自由转动，这样以逆时针方向驱动伞齿轮输入42。为将两个超越齿轮装置106A和106C均作用伞齿轮40上，设置一个圆形的中间输入齿轮108，并围绕输入伞齿轮40牢固地连接，以便与两个超越齿轮106A和106C同时啮合。一个同样的中间输入齿轮110环绕输入伞齿轮42牢固地连接，用于同时与超越齿轮106B和106D啮合。具体参照重新组合的装置38，如前述，这个装置不仅包括它的输入伞齿轮40和42，也包括一个作为该装置输出并与前述中间输出轴36固定在一起的星形轮112。如在图1的描述中，这个中间输出轴置于该行星装置14的中心，直线排列，但不与输入轴12相连。它的一端由位于行星装置14的支撑板16中的一个轴承113支撑，它的另一端由位于行星装置的后轴72中的轴承115支撑。

由前所述，这个重新组合的装置38组合了同时来自轴对24B和24D的外摆线运动（平行的）及来自轴对24A和24C的外摆线运动，以使得中间输出轴36产生连续的方式，与输入轴12相同的方向和以一个由行星装置14和刻度盘84之间偏心度确定的速度转动。如果这两者是同心的，轴36以与输入轴相同的速度转动，如果行星装置和刻度盘是偏心的，轴36以高于输入轴的速度转动，该速度依偏心度而定。整个组合装置38完成所述要求的方法如下：这个重新组合的装置38大大不同于现有技术中的其它差动装置。将两个不同的可变化的输入加在一起以提供一均匀的动态输出的能力，是该装置的关键。在该装置中，用差动装置38将两个相位差90°的

输入44和46综合（见图4和图5），并以½的“平均”比值输出。

再暂时回到图1，回忆当第二输入接收输入转动的几分之一时，来自中间轴36的输出转动作用于外摆线差动装置50的一个输入上。这两个组合以与轴36的（和输入轴12的）相反方向和由轴36的转动速度确定的速度驱动末级输出轴58。具体地说，如前述，当轴36以轴12（由于零偏心）的系统输入转速转动时，输出轴58根本不转。除造成轴36以高于输入转速的速度转动外，轴58不开始转动，该输入转速需要在刻度盘84和行星装置14之间具有一偏心度。

回到图9，中间输出轴36通过行星装置14的板18中的一个相配合的开口，并通过后空心轴72延伸，以便驱动属于末级重新组合差动装置的另一个输入星形轮54的一个输入装置50的输出太阳轮，由太阳轮60显示依次驱动输出轴58。该末级重新组合差动装置50是一个外摆线形的差动装置，其中的太阳轮60对于构成整个差动装置部件的星形小齿轮116的直径之比为1：1，齿环52对于星形小齿轮116的直径比为3：1。起动时，用输入转速的几分之一驱动星形轮输入54，具体实现这些是靠所用的行星装置，通过固定在空心轴72上的输出齿轮118。一个与输出齿轮啮合并安装在旁通轴122一端的旁通前齿轮120、一个也固连在旁通轴上的旁通后齿轮124和星形轮的输出部件的一个星形轮驱动齿轮126，使装置驱动输入星形轮。旁通轴122支承在轴承128和130上，这二个轴承位于中间支撑板78和端支撑板132中，端支撑板也靠轴承134支承输出轴58的一端。输出齿轮118对前旁通齿轮120的速比为3：4。因此，以输入转动的75%驱动星形轮输入

60。

概括以上所述，当以系统输入转速的75%，即是输入轴12转速的75%，提供另一输入时，由输出轴36给差动装置50提供一个输入，由于（1）装置50是差动外摆线式装置，（2）太阳齿轮对星轮的速比是1：1，（3）齿圈对星轮的速比是3：1，也由于系统输入转速的75%用作星轮的输入，故当齿圈输入（轴36）仅以轴12的系统输入转速驱动时，则如前所述，差动装置对这些输入的响应方式将使得末端输出轴58丝毫也不转动。换句话说，即当齿圈的转数是星形齿轮的1$\frac{1}{3}$倍时，它们形成封闭环路，在输出轴上无输出。另一方面，当齿圈输入52（轴36）以大于系统输入的每分钟转数旋转时（由于在刻度盘和行星轮装置间存在偏心），同时星形齿轮输入54保持在该系统输入的每分钟转数的75%时，借助于太阳齿轮60，输出轴58将以3倍于轴36相对于系统转速增量的速度作转动，因为齿圈对星轮，太阳轮对星轮存在着“3倍”的比例关系。

输出轴58的速度可用手动操纵杆100来控制，如前所述，此操纵杆是用来改变刻度盘84与行星轮装置14间的偏心度，刻度盘在起始位置相对于行星轮装置偏心，使输出轴36以与输入轴12相同的速度作转动，即以系统输入的每分钟转数的速度作转动，而这就使末端输出轴58根本不转动。当操纵杆99动作，使刻度盘相对于行星轮装置偏心时，中间输出轴36的速度与偏心度成正比地增加到高于系统输入转速，这使得末端输出轴58以正比于系统输入转速高的轴36的附加速度转动。这样，无需离合器、解脱装置或变矩器，仅用手动操纵杆99就能使末端输出轴连续地、基本平稳地以正比于系

统输入转速转动。

在描述了装置10整体之后，至此为止所讨论的与中间和末端输出轴36、58的各实际转动输出相关的本发明的基本特征是很显然了。更详细地说，由于提供了相对于复合差动装置38的外摆线运动的平行使用，如波形48与48′所显示的，可使轴36的转动相当平稳，该整体装置的另一特征刚被提到但尚未详细讨论，是在其四个行星轮轴24上分担它的扭矩负载，这将在下面马上予以讨论，这里将其与使用串联手段（而不是平行的方法）并且用一根轴来承受全部扭矩负载的现有技术的装置加以比较。

我们尚记得，在任何时刻，以轴对24A、24C中的一个输出驱动着复合差动装置38的一侧，而同时，从另一轴对24B、24D中一个驱动着另一侧。复合差动装置的本身特性要求同时作这些运动的两轴等分地承受扭矩，因此，在任何给定的瞬间，轴24A与轴24B将均匀地分担扭矩负载，而在另一个时间，则是由轴24C与轴24D分担载荷。再把这与采用串联的方法相比较，那里是由一根轴提供全部运动，因此也就由它来承受全部扭矩，于是，对于任何扭矩传输，例如，从输入轴12传到中间轴 36，本发明则允许每个构件，例如行星轮轴本身可以做得比现有技术中串联地工作的装置所需要的重量轻一些。

参照装置10，确信上面的讨论已对刻度盘84与曲柄臂80的结合，使轴24以图2A、2B和图3所描述的方式做前后转动作了恰当的描述。现将注意力转向供补充说明的图12，这图示意地描述了轴24之一，特别是轴24A所取的轨道以及与其相联的曲柄臂80A的连接销处于与其相配合的开口82A中时所取的路径，这是

以刻度盘84相对于行星轮装置偏置成图12的状态为前提的，特别是图12中的点P_1对应于行星轮装置的中心，而点P_2相应于刻度盘的偏心。特别应注意，当轴24A绕其行星轮装置的路径自0°起始，被反时针方向驱向轨道时，它的相应的在图12中用P_A表示的曲柄臂的销子被强制地沿它的非园路径运动，如由图2A中波形26所确定的那样，首先是使轴24A绕其自身轴线沿某一方向转动，然后沿相反方向，另外三个轴24B、24C、24D也以同样方式转动。

下面是对上述的整体装置10的一些改型，其中之一被示于图13中，并且指出了它的特殊方式，即刻度盘能在它的与行星轮装置同心的位置和各种偏心位置间运动。在这方面，所述的刻度盘是在此要加以描述的改型刻度盘200，而前述的刻度盘84可以在其同心与偏心位置间以同样方式运动。一种刻度盘位置方案已以202表示，还包括刻度盘支承臂组件204，它在其相对两端之间的一点上用适当的、一般如206表示的构件支持着刻度盘200转动。组件204的一端用刻度盘枢销210铰接在一固定的支承件208上，使整个臂组件与刻度盘能如箭头212所示地绕枢销210作前后转动。

仍参照图13，组件214用以使刻度盘臂组件204的另一自由端可控地沿箭头216所指的方向垂直地向上、向下运动，这样，又使该臂组件绕枢销210转动，由此使刻度盘以所述的精确方式在与它的邻近行星轮装置的同心位置与各偏心位置之间运动。组件214包括一个支持框架218，用以保持刻度盘定位螺杆219，螺杆拧在支持框架上的刻度盘定位螺母221上。螺杆220上端连接着适用的电机223，它按照外部控制信号顺时针或逆时针地转动螺杆，当沿一个方向转动螺杆时，它沿箭头216方向垂直地向上运动，而

沿相反方向转动时则垂直向下运动，此螺杆也被适当地连接在臂组件204的另一自由端上，使其按前面所述的方式随之向上与向下运动。这样，借助于向电机223提供专门的控制信号，使刻度盘200以某种可控状态在它的与行星轮装置同心位置和各偏心位置间运动，从而最终控制前述的中间轴36和输出轴58的转速。

现在转到图14—19来讨论装置10的一种改进型，应该记得，为使装置以上述方式工作，其行星轮装置与刻度盘必须在同一方向上并以同一速度转动，而不管它们彼此是同心还是偏心。正如前面所述，在装置10中这是由同步齿轮100与同步惰轮102和104配合共同完成的，在图14～19中示出了一种组件改进型方案，它在保证该装置的行星轮装置与刻度盘在同一方向上以同一速度转动的同时不再需要同步齿轮与同步惰轮，正如下面可见到的，为达到此目的，使用了改进的行星轮装置与改进的刻度盘。

首先看图14、15和16，这里描述了一种改进的行星轮装置14′，图14清楚地表示此行星轮装置包括前述的外摆线运动发生轴24A、24B、24C和24D，它们以图11A中所示的相同方式伸出在板16之上，前面所述的曲柄臂80A、80B、80C、80D分别以图9和图14中所示的方式连接在这些轴上，然而，这些曲柄臂不象图8与图9所示那样与刻度盘上的开口相联接，而是每一个都被连接在相关动杆220A、220B、220C和220D的靠近的一端，同时每根轴24带动一个自由转动的惰杆222A、222B、222C和222D，在这方面须注意惰杆222A是安装在轴24D上，惰杆222D则安装在轴224C上，以此类推，如图14中所示，还必须注意惰杆222A是与动杆220A的另一

靠近的自由端相连接的，而惰杆222B则是与动杆220B的靠近的另一自由端相连的。并以此类推。下面所述是很重要的：即每一曲柄臂80A与其相关的惰杆222A是铰接于动杆220A上的，从而使动杆不得不总是平行于轴24A与24D的中心联线运动。其他曲柄与惰杆也是这样的，于是，动杆220B只能平行于与轴24A与24B相交的线运动；动杆220C仅能沿平行于与轴24B和24C相交的线运动，动杆220D则仅能平行于轴24A和24D相交的线运动。正如下面将要看到的，这些动杆被限制在改进的刻度盘上的滑动导轨中运动，因而就将前述的外摆线运动传给轴24（如在图2A和2B中所描述的），并保证刻度盘与行星轮装置以相同的方向和相同的速度转动。为了说明起见，在图16中示出了端板16和动杆220，均未示出曲柄和惰杆。

现在参照图17～19，注意上面提到的改进型刻度盘，这刻度盘用序号200表示，就象前面联系到图13所提及的那样，应特别注意刻度盘的内侧，即面向行星轮装置14′的端板16及与之相关的动杆220的一侧包括有一被四个双面的外节段所包围的凹口部分，各个外节段共同提供了分别接受动杆220A、220B、220C和220D的滑动导轨240A、240B、240C和240D，动杆准确地显示在图19中，特别要注意滑动导轨允许动杆横向前后滑动，也就是说垂直于其纵向轴线相对于刻度盘滑动，同时阻止各杆相对于刻度盘作轴向运动或角运动，在任何情况下，各动杆均与刻度盘联锁，从而与转动组件一起以同一方向、同一速度运动。

在已描述了改进型的行星轮装置14和改进型的刻度盘200之

后，进一步说明它们以怎样方式配合，在保证行星轮装置和刻度盘的速度和方向同步的同时，保证轴24以上述的外摆线运动方式运动。假定刻度盘与行星轮装置彼此同心，动杆根本无需相对于刻度盘运动，以使二者在同一方向、以同一速度一起运动，因而轴就会一点也不转动。另一方面，当刻度盘与行星轮装置彼此偏心，连接在与其相联动杆上的每个曲柄臂销将沿图12所示的路径运动，在保持上述的平行关系的同时，这将迫使各动臂作轴向与横向运动，由于动杆不能相对于刻度盘作轴向和角运动，它们将使刻度盘象行星轮装置那样随同它们一起在同一方向以同一速度运动，与此同时，各动杆的这种运动驱使它们相应的轴24按照图2A、2B与图3中的波形26、28、32和34前后转动。

上面刚描述过的装置10的改进型方案的装置中取消了主同步齿轮100和同步惰轮102及104，下面结合图20和21进一步描述的改进型方案中，还取消了前述的超越齿轮106和中间输入齿轮108与110，应该记得，超越齿轮106A和106C只有在轴24A与24C逆时针方向旋转时交替地驱动齿轮108顺时针方向转动，而当轴沿反方向旋转时是驱动惰轮，这对于超越齿轮106B与106D以及与之相关联的最接近的输入齿轮110也是这样的。

现在转向图20与图21，结合输入轴12和中间输出轴36来说明轴24A～D。这里也示出了一个除了不是被超越齿轮106和中间输出齿轮108和110驱动外均与齿轮装置38相同或基本相同的改进型复合齿轮装置38′，还可从下面看到，使用了杆件组合与超越离合器组件。请注意装置38′包括一个输入轴310和一个与之相对的空心输入轴312。

在图２１中清楚地表示出每根轴２４包括相对的固定杆式摇杆臂300A、300B、300C和300D与302A、302B、302C和302D,它们以图中所示的方式连接在内连杆３０４上，这些连杆304A、304B、304C和304D分别与超越离合器３０６相连，正如前面所述的。更详细地说轴２４Ａ通过其杆件３００Ａ、３０２Ａ和３０４Ａ连接到超越离合器３０６Ａ上，轴２４Ｂ通过其杆件３００Ｂ、３０２Ｂ与３０４Ｂ连接到与其相联的超越离合器３０６Ｂ上，其余以此类推。超越离合器３０６Ａ和３０６Ｃ绕轴３１２安装而离合器３０６Ｂ与３０６Ｄ则绕轴３１０安装。

每根轴２４先顺时针转动，然后逆时针转动，例如当轴２４逆时针转动时，其杆件使超越离合器３０６Ａ驱动轴３１２以同一方向转动，当轴２４Ａ顺时针转动时，杆件使同一离合器在相反方向上成为惰轮，其它的轴２４，其杆件与超越离合器也是这样的，而在图２０中只示出了轴２４Ａ与轴２４Ｂ及与其相联的超越离合器，其他两个超越离合器虽已示出，但未画出它们与轴的联接。在任何情形下均应注意到超越离合器３０６Ｂ与３０６Ｄ交替地将输入轴３１０驱向复合装置３８′，而超越离合器３０６Ａ与３０６Ｃ则在其相反的一侧交替地将空心输入轴３１２驱向该复合装置，特别要注意输出轴３６是支承在轴３１２中的轴承系统中的。

从图２０和２１的描述中可清楚地看到，向复合装置３８′的相对两侧面的输入相应于图９中所描述的，但无需齿轮１０６和１０８，结合图２０和２１中的改进型以及图１４～１９中的装置１０的改进型方案可以看出，齿轮１００、１０２、１０４、１０６、１０８和１１０全部被取消省略了。

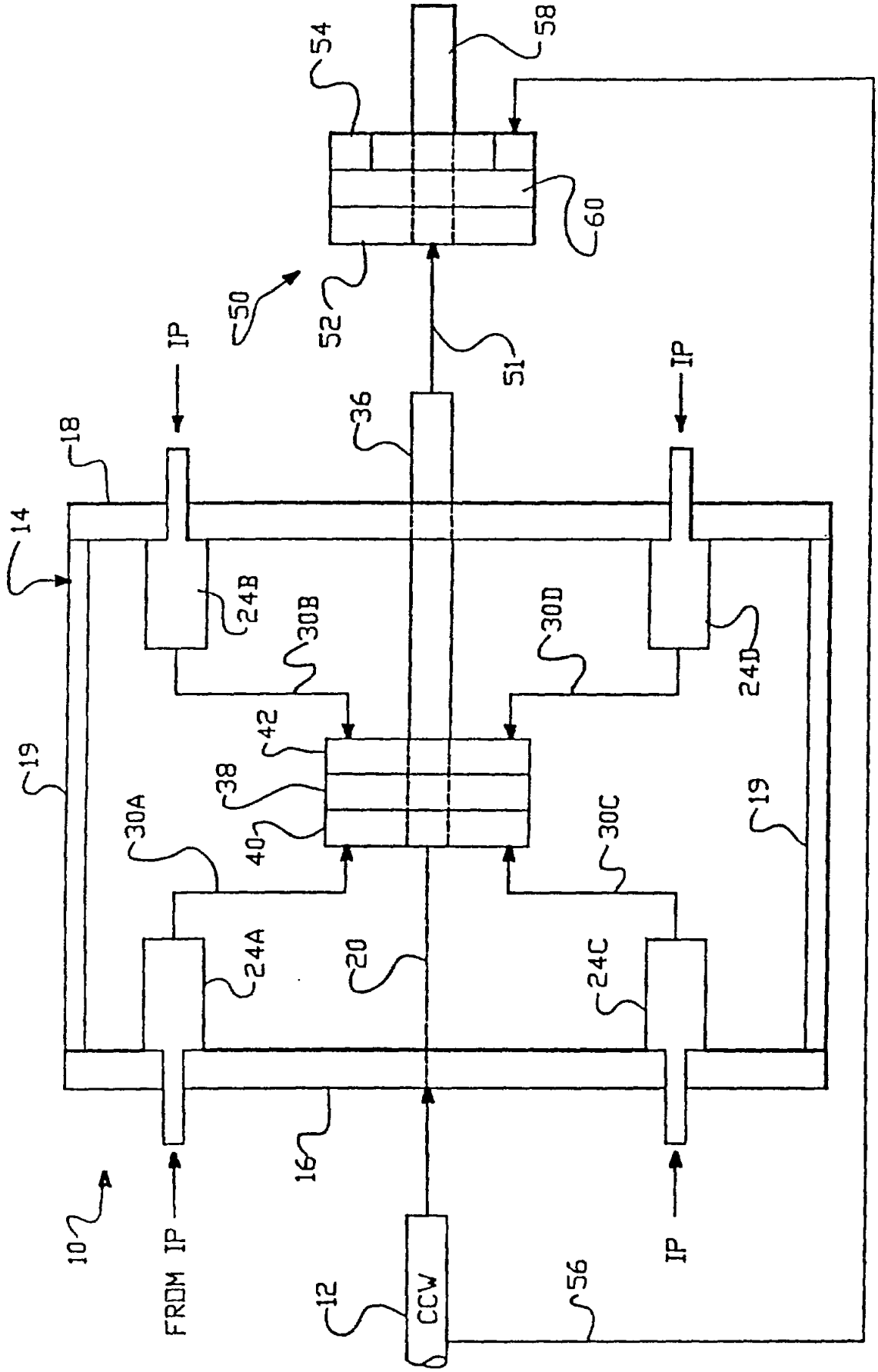

54
58
60
52
50
51
IP
IP
36
18
14
24B
30B
30D
24D
42
38
40
19
30A
30C
19
24A
20
24C
16
10
FROM IP
12
CCW
56
IP

图 1

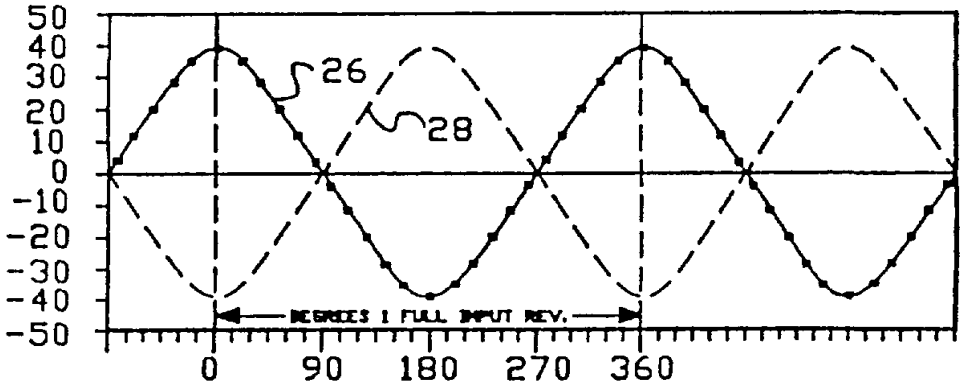

50
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
-40
-50
26
28
DEGREES 1 FULL INPUT REV.
0
90
180
270
360

图 2A

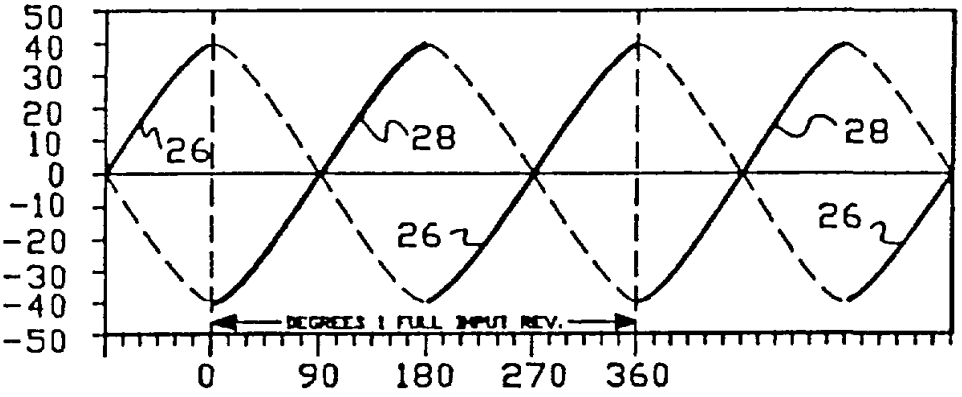

50
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
-40
-50
26
28
26
28
26
DEGREES 1 FULL INPUT REV.
0
90
180
270
360

图 2B

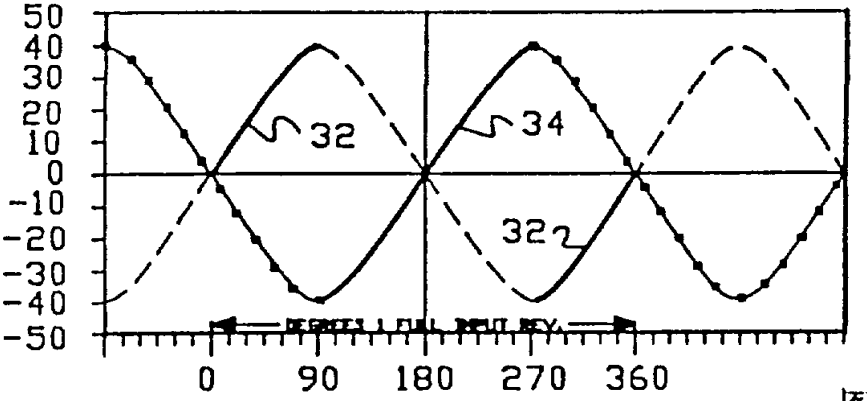
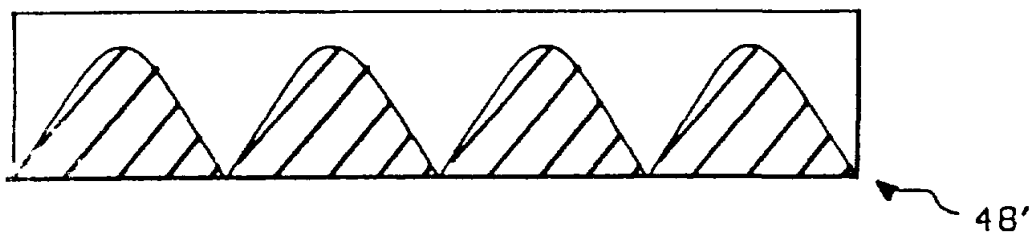

50
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
-40
-50
32
34
32
DEGREES 1 FULL INPUT REV.
0
90
180
270
360

图 3

图 7


48'

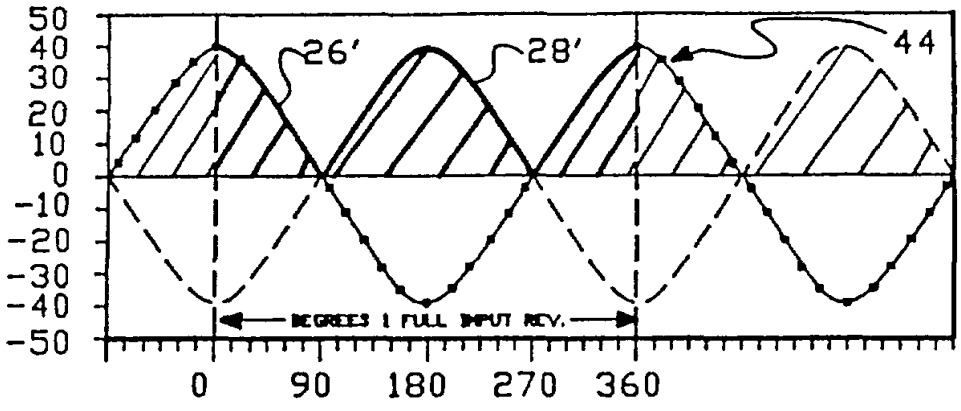

50
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
-40
-50
26'
28'
44
DEGREES 1 FULL INPUT REV.
0
90
180
270
360

图 4

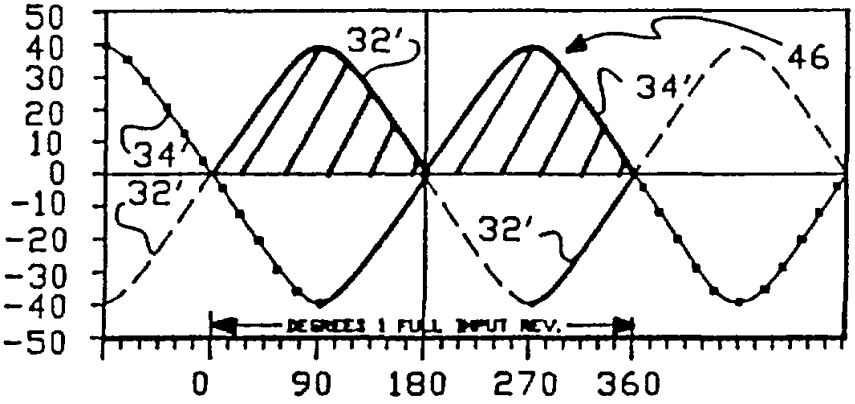

50
40
30
20
10
0
-10
-20
-30
-40
-50
32'
46
34'
34'
32'
32'
DEGREES 1 FULL INPUT REV.
0
90
180
270
360

图 5

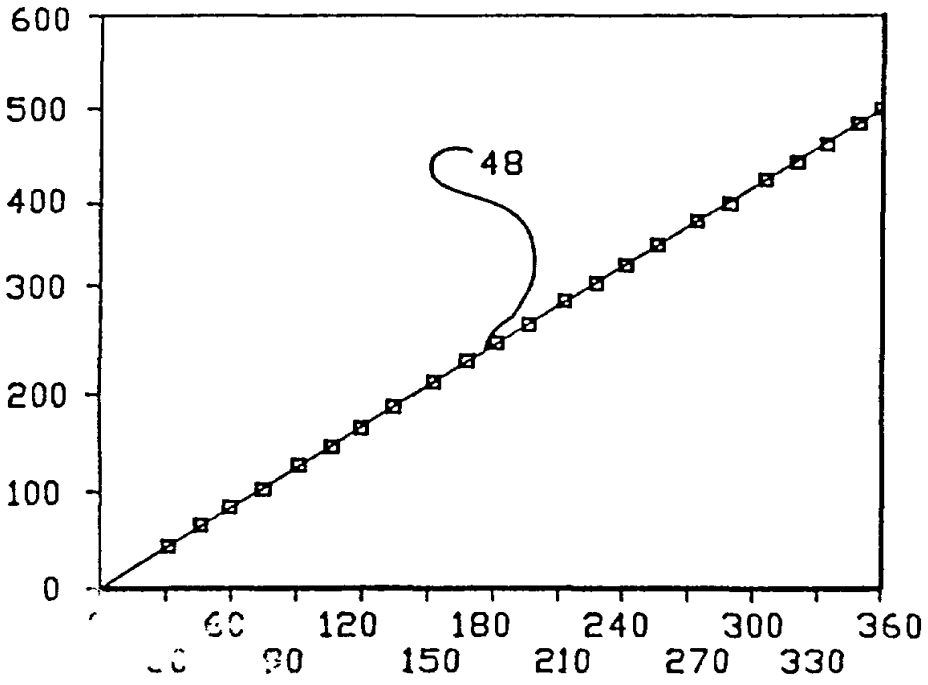

600
500
400
300
200
100
0
48
60
120
180
240
300
360
30
150
210
270
330

图 6

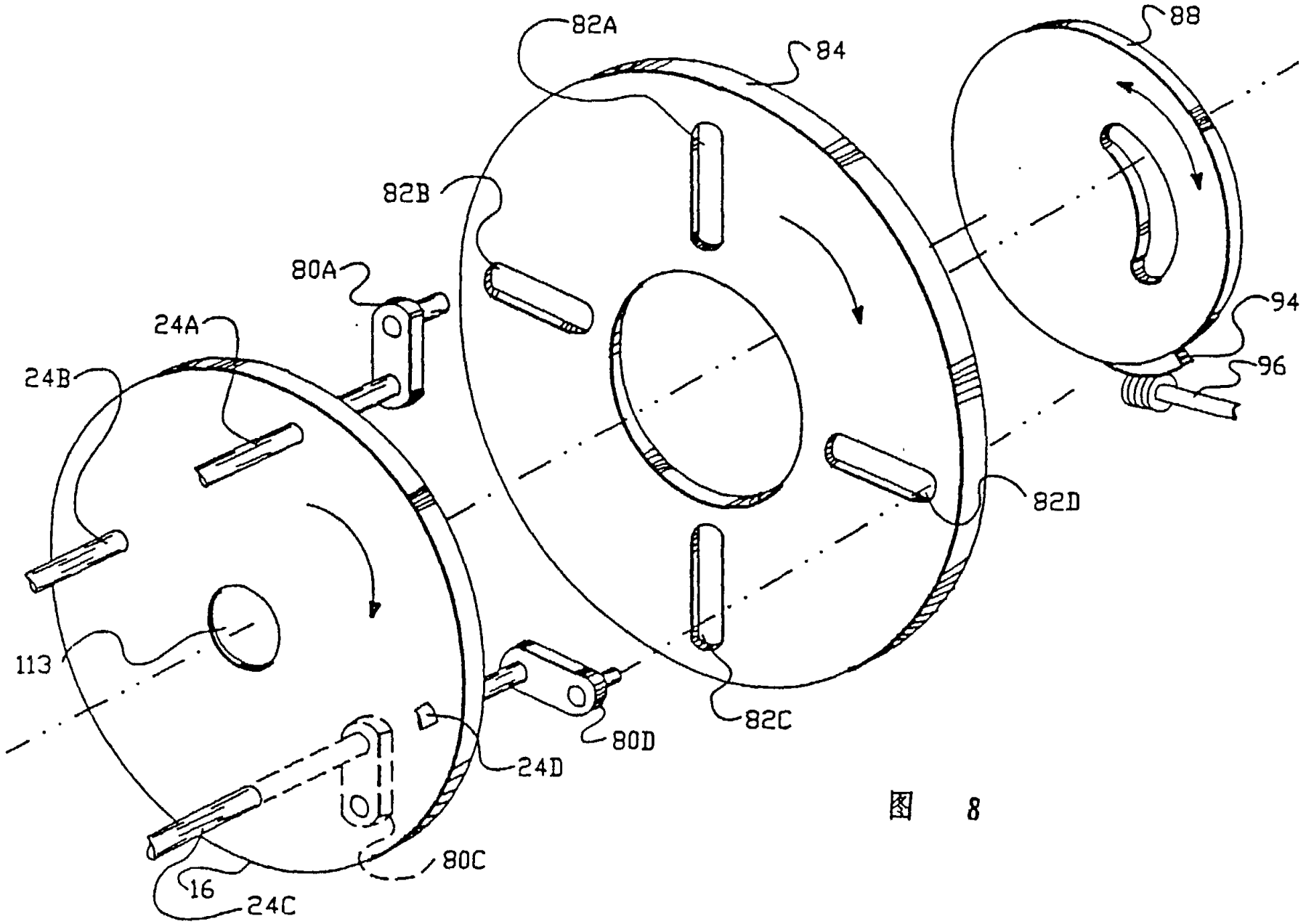
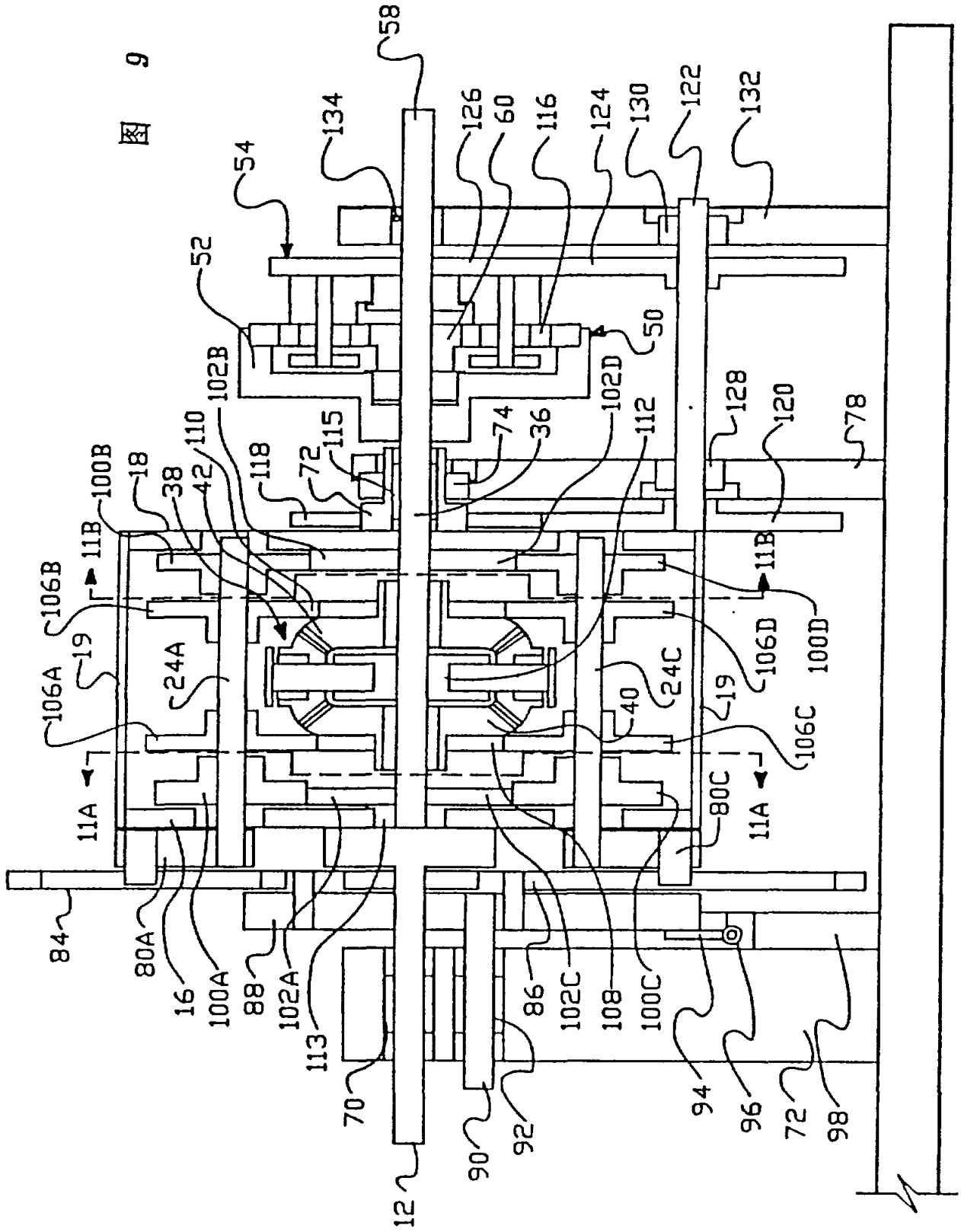


图 8

图 9


58
134
126
60
116
124
130
122
132
54
52
50
102B
102D
128
120
78
74
36
112
110
115
72
118
42
38
18
100B
11B
106B
19
24A
106A
11A
106D
100D
24C
40
106C
80C
84
80A
16
100A
88
102A
113
70
86
102C
108
100C
94
96
72
98
90
92
12

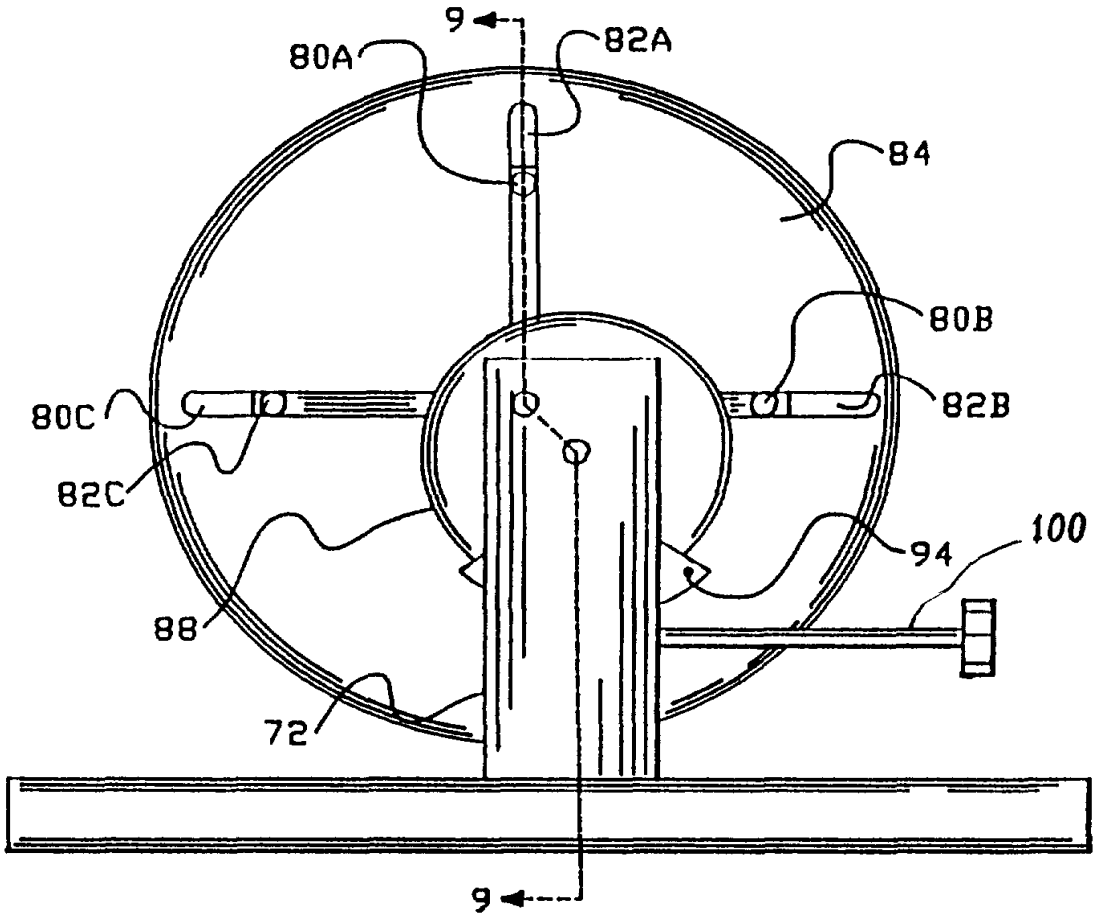

9
80A
82A
84
80B
82B
80C
82C
88
94
100
72
9

图 10

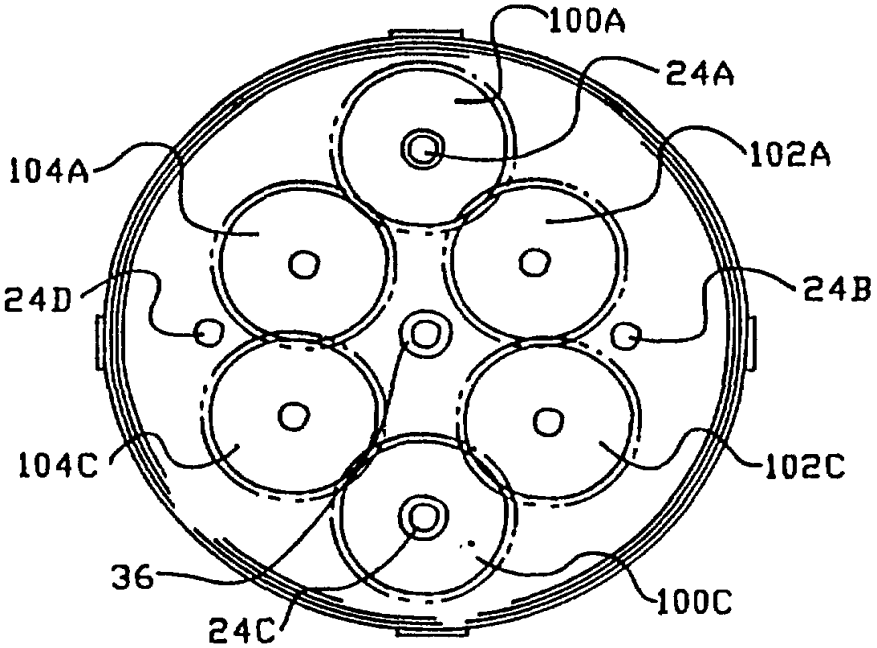

100A
24A
102A
104A
24D
24B
104C
102C
36
24C
100C

图 11A

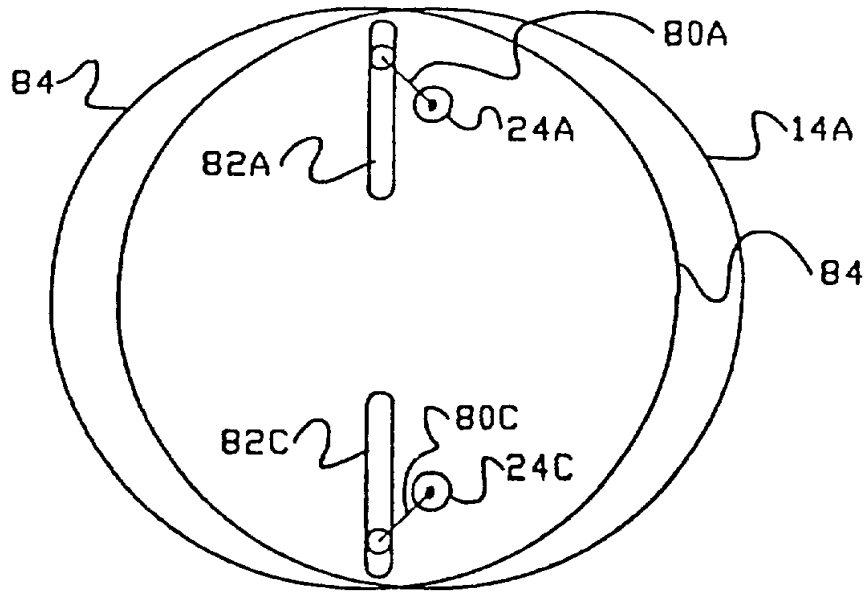

80A
84
24A
14A
82A
84
82C
80C
24C

图 8A

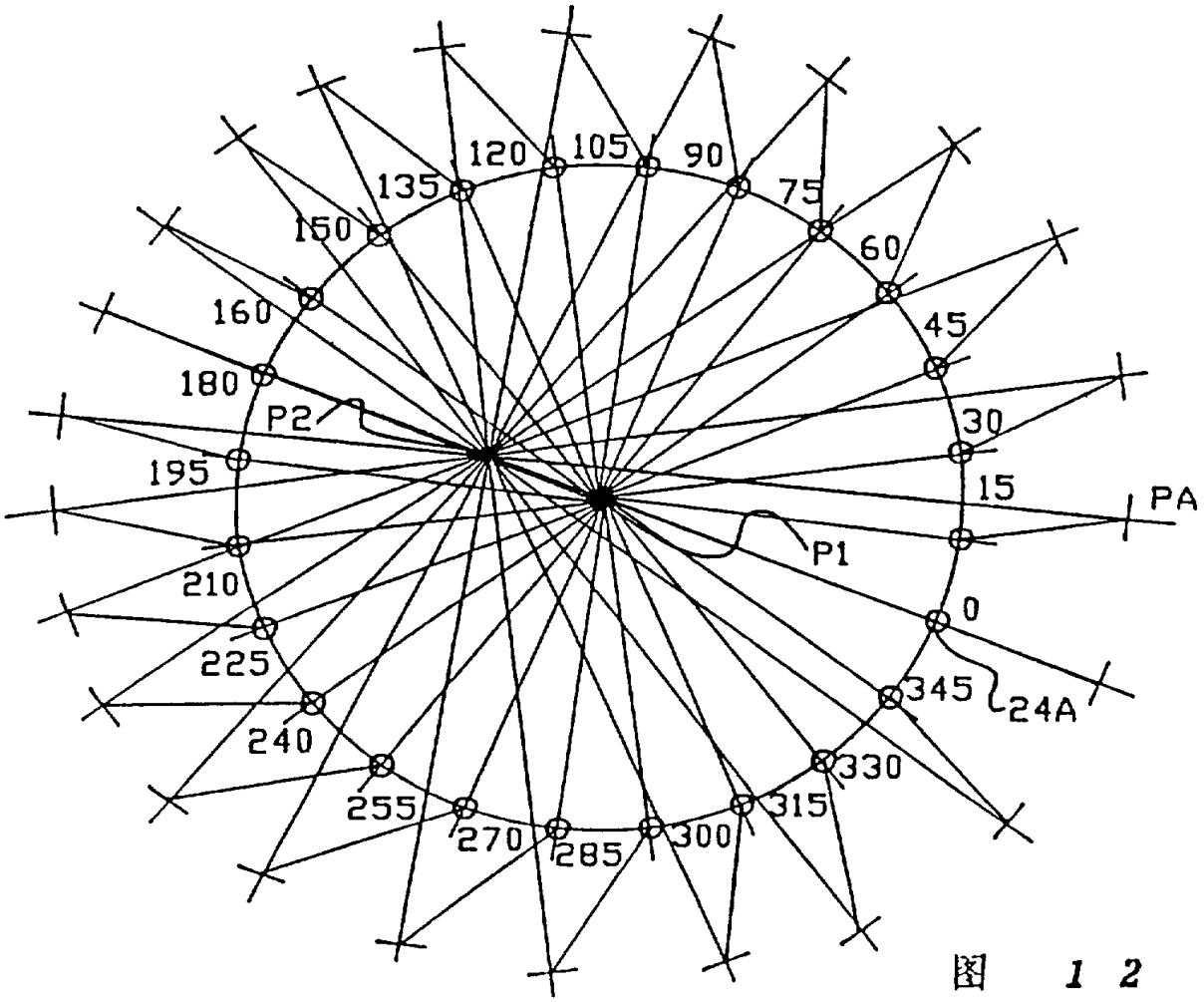

120
105
90
135
75
150
60
160
45
180
P2
30
195
15
PA
P1
210
0
225
345
24A
240
330
255
315
270
285
300

图 12

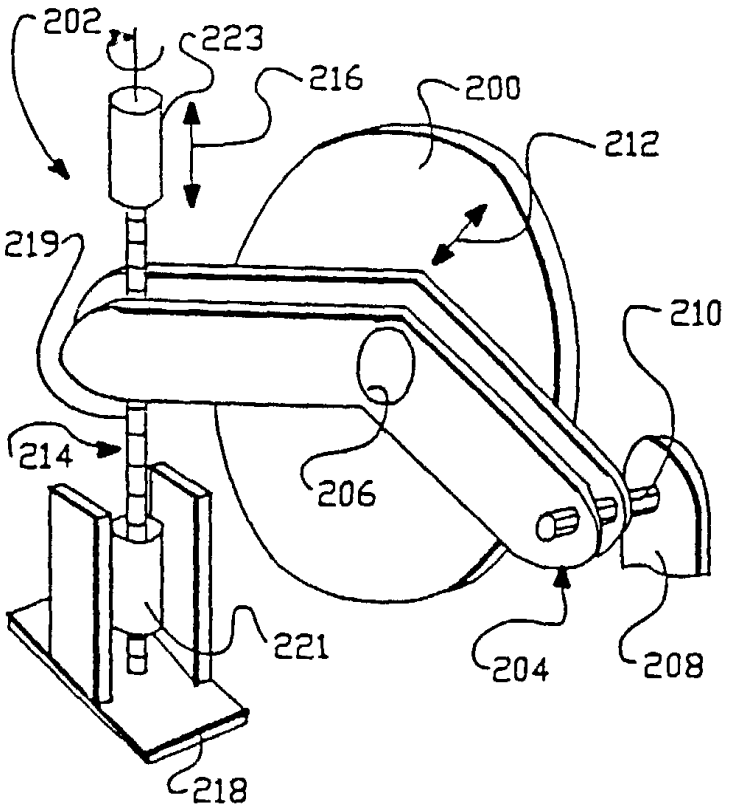

202
223
216
200
212
219
210
214
206
221
204
208
218

图 1 3

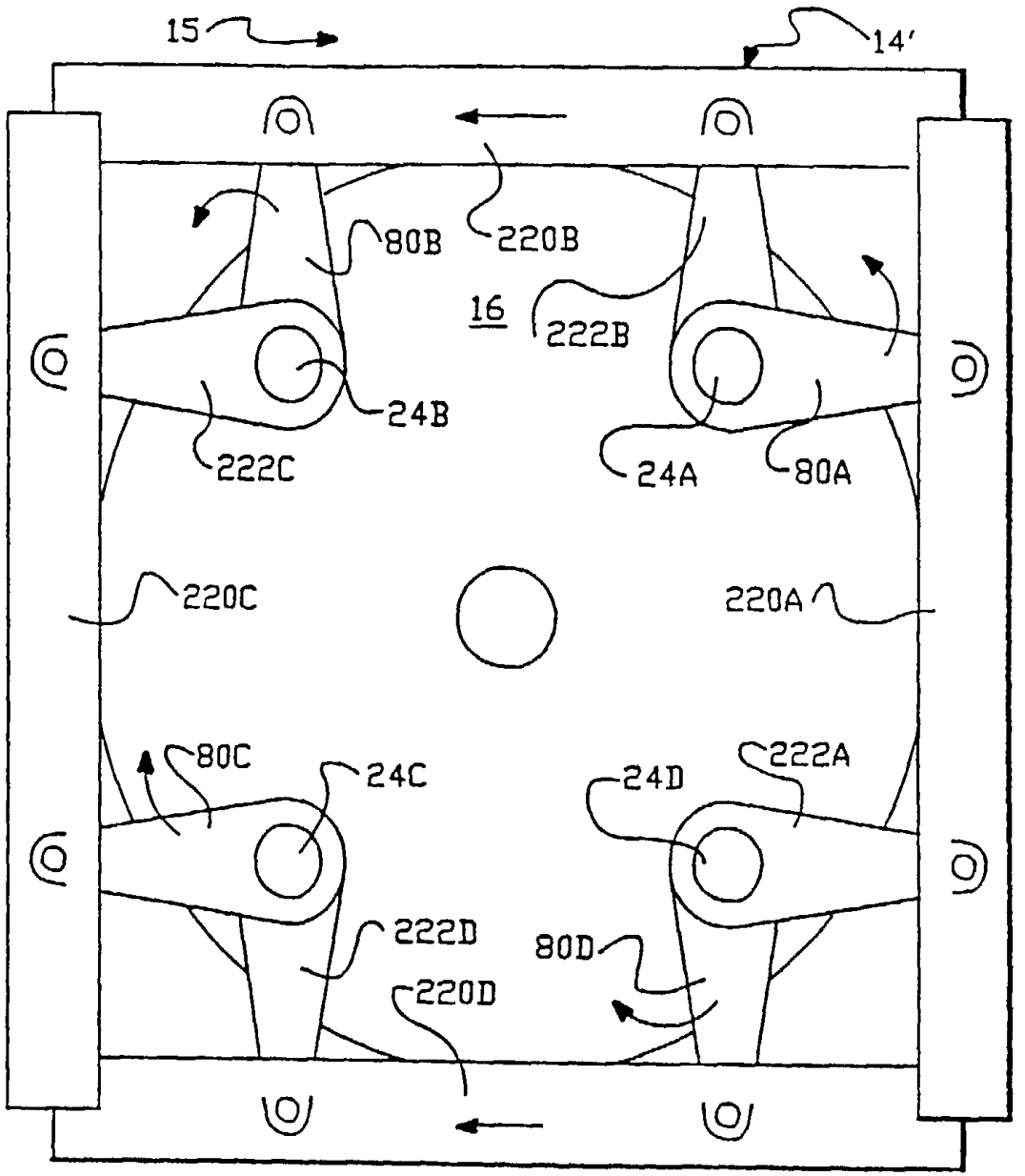

15
14'
80B
220B
16
222B
24B
222C
24A
80A
220C
220A
80C
24C
24D
222A
222D
80D
220D

图 1 4

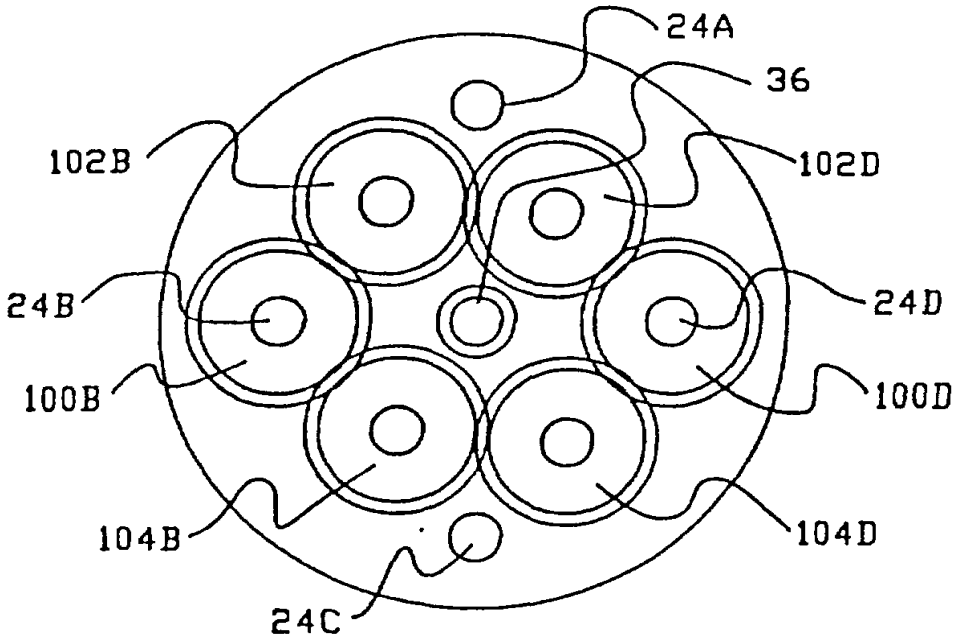

24A
36
102B
102D
24B
24D
100B
100D
104B
104D
24C

图 11B

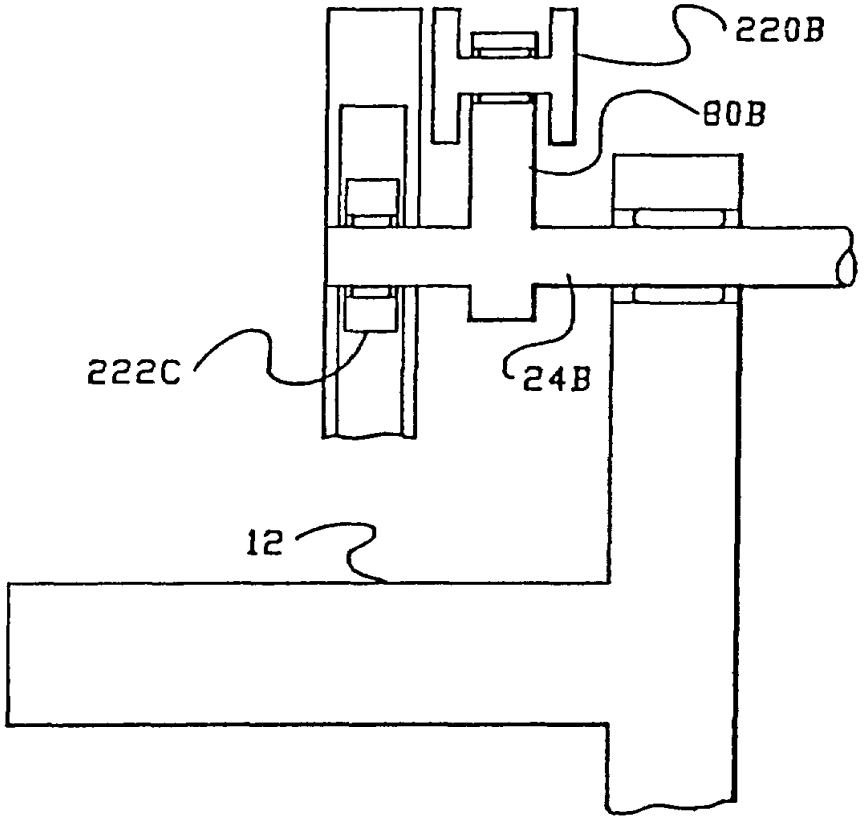

220B
80B
222C
24B
12

图 15

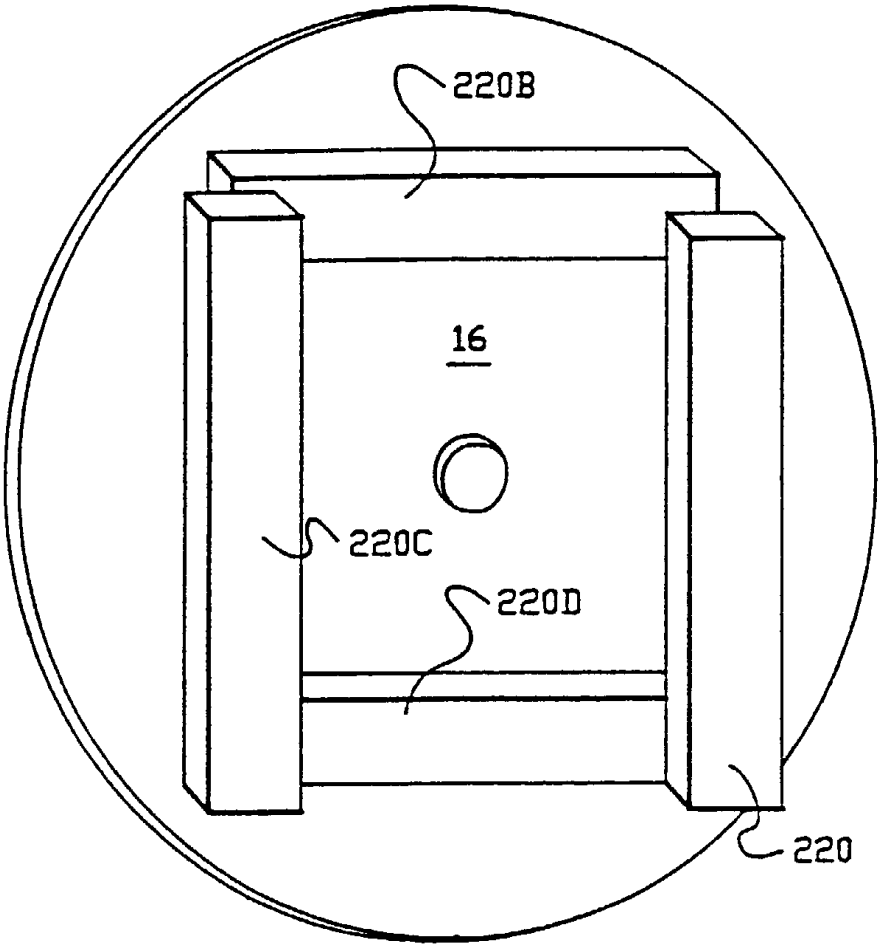


图 16

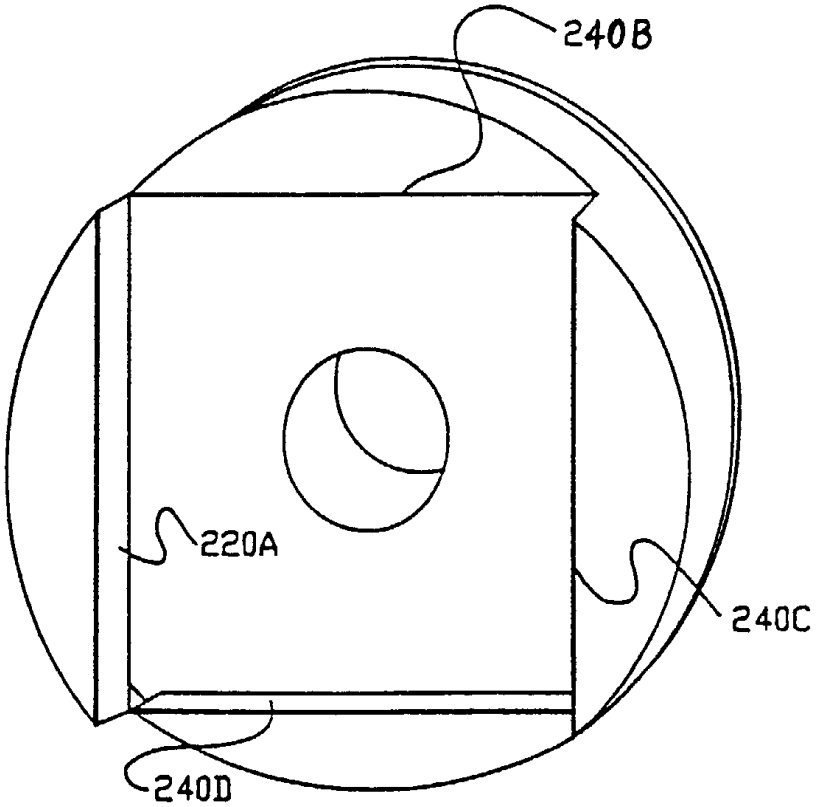


图 17

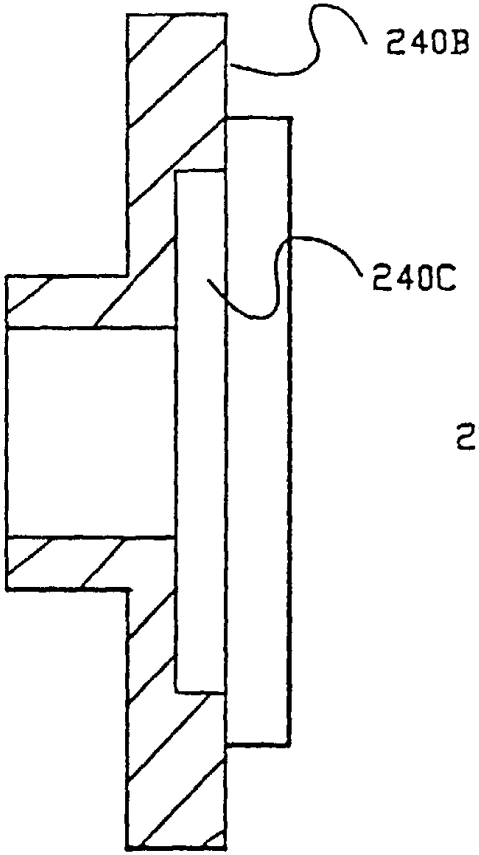


图 18

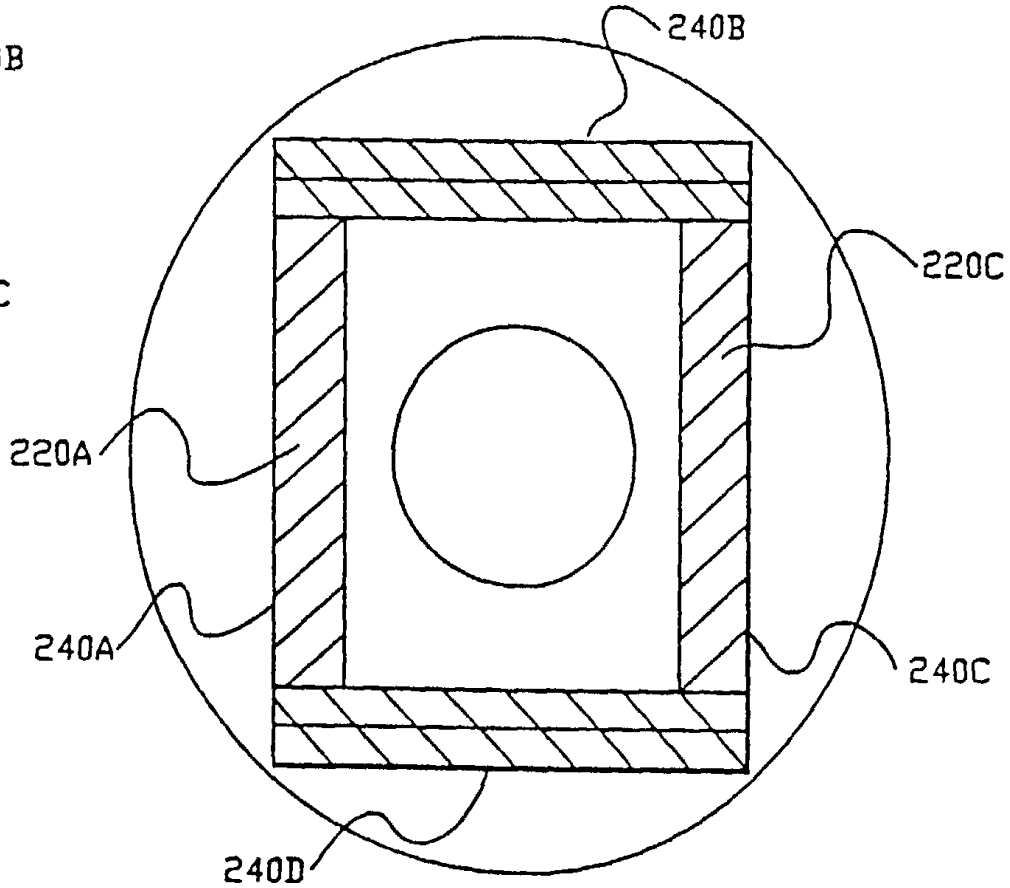


图 19

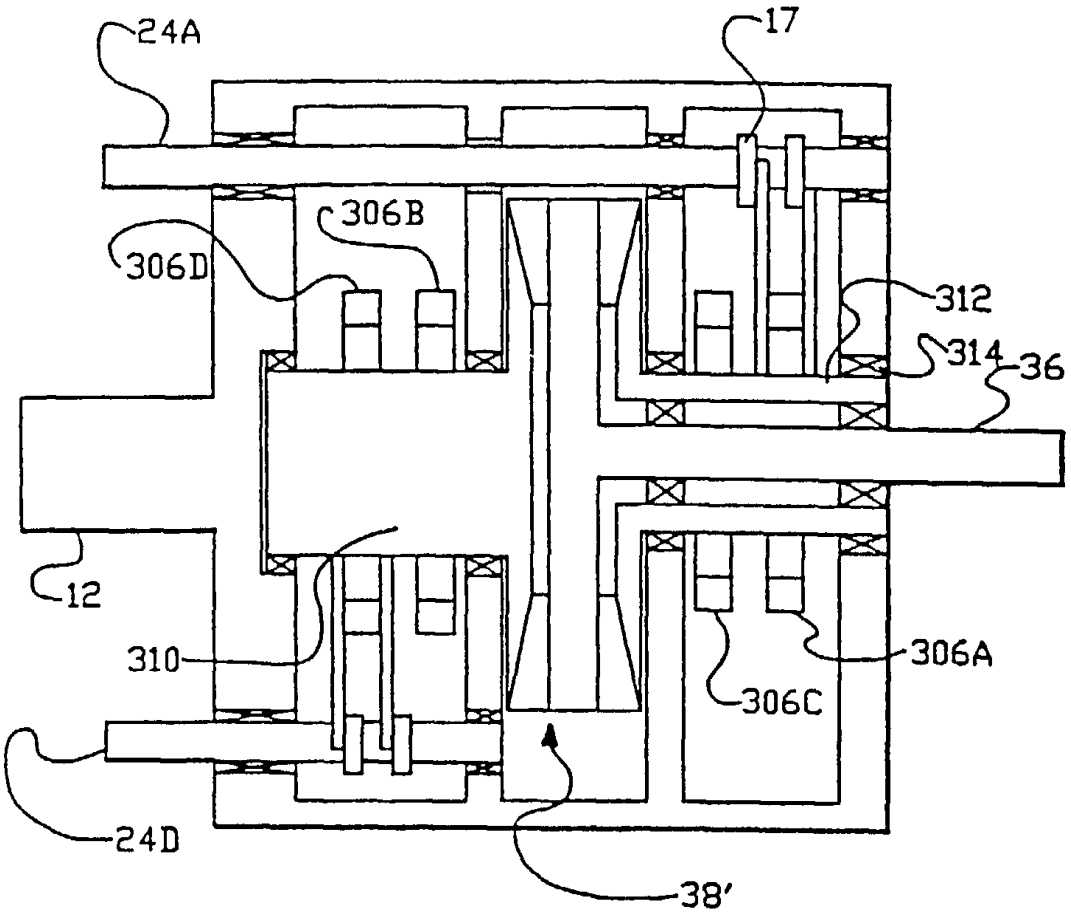

24A
17
306B
306D
312
314
36
12
310
306A
306C
24D
38'

图 20

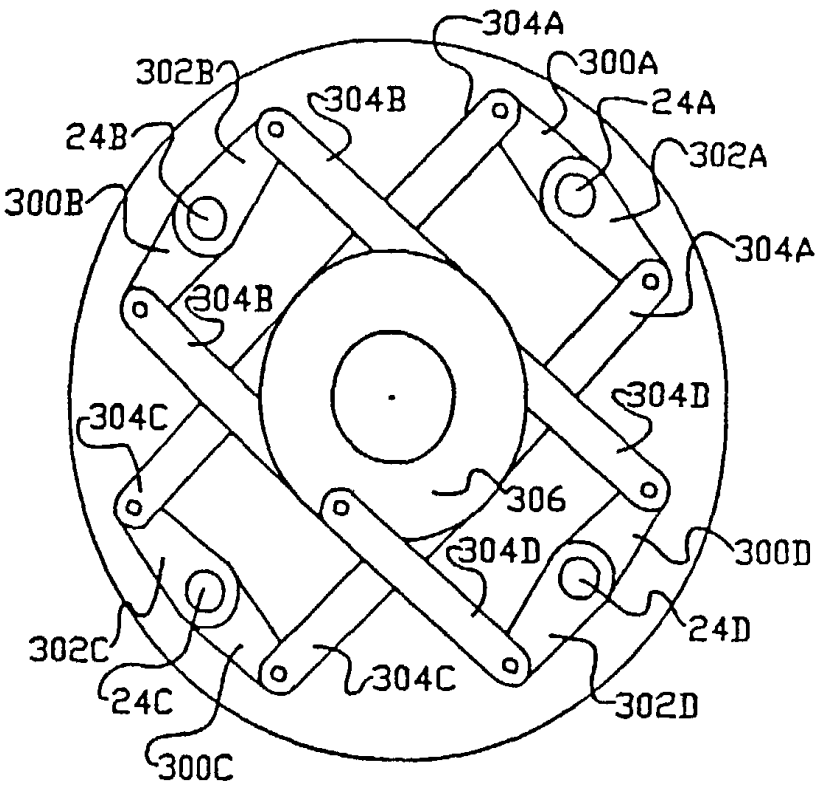

304A
300A
302B
304B
24A
24B
302A
300B
304A
304B
304D
304C
306
300D
304D
24D
302C
304C
24C
302D
300C

图 21