



[12] 发明专利申请公开说明书

[21] 申请号 03108772.8

[43] 公开日 2003年9月3日

[11] 公开号 CN 1439797A

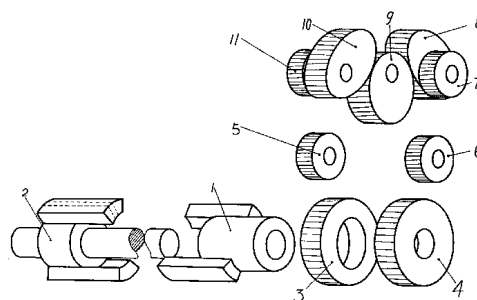
[22] 申请日 2003.3.29 [21] 申请号 03108772.8
 [71] 申请人 孟良吉
 地址 215008 江苏省苏州市金阊区仁安新村8幢东门302室
 [72] 发明人 孟良吉

权利要求书1页 说明书4页 附图4页

[54] 发明名称 交互变速双转子发动机

[57] 摘要

交互变速双转子发动机，属于机械制造领域。本发明利用交互变速机构，实现分属两个相互嵌套内置于气缸体内的转子的相邻两个转页在圆周运动过程中，其夹角发生循环性的变化，从而使相应空间的容积发生循环性扩张与收缩，适时点火而输出功率成为发动机。本发明的新方案解决了三角转子发动机密封性、起动性差，压缩比受限制、加工制造不易等缺陷。亦可利用本方案稍作适当改变设计制造为转子泵。本申请及说明书以构造相对复杂的发动机为目标及说明对象。



1. 交互变速双转子发动机，与三角转子发动机同样使圆周运动与内部空间容积的循环变化直接互为因果。本方案的技术特征在于：有两个转子，所带转页相互间隔嵌套并作可循环的差速圆周运动；采用交互变速机构。

2. 如权利要求（1）所述的交互变速双转子发动机，其特征在于：任何一个转子在圆周运动的任何一个时刻均不存在停止转动的现象；交互变速机构采用椭圆齿轮副，或反向双曲柄，或槽轮副等。

3. 如权利要求（2）所述的交互变速双转子发动机，其特征在于：每个转子可带有偶数个沿圆周均布的转页；交互变速机构采用奇数多联装，首尾两轴分别联接两转子，中间轴作为起动与输出轴。

4. 如权利要求（3）所述的交互变速双转子发动机，其特征在于：交互变速机构采用奇数多联装时，可以变异为首尾两轴合并，同时至少其中一轴原带的齿轮与合并后的轴空套；中间轴相应增加半副交互变速副。

交互变速双转子发动机

交互变速双转子发动机，利用两个所带转页相互间隔嵌套的转子的交互变速，在它们的圆周运动角速度快慢交替变化的情况下，使其上各自附带而相邻的两个转页之间的夹角发生变化，进而使相应空间的容积发生循环性扩张与收缩，实现吸气、压缩、做功、排气四种在空间上分布的过程。在适当的固定位置供气与点火，成为可自我维持并输出功率的发动机。亦可利用本方案稍作适当改变设计制造为转子泵。本说明书以构造相对复杂的发动机为说明对象。因此，本技术方案创新点在于对应于活塞式发动机的活塞、连杆、曲轴等机械部分，及相应的配气与密封方式，无关于点火、供给、润滑、冷却等伺服保障系统。

1. 技术领域 交互变速双转子发动机，属于机械制造领域。
2. 背景技术 就发动机而言，以现实车用发动机的使用为例，绝大多数采用的是如附图（1）所示的往复式活塞式发动机。极少数如马自达（MAZDA）所产 RX-7 TYPE RB 型汽车，采用如附图（2）所示的三角转子发动机。虽然转子发动机在理论上相对于活塞式发动机具有固有优势，但该种转子发动机在产品实际中，由于其密封性、起动性等较差，并且其压缩比又受到限制，故应用极少。根据中国物价出版社出版的《2002 全球名车录》（ISBN 7-80155-388-8）第 226 到 297 页的技术数据统计，该种发动机在 2002 年国内外主要汽车厂商所产近两千款车型中，仅有上述一款采用。
3. 发明内容 本发明的目的，在于开发一种全新的转子发动机：如上述三角转子发动机一样，无需气门、气门顶杆、凸轮轴等配气机构零件，也无任何产生往复惯性的零部件。同时，较之更先进的是，采用圆形的气缸内壁（或气缸工作面由转子的圆形本体工作面代替），且无需曲轴，压缩比可以任意设计，更便于设计制造。并可以制造成为环形发动机。（注：当交互变速机构采用反向双曲柄机构时，有部分零件产生往复运动）下面从转子运动过程和实现这一转子运动过程的关键机构两方面说明。

（1）本方案的转子运动过程

参见附图（3）。其中，E 为气缸内壁；O 为转子圆周运动轴心；AB、CD 为两个刚性转子，为区分两个转子，图示时将 AB 断开；H 为火花塞；F 为进气口；G 为排气口。以下叙述中，称 AO、BO、CO、DO 为转页（附图只是简图。这里有一个细节问题：转页本身有厚度，其与气缸壁接触的端面，此时应正好将进排气口覆盖，一旦发生后面所述的顺时针运动后，两个气孔将逐渐打开至全开，经历保持阶段后再逐渐关闭至全闭）。图示位置，AO 与 DO、BO 与 CO 夹角 60° ；AO 与 CO、BO 与 DO 夹角 120° 。后续叙述称这样的两个角度为初始夹角。本发明所基于的原理为：在 CD 转子顺时针运转 120° 的同时，减速带动 AB 转子同向转动 60° ，即两个转子相互到达对方位置。当交换主从动关系后，便可实现下一个类似过程，以此可无限循环运动。在这一运动过程中，两个转子之间的夹角发生了变化，使相应的四部分独立空间的容积均发生了变化。当如图所示设置火花塞、进排气口时，可以设计为 AOD 间做功，DOB 间排放上次做功后的废气，BOC 间吸气，COA 间压缩四种过程。并且，CO、AO 转页在压缩终了时的新位置，将分别是图示的 AO、DO 位置，完成为再次点火准备。以此类推，两转子所分割气缸内空间形成的其余三个独立空间，也将相应到达如图所示顺时针方向的下一个位置，并且改变了容积。即整个转子机构为下一次同样的运作完成了准备。

那么，如果在图示的 AOD 空间中点燃已被压缩的可燃气，实际上产生的运动是怎样的情况？常识告诉我们将是 AO 逆时针转而 DO 顺时针转。本方案则通过将 DO 与 AO 两个转页，即 CD、AB 两个转子在这段运动过程中用从 CD 到 AB 平均减速比为 2:1 的减速机构来锁定 AO 转页的逆时针运转。那么，AO 不能脱离 DO 自行逆时针运转了。并且，在受到气压形成的如图所示的 T_1 转矩时，根据下述受力分析，AO 即 AB 将随 DO 即 CD 顺时针运转。

在分析前，先将机构运转的摩擦阻力、吸气阻力、排气阻力忽略不计。压缩气体产生的阻力虽然比前三者大，但相比压缩了的可燃混合气被点燃后产生的巨大膨胀力仍然太小，从简而略。当 AOD 间产生巨大的内压力后，作用在 AO、DO 转页上产生 $T_1=T_2$ 的转矩。AO、DO 转页还同时受到对方通过联接两者的变速机构传来的 T_1' 与 T_2' 转矩。各转矩及方向如图（3）所示。根据减速增转矩这一力学基本常识， T_2 经 DO 到 AO 的减速机构传到 AO 产生的 T_1' 将增大（减速比越大，增加越大），即 $T_1' > T_2$ 。由于 $T_1=T_2$ ，故 $T_1' > T_1$ 。这表示 AO 转页将向 T_1' 方向即顺时针方向转动。同时， T_1

传到 DO 产生 T_2' 时, 由于所经过的减速机构因为传动路线的反向而成为增速机构, T_2' 将减小, 即 $T_2' < T_1$, 由于 $T_2 = T_1$, 故 $T_2' < T_2$ 。这表示 DO 转页将向 T_2 方向顺时针转动。

上述分析从总体运动效果来说明, 即: 当可燃气体被点燃产生高压后, 其使空间增大以释放能量的趋势, 将促使 AO、DO 在顺时针方向转动的同时夹角逐渐增大以适应气体释放能量的要求。

至此, 本发明上述基本原理能否实现, 将有赖于这样一种机构的开发: 在上述分析的 DO 主动、AO 从动的过程中, 该机构能实现 DO 到 AO 的减速传动。更重要的是, 上述过程完成后的下一过程中, 将是已到达图示 DO 位置的 AO 转页主动、到达图示 AO 位置的 CO 转页从动。该机构必须在此下一过程开始时, 已交换准备好提供新的主动到从动的减速传动。本发明称这样一种机构为交互变速机构, (并且, 该机构必须适应转子发动机的高速运转而交换平顺, 交换过程中理想状况是有一瞬间其传动比为 1: 1。实际上该时刻就是附图 (3) 所示时刻。那么是否会发生转子的反向运动? 参见附图 (1) 所示的活塞式发动机。该可能逆转的时刻, 等效于活塞在上死点的时刻。一旦越过死点, 逆转将应容积缩小、可燃气体已被点燃而不可能。活塞式的解决方案是在曲轴上加设一个具有较大圆周运动惯性质量的飞轮, 以利用惯性越过死点。本发明中的转子本身具有较大圆周运动惯性, 即便不够也可在适当的轴上加设飞轮。后续实施方案中再行指明该轴。) 并且提供下述三种交互变速机构方案。

(2) 三种交互变速机构

本发明专门开发了三种交互变速机构。宏观上交互变速机构可以采用适当的不完全齿轮, 或齿轮组合加自由轮离合机构等方案来实现。只是这样的机构本身 (参见附图 (10) 的说明) 及所要求的起动机构相对复杂, 本发明不作考虑, 仅以附图 (10) 作为一种交互变速机构的思路大方向从略提供, 而以下述三种交互变速机构为优先选择, 其中更以椭圆齿轮副最为优先。

① 椭圆齿轮副

参见附图 (4)。两个相同的椭圆 (a) 与 (b), 焦点分别为 A、B 与 C、D; 长轴分别为 MG、NG; 短轴分别为 HJ、KL; 具有相同的特征等腰三角形 ABH 与 CDK, 底角均为 60° (本图实为 74.56° , 后续实施方案用。在此为借用该图而权且认定为 60°)。当 a、b 两椭圆分别以自己的 A、C 焦点为轴心, 如一对以椭圆曲线为啮合线的椭圆形的齿轮啮合传动时, 虽然它们的啮合半径时刻变化, 但可以永远相啮合, 仅仅是啮合点 (G) 在 AC 线上左右往复移动。简单证明如下:

在 a 上任取 E 点, 在 b 上可找到与 GE 曲线同长 (当是齿轮时即走过相同齿数) 的 GF 曲线的 F 点, 且与 E 是对 G 点左右对称的。根据椭圆的定义, $AE + BE = DF + CF = MG = NG = AC$ 。同时, $AE = DF$, $BE = CF$, 则 $AE + CF = AC$ 。它表示当 E 点到达 AC 连线时, F 点也到达 AC 连线并与 E 重合为新啮合 G 点 (此时新 G 点已在 AC 连线上水平移动了)。此即证明椭圆形的齿轮成副后可以啮合传动。连续转动时 G 点是水平往复移动的, 说明两个椭圆齿轮间的传动比是循环变化的。当 G 在 AC 中点时, 即 H、K 或 J、L 重合为啮合 G 点时, 它们间的传动比因瞬时啮合半径相同而为 1: 1。

由 H、K 重合为啮合 G 点时开始, 当 a 顺时针转动, 啮合点由 H 逐渐到达 M 时, b 逆时针转动, 啮合点由 K 逐渐到达 N。这一过程中, 自 a 到 b 减速传动且减速程度在自 1: 1 提高; 继续转动到 J 与 L 啮合时, 依旧是自 a 到 b 减速传动但减速程度在趋缓直到 1: 1。这个自 a 到 b 减速传动的过程中 a 转过 α 即 240° , b 转过 β 即 120° , 平均减速比为 2: 1。继续转动到 H 与 K 啮合时, 是自 b 到 a 减速传动, 平均减速比为 2: 1。

由此可知, 上述椭圆齿轮副具有及时而平顺的交互变速功能。通过适当的定传动比齿轮减半传动变 $240^\circ : 120^\circ$ 为 $120^\circ : 60^\circ$ 正时传入附图 (3) 所示的两个转子, 即可保证它们的循环性交互变速传动, 构成本发明的发动机新技术方案。

② 反向双曲柄

如附图 (4) 所示的椭圆齿轮副, 可以等效为如附图 (5) 所示的名为反向双曲柄的平面四连杆机构。在附图 (4) 中, AC 等效为如附图 (5) 所示 AC 不动杆; AB、CD 等效为如附图 (5) 所示 AB、CD 曲柄; B、D 因运转过程中直线距离不变而等效为如附图 (5) 所示 BD 杆; G 可在机构平面上转动并沿 AC 左右滑动, BD 可在 G 中抽动。这一机构运用在本方案中时, 在可靠性、平顺性等方面不如椭圆齿轮副更适应高速运转, G 也将产生往复运动。

③ 槽轮副机构

参见附图 (6)。以特征直角三角形 ABC 的斜边 AB 的 A、B 点为圆心即固定轴心, 各作半径为较长直角边 BC 的 A、B 圆轮 (可称为槽轮)。在 A 轮 C 点及其对 A 点对称的 D 点设两个基本型为圆柱形 (因干涉而切成月牙形) 的槽齿 C、D, 并在与 CD 垂直方向开设 E、F 两槽。槽长设计原则如虚线

小圆所示，槽宽与槽齿适应。B轮与A轮相同并翻转后与A轮如图示相扣合。 α 为 60° ， β 为 30° 。自图示时刻起，A轮顺时针转动，其C槽齿进入B轮相应槽中并带动B轮直到脱开，此期间则A轮转过 120° B轮转过 60° 。继续转动，则B轮G槽齿进入A轮E槽中并带动A轮直到脱开，则B轮转过 120° A轮转过 60° 。由此可知，该槽轮副是另一种交互变速机构。上述情况是以槽齿主动高速、槽从动低速为设计原则的。也可以反过来以槽主动高速、槽齿从动低速为设计原则，具体结构形状将有所变化，可简单推知。为节约篇幅从略。由于槽轮副在本方案中因交换有相互脱离的不确定瞬间而不可靠、此瞬间速比变化突然而引起冲击、结构复杂等不获首选，本说明书中不再深入探讨其具体结构，比如干涉的原因、解决的结构方案等。

将上述三种经适当设计的交互变速机构任选一（本发明人首选椭圆齿轮副并且三联装），通过适当的传动机构正时传动到附图（3）所示的两个转子即可实现交互变速双转子发动机的创新技术方案。

4. 附图说明 附图（1）：（1）为气缸；（2）为活塞；（3）为连杆；（4）为曲柄；（5）为曲轴主轴颈；（6）为油底壳。其动作过程从略。

附图（2）：（1）为进气孔；（2）为排气孔；（3）为发动机壳体；（4）与（5）为火花塞；（6）为三角转子；（7）为曲轴的连杆轴颈。当（6）顺时针自转，并通过内齿圈与（7）的外齿啮合一起绕曲轴的主轴颈（公）转时，（6）的三个顶点与（3）的内壁始终贴合而将空间分为几个独立部分。这些独立空间在运转过程中将发生周期性的扩张与收缩。本图摘自吉林工业大学汽车教研室吴植民主编，1987年10月第二版，人民交通出版社出版的《汽车构造》上册第297页图11-2并略有简化。

附图（7）：为清楚区分两个转子各带的转页，将其中一个的转页图示为断开状态。它们将圆形气缸内空间分割为（a）所示8个独立空间、（b）所示12个独立空间。（a）中（1）与（5）设计为燃烧室时，（2）与（6）为排气、（3）与（7）为吸气、（4）与（8）为压缩。（b）中（1）与（5）与（9）设计为燃烧室时，（2）与（6）与（10）为排气、（3）与（7）与（11）为吸气、（4）与（8）与（12）为压缩。当两个转子各带8、10……个转页时，可依此类推。上述转子结构方案相应的两初始夹角之和分别为 90° 、 60° 、 45° 、 36° ……。有一处以上沿圆周均布的点火做功位置时，整机受力更均布合理。

附图（8）与附图（9）：除附图（8）有（12）即缸盖与缸体外，两图其余编号均对应相同，可互见。（1）与（2）为转子；（3）与（4）为分别固接在（1）与（2）上的同规格齿轮；（5）与（6）为过渡齿轮，分别与（3）、（4）啮合，适当设计时可省略；（7）与（11）为两个齿数为（3）的一半的同规格齿轮，分别与（6）、（5）啮合；（8）与（9）与（10）为三联装椭圆齿轮；（7）与（8）、（10）与（11）分别固接。附图（8）是实施例的结构展开简图；附图（9）是实施例的简化轴测图，省略了轴承、密封、键与键槽等次要细节，并为方便图示而将齿轮的齿简化为相应柱面上的线条。虚线表示一个转页上的密封位置。

附图（10）：（2）与（3）、（1）与（4）分别为同规格齿轮，（1）齿数为（2）的一半。

（1）与（4）均通过自由轮离合机构与各自的轴相连（或均为适当的不完全齿轮并附带瞬心线附加杆分别与（2）、（3）固接），以形成这样的传动关系：某小齿轮啮合带动大齿轮时，与该小齿轮同轴的大齿轮不能带动另一轴的此刻与轴间因有自由轮离合机构而呈空套的小齿轮（或这另一轴的小齿轮此刻处于无齿段）。

5. 具体实施方式 首先作综合说明如下：

（1）关于压缩比 本发明的压缩比由两部分作设计调整。其一，如附图（3）所示的两转子各带对称两转页的初始夹角分配。比如不是 120° 与 60° ，而是 135° 与 45° 或 150° 与 30° 等，则压缩比会相应改变。其二，转页本身结构厚度占用空间，即使是 120° 与 60° 初始夹角分配，如果每个转页厚度方向两侧面夹角为 53° ，则压缩比可调整为（ $120^\circ - 53^\circ$ ）：（ $60^\circ - 53^\circ$ ）。具体设计要综合工程应用的多种因素。

（2）关于转子 本发明所采用的转子，除了如附图（7）的附图说明所述的转页数量不同、如附图（9）的（1）与（2）的组成方式外，也可如附图（12）的（1）外转子与（2）内转子的组成方式。两转子间的分割面为小角度圆锥面，便于采用相对较小的轴向弹性力压紧密封时也足以避免燃气压力的轴向分力推开密封面。这种转子组成方式，燃烧室由转子体本身工作表面与转页构成，可以采用工作表面为双曲面的半环形密封环，密封结构相对简单。为节约篇幅，对这种转子组成方式的具体结构的介绍从略，只说明它比较适用于制造较大直径的环形发动机。进排气道在燃烧室表面表现为孔状而

在转子体上表现为部分的环状凹槽。

(3) 关于交互变速机构 以附图(4)所示的椭圆齿轮副为例。如果直接从两个椭圆齿轮轴对应接到两个转子,则两个转子的运动方向是相反的。这要求在某一椭圆齿轮与转子的传动路线中多设一换向齿轮。而如果采用附图(11)实线图形所示的三联装,则首尾两轴同向。并且,每一级减速比在总减速比不变比如2:1的情况下,减小为1.414:1。这另外带来两个好处:其一,当以中间轴输出动力(亦用于起动)时,该轴的角速度变化幅度更平缓,即运动更平稳。其二,小变速比的椭圆齿轮比大变速比的椭圆齿轮更接近于圆形,动平衡更易于调整。所以理论上,五联、七联等越多联装越好。注意,当奇数多联装时,首尾两椭圆齿轮所在轴速比为1:1的瞬时啮合点将不再是各椭圆齿轮的椭圆短轴两 endpoints。如附图(11)实线图形所示。椭圆齿轮三联装可以变异为图11A所示情形。其中,(1)(2)(3)(4)为4个相同的椭圆齿轮,(2)与(4)均与轴 O_1 固定联接且反向上下叠在一起。(1)与(4)相啮合,(3)与(2)相啮合。(1)与(3)同轴 O_2 但同时或至少其一空套在轴上以便各自独立运转。当(1)顺时针运转到图示(3)的位置(在上方,纸面投影关系为重合),与它啮合的(4)将带动同轴 O_1 固定联接的(2)逆时针运转 180° , (2)将带动(3)顺时针转动到图示(1)的位置(在下方,纸面投影关系为重合)。这一过程中,(1)运转角大于 180° , (3)运转角小于 180° , (1)到(3)为减速。当(2)与(4)继续转动 180° ,将与上次过程相类似但(1)与(3)的转角数值对调。这样的结构可以取代附图(11)的三联装方式。 O_1 轴相当于中间轴,可作为起动及输出轴;首尾两椭圆齿轮共轴但运动关系不直接相联。这种结构的五联装、七联装...可从(1)(3)向外加接,并在加出的第3、4...轴同轴,至少其一空套。

本发明的样机实施一例,为便于制造,技术参数如下:

如附图(3),两转子各为对称两页,初始夹角为 120° 与 60° ,每个转页厚度为两侧面夹角 53° ;如附图(8)与(9),直齿图柱齿轮(3)、(4)为M1.5Z48,(5)、(6)、(7)、(11)为M1.5Z24;采用如附图(8)与(9)中的三联装椭圆齿轮(8)、(9)、(10),椭圆齿轮本身的技术参数如附图(4),特征等腰三角形底角 74.56° ,底边长11.98mm,每级变速比为1.414:1。椭圆齿轮(9)的轴为起动轴与输出轴,需要时,可以在此轴上设置提供惯性的飞轮,同时也可以通过此轴控制实现每转一周两次点火。其余参见附图说明。

当顺时针方向起动椭圆齿轮(9)时,(10)将加速转动,(8)将减速转动,相应带动转子(1)高速转动、转子(2)低速转动。当起动轴转过 180° 时,(10)转过 240° , (8)转过 120° ,如图(11)从虚线位置到实线位置,相应角度 $\alpha=240^\circ$, $\beta=120^\circ$ 。经齿轮(11)、(5)及(7)、(6)减半传动到达转子(1)、(2),使之转过 120° 与 60° ;当起动轴继续下一个 180° 时,可推知运动的结果类似,只是转子的转角数值交换了,即如附图(11)的实线位置到虚线位置。当如附图(3)所示设置火花塞与进排气孔,加上必要的供给、可靠的密封,发动机即可运转了。

其中,当转子刚从附图(3)所示位置顺时针转过很小角度时,此时变速机构刚由速比1:1转化为DO到AO的较小的减速传动。它在效果上等同于附图(1)所示的活塞刚过上死点时,垂直向下的气体压力作用线刚偏过曲轴的主轴颈(5)中心线很小的距离,两者同样是此刻有效转矩较小。

最后,关于样机实施例密封结构的说明。由于每个转页的密封结构是当然相似的。故以一个转页的密封结构为例以附图(13)与(14)来说明。附图(13)表示附图(9)的虚线处及周围部分的结构剖面视图。附图(14)表示一个密封条回路的一半,另一半与此相同并能够以槽口对接。

在附图(13)中,(1)为形成缸体一部分的环形开口活动密封圈,受(6)这一压簧的向右推力,而使本身与(5)、(4)、(3)这几个件之间垂直于压簧作用力的接触面紧靠以实现密封;(5)是转子的轴与带密封条所在凹槽的转页;(4)是另一个转子的套管形的轴;(3)是气缸体;(2)是气缸盖,它的轴孔所附带的圆弧过渡曲面与(1)的外圆柱面相切。该结构方案中,由于(1)起到重要的保证整个转子轴上一系列分段结构间压紧而密封的作用,因此它除了要保证与(2)的相应孔贴紧外,还要能够即使在受热膨胀的情况下也因受(6)的压力而沿轴滑动,因此设计为开口密封环并具有径向装配预紧力,这个环不参与圆周运动,开口固定在对应排气动作的气缸圆周段末端位置。

应用在附图(13)中(5)这个转子转页上的密封凹槽中的密封条,可参见附图(14)的结构。两组这样的结构能够以槽口对接形成一个密封回路。在回路内侧一周设置波形簧片以使这两组密封条沿左右、上下方向均具有弹性伸缩性能而起到密封作用。必要时这样的密封结构可在每个转页上同时设置多道,以确保密封效果。

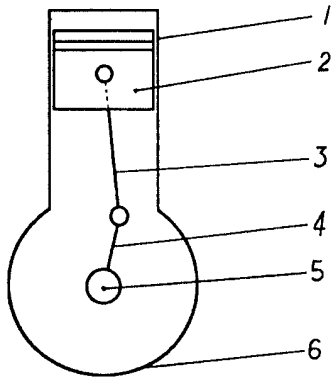


图 1

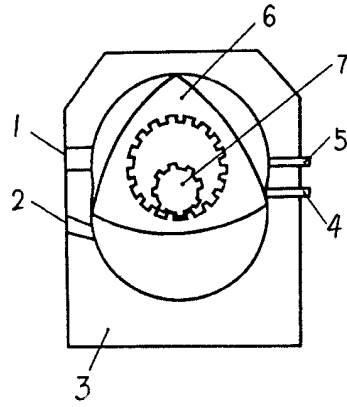


图 2

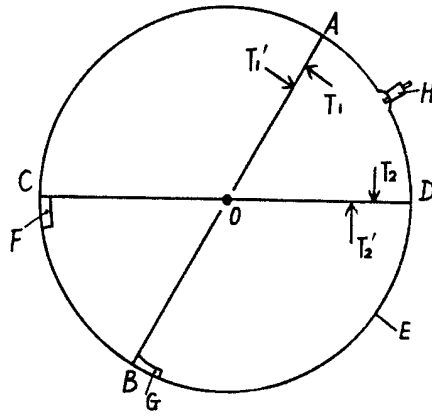


图 3

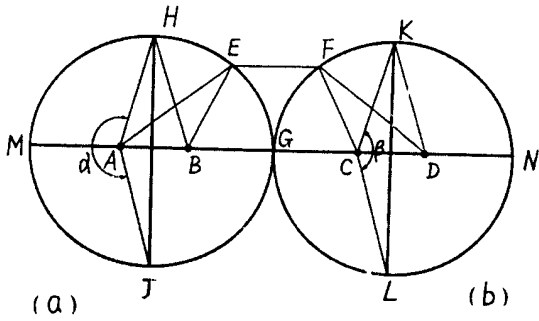


图 4

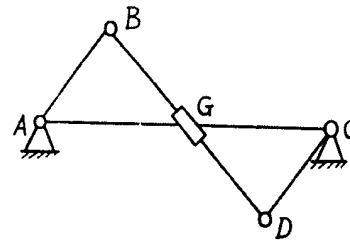


图 5

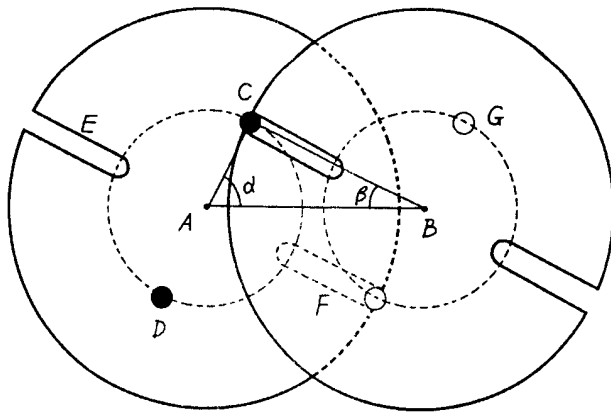
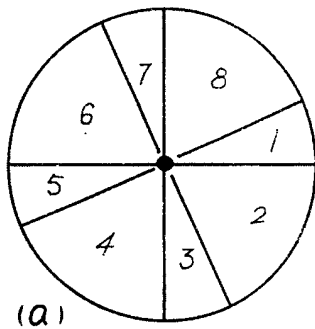
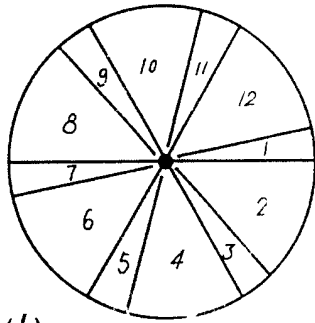


图 6



(a)



(b)

图 7

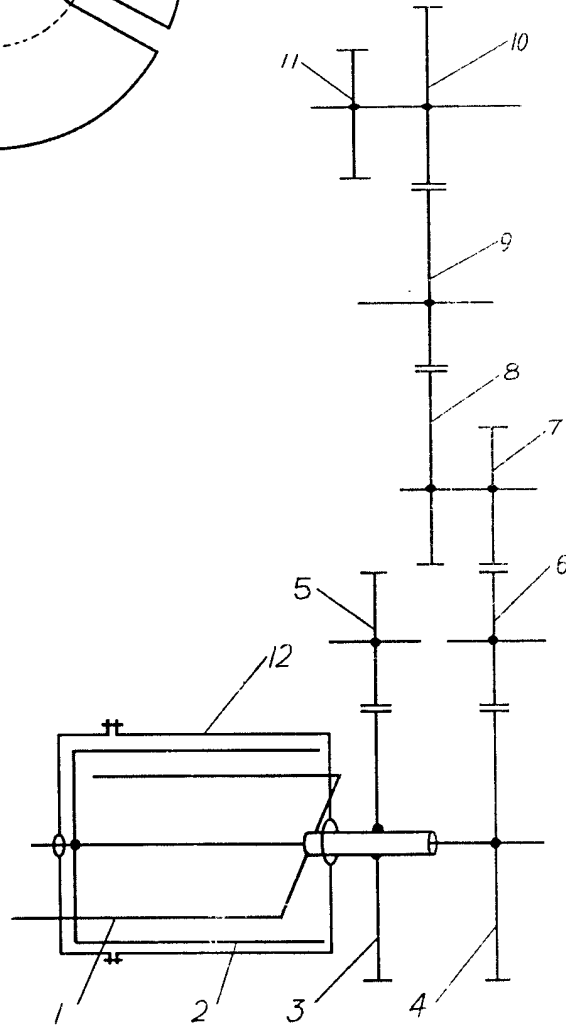


图 8

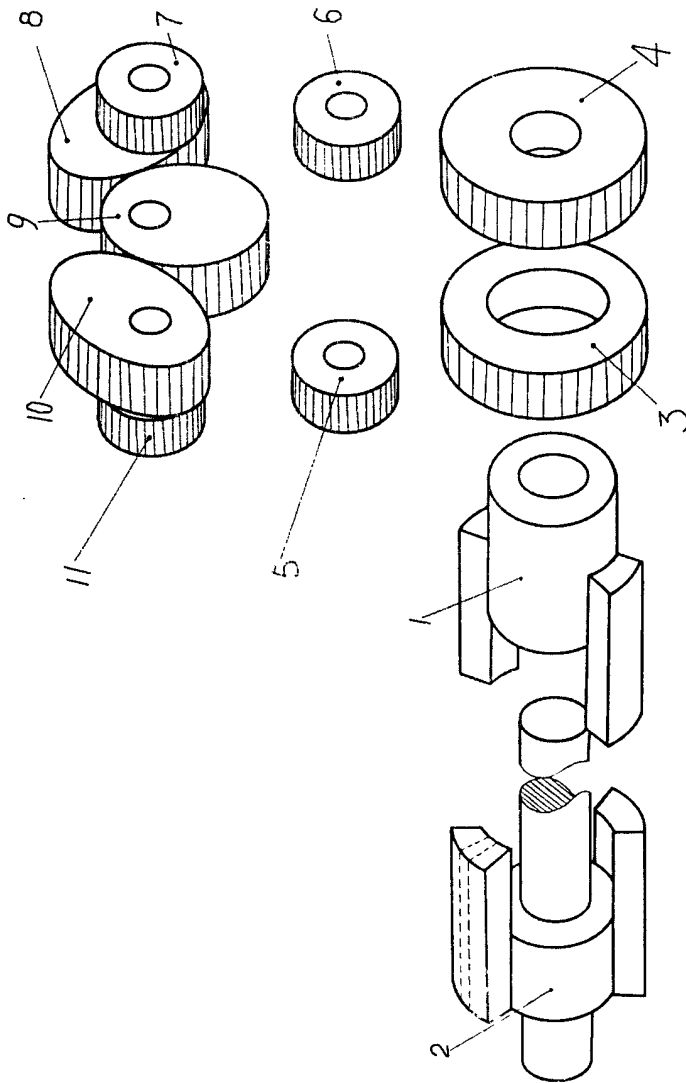


图 9

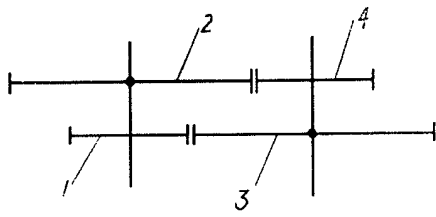


图 10

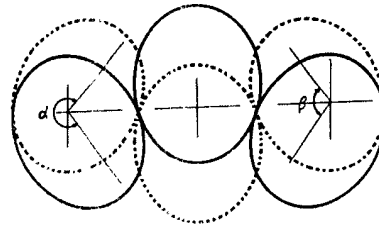


图 11

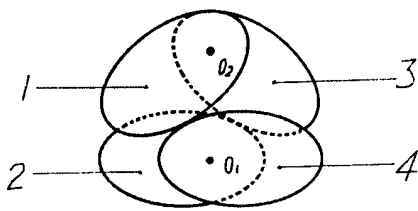


图 11A

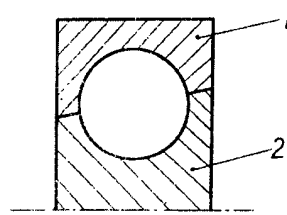


图 12

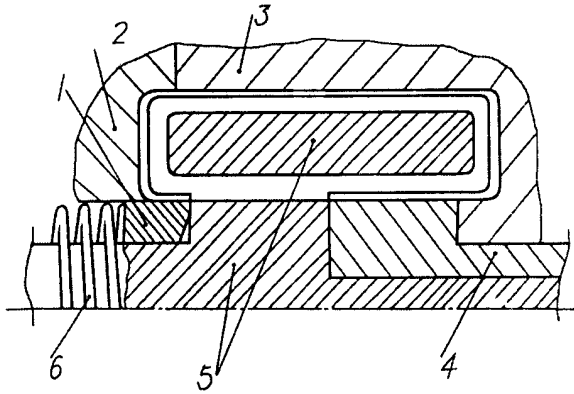


图 13

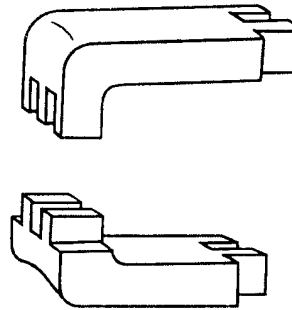


图 14