

(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

(43) 国际公布日
2014 年 11 月 20 日 (20.11.2014)



(10) 国际公布号
WO 2014/183460 A1

- (51) 国际专利分类号:
F02D 15/02 (2006.01) *F02B 77/00* (2006.01)
F02B 41/02 (2006.01)
- (21) 国际申请号: PCT/CN2014/000072
- (22) 国际申请日: 2014 年 1 月 20 日 (20.01.2014)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (30) 优先权:
201310182783.5 2013 年 5 月 16 日 (16.05.2013) CN
- (72) 发明人: 及
- (71) 申请人: 沈大兹 (SHEN, Dazi) [CN/CN]; 中国上海市闵行区晚町路 99 弄 54 号 302 室, Shanghai 201100 (CN)。
- (74) 代理人: 上海新天专利代理有限公司 (SHANGHAI XIN TIAN PATENT AGENCY CO., LTD.); 中国上海市南昌路 59 号 1606 室, Shanghai 200020 (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, BN, 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, IR, IS, JP, KE, KG, 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, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, 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, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 欧亚 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 欧洲 (AL, 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, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG)。

本国际公布:

- 包括国际检索报告(条约第 21 条(3))。

(54) Title: COMPRESSION RATIO VARIABLE AND EXPANSION RATIO VARIABLE APPARATUS

(54) 发明名称: 一种可变压缩比和可变膨胀比装置

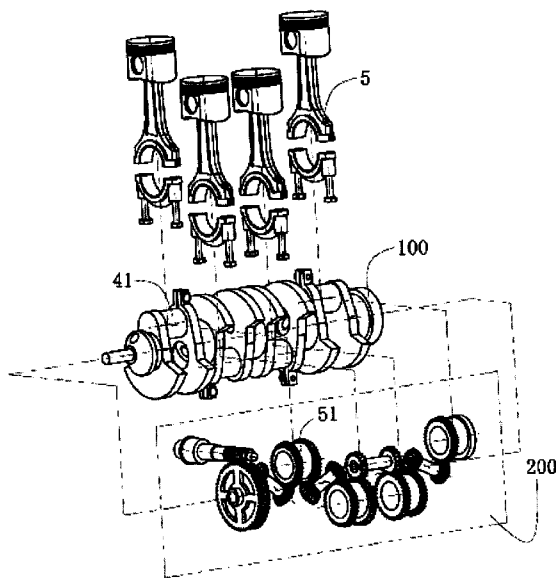


图7 / Fig. 7

(57) Abstract: A compression ratio variable and expansion ratio variable apparatus (200) is mounted on a crank shaft (100) and a piston connecting rod assembly (5) of an internal combustion engine. The compression ratio variable and expansion ratio variable apparatus (200) comprises an execution motor (1), a worm (2), a worm gear (3), a central gear (4), a first transmission shaft (21), a plurality of transmission shafts (22, 23, 24), a first eccentric bushing (51), a plurality of eccentric bushings (52, 53, 54), a first eccentric bushing front gear (61), a plurality of eccentric bushing front gears (63, 65, 67), a first eccentric bushing rear gear (62), a plurality of eccentric bushing rear gears (64, 66), a planetary gear (31), a first transmission shaft rear gear (32), a plurality of transmission shaft front gears (33, 35, 37), and a plurality of transmission shaft rear gears (34, 36, 38). A first supporting cylindrical hole is disposed on a neck of a first main shaft, and an axis of the first main shaft and an axis of the crank shaft form an included angle. A supporting cylindrical hole is disposed on a neck of each of a plurality of first main shafts, and axes of the main shafts and the axis of the crank shaft are overlapped, or parallel but not overlapped, or form in a non-zero included angle. The compression ratio variable and expansion ratio variable apparatus (200) implements the change of the stroke length of the internal combustion engine, thereby changing the compression ratio and the expansion ratio of the internal combustion engine.

(57) 摘要:

[见续页]



一种可变压缩比和可变膨胀比装置（200），安装在内燃机的曲轴（100）和活塞连杆总成（5）上，包括有执行电机（1），蜗杆（2），蜗轮（3），中心齿轮（4），第一传动轴（21），若干传动轴（22，23，24），第一偏心套（51），若干偏心套（52，53，54），第一偏心套前齿轮（61），若干偏心套前齿轮（63，65，67），第一偏心套后齿轮（62），若干偏心套后齿轮（64，66），行星齿轮（31），第一传动轴后齿轮（32），若干传动轴前齿轮（33，35，37）和若干传动轴后齿轮（34，36，38），其中，第一主轴颈上开设第一支承圆柱孔，其轴线与曲轴的轴线成一夹角，若干主轴颈上各自开设支承圆柱孔，其轴线与曲轴的轴线重合，或平行而不重合，或成不为零夹角。该可变压缩比和可变膨胀比装置（200）通过偏心套实现了内燃机冲程长度的改变，改变了内燃机的压缩比和膨胀比。

一种可压缩比和可变膨胀比装置

技术领域

本发明涉及一种适用于各类往复式内燃机的可变压缩比和可变膨胀比装置，属于内燃机技术领域。

背景技术

众所周知，可变压缩比和可变膨胀比内燃机是当今世界上带有革命性的最具有发展潜力的内燃机技术，对减少碳排放、减少石油类产品和生物燃料等燃料的消耗具有至关重要的作用。

虽然在全球已有成千上万项涉及该领域的发明专利，但至今尚无商品内燃机上市，其暗含着攻克可变压缩比和可变膨胀比内燃机技术的难度。

1891年由 **Kitson** 先生在美国专利 **460,642** 中首次提出这种在一个热力循环中通过使安装在连杆轴颈上的偏心套旋转，而使其四个冲程长度均发生改变的结构。

1977年由 **Clarke** 先生在美国专利 **4,044,629** 中，提出了对上述结构的改进，增加了对偏心套旋转角度的改变机构，使内燃机方便地应用于各种不同工况。这个改进使内燃机效率可以超过米勒循环，或阿特金森循环的效果。可惜该专利提出的机构只能在单缸内燃机上进行，限制了该专利的应用。

1999年由 **Gonzalez** 先生提出的美国专利 **5,927,236** 和很多其它类似专利均能达到 **Clarke** 先生专利的相同或相似效果，但均因为使曲轴的强度大大减少，或者整套驱动机构过于复杂，难以实现可靠和低成本化而无法达到实用的程度。

2002年由 **De Gooijer** 先生提出的美国专利 **6,349,684**，实现了与 **Clarke** 先生专利中同样的功能，并且其机构能够在两缸、四缸和 V 型内燃机上使用。由此产生了著名的 GoEngine，使内燃机效率得到大大地提升。该专利所述的机构相对比较简单，但该机构行星齿轮安放在曲轴主轴颈中，为了保证行星齿轮的运行，在主轴颈中挖出一个巨大的空间用于安放行星齿轮机构，这使得曲轴主轴颈强度大大减小；同时，限于结构，其连杆轴颈直径较小，行星齿轮直径也小，难以通过加大尺寸来提高曲轴强度；此外，齿环的直径较大，也使行星齿轮与齿环的啮合速度很高，且齿环刚性不足，影响了内燃机的 NVH 特性。

发明内容

本发明的目的在于克服现有技术的不足，提供一种可变压缩比和可变膨胀比装置，其在曲轴连杆轴颈上安装偏心套并通过旋转该偏心套来改变压缩比，在内燃机较小负荷条件下，增加压缩比、膨胀比，同时减小排气冲程长度，增加缸内 EGR 率，减少吸气冲程长度，减少泵气损失，提高内燃机效率；而在内燃机较大负荷条件下，降低内燃机压缩比，增加充气容量，提高内燃机的输出，同时防止内燃机产生爆震。

本发明是通过如下技术方案实现的：

一种可变压缩比和可变膨胀比装置，安装在内燃机的曲轴和活塞连杆总成上，所述的曲轴包括有第一主轴颈及其之后依次排列的若干主轴颈和第一连杆轴颈及其之后依次排列的若干连杆轴颈，所述的活塞连杆总成包括有连杆大头轴瓦，其特征在于：所述的第一主轴颈上开设有第一支承圆柱孔，该第一支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线成一夹角 $\alpha \neq 0$ ，所述若干主轴颈上各自开设有一支承圆柱孔，各支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线重合，或者平行而不重合，或者成一不为零的夹角；

所述的装置包括有：

执行电机；

蜗杆，与所述执行电机固定连接且轴线与该执行电机的轴线重合；

蜗轮，与所述蜗杆啮合；

中心齿轮，与所述蜗轮固定连接且其轴线与该蜗轮的轴线重合，该中心齿轮可旋转地套置在所述曲轴上；

第一传动轴，可旋转地穿置于所述第一支承园柱孔中，并且其前后两端分别伸出该第一支承园柱孔的两端；

若干传动轴，数量与所述主轴颈相同，其分别可旋转地一一对应穿置于所述各支承园柱孔中，并且其前后两端分别伸出各支承园柱孔的两端；

第一偏心套，可旋转地套置在所述曲轴的第一连杆轴颈与相应的连杆大头轴瓦之间，其具有内圆柱表面和外圆柱表面，该内圆柱表面中心线 and 外圆柱表面中心线不重合且具有一偏心距 e ；

若干偏心套，数量与所述连杆轴颈相同，其可旋转地一一对应套置在所述各连杆轴颈与相应的连杆大头轴瓦之间，各偏心套具有内圆柱表面和外圆柱表面，该内圆柱表面中心线和外圆柱表面中心线不重合且具有一偏心距 e ；

第一偏心套前齿轮，固定安装于所述第一偏心套的前端，该第一偏心套前齿轮的节圆圆心与该第一偏心套的内圆柱表面圆心重合；

若干偏心套前齿轮，一一对应地分别固定安装于所述各偏心套的前端，各偏心套前齿轮的节圆圆心与相应的偏心套的内圆柱表面圆心重合；

若干偏心套后齿轮，一一对应地分别固定安装于所述各偏心套的后端，各偏心套后齿轮的节圆圆心与相应的偏心套的内圆柱表面圆心重合；

行星齿轮，固定地安装于所述第一传动轴的前端并与所述中心齿轮相啮合；

第一传动轴后齿轮，固定地安装于所述第一传动轴的后端并与所述第一偏心套前齿轮相啮合；

若干传动轴前齿轮，一一对应地分别固定安装于所述各传动轴的前端并与前方相邻偏心套的偏心套后齿轮相啮合；

若干传动轴后齿轮，一一对应地分别固定安装于所述各传动轴的后端并与后方相邻偏心套的偏心套前齿轮相啮合。

所述的第一支承园柱孔的轴线与所述曲轴的轴线所成夹角 $\alpha=0$ ，并且平行而不重合。

所述的中心齿轮的齿数、行星齿轮的齿数、第一传动轴后齿轮的齿数和第一偏心套前齿轮的齿数比 I 为 1: 2，即，

$$I = (Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 0.5,$$

或者，所述的中心齿轮的齿数、行星齿轮的齿数、第一传动轴后齿轮的齿数和第一偏心套前齿轮的齿数比 I 为 1: 1，即，

$$I = (Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 1,$$

式中， Z_4 为中心齿轮的齿数， Z_{31} 为行星齿轮的齿数， Z_{32} 为第一传动轴后齿轮的齿数， Z_{61} 为第一偏心套前齿轮的齿数。

所述的执行电机为带有角度编码器的伺服电机，所述蜗杆的旋转角度由所述执行电机的角度编码器认定。

所述的若干连杆轴颈的数量为 0、1、2、3、4 或者 5。

所述的主轴颈包括第二主轴颈、第三主轴颈和第四主轴颈，其分别开设有第二支承圆柱孔、第三支承圆柱孔和第四支承圆柱孔，该第二支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线成一不为零的夹角 β_2 ，该第三支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线成一为零的夹角，该第四支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线成一不为零的夹角 β_4 ；所述的传动轴包括第二传动轴、第三传动轴和第四传动轴，其分别可旋转地穿置于所述第二支承圆柱孔、第三支承圆柱孔和第四支承圆柱孔中；所述的连杆轴颈包括第二连杆轴颈、第三连杆轴颈和第四连杆轴颈；所述的偏心套包括第二偏心套、第三偏心套和第四偏心套，其分别可旋转地套置在所述第二连杆轴颈、第三连杆轴颈和第四连杆轴颈与相应的连杆大头轴瓦之间；所述的偏心套前齿轮包括第二偏心套前齿轮、第三偏心套前齿轮和第四偏心套前齿轮，其分别固定安装于所述第二偏心套、第三偏心套和第四偏心套的前端；所述的偏心套后齿轮包括第一偏心套后齿轮、第二偏心套后齿轮和第三偏心套后齿轮，其分别固定安装于所述第一偏心套、第二偏心套和第三偏心套的后端；所述的传动轴前齿轮包括第二传动轴前齿轮、第三传动轴前齿轮和第四传动轴前齿轮，其分别固定安装于所述第二传动轴、第三传动轴和第四传动轴的前端，并且分别与前方相邻偏心套的第一偏心套后齿轮、第二偏心套后齿轮和第三偏心套后齿轮相啮合；所述的传动轴后齿轮包括第二传动轴后齿轮、第三传动轴后齿轮和第四传动轴后齿轮，其分别固定安装于所述第二传动轴、第三传动轴和第四传动轴的后端，并且分别与后方相邻偏心套的第二偏心套前齿轮、第三偏心套前齿轮和第四偏心套前齿轮相啮合。

所述的可变压缩比和可变膨胀比装置应用于直列式单缸或多缸内燃机、V 型、W 型、星型或对置式布置的多缸内燃机。

本发明的有益效果是：

- 1、本发明使内燃机的性能指标全面改善，特别是油耗显著降低。
- 2、本发明提供了一个在各种应用工况下内燃机缸内的良好燃烧环境，极大地降低了内燃机的有害排放物。
- 3、由于可变压缩比，采用本发明的内燃机对燃烧何种标号的汽油已不再敏感，可以燃烧多种不同性质的燃料，并且即使燃烧液化天然气、压缩天然气、酒精等不同性质的燃料，均无需对内燃机进行调整。
- 4、本发明所述的装置仅采用一个驱动系统，其驱动运动可顺利地由曲轴前端通过曲轴主轴颈到达第一连杆轴颈上的偏心套，并传递到第二、第三、第四乃至更多气缸内的偏心套上，而同时并没有使曲轴强度受到不良影响。就是说，本发明采用了现有内燃机采用的普通材料和大致相同的结构，即完成了对内燃机压缩比和膨胀比的改变，这意味着在所有 VCR 和 VER 方案中，本发明提供了一套低成本、简单而可靠的技术方案，使采用本发明的内燃机能够真正进入商品化生产。
- 5、本发明采用了一套大减速比的蜗轮蜗杆部件，机构传动所需要的执行电机的扭矩非常小，其执行电机的功率不超过 150W，针对 100KW 的内燃机功率而言，电机消耗功率可以忽略不计；该驱动机构的执行动作非常迅速，最大行程调整周期不超过 500 毫秒，就通常的调整而言，仅需不超过 50 毫秒时间，意味着内燃机在运行 1~3 个循环内即可调整到位，必要时，还可缩短这个调整时间；此外，活塞相位的调整精度很高，其误差不超过 0.3° 曲轴转角；当套装在连杆轴颈上的偏心套受到来自气缸爆发压力、往复惯性力和/或曲柄离心力等影响，使该偏心套围绕连杆轴颈产生附加的顺时针或逆时针旋转扭矩时，由于蜗轮蜗杆的逆向自锁的特点，使该附加扭矩无法通

过蜗轮、蜗杆传递到执行电机，保证了执行电机的可靠运行。因而本发明具有准确、快速、可靠、功率消耗小的优点。

附图说明

图 1 为内燃机低负荷工况运转时的冲程变化情况。

其中：

I 表示齿数比，

S_0 表示曲轴未安装偏心套时的原始冲程长度，数值上等于两倍曲柄臂长，

S_1 表示吸气冲程，

S_2 表示压缩冲程，

S_3 表示膨胀冲程，

S_4 表示排气冲程，

e 表示偏心套的偏心距，

TDC1 指内燃机第一气缸活塞处于吸气开始时的上止点位置，

TDC2 指内燃机第一气缸活塞处于膨胀开始时的上止点位置，

BDC1 指内燃机第一气缸活塞处于压缩开始时的下止点位置，

BDC2 指内燃机第一气缸活塞处于排气开始时的下止点位置，

A 为内燃机曲轴旋转方向，

B 为第一偏心套相对于第一连杆轴颈的旋转方向，

Φ 为曲轴旋转角，从内燃机第一气缸活塞 TDC1 开始计算，

δ 为蜗轮相对于气缸中心线的夹角，

θ_0 为第一偏心套的起始偏心角， $\theta_0=0.5\delta$ ，

θ 为第一偏心套绕第一连杆轴颈的旋转角， $\theta=\theta_0-0.5\Phi$ ，

I 此位置表示： $\theta_0=0^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=0^\circ$ 或 720° ， $\theta=0^\circ$ 或 -360° ，

II 此位置表示： $\theta_0=0^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=90^\circ$ ， $\theta=-45^\circ$ ，

III 此位置表示： $\theta_0=0^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=180^\circ$ ， $\theta=-90^\circ$ ，

IV 此位置表示： $\theta_0=0^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=270^\circ$ ， $\theta=-135^\circ$ ，

V 此位置表示： $\theta_0=0^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=360^\circ$ ， $\theta=-180^\circ$ ，

VI 此位置表示： $\theta_0=0^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=450^\circ$ ， $\theta=-225^\circ$ ，

VII 此位置表示： $\theta_0=0^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=540^\circ$ ， $\theta=-270^\circ$ ，

VIII 此位置表示： $\theta_0=0^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=630^\circ$ ， $\theta=-315^\circ$ 。

图 2 为内燃机中低负荷工况运转时的冲程变化情况。

其中：

I 此位置表示： $\theta_0=45^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=0^\circ$ 或 720° ， $\theta=45^\circ$ 或 -315° ，

II 此位置表示： $\theta_0=45^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=90^\circ$ ， $\theta=0^\circ$ ，

III 此位置表示： $\theta_0=45^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=180^\circ$ ， $\theta=-45^\circ$ ，

IV 此位置表示： $\theta_0=45^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=270^\circ$ ， $\theta=-90^\circ$ ，

V 此位置表示： $\theta_0=45^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=360^\circ$ ， $\theta=-135^\circ$ ，

VI 此位置表示： $\theta_0=45^\circ$ ， $I=0.5$ ， $\Phi=450^\circ$ ， $\theta=-180^\circ$ ，

VII 此位置表示: $\theta_0=45^\circ$, $I=0.5$, $\Phi=540^\circ$, $\theta=-225^\circ$,

VIII 此位置表示: $\theta_0=45^\circ$, $I=0.5$, $\Phi=630^\circ$, $\theta=-270^\circ$ 。

图 3 为内燃机中高负荷工况运转时的冲程变化情况。

其中:

$\theta_0=90^\circ$, $I=0.5$, 在 I、II、III、IV、V、VI、VII 和 VIII 所对应的位置, 其第一偏心套旋转角 θ

按下式计算: $\theta=\theta_0-0.5\Phi$ 。

图 4 为内燃机高负荷工况运转时的冲程变化情况。

其中:

$\theta_0=180^\circ$, $I=0.5$, 在 I、II、III、IV、V、VI、VII 和 VIII 所对应的位置, 其第一偏心套旋转角 θ

按下式计算: $\theta=\theta_0-0.5\Phi$ 。

图 5a 为内燃机低负荷工况运转时的冲程变化情况。

其中:

$\theta_0=180^\circ$, $I=1$, 在 I、II、III、IV、V、VI、VII 和 VIII 所对应的位置, 其第一偏心套旋转角 θ

按下式计算: $\theta=\theta_0-\Phi$ 。

图 5b 为内燃机高负荷工况运转时的冲程变化情况。

其中:

$\theta_0=0^\circ$, $I=1$, 在 I、II、III、IV、V、VI、VII 和 VIII 所对应的位置, 其第一偏心套旋转角 θ 按

下式计算: $\theta=\theta_0-\Phi$ 。

图 6 为本发明实施例 1 的安装轴测图。

图 7 为本发明实施例 1 的分解图。

图 8 为本发明实施例 1 的横剖面图。

图 9 为图 8 的侧视图。

图 10 为本发明的偏心套及偏心套前后齿轮示意图。

图 11 为本发明实施例 2 的安装轴测图。

图 12a 为本发明实施例 2 的横剖面图。

图 12b 为图 12a 的侧视图。

图 12c 为图 12a 的 B-B 剖视图。

图 13a 为本发明实施例 3 的横剖面图。

图 13b 为图 13a 的侧视图。

图 13c 为图 13a 的 E-E 剖视图。

图 14 为本发明实施例 5 的轴测图。

图 15a 为本发明实施例 5 的横剖面图。

图 15b 为图 15a 的侧视图。

图 16a 为为图 15a 的 F-F 剖视图。

图 16b 为为图 15a 的 G-G 剖视图。

图 16c 为图 15a 的 H-H 剖视图。

图中,

1 执行电机, 2 蜗杆, 3 蜗轮, 4 中心齿轮, 5 活塞连杆总成,

10 前轴颈, 11 第一主轴颈, 12 第二主轴颈, 13 第三主轴颈, 14 第四主轴颈,

21 第一传动轴, 22 第二传动轴, 23 第三传动轴, 24 第四传动轴,
31 行星齿轮, 32 第一传动轴后齿轮,
33 第二传动轴前齿轮, 34 第二传动轴后齿轮,
35 第三传动轴前齿轮, 36 第三传动轴后齿轮,
37 第四传动轴前齿轮, 38 第四传动轴后齿轮,
41 第一连杆轴颈, 42 第二连杆轴颈, 43 第三连杆轴颈, 44 第四连杆轴颈,
51 第一偏心套, 52 第二偏心套, 53 第三偏心套, 54 第四偏心套,
61 第一偏心套前齿轮, 62 第一偏心套后齿轮,
63 第二偏心套前齿轮, 64 第二偏心套后齿轮,
65 第三偏心套前齿轮, 66 第三偏心套后齿轮,
67 第四偏心套前齿轮,
100 曲轴, 200 可变压缩比和可变膨胀比装置,
210 第一传动轴轴线, 220 第二传动轴轴线, 230 第三传动轴轴线, 240 第四传动轴轴线,
0-0 曲轴轴线,
0'-0' 第一连杆轴颈轴线,
 α 第一传动轴轴线与曲轴轴线夹角,
 β_2 第二传动轴轴线与曲轴轴线夹角,
 β_4 第四传动轴轴线与曲轴轴线夹角,
 δ 蜗轮相对于气缸中心线的夹角,
 Φ 曲轴旋转角,
 θ 第一偏心套相对于第一连杆轴颈的旋转角,
 θ_0 第一偏心套的起始偏心角。

具体实施方式

本发明提供了一种用于内燃机的可变压缩比 (Variable Compression Ratio) 和可变膨胀比 (Variable Expansion Ratio) 装置。该装置可使内燃机在吸气、压缩、膨胀和排气冲程在一个热力循环中发生有利于提高内燃机效率方向的改变, 同时, 无论内燃机处在全负荷还是部分负荷均能得到较高的效率。

请参阅图 7, 所述可变压缩比和可变膨胀比装置 200 安装在内燃机的曲轴 100 和活塞连杆总成 5 上; 所述的曲轴 5 包括有前轴颈、第一主轴颈及其之后依次排列的若干主轴颈、第一连杆轴颈 41 及其之后依次排列的若干连杆轴颈和后主轴颈; 所述的第一主轴颈上开设有第一支承圆柱孔, 该第一支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线成一夹角 $\alpha \neq 0$, 也可以是 $\alpha = 0$, 并且平行而不重合; 所述若干主轴颈上各自开设有一支承圆柱孔, 各支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线重合, 或者平行而不重合, 或者成一不为零的夹角; 当该支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线平行而不重合时, 支承圆柱孔轴线的位置可在主轴颈中心左右两侧任选其一。所述的若干连杆轴颈的数量为 0、1、2、3、4 或者 5, 换言之, 本发明所述装置能够用于单缸或双缸、三缸、四缸、五缸、六缸等多缸内燃机中, 包括直列式单缸或多缸内燃机、V 型、W 型、星型或对置式布置的多缸内燃机。

所述的活塞连杆总成 5 包括有活塞和连杆大头孔, 该活塞可移动地安装于内燃机的气缸之内, 该连杆大头孔内安装有连杆大头轴瓦。

所述的装置包括有：执行电机、蜗杆、蜗轮、中心齿轮、第一传动轴、若干传动轴、第一偏心套、若干偏心套、第一偏心套前齿轮、若干偏心套前齿轮、若干偏心套后齿轮、行星齿轮、第一传动轴后齿轮、若干传动轴前齿轮和若干传动轴后齿轮。

所述的执行电机为伺服电机，带有角度编码器。

所述的蜗杆与所述执行电机固定连接，并且该蜗杆的轴线与该执行电机的轴线重合；所述蜗杆的旋转角度由所述执行电机的角度编码器认定。

所述的蜗轮与所述蜗杆啮合，其采用较大的减速比，如 50:1，并且具有逆向运动传递自锁功能。

所述的中心齿轮与所述蜗轮固定连接，并且其轴线与该蜗轮的轴线重合，该中心齿轮可旋转地套置在所述曲轴上。

所述的第一传动轴可旋转地穿置于所述第一支承园柱孔中，并且其前后两端分别伸出该第一支承园柱孔的两端。

所述的若干传动轴的数量与所述主轴颈相同，其分别可旋转地一一对应穿置于所述各支承园柱孔中，并且其前后两端分别伸出各支承园柱孔的两端。

所述的第一偏心套可旋转地套置在所述曲轴的第一连杆轴颈与相应的连杆大头轴瓦之间，其具有内圆柱表面和外圆柱表面，该内圆柱表面中心线 and 外圆柱表面中心线不重合且具有一偏心距 e 。

所述的若干偏心套的数量与所述连杆轴颈相同，其可旋转地一一对应套置在所述各连杆轴颈与相应的连杆大头轴瓦之间，各偏心套具有内圆柱表面和外圆柱表面，该内圆柱表面中心线和外圆柱表面中心线不重合且具有一偏心距 e 。

所述的第一偏心套和若干偏心套可以是由两个半圆套之间用螺栓连接的组合偏心套；也可以是整体偏心套。各偏心套的内圆柱表面安装有轴瓦。

所述的第一偏心套前齿轮固定安装于所述第一偏心套的前端，该第一偏心套前齿轮的节圆圆心与该第一偏心套的内圆柱表面圆心重合。

所述的若干偏心套前齿轮一一对应地分别固定安装于所述各偏心套的前端，各偏心套前齿轮的节圆圆心与相应的偏心套的内圆柱表面圆心重合。

所述的若干偏心套后齿轮一一对应地分别固定安装于所述各偏心套的后端，各偏心套后齿轮的节圆圆心与相应的偏心套的内圆柱表面圆心重合。

所述的行星齿轮固定地安装于所述第一传动轴的前端并与所述中心齿轮相啮合。

所述的第一传动轴后齿轮固定地安装于所述第一传动轴的后端并与所述第一偏心套前齿轮相啮合。

所述的若干传动轴前齿轮一一对应地分别固定安装于所述各传动轴的前端并与前方相邻偏心套的偏心套后齿轮相啮合。

所述的若干传动轴后齿轮一一对应地分别固定安装于所述各传动轴的后端并与后方相邻偏心套的偏心套前齿轮相啮合。

所有齿轮的轮齿可以是直齿、斜齿或曲（螺旋）齿。

所述的中心齿轮的齿数、行星齿轮的齿数、第一传动轴后齿轮的齿数和第一偏心套前齿轮的齿数比 I 为 1:2，即，

$$I = (Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 0.5,$$

或者，所述的中心齿轮的齿数、行星齿轮的齿数、第一传动轴后齿轮的齿数和第一偏心套前

齿轮的齿数比 I 为 1:1, 即,

$$I = (Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 1,$$

式中, Z_4 为中心齿轮的齿数, Z_{31} 为行星齿轮的齿数, Z_{32} 为第一传动轴后齿轮的齿数, Z_{61} 为第一偏心套前齿轮的齿数。

本发明所述可变压缩比和可变膨胀比装置的驱动机构通过传动机构依次驱动各连杆轴颈上的偏心套旋转一角度来实现内燃机冲程长度的改变, 从而改变内燃机的压缩比和膨胀比。

本发明的驱动机构只采用了一个执行电机、一个蜗杆、一个蜗轮、一个中心齿轮和一个行星齿轮, 即只有一个动力源和一套驱动系统, 因此具有结构简单、功耗小、低成本、可靠快速的优点。该执行电机、蜗轮、蜗杆、中心齿轮、行星齿轮等构成的驱动机构可以置放在内燃机曲轴的前端, 或置放于曲轴的后端, 甚至置于曲轴的中间。

本发明的传动机构由各传动轴、传动轴前后齿轮、偏心套前后齿轮构成, 前端的偏心套前齿轮被与之相啮合的传动轴后齿轮驱动旋转时, 偏心套和其后端的偏心套后齿轮随之被驱动旋转, 并进而使与该偏心套后齿轮相啮合的后端的传动轴前齿轮旋转, 从而通过一条运动传动链将运动逐级传递到各偏心套。

本发明的偏心套是通过旋转直接改变冲程长度的构件, 当所述的偏心套绕所述连杆轴颈旋转时, 该偏心套外圆柱表面的圆心以所述的偏心距 e 为半径绕所述的偏心套内圆柱表面圆心旋转, 各偏心套绕其各自连杆轴颈的旋转改变了内燃机活塞的运动轨迹, 使内燃机在同一个热力循环中的吸气、压缩、膨胀和排气冲程均发生改变。

所述的可变压缩比和可变膨胀比装置适用于直列式内燃机单缸、多缸; 也适用于 V 型, W 型, 星型布置和对置式布置的多缸内燃机。

本发明的工作原理如下:

内燃机通过对执行电机所携带的角度编码器位置的判断, 获得蜗轮的转角 δ 的位置, 该位置决定了偏心套起始偏心角 θ_0 , 即决定了此时的实际压缩比和膨胀比值, 内燃机 ECU (图中未显示) 再通过对驾驶员操作意图的对比, 计算出所需调整的目标压缩比值, 换算出新的蜗轮目标转角, 并向执行电机发出处理指令, 使其正向或逆向调整。执行电机的转动带动蜗杆旋转, 进一步带动蜗轮、中心齿轮以及整套可变压缩比和可变膨胀比装置来完成全部偏心套相对于各自连杆轴颈的旋转角度的调整, 最终达到改变内燃机压缩比和膨胀比的目的。

当需要改变内燃机压缩比和膨胀比时, 所述执行电机驱动蜗杆使与之相啮合的蜗轮和中心齿轮一并绕曲轴中心旋转, 并驱动行星齿轮、第一传动轴及其后端的第二传动轴后齿轮、以及套装在第一连杆轴颈上的第一偏心套前齿轮和第一偏心套旋转; 依次, 第一偏心套的偏心套后齿轮驱动与之依次啮合的后方的各传动轴前后齿轮、偏心套前后齿轮旋转, 进而驱动后方的各偏心套旋转, 至此, 执行电机的旋转运动转变为所有气缸中的偏心套按照规定的传动比同步同方向的旋转运动。

当所述执行电机不旋转而所述曲轴旋转时, 与执行电机相连接的蜗杆、蜗轮和中心齿轮均相对气缸体不旋转; 而行星齿轮则在随曲轴的旋转而绕中心齿轮旋转的同时, 也绕自身的中心旋转, 而与行星齿轮相连接的第一传动轴、第一传动轴后齿轮、第一偏心套前齿轮以及所有其它传动轴、传动轴前后齿轮、偏心套前后齿轮以及偏心套均同时随行星齿轮的旋转而旋转。即: 曲轴自身的旋转将驱动安装在其上的可变压缩比和可变膨胀比装置中除蜗轮和中心齿轮外的其余构件旋转。

下面结合附图和实施例对本发明作进一步详细说明, 但本发明的保护范围不限于下述的实施例。

实施例 1

本实施例用于直列四缸内燃机。请参阅图 6、图 7 和图 8，图示可变压缩比和可变膨胀比装置 200 安装在内燃机的曲轴 100 和活塞连杆总成 5 上。

所述的活塞连杆总成 5 为传统结构，包括有活塞、活塞销、连杆盖、连杆体和连杆大头孔，该活塞可移动地安装于内燃机的气缸之内，该连杆大头孔内安装有连杆大头轴瓦。

为了将偏心套套装在连杆轴颈上，所述的曲轴 100 采用分体式结构。该曲轴 100 包括有前轴颈 10、第一主轴颈 11 及其之后依次排列的若干主轴颈、第一连杆轴颈 41 及其之后依次排列的若干连杆轴颈和后主轴颈。所述的第一主轴颈 11 上开设有第一支承圆柱孔，该第一支承圆柱孔的轴线与所述曲轴 100 的轴线成一夹角 $\alpha \neq 0$ 。所述的若干主轴颈包括第二主轴颈 12、第三主轴颈 13 和第四主轴颈 14，其分别开设有第二支承圆柱孔、第三支承圆柱孔和第四支承圆柱孔，该第二支承圆柱孔的轴线与所述曲轴 100 的轴线成一不为零的夹角 β_2 ，该第三支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线相互平行而不重合，该第四支承圆柱孔的轴线与所述曲轴 100 的轴线成一不为零的夹角 β_4 。所述的若干连杆轴颈的数量为 3，其包括第二连杆轴颈 42、第三连杆轴颈 43 和第四连杆轴颈 44，这意味着本实施例为一四缸内燃机。

所述的可变压缩比和可变膨胀比装置 200 包括有：执行电机 1、蜗杆 2、蜗轮 3、中心齿轮 4、第一传动轴 21、若干传动轴、第一偏心套 51、若干偏心套、第一偏心套前齿轮 61、若干偏心套前齿轮、若干偏心套后齿轮、行星齿轮 31、第一传动轴后齿轮 32、若干传动轴前齿轮和若干传动轴后齿轮。

所述的执行电机 1 为伺服电机，带有角度编码器（图中未显示）。

所述的蜗杆 2 与所述执行电机 1 固定连接，并且该蜗杆 2 的轴线与该执行电机 1 的轴线重合；所述蜗杆 2 的旋转角度由所述执行电机 1 的角度编码器认定。

所述的蜗轮 3 与所述蜗杆 2 啮合，其采用较大的减速比 50:1，并且具有逆向运动传递自锁功能。

所述的中心齿轮 4 与所述蜗轮 3 固定连接，并且其轴线与该蜗轮 3 的轴线重合，该中心齿轮 4 可旋转地套置在所述曲轴 100 的前轴颈 10 上。

所述的第一传动轴 21 可旋转地穿置于所述第一支承圆柱孔中，并且其前后两端分别伸出该第一支承圆柱孔的两端。

所述的若干传动轴的数量与所述主轴颈相同，包括第二传动轴 22、第三传动轴 23 和第四传动轴 24，其分别可旋转地穿置于所述第二支承圆柱孔、第三支承圆柱孔和第四支承圆柱孔中，并且前后两端分别伸出各支承圆柱孔的两端。

参见图 10，所述的第一偏心套 51 可旋转地套置在所述曲轴 100 的第一连杆轴颈 41 与相应的连杆大头轴瓦之间，其具有内圆柱表面和外圆柱表面，该内圆柱表面中心线 and 外圆柱表面中心线不重合且具有一偏心距 e 。

所述的若干偏心套的数量与所述连杆轴颈相同，包括第二偏心套 52、第三偏心套 53 和第四偏心套 54，其分别可旋转地套置在所述第二连杆轴颈 42、第三连杆轴颈 43 和第四连杆轴颈 44 与相应的连杆大头轴瓦之间；各偏心套具有内圆柱表面和外圆柱表面，该内圆柱表面中心线和外圆柱表面中心线不重合且具有一偏心距 e （参见图 10）。

所述的第一偏心套 51、第二偏心套 52、第三偏心套 53 和第四偏心套 54 是整体偏心套，各偏心套的内圆柱表面安装有轴瓦。

所述的第一偏心套前齿轮 61 固定安装于所述第一偏心套 51 的前端, 该第一偏心套前齿轮 61 的节圆圆心与该第一偏心套 51 的内圆柱表面圆心重合。

所述的若干偏心套前齿轮包括第二偏心套前齿轮 63、第三偏心套前齿轮 65 和第四偏心套前齿轮 67, 其分别固定安装于所述第二偏心套 52、第三偏心套 53 和第四偏心套 54 的前端, 各偏心套前齿轮的节圆圆心与相应的偏心套的内圆柱表面圆心重合。

所述的若干偏心套后齿轮包括第一偏心套后齿轮 62、第二偏心套后齿轮 64 和第三偏心套后齿轮 66, 其分别固定安装于所述第一偏心套 52、第二偏心套 53 和第三偏心套 54 的后端, 各偏心套后齿轮的节圆圆心与相应的偏心套的内圆柱表面圆心重合。

所述的行星齿轮 31 固定地安装于所述第一传动轴 21 的前端并与所述中心齿轮 4 相啮合。

所述的第一传动轴后齿轮 32 固定地安装于所述第一传动轴 21 的后端并与所述第一偏心套前齿轮 61 相啮合。

所述的若干传动轴前齿轮包括第二传动轴前齿轮 33、第三传动轴前齿轮 35 和第四传动轴前齿轮 37, 其分别固定安装于所述第二传动轴 22、第三传动轴 23 和第四传动轴 24 的前端, 并且分别与前方相邻偏心套的第一偏心套后齿轮 62、第二偏心套后齿轮 64 和第三偏心套后齿轮 66 相啮合。

所述的若干传动轴后齿轮包括第二传动轴后齿轮 34、第三传动轴后齿轮 36 和第四传动轴后齿轮 38, 其分别固定安装于所述第二传动轴 22、第三传动轴 23 和第四传动轴 24 的后端, 并且分别与后方相邻偏心套的第二偏心套前齿轮 63、第三偏心套前齿轮 65 和第四偏心套前齿轮 67 相啮合。

所有齿轮的轮齿为直齿、斜齿或曲(螺旋)齿。

所述的中心齿轮 4 的齿数 Z_4 、行星齿轮 31 的齿数 Z_{31} 、第一传动轴后齿轮 32 的齿数 Z_{32} 和第一偏心套前齿轮 61 的齿数 Z_{61} 的齿数比 I 为 1: 2, 即, $I = (Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 0.5$ 。

下面说明实施例 1 改变压缩比和改变膨胀比的运动传递过程:

参见图 8, 当执行电机 1 旋转时, 套装在曲轴 100 的前轴颈 10 上的蜗杆 2、蜗轮 3 和中心齿轮 4 被执行电机 1 驱动, 并围绕曲轴 100 的轴线 0-0 旋转, 此时蜗轮 2 相对于气缸中心线的夹角 δ (见图 9) 发生改变; 进一步, 依次将旋转运动传递到行星齿轮 31、第一传动轴 21、第一传动轴后齿轮 32、第一偏心套前齿轮 61、第一偏心套 51、第一偏心套后齿轮 62、第二传动轴前齿轮 33、第二传动轴 22、第二传动轴后齿轮 34、第二偏心套前齿轮 63、第二偏心套 52、第二偏心套后齿轮 64、第三传动轴前齿轮 35、第三传动轴 23、第三传动轴后齿轮 36、第三偏心套前齿轮 65、第三偏心套 53、第三偏心套后齿轮 66、第四传动轴前齿轮 37、第四传动轴 24、第四传动轴后齿轮 38、第四偏心套前齿轮 67 和第四偏心套 54; 从而, 第一偏心套 51 围绕第一连杆轴颈 41、第二偏心套 52 围绕第二连杆轴颈 42、第三偏心套 53 围绕第三连杆轴颈 43 和第四偏心套 54 围绕第四连杆轴颈 44 同时同步旋转。

当执行电机 1 不旋转时, 所述蜗杆 2、蜗轮 3 和中心齿轮 4 也不旋转, 但当曲轴 100 旋转时, 安装在曲轴 100 上的行星齿轮 31 也随曲轴 100 一起绕其轴线 0-0 旋转, 由于中心齿轮 4 与行星齿轮 31 相互啮合(此时中心齿轮 4 固定不动), 因此将导致行星齿轮 31 在绕中心齿轮 4 进行公转的同时, 也绕其自身的轴线 210 自转, 该自转进一步将旋转运动同时同步传递到每一个偏心套。

安装在第一主轴颈 11 内的第一传动轴 21 的轴线 210 与曲轴 100 的轴线 0-0 的夹角 α , 安装在第二主轴颈 12 内的第二传动轴 22 的轴线 220 与曲轴 100 的轴线 0-0 的夹角 β_2 , 安装在第三主轴颈 13 内的第三传动轴 23 的轴线 230 与曲轴 100 的轴线 0-0 的夹角, 以及安装在第四主轴颈 14 内的第四传动轴 24 的轴线 240 与曲轴 100 的轴线 0-0 的夹角 β_4 , 当上述参数选择正确时, 中心齿轮 4 与行星齿轮 31, 第一传动轴后齿轮 32 与第一偏心套前齿轮 61, 第一偏心套后齿轮 62 与第二传动轴前齿轮 33,

第二传动轴后齿轮 34 与第二偏心套前齿轮 63, 第二偏心套后齿轮 64 与第三传动轴前齿轮 35, 第三传动轴后齿轮 36 与第三偏心套前齿轮 65, 第三偏心套后齿轮 66 与第四传动轴前齿轮 37, 第四传动轴后齿轮 38 与第四偏心套前齿轮 67, 均能保持精准的齿轮啮合关系。

下面结合附图说明改变压缩比和膨胀比原理:

为了改变压缩比和膨胀比, 必须改变第一偏心套 51 相对于第一连杆轴颈 41 的旋转角 θ 和起始偏心角 θ_0 (仅对第一气缸的状态进行描述, 其它气缸同理)。

关于第一偏心套 51 的旋转角 θ :

参见图 1a, 第一偏心套 51 的旋转角 θ 定义为: 曲轴第一主轴颈 11 的中心 O 和第一连杆轴颈 41 的中心 O' 之连线与第一偏心套 51 偏心方向 (图中箭头的指向) 的夹角。当第一连杆轴颈 41 处于曲轴转角 90 度的位置 II 时, 第一偏心套 51 的旋转角 $\theta = -45^\circ$ 。

第一偏心套 51 的旋转角 θ 是曲轴 100 转角 Φ 的函数, 即: $\theta = f(\Phi)$, 参见图 8, 当中心齿轮 4 的齿数 Z_4 、行星齿轮 31 的齿数 Z_{31} 、第一传动轴后齿轮 32 的齿数 Z_{32} 和第一偏心套齿轮 61 的齿数 Z_{61} , 上述四个齿轮的齿数比 I 为 1: 2, 即: $(Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 0.5$, 第一偏心套 51 的旋转角 θ 与曲轴 100 转角 Φ 的关系式为: $\theta = \theta_0 - 0.5\Phi$, 就是说, 当 $\theta_0 = 0$, 曲轴 100 绕轴线 O-O 旋转 360 度时, 第一偏心套 51 围绕第一连杆轴线 O'-O' 旋转 -180 度, 其中“-”号表示与曲轴 100 旋转方向相反。

参见图 5, 当上述四个齿轮的齿数比: $I = (Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 1$ 时, 第一偏心套 51 的旋转角 θ 与曲轴 100 转角 Φ 的关系式为: $\theta = \theta_0 - \Phi$ 。当 $\theta_0 = 0$, 曲轴 100 绕轴线 O-O 旋转 360 度时, 第一偏心套 51 围绕第一连杆轴线 O'-O' 旋转 -360 度。

关于第一偏心套 51 的起始偏心角 θ_0 :

参见图 2a, 第一偏心套 51 的起始偏心角 θ_0 定义为: 当第一连杆轴颈 41 处于图示的位置 I 时, 活塞达到 TDC1 点, 该点表示第一气缸活塞处于吸气开始的上止点, 此时的第一偏心套 51 的偏心方向和第一主轴颈 11 的中心 O 与第一连杆轴颈 41 中心 O' 两点连线之夹角。图 2a 所示, 第一偏心套 51 的起始偏心角 $\theta_0 = 45^\circ$ 。

第一偏心套 51 的起始偏心角 θ_0 为蜗轮 3 和中心齿轮 4 的转角 δ 的函数, 即: $\theta_0 = f(\delta)$, 参见图 9, 角度 δ 为蜗轮 3 以及中心齿轮 4 相对于气缸中心线的夹角。当中心齿轮 4 的齿数 Z_4 、行星齿轮 31 的齿数 Z_{31} 、第一传动轴后齿轮 32 的齿数 Z_{32} 和第一偏心套前齿轮 61 的齿数 Z_{61} , 上述四个齿轮的齿数比 I 为 1: 2, 即: $(Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 0.5$ 时, 第一偏心套 51 的起始偏心角 θ_0 与蜗轮 3 转角 δ 的关系式为: $\theta_0 = 0.5\delta$, 就是说, 当蜗轮 3 和中心齿轮 4 绕曲轴 100 轴线 O-O 旋转 360 度时, 第一偏心套 51 绕第一连杆轴线 O'-O' 旋转 180 度; 当上述四个齿轮的齿数比: $I = (Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 1$ 时, 第一偏心套 51 的起始偏心角 θ_0 与蜗轮 3 转角 δ 的关系式为: $\theta_0 = \delta$ 。就是说, 当蜗轮 3 和中心齿轮 4 绕曲轴 100 轴线 O-O 旋转 360 度时, 第一偏心套 51 绕第一连杆轴线 O'-O' 也旋转 360 度。图 5a 所示, 第一偏心套 51 的起始偏心角 $\theta_0 = 180^\circ$ 。

当第一偏心套 51 的起始偏心角 θ_0 不改变时, 执行电机 1 固定在内燃机缸体 (图中未显示) 上不动, 与之连接在一起的蜗杆 2、蜗轮 3 和中心齿轮 4 均相对于缸体固定不动。当曲轴 100 绕 O-O 线旋转时, 安装在曲轴 100 上的行星齿轮 31 绕曲轴 O-O 线公转, 由于行星齿轮 31 与中心齿轮 4 相互啮合, 这将促使行星齿轮 31 绕曲轴 O-O 公转的同时, 也绕其自身的轴线 210 自转, 该自转带动第一偏心套前齿轮 61、第一偏心套 51 和第一偏心套后齿轮 62 绕第一连杆轴颈轴线 O'-O' 旋转。由于第一偏心套 51 安装在活塞连杆总成 5 的连杆大头轴瓦和第一连杆轴颈 41 之间, 且第

一偏心套 51 存在偏心距 e (参见图 10), 该偏心距 e 绕第一连杆轴颈 41 的旋转, 将直接改变了曲柄臂的长度, 从而改变了内燃机吸气、压缩、膨胀和排气冲程长度。即: 曲轴 100 旋转角 Φ 的改变导致第一偏心套 51 的旋转角 θ 改变, 进一步导致冲程长度改变。

而蜗轮 3 的转角 δ 的改变则改变了第一偏心套 51 的起始偏心角 θ_0 , 从而也改变了内燃机吸气、压缩、膨胀和排气冲程长度。

曲轴 100 旋转角 Φ 和蜗轮 3 转角 δ 的改变, 导致第一偏心套 51 的旋转角 θ 和起始偏心角 θ_0 的改变, Φ 和 δ 二者密切配合, 则可使得内燃机无论处于低负荷工况还是高负荷工况, 均可得到满意的提高内燃机效率的结果。

下面分别说明几种典型的内燃机工况:

A) 齿数比 $I=0.5$, 起始偏心角 $\theta_0=0^\circ$, 此时, 内燃机第一气缸在压缩末了时的压缩比达到最高, 膨胀比也达到最高, 见图 1a 和图 1b, 这种状况特别适合于四冲程内燃机的低负荷运转, 其内燃机在曲轴旋转 720 度的一个热力循环中, 吸气、压缩、膨胀和排气四个冲程中的表现为:

曲轴转角	冲程名称	冲程长度	路径	结果
$0^\circ\sim180^\circ$	吸气冲程 S_1	S_0-e	I—II—III	吸气减少
$180^\circ\sim360^\circ$	压缩冲程 S_2	S_0+e	III—IV—V	压缩比增大
$360^\circ\sim540^\circ$	膨胀冲程 S_3	S_0+e	V—VI—VII	膨胀比增大
$540^\circ\sim720^\circ$	排气冲程 S_4	S_0-e	VII—VIII—I	缸内 EGR 增加

见上表, 在吸气冲程中, 由于吸气减少, 极大地减少了泵气损失; 在压缩冲程中, 由于压缩比增大, 极大地改善了内燃机的着火条件、燃烧效率和排放水平; 在膨胀冲程中, 由于膨胀比增大, 产生更多的功率和扭矩输出同时, 降低油耗; 在排气冲程中, 由于排气减少, 增大了缸内的 EGR, 为下一个循环的吸气中减少泵气损失创造了条件, 同时提高缸内温度, 改善着火条件, 提高燃烧效率。总之, 上述的改变使内燃机低负荷工况大大优于现存的内燃机低负荷工况。

B) 齿数比 $I=0.5$, 起始偏心角 $\theta_0=45^\circ$, 此时, 内燃机第一气缸在压缩末了时的压缩比达到正常水平, 但膨胀比很高, 见图 2a 和图 2b, 这种状况特别适合于四冲程内燃机的中低负荷运转, 其内燃机在曲轴旋转 720 度的一个热力循环中, 吸气、压缩、膨胀和排气四个冲程中的表现为:

曲轴转角	冲程名称	冲程长度	路径	结果
$0^\circ\sim180^\circ$	吸气冲程 S_1	$S_0-1.414e$	I—II—III	吸气较大减少
$180^\circ\sim360^\circ$	压缩冲程 S_2	S_0	III—IV—V	压缩比不变
$360^\circ\sim540^\circ$	膨胀冲程 S_3	$S_0+1.414e$	V—VI—VII	膨胀比较大增大
$540^\circ\sim720^\circ$	排气冲程 S_4	S_0	VII—VIII—I	排气冲程不变

C) 齿数比 $I=0.5$, 起始偏心角 $\theta_0=90^\circ$, 此时, 内燃机第一气缸在压缩末了时的压缩比处于较低水平, 膨胀比处于较高水平, 见图 3a 和图 3b, 这种状况特别适合于四冲程内燃机的中高负荷运转, 其内燃机在曲轴旋转 720 度的一个热力循环中, 吸气、压缩、膨胀和排气四个冲程中的表现为:

曲轴转角	冲程名称	冲程长度	路径	结果
$0^\circ\sim180^\circ$	吸气冲程 S_1	S_0-e	I—II—III	吸气减少
$180^\circ\sim360^\circ$	压缩冲程 S_2	S_0-e	III—IV—V	压缩比减少
$360^\circ\sim540^\circ$	膨胀冲程 S_3	S_0+e	V—VI—VII	膨胀比增大
$540^\circ\sim720^\circ$	排气冲程 S_4	S_0+e	VII—VIII—I	排气增大

D) 齿数比 $I=0.5$, 起始偏心角 $\theta_0=180^\circ$, 此时, 内燃机第一气缸在压缩末了时的压缩比处于最低水平, 膨胀比也处于最低水平, 见图 4a 和图 4b, 这种状况特别适合于四冲程内燃机的全负荷运转, 其内燃机在曲轴旋转 720 度的一个热力循环中, 吸气、压缩、膨胀和排气四个冲程中的表现为:

曲轴转角	冲程名称	冲程长度	路径	结果
$0^\circ\sim 180^\circ$	吸气冲程 S_1	S_0+e	I—II—III	吸气增大
$180^\circ\sim 360^\circ$	压缩冲程 S_2	S_0-e	III—IV—V	压缩比减少
$360^\circ\sim 540^\circ$	膨胀冲程 S_3	S_0-e	V—VI—VII	膨胀比减少
$540^\circ\sim 720^\circ$	排气冲程 S_4	S_0+e	VII—VIII—I	排气增大

在内燃机处于中高负荷或全负荷工况运行时, 突出的矛盾是防止内燃机爆震的发生。同时, 在此工况, 特别希望内燃机输出大功率和大扭矩, 由于压缩比降低, 使内燃机采用大的增压比成为可能, 因此, 在图 3 和图 4 中, 压缩比的减少是提高内燃机输出功率和扭矩的关键。

以上图 1、图 2、图 3 和图 4 分别代表了几个典型工况, 实际上, 内燃机是根据 MAP 表运行的, 各个工况是连续可调的。

E) 齿数比 $I=1$, 起始偏心角 $\theta_0=180^\circ$, 此时, 内燃机第一气缸在压缩末了时的压缩比处于最高水平, 膨胀比也处于最高水平, 见图 5a, 这种状况特别适合于两冲程内燃机(当然也可用于四冲程内燃机)的低负荷运转, 其内燃机在曲轴旋转 720 度的一个热力循环中, 吸气、压缩、膨胀和排气四个冲程中的表现为, 内燃机的四个冲程长度均不发生变化:

曲轴转角	冲程名称	冲程长度	路径	结果
$0^\circ\sim 180^\circ$	吸气冲程 S_1	S_0	I—II—III	
$180^\circ\sim 360^\circ$	压缩冲程 S_2	S_0	III—IV—V	
$360^\circ\sim 540^\circ$	膨胀冲程 S_3	S_0	V—VI—VII	
$540^\circ\sim 720^\circ$	排气冲程 S_4	S_0	VII—VIII—I	

F) 齿数比 $I=1$, 起始偏心角 $\theta_0=0^\circ$, 此时, 内燃机第一气缸在压缩末了时的压缩比处于最低水平, 膨胀比也处于最低水平, 见图 5b, 这种状况特别适合于两冲程内燃机(也可用于四冲程内燃机)的高负荷运转, 其内燃机在曲轴旋转 720 度的一个热力循环中, 吸气、压缩、膨胀和排气四个冲程中的表现为, 内燃机的四个冲程长度均不发生变化:

曲轴转角	冲程名称	冲程长度	路径	结果
$0^\circ\sim 180^\circ$	吸气冲程 S_1	S_0	I—II—III	
$180^\circ\sim 360^\circ$	压缩冲程 S_2	S_0	III—IV—V	
$360^\circ\sim 540^\circ$	膨胀冲程 S_3	S_0	V—VI—VII	
$540^\circ\sim 720^\circ$	排气冲程 S_4	S_0	VII—VIII—I	

通过上述 A)、B)、C)、D)、E)和 F)的几个工况分析, 在内燃机齿数比 I 决定之后, 改变起始偏心角 θ_0 就可得到需要的内燃机工况。

那么, 如何改变第一偏心套 51 相对于第一连杆轴颈 41 的旋转起始偏心角 θ_0 ?

参见图 8 和图 9, 首先, 内燃机 ECU (Engine Control Unit) 收集从执行电机 1 自带的角度编码器处获得的执行电机 1 的相位信号, 由于该编码器的信号为绝对相位信号, 因此, 在该执行电机 1 的全部调整范围内, 该信号对应于执行电机 1 的唯一转角位置。通过蜗杆 2、蜗轮 3 的传动比的计算, 得到蜗轮 3 相对于缸体中心线的转角 δ , 也得到此时内燃机第一气缸活塞达到上止点时

的起始偏心角 θ_0 以及其后各气缸的起始偏心角 θ_0 。进一步, ECU 通过感知驾驶员的操作意图, 并据此设置一个新的内燃机起始偏心角目标值 θ_1 , 以此推算出新的目标值 δ_1 , 新的目标值 δ_1 对应于执行电机 1 新的编码器角度, 执行电机 1 据此进行调整。该内燃机第一气缸新的起始偏心角 θ_1 与内燃机新的压缩比和膨胀比具有唯一对应关系。

为了使第一偏心套 51 达到新的起始偏心角 θ_1 , 执行电机 1 根据新的编码器角度旋转, 并依次驱动蜗杆 2、蜗轮 3、中心齿轮 4、行星齿轮 31、第一传动轴 21、第一传动轴后齿轮 32、第一偏心套前齿轮 61 以及第一偏心套 51 旋转, 直到第一偏心套 51 旋转到新的起始偏心角目标值 θ_1 , 与此同时, 第二偏心套 52、第三偏心套 53 和第四偏心套 54 也同步达到各自新的目标值, 完成全部气缸压缩比和膨胀比的调整。

实施例 2

本实施例用于直列四缸内燃机。参见图 11 和图 12, 实施例 2 除下列几点外, 其结构、传动原理、功能与作用均与实施例 1 相同:

A) 第一传动轴轴线 210、第二传动轴轴线 220、第三传动轴轴线 230 以及第四传动轴轴线 240 与曲轴 100 的轴线 0-0 全部平行但不重合, 即 $\alpha=\beta_4=\beta_2=0$ 。

B) 齿数比 I 为 1: 1, 即, $I=(Z_4/Z_{31}) * (Z_{32}/Z_{61})=1$ 。

此外, 为了方便各传动轴穿过各主轴颈, 使其从各主轴颈的前端达到后端, 各主轴颈的直径相应增大。

实施例 3

本实施例用于直列四缸内燃机。参见图 13, 实施例 3 除下列一点外, 其结构、传动原理、功能与作用均与实施例 1 相同:

A) 第二传动轴轴线 220、第三传动轴轴线 230 以及第四传动轴轴线 240 与曲轴 100 的轴线 0-0 重合。

实施例 4

本实施例用于直列四缸内燃机。实施例 4 的结构、传动原理、功能与作用均与实施例 3 基本相同, 唯一的区别是, 在本实施例中, 第二传动轴轴线 220、第三传动轴轴线 230 以及第四传动轴轴线 240 与曲轴 100 的轴线 0-0 平行, 但均不重合。

实施例 5

本实施例用于直列 3 缸内燃机。参见图 14、图 15 和图 16, 在实施例 5 中, 所述的若干连杆轴颈的数量为 2, 并且第二传动轴轴线 220 以及第三传动轴轴线 230 与曲轴 100 的轴线 0-0 均平行而不重合, 除此之外该实施例 5 的结构、传动原理、功能与作用均与实施例 1 基本相同。

实施例 6

本实施例是 V 型 6 缸内燃机的实施例, 除下列几点外, 该实施例 6 的结构、传动原理、功能与作用均与实施例 5 基本相同:

A) 见图 15, 将第一连杆轴颈 41、第二连杆轴颈 42 和第三连杆轴颈 43 沿曲轴 100 的轴线 0-0 方向各加长一个连杆宽度的长度, 以便在每一个连杆轴颈上安装两根连杆。一根连杆用于 V 型左侧气缸, 另一根用于 V 型右侧气缸。

B) 见图 15, 将第一偏心套 51、第二偏心套 52 和第三偏心套 53 的前端或后端各固定连接另一个偏心套, 所述的增加的偏心套的偏心角与原来的偏心套的偏心角在旋转方向上形成一个角度, 该角度的大小与 V6 型内燃机的两列之间的夹角相等, 以便当左侧气缸活塞达到上止点时, 右侧气缸活塞也同

时达到上止点。

实施例 7

本实施例用于 V 型 8 缸内燃机。在实施例 1、2、3、和 4 的基础上，见图 8，将第一连杆轴颈 41 和第一偏心套 51、第二连杆轴颈 42 和第二偏心套 52、第三连杆轴颈 43 和第三偏心套 53、第四连杆轴颈 44 和第四偏心套 54 沿曲轴 100 的轴线 0-0 方向各加长一个连杆宽度的长度，以便在每一个连杆轴颈上安装两根连杆。形成 V8 缸的结构，与实施例 6 相同，增加的偏心套的偏心角与原来的偏心套的偏心角在旋转方向上形成一个夹角，该夹角的大小与 V8 型内燃机的两列之间的夹角相等。

实施例 8

本实施例用于直列两缸内燃机。在实施例 1、2、3、和 4 的基础上，将第三连杆轴颈 43 和第四连杆轴颈 44，以及第四主轴颈 14 和第五主轴颈以后部分切除，保留第一主轴颈 11、第二主轴颈 12 和第三主轴颈 13，以及第一连杆轴颈 41 和第二连杆轴颈 42，形成直列两缸内燃机的结构。

实施例 9

本实施例用于 V 型 4 缸内燃机。在实施例 8 的基础上，将第一连杆轴颈 41 和第二连杆轴颈 42 沿曲轴 100 的轴线 0-0 方向各加长一个连杆宽度的长度，以便在每一个连杆轴颈上安装两根连杆，形成 V4 缸的结构；与实施例 6 相同，增加的偏心套的偏心角与原来的偏心套的偏心角在旋转方向上形成一个夹角，该夹角的大小与 V4 型内燃机的两列之间的夹角相等。

实施例 10

本实施例用于单缸内燃机。在实施例 8 的基础上，进一步切除第二连杆轴颈 42 以及第三主轴颈 13，仅保留第一主轴颈 11 和第二主轴颈 12，以及第一连杆轴颈 41，形成单缸内燃机的结构。

实施例 11

本实施例用于 V 型两缸内燃机。在实施例 10 的基础上，将第一连杆轴颈 41 沿曲轴 100 的轴线方向加长一个连杆宽度的长度，以便在连杆轴颈上安装两根连杆，形成 V2 缸的结构；与实施例 6 相同，增加的偏心套的偏心角与原来的偏心套的偏心角在旋转方向上形成一个夹角，该夹角的大小与 V2 型内燃机的两列之间的夹角相等。

还有更多实施例，如 W 型、行星内燃机机构等，不再一一举例，借助现有技术和本发明说明书，本领域的技术人员完全能够实现本发明在各类直列式、V 型、W 型、星型布置和对置式布置的单缸、多缸内燃机上的应用。

权利要求

1、一种可压缩比和可变膨胀比装置，安装在内燃机的曲轴和活塞连杆总成上，所述的曲轴包括有第一主轴颈及其之后依次排列的若干主轴颈和第一连杆轴颈及其之后依次排列的若干连杆轴颈，所述的活塞连杆总成包括有连杆大头轴瓦，其特征在于：所述的第一主轴颈上开设有第一支承园柱孔，该第一支承园柱孔的轴线与所述曲轴的轴线成一夹角 $\alpha \neq 0$ ，所述若干主轴颈上各自开设有一支承园柱孔，各支承园柱孔的轴线与所述曲轴的轴线重合，或者平行而不重合，或者成一不为零的夹角；

所述的装置包括有：

执行电机；

蜗杆，与所述执行电机固定连接且轴线与该执行电机的轴线重合；

蜗轮，与所述蜗杆啮合；

中心齿轮，与所述蜗轮固定连接且其轴线与该蜗轮的轴线重合，该中心齿轮可旋转地套置在所述曲轴上；

第一传动轴，可旋转地穿置于所述第一支承园柱孔中，并且其前后两端分别伸出该第一支承园柱孔的两端；

若干传动轴，数量与所述主轴颈相同，其分别可旋转地一一对应穿置于所述各支承园柱孔中，并且其前后两端分别伸出各支承园柱孔的两端；

第一偏心套，可旋转地套置在所述曲轴的第一连杆轴颈与相应的连杆大头轴瓦之间，其具有内圆柱表面和外圆柱表面，该内圆柱表面中心线和外圆柱表面中心线不重合且具有一偏心距 e ；

若干偏心套，数量与所述连杆轴颈相同，其可旋转地一一对应套置在所述各连杆轴颈与相应的连杆大头轴瓦之间，各偏心套具有内圆柱表面和外圆柱表面，该内圆柱表面中心线和外圆柱表面中心线不重合且具有一偏心距 e ；

第一偏心套前齿轮，固定安装于所述第一偏心套的前端，该第一偏心套前齿轮的节圆圆心与该第一偏心套的内圆柱表面圆心重合；

若干偏心套前齿轮，一一对应地分别固定安装于所述各偏心套的前端，各偏心套前齿轮的节圆圆心与相应的偏心套的内圆柱表面圆心重合；

若干偏心套后齿轮，一一对应地分别固定安装于所述各偏心套的后端，各偏心套后齿轮的节圆圆心与相应的偏心套的内圆柱表面圆心重合；

行星齿轮，固定地安装于所述第一传动轴的前端并与所述中心齿轮相啮合；

第一传动轴后齿轮，固定地安装于所述第一传动轴的后端并与所述第一偏心套前齿轮相啮合；

若干传动轴前齿轮，一一对应地分别固定安装于所述各传动轴的前端并与前方相邻偏心套的偏心套后齿轮相啮合；

若干传动轴后齿轮，一一对应地分别固定安装于所述各传动轴的后端并与后方相邻偏心套的偏心套前齿轮相啮合。

2、根据权利要求1所述的可压缩比和可变膨胀比装置，其特征在于：所述的第一支承园柱孔的轴线与所述曲轴的轴线所成夹角 $\alpha=0$ ，并且平行而不重合。

3、根据权利要求1所述的可压缩比和可变膨胀比装置，其特征在于：所述的中心齿轮的

齿数、行星齿轮的齿数、第一传动轴后齿轮的齿数和第一偏心套前齿轮的齿数比 I 为 1: 2, 即,

$$I = (Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 0.5,$$

式中, Z_4 为中心齿轮的齿数, Z_{31} 为行星齿轮的齿数, Z_{32} 为第一传动轴后齿轮的齿数, Z_{61} 为第一偏心套前齿轮的齿数。

4、根据权利要求 1 所述的可变压缩比和可变膨胀比装置, 其特征在于: 所述的中心齿轮的齿数、行星齿轮的齿数、第一传动轴后齿轮的齿数和第一偏心套前齿轮的齿数比 I 为 1: 1, 即,

$$I = (Z_4 / Z_{31}) * (Z_{32} / Z_{61}) = 1,$$

式中, Z_4 为中心齿轮的齿数, Z_{31} 为行星齿轮的齿数, Z_{32} 为第一传动轴后齿轮的齿数, Z_{61} 为第一偏心套前齿轮的齿数。

5、根据权利要求 1 所述的可变压缩比和可变膨胀比装置, 其特征在于: 所述的执行电机为带有角度编码器的伺服电机, 所述蜗杆的旋转角度由所述执行电机的角度编码器认定。

6、根据权利要求 1 所述的可变压缩比和可变膨胀比装置, 其特征在于: 所述的若干连杆轴颈的数量为 0、1、2、3、4 或者 5。

7、根据权利要求 1 所述的可变压缩比和可变膨胀比装置, 其特征在于: 所述的主轴颈包括第二主轴颈、第三主轴颈和第四主轴颈, 其分别开设有第二支承圆柱孔、第三支承圆柱孔和第四支承圆柱孔, 该第二支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线成一不为零的夹角 β_2 , 该第三支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线成一为零的夹角, 该第四支承圆柱孔的轴线与所述曲轴的轴线成一不为零的夹角 β_4 ; 所述的传动轴包括第二传动轴、第三传动轴和第四传动轴, 其分别可旋转地穿置于所述第二支承圆柱孔、第三支承圆柱孔和第四支承圆柱孔中; 所述的连杆轴颈包括第二连杆轴颈、第三连杆轴颈和第四连杆轴颈; 所述的偏心套包括第二偏心套、第三偏心套和第四偏心套, 其分别可旋转地套置在所述第二连杆轴颈、第三连杆轴颈和第四连杆轴颈与相应的连杆大头轴瓦之间; 所述的偏心套前齿轮包括第二偏心套前齿轮、第三偏心套前齿轮和第四偏心套前齿轮, 其分别固定安装于所述第二偏心套、第三偏心套和第四偏心套的前端; 所述的偏心套后齿轮包括第一偏心套后齿轮、第二偏心套后齿轮和第三偏心套后齿轮, 其分别固定安装于所述第一偏心套、第二偏心套和第三偏心套的后端; 所述的传动轴前齿轮包括第二传动轴前齿轮、第三传动轴前齿轮和第四传动轴前齿轮, 其分别固定安装于所述第二传动轴、第三传动轴和第四传动轴的前端, 并且分别与前方相邻偏心套的第一偏心套后齿轮、第二偏心套后齿轮和第三偏心套后齿轮相啮合; 所述的传动轴后齿轮包括第二传动轴后齿轮、第三传动轴后齿轮和第四传动轴后齿轮, 其分别固定安装于所述第二传动轴、第三传动轴和第四传动轴的后端, 并且分别与后方相邻偏心套的第二偏心套前齿轮、第三偏心套前齿轮和第四偏心套前齿轮相啮合。

8、根据权利要求 1 所述的可变压缩比和可变膨胀比装置, 其特征在于: 所述的可变压缩比和可变膨胀比装置应用于直列式单缸或多缸内燃机、V 型、W 型、星型或对置式布置的多缸内燃机。

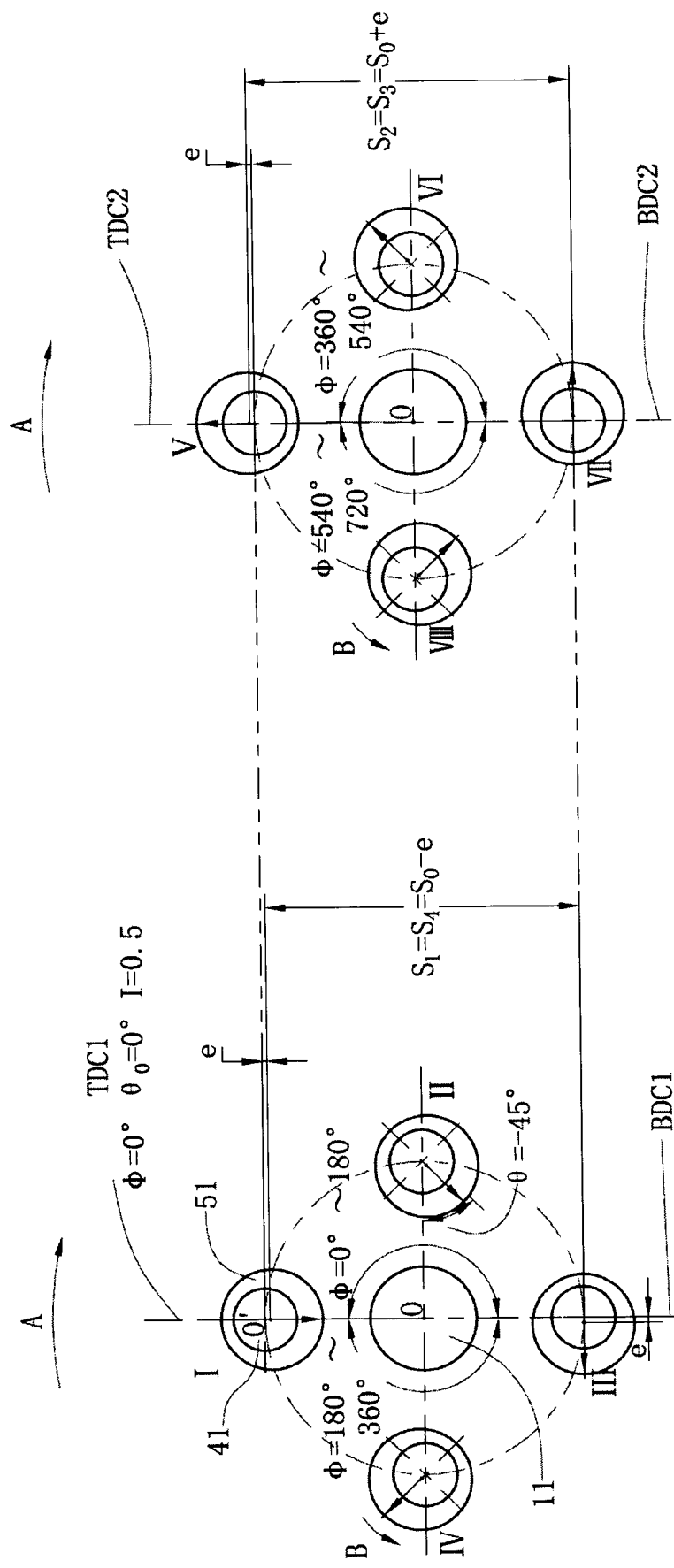


图 1b

图 1

图 1a

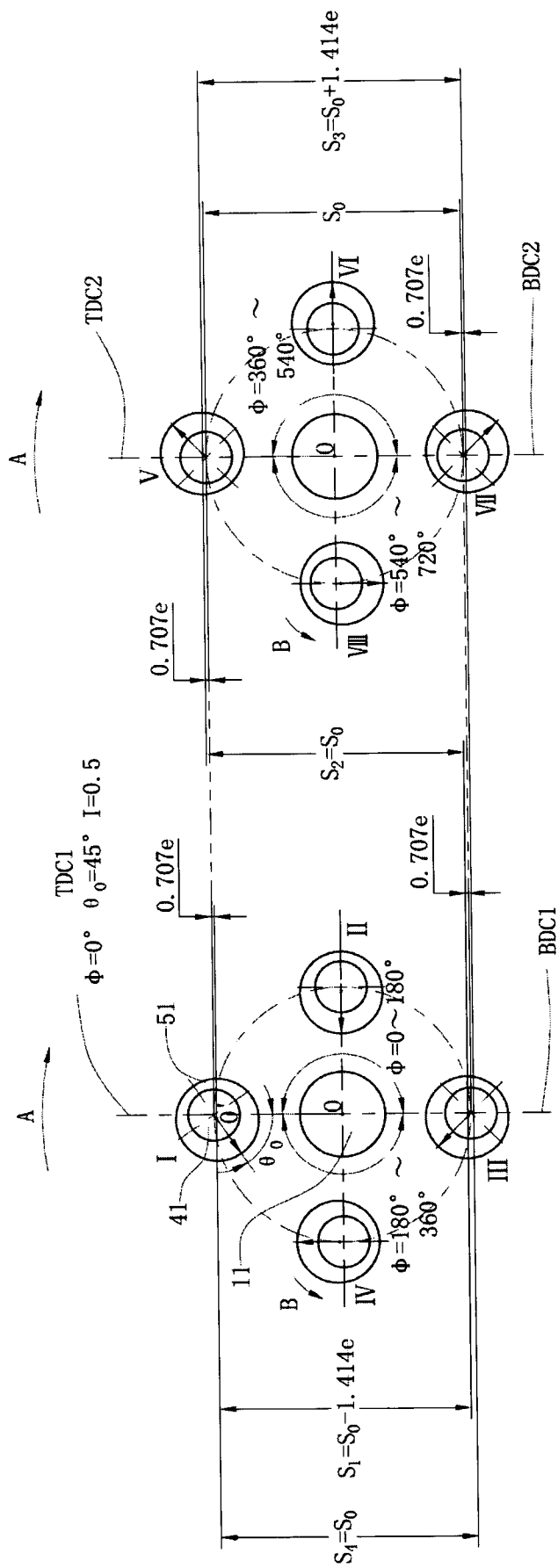


图2b

图2a

图2

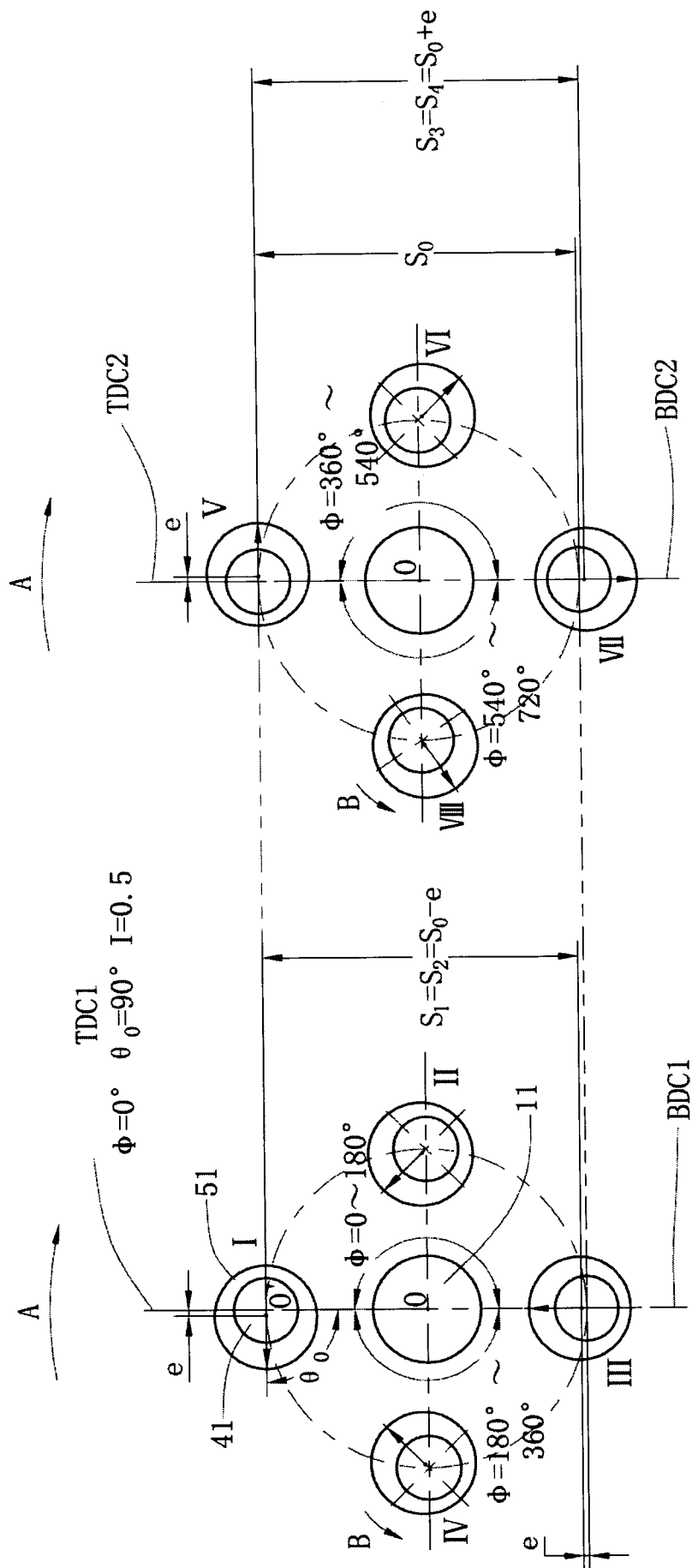


图 3b

3a

3
[X]

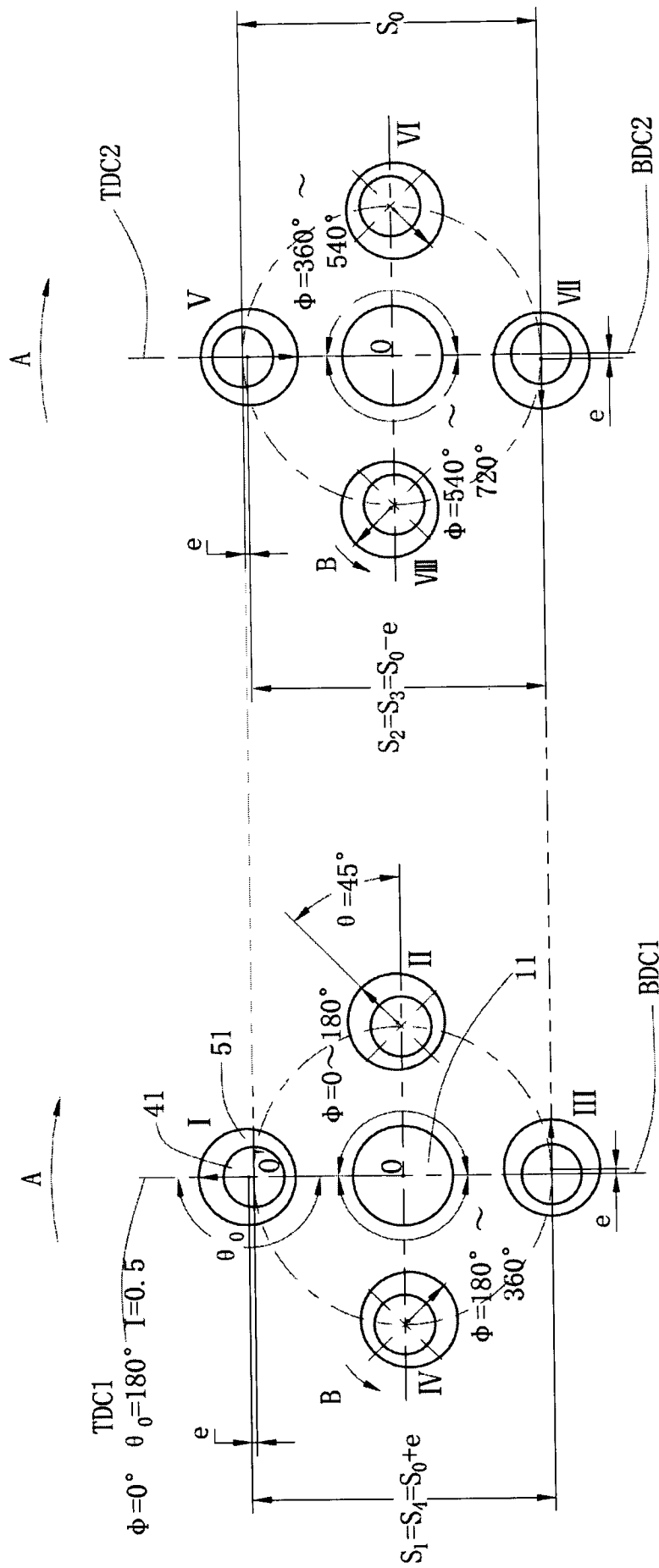
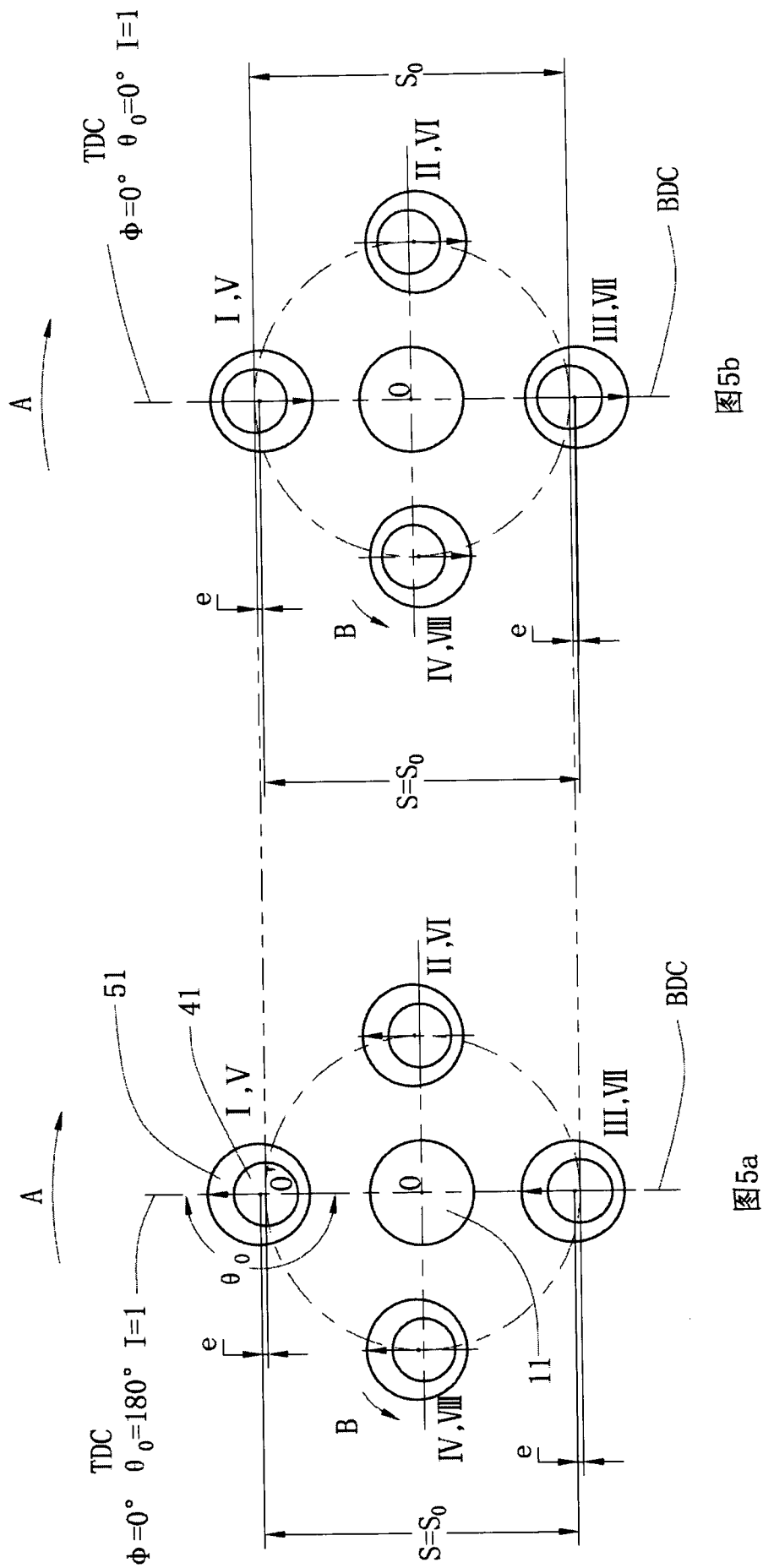


图 4b

图 4a

4 圖



5

1

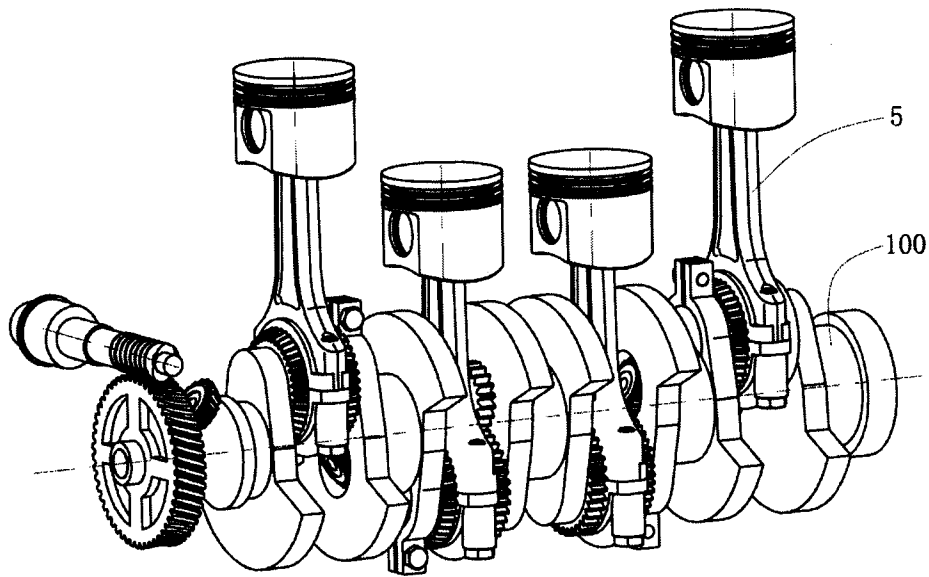


图6

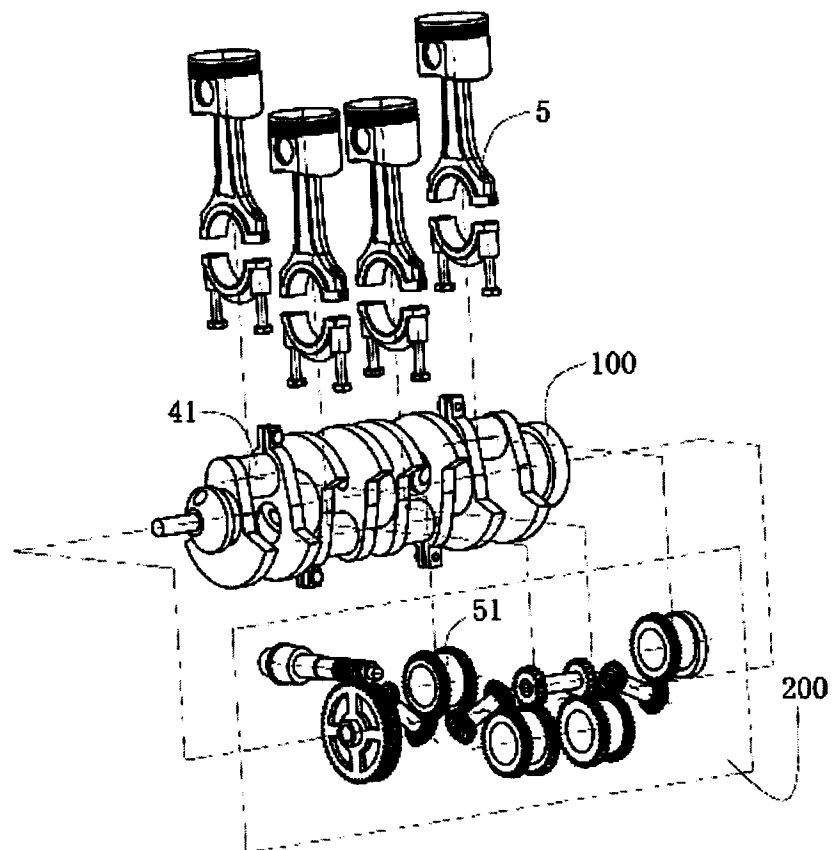


图7

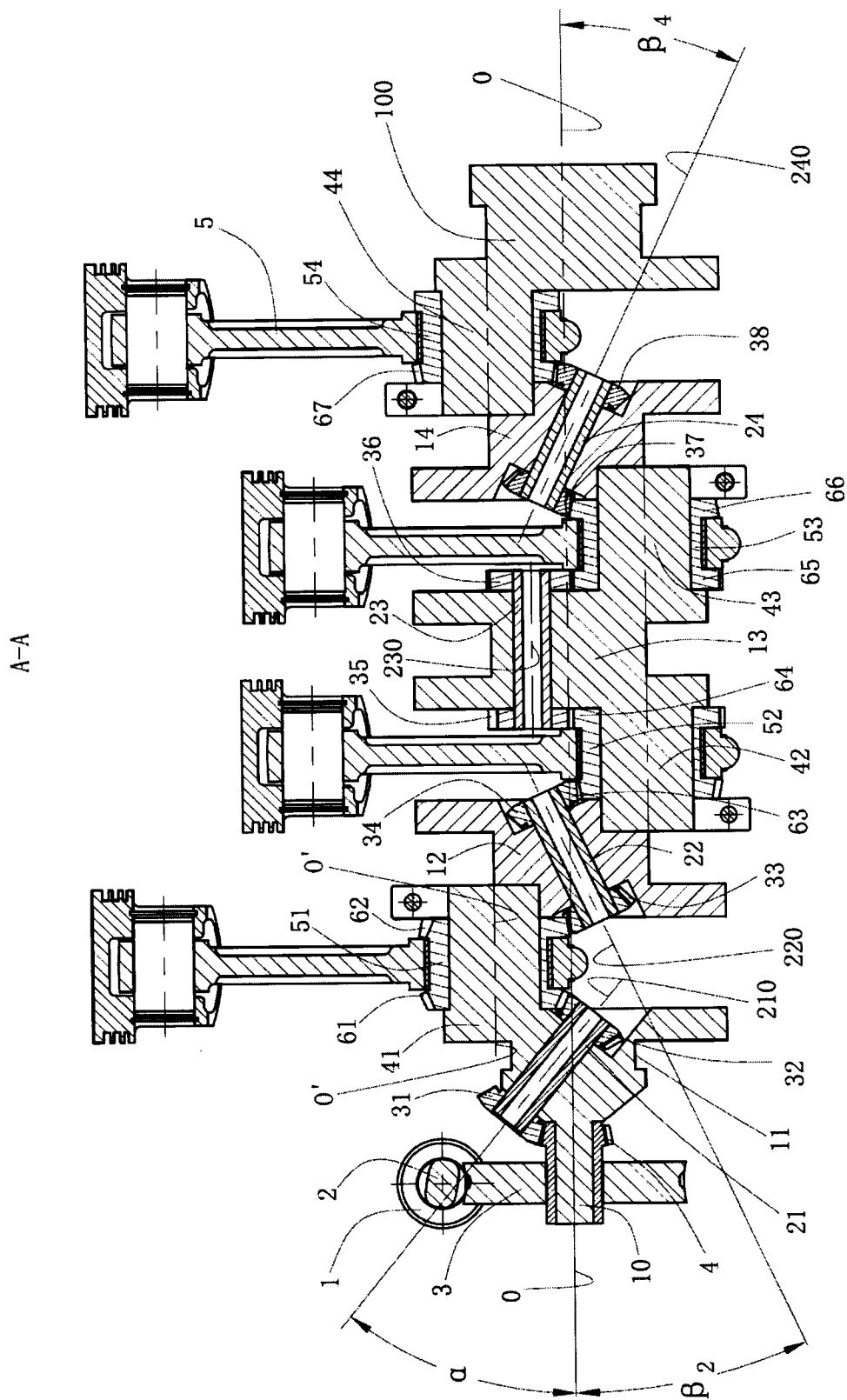


图8

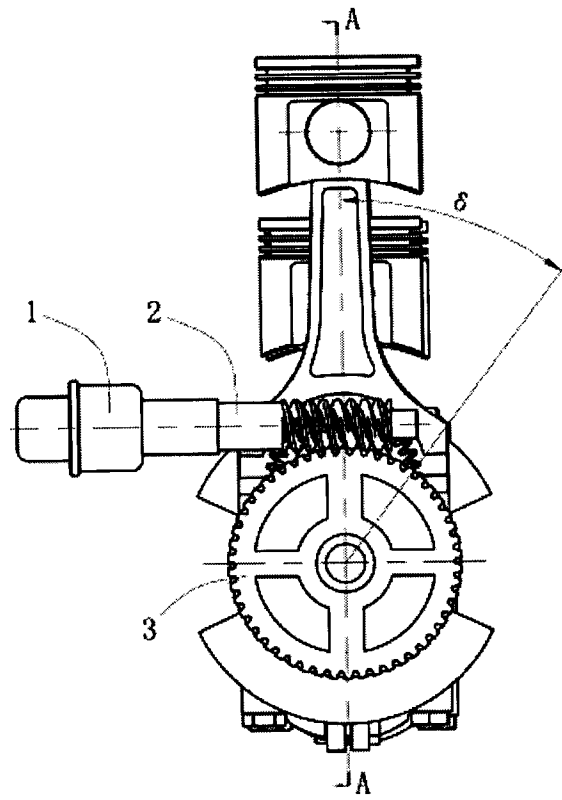


图9

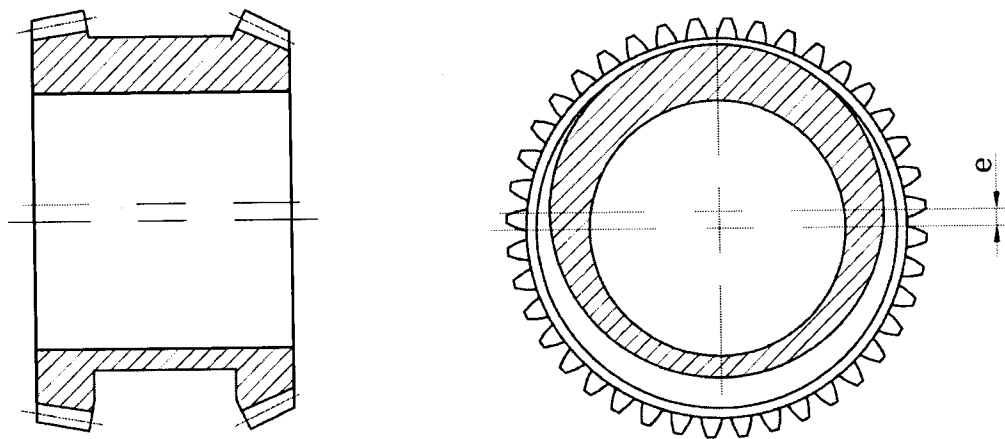


图10

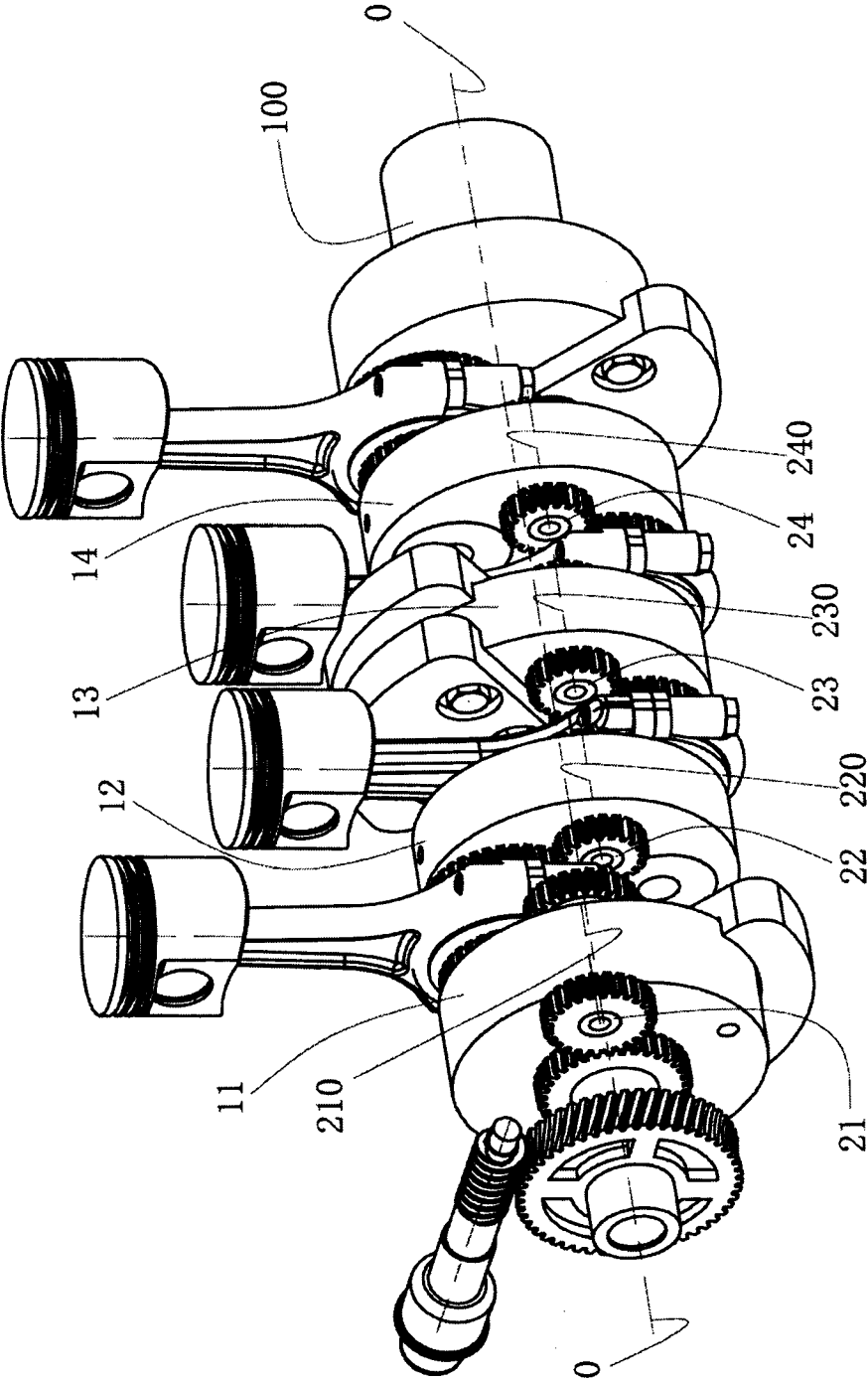


图11

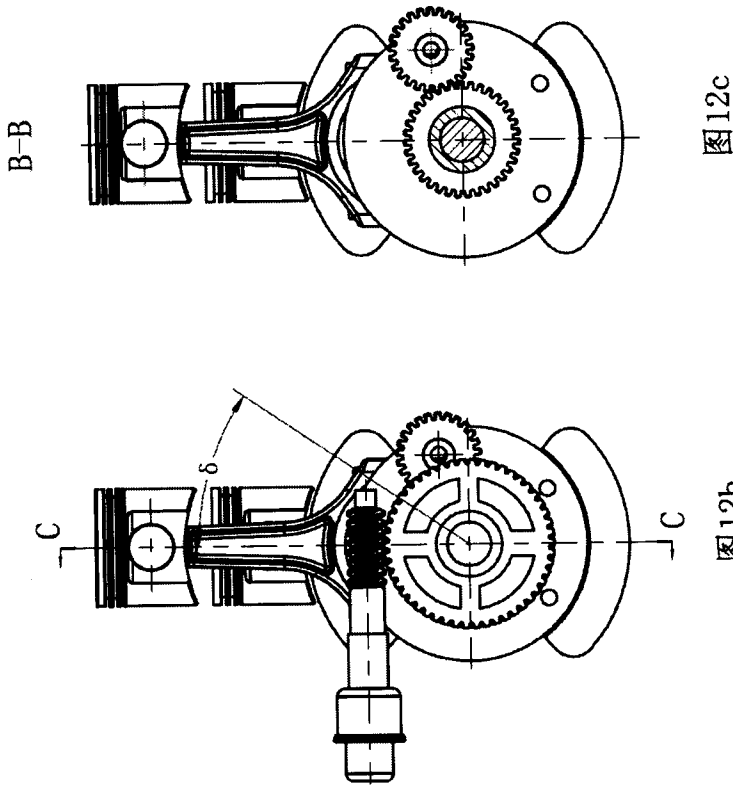


图12c

图12b

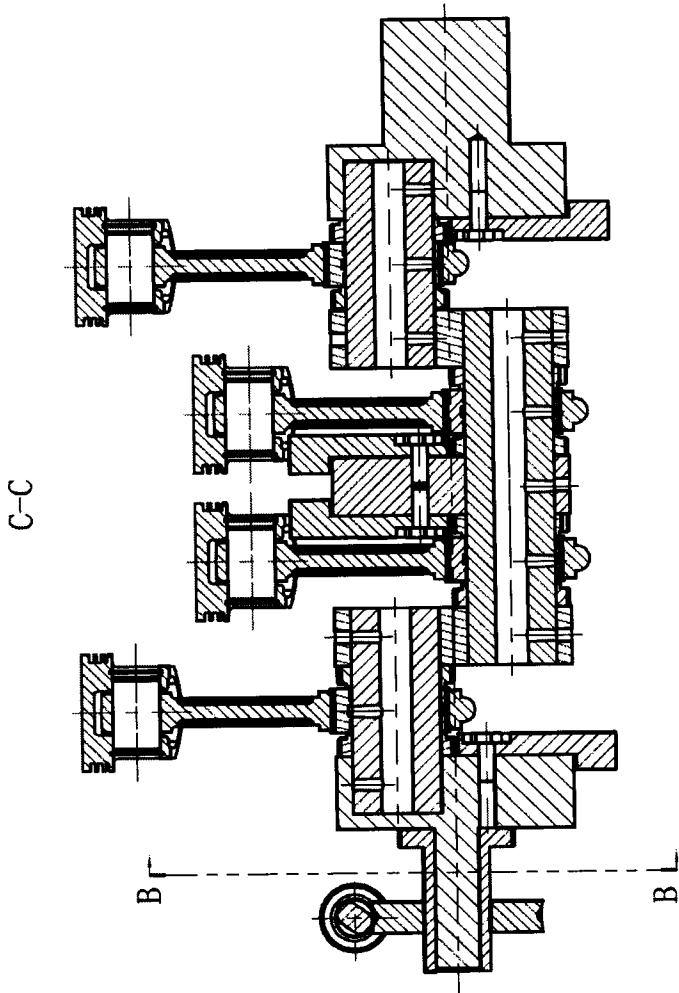


图12a

图12

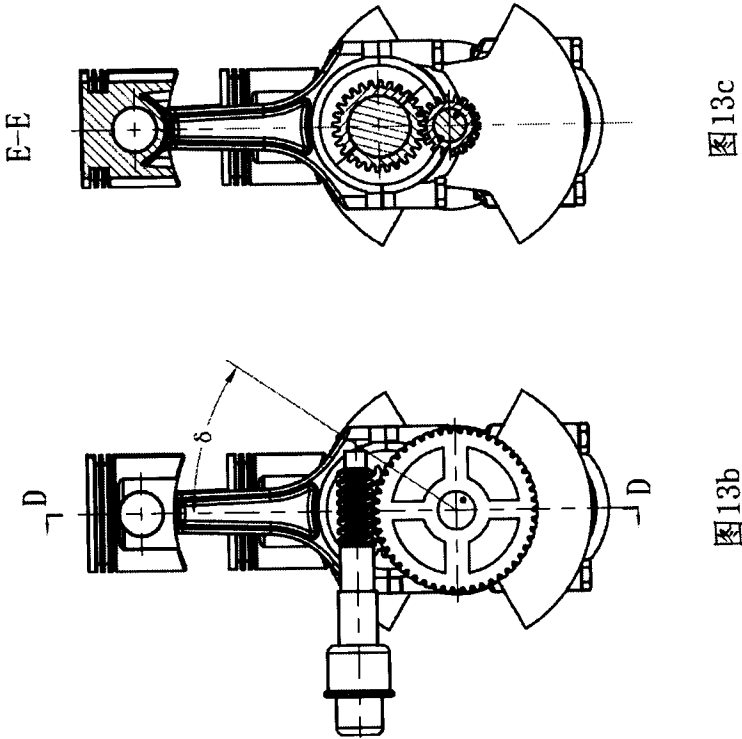


图 13c

图 13b

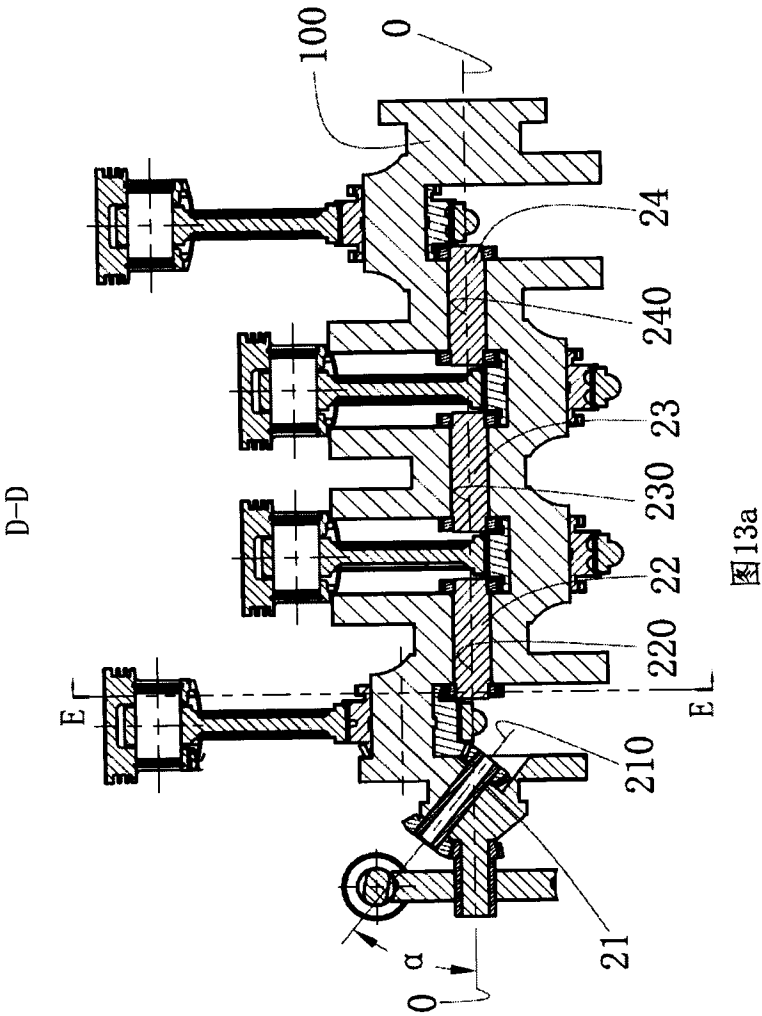


图 13a

图 13

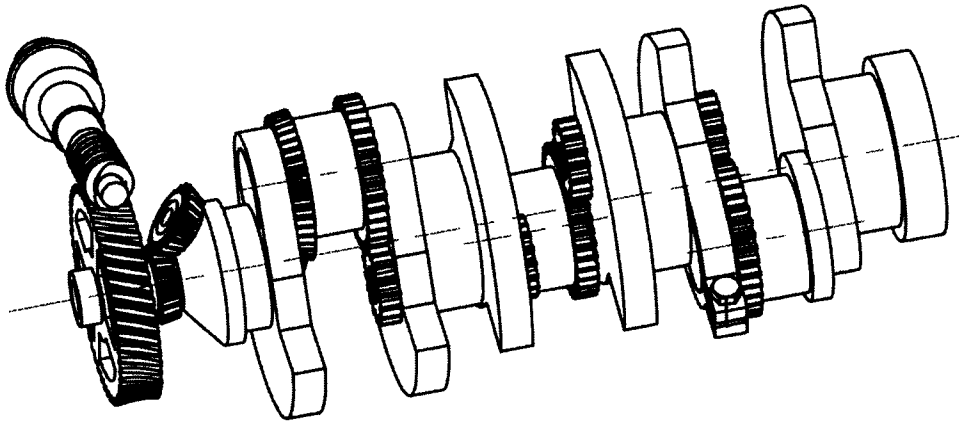


图14

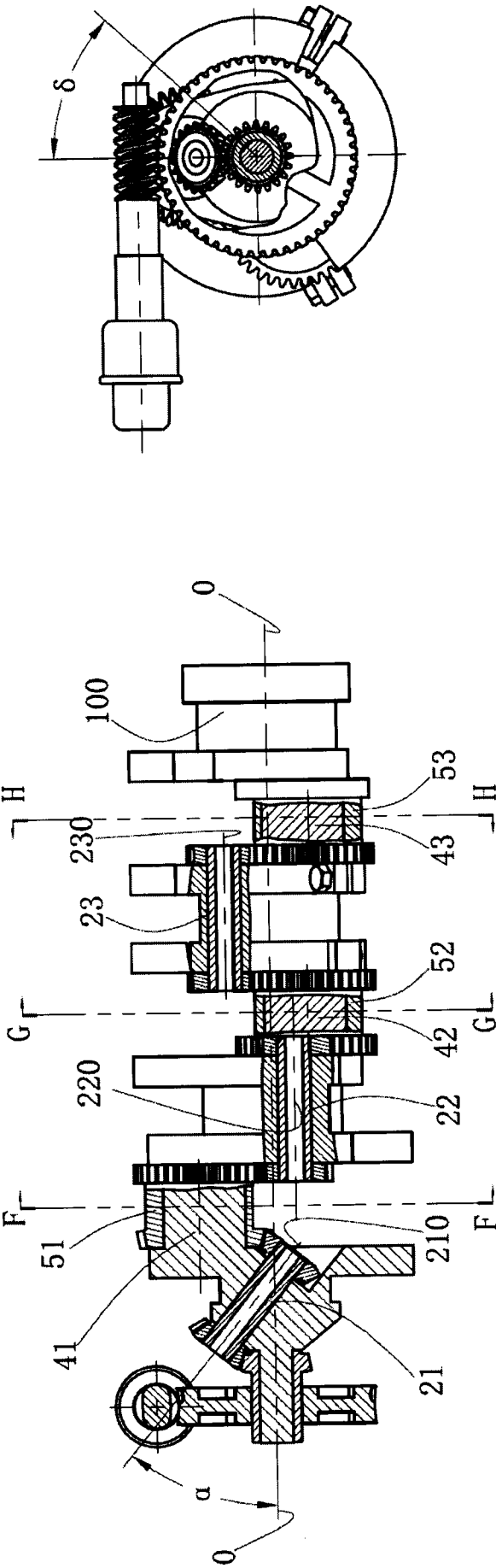


图15a

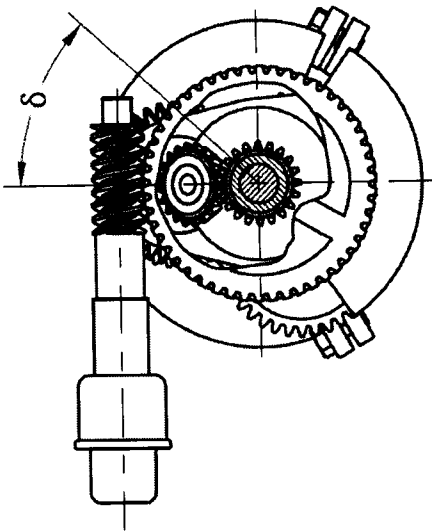


图15b

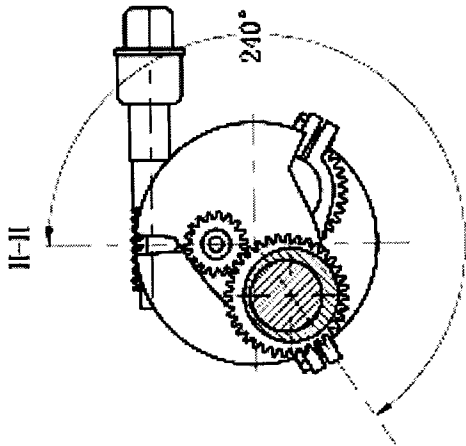


图 16c

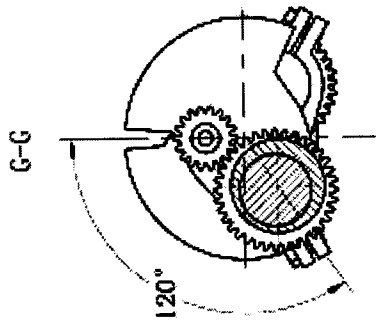


图 16b

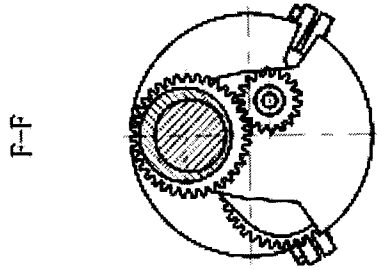


图 16a

图 16

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/CN2014/000072

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F02D 15/02 (2006.01) i; F02B 41/02 (2006.01) i; F02B 77/00 (2006.01) i

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)

F02D; F02B

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)

CNABS: variable, compression ratio, offset, eccentric

VEN: variable, compress+, eccentric

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	CN 102889142 A (SHEN, Dazi), 23 January 2013 (23.01.2013), description, paragraphs 0073-0151, and figures 1-10	1-8
PX	CN 103244260 A (SHEN, Dazi), 14 August 2013 (14.08.2013), claims 1-8	1-8
A	CN 101333964 A (YANSHAN UNIVERSITY), 31 December 2008 (31.12.2008), the whole document	1-8
A	CN 102465771 A (HYUNDAI MOTOR COMPANY), 23 May 2012 (23.05.2012), the whole document	1-8
A	US 2008022977 A1 (MARCHISSEAU, M.A.L.), 31 January 2008 (31.01.2008), the whole document	1-8
A	US 6371062 B1 (FORD GLOBAL TECH INC.), 16 April 2002 (16.04.2002), the whole document	1-8

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	“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
“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	“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
“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date	“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
“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)	“&” document member of the same patent family
“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	

Date of the actual completion of the international search
08 April 2014 (08.04.2014)

Date of mailing of the international search report
23 April 2014 (23.04.2014)

Name and mailing address of the ISA/CN:
State Intellectual Property Office of the P. R. China
No. 6, Xitucheng Road, Jimenqiao
Haidian District, Beijing 100088, China
Facsimile No.: (86-10) 62019451

Authorized officer
LI, Xiao
Telephone No.: (86-10) **62085292**

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/CN2014/000072

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
CN 102889142 A	23 January 2013	None	
CN 103244260 A	14 August 2013	None	
CN 101333964 A	31 December 2008	CN 101333964 B	09 June 2010
CN 102465771 A	23 May 2012	KR 20120053888 A	29 May 2012
		US 2012125297 A1	24 May 2012
		KR 101180955 B1	07 September 2012
		US 8555829 B2	15 October 2013
US 2008022977 A1	31 January 2008	DE 602004029823 D1	09 December 2010
		FR 2864154 A1	24 June 2005
		US 7789050 B2	07 September 2010
		WO 2005071242 A1	04 August 2005
		EP 1756405 B1	27 October 2010
		FR 2864154 B1	07 September 2007
		EP 1756405 A1	28 February 2007
		AT 486203 T	15 November 2010
US 6371062 B1	16 April 2002	GB 0122132 D0	31 October 2001
		DE 10151419 A1	08 May 2002
		GB 2370090 A	19 June 2002

A. 主题的分类		
F02D 15/02(2006.01)i; F02B 41/02(2006.01)i; F02B 77/00(2006.01)i		
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)		
F02D; F02B		
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))		
CNABS:可变, 压缩比, 偏置, 偏心, VEN:variable, compress+, eccentric		
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 102889142A (沈大兹) 2013年 1月 23日 (2013 - 01 - 23) 说明书0073-00151段, 附图1-10	1-8
PX	CN 103244260A (沈大兹) 2013年 8月 14日 (2013 - 08 - 14) 权利要求1-8	1-8
A	CN 101333964A (燕山大学) 2008年 12月 31日 (2008 - 12 - 31) 全文	1-8
A	CN 102465771A (现代自动车株式会社) 2012年 5月 23日 (2012 - 05 - 23) 全文	1-8
A	US 2008022977A1 (MARCHISSEAU MICHEL ALAIN LEON) 2008年 1月 31日 (2008 - 01 - 31) 全文	1-8
A	US 6371062B1 (FORD GLOBAL TECH INC) 2002年 4月 16日 (2002 - 04 - 16) 全文	1-8
☐ 其余文件在C栏的续页中列出。 ☒ 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		国际检索报告邮寄日期
2014年 4月 08日		2014年 4月 23日
ISA/CN的名称和邮寄地址		受权官员
中华人民共和国国家知识产权局(ISA/CN) 中国北京市海淀区蓟门桥西土城路6号 100088 中国		李晓
传真号 (86-10)62019451		电话号码 (86-10)62085292

国际检索报告
关于同族专利的信息

国际申请号

PCT/CN2014/000072

检索报告引用的专利文件		公布日 (年/月/日)	同族专利		公布日 (年/月/日)
CN	102889142A	2013年 1月 23日	无		
CN	103244260A	2013年 8月 14日	无		
CN	101333964A	2008年 12月 31日	CN	101333964B	2010年 6月 09日
CN	102465771A	2012年 5月 23日	KR	20120053888A	2012年 5月 29日
			US	2012125297A1	2012年 5月 24日
			KR	101180955B1	2012年 9月 07日
			US	8555829B2	2013年 10月 15日
US	2008022977A1	2008年 1月 31日	DE	602004029823D1	2010年 12月 09日
			FR	2864154A1	2005年 6月 24日
			US	7789050B2	2010年 9月 07日
			WO	2005071242A1	2005年 8月 04日
			EP	1756405B1	2010年 10月 27日
			FR	2864154B1	2007年 9月 07日
			EP	1756405A1	2007年 2月 28日
			AT	486203T	2010年 11月 15日
US	6371062B1	2002年 4月 16日	GB	0122132D0	2001年 10月 31日
			DE	10151419A1	2002年 5月 08日
			GB	2370090A	2002年 6月 19日

表 PCT/ISA/210 (同族专利附件) (2009年7月)