

内啮合摆线转子压缩机缸体支撑力位置理论研究

冯诗愚¹, 朱冬生², 高秀峰¹, 李云¹, 刘卫华³

(1. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安; 2. 柳州柳二空机械股份有限公司, 545004, 柳州;

3. 南京航空航天大学航空宇航学院, 210016, 南京)

摘要: 为了限制内啮合摆线转子压缩机中外转子绕内转子公转的趋势, 在外转子上施加一个支撑力, 对支撑力的位置进行了详细分析. 研究表明, 内啮合摆线转子压缩机中支撑力的方向和位置完全是由几何关系决定的, 而与气体力、接触力等无关, 因此在对该压缩机进行受力分析时, 必须首先确定支撑力位置, 然后再计算支撑力和接触力. 该研究可为内啮合摆线转子压缩机的动力学设计提供参数.

关键词: 内啮合; 转子压缩机; 气体力; 支撑力

中图分类号: TH45 **文献标识码:** A **文章编号:** 0253-987X(2007)11-1257-05

Position of Support Force on Cylinder in Internal-Meshing Cycloid Rotary Compressor

Feng Shiyu¹, Zhu Dongsheng², Gao Xiufeng¹, Li Yun¹, Liu Weihua³

(1. School of Power and Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Liuzhou Liuerkong Machinery Co. Ltd., Liuzhou 545004, China; 3. College of Aerospace Engineering, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The outer rotor has the trend of revolution along the inner rotor and this trend must be overcome by the cylinder via the action of a support force in an internal-meshing rotary cycloid compressor. The position of the support force was analyzed with certain simplification by applying tolerance or clearance of all meshing surfaces. The result shows that the direction and position of the support are only determined by the geometric relationship instead of the gas force and contact force. It is suggested that the position of the support force should be firstly obtained before the calculation of the support force and contact force.

Keywords: internal-meshing; rotary compressor; gas force; support force

内啮合摆线转子压缩机由内外2个绕各自中心转动的转子组成, 因此运动平稳, 不存在旋转惯性力, 可耐受高的压力和压差, 特别适合用于二氧化碳跨临界制冷循环、小型天然气汽车加气站等领域^[1-3]. 通常外转子被放置在一个与其同心的缸体内, 而主轴穿入内转子上的轴孔中, 该压缩机工作时不仅有自转, 同时还有公转的趋势, 该趋势由缸体的作用加以限制, 从而使内外转子之间只能产生绕自身中心转动.

内啮合摆线机构在油泵中已经被广泛采用^[4-5], 但其应用于压缩机的报道还十分罕见, 文献^[6-7]对该机构的几何关系和受力特性进行了较为详细的研究, 在其分析内啮合摆线转子压缩机受力时, 引入支撑力的概念, 但未考虑装配间隙等因素, 故支撑力的方向被认为是任意的, 即它的方向完全由受力关系决定, 而不是由几何关系决定, 然而在实际机器中情况并非如此. 本文通过引入不同位置的装配或制造间隙后, 在不涉及受力的情况下, 对支撑力产生的位

置进行了详细分析.通过分析发现,在该压缩机中,支撑力的方向及作用点是由一系列的几何关系决定的,它们不能随意改变.

1 支撑点的定义及作用

内转子由主轴输入力矩产生转动,外转子在内、外转子齿间接触力和气体力的共同作用下产生转动,但在工作腔压差的作用下,外转子除了自转以外,还有公转趋势,该公转趋势必须被克服.一般情况下,该趋势可以由缸体对外转子作用的支撑力来抵消.当不存在缸体的情况下,无法由一个力矩将该公转的趋势克服.

如图1所示,如果不存在缸体,外转子受到的力有气体压力的作用力 $F_{g,o}$ 、内转子齿对外转子的接触力的合力 $F_{m,o}$,根据接触力的特性,接触力的合力总是通过瞬心 P ^[1].由力学基本原理可知,这时接触力合力和气体力必定是大小相等,方向相反,但这2个力的作用线并不在一条直线上,因此外转子上存在一个力偶矩,该力偶矩势必造成外转子的公转,因此必须有一个阻力矩 $M_{d,o}$ 来克服该力偶对外转子的作用.将接触力和气体力平移到外转子中心,同时附加一个气体力矩 $M_{g,o}$ 和接触力矩 $M_{m,o}$,并建立以下力和力矩方程

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow F_{g,o,x} + F_{m,o,x} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_{g,o,y} + F_{m,o,y} = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_o = 0 \Rightarrow M_{g,o} + M_{m,o} + M_{d,o} = 0 \quad (3)$$

在以上的方程中,气体力和力矩都已知,接触力大小和方向都未知,阻力矩未知,由式(1)~式(3)联立可求得这3个未知量.

从图2中可见:如果由阻力矩 $M_{d,o}$ 来克服外转子的公转趋势,则其数值异常大,几乎比主轴输入的驱动力矩 $M_{d,i}$ 大一个数量级;而且由于接触力合力和气体力相等,这样齿面必须将气体力完全承受,因此齿面间的接触应力很高,对齿面工作十分不利;此外,该阻力矩必须按照既定规律施加,不能有丝毫偏差,否则外转子就会产生一个使其公转的力矩,设计这样的结构将异常困难;从理论上讲,此时由于不需要额外的力来克服公转趋势,所以缸体已经无存在的必要,而且主轴也仅仅输入转矩而不需要承受气体力.

上述分析表明,对外转子施加力矩来克服公转趋势是不适当的,而应当施加一个力,即支撑力,来克服公转趋势,该力作用在外转子上的位置就是本

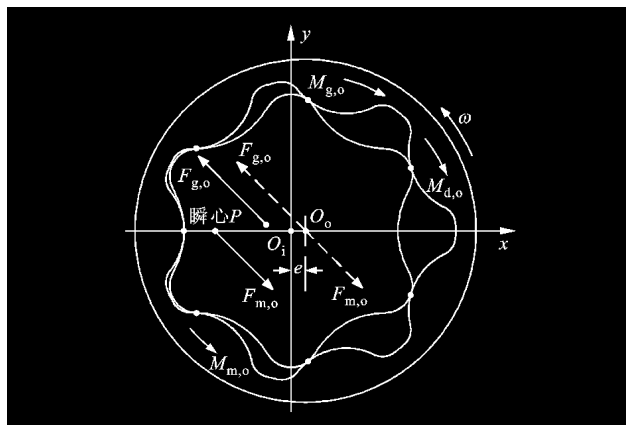


图1 无缸体情况下的转子受力

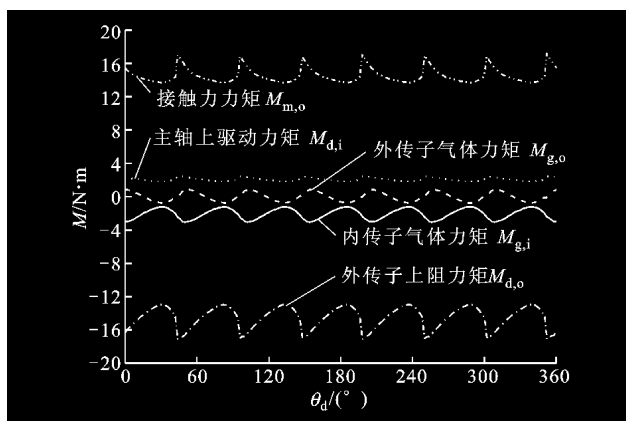


图2 无缸体情况下的转子所受力矩

文所说的“支撑点”.如果将整个机器看成孤立体,支撑力也属于内力的范畴,它是在气体力的作用下产生的(当然,由于内啮合转子机构的特殊性,其大小和气体力是不相等的),因此不会传出机器外.也就是说,外转子上受到支撑力后,内转子也会由主轴施加一个大小相等、方向相反的支撑力,不过其产生的本质和外转子类似,只要研究了外转子上的情况,就可基本揭示出其特点.

2 装配间隙对支撑点的影响

在理想的情况下,内外转子、外转子与缸体、内转子轴孔与主轴以及主轴与轴承等部位的间隙被忽略,这也是通常回转压缩机在进行受力分析时采用的方法,因为大多压缩机中这些间隙并不会对受力产生过大影响.但是,内啮合摆线压缩机外转子和缸体之间的支撑力是由缸体内孔对外转子外圆面作用所产生的,而且根据本文上节分析可知,只需要给外转子提供一个支撑力就可以保证外转子公转趋势被抑制.装配间隙的大小显然会改变支撑力的方向,该方向的不同会造成齿间接触力大小发生很大改变.

由于配合面较多,如果一次引入所有的间隙将导致问题变得异常复杂.通常齿间间隙不会对支撑

力位置产生影响,而且主轴和内转子轴孔的间隙带来的影响和外转子与缸体间隙所造成的影响类似,故本文做以下假设:

- (1)忽略齿间间隙;
- (2)所有接触面的受力指向法线方向;
- (3)接触面受力产生的变形忽略不计。

2.1 外转子和缸体存在间隙时支撑力的位置

当外转子和缸体之间存在间隙时,外转子将和缸体在第二或第三象限(见图 3)的某点相切接触,定义在接触前,即缸体转子孔和外转子轴线重合时的间隙为半径间隙

$$\Delta r_c = (D_c - D_o)/2 \quad (4)$$

式中: D_c 是缸体内孔直径; D_o 是外转子外圆柱面直径。根据基本几何理论^[7]可知,内外转子中心之间的距离即偏心距完全由型线决定,如果内外转子型线之间无间隙,其偏心距为 e ,即外转子中心只能在以 O_i 为圆心、半径为 e 的圆 C 上。此外,为了使外转子正常运转,以图 3 中的第二象限为例,外转子必须和缸体接触于支撑点 O_d ,即缸体转子孔中心 O_c 和外转子中心 O_o 都落在公法线 N 上,缸体内孔 O_c 的坐标为 $(e, 0)$ 。由外转子外圆面和缸体内孔相切于点 O_d 的关系,有

$$|O_c O_o| = \Delta r_c = (D_c - D_o)/2 \quad (5)$$

这样外转子偏转的角度为

$$\alpha_{o,c} = 2\arcsin[\Delta r_c/2e] \quad (6)$$

外转子中心坐标为

$$O_o = \begin{bmatrix} e\cos\alpha_{o,c} \\ e\sin\alpha_{o,c} \end{bmatrix} \quad (7)$$

当外转子偏转后,其中心坐标随之发生移动,因为瞬心位于外转子中心和内转子中心的连线上,在研究转子受力时,瞬心的位置起到一个很重要的作用,因此也认为这时新的外转子中心和内转子中心的连线为 x' 轴,这样支撑力的方向也就是法线 N 和 x' 轴的夹角

$$\beta_{d,o} = (\pi - \alpha_{o,c})/2 = \pi/2 - \arcsin[\Delta r_c/2e] \quad (8)$$

支撑点的坐标为

$$O_d = \begin{bmatrix} D_c \cos(\beta_{d,o} + \alpha_{o,c})/2 \\ D_c \sin(\beta_{d,o} + \alpha_{o,c})/2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

随着间隙的增加,支撑力的角度变小(见图 4)。实际上缸体和外转子之间不可能采用过大的间隙,否则无法形成油膜面。一般此处的间隙在几十 μm 到几百 μm 之间,故在这种情况下,外转子的偏转角度很小,支撑力在 90° 左右,即基本和 y 轴平行。

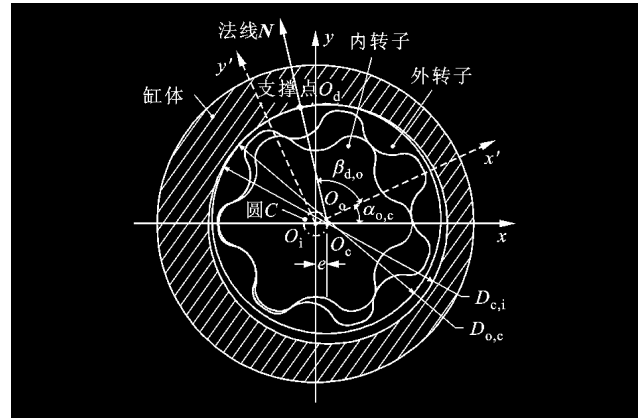


图 3 外转子和缸体存在间隙时的下支撑点

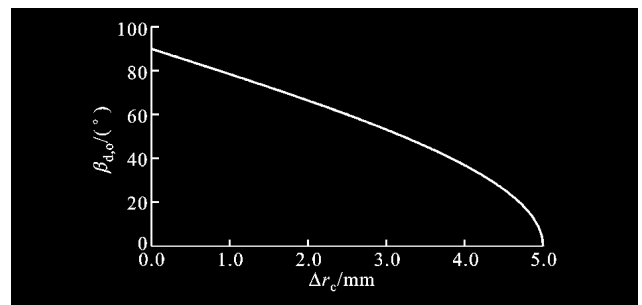


图 4 支撑力角度随间隙变化的关系

2.2 外转子和缸体以及内转子和主轴存在间隙时支撑力的位置

本文假设主轴和内转子上的主轴孔都是圆形的,即不考虑主轴如何将力矩传给内转子。同样,在主轴和内转子主轴孔轴线重合时,它们之间的半径间隙为 Δr_s ,外转子和缸体之间的半径间隙为 Δr_c 。如图 5 所示,在稳定状态下,外转子外圆柱面和缸体内孔总要相切接触,同样内转子主轴孔和主轴也必须相切接触,就是说内转子中心 O_i 总是在圆 C_i 上,而外转子中心 O_o 总是在圆 C_o 上。缸体对外转子的支撑力必须和主轴对内转子的接触力大小相等,方向相反,这样 O_i 和 O_o 必定处于 O_s 和 O_c 的两侧,并且有

$$O_s O_i \parallel O_c O_o \quad (10)$$

又因为内外转子之间不存在间隙,故内外转子中心距离就是设计的偏心距 e ,即

$$|O_i O_o| = e \quad (11)$$

根据以上条件,内外转子的中心位置惟一确定,即外转子和缸体以及内转子和主轴之间存在间隙,内外转子中心将根据以上分析惟一确定,然后转子沿它们的中心自转,从而实现正确的啮合关系。

如图 5 所示,内外转子中心连线和 x 的夹角,即偏转角度为

$$\alpha_{o,c} = 2\arcsin(\Delta r_s/2 + \Delta r_c/2) \quad (12)$$

外转子中心坐标为

$$O_o = \begin{bmatrix} \Delta r_c \cos[(\pi + \alpha_{o,c})/2] + e \\ \Delta r_c \sin[(\pi + \alpha_{o,c})/2] \end{bmatrix} \quad (13)$$

内转子中心坐标为

$$O_i = \begin{bmatrix} \Delta r_s \cos[(\alpha_{o,c} - \pi)/2] \\ \Delta r_s \sin[(\alpha_{o,c} - \pi)/2] \end{bmatrix} \quad (14)$$

缸体对外转子的支撑点角度为

$$\beta_{d,o} = (\pi - \alpha_{o,c})/2 \quad (15)$$

该支撑点的坐标为

$$O_d = \begin{bmatrix} D_c \cos(\beta_{d,o} + \alpha_{o,c})/2 \\ D_c \sin(\beta_{d,o} + \alpha_{o,c})/2 \end{bmatrix} \quad (16)$$

主轴对内转子的支撑点角度为

$$\beta_{d,i} = (\pi + \alpha_{o,c})/2 \quad (17)$$

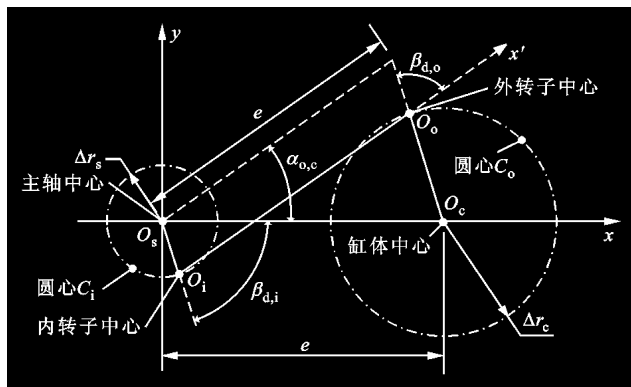


图5 支撑力方向计算示意图

从以上分析可见,相对于只有外转子和缸体存在间隙的情况,内转子主轴孔和主轴也存在间隙,外转子必须偏转更多的角度才能和缸体接触,这样支撑点的角度更小.当然,主轴为了把力矩传递给内转子,主轴和内转子的主轴孔不可能是一个完整的圆形,例如采用平键、花键或者扁轴方式,内转子轴孔和主轴的间隙在不同转角下是不同的.因此,内转子和外转子的中心在不同转角下会有小范围的波动,但计算的方式和本节讨论的方法类似.

2.3 外转子孔中心有制造公差、外转子和缸体存在间隙时支撑力的位置

由于缸体采用偏心孔来放置外转子,即缸体内孔中心和缸体中心的距离应等于偏心距 e ,但由于制造的误差,不可能保证该距离严格等于偏心距.主轴穿过上下端板上的主轴孔,假设主轴孔和缸体孔同心,而主轴和内转子完全同心,并认为缸体孔实际偏心距为 e' ,则缸体孔中心 O_c 的坐标为 $(e', 0)$,即其公差为

$$\Delta e = e' - e \quad (18)$$

同样,缸体孔和外转子外圆面间的半径间隙为

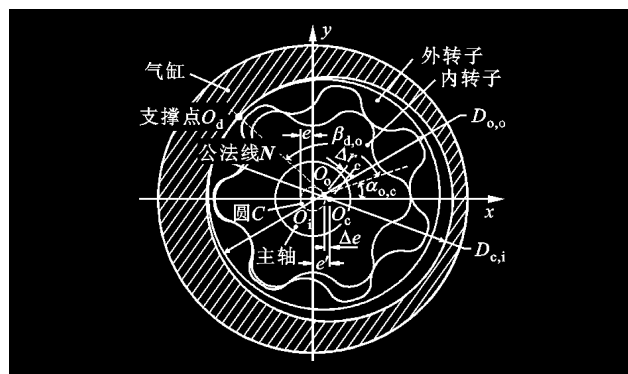
$$\Delta r_c = \overline{O_c O_o} = (D_c - D_o)/2 \quad (19)$$

如图6所示,内外转子偏转角为

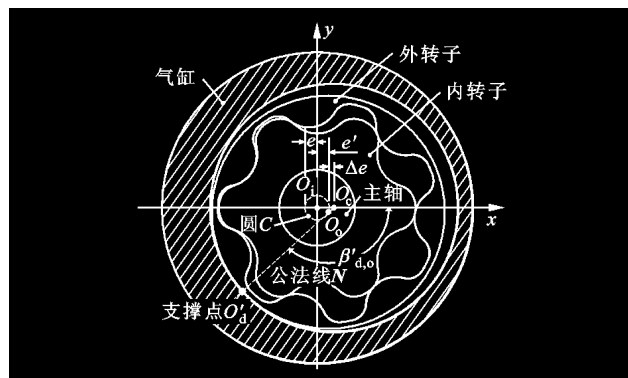
$$\alpha_{o,c} = \arccos \left[\frac{e^2 + (e + \Delta e)^2 - \Delta r_c^2}{2e(e + \Delta e)} \right] \quad (20)$$

支撑点角度

$$\beta_{d,o} = \pi - \arccos \left[\frac{\Delta r_c^2 + (e + \Delta e)^2 - e^2}{2\Delta r_c(e + \Delta e)} \right] - \arccos \left[\frac{e^2 + (e + \Delta e)^2 - \Delta r_c^2}{2e(e + \Delta e)} \right] \quad (21)$$



(a) $\Delta e > 0$



(b) $\Delta e < 0$

图6 支撑力方向计算示意图

支撑点坐标

$$O_d = \begin{bmatrix} D_c \cos(\beta_{d,o} + \alpha_{o,c})/2 + e' \\ D_c \sin(\beta_{d,o} + \alpha_{o,c})/2 \end{bmatrix} \quad (22)$$

从图7中可见:当 Δe 较小时,即使 Δr_c 变化很小,支撑点也会产生很大的变化.一般 Δe 的范围变化不会很大,缸体的间隙一般最大也仅在 $0.1 \sim 0.2$ mm 左右,故当 $|\Delta e|$ 较大时,在相同的 Δr_c 下,支撑点改变的幅度也较大.在相同的 Δe 下,随着 Δr_c 增加,支撑点改变的幅度逐渐减小.当 $\Delta e = 0$ 时,支撑力位置就蜕化为本文 2.1 节所讨论的情况.

当 $\Delta e > 0$ 时,最小的缸体内径为 $R_{c,min}^+ = D_{c,min}/2 = D_o/2 + \Delta e$,这时 $\Delta r_{c,min} = \Delta e$, $\beta_{d,o} = \pi$,当内孔小于该尺寸时,则内外转子无法被正确装入.最大的缸体内孔半径为 $R_{c,max}^+ = D_{c,max}/2 = D_o/2 + 2e + \Delta e$,这时 $\Delta r_{c,max} = 2e + \Delta e$, $\beta_{d,o} = 0$,当缸体内孔大于该尺寸

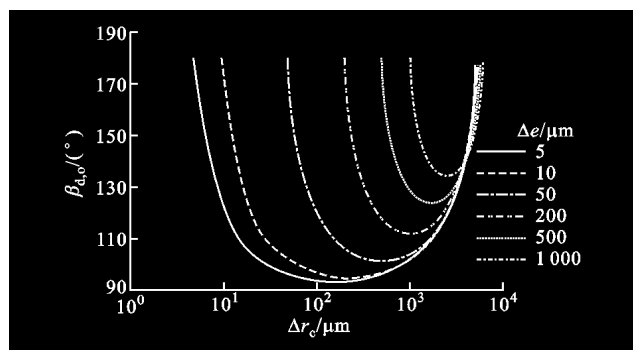
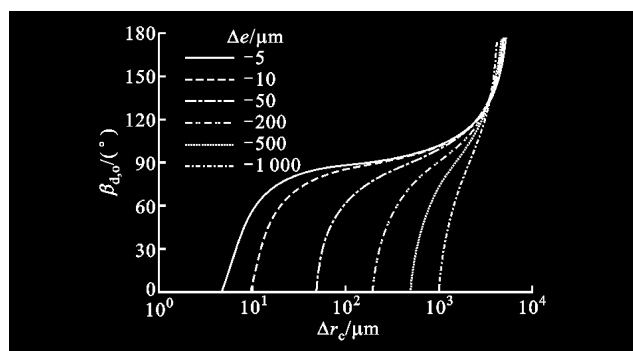
(a) $\Delta e > 0$ (b) $\Delta e < 0$

图 7 支撑力方向和偏心距及缸体间隙的关系

时,则外转子外圆面无法和缸体内孔接触,无法使内外转子正确地绕各自中心转动。

同理,当 $\Delta e < 0$ 时,最小缸体内径 $R_{c,\min}^- = D_{c,\min}/2 = D_o/2 - \Delta e$,这时 $\Delta r_{c,\min} = -\Delta e$, $\beta_{d,o} = 0$,最大缸体内孔半径 $R_{c,\max}^- = D_{c,\max}/2 = D_o/2 + 2e - \Delta e$,即 $\Delta r_{c,\max} = 2e - \Delta e$,这时 $\beta_{d,o} = \pi$ 。

统一形式可表述为

$$\left. \begin{aligned} R_{c,\min} &= \frac{D_o}{2} + |\Delta e| \\ R_{c,\max} &= \frac{D_o}{2} + 2e + |\Delta e| \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

3 结 论

(1)虽然内摆线转子压缩机理论上可施加一个力矩保证内外转子维持正确的自转运动,但实际上很难通过具体结构实现,同时该力矩比主轴输入的驱动力矩大一个数量级,因此该压缩机必须通过支撑点施加一个支撑力。

(2)本文的研究表明,支撑点位置以及支撑力的角度完全由各部件之间的间隙和几何关系确定,而不是由受力关系决定,这和文献[6]中的分析有很大差别,限于篇幅,文中未对此进行详细讨论。

(3)通过逐渐引入各部分间隙,对支撑点的位

置、角度进行了较详细的分析。研究结果表明,间隙会对支撑力的方向产生很大影响,特别是随着间隙引入数量的增加,支撑点的位置将由更多参数确定,故微小的间隙变化都会引起支撑点位置和支撑力方向的大幅度改变。

(4)在实际内啮合摆线转子压缩机中,除了本文所讨论的内容以外,各个部件之间都存在制造公差或间隙,例如当内外型线之间有间隙时,内外转子中心的距离不可能是 e 。当内转子和轴以及轴和轴承之间存在间隙时,内转子的中心也不会和缸体中心重合。在 2.3 节的讨论中,仅仅考虑了 2 个间隙就已经导致问题的分析复杂化,可以想象,如考虑所有部件的间隙,问题将变得十分复杂,加之在实际的机器中间隙并不可能均匀,支撑点的位置也不是惟一的,在转子运转到不同角度时,支撑点也在不同的位置。

参考文献:

- [1] 顾兆林,郁永章,高秀峰,等. 一种制冷系统用转子压缩-膨胀机:中国,ZL02145524.4[P],2003-12-24.
- [2] 野阪倫保,高原康男,及部一夫. トロユイド型冷媒壓縮機:日本,7-310686[P],1995-05-20.
- [3] 郁永章. 高强度、全平衡转子式压缩机:中国,ZL00226465.X[P],2003-11-05.
- [4] 毛华永,李国祥,徐秀兰,等. 摆线转子泵的工作原理及特点[J]. 山东内燃机,2002,73(3):33-35.
Mao Huayong, Li Guoxiang, Xu Xiulan, et al. Working principle and its characteristic of cycloid rotary pump [J]. Shandong Internal Combustion Engine, 2002, 73(3): 33-35.
- [5] Mimmi G C, Pennacchi P E. Involute gear pumps versus lobe pumps: a comparison[J]. Transactions of ASME:Journal of Mechanical Design, 1997, 119(12): 458-465.
- [6] 张旭东,郁永章. 一种新型全平衡高强度转子式压缩机的受力分析[J]. 西安交通大学学报,2001,35(12): 1305-1309.
Zhang Xudong, Yu Yongzhang. Mechanical analysis of a new rotary compressor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(12): 1305-1309.
- [7] 郁永章,张旭东. 一种新型全平衡高强度转子式压缩机的几何关系[J]. 西安交通大学学报,2001,35(11): 1193-1197.
Yu Yongzhang, Zhang Xudong. Geometry relations of a new rotary compressor[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2001, 35(11): 1193-1197.

(编辑 王焕雪)