

# 电动涡旋压缩机柱销防自转机构载荷优化

刘兴旺<sup>1\*</sup> 田嵩<sup>1</sup> 刘晓明<sup>2</sup> 姜永为<sup>1</sup> 孙禛<sup>1</sup> 李阔<sup>1</sup>

1. 兰州理工大学石油化工学院, 兰州, 730050

2. 高端压缩机及系统技术全国重点实验室, 合肥, 230031

**摘要:** 针对电动涡旋压缩机柱销防自转机构因接触载荷较大导致的容易磨损甚至断裂的问题, 研究了改善柱销防自转机构载荷的方法。通过分析动涡盘受到的自转力矩, 研究了气体力和旋转背压油作用力引起的自转力矩随转速的变化规律, 建立了自转力矩作用下含间隙柱销防自转机构的力学模型, 计算了不同柱销数量下防自转机构的环销接触角。从柱销数量、齿端修正和动涡盘底板结构三个方面研究了改善柱销接触载荷的方法, 并运用该方法对样机的防自转机构进行优化, 对比了优化前后柱销的接触载荷和润滑条件。研究表明: 背压油引起的自转力矩随转速的增大而增大; 增大柱销数量、减小齿端修正展角和修正偏移量、改变一次平衡槽开设位置、柱销数量为双数时在环槽中心增设内销等措施可以减小柱销的接触载荷; 优化后柱销接触力峰值减小了70.1%, 平均接触力减小了61.3%, 柱销润滑条件得到改善。

**关键词:** 电动涡旋压缩机; 柱销防自转机构; 自转力矩; 结构优化

**中图分类号:** TH45

DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2025.10.018

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



## Load Optimization of Pin Anti-rotation Mechanisms for Electric Scroll Compressors

LIU Xingwang<sup>1\*</sup> TIAN Song<sup>1</sup> LIU Xiaoming<sup>2</sup> JIANG Yongwei<sup>1</sup> SUN Zhen<sup>1</sup> LI Kuo<sup>1</sup>

1. School of Petrochemical Engineering, Lanzhou University of Technology, Lanzhou, 730050

2. State Key Laboratory of High-end Compressor and System Technology, Hefei, 230031

**Abstract:** Aiming at the problems that the pin anti-rotation mechanism of electric scroll compressors was prone to wear and even fracture due to large contact loads, several methods were studied to optimize the load on the mechanisms. By analyzing the orbiting moments of the orbiting scroll, the variation laws of the orbiting moments induced by gas forces and rotating back-pressure oil forces with rotational speed were investigated. A mechanics model of the pin anti-rotation mechanisms with clearances under the orbiting moments was established, and the contact angles between the ring and pins were calculated for different numbers of pins. Load reduction methods were studied from three aspects: the number of pins, tooth tip modification, and the bottom plate structure of the orbiting scrolls. The anti-rotation mechanisms of a prototype was optimized using these methods, and the contact loads and lubrication conditions of the pins were compared before and after optimization. The results show that the orbiting moments caused by back-pressure oil increase with rotational speed. Increasing the number of pins, reducing the modification angle and offset of tooth tips, adjusting the position of the primary balance groove, and adding an inner pin at the center of the ring groove when the number of pins is even may effectively reduce the contact loads on the pins. After optimization, the peak contact forces of the pins decrease by 70.1%, the average contact forces decrease by 61.3%, and the lubrication conditions of the pins are improved.

**Key words:** electric scroll compressor; pin anti-rotation mechanism; orbiting moment; structural optimization

### 0 引言

电动涡旋压缩机是由电机直接驱动压缩机主轴的一种封闭式涡旋压缩机, 能通过电磁线圈改

变转速, 调制冷量, 被广泛应用于电动汽车空调系统<sup>[1]</sup>。防自转机构是电动涡旋压缩机的重要组成部分, 主要作用是限制动涡盘的自转, 保证动涡旋齿的正常啮合。电动涡旋压缩机一般采用柱销防自转机构<sup>[2]</sup>, 其结构简单、可靠性高且容易加工。然而, 柱销防自转机构的柱销和耐磨环接触的部位容易产生磨损<sup>[3]</sup>, 当磨损情况严重时, 不仅

收稿日期: 2024-09-23

基金项目: 高端压缩机及系统技术全国重点实验室开放基金 (SKL-YSJ202110)

会增加防自转机构的摩擦功耗,还会引起压缩机振动并影响切向泄漏间隙<sup>[4]</sup>,对电动涡旋压缩机产生不利影响。减小防自转机构的接触载荷是减小磨损最直接有效的途径之一,且减小载荷还有利于减小压缩机的振动和噪声。

目前,针对涡旋压缩机柱销防自转机构,王立存等<sup>[2]</sup>基于柱销防自转机构的工作原理从机构学和运动学的角度分析了柱销的受力,并给出了压缩机工作过程中环槽、曲轴和柱销之间的位置关系。雷杰<sup>[3]</sup>分析并总结了柱销防自转机构相较于其他防自转机构的优缺点。张帅等<sup>[5]</sup>分析了柱销防自转机构接触部位磨损的形式和特点,并基于润滑状态评价准则给出了改善磨损的措施。张靖伟等<sup>[6]</sup>建立了含间隙的柱销防自转机构动力学模型,对环销间隙和间隙误差引起的环销性能变化进行了研究。然而,现有研究中对减小柱销防自转机构载荷的研究较少,为此,本文提出了考虑气体力和背压油作用力的动涡盘自转力矩计算方法,从齿端修正、柱销数量和动涡盘底板结构等方面研究改善柱销防自转机构载荷的方法。

### 1 动涡盘自转力矩分析

电动涡旋压缩机的结构如图1所示,动涡盘涡旋齿一侧和静涡盘配合组成压缩腔,其另一侧与机架体和背压腔配合,背压腔中充满了背压油,以平衡动涡盘受到的轴向气体力。为了节省空间并让运行转速绕开临界转速<sup>[7]</sup>,通常将大平衡块设置于背压腔中,安装于主轴上,随主轴旋转,大平衡块的旋转又带动了背压油旋转<sup>[8]</sup>。因此动涡盘受到的自转力矩包括两部分:一部分是切向气体力作用于涡旋齿引起的自转力矩;另一部分是动涡盘底板受到旋转背压油作用力引起的自转力矩。

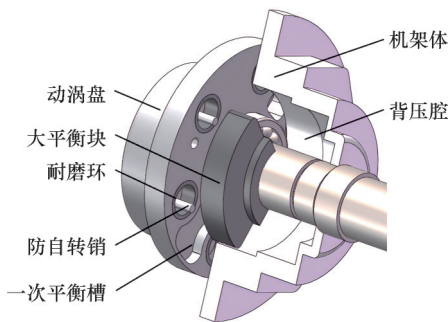


图1 电动涡旋压缩机结构

Fig.1 The structure of an electric scroll compressor

#### 1.1 切向气体力分析

电动涡旋压缩机通常采用对称圆弧加直线的方法对涡旋齿端进行修正,这样不仅可以增加压

缩机的内容积比和压缩比,还能改善涡旋齿端的受力特性。齿端修正后的涡旋齿受到的切向气体力 $F_t$ 如图2所示,切向气体力 $F_t$ 沿偏心轴切线方向作用于动静涡旋盘,考虑齿端修正的切向气体力 $F_t$ 计算式为<sup>[9]</sup>

$$F_t = \begin{cases} p_s P_1 h \sum_{i=1}^n (2i - \theta/\pi) (\epsilon_i - \epsilon_{i+1}) & 0 \leq \theta < \theta_m, \theta^* \leq \theta \leq 2\pi \\ p_s h L_1 (\epsilon_1 - \epsilon_2) + p_s P_1 h \sum_{i=2}^n (2i - \theta/\pi) (\epsilon_i - \epsilon_{i+1}) & \theta_m \leq \theta < \theta^* \end{cases}$$

$$L_1 = R_b + r_s + |O_1 O_2| \cos \lambda$$

$$\epsilon_i = p_i / p_s = (V_s / V_i)^m$$

式中: $\theta$ 为主轴转角; $p_s$ 为吸气压力; $P_1$ 为渐开线节距; $h$ 为涡旋齿高; $\theta_m$ 为修正侵入角; $\theta^*$ 为脱啮角; $\epsilon_i$ 为各压缩腔的压力比; $R_b$ 为修正大圆弧半径; $r_s$ 为修正小圆弧半径; $\lambda$ 为修正圆弧圆心角的补角; $p_i$ 为第*i*个压缩腔压力; $V_s$ 为吸气腔容积; $V_i$ 为第*i*个压缩腔容积; $m$ 为多变压缩指数。

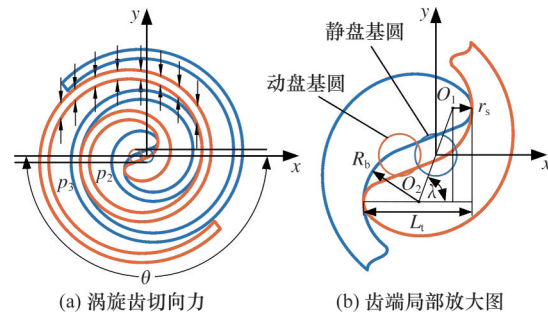


图2 切向气体力作用示意图

Fig.2 Schematic diagram of tangential gas force

#### 1.2 切向气体力引起的自转力矩分析

切向气体力作用在动静涡盘基圆中心连线的中点,这使得动涡盘受到一个与主轴旋转方向相同的自转力矩<sup>[10]</sup>,切向气体力引起的自转力矩

$$M_t = R_{or} F_t / 2 \quad (1)$$

式中: $R_{or}$ 为动静涡盘基圆中心的距离。

#### 1.3 背压油引起的自转力矩分析

动涡盘底板和背压油接触的一侧存在一次平衡槽,因此在计算动涡盘受到的自转力矩时,应该考虑动涡盘底板受到旋转背压油作用的摩擦力矩以及背压油冲击凹槽壁面引起的冲击力矩,如图3所示。动涡盘底板还存在安装耐磨环的环槽,但环槽壁面受到的背压油冲击力相对较小,且部分涡旋压缩机的环槽布置在机架体上,因此为简化模型忽略环槽壁面受到的背压油冲击力,只考虑背压油的摩擦力以及背压油对一次平衡槽壁面的冲击力。

采用计算盘形转子在流体中旋转时受到的流体摩擦力矩的方法<sup>[11]</sup>计算动涡盘底板受到旋转背

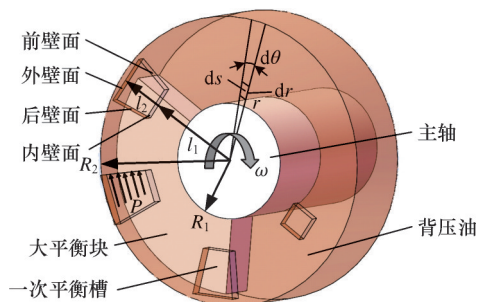


图3 背压油对动涡盘的作用力  
Fig.3 The force of the back pressure oil on the orbiting scroll

压油引起的摩擦力矩:

$$M_f = \pi \rho \omega^2 \int_{R_2}^{R_1} r^4 \frac{0.0426}{\left(\lg \frac{\rho r^2 \omega}{\mu}\right)^{1.5152}} dr \quad (2)$$

式中:  $r$  为动盘背面某微元  $ds$  到基圆中心的距离,  $m$ ;  $\rho$  为背压油密度,  $kg/m^3$ ;  $\omega$  为主轴旋转角速度,  $rad/s$ ;  $R_1$ 、 $R_2$  分别为背压腔内径和外径,  $m$ ;  $\mu$  为背压油动力黏度,  $Pa \cdot s$ 。

旋转背压油对凹槽壁面产生冲击力  $P$ , 冲击力也会使动涡盘受自转力矩。冲击力  $P$  常用动量定理求解, 冲击力的大小等于射流的动量变化率或者等于流过流体的质量乘以流速的变化量<sup>[12]</sup>, 即

$$P = Gu$$

式中:  $G$  为流体流过受冲击面的质量流量;  $u$  为垂直壁面向流体速度变化量。

背压油流过凹槽时会形成涡流, 因此对凹槽的前后壁面都有冲击力, 且对前壁面的冲击力大于后壁面, 冲击力引起的自转力矩可表示为

$$M_i = \sum_{i=1}^b \frac{(l_{1i} + l_{2i})}{2} (P_{qi} - P_{hi}) \quad (3)$$

式中:  $b$  为凹槽个数;  $l_{1i}$  为第  $i$  个凹槽内壁面到中心的距离;  $l_{2i}$  为第  $i$  个凹槽外壁面到中心的距离;  $P_{qi}$  为第  $i$  个凹槽前壁面受到的冲击力;  $P_{hi}$  为第  $i$  个凹槽后壁面受到的冲击力。

综上, 动涡盘受到的总的自转力矩

$$M_o = M_1 + M_f + M_i \quad (4)$$

以某台样机为例, 运用上述公式计算动涡盘受到的自转力矩, 样机参数如表1所示。样机的吸气压力为  $0.28 MPa$ , 排气压力为  $1.6 MPa$ , 最高转速为  $8000 r/min$ 。

当主轴转角为  $240^\circ$  时, 不同转速下动涡盘受

表1 电动涡旋压缩机相关参数

Tab.1 Parameters of electric scroll compressors

参数	数值	参数	数值
基圆半径 $a/mm$	3.183	背压腔外径 $R_2/mm$	45
涡旋齿厚 $t/mm$	4.5	背压油密度 $\rho/(kg \cdot m^{-3})$	1010
涡旋齿高 $h/mm$	28	40℃时背压油动力黏度 $\mu/(Pa \cdot s)$	0.1
背压腔内径 $R_1/mm$	18		

到的自转力矩  $M_o$  计算结果如图4所示。由图4可知, 气体力引起的自转力矩大于背压油作用力引起的自转力矩; 同一主轴转角下气体力引起的自转力矩不随转速变化, 而背压油引起的自转力矩随着转速的增大而增大, 因此总自转力矩也随转速的增大而增大。当转速为  $8000 r/min$  时, 背压油引起的自转力矩占总自转力矩的  $27.8\%$ 。

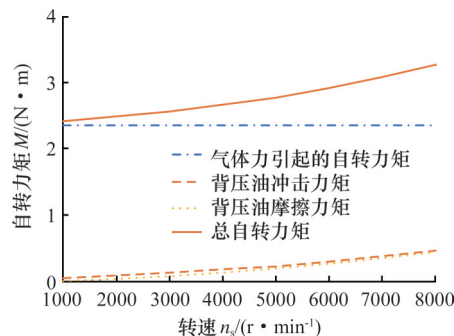


图4 不同转速下动涡盘受到的自转力矩

Fig.4 Self-rotation moment on the orbiting scroll at different speeds

## 2 柱销防自转机构受力分析

电动涡旋压缩机柱销防自转机构由多对防自转柱销和耐磨环组成, 其中柱销固定在机架体上, 耐磨环则均匀地分布在动涡盘背面的环槽内。

由于加工精度的影响, 柱销与耐磨环之间存在微小的装配间隙, 工作时动涡盘会发生微量自转, 将间隙控制在允许的范围内, 柱销才能起到防自转的效果。要计算柱销防自转机构的接触力需先判断柱销与耐磨环的接触状态, 6个柱销的接触状态如图5所示。图中,  $\tau_i$  为耐磨环中心沿所在分布圆的切线方向的向量, 也是动涡盘微量自转时第  $i$  个柱销相对于耐磨环的运动方向;  $n_i$  为第  $i$  个耐磨环中心指向柱销中心的向量, 若柱销与耐磨环之间存在接触力, 那么  $n_i$  向量的方向就是接触力的方向。根据柱销与耐磨环接触状态的判断方法<sup>[5]</sup>, 当动涡盘微量自转时, 只有  $n_i$  与  $\tau_i$  夹角的

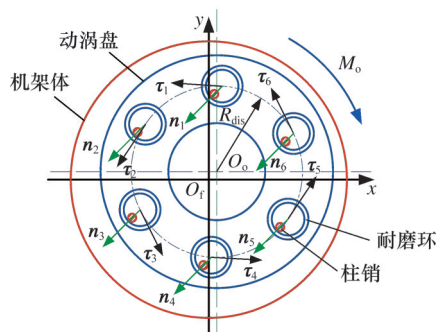


图5 六柱销接触示意图

Fig.5 Contact situation of the mechanism with six pins

绝对值 $|\alpha_i|$ 介于 $0 \sim \pi/2$ 的柱销与耐磨环才有可能产生接触力,而 $|\alpha_i|$ 介于 $\pi/2 \sim \pi$ 的柱销与耐磨环会相互远离,不发生接触。为便于计算,对 $\alpha_i$ 的正负作如下定义: $n_i$ 以耐磨环圆心为中心旋转一个小于 $\pi$ 的 $\alpha_i$ 后与 $\tau_i$ 重合,若 $n_i$ 需要顺时针旋转则 $\alpha_i$ 取负,反之取正。图5中 $\alpha_1, \alpha_5, \alpha_6$ 为负,其余为正。

主轴转角为0时 $n_i$ 与 $\tau_i$ 的夹角记为

$$\langle n_i(0), \tau_i(0) \rangle = \alpha_{i0}$$

则主轴转角为 $\theta$ 时

$$\langle n_i(\theta), \tau_i(\theta) \rangle = \alpha_{i0} + \theta$$

对柱销与耐磨环之间存在微小间隙的柱销防自转机构进行受力分析,如图6所示。动涡盘在自转力矩的作用下绕着驱动轴承中心产生微小的角位移,动涡盘上的耐磨环也沿着其分布圆的切线方向( $\tau_i$ 向量的反方向)产生相同大小的角位移,其中 $|\alpha_i|$ 最小的一对环销最先接触产生防自转力矩。假设动盘的自转力矩全部由防自转机构承担,则柱销和耐磨环之间的接触力 $F_b$ 为<sup>[5]</sup>

$$F_b = \frac{M_o}{R_{dis} \cos \alpha_f} \quad (5)$$

$$\alpha_f = \min(|\alpha_i|)$$

式中: $R_{dis}$ 为耐磨环分布圆半径; $\alpha_f$ 为柱销与耐磨环的接触角。

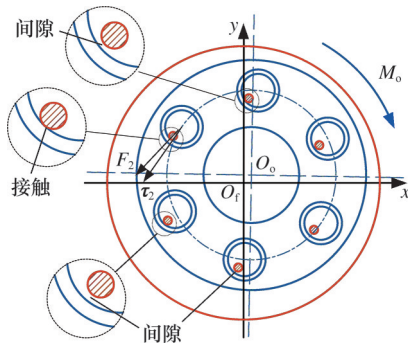


图6 柱销防自转机构受力图

Fig.6 Force analysis of the column pin anti-rotation mechanism

式(5)中,自转力矩 $M_o$ 已确定,要求出任意主轴转角 $\theta$ 对应的接触力 $F_b$ ,还需要确定 $\alpha_f$ 随主轴转角 $\theta$ 的变化规律。本文采用文献[5]中的方法计算不同柱销数量的防自转机构对应的 $\alpha_f$ 随主轴转角的变化规律,结果如图7所示。由图7可知,柱销数量越多,接触角的峰值和波动越小,对于柱销数量为 $n$ 的防自转机构,其柱销与耐磨环接触角的取值范围为 $0 \leq \alpha_f \leq \pi/n$ 。

### 3 柱销防自转机构载荷改善研究

#### 3.1 柱销数量对防自转机构载荷的影响

图8所示为由式(5)计算得到的不同柱销数

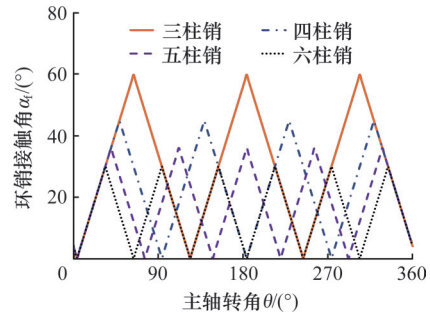


图7 不同柱销数量下的接触角

Fig.7 Contact angles for different pin counts

量下柱销的接触力,柱销数量越多,柱销与耐磨环接触角 $\alpha_f$ 的峰值和波动越小,接触力 $F_b$ 的峰值和波动也就越小。与柱销数量为3的设计相比,柱销数量为4、5、6的防自转机构最大接触力分别减小了20.7%、28.1%、34.1%,即增大柱销数量可以有效减小柱销防自转机构的载荷。

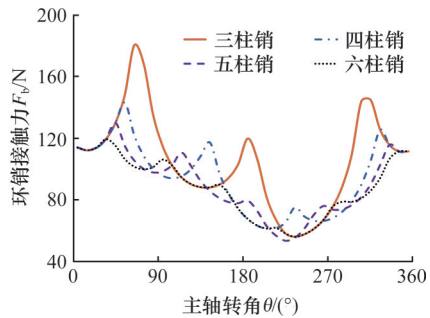


图8 不同柱销数量下防自转机构的接触力

Fig.8 The contact force of the anti-rotation mechanism under different number of pins

#### 3.2 齿端修正对防自转机构载荷的影响

电动涡旋压缩机一般设置有排气阀,因此只改变齿端修正的参数不会影响排气压力。研究表明,减小修正展角和修正偏移量可以减小切向气体力的峰值<sup>[9]</sup>。减小切向气体力的峰值就等于减小了自转力矩的峰值,因此可以通过优化齿端修正参数减小防自转机构的载荷。优化前后的齿端修正参数如表2所示。图9所示为通过式(1)计算的优化前后气体力引起的自转力矩 $M_f$ ,可见,优化后气体力引起的自转力矩峰值减小了8.2%。

表2 涡旋型线修正参数

Tab.2 Correction parameters of scroll

齿端修正参数	优化前	优化后
修正展角 $\beta$ /rad	2.620	0.785
修正偏移量 $\delta$ /mm	2	0

#### 3.3 动涡盘底板结构对防自转机构载荷的影响

背压油冲击凹槽壁面产生的冲击力矩增大了动涡盘受到的自转力矩,且冲击力矩随转速的增大而增大。如图10所示,可将一次平衡槽开设在

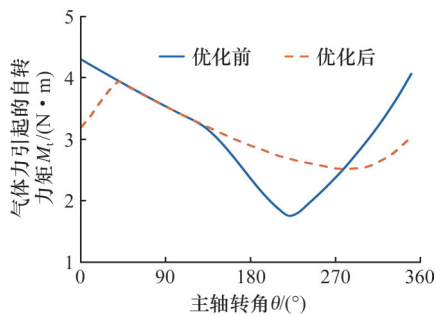


图9 优化前后气体力引起的自转力矩

Fig.9 Self-rotation moment caused by gas forces before and after optimization

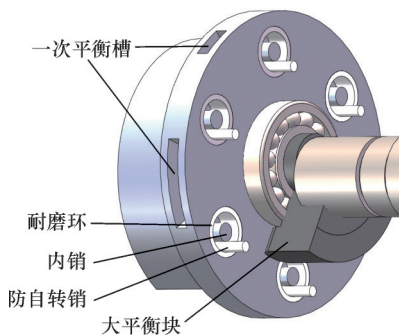


图10 改进后的动涡盘及柱销防自转机构

Fig.10 Improved dynamic orbiting scroll and pin anti-rotation mechanism

动涡盘底板的侧面,这样可以避免背压油冲击凹槽壁面产生额外的自转力矩。同时,适当增大柱销与耐磨环线接触长度,有利于改善润滑条件减小磨损<sup>[5]</sup>。

当柱销数量为双数时,可在每个环槽的中心位置增设一个内销,内销半径 $r_i$ 应满足

$$r_i = R_{or} - \delta - r_o \quad (6)$$

式中: $r_o$ 为防自转销半径; $\delta$ 为内销与防自转销的装配间隙。

增设内销后柱销防自转机构的受力如图11所示,图中 $F_2$ 为动涡盘微量自转时第2对耐磨环与防自转柱销的接触力, $\tau_2$ 为第2对防自转柱销相对于耐磨环的运动方向, $F_5$ 为第5对防自转柱

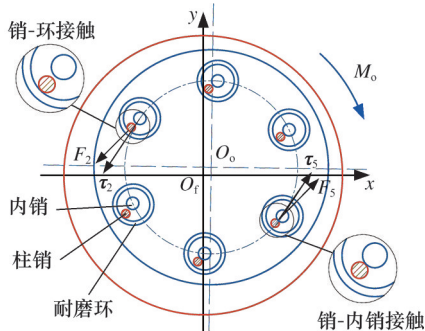


图11 改进后防自转机构受力

Fig.11 Force on the anti-rotation mechanism after improvement

销与内销的接触力, $\tau_5$ 为第5对防自转柱销相对于内销的运动方向。由图11可知, $F_2$ 与 $F_5$ 的方向相差 $\pi$ , $\tau_2$ 与 $\tau_5$ 的方向也相差 $\pi$ ,因此这两对环销的接触角 $\alpha_i$ 相同,理论上同时接触产生防自转力矩(实际情况下由于加工精度的影响需磨合一段时间后才能实现同时接触),此时

$$F_2 = F_5 = \frac{M_o}{2R_{dis} \cos \alpha_2} \quad (7)$$

对于任意时刻,改进后的柱销接触力

$$F_{bi} = \frac{M_o}{2R_{dis} \cos \alpha_i} \quad (8)$$

显然,通过增设内销可以使柱销接触力减小一半,而只有当柱销数量为双数时,才存在 $\tau_i$ 方向相差 $\pi$ 的两对环销,因此该方法只适用于柱销数量为双数的防自转机构。

#### 4 实例计算

采用改善柱销防自转机构载荷的方法对某台电动涡旋压缩机样机进行优化,优化前后的结构参数如表3所示。

表3 优化前后压缩机结构参数

Tab.3 Structural parameters before and after optimization

变量	原样机	优化后
一次平衡槽位置	动盘底板背面	底板侧面
防自转结构	无内销	有内销
柱销数量	3	6
环销线接触长度 $L$ /mm	2	4
齿端修正展角 $\beta$ /rad	2.620	0.785
齿端修正偏移量 $\delta$ /mm	2	0

计算优化前后柱销在转速为6000 r/min时的接触力 $F_b$ ,结果如图12所示,优化后柱销防自转机构的接触力峰值减小了70.1%,平均接触力减小了61.3%。

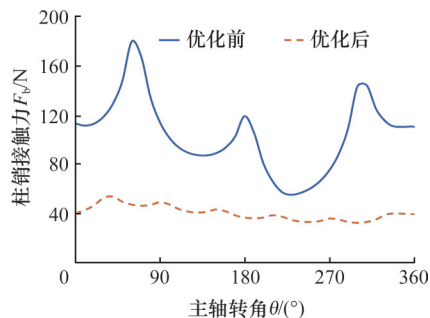


图12 优化前后防自转机构的接触力

Fig.12 Contact force of the anti-rotation mechanism before and after optimization

为论证优化方法是否能有效改善柱销的润滑条件减小磨损,运用文献[5]推导的公式计算优化

前后柱销与耐磨环接触形成的最小油膜厚度  $h_{\min}$  和对应的膜厚比  $\Lambda$ 。由油膜连续程度与膜厚比的关系可知:当  $0.8 \leq \Lambda \leq 3$  时为部分膜弹流润滑,润滑状态受粗糙度的影响较大;当  $\Lambda < 0.8$  时,润滑油膜基本无法形成,容易产生严重磨损。优化前后柱销的润滑情况如表 4 所示,优化后柱销的润滑条件得到了改善,有利于减小柱销磨损。

表 4 优化前后柱销的润滑条件对比

Tab.4 Comparison of lubrication conditions of pins before and after optimization

柱销润滑情况	原样机	改进后
最小油膜厚度 $h_{\min}/\mu\text{m}$	0.51	0.66
膜厚比 $\Lambda$	0.64	0.82
润滑条件	无法形成油膜	部分膜弹流润滑

## 5 结论

1) 气体力引起的自转力矩大于背压油作用力引起的自转力矩;背压油引起的自转力矩随转速的增大而增大,转速 8000 r/min 时,背压油引起的自转力矩占动涡盘总自转力矩的 27.8%。

2) 柱销越多,柱销与耐磨环接触角的峰值和波动越小,柱销接触力也就越小,与柱销数量为 3 的设计相比,柱销数量为 4、5、6 的防自转机构接触力峰值分别减小了 20.7%、28.1%、34.1%。

3) 减小齿端修正展角  $\beta$  和修正偏移量  $\delta$  可使气体力引起的自转力矩的峰值减小 8.2%;将一次平衡槽开设在动涡盘底板侧面,能够消除背压油冲击力引起的自转力矩。在柱销数量为双数的环槽中心增设内销可使柱销接触力减小一半。

4) 优化后样机的柱销接触力峰值减小了 70.1%,平均接触力减小了 61.3%,柱销与耐磨环接触对应的膜厚比从 0.64 增大到 0.82,柱销润滑条件得到了改善。

### 参考文献:

[1] 范子喆. 电动汽车空调涡旋压缩机传动系统动力特性研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2019.  
FAN Zizhe. Study on Dynamic Characteristics of Scroll Compressor Drive System of Air Conditioner in Electric Vehicle[D]. Hefei: Hefei University of Technology, 2019.

[2] 王立存,董光辉,王旭东,等. 通用型线电动涡旋压缩机的结构设计及动态仿真[J]. 中国机械工程, 2017, 28(6): 728-733.  
WANG Licun, DONG Guanghui, WANG Xudong, et al. Structural Design and Dynamic Simulation of a General Profile Electric Scroll Compressor[J]. Chi-

na Mechanical Engineering, 2017, 28(6): 728-733.

[3] 雷杰. 涡旋压缩机防自转机构特性研究[D]. 兰州: 兰州理工大学, 2016.  
LEI Jie. Study on the Characteristics of Anti-rotation Mechanism of Scroll Compressor [D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2016.

[4] 赵嫚,闫鹏举,张强. 运动副间隙对涡旋压缩机切向泄漏间隙的影响[J]. 兰州理工大学学报, 2020, 46(1): 37-43.  
ZHAO Man, YAN Pengju, ZHANG Qiang. Effect of Kinematic Pair Clearance in Scroll Compressor on its Tangential Leakage Gap [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2020, 46(1): 37-43.

[5] 张帅,朱世杰,李佳宸,等. 汽车空调涡旋压缩机柱销止转机构动力和磨损特性[J]. 流体机械, 2022, 50(3): 73-80.  
ZHANG Shuai, ZHU Shijie, LI Jiachen, et al. Dynamic and Wear Characteristics of Cylindrical Pin Anti-rotation Mechanism of Automotive Air-conditioning Scroll Compressor [J]. Fluid Machinery, 2022, 50(3): 73-80.

[6] 张靖伟,李宝福. 环销间隙对涡旋压缩机防自转机构性能影响分析[J]. 计量与测试技术, 2023, 50(11): 38-41.  
ZHANG Jingwei, LI Baofu. Analysis of Influence of Ring Pin Clearance on Performance of Anti-rotation Mechanism of Scroll Compressor [J]. Metrology and Measurement Technique, 2023, 50(11): 38-41.

[7] 溥江,张秀华,苏亚锋,等. 某新型高速涡旋压缩机转子系统动力特性分析[J]. 贵州大学学报(自然科学版), 2020, 37(2): 23-27.  
PU Jiang, ZHANG Xiuhua, SU Yafeng, et al. Dynamic Characteristics Analysis of Rotor System of a New High Speed Scroll Compressor [J]. Journal of Guizhou University (Natural Sciences), 2020, 37(2): 23-27.

[8] 刘兴旺,万春焕. 电动汽车空调变工况背压腔流场特性研究[J]. 汽车工程, 2018, 40(10): 1239-1245.  
LIU Xingwang, WAN Chunhuan. A Study on Flow Characteristics of Back Pressure Chamber under Off-design Conditions of Electric Vehicle Air Conditioning [J]. Automotive Engineering, 2018, 40(10): 1239-1245.

[9] 冉志祥,何泽银,向银,等. 计及气体力的新能源涡旋压缩机型线齿头修正优化[J]. 流体机械, 2023, 51(8): 93-99.  
RAN Zhixiang, HE Zeyin, XIANG Yin, et al. Optimization of Involute Tooth Head Modification of New Energy Scroll Compressors Considering Gas Force [J]. Fluid Machinery, 2023, 51(8): 93-99.