

研究论文

DOI: 10.11949/0438-1157.

超低转速滚动转子压缩机铰接式滑片噪声与能效改善研究

翟元彬^{1,2}, 晏刚¹, 彭斌^{1,2}, 熊通¹, 周杏标^{1,2}(¹ 西安交通大学能源与动力工程学院, 陕西 西安 710049; ² 广东美的制冷设备有限公司, 广东 佛山 528311)

摘要: 随着家用变频空调低负荷工况节能性和舒适性要求的提高, 压缩机转速范围亟需向更低转速拓宽。常规滚动转子压缩机在低转速时容易出现滑片脱离及撞击滚子问题, 导致容积效率急剧下降及异常振动噪声问题。理论分析和实验测试了超低转速下滑片动力学特性和脱离机理, 验证了加厚滑片、增大弹簧力、减小摩擦系数等方案无法彻底解决。提出了铰接式滑片结构, 并对比分析了与常规滑片运行特性的差异。通过实验验证铰接式滑片压缩机最低转速从 900 r/min 拓宽到 240 r/min 时, 铰接式滑片也不会产生滑片音, 容积效率最大提升 6.5%, 滑片尾部振动加速度降低 70%, 噪声峰值改善 2~6 dB。为压缩机拓宽低转速范围, 改善家用空调的舒适性和节能性, 提供了优化设计方案和实验依据。

关键词: 滚动转子压缩机; 铰接式滑片; 运动特性; 容积效率

中图分类号: TM 925.12; TB 652; TB 533.1

文献标志码: A

文章编号: 0438-1157 (XXXX) XX-0001-13

Investigation on the improvement of noise and energy efficiency of articulated vanes in rolling piston compressors at ultra-low speed

ZHAI Yuanbin^{1,2}, YAN Gang¹, PENG Bin^{1,2}, XIONG Tong¹, ZHOU Xingbiao^{1,2}

(¹ School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, Shaanxi, China; ² Guangdong Midea Refrigeration Equipment Co., Ltd., Foshan 528311, Guangdong, China)

Abstract: With the increasing demands for energy efficiency and comfort of household inverter air conditioners under low-load operating conditions, there is imperative to expand the compressor speed range toward lower speeds. Conventional rolling rotor compressors suffer from vane detachment and roller impact at low speeds, leading to severe deterioration of volumetric efficiency and abnormal vibration and noise. In this study, the dynamic characteristics and detachment mechanism of the vane at ultra-low speeds were investigated through theoretical analysis and experiments, which confirmed that measures such as thickening the vane, increasing spring force, and reducing friction coefficient are insufficient to completely resolve the issue. A hinged vane structure was proposed, and its operating characteristics were compared with those of the conventional vane. Experimental results demonstrate that when the minimum operating speed of the hinged vane compressor is extended from 900 r/min to 240 r/min, no vane noise is generated, volumetric efficiency increases by up to 6.5%, and vibration acceleration at the vane tail decreases by 70%, and the peak noise level is lowered by 2~6 dB. This work provides an optimized design approach and experimental evidence for broadening the low-speed operating range of compressors, thereby

收稿日期: 2026-07-03 修回日期: 2026-08-18

通信作者: 晏刚(1971—), 男, 博士, 教授, gyan@mail.xjtu.edu.cn

第一作者: 翟元彬(1992—), 男, 硕士研究生, 高级工程师, diyb2@midea.com

基金项目: 国家自然科学基金项目(52076160)

引用本文: 翟元彬, 晏刚, 彭斌, 熊通, 周杏标. 超低转速滚动转子压缩机铰接式滑片噪声与能效改善研究[J]. 化工学报, XXXX, XX(X): 1-13

Citation: ZHAI Yuanbin, YAN Gang, PENG Bin, XIONG Tong, ZHOU Xingbiao. Investigation on the improvement of noise and energy efficiency of articulated vanes in rolling piston compressors at ultra-low speed[J]. CIESC Journal, XXXX, XX(X): 1-13

enhancing the comfort and energy efficiency of household air conditioners.

Keywords: rolling rotor compressor; hinged vane; dynamic characteristics; volumetric efficiency

引 言

随着全球能效标准的日益严格和用户对空调舒适性要求的不断提高,变频技术已成为房间空调器的主流方案。通过空调系统实际运行状况的大数据分析表明,家用变频空调在实际使用中大部分时间运行于低负荷工况^[1],常规变频压缩机在低负荷运行时受最低转速限制仍存在达温停机问题^[2],压缩机频繁启停导致房间温度波动和空调能耗增加。中国家用电器协会发布的产业技术路线图(2024版)明确提出,压缩机需向更宽转速域拓展,以实现空调系统在全工况下的高舒适性和高节能性^[3]。然而,常规滚动转子压缩机在向超低转速(600 r/min以下)下探时,滑片与滚子之间极易发生脱离及撞击问题,导致容积效率急剧下降并产生异常噪声^[4],这已成为制约行业向深度节能方向发展的关键技术瓶颈。

针对低转速下滑片脱离与异常噪声问题,学者们从动力学机理、摩擦学特性及结构优化等方面开展了系统的研究工作。通过力学建模与实验观测发现,低转速下气体力不足以维持滑片头部与滚子的持续接触,滑片在气缸内经历“接触—脱离—再接触”的动力学失稳过程^[5]。从共振角度分析滑片脱离后撞击噪声存在放大机制^[6],滑片冲击力若与压缩机激励系统共振会显著加剧噪声幅值。韦^[7]进一步建立了滑片动力学模型,揭示了滑片在低转速下的复杂运动行为。Geng等^[8]通过数值与实验手段系统地研究了变转速压缩机中滑片与滚子的脱离—碰撞规律。Du等^[9]的最新研究表明,低转速下滑片最大倾斜角减小、二次运动减弱,纵向气体力不足和润滑不良是滑片提前脱离的主要原因,脱离后容积效率可降至80%以下。Wen等^[10]和Li等^[11]分别从高速转子压缩机的动态特性和滑片—滑片槽摩擦副角度分析了润滑状态与滑片槽设计对滑片运动稳定性的影响。这些研究共同揭示了常规滑片在超低转速工况下的失效本质——滑片依靠弹簧力和气体背压维持与滚子的接触,一旦外部激励或摩擦力变化打破力平衡,脱离即不可避免。

为抑制滑片脱离和降低噪声,已有研究尝试了多种工程方案。增大弹簧预紧力是最直接的思路,

但过大的弹簧力会增加摩擦功耗并加速磨损^[12]。改善滑片侧面摩擦特性^[13]是另一类常见方案,吴旭昌等^[14]通过采用滑片槽错位双竖槽及降低表面粗糙度有效降低了摩擦力,从而抑制了滑片异常撞击音。朱敏斯等^[15]采用该技术应用到宽频压缩机中,改善了整机性能和噪声。增大滑片背部气体压力也被尝试,但低转速下气体力本身有限,采用加厚滑片的方案同样带来摩擦损失的增大^[16]。上述研究表明,现有方案虽能在中低转速下缓解问题,但当转速进一步下探至600 r/min以下时,常规滑片因结构固有的力平衡特性,仍难以彻底避免脱离—撞击现象。因此,需要探索一种能够从根本上消除滑片脱离可能性的新型结构。

近年来,铰接式滑片结构因其能保持滑片与滚子始终接触而受到关注。Okur等^[17]通过实验验证了铰接式滑片压缩机在全转速等能效提升效果。邹鹏等^[18]在CO₂压缩机中验证了铰接机构对密封性和效率的改善效果。吴延平^[19]对铰接结构滑片的运动特性进行了理论分析,证明其有助于提升机械效率并减小摩擦损失。Kim等^[20]针对双缸滚动转子压缩机中的铰接式滑片与滚子进行了全面的动力学与润滑性能综合评估,揭示了铰接结构在中高转速工况下的优势,包括减小接触力波动和改善油膜分布。然而,上述研究主要集中于铰接结构在中高转速或常规工况下的表现,对于超低转速(尤其是600 r/min以下)工况下铰接滑片的动态行为、能效改善幅度及噪声控制机理尚缺乏系统研究,也缺少与常规滑片在极端低转速下的量化对比实验。

针对现有研究的不足,本文提出一种适用于超低转速滚动转子压缩机的铰接式滑片结构。该结构通过铰接连接使滑片头部与滚子始终保持可靠接触,从原理上彻底消除了脱离和撞击的可能性。本文的研究目的是:揭示常规压缩机在超低转速下的滑片脱离机理及改善方案的局限性,建立铰接式滑片的动力学模型,并通过实验系统对比分析两种结构在超低转速工况下的运行特性差异。本研究搭建了压缩机性能与噪声综合实验平台,分别对常规滑片压缩机和铰接式滑片压缩机在不同转速(240~900 r/min)下的容积效率、振动加速度和噪声水平进行了测试和对比分析。本文工作为宽转速

域高效静音压缩机的设计提供了理论依据和实验支撑,对推动家用空调系统的深度节能降耗、改善用户舒适性具有重要的理论价值和工程应用前景。

1 滑片动力学仿真分析

1.1 滑片受力分析

图1(a)展示了滚动转子压缩机泵体的基本结构,其主要部件包括:用螺钉固定在气缸两端的上轴承和下轴承,曲轴穿过上下轴承,且偏心部位于气缸内,滚子嵌套在曲轴偏心部且外周面与气缸内

壁面贴合,滑片放置在气缸滑片槽内做往复运动。滑片在弹簧力和背部气体压力作用下与滚子外圆表面保持接触,将气缸内腔分隔为吸气腔(低压)和压缩腔(高压)。当曲轴带动滚子时,滚子与气缸之间的月牙形工作腔容积发生周期性变化(如图1b)。在吸气侧,容积逐渐增大,吸入制冷剂蒸气;在压缩侧,容积逐渐减小,压力升高,直至达到设定的排气压力后顶开排气阀片,完成压缩、排气过程^[21]。滑片始终接触滚子运动并保证高低压侧之间的密封,是压缩机运转的关键零件之一。

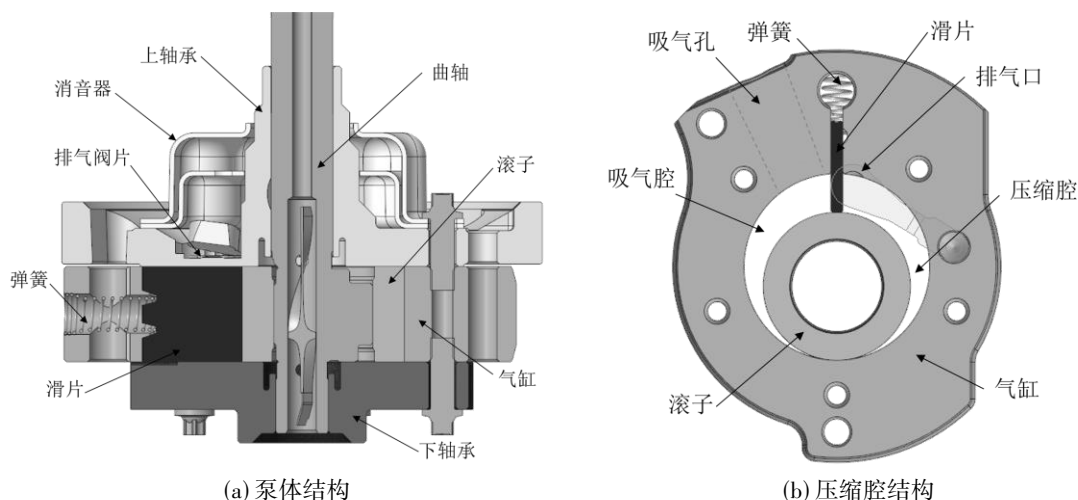


图1 滚动转子压缩机泵体结构原理图

Fig.1 Structural schematic of the rolling rotor compressor pump body

在压缩机运转过程中,滑片受到吸气侧与排气侧压差的作用,在往复运动的同时还会向吸气侧倾斜。滑片不仅承受气体力和弹簧力,还受到气缸滑片槽的接触力与摩擦力,后两者对其运动行为影响显著。Wen等^[22]建立了考虑滑片槽表面变形分布的摩擦动力学模型,揭示了滑片的二阶运动规律,随后提出了基于混合润滑分析的改进模型^[23]。本文根据图2所示的滑片受力分析,建立了滑片侧面的混合润滑受力模型。

滑片纵向(x)方向受力:

$$F_{gx} + F_{sp} - F_{ofs} - F_{ofs} - F_{ofd} - F_{ofd} - F_n \cos \alpha + F_{vt} \sin \alpha = m_v a_v \#(1)$$

滑片横向(z)方向受力:

$$F_{gz} + F_{od} + F_{cd} - F_{os} - F_{cs} - F_n \sin \alpha - F_{vt} \cos \alpha = m_v a_z \#(2)$$

滑片力矩平衡:

$$M_{fd} - M_{fs} - M_n + M_{vt} + M_g - M_s + M_d = I\ddot{\beta} \#(3)$$

基于混合润滑模型的滑片动力学方程:

$$\begin{bmatrix} -\mu_s & -\mu_d & -\cos \alpha \\ -1 & 1 & -\sin \alpha \\ -\frac{\delta_v}{2} \mu_s & \frac{\delta_v}{2} \mu_d & -R_v \sin \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{os} + F_{cs} \\ F_{od} + F_{cd} \\ F_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A \\ B \\ C \end{bmatrix} \#(4)$$

其中:

$$A = -F_{gx} - F_{sp} - F_{vt} \sin \alpha + m_v a_v \#(5)$$

$$B = -F_{gz} + F_{vt} \cos \alpha m_v a_z \#(6)$$

$$C = -\frac{x_v}{2} F_g + M_s - M_d - F_{vt} R_v (1 - \cos \alpha) + I\ddot{\beta} \#(7)$$

上述各式中,下标s和d分别代表吸气侧与排气侧。为清晰区分各力源的物理本质,定义如下:

F_{os} 、 F_{od} 分别为吸、排气两侧油膜提供的法向承载力,沿横向z方向,见式(2);

F_{ofs} 、 F_{ofd} 为对应油膜产生的粘性剪切摩擦力,沿纵向x方向,见式(1),反映流体动压润滑效应。

F_{cs} 、 F_{cd} 分别为吸、排气两侧粗糙峰固体接触产生的法向承载力,沿z方向,见式(2);

F_{cfs} 、 F_{cfd} 为对应的固体接触摩擦力,沿x方向,见式(1),表征边界润滑或固体接触状态。

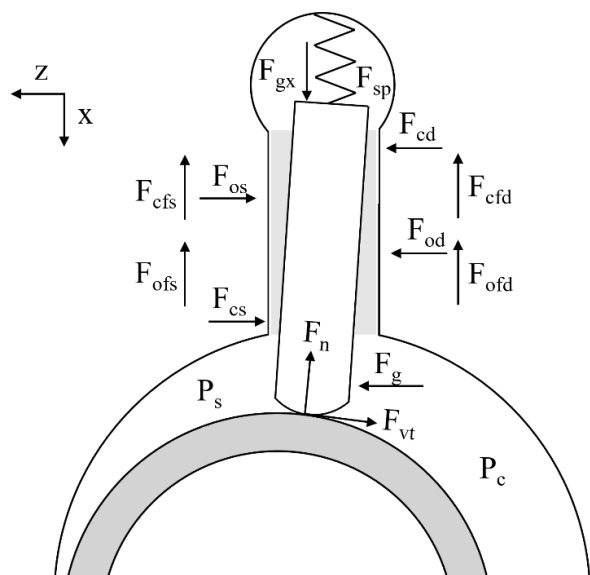


图2 滑片受力分析模型示意图

Fig.2 Force analysis model of the vane

F_n 为滚子外圆对滑片头部的法向约束反力, F_{vt} 为滚子与滑片头部相对运动产生的切向摩擦力。二者通过滑片头部圆弧的接触角 α 分解为x、z方向分量, 分别参与式(1)、(2)的力平衡, 且其对滑片质心的力矩(M_n 、 M_{vt})计入式(3)的转动平衡。

F_{gx} 、 F_{gz} 为气体力分力, F_{sp} 为弹簧力, F_g 为气体力的合力, 见式(7)。

$m_v a_v$ 、 $I \ddot{\beta}$ 分别为滑片平动惯性力与转动惯性力矩;

R_v 为滑片头部圆弧半径影响 F_{vt} 的力矩臂, x_v 为滑片相对位移影响气体力及弹簧力。

根据上述数值计算模型, 编写计算程序, 首先输入滑片与气缸的几何尺寸参数、压缩机运行工况参数及材料物性参数, 并给定滑片初始时刻的基准油膜厚度与倾斜角度; 随后基于混合润滑模型求解Reynolds方程和Greenwood-Tripp表面接触模型, 计算油膜压力分布及固体接触压力, 并积分获得滑片侧面的法向合力, 再根据摩擦模型计算滑片头部的摩擦力; 利用动力学方程(1)~(3)求解滑片的加速度、速度和位移, 更新下一时刻的倾斜角度与油膜厚度; 重复上述步骤直至曲轴转角达到 360° , 之后进行收敛性判断, 若滑片运动参数(如倾斜角度、法向力等)满足收敛判据, 则输出每个转角时刻下滑片所受的外力、倾斜角度、最小油膜厚度、固体接触压力分布等结果; 若不收敛, 则调整初始值或时间步长重新计算。

1.2 低转速仿真结果分析

仿真计算了常规压缩机在低转速(900 r/min)时一个旋转完整周期内, 作用于滑片上的纵向力(a)和横向力(b)随曲轴转角变化的动态特性, 如图3所示。滑片纵向X方向受力, 主要是纵向气体力和吸气侧摩擦力占主导, 随着曲轴转角增大在接近 150° 左右, 由于压缩过程滑片前后压差减小, 纵向气体力先减小; 而吸气侧摩擦力和排气侧摩擦力均在此时增大, 尤其是吸气侧摩擦力大幅增加, 其方向与滑片运动方向相反。弹簧力受滑片伸出位移, 在 180° 时滑片伸出量最大, 弹簧力最小, 弹簧力不受转速工况的影响。滑片横向Z方向受力, 随曲轴转角增大, 滑片两侧气体压差加大, 在接近 180° 左右时气体横向气体力最大, 随之滑片槽吸气侧和排气侧的接触力也达到最大。滚子与滑片头部的接触力和摩擦力波动比较小。

从滑片受力分析来看, 滑片在低转速下脱离主要原因是低转速工况吸排气压差较小, 随着压缩过程纵向气体力逐渐降低, 而同时在滑片伸出时弹簧力随之减小, 吸气侧接触力和排气侧接触力随着增大, 则吸排气侧摩擦力增大且与滑片运动方向相反, 导致滑片与滚子纵向接触力急剧降低, 理论计算当纵向接触力小于0时, 即为滑片脱离。从而引起气缸内吸气腔和压缩腔串通, 压缩腔内高温高压气体向吸气腔大量泄漏, 耗费了压缩功且降低了吸气流量, 体现在压缩机制冷量大幅下降而功率上升^[24]。随着曲轴转角大于 180° 后, 滑片头部吸气侧面积占比增大导致纵向气体力逐渐增大, 弹簧力也随滑片退回滑片槽过程逐渐增大, 而同时吸气侧和排气侧摩擦力逐渐减小。理论计算当纵向接触力大于0时, 滑片与滚子再次接触, 并引起撞击噪声和振动传递到压缩机壳体。因此通过在压缩机壳体对应滑片尾部位置安装加速度传感器, 可以检测滑片与滚子是否存在脱离-撞击问题^[25]。

随着压缩机从低转速900r/min逐渐向超低转速240 r/min拓展时, 分析了影响滑片脱离的主要受力因素。随着转速降低, 吸排气的压差进一步减小, 因此纵向气体力整体上减小, 但最小值出现的角度逐渐提前(如图4a)。排气侧和吸气侧的摩擦力, 也因横向气体力的降低, 随着吸排气侧接触力的减小而减小(如图4b/c)。但是在低转速工况下, 制冷剂质量流量显著下降, 蒸发器内制冷剂流速降低、换热系数减小, 导致蒸发器出口制冷剂无法完全蒸

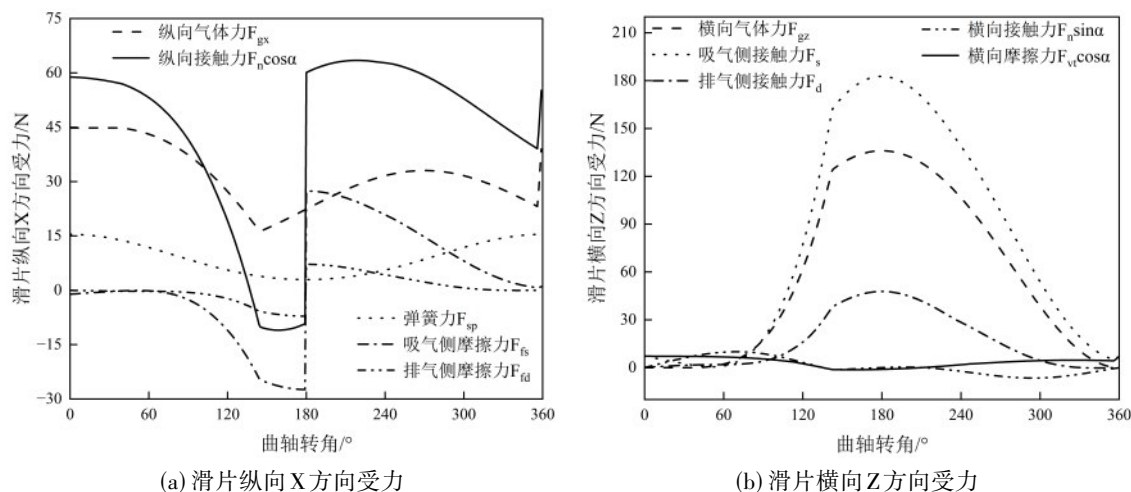


图3 低转速滑片受力分析计算结果

Fig 3 Calculation results of force analysis on vane at low-speed

发,压缩机吸气口出现带液现象,吸气干度随之降低。冷冻油与液态制冷剂溶解度较大,油膜粘度降低^[26],导致在滑片吸气侧前端和排气侧的后端的最小油膜厚度降低,滑片与滑片槽产生金属接触,摩擦系数可能会增大。最终随着转速降低,滚子滑片的接触力整体降低(如图4d),但接触力小于0的角度范围增加,如900r/min时滑片在接近150°左右脱离,而在240r/min时滑片在120°就开始脱离。随转速降低,滑片脱离的运行区间加长,在整个旋转周期中滑片泄漏时间占比加大,因此导致超低转速下压缩机效率进一步下降。

1.3 常规改善方案效果分析

根据以上滑片受力计算分析结果,可以得出影响低转速滑片脱离的主要因素是纵向气体力、吸气排气侧摩擦力和弹簧力,从这几个因素上对于常规滑片的改善方案一般为加大滑片厚度、减小滑片侧面和滑片槽摩擦系数以及加大弹簧刚度。如图5a所示,常规改善方案在低转速(900 r/min)下的滑片滚子接触力对比。滑片厚度增大15%可在相同吸气压差下,通过增大气体受力面积而增加纵向气体力,通过计算可以得出相比原方案的滑片滚子接触力整体增大,但随之滑片质量加大带来惯性力增大,仍然存在滑片脱离问题。弹簧刚度加大20%使滑片滚子接触力在弹簧压缩量大时增大,但随着滑片伸出在180°附近时弹簧力增大幅度很小。滑片侧面与滑片槽的摩擦系数减小20%,在滑片伸出较小时对滑片滚子接触力影响较小,随着滑片伸出在180°附近对滑片滚子接触力明显改善。综合上述三

种方案时,滑片滚子接触力相比原方案大幅提升,整体上均大于0,但是在150°~180°区间滑片滚子接触力仅有1N左右,在实际空调运行过程工况多变,低转速吸气带液、压力脉动等仍有较大风险导致滑片脱离。当压缩机转速从900 r/min降低至240 r/min(图5b)时,上述方案对接触力的改善效果均减小,在120°~180°区间滑片滚子接触力仅有0.5N左右,实际运行滑片可能会脱离。行业内也验证对滑片和滑片槽间隙控制优化^[27],滑片处振动大小与滑片间隙大小直接相关性不大。

将上述综合改善方案组装压缩机样机并安装在空调系统上,在压缩机壳体上安装振动加速度传感器和对应滑片尾部的位置设置麦克风采集噪声数据,在低转速工况下通过对振动加速度和噪声数据识别滑片撞击问题(图6(a))。综合改善综合方案压缩机在超低转速工况下的振动加速度测试结果如图6(b)所示,在900~600 r/min工况滑片尾部的振动加速度在运行过程趋近于稳定状态,即滑片和滚子无脱离碰撞现象发生;随着转速进一步降低,在480~240 r/min时,在每个旋转周期内均会出现一次振动加速度急剧增大的尖峰,即滑片与滚子碰撞后产生的激励力传递到壳体上引起。因此可以得出,实验测试结果基本验证了仿真计算的预测,常规的综合改善方案在部分低转速下可以改善滑片接触力,相比原方案滑片音出现的转速向更低区间拓展,但随着压缩机转速进一步降低,常规改善方案仍然无法彻底解决滑片脱离撞击问题,因此有必要提出一种新型的滑片结构来改善超低转速下滑

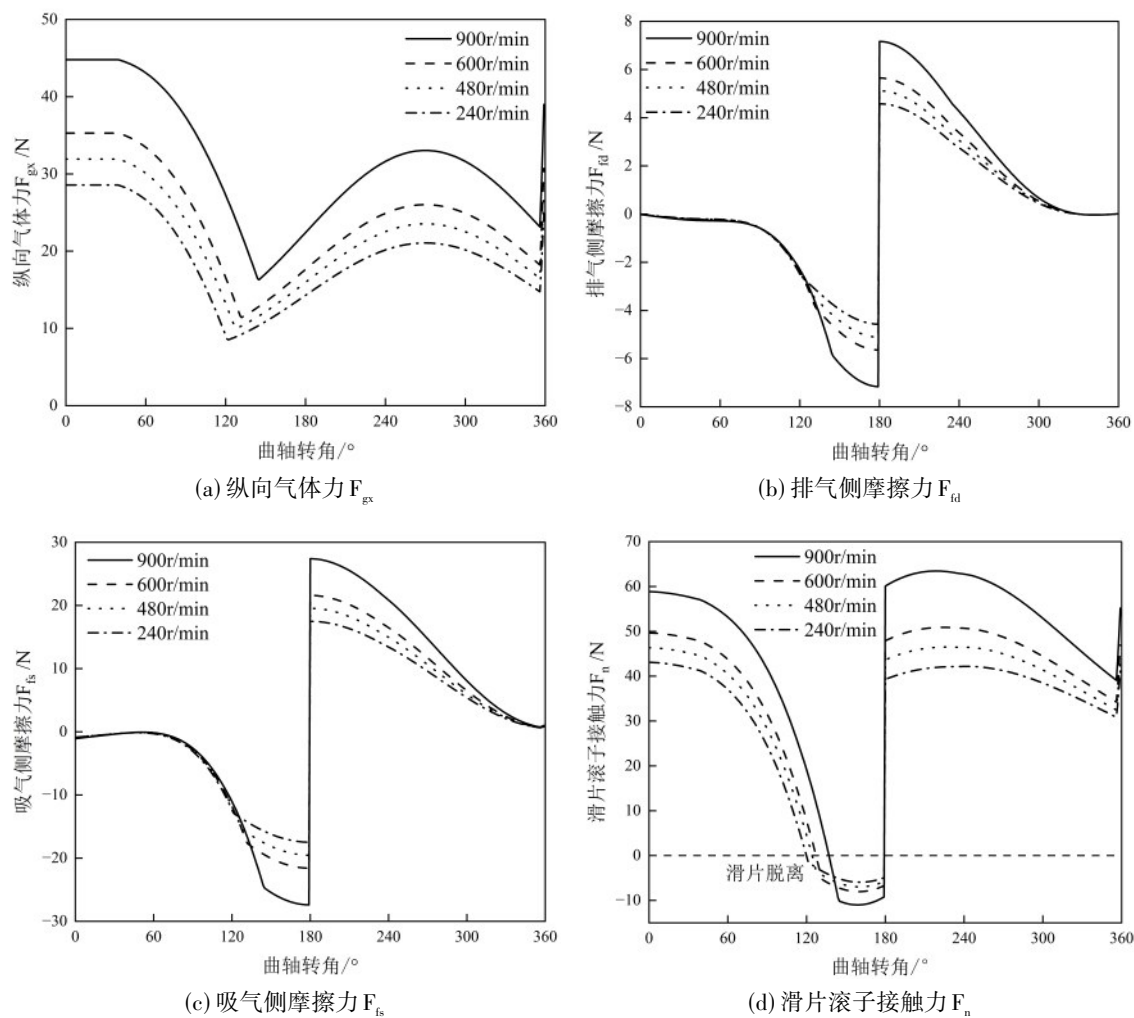


图4 不同转速下滑片受力变化规律

Fig. 4 Variation of vane force with rotational speed

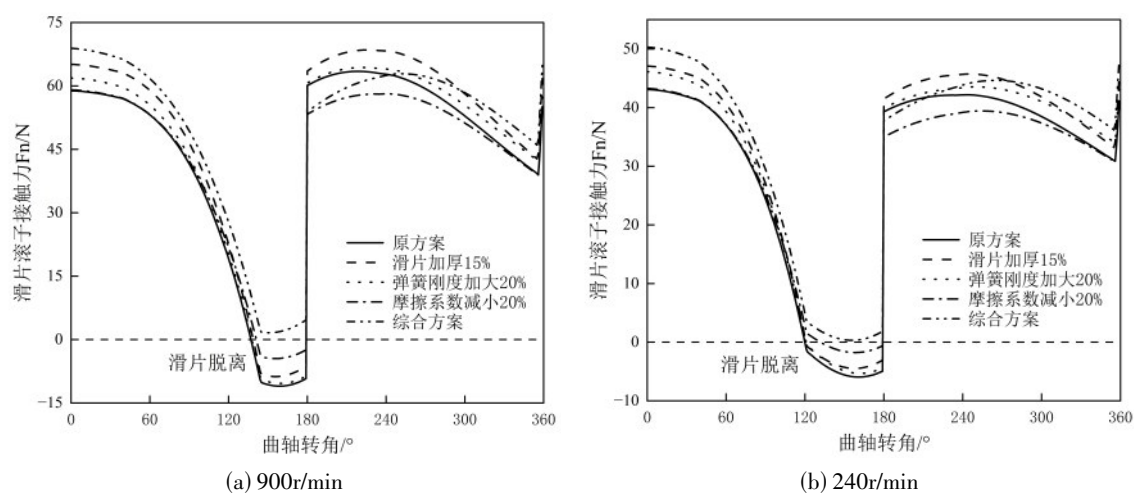


图5 常规改善方案受力分析

Fig. 5 Force analysis of conventional improvement methods

片运动特性,从而彻底解决滑片脱离和撞击问题。

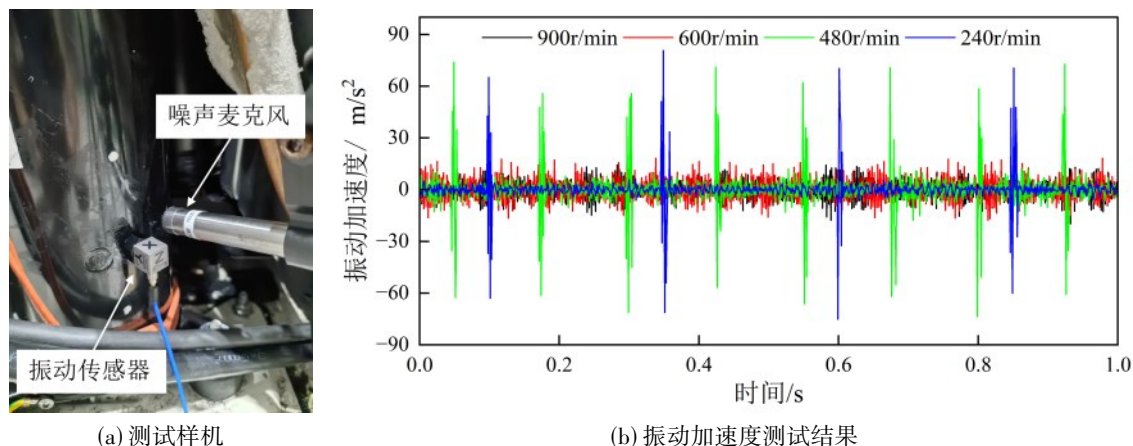


图6 常规改善综合方案测试结果

Fig. 6 Test results of the comprehensive improvement plan with conventional methods

2 铰接式滑片动力学特性分析

铰接式滑片是在传统滚动转子压缩机基础上发展出的一种滑片改进结构,其核心改进在于:将传统滑片的圆弧形头部改为带有圆形凸起的头部和颈部,同时在滚子上加工出铰接圆槽,从端面方向将滑片的圆形头部插入到滚子的圆槽内,两者形成可相对转动且不能从周向分离的铰链式结构^[28]。该设计相比传统滚动转子压缩机改进了滑片与滚子的接触方式,由两个外切圆相切变为内切圆相切,使滑片与滚子之间的润滑油膜密封角和承载宽

度加大,显著降低了滑动摩擦损失和泄漏损失。工作过程如图7(a)~(d)所示,与常规转子压缩机相同之处在于,均为曲轴驱动滚子作偏心旋转,气体力驱动滑片在气缸滑片槽内做往复滑动,将气缸分隔为吸气腔和压缩腔,完成周期性吸气、压缩和排气过程。常规转子压缩机的滚子相对气缸中心公转的同时反向绕曲轴偏心部自转,不同之处在于,铰接式滚子由于铰接点始终在滑片往复运动轨迹上,因此铰接式滚子无法自转,相对气缸中心公转的同时只能相对于滑片铰接部做摆动运动,与滑片铰接部相切点随旋转角度做周期性摆动^[29]。

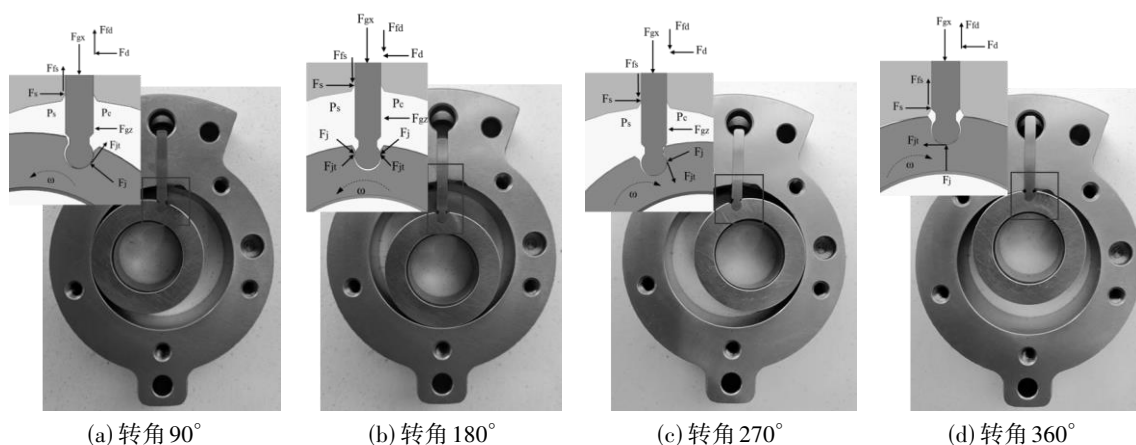


图7 铰接式滑片转子压缩机工作过程及受力分析

Fig. 7 Working process and force analysis of the hinged vane rotary compressor

对铰接式滑片结构受力分析,在压缩起始阶段(图7a,转角90°)压缩腔侧压力逐渐升高,两侧压差气体力使滚子与滑片铰接部的接触点位于圆槽的

偏排气侧,滚子相对滑片摆动方向接近自身公转旋向,铰接部摩擦力与摆动方向相反。随着进一步压缩,在低转速工况下在接近转角180°(图7b)已达到

了排气压力,此时滑片两侧压差最大,横向气体力导致滑片与滑片槽两侧接触力及摩擦力均达到最大,此时滑片加速度无法完全跟随滚子旋转速度,导致滑片铰接部接触点从圆弧顶点突变到铰接部靠近颈部的两侧。由于滑片铰接部的直径大于滚子圆槽槽口宽度,即便在更低转速下滑片也不可能与滚子完全脱离,槽口处两侧接触点拉动滑片继续跟随滚子运动,此外在铰接部有油膜粘滞力也进一步防止了滑片脱离。随着曲轴转角旋转到转角 270° (图7c),此时滚子与滑片接触点在铰接部最靠近排气一侧,此时除了横向的气体力外,滚子施加的横向接触力也达到最大,此时是铰接部接触应力最大的时刻,对铰接部摩擦功耗、磨损寿命的影响较大。滚子与滑片相对夹角在 270° 时达到最小,此刻之后滚子的摆动方向将与公转方向相反,随之铰接部的接触点在达到排气侧止点后开始向吸气侧运动。随着排气过程结束,曲轴转角回到起(终)点 360° (图7d),此时吸气腔与压缩腔联通,滚子两侧无压差,滑片在气体力作用下与滚子在铰接部的圆弧顶点处接触。此时滚子的摆动方向仍然与公转方向相反,但铰接部的接触点不会再向吸气侧移动,会在下一个周期里随着压缩腔的压力升高时,接触点始终在排气侧。

与第1.1节传统滑片的受力分析相对应,铰接式滑片的纵向(x方向)力平衡、横向(z方向)力平衡及力矩平衡方程可分别表示为:

滑片纵向(x)方向受力:

$$F_{gx} + F_{sp} - F_{ofs} - F_{efs} - F_{ofd} - F_{efd} - F_j \cos \beta + F_{jt} \sin \beta = m_v a_v \#(8)$$

滑片横向(z)方向受力:

$$F_{gz} + F_{od} + F_{cd} - F_{os} - F_{cs} - F_j \sin \beta - F_{jt} \cos \beta = m_v a_z \#(9)$$

与传统滑片受力分析式(1)~(3)相比,铰接式滑片的关键区别在于:滑片头部与滚子之间的法向接触力 F_n 和切向摩擦力 F_{τ} 替代为铰接接触力 F_j 和铰接摩擦力 F_{jt} ;铰接式滑片铰接圆弧与滚子铰接孔构成内接触,接触点与滑片中心连线与滑片纵向轴线的夹角为 β 。铰接点接触力 F_j 的方向角 β 由滑片纵向与横向受力的瞬时比值决定,而非纯几何关系,因此方向角 β 随曲轴转角动态变化。

上述力学分析可以得出在曲轴转角 270° 时,方向角 β 达到最大偏转幅度,气体力和惯性力叠加使铰接点接触力 F_j 的横向分力 F_{jt} 显著增加。为确保铰接部长期运行的可靠性,不仅要优化滑片铰接部

结构参数^[30],还要从材料选择、配合间隙及润滑条件三方面进行改善:滑片铰接面与滚子接触面采用渗氮处理,提高表面硬度,具备良好的抗磨损与抗疲劳性能;铰接部配合间隙控制在合理范围内,既保证铰接块自由摆动又避免过大冲击;同时,铰接部增加润滑通道,联通压缩机油池,运行时能够获得持续润滑油供给,接触面间可维持弹性流体动压润滑状态。

3 铰接式滑片压缩机实验验证

3.1 实验方法和设备

为了在单变量条件下对不同滑片方案进行对比研究,本课题搭建了一台专用实验压缩机。该压缩机在结构设计上充分考虑了拆装便利性:电机及泵体组件均采用模块化连接形式,能够在不拆卸整机的情况下快速更换不同结构滑片,从而有效减少试验准备时间,并消除不同样机装配差异带来的其他干扰因素。实验压缩机采用家用变频1.5HP空调常用的单缸旋转式压缩机,排量为 $10.3 \text{ cm}^3/\text{r}$,工质为R32,冷冻油为VG74。其主要结构尺寸为:气缸内半径21.5 mm,气缸高度20 mm,滚子外半径17.25 mm,滑片厚度3.2 mm。为全面获取压缩机内部运行状态,在泵体关键位置布置了温度和压力传感器。如图8(a)所示,在压缩腔和吸气腔内分别安装了动态压力传感器与热电偶,以实时监测工作腔内制冷剂压力及温度变化。此外,在压缩机外壳附近布置了噪声测量麦克风和振动加速度传感器,以同步采集振动噪声信号。

压缩机通过吸、排气管路与性能测试台连接,测试台可对吸气压力、排气压力、制冷量及功率等关键性能参数进行实时测量和记录。图8(b)给出了实验系统的整体布置原理图。为保证测量精度,整个实验系统置于专门的消音室内,消音室内部采用吸声材料和隔振装置,以削弱环境噪声与结构传递噪声对测量结果的干扰,为噪声与振动测试提供安静、稳定的声学环境。通过上述综合实验平台,本研究能够同时获取压缩机的性能参数、噪声特性以及滑片运动特性,实现不同滑片方案在单变量条件下的系统对比分析。实验过程中,通过变频器控制压缩机在宽转速范围内稳定运行,采集的数据经频谱分析后,可将振动噪声特性与内部运行特性进行关联对比。测试台测量仪器及压缩机传感器的具

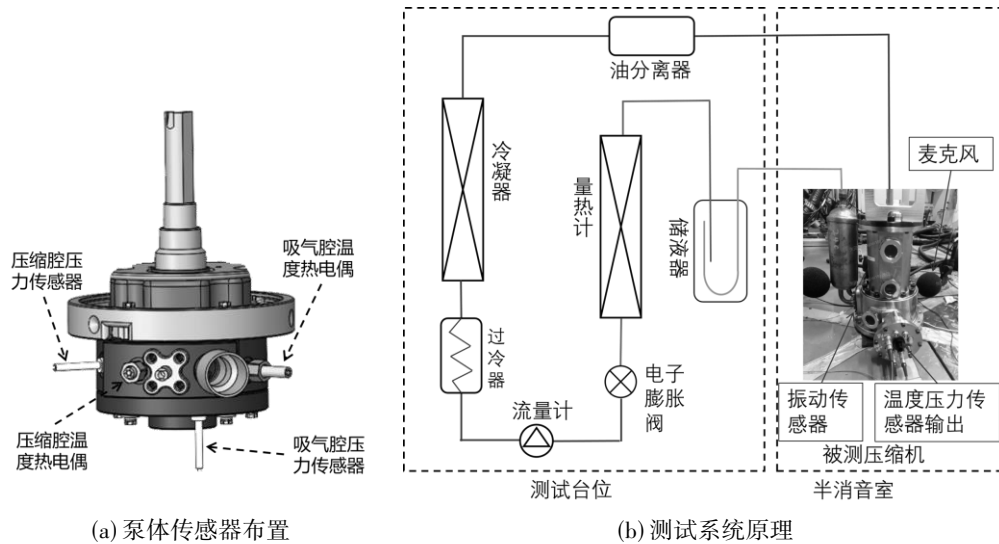


图8 压缩机传感器布置及测试系统原理图

Fig.8 Compressor sensor arrangement and schematic diagram of the test system

体指标参数见表1。

表1 测试传感器性能指标

Table 1 Performance Specifications of Test Sensors

测量参数	仪器型号	量程	精度
制冷剂压力	罗斯蒙特 3051S 压力变送器	0~5MPa	±0.005MPa
制冷剂温度	千野 PT100 A 级铂电阻	-40 ~ 130℃	±0.5℃
压缩腔压力	Endevco 8530B 压力传感器	0~3.447MPa	≤±0.5%
压缩腔温度	PT100 A 级铂电阻	30 ~ 130℃	±0.5℃
制冷剂流量	MICRO MOTION 流量传感器	10 ~ 250Kg/h	±0.1%
压缩机转速	小野测器 FT-2500	0~10 ⁶ rpm	±5rpm
压缩机振动	PCB-356A15 振动加速度计	±500m/s ²	±5%

3.2 压缩过程参数测试结果

通过对压缩过程中吸气腔和压缩腔的状态参数的监测,可以更直观的反映出运转周期中滑片与滚子的接触点是否会出现泄漏。如图9所示将上述常规滑片的综合改善方案安装到测试系统,测试了在低转速900 r/min(a)和超低转速240 r/min(b)运行时吸气腔和压缩腔的温度、压力。在900 r/min时吸气腔温度和压力基本恒定不变,压缩腔压力随曲轴转角逐渐增大,达到设定排气压力后排气过程压力也比较稳定,排气结束时排气腔和吸气腔联通后均为吸气压力。排气腔温度和趋势跟随排气腔压力,趋势基本一致。在240 r/min时,与在900 r/min时不同之处就是在曲轴转角180°附近时,出现了吸气腔和压缩腔压力的波动,压缩腔压力出现了0.08 MPa的压力突降,吸气腔压力则突然升高,同时压缩腔温度也突然降低1.2℃。由此可以得出常规改善方

案在240 r/min的超低转速时,滑片在曲轴转角接近180°前与滚子产生脱离,导致压缩腔高压制冷剂向吸气腔泄漏,从而导致了压缩腔压力降低和吸气腔压力升高。该泄漏一方面会导致排气腔实际排气量降低,也降低了吸气流量,从而降低压缩机容积效率和制冷能力;另一方面压缩气体重复耗功,导致压缩机功率增大,性能下降。

铰接式滑片方案压缩机在测试了在低转速900 r/min至超低转速240 r/min运行压缩过程参数与理论预期吻合,吸气腔和压缩腔压力基本无脉动。铰接式滑片的压缩机在超低转速运行过程中由于铰接部的周向接触力使滑片在自身无法跟随滚子时,滚子仍可以拉住滑片使其无法脱离,因此不会出现上述常规滑片方案的压缩腔向吸气腔泄漏导致的压力波动和效率下降的问题。

3.3 压缩机性能噪声测试结果

通过压缩机性能测试台控制压缩机不同转速运行的吸气、排气压力、吸气温度和阀前温度等工况参数,测得压缩机实际制冷量和输入功率,使用容积效率 η_v 和等熵效率 η_{is} 表征压缩机运转性能^[31]。

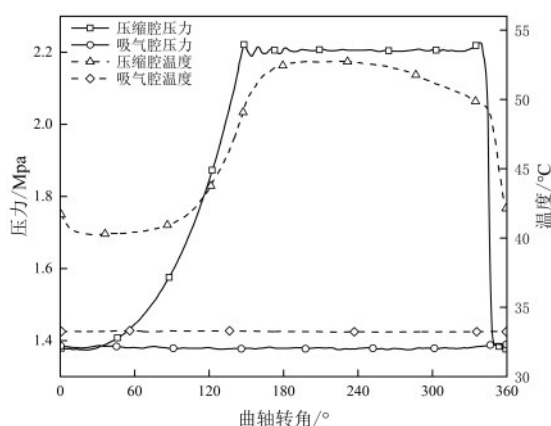
压缩机理论制冷量 Q_{th} :

$$Q_{th} = \frac{N}{60} v_c \rho_s (h_1 - h_3) \quad (10)$$

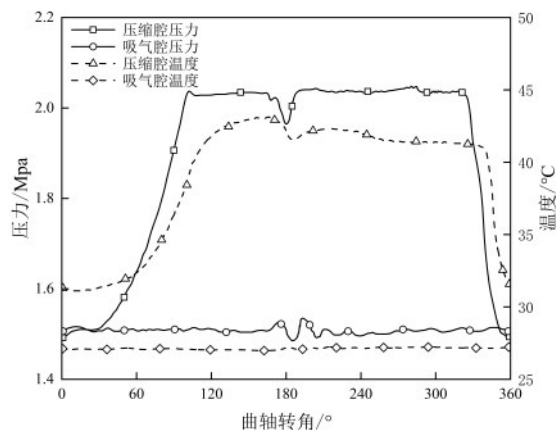
压缩机实测制冷量 Q_{exp} 与理论制冷量 Q_{th} 之比为容积效率 η_v :

$$\eta_v = \frac{Q_{exp}}{Q_{th}} \quad (11)$$

压缩机理论等熵压缩功率 W_{is} :



(a) 900r/min的压力温度



(b) 240r/min的压力温度

图9 常规改善方案压缩机低转速压缩过程参数

Fig.9 low-speed compression parameters under the conventional improvement scheme compressor

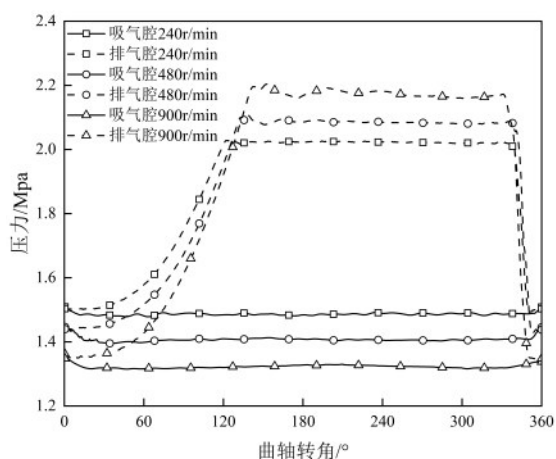


图10 铰接式滑片方案压缩机低转速压缩过程参数

Fig.10 Low-speed compression parameters of the hinged vane compressor

$$W_{is} = \frac{N}{60} v_c \rho_s (h_2 - h_1) \quad (12)$$

压缩机理论等熵压缩功率 W_{is} 与实测功率 W_{exp} 之比为等熵效率 η_{is} :

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_{exp}} \quad (13)$$

实验测试宽转速压缩机在 240~7200r/min 的全转速范围的效率对比,如图 11 所示。常规滑片方案容积效率在宽转速范围差异较大,尤其是随着转速的降低,在 900 r/min 以下时容积效率大幅衰减,在 240 r/min 的超低转速时容积效率仅有 83% 左右,相比 1800 rp/min 的转速的效率下降了 10%。对比铰接式滑片方案容积效率在 900 r/min 以下时也有衰减,相比常规方案具有提升,随着转速降低铰接式滑片的提升效果越明显,在最低转速 240r/min 时的容积效率可提升 6.5%。1800 r/min 以上至 7200 r/

min 的中高速工况时铰接式滑片的容积效率与常规方案基本一致。对比等熵效率铰接式滑片与常规方案在全转速范围是随着转速升高而升高整体上也基本一致。

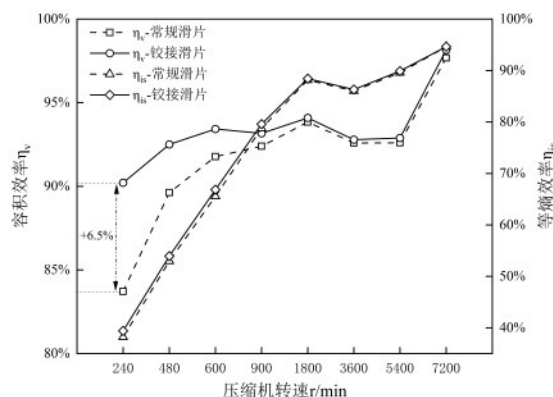


图11 压缩机容积效率和等熵效率对比

Fig.11 Comparison of compressor volumetric efficiency and isentropic efficiency

前述已通过实验验证了常规压缩机采用综合改善方案后在超低转速下仍存在滑片脱离撞击问题,在 480~240 r/min 运行时的滑片尾部振动加速度可以达到 70~80 m/s²。对比铰接式滑片压缩机在超低转速 480~240 r/min 运行时则不会出现滑片脱离撞击问题,因此滑片尾部振动加速最大值在 20~30 m/s² 左右,相比常规压缩机振动加速度最大减少 70% 左右,如图 12 所示。在 240 r/min 时对比噪声频谱得出铰接式滑片压缩机相比常规改善方案压缩机在 800~2500 Hz 的宽频段噪声峰值有 2~6 dB 改善,如图 13 所示。

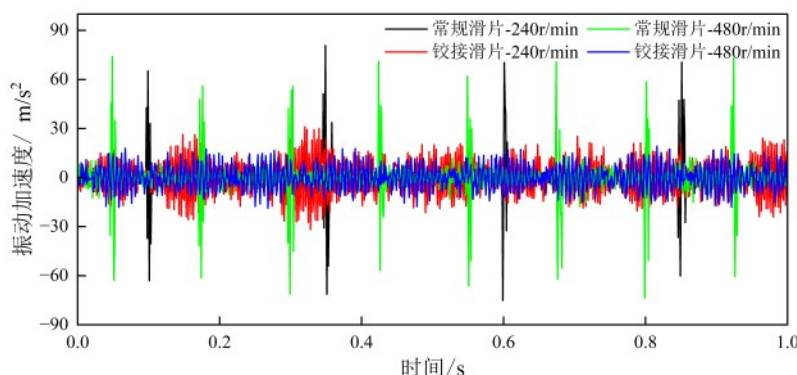


图12 铰接式滑片压缩机与常规压缩机低转速振动加速度对比

Fig.12 Comparison of low-speed vibration acceleration between hinged vane compressor and conventional compressor

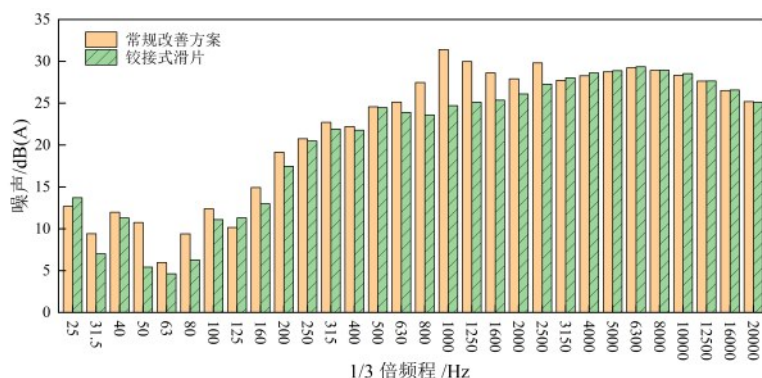


图13 铰接式滑片压缩机与常规压缩机240r/min噪声频谱对比

Fig.13 Comparison of 1/3 octave band noise spectra between hinged vane compressor and conventional compressor at 240 r/min

4 结论

本文通过建立混合润滑模型分析滑片动力学特性,研究了超低转速工况下滑片受力和运动规律,分析了超低转速下引起滑片脱离撞击的主要因素,并验证了增大弹簧力、改善侧面摩擦、增大气体推力等方案无法彻底解决。为此本文提出了铰接式滑片结构,并对比分析了与常规滑片运行特性的差异和性能噪声振动的改善效果,得出以下结论:

(1)通过滑片动力学特性分析得出低转速下影响滑片运动的主要是纵向气体力和吸排气侧摩擦力,随着转速进一步降低,滑片脱离的起始角度从 140° 提前至 120° ,脱离运行区间加长,泄漏量增大,容积效率急剧衰减。

(2)常规改善方案如加大滑片厚度、减小滑片侧面和滑片槽摩擦系数以及加大弹簧刚度等可以一定程度上改善滑片接触力,采用上述综合改善方案仍然存在 $150^\circ\sim 180^\circ$ 区间滑片滚子接触力仅有1N左右,实验验证表明,实际空调运行中滑片在超低转速480~240 r/min时仍会发生脱离,导致容积效率

衰减10%以上。

(3)对铰接式滑片运动特性分析得出,在超低转速下滚子铰接部接触力和油膜粘滞力使滑片不可能与滚子完全脱离,滑片与滚子之间的润滑油膜密封角和承载宽度加大,显著降低了滑动摩擦损失和泄漏损失。

(4)铰接式滑片压缩机在宽转速范围内容积效率均保持在90%以上,在240 r/min超低转速运行时容积效率相比常规压缩机最大提升6.5%,滑片尾部振动加速度可降低约70%,在800~2500 Hz频段噪声峰值改善2~6 dB。

符号说明

- a —— 加速度, m/s^2
- F —— 力, N
- h_1, h_2, h_3 —— 分别为制冷循环在吸气、排气、阀前状态点的焓值, kJ/kg
- I —— 转动惯量, $\text{kg}\cdot\text{m}^2$
- M —— 力矩, $\text{N}\cdot\text{m}$
- m —— 滑片质量, kg
- N —— 压缩机转速, r/min

P_s, P_c ——分别为吸气腔和压缩腔的压力, Pa

Q ——制冷量, W

R ——滑片头部圆弧半径, m

v ——压缩机排量, m^3/r

W ——功率, W

x ——滑片相对位移, m

α ——滑片倾斜角, $^\circ$

$\ddot{\beta}$ ——角加速度, rad/s^2

δ ——滑片与滑片槽间隙, m

η ——效率, %

ρ ——制冷剂密度, kg/m^3

下角标

c ——压缩腔

cd ——排气侧接触承载力

cd ——排气侧接触摩擦力

cfs ——吸气侧接触摩擦力

cs ——吸气侧接触承载力

exp ——实验测试值

gx ——气体力沿 x 方向的分量

gz ——气体力沿 z 方向的分量

is ——等熵压缩

j ——滚子对滑片铰接部的法向力

jt ——滚子对滑片铰接部的切向力

n ——滚子接触滑片的法向力

od ——排气侧油膜承载力

ofd ——排气侧油膜摩擦力

ofs ——吸气侧油膜摩擦力

os ——吸气侧油膜承载力

s ——吸气腔

sp ——弹簧力

th ——理论计算值

vt ——滚子接触滑片的切向力

1, 2, 3 ——制冷循环状态点: 吸气, 排气, 阀前

参考文献

- [1] 成建宏. 中国制冷空调实际运行状况调研报告-2017年度[M]. 北京: 中国标准出版社, 2017.
Cheng J H. Survey and study report on application for refrigeration and air-conditioning products in China[M]. Beijing: Standards Press of China, 2017.
- [2] Zhai Y B, Peng B, Yan G, et al. Dynamics and performance analysis of variable-stiffness discharge valves for wide-speed-range rotary compressors[J]. Applied Thermal Engineering, 2026, **303**: 132533.
- [3] 中国家用电器协会. 中国房间空气调节器产业技术路线图(2024版)[R/OL]. (2024-11-15). <https://www.cheaa.org/>.
China Household Electrical Appliances Association. China Room Air Conditioner Industry Technology Roadmap (2024 Edition) [R/OL]. (2024-11-15). <https://www.cheaa.org/>.
- [4] 张勤奋. 变频转子式压缩机低频能力异常衰减分析与研究[J]. 家电科技, 2022(S1): 158-161.
- [5] Zhang Q F. Analysis and research on abnormal attenuation of low frequency capacity of variable frequency rotor compressor[J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2022(S1): 158-161.
- [6] 谢利昌, 黄晓强, 沈慧, 等. 基于力学分析的滑片撞击噪声研究[J]. 制冷与空调, 2017, **17**(7): 9-14.
- [7] Xie L C, Huang X Q, Shen H, et al. Study on vane collision noise based on mechanical analysis[J]. Refrigeration and Air-Conditioning, 2017, **17**(7): 9-14.
- [8] 潘婷婷, 闫超, 林格锋, 等. 从共振角度对压缩机低频撞击噪声的分析[J]. 家电科技, 2016(5): 58-60.
- [9] Pan T T, Yan C, Lin G F, et al. Analysis of low frequency impact noise of compressor from the resonance angle[J]. China Appliance Technology, 2016(5): 58-60.
- [10] 韦为, 闫琛, 石冬宇, 等. 压缩机滑片动力学建模及接触碰撞研究[J]. 机械设计与制造, 2025(5): 85-88, 94.
- [11] Wei W, Yan C, Shi D Y, et al. Study on dynamic modeling and contact collision compressor sliding vane[J]. Machinery Design & Manufacture, 2025(5): 85-88, 94.
- [12] Geng K H, Yan C, Wei W, et al. Numerical and experimental investigation of vane - piston separation - collision in variable-speed compressors[J]. International Journal of Refrigeration, 2022, **139**: 148-157.
- [13] Du Y J, Li S N, Wu J H, et al. Research on the motion characteristics of sliding vane in rolling piston compressor under low-speed condition[J]. International Journal of Refrigeration, 2026, **182**: 522-532.
- [14] Wen C W, Liu Z, Wen X L, et al. Dynamic modeling and characteristics analysis of sliding vane in a high-speed rotary compressor considering groove distribution and multi-body coupling[J]. Tribology International, 2024, **194**: 109505.
- [15] Li R, Jing L L, Meng X H, et al. Numerical analysis of vane - slot friction pair in a rolling piston compressor considering deformation and groove design[J]. Tribology International, 2021, **162**: 107124.
- [16] 吴健, 王珺, 魏会军, 等. 滚动转子式双缸压缩机滑片与滚子运动仿真分析[J]. 机械研究与应用, 2019, **32**(5): 72-75.
- [17] Wu J, Wang J, Wei H J, et al. Kinematic simulation on vane and roller of two-cylinder rotary compressor[J]. Mechanical Research & Application, 2019, **32**(5): 72-75.
- [18] 王潇, 罗耀鹏. 多因素影响下滚动活塞压缩机滑片: 滑槽运动副摩擦特性瞬态分析[J]. 装备制造技术, 2019(9): 43-50, 65.
- [19] Wang X, Luo Y P. The friction characteristics transient analysis of rolling piston compressor's sliding vane-chute in consideration of multiple factors[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2019 (9): 43-50, 65.
- [20] 吴旭昌, 谭书鹏, 郑立宇, 等. 转子压缩机低频滑片音机理及优化设计研究[J]. 家电科技, 2025(1): 32-36.
- [21] Wu X C, Tan S P, Zheng L Y, et al. Research on noise mechanism and optimization design of low frequency sliding vane of rotor compressor[J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2025 (1): 32-36.
- [22] 朱敏斯. 宽频全域运行高效静音压缩机关键技术研究及产业化. 广东省, 广东美芝制冷设备有限公司, 2023-12-01.
- [23] Zhu M. S. Research and industrialization of key technologies for high-efficiency and quiet compressor with wide-frequency full-range operation [R]. Guangdong Province, Guangdong Meizhi

- Compressor Co., Ltd., 2023-12-01.
- [16] 孙效航, 杨启超, 史本林, 等. 微型无油滚动转子压缩机的动力特性与摩擦损失分析[J]. 机电工程, 2024, **41**(8): 1447-1454.
Sun X H, Yang Q C, Shi B L, et al. Analysis on dynamic characteristics and friction loss of miniature oil-free rolling piston compressor[J]. Mechanical & Electrical Engineering Magazine, 2024, **41**(8): 1447-1454.
- [17] Okur M, Akmandor I S. Experimental investigation of hinged and spring loaded rolling piston compressors pertaining to a turbo rotary engine[J]. Applied Thermal Engineering, 2011, **31**(6/7): 1031-1038.
- [18] 邹鹏, 魏会军, 徐嘉, 等. CO₂ 铰接机构压缩机的特点与性能研究[J]. 冷藏技术, 2019, **42**(2): 20-23.
Zou P, Wei H J, Xu J, et al. The characteristics and performance of the CO₂ novel structure compressor[J]. Cold Storage Technic, 2019, **42**(2): 20-23.
- [19] 吴延平. 铰接结构压缩机滑片特性改进研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2020.
Wu Y P. Research on the improvement of the slide vane characteristics of the articulated compressor[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2020.
- [20] Kim D, Azam S, Lee S, et al. Comprehensive analysis of dynamic behavior and lubrication performance in a two-cylinder rotary compressor featuring hinge-joined vane and roller[J]. International Journal of Refrigeration, 2025, **177**: 124-140.
- [21] 尹应德, 朱冬生, 刘世杰, 等. 双缸滚动转子式压缩机采暖热泵低温制热性能[J]. 化工学报, 2019, **70**(S2): 220-227.
Yin Y D, Zhu D S, Liu S J, et al. Heating performance of space heating heat pump based on dual-cylinder rotary compressor in ultra-low temperature[J]. CIESC Journal, 2019, **70**(S2): 220-227.
- [22] Wen C W, Liu Z, Bai P P, et al. Modeling and performance analysis of rotary compressor considering multi-body coupling and bearing deformation[J]. Tribology International, 2023, **189**: 108981.
- [23] Wen C W, Bai P P, Zhang H, et al. Theoretical model development and mixed lubrication analyses of rolling piston type rotary compressors: a review[J]. Lubricants, 2024, **12**(8): 273.
- [24] Teh Y L, Ooi K T. Theoretical study of a novel refrigeration compressor- Part III: Leakage loss of the revolving vane (RV) compressor and a comparison with that of the rolling piston type [J]. International Journal of Refrigeration, 2009, **32**(5): 945-952.
- [25] 张荣婷, 张金圈, 宋启峰, 等. 滚动转子压缩机摩擦噪声数值模拟及试验研究[J]. 噪声与振动控制, 2022, **42**(2): 29-33, 66.
Zhang R T, Zhang J Q, Song Q F, et al. Numerical simulation and experimental research on friction noise of rolling rotary compressors[J]. Noise and Vibration Control, 2022, **42**(2): 29-33, 66.
- [26] 孟亚飞, 廖四清, 陈磊. 吸气干度对 R32 转子式压缩机性能影响的实验研究[J]. 家电科技, 2024(S1): 175-179.
Meng Y F, Liao S Q, Chen L. Experimental study on the R32 rotary compressor performance of different suction refrigerant quality[J]. Journal of Appliance Science & Technology, 2024(S1): 175-179.
- [27] 张荣婷, 黄辉, 胡余生, 等. 变频压缩机低频周期性噪声的分析[J]. 流体机械, 2016, **44**(6): 51-55.
Zhang R T, Huang H, Hu Y S, et al. Periodic noise of inverter controlled rotary compressor[J]. Fluid Machinery, 2016, **44**(6): 51-55.
- [28] 卢朝霞. 叶片铰接滚动转子压缩机的可靠性研究[D]. 南宁: 广西大学, 2006.
Lu Z X. Studying on the reliability of the rolling piston compressor with a pinned blade[D]. Nanning: Guangxi University, 2006.
- [29] 卢朝霞, 潘树林, 涂汉波, 等. 叶片铰接滚动转子压缩机的运动分析[J]. 流体机械, 2007, **35**(5): 25-28.
Lu Z X, Pan S L, Tu H B, et al. Motion analysis of the rolling piston compressor with a pinned blade[J]. Fluid Machinery, 2007, **35**(5): 25-28.
- [30] Okur M, Arabaci E. Experimental study of a novel hinged vane rotary turbine - part I: The effect of different vane thickness and vane weight on turbine performance[J]. International Journal of Refrigeration, 2015, **51**: 70-76.
- [31] 桂超, 李庆普, 刘亚萍, 等. 水源制冷机组中滚动转子式压缩机运转性能实验研究[J]. 低温工程, 2025(5): 42-49.
Gui C, Li Q P, Liu Y P, et al. Study on operation performance of rolling rotor compressor in water-source chiller unit[J]. Cryogenics, 2025(5): 42-49.